

# Актуальні питання нафтогазової галузі

УДК 622.274

## ЕНЕРГОБЕЗПЕКА УКРАЇНИ ТА ОСВОЄННЯ ШЕЛЬФУ ЧОРНОГО ТА АЗОВСЬКОГО МОРІВ

В.Р.Возний, Р.В.Андрусів

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

*Розглядається проблема освоєння Південного регіону України на прикладі Східно-Казантипського газового родовища і характеристики внутрішньо-свердловинного обладнання з метою забезпечення України енергоресурсами.*

Ключові слова: шельф, буріння, свердловина, запаси

*Рассматривается проблема освоения Южного региона Украины на примере Восточно-Казантипского газового месторождения и характеристика внутрискважинного оборудования с целью обеспечения Украины энергоресурсами.*

Ключевые слова: шельф, бурение, скважина, запасы.

*The problem of the South region of Ukraine is considered on the example of Skhidno-Kazantipske of gas deposit and description by the internal downhole equipment purpose of providing of Ukraine power resources.*

Keywords: offshore area, drilling, well, reserves

**I Постановка проблем.** Територія України поділяється на три економічних та нафтогазових райони: Південно-Західний, Долинсько-Придністровський і Південний.

Південний нафтогазоносний район охоплює західне і Північне Причорномор'я, Північне Приазов'я, Кримський півострів, Чорне і Азовське моря (в межах економічної зони України), а в адміністративному відношенні – Одеську, Миколаївську, Херсонську, Запорізьку і Донецьку області та Автономну Республіку Крим. Площа регіону – 290,6 тис.км<sup>2</sup>, у тому числі акваторій – 123,5 тис.км<sup>2</sup>.

Надра півдня України здавна відомі великими запасами природних вуглеводнів. Про це свідчать, зокрема, амфори з нафтою в могильниках Босфорського царства (4-2 тис. років до н.е.), знайдені на Керченському півострові.

Буріння перших неглибоких свердловин поблизу перших природних витоків нафти на Керченському півострові (1864 р.) значних результатів не дало, однак на окремих площах було створено невеликі нафтопромисли, де проводився видобуток нафти. Буріння пошукових і розвідувальних свердловин на глибоководній частині морів є сьогодні актуальним.

**II Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У 20-х роках ХХ ст. під керівництвом А.Д. Архангельського виконуються науково-дослідні роботи з вивчення стратиграфії і тектоніки Керченського півострова, оцінки його нафтогазоносності.

Відкриття у 60-х роках ряду родовищ вуглеводнів у Рівнинному Криму спонукало до пошуків нафти і газу в прилеглих шельфах Чорного та Азовського морів.

З 1970 по 1980 рік у північно-західній частині шельфу Чорного моря геофізичними методами було виявлено близько 40, а на шельфі Азовського моря – 20 перспективних структур.

У межах морських акваторій України геофізичними дослідженнями охоплені весь осадовий чохол. В цілому по осадовому чохолу розбуреність півдня України характеризується так: Західне – Причорномор'я – 22,5 м/км<sup>2</sup> або 109,5 км<sup>2</sup>/1 св., Рівнинний Крим – 06,3 м/км<sup>2</sup> або 44,7 км<sup>2</sup>/1 св., Північне Причорномор'я – 2,5 м/км<sup>2</sup> або 784,2 км<sup>2</sup>/1 св. та Керченський півострів – 88,5 м/км<sup>2</sup> або 33,5 км<sup>2</sup>/1 св.

Вивченість глибоководним бурінням південних областей України в цілому складає 35,1 м/км<sup>2</sup> або 77,5 км<sup>2</sup>/1 св.



Рисунок 1 – Оглядова карта (М 1:400000)

На думку багатьох спеціалістів, нафтова і газова промисловість України розвиватиметься в районах шельфів Чорного та Азовського морів, де зосереджено понад сорок відсотків запасів нафти і газу України.

На даний час на континентальному шельфі Чорного моря відкрито 7 газових і газоконденсатних родовищ: Архангельське, Голіцинське, Безіменне, Шмідта, Одеське і Кримське і одне нафтове – Олімпійське.

На шельфі Азовського моря відкрито також сім газових родовищ Стрількове, Морське, Північно-Керченське, Північно-Казантипське, Східно-Казантипське, Південно-Казантипське і Північно-Булганакське.

**III Постановка задачі.** Розглянемо більш детально Східно-Казантипське газове родовище, його місцезнаходження, а також характеристику обладнання, яке використовується у ході експлуатації свердловин.

**IV. Основний матеріал.** Східно-Казантипське газове родовище розташоване у південній частині акваторії Азовського моря за 10 км на схід від Північно-Казантипського родовища на відстані 40 км у південно-західному напрямку від м. Керч (рис. 1), що є основним споживачем природного газу. Глибина моря в межах родовища сягає 11-12 м.

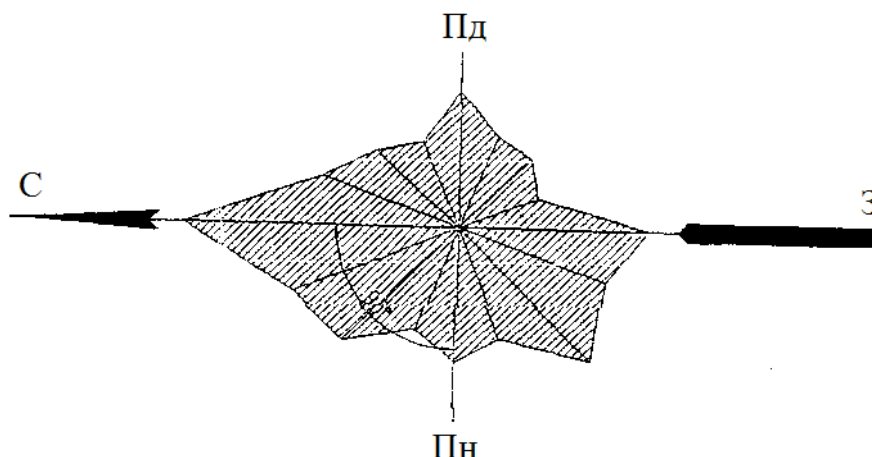


Рисунок 2 – Роза вітрів в акваторії Східно-Казантипського газового родовища

Клімат району – помірно-континентальний. Зима холодна, вітряна, температура інколи знижується до мінус  $25^{\circ}\text{C}$  (січень – лютий). Літо спекотливе, посушливе, максимальна температура сягає плюс  $35^{\circ}\text{C}$  і припадає на липень-серпень. Середньорічна температура складає  $+11,5^{\circ}\text{C}$ .

Вітровий режим на Азовському морі нестійкий: восени і взимку переважають східні і північно-східні вітри силою 6-9 балів, навесні і влітку вони змінюються на західні і південно-західні, рідше східні та північно-східні силою 3-6 балів. На рис. 2 зображена роза вітрів даного регіону, яка дає змогу правильно зорієнтувати опорний блок платформи на місцевості. Як бачимо, тут переважають східні та західні вітри.

Хвилювання моря понад 4 бали спостерігається в осінньо-зимовий період; дуже часто в лютому-березні трапляються довготривалі шторми силою до 7 і більше балів. В теплий період року трапляються шквали зі зливовими дощами та грозами. Протягом року випадає понад 350 мм опадів, максимальні опади припадають на осінь і весну. Часто спостерігаються тумани з горизонтальною видимістю: до 500 м – влітку і до 50 м – взимку. Влітку вода в морі прогривається до 25 і більше градусів. В суворі зими створюється льодовий покрив товщиною до 0,7 м. Сильні вітри спричинюють тороси, висота яких сягає 1 м, а в прибережній зоні – до 5-10 м. Східно-Казантипське підняття виявлено регіональними сейсмічними дослідженнями в 1970 році за відбиваючим горизонтом It (покривля чокракського горизонту). До пошуково-розвідувального буріння воно підготовлене детальними сейсмічними роботами в 1976-77 рр. за відбиваючими горизонтами Im, Is та Ia, які відносяться відповідно до покривлі меотису, сармату та майкопу.

В тектонічному плані Східно-Казантипське підняття відноситься до центральної частини Індоло-Кубанського прогину. За даними сейсморозвідки у відкладах неогену і майкопу воно має форму пологої брахіантиклінальної складки північно-східного простягання амплітудою до 30 м.

Розміри складки в межах замкненої ізогіпси – (430 м) складають  $9 \times 4,5$  км, площа – близько 33 км.

В 1999 році на Східно-Казантипській площі було розпочато пошукове буріння. Свердловиною 1, яка була пробурена в межах північно-східного крила структури, у відкладах меотасу в інтервалі 440-456 м розкрито пачку газонасичених пластів, з якої під час випробовування (інтервал перфорації 440-449 м) отримано промисловий приплив газу дебітом  $111,9$  тис.м<sup>3</sup>/добу на штуцері діаметром 14 мм. Пластовий тиск на глибині 444,5 м склав 4,56 МПа.

Промислову продуктивність горизонту підтверджено результатами випробовування свердловини 2, пробуреної в склепінній частині структури. Із інтервалу перфорації 428-439 м отримано приплив газу дебітом  $195,4$  тис.м<sup>3</sup>/добу на штуцері діаметром 19,7 мм.

Газ родовища – метановий (97,32-98,133%). Вміст етану незначний – 0,315-0,321%. Виявлений поклад газу відноситься до пластово-склепінного типу.

Східно-Казантипське родовище розробляється з однієї льодостійкої морської стаціонарної платформи (МСП) п'ятьма похилоскерованими і однією вертикальною експлуатаційними свердловинами.

З метою ізоляції водоносних пластів, а також для захисту від обвалювання стінок свердловин і запобігання прориванню газу в інші пласти, свердловини обсажені такими колонами:

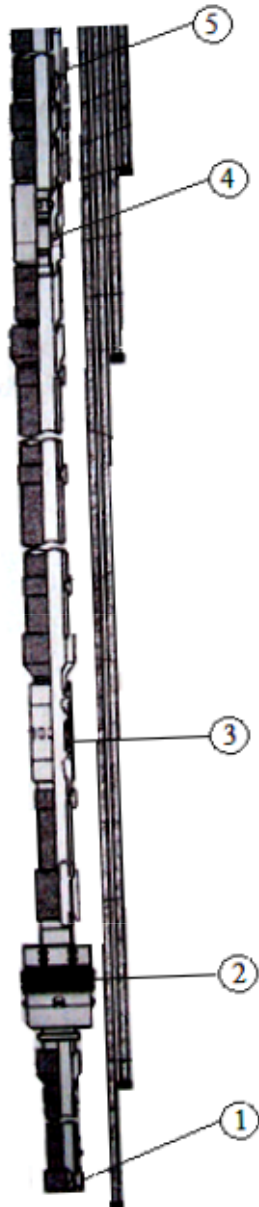
- водоізолююча діаметром 630 мм;
- кондуктор діаметром 324 мм;
- технічна діаметром 245 мм;
- експлуатаційна діаметром 146 мм.

Щоб забезпечити герметичність свердловини, висоту підіймання цементного розчину в законному просторі виконано до гирла.

Для облаштування експлуатаційних свердловин використовують фонтанну арматуру на робочий тиск до 35 МПа АФК – 65х35 з установленим замість корінної гідропневмоприводної засувки засувки з автоматичним керуванням і колонні головки типу ОКК1 -210-146х245 на тиск до 21 МПа.

За результатами розрахунків втрат тиску в стовбурі і швидкості газу у башмаку НКТ використовують фонтанні труби з умовним діаметром 73 мм.

Свердловини, які розташовані на шельфі, обладнані спеціальним внутрішньосвердловинним устаткуванням. Виходячи з геологічних даних і величин дебітів свердловин, отриманих під час їх випробовувань пропонується компоновка внутрішньосвердловинного устаткування фірми „BAKER”(США). Схема компоновки підземного устаткування зображена на рис. 3.



**Рисунок 3 – Типова компоновка внутрішньосвердловинного обладнання для свердловини № 10 Східно-Казантипського газового родовища**

Як видно з рис. 3, підземне устаткування складається з таких елементів:

- 1 – зрізний перехідник під кульку;
- 2 – пакер, який підіймається з подвійним захопленням моделі «FH»;
- 3 – циліндричний клапан моделі «L»;

4 – клапан-відсікач, самозрівнювальний, який підіймається на тросі;

5 – підвісний патрубков, ніпель.

У процесі розкриття однорідного за колекторськими властивостями пласта потужністю до 10 м, башмак фонтанних труб рекомендується встановлювати на середині інтервалу перфорації.

Відкриті газові родовища Одеське і Безіменне з досить великими запасами повинні були вже 2010 р. постачати Україні понад 1 млрд.м<sup>3</sup> газу, але введення їх в розробку перенесено ще на декілька років через брак коштів.

В Україні вже було прийнято три державні програми з розвитку з нафтової і газової промисловості, дві програми з освоєння нафтогазових ресурсів Чорного і Азовського морів. Державними програмами передбачалося до 2010 р. довести власний видобуток газу до 36 (пізніше скорочено до 28 млрд.м<sup>3</sup>), а нафти до 7-8 (пізніше скорочено до 5-6 млн.т/рік).

**Висновки.** За минулі роки державні програми по Чорному та Азовському морях профінансовано тільки на 10 відсотків від запланованого.

В Україні справді не вистачає коштів для освоєння вуглеводневих ресурсів наших морів. Багато відомих західних транснаціональних нафтогазових компаній хотіли б розпочати співробітництво з Україною у цій галузі («Хант», «Венко», «Шлюмберже», «Шелл»). Найреальнішою програмою співробітництва була програма компанії «Хант», згідно з якою уже у 2009 р. мало розпочатися буріння першої свердловини в глибоководній частині Чорного моря глибиною 2200 м. але тендерна комісія віддала перевагу іншій зарубіжній компанії, а далі політична боротьба усунула і її від конкретної роботи.

Для нашої держави методичним прикладом забезпечення енергобезпеки може бути приклад Бразилії з освоєння морських вуглеводневих ресурсів, належне фінансування державних програм з освоєння шельфу Чорного та Азовського морів.

### Література

- 1 Возний В.Р. Основи гірничого виробництва / В.Р. Возний, Р.С. Яремійчук. – К.: Кондор, 2006. – 376 с.
- 2 Проект розробки експлуатації Східно-Казантипського газового родовища. 1998р.
- 3 Автор. Енергобезпека. Забалакали... Вкотре. (Інтерв'ю з Р. Яремійчуком) / Автор Георгій Вервес // Голос України: 2009. – 29 грудня (№ 248). – С.10-11.

*Стаття надійшла до редакційної колегії 25.03.10*

*Рекомендована до друку професором Кондратом Р.М.*

## АПРІОРНА ПРОСТОРОВА СЕЙСМОГРАВІТАЦІЙНА МОДЕЛЬ ГЛИБИННОЇ БУДОВИ ПІВНІЧНО-ЗАХІДНОГО ШЕЛЬФУ ЧОРНОГО МОРЯ – ПЕРШИЙ КРОК ДО РОЗУМІННЯ

*Б.Б.Габльовський, Т.О.Федченко, О.П.Петровський*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 501041,  
e-mail: geobip@optima.com.ua,*

*Висвітлено один з основних етапів створення просторової інтегральної геолого-геофізичної моделі північно-західної частини шельфу Чорного моря - синтезування апріорної просторової геолого-геофізичної моделі глибинної будови, що є основою для визначення оптимальних параметрів 3D інтегральної геолого-геофізичної моделі та прогнозування розвитку зон перспективних у нафтогазовому відношенні.*

*Виходячи з наявної геолого-геофізичної інформації, створено модель, яка відповідає сучасним геодинамічним даним; сейсмічній інформації та принципово узгоджена з регіональним гравітаційним полем.*

*Ключові слова: північно-західний шельф Чорного моря, апріорна просторова геолого-геофізична модель, гравірозвідка, гравітаційне поле.*

*Отображен один из основных этапов создания пространственной интегральной геолого-геофизической модели северо-западной части шельфа Черного моря – синтезирование априорной пространственной геолого-геофизической модели глубинного строения, являющейся основой для определения оптимальных параметров 3D интегральной геолого-геофизической модели и прогнозирования развития зон перспективных в нефтегазовом отношении.*

*Исходя с присущей геолого-геофизической информации, создана модель, отвечающая современным геодинамическим данным, сейсмической информации и принципиально согласованная с региональным гравитационным полем.*

*Ключевые слова: северо-западный шельф Черного моря, априорная пространственная геолого-геофизическая модель, гравиразведка, гравитационное поле.*

*One of the main stages of 3D geological-geophysical model creation is illustrated for the north-western part of the Black Sea shelf. Attention is paid to construction of initial model, which will be the base for geophysical inversion and oil and gas prospecting.*

*Initial model was created by the way of integrating all available geological and geophysical information. It is correspondent to modern geodynamics, seismic information and is regionally correspondent to measured gravity field.*

*Keywords: North-Western Part of the Black Sea Shelf, initial 3D geological-geophysical model, gravimetry, gravity field.*

Зважаючи на високу потребу в забезпеченні України власними вуглеводневими ресурсами та високий ступінь освоєння вуглеводневого потенціалу Західного та Східного нафтогазоносних регіонів, актуальною є проблема нарощування ресурсного потенціалу і, насамперед, за рахунок ефективного освоєння ресурсів Південного нафтогазоносного регіону, зокрема акваторій Чорного моря. За даними досліджень [1], ступінь освоєння надр акваторії Чорного моря не перевищує 7%, а нещодавнє відкриття нафтового родовища в межах Прикерченського шельфу робить освоєння ресурсів цього регіону ще більш привабливим. В межах Українського сектору акваторії Чорного моря найбільш вивченою є територія північно-західного шельфу Чорного моря, де відкрито 8 газових і газоконденсатних родовищ та підготовлена до пошукового буріння значна кількість нових структур.

Хоча територія Південного нафтогазоносного регіону, в т.ч. і північно-західного шельфу досліджується [2-6] вже давно, на даний момент відсутні достатні геологічно і геофізично обґрунтовані регіональні відомості про глибинну будову та характер розміщення ділянок розвитку порід-колекторів, в тому числі і вуглево-

дневонасичених. Така ситуація пов'язана, насамперед, з відсутністю даних параметричного буріння (в межах економічної зони України проведено лише дві параметричні свердловини (1-Пд.-Бортова і 1-Прадніпровська), що призводить до неоднозначності інтерпретації геолого-геофізичних даних навіть на площах, введених в глибоке буріння. Крім того, в межах північно-західного шельфу потребують додаткового вивчення крейдяні та докрейдяні відклади Північнокримського рифтогенного прогину та крупні тектонічні елементи, такі як південний акваторіальний схил Східно-Європейської плити, Континентальний схил, Західно-Чорноморська западина.

Однак через високу вартість буріння в морських умовах, розміщення кожної нової свердловини потребує ретельного наукового і геолого-геофізичного обґрунтування, що може бути зроблено лише на основі залучення сучасних наукомістких ефективних методів і технологій вивчення особливостей геологічної будови та прогнозу перспектив нафтогазоносності.

Один з таких методів, який добре зарекомендував себе під час вивчення нафтогазоперспективних територій та площ суходолу, базу-

ється на створенні просторових інтегральних геолого-геофізичних моделей глибинної будови, узгоджених з усім наявним комплексом геолого-геофізичних відомостей, може бути застосованій для північно-західної частини шельфу Чорного моря [7-9].

Процес визначення оптимальних і геологічно змістовних параметрів просторової інтегральної моделі базується на розв'язанні обернених задач інтегральної інтерпретації геолого-геофізичних даних [8]. Згідно з їх постановкою і математичними методами розв'язку для отримання геологічно-змістовних моделей суттєве значення має залучення максимально можливо об'єму наявних апіорних геолого-геофізичних даних, в тому числі у процес створення моделі початкового наближення до шуканої інтегральної моделі. В зв'язку з цим, синтезування з наявних геолого-геофізичних даних апіорної моделі території досліджень є одним з основних етапів на шляху отримання інтегральної просторової геолого-геофізичної моделі глибинної будови, в тому числі і для моделі північно-західного шельфу Чорного моря.

Залежно від наявних геолого-геофізичних даних виділяється три основні способи формування апіорної моделі [10].

**1. Формування 3D апіорної моделі на основі просторово низькоінформативних даних.** При цьому залучаються 2D сейсмогеологічні побудови через мережу профілів, 1D свердловинна інформація, петрофізичні дані, а процес формування моделі включає:

- побудову вздовж кожного з профілів геолого-геофізичних структурних моделей та моделей розподілу фізичних властивостей [8];

- інтерполяцію (екстраполяцію) фізичних властивостей з профілів у міжпрофільний простір. Якщо профілі пов'язані між собою, спершу проводиться побудова структурних поверхонь основних геолого-геофізичних горизонтів, і вже з врахуванням структурних особливостей моделі здійснюється визначення просторового розподілу геолого-геофізичних властивостей.

**2. Формування 3D апіорної моделі на основі просторово інформативних даних** проводиться із залученням 2D сейсмогеологічних побудов через мережу профілів, 3D структурних побудов у межах одного або кількох опорних горизонтів, 1D свердловинної інформації, петрофізичних даних. Процес створення апіорної моделі складається з:

- побудови вздовж кожного з профілів геолого-геофізичних структурних моделей та моделей розподілу фізичних властивостей, в т.ч. потужностей пластів;

- побудови цифрових структурних карт опорних горизонтів;

- побудови площинних карт потужностей в т.ч. з врахуванням свердловинних даних;

- побудови додаткових структурних карт горизонтів, розташованих між опорними границями або поза їх межами;

- просторової інтерполяції (екстраполяції) фізичних властивостей з врахуванням геометрії опорних і додаткових структурних поверхонь.

**3. Формування 3D апіорної моделі на основі просторово високоінформативних даних.** Побудова апіорної моделі за цим алгоритмом відбувається із залученням 3D структурних побудов у межах основних сейсмогеологічних горизонтів, 1D свердловинної інформації, петрофізичних даних. Просторова інтерполяція (екстраполяція) фізичних властивостей здійснюється з врахуванням геометрії основних, а за необхідності і додаткових, структурних поверхонь.

**Вихідні данні для створення апіорної просторової геолого-геофізичної моделі північно-західного шельфу Чорного моря.**

За результатами раніше виконаних геолого-геофізичних досліджень на території північно-західного шельфу Чорного моря були отримані наступні відомості:

1) Структурні сейсмічні побудови горизонтів відбиття у відкладах осадового чохла М 1:200000 [11]:

- горизонт відбиття IV - підошва відкладів нижньокрейдового віку;

- горизонт відбиття IV<sup>a</sup> - покрівля відкладів середньоальбського віку;

- горизонт відбиття III<sup>г</sup> - підошва відкладів верхньосенноманського віку;

- горизонт відбиття III<sup>б</sup> - покрівля відкладів коньяк-туронського віку;

- горизонт відбиття III<sup>б</sup> - підошва відкладів верхньосантонського віку;

- горизонт відбиття III<sup>м</sup>-III<sup>к</sup> - поверхня карбонатів верхньокрейдового віку;

- горизонт відбиття III<sup>а</sup> - покрівля відкладів нижньопалеоценового віку;

- горизонт відбиття II<sup>б</sup> - покрівля карбонатів середньоценового віку;

- горизонт відбиття II<sup>а</sup> - підошва відкладів майкопського віку;

- горизонт відбиття I<sup>а</sup> - покрівля відкладів майкопського віку.

2) Дані батиметрії північно-західної частини шельфу Чорного моря.

3) Карти середніх швидкостей пружних хвиль глибинних рівнів (5000 м, 15000 м, 25000 м.) [12].

4) Карта поверхні Мохоровічича (Соллогуб В.Б., Соллогуб Н.В.) [14].

5) Зведена петрофізична характеристика відкладів осадового чохла півдня України [15].

6) Результати інтегрального геогустинного моделювання Голіцинської площі [0].

Згідно з раніше наведеною класифікацією способів створення апіорних геолого-геофізичних моделей наявний комплекс вихідних геолого-геофізичних даних для північно-західної частини шельфу Чорного моря може бути охарактеризований як *інформативний*, що і визначає послідовність дій для створення початкової моделі.

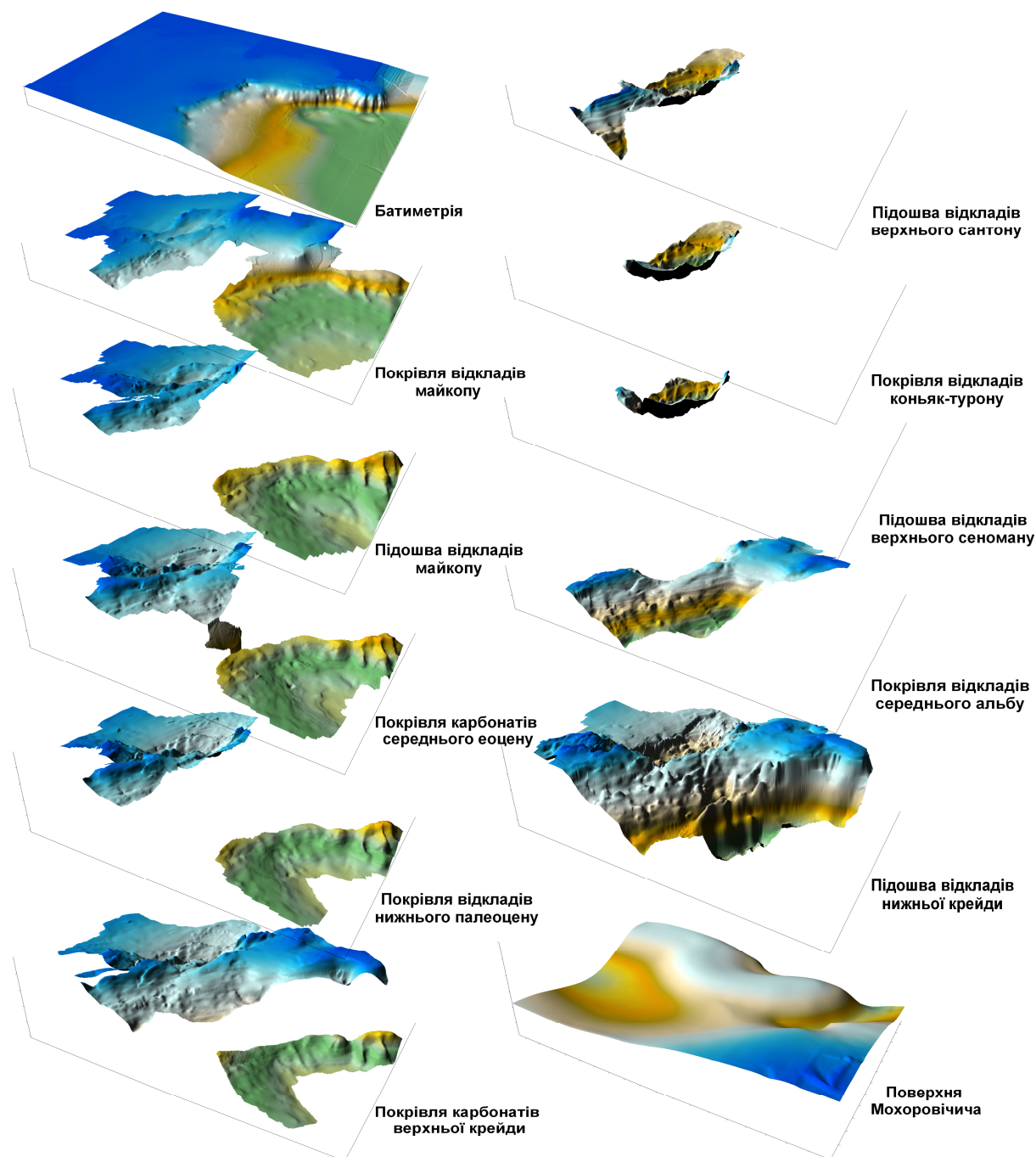


Рисунок 1 – Аксонометричне зображення початкової структурної моделі

**Етапність процесу створення апріорної моделі північно-західного шельфу Чорного моря.**

**Етап 1.** Формування просторової структурної моделі (рис. 1):

- цифрова модель границі Мохо – розділу між породами земної кори та верхньої частини мантії Землі за даними ГСЗ;

- цифрові моделі границь основних стратиграфічних горизонтів та порід докрейдової основи, за даними сейсмозвідки;

- цифрова модель поверхні морського дна – на основі даних батиметрії.

**Етап 2.** Формування просторової геогустинної моделі (рис. 2):

- густина порід верхньої мантії -  $\sigma=3200 \text{ кг/м}^3$  (за довідниковими даними) [13];

- геогустинні властивості докрейдових відкладів за результатами перерахунку даних про середні швидкості, отримані в результаті досліджень методом ГСЗ, в геогустинні характеристики розрізу з використанням формули Гарднера [16]

$$y_i = a * \sqrt[4]{V_{nli}}, \quad (1)$$

де:  $y_i$  – густина порід  $i$ -того пласта ( $10^3 \text{ кг/м}^3$ );  $a$  – коефіцієнт пропорційності, визначений на основі зіставлення відомих петрофізичних даних про зміну швидкості та густини порід для різних типів порід досліджуваного регіону (рис. 3, 4) прийнято рівним 0.33;

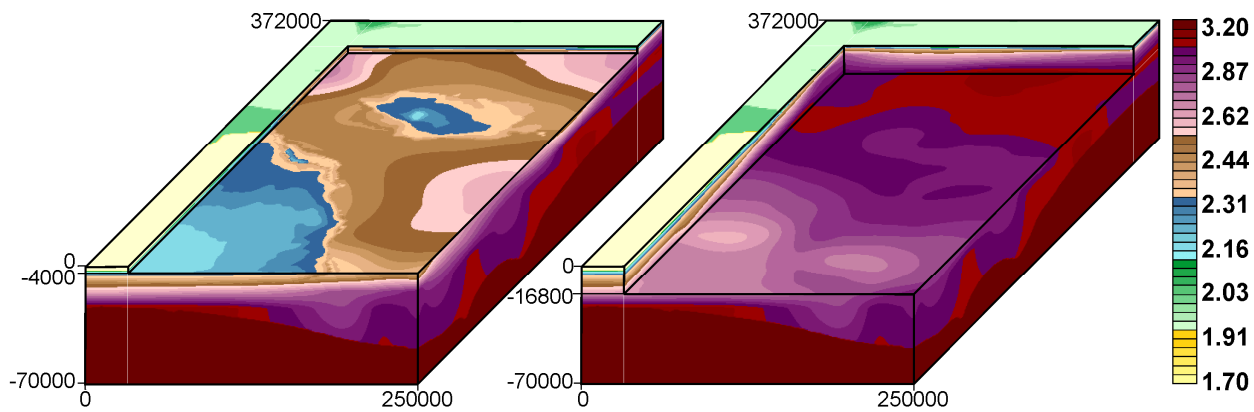


Рисунок 2 – Аксонометричне зображення апріорної просторової сейсмогравітаційної геогустинної моделі глибокої будови північно-західного шельфу Чорного моря

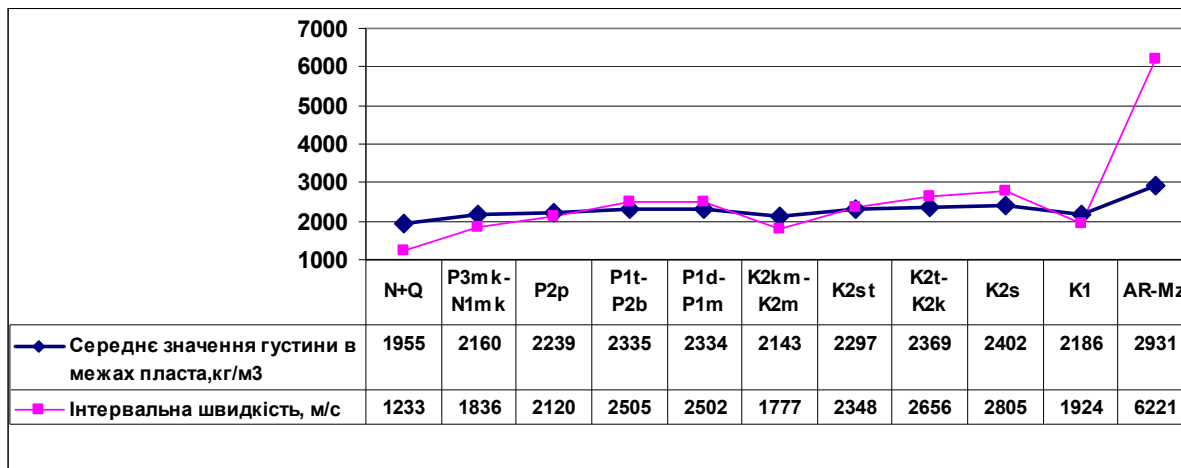


Рисунок 3 – Зіставлення швидкісних та густинних характеристик відкладів осадового чохла в межах північно-західного шельфу Чорного моря

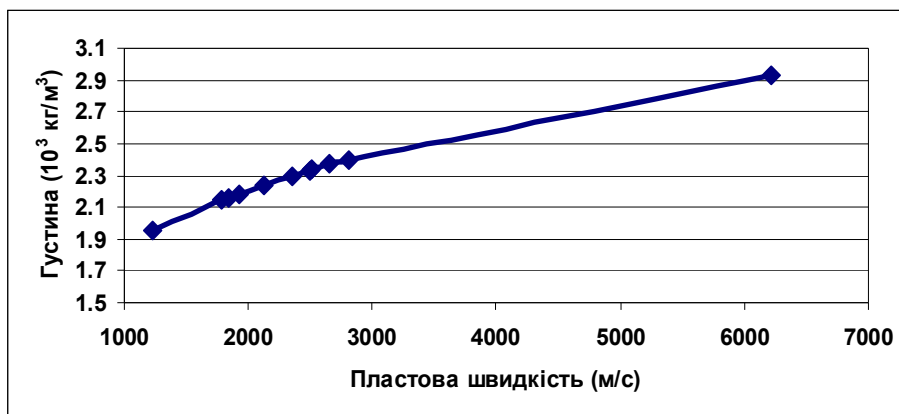


Рисунок 4 – Графік залежності густини від пластової швидкості

$V_{nl,i}$  – інтервальна швидкість у межах  $i$ -того пласта (м/с), розрахована за співвідношенням

$$V_{nl,i} = \frac{H_i - H_{i-1}}{t_{0i} - t_{0i-1}}; \quad (2)$$

$t_{0i}$  – час проходження хвилі до покрівлі  $i$ -го пласта

$$t_{0i} = \frac{H_i}{V_{cp,i}}, \quad (3)$$

де:  $H_i$  – глибина залягання покрівлі  $i$ -того горизонту, для якого визначено розподіл середньої швидкості;  $V_{cp,i}$  – середня швидкість розповсюдження пружних хвиль;

– густинні властивості порід осадового чохла північно-західного шельфу Чорного моря, за результатами аналізу проведених петрофізичних досліджень різних авторів (табл. 1, рис. 5).

– між поверхнею морського дна та «нульовою» поверхнею задано значення густини для солоної морської води –  $\sigma = 1030 \text{ кг/м}^3$ .

Таблиця 1 – Густинна характеристика відкладів північно-західного шельфу Чорного моря

ЕРА	Період	Епоха	Вік	Індекс	Горизонт відбиття	Густина				
						у межах пн.-зх. шельфу (кг/м <sup>3</sup> )		у межах ЗЧ западини (кг/м <sup>3</sup> )		
						покр.	під.	покр.	під.	
Кайнозойська	Четвертинний	Голоценова		Q <sub>2</sub>	Батиметрія	1900	1950	2000	2300	
		Плейстоценова		Q <sub>1</sub>						
	Неогеновий	Пліоценова	Акчагильський	N <sub>2ak</sub>		Ia	1960	2150	2310	2480
			Кімерійський	N <sub>2k</sub>						
		Міоценова	Месинський	N <sub>1m</sub>						
			Тортонський	N <sub>1t</sub>						
			Серравалійський	N <sub>1s</sub>						
			Лангійський	N <sub>1l</sub>						
			Будигальський	N <sub>1b</sub>						
	Аквітанський	N <sub>1a</sub>								
	Палеогеновий	Олігоценова	Хатський	P <sub>3h</sub>	Pa	2160	2190	2480	2500	
			Рюпельський	P <sub>3r</sub>						
		Еоценова	Приабонський	P <sub>2p</sub>	Pб	2200	2290	2500	2510	
			Бартонський	P <sub>2b</sub>						
			Лютетський	P <sub>2l</sub>						
			Іпрський	P <sub>2i</sub>						
		Палеоценова	Танетський	P <sub>1t</sub>	IIIa	2280	2320	2510	2530	
			Монтський	P <sub>1m</sub>						
Датський			P <sub>1d</sub>							
Мезозойська	Крейдовий	Пізня	Маастрихтський	K <sub>2m</sub>	III <sub>m</sub> -III <sub>k</sub>	2310	2350			
			Кампанський	K <sub>2km</sub>						
			Сантонський	K <sub>2st2</sub>	IIIб	2350	2390			
				K <sub>2st1</sub>						
			Коньякський	K <sub>2k</sub>	IIIв	2390	2430			
				Туронський						K <sub>2t</sub>
		Сеноманський	K <sub>2s3</sub>	IIIг	2430	2470				
			K <sub>2s2</sub>							
			K <sub>2s1</sub>							
		Рання	Альбський	K <sub>1al3</sub>	IVa	2480	2520			
				K <sub>1al2</sub>						
				K <sub>1al1</sub>						
			Аптський	K <sub>1a</sub>						
			Барремський	K <sub>1br</sub>						
Готерівський	K <sub>1g</sub>									
Валанжинський	K <sub>1v</sub>									
Берріасський	K <sub>1b</sub>	IV(K1)	2510		2520					
AR-J						3100		310		

Для перевірки адекватності створеної початкової геогустинної моделі з точки зору наявного гравітаційного поля в редукції Буге M 1:500000 (рис. 6) проведено розрахунок прямої просторової задачі гравірозвідки та обчислено середньоквадратичне відхилення між спостереженим та розрахованим гравітаційними полями, яке склало  $96 \cdot 10^{-5} \text{ м/с}^2$ .

Отримане значне середньоквадратичне відхилення свідчить про невідповідність параметрів створеної апріорної моделі спостереже-

ному гравітаційному полю. Аналіз характеру просторової поведінки відхилення між розрахованим і спостереженим гравітаційними полями – наявність значних за розмірами аномальних зон, став підґрунтям для припущення, що джерела цього відхилення знаходяться на рівні порід верхньої мантії, і можуть бути пов'язані з локальними змінами глибини залягання поверхні Мохо, яка була побудована за результатами достатньо рідкої мережі профілів ГСЗ та геогустинних властивостей верхньої мантії.

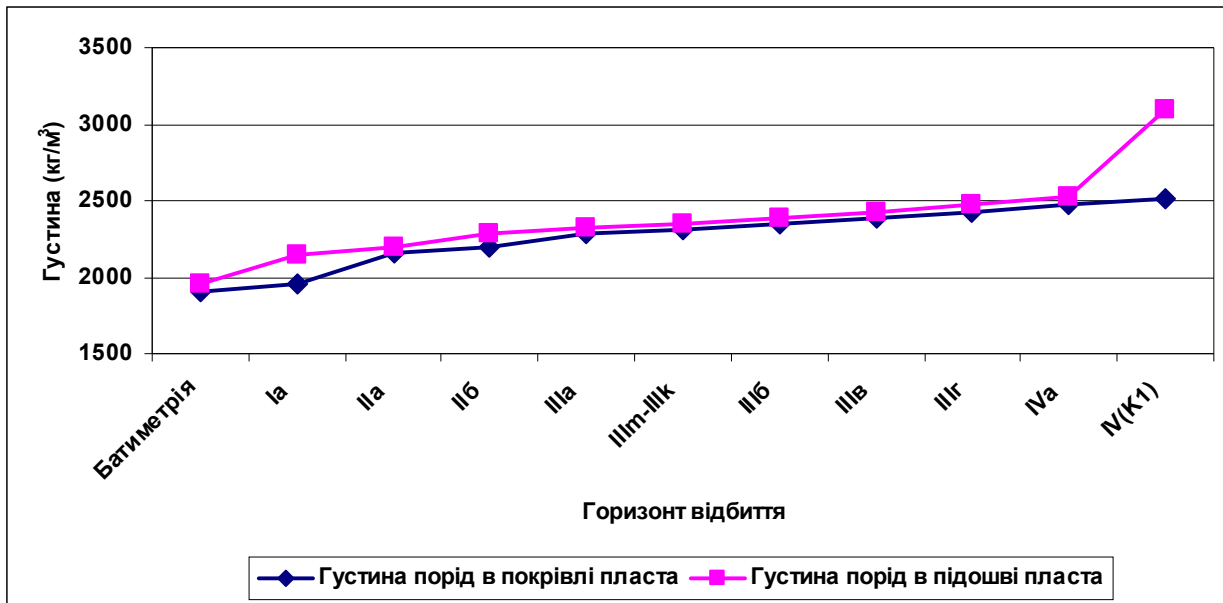


Рисунок 5 – Густинна характеристика відкладів осадового чохла в межах північно-західного шельфу Чорного моря

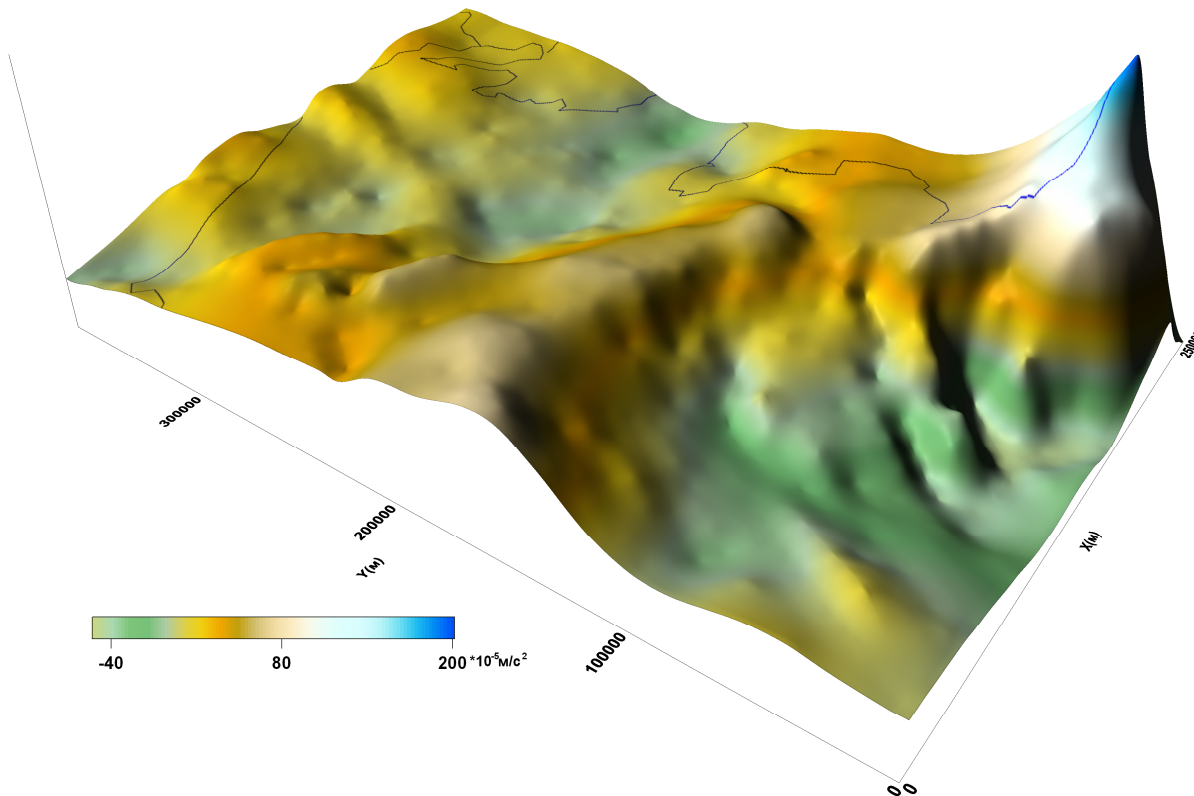


Рисунок 6 – Аксонометричне зображення аномального гравітаційного поля в редукції Буге в межах північно-західного шельфу Чорного моря

З врахуванням цих двох факторів коригування глибин залягання поверхні Мохо було проведено на основі розв'язку оберненої просторової структурної задачі гравірозвідки, а густих властивостей порід верхньої мантії – оберненої просторової лінійної задачі гравірозвідки. Після виконання всіх корегувань (рис. 7) середньоквадратичне відхилення між спостереженим та розрахованим гравітаційними по-

лями зменшилось більше ніж в чотири рази і склало  $19 \cdot 10^{-5} \text{ м/с}^2$ . Отримана величина відхилення є прийнятною для подальшого аналізу особливостей геогустинної будови докрейдової основи та осадового чохла північно-західного шельфу Чорного моря.

**Висновки.** Використовуючи наявні геолого-геофізичні дані про геологічну будову, пет-

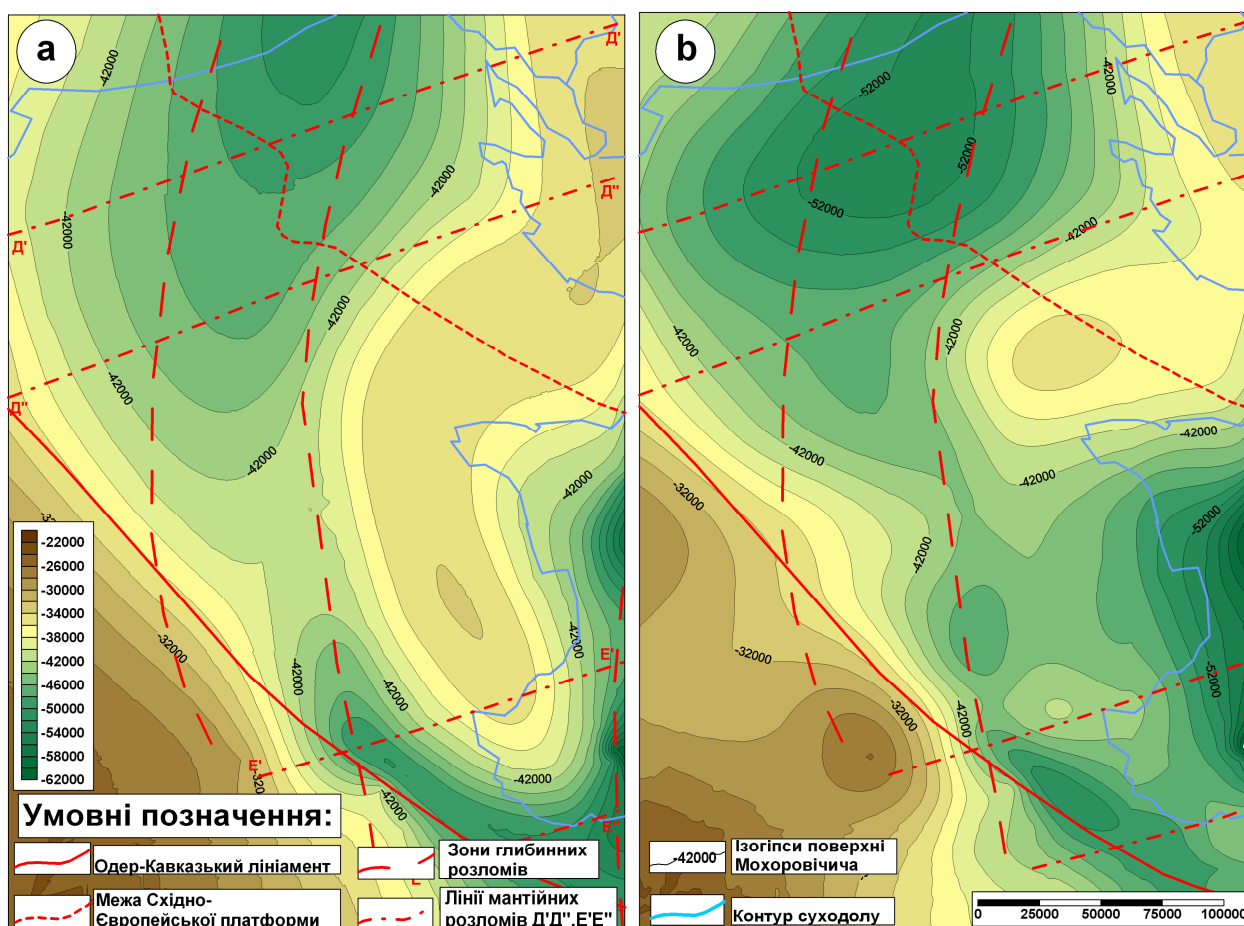


Рисунок 7 – Первинна (а) та скоригована (б) карта поверхні Мохоровічіча

рофізичні властивості порід, що складають основні тектонічні елементи північно-західного шельфу Чорного моря, – створено апріорну просторову геогустинну модель північно-західної частини шельфу Чорного моря, яка відповідає сучасним геодинамічним даним, сейсмічній інформації та принципово узгоджена з регіональним гравітаційним полем. Отримана модель надалі використовуватиметься як початкове наближення під час створення просторової інтегральної сейсмогравітаційної моделі північно-західного шельфу Чорного моря на основі застосування Технології інтегральної інтерпретації комплексу гравіметричних та геолого-геофізичних даних.

**Подяки.** Автори висловлюють подяку Причорноморському державному регіональному геологічному підприємству за ініціювання робіт в межах північно-західного шельфу Чорного моря та надані матеріали, а також науково-технічній фірмі «БШЕКС лтд.» за надану можливість провести синтезування апріорної просторової сейсмогравітаційної моделі глибинної будови північно-західного шельфу Чорного моря.

### Література

- 1 Крупський Б.Л. Наукові аспекти досліджень з прогнозування нафтогазоносності надр на великих глибинах в Україні / [Б.Л.Крупський, В.В.Гладун, П.Я.Максимчук, В.П.Клочко] // Перспективи нафтогазоносності глибокозанижених горизонтів осадових басейнів України: зб. наук. праць; під. ред. Б.Й.Маєвського. – Івано-Франківськ: Факел, 2005. – С. 46-48.
- 2 Фохт К.К. Средняя юра юго-западной части Крыма. Отчет Геологического комитета за 1909г. / К.К. Фохт // Известия Геолкома. – 1910. – Т.24, №1. – 74 с.
- 3 Муратов М.В. Краткий очерк геологического строения Крымского полуострова / М.В. Муратов. – М. : Госгеолтехиздат, 1960. – 207 с.
- 4 Казанцев Ю.В. Тектоника Крыма / Ю.В. Казанцев. – М. : Наука, 1982. – 111 с.
- 5 Герасимов М.Е. О структурно-литологических этапах (СЛЭ) осадочного чехла юга Украины / М.Е. Герасимов, Б.С. Кривченков // Геофизический журнал. – 1989. – №2. – С. 93-99.
- 6 Юдин В.В. Геодинамика Черноморско-Каспийского региона / В.В. Юдин. – К.: УкрГГРИ, 2008. – 117 с.

7 Кобрунов А.И. Теория интерпретации данных гравиметрии для сложнопостроенных сред: учебное пособие / А.И. Кобрунов. – К.: УМК ВО, 1989. – 100 с.

8 Петровский А.П.: дис. ... доктора физ.-мат. наук: 04.00.22 / Петровский Александр Павлович. – Ивано-Франковск, 2004. – 367 с.

9 Петровский А.П. Автоматизированная система GIS-количественной комплексной интерпретации данных сейсмогравиметрии для персональных компьютеров / А.П. Петровский, А.И. Кобрунов, В.Н. Суятинов // Вопросы теории и практики геологической интерпретации гравитационных, магнитных и электрических полей: Международный семинар им. Д.Г. Успенского (Москва, 31 января – 4 февраля 2000 г.): материалы 27-й сессии. – Москва, 2000. – С.133-135.

10 Федченко Т.А. Принципы создания геолого-геофизически согласованных пространственных моделей начального приближения // Геофизический журнал. – 2009. – № 3, Т.31. – С. 77–86.

11 Коморный А.Ф. Комплексная интерпретация материалов региональных сейсморазведочных работ МОВ ОГТ северо-западного шельфа Черного моря. Отчет по объекту 2/96. – Одесса, 2001.

12 Белокуров В.С. Поле скоростей продольных сейсмических волн в земной коре Черноморского региона / В.С. Белокуров // Геофизический сборник : респ. междуведомств. сб. – К.: Наукова думка, 1971. – С. 10-18. – (Серия «Теоретическая и экспериментальная геофизика»; вып. 44).

13 Геологія і корисні копалини України : атлас, присвяч. 10-річчю незалежності України; голов. ред. Л.С. Галецький; НАНУ, Мін. екології та природних ресурсів. – К.: Такі справи, 2001. – 168 с. – ISBN 966-02-2139-8.

14 Кольцов С.В. Сейсмостратиграфічні критерії вивчення глибинної будови та перспективи нафтогазоносності Північнокримського прогину і прилеглих територій : дис. ... канд. геол. наук : 04.00.22 / Кольцов Сергій Віталійович. – Івано-Франківськ, 2007. – 254 с.

15 Петровський О.П. Прогнозування перспектив наращування ресурсної бази вуглеводнів в межах Голіцинської площі на основі створення інтегральної геолого-геофізичної моделі / [О.П. Петровський, П.М. Чепіль, П.М. Мельничук та ін.] // Геодинамика, сейсмичность и нефтегазоносность Черноморско-Каспийского региона: сб. тезисов докладов. – Симферополь, 2005. – С.135-138.

16 Gardner G.N.F. Formation velocity and density – the diagnostic basics for stratigraphic traps / G.N.F. Gardner, L.W. Gardner, A.R. Gregory // Geophysics. - 1974. - Vol. 39, No. 6, P.770-780.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
25.05.10*

*Рекомендована до друку професором  
Маєвським Б.Й.*

# Техніка і технології

УДК 622.24.051.55

## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ БУРІННЯ ТРИШАРОШКОВИМИ БУРОВИМИ ДОЛОТАМИ З ВІДКРИТОЮ ОПОРОЮ

Є.І.Крижанівський, Р.С.Яким, Л.Є.Шмандровський, Ю.Д.Петрина

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 43024,  
e-mail: public@nuing.edu.ua

*Запропоновано спосіб підвищення ефективності буріння тришарошковими буровими долотами з відкритою опорою шляхом вдосконалення конструкції захисту долота від спрацювання по діаметру. Експериментально встановлено, що вдосконалена конструкція армування козирка спинки лапи забезпечує ресурс його роботи рівним ресурсу роботи всіх інших елементів захисту від спрацювання по діаметру долота. Експериментальні випробовування показали підвищення проходки доліт з новою конструкцією захисту козирка в 2,15 рази, що дозволило підвищити ефективність буріння.*

Ключові слова: буріння, шарошка, долото, опора, козирок спинки лапи

*Предложено способ повышения эффективности бурения трехшарошечными буровыми долотами с открытой опорой путем усовершенствования конструкции защиты долота от срабатывания по диаметру. Экспериментально установлено, что усовершенствованная конструкция армирования козырька спинки лапы обеспечивает ресурс его работы равным ресурсу работы всех других элементов защиты от срабатывания по диаметру долота. Экспериментальные испытания показали повышение проходки долот с новой конструкцией защиты козырька в 2,15 раза, что позволило повысить эффективность бурения.*

Ключевые слова: бурение, шарошка, долото, опора, козырек спинки лапы

*It's offered the method of efficiency increase of boring with opened bearing three-cone rock bits by improving the construction of rock bit defence from the wearing in diameter. At's experimentally determined that improved construction by reinforcement of arm shirrtail provides as work efficiency as the rest of components of defence from the wearing in diameter. Experimental test showed that the number of drivings of rock bits with the new defence construction of shirrtail increased at least 2.15 times. At allowed to increase boring efficiency.*

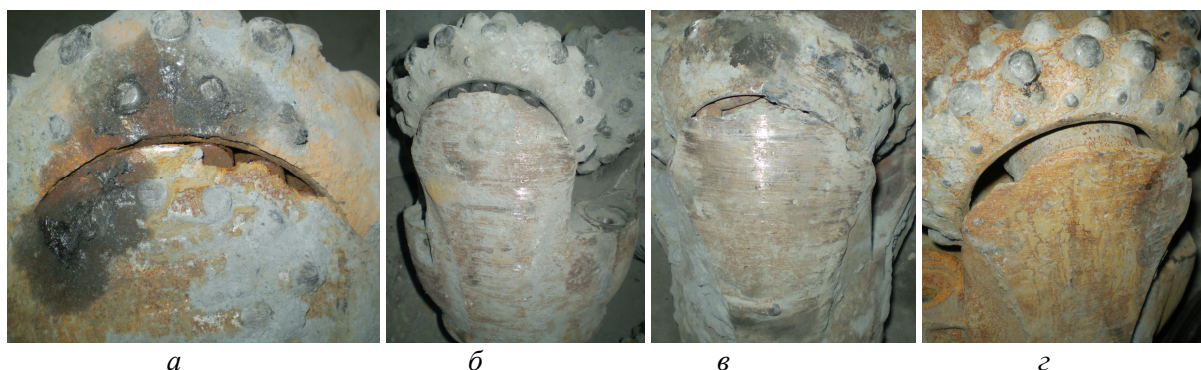
Keywords: boring, cone, rock bit, bearing, arm shirrtail

У більшості випадків ефективність буріння тришарошковими долотами суттєво залежить від їх експлуатаційних показників доліт. Аналіз відробки цих доліт виявив низьку стійкість до руйнування спинок лап, що призводить до швидкої втрати початкових значень діаметра долота. Часто долото виходить з ладу через руйнування спинок лап при цілком працездатній опорі і породоруйнуючому оснащенні шарошок. Інколи руйнування нижньої частини спинки лапи і її козирка призводить до оголення роликів периферійного підшипника, заклинювання опори, випадання роликів на вибій, що є причиною аварійних ситуацій у процесі бурінні (рис. 1). Тому актуальним є пошук способів захисту шарошкових доліт від спрацювання по діаметру та вдосконалення конструкції армування спинки і козирка лапи.

Одним з напрямків вирішення цієї проблеми є забезпечення стійкості долота від викрив-

лення на вибої. Для цього спинки лап долота мають циліндричну форму і вздовж діаметра армовані зносостійкими поясками, розміщеними по спіралі з перекриттям на кожній лапі, причому ріжучий армуючий елемент виконаний у вигляді пластини, яка жорстко закріплена в заглибленні лапи [1]. Хоча в процесі буріння таке долото матиме високі стабілізуючі параметри, проте воно не буде захищене від випадання і сколювання армуючих елементів, надмірного нагрівання і структурних перетворень в металі внаслідок постійної взаємодії значних контактуючих поверхонь долота і стінок свердловини.

Другим, найбільш поширеним і апробованим способом є наплавлення або армування вставками з твердого сплаву. Для підсилення ефективності захисту спинки лапи використовують також поєднання наплавлення та використання твердосплавних вставок. Наприклад, у сучасних тришарошкових долотах фірми



*а – локальні оголення декількох роликів; б – оголення до половини діаметра роликів; в – випадання з опори та розвертання і заклинювання роликів; г – повне випадання роликів з опори*

**Рисунок 1 – Стадії втрати працездатності бурових шарошкових доліт 250,8 К-ПВ-Д181 через зношування козирка спинки лапи**

„Х’юз” може бути виконане наплавлення з твердого сплаву, який наноситься на тильну поверхню лапи з продовженням вздовж ведучої кромки лапи. Альтернативно в тильну поверхню лапи чи її ведучу кромку можуть бути закріплені карбідовольфрамові вставки [2]. Необхідно зауважити, що такі ж конструкції, що забезпечують захист шарошкового долота від спрацювання по діаметру, використовують: фірма „Сміт” [3], ВАТ «ВБМ-група» [4], ВАТ „ДДЗ” [5] та інші виробники шарошкових доліт. Наплавлення спеціального крупнозернистого твердого сплаву на зовнішню поверхню низу спинки кожної лапи шарошкового долота у його поєднанні з вставними твердосплавними зубками забезпечує досить високі експлуатаційні характеристики долота. Проте, в процесі буріння недостатня адгезія наплавленого твердосплавного шару і основного металу лап призводить до появи поверхневих напружень, тріщин та передчасного руйнування наплавленого твердого сплаву. Також внаслідок комплексної дії вібрацій, ударних навантажень і абразивного спрацювання, спостерігається руйнування вставок, їх випадання.

Відомий також спосіб захисту долота від спрацювання по діаметру, який реалізується наплавленням крупнозернистого твердого сплаву на зовнішні поверхні низу спинки кожної лапи долота у поєднанні із встановленням твердосплавних зубків. Також вздовж радіусу низу зовнішньої поверхні кожної лапи долота перед нанесенням наплавленого твердого сплаву додатково просвердлюють круглі отвори [6]. Проте, дана конструкція не забезпечує повною мірою захист козирка спинки лапи, що призводить до частих випадків його руйнування. Особливо небезпечним є руйнування козирка спинки лапи для доліт з відкритими опорами. Тут відбувається швидке зашламовування опори, випадіння роликів, заклинювання опори, що призводить до раптової відмови долота.

Виходячи з вище викладеного, була поставлена задача підвищити ефективність буріння тришарошковими долотами шляхом вдосконалення конструкції захисту козирків спинок лап доліт з відкритою опорою.

Для вирішення поставленої задачі було попередньо проаналізовано зовнішній вигляд доліт 244,5 ОК-ПГВ-Д26 і 250,8 ТКЗ-ПГВ-Д27 як в процесі роботи, так і повністю відпрацьованих у реальних умовах гірничозбагачувального комбінату (ГЗК). В результаті аналізу долота, маючи працездатне оснащення шарошок, недопрацьовують через передчасне руйнування і зношування захисного калібруючого оснащення на козирках спинок лап. Тому було прийнято рішення підсилити армування козирка спинки лапи додатковим наплавленням реліту в спеціально виготовлені отвори у козирку. При цьому повинно забезпечуватися не тільки підвищення товщини наплавленого зносостійкого шару, а й краще його зчеплення з сталлю спинки лапи.

Отже, на ВАТ „ДДЗ” було виготовлено партію доліт 244,5 ОК-ПГВ-Д26У в кількості 10 шт. з розробленою експериментальною конструкцією захисту козирка спинки лапи долота, який включає наплавлення крупнозернистого твердого сплаву на зовнішню поверхню низу спинки кожної лапи долота у поєднанні із вставними твердосплавними зубками. Вздовж радіуса низу зовнішньої поверхні кожної лапи долота перед нанесенням наплавленого твердого сплаву додатково просвердлюють отвори, при цьому на ободі козирка спинки лапи виконуються отвори під наплавлення. Для забезпечення високої якості армування в отвори на козирку і спинці лапи закладали реліт з наступним його оплавленням і надійним сплавленням з основою. Далі проводили суцільне наплавлення поверхні козирка.

Експлуатаційні випробовування шарошкових доліт проводили відповідно до загальної прийнятої методики [7].

Долота відпрацьовували у таких режимах: навантаження на долото становило 220-250 кН, долото оберталося з швидкістю 80-90 об/хв., продуктивність компресора складала 32,25 м<sup>3</sup>/хв.

Статистичний аналіз відпрацювання доліт дав змогу встановити середнє значення проходки для серійних (123,4 п/м) і експериментальних доліт (265,15 п/м). При цьому середнє квадратичне відхилення вибірки для серійних до-

Таблиця 1 – Дані відпрацювання доліт 244,5 ОК-ПГВ-Д26 з базовою конструкцією армування козирка спинки лапи

№ дол.	Міцність порід, по Протод.	Буріння, м	Пробурено всього, м	Короткий опис стану долота
1	16 17 18-19 18-19	56 42 33 40	56 98 131 171	Люфт 1,5 мм Люфт 2,0 мм Оголення роликів периферійного підшипника Заклинювання опори при працездатному оснащенні
2	14-15 14-15 14-15 17-18  18-19	34 57 58 63  43	34 91 149 212  255	Загальне незначне зношування Люфт 2,0 мм Люфт 2,5 мм, злам 2 вставних зубків III-ї шарошки Люфт 3 мм, оголення роликів периферійного підшипника Випадіння роликів периферійного підшипника при працездатному оснащенні шарошок
3	14 18 18 18-19	50 32 41 24	50 82 123 147	Загальне незначне зношування Зношування наплавленого шару козирка спинки лапи Оголення роликів периферійного підшипника Випадіння роликів периферійного підшипника при працездатному оснащенні шарошок
4	17-18 18-19  18-19	24 28  8	24 52  60	Загальне незначне зношування Люфт 2,0 мм, оголення роликів периферійного підшипника Випадіння роликів периферійного підшипника при працездатному оснащенні шарошок
5	17 18 18-19  19	35 26 30  15	35 61 91  106	Загальне незначне зношування Люфт 1,5 мм Люфт 2,5 мм, оголення роликів периферійного підшипника Заклинювання опори при працездатному оснащенні
6	15 15-16 18-19 18-19	48 40 25 7	48 88 113 120	Загальне незначне зношування Люфт 1,5 мм Оголення роликів периферійного підшипника Заклинювання опори при працездатному оснащенні
7	15-16 16 17-18 18-19	44 30 45 11	44 74 119 130	Загальне незначне зношування Люфт 1,5 мм Зношування наплавленого шару козирка спинки лапи Випадіння роликів периферійного підшипника і заклинювання опори при працездатному оснащенні шарошок
8	16 18 19	20 26 5	20 46 51	Загальне незначне зношування Зношування наплавленого шару козирка спинки лапи Люфт 2,5 мм, сколювання козирка, оголення роликів периферійного підшипника, підклинювання опори
9	15 18-19	70 17	70 87	Люфт 1,5 мм, оголення роликів периферійного підшипника Випадіння роликів периферійного підшипника і заклинювання опори при працездатному оснащенні шарошок
10	17 18  18-19	65 30  12	65 95  107	Зношування наплавленого шару козирка спинки лапи Люфт 2,5 мм, оголення роликів периферійного підшипника, злам 2 вставних зубків III-ї шарошки Випадіння роликів периферійного підшипника і заклинювання опори при працездатному оснащенні шарошок

літ становить  $S_1 = 170,628$ , а для експериментальних  $S_2 = 152,598$

Оцінка отриманих результатів відробок здійснювалась у відповідності до рекомендацій [8, 9].

Перевірка мінімальних і максимальних значень кожної вибірки на аномальність свідчить, що всі результати відробок вкладаються в границі статистичного розсіювання і є наслід-

ками експлуатаційних властивостей доліт. Так, у серійній партії було виявлено, що більша частина доліт недопрацювала і вийшла з ладу через випадання роликів периферійного підшипника (табл. 1). Для експериментальної партії характерне недопрацювання доліт через зношування і заклинювання опори (табл. 2).

Отже, істинне значення проходки, як випадкової величини, у відповідності до вибраної

**Таблиця 2 – Дані відпрацювання доліт 244,5 ОК-ПГВ-Д26  
з експериментальною конструкцією армування козирка спинки лапи**

№ дол.	Міцність порід, по Протод.	Буріння, м	Пробурено всього, м	Короткий опис стану долота
1	17 18-19 18-19 18-19	34 66 63 43	34 100 163 206	Загальне незначне зношування Загальне незначне зношування Люфт 2,0 мм Зношування підшипників опори при працездатному оснащенні
2	17 14-15 14-15 18-19 18-19	34 76 58 36 52	34 110 168 204 260	Люфт 2,5 мм Люфт 2,5 мм Люфт 2,5 мм Люфт 3 мм Заклинювання опори, злам 2 твердосплавних зубків III-ї шарошки.
3	17 17 18-19 18-19	59 63 51 94	59 122 173 267	Загальне незначне зношування Загальне незначне зношування Злам 2 твердосплавних зубків III-ї шарошки Заклинювання опори.
4	15-16 15-16 16-17 18-19 18-19	60 60 51 71 77	60 120 171 242 319	Загальне незначне зношування Загальне незначне зношування Люфт 1,5 мм Люфт 2,0 мм Оголення роликів периферійного підшипника
5	17 17 17 18-19 18-19	40 52 50 59 60	40 92 142 201 261	Загальне незначне зношування Загальне незначне зношування Загальне незначне зношування Люфт 2,5 мм Заклинювання опори при працездатному оснащенні шарошок
6	15-16 15-16 18-19 18-19	60 67 50 48	60 127 177 225	Загальне незначне зношування Загальне незначне зношування Люфт 1,5 мм Люфт 2,5 мм
7	15-16 15-16 18-19 18-19	55 50 65 79	55 105 170 249	Загальне незначне зношування Загальне незначне зношування Люфт 1,5 мм Знос підшипників опори при працездатному оснащенні
8	15-16 15-16 16-17 18-19	57 57 60 80,5	57 114 174 254,5	Загальне незначне зношування Загальне незначне зношування Люфт 1,5 мм Знос підшипників опори при працездатному оснащенні
9	17 17 18-19 18-19	60 80 39 39	60 140 179 218	Загальне незначне зношування Загальне незначне зношування Люфт 2,5 мм Заклинювання опори.
10	15-16 15-16 15-16 15-16 15-16 19-20	60 60 60 60 78 74	60 120 180 240 318 392	Загальне незначне зношування Загальне незначне зношування Загальне незначне зношування Загальне незначне зношування Люфт 1,5 мм Зношування підшипників опори при працездатному оснащенні

довірчої ймовірності  $P = 0,95$  для серійних  $H_1$  і експериментальних  $H_2$  доліт, відповідно, шукали в межах:

$$\bar{x}_1 - t_\alpha \frac{S_1}{\sqrt{n}} \leq H_1 \leq \bar{x}_1 + t_\alpha \frac{S_1}{\sqrt{n}};$$

$$\bar{x}_2 - t_\alpha \frac{S_2}{\sqrt{n}} \leq H_2 \leq \bar{x}_2 + t_\alpha \frac{S_2}{\sqrt{n}},$$

де:  $\bar{x}_1, \bar{x}_2$  – середні значення вибірок проходок серійних і експериментальних доліт відповідно;

$S_1, S_2$  – середні квадратичні відхилення вибірок проходок серійних і експериментальних доліт відповідно;



*а* – руйнування козирка спинки лапи у випадку зношування наплавленого шару реліто; *б* – розколювання твердосплавних вставок і значне зношування між твердосплавними вставками спинки та козирка; *в* – випадання твердосплавних вставок у результаті значного зношування спинки та козирка; *з* – рівномірне зношування наплавленого релітом козирка спинки і твердосплавних вставок в експериментальних долотах

**Рисунок 2 – Деякі види руйнування в ділянці козирка спинки лапи**

$t_\alpha$  – коефіцієнт, який враховує неточність оцінки  $S$  і відповідає квантилі розподілу Стюдента.

$n$  – кількість проходок (доліт в партії).

У нашому випадку відповідно до довірчої ймовірності  $P=0,95$  та числа ступенів вільності  $f=n-1$  згідно з таблицею V [10] коефіцієнт Стюдента для випадкової величини проходки долота  $t_\alpha=1,833$ .

Тоді після відповідних математичних дій отримали:

$$24,494 \leq H_1 \leq 222,304;$$

$$176,697 \leq H_2 \leq 353,603.$$

Відносна похибка отриманих середніх значень проходок серійних і експериментальних доліт відповідно становить

$$\varepsilon_1 = \frac{t_\alpha S_1}{\bar{x}_1 \sqrt{n}} \quad 100\% = 80,149\%;$$

$$\varepsilon_2 = \frac{t_\alpha S_2}{\bar{x}_2 \sqrt{n}} \quad 100\% = 33,36\%.$$

Отже, відносна похибка середніх значень проходки експериментальних доліт є приблизно в 2,4 рази меншою у порівнянні з серійними долотами.

Порівняння вибірок здійснювали за допомогою критерію Фішера, який використовується для порівняння дисперсій вибірок.

$$F = \frac{S_{\max}}{S_{\min}} = \frac{S_2}{S_1} = 1,118.$$

Оскільки ступінь вільності у обох випадках рівний 9, табличне значення критерію Фішера (згідно табл. VI [10]) для вибраної довірчої ймовірності становить  $F_T = 3,18$ .

Оскільки  $F < F_T$ , то відмінність між дисперсіями є статистично незначною.

Для порівняння розподілів значень проходок знаходили середнє квадратичне відхилення для обох вибірок

$$S_{1,2}^2 = \frac{(n-1)S_1^2 + (n-1)S_2^2}{n_1 + n_2 - 2},$$

де  $n_1 = n_2 = n$ , та перевіряли, чи справджується умова відмінності між середнім значенням проходок доліт

$$|\bar{x}_1 - \bar{x}_2| \geq t_\alpha S_{1,2} \sqrt{\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}},$$

де  $t_\alpha = 1,734$  – критерій, вибраний у відповідності до числа ступенів вільності  $f_1 + f_2 = 18$  для вибраної довірчої ймовірності з табл. V [10].

Отримали

$$141,75 > 125,52.$$

Оскільки умова виконується, то відмінність між середнім значенням проходки серійних та експериментальних доліт є суттєвою. Дана відмінність обґрунтовується різним характером руйнування козирка спинки лапи (рис. 2). Зносостійкість козирків лап, наплавлених релітом за серійною технологією, складає приблизно 48,4 м проходки долота в породах, що мають міцність за шкалою Протодьяконова 17-19 одиниць, після чого відбувається оголення роликів великого підшипника. Зносостійкість козирків лап, армованих згідно з експериментальною конструкцією захисту від зношування, відповідає зносостійкості зубків, що розташовані на периферійних рядах і тильних конусах шарошок, які калібрують стінку свердловини, що забезпечує підвищення ефективності буріння.

Отже, експериментальні долота показали суттєве збільшення проходки (в 2,15 рази) у порівнянні з серійними. При цьому усунута проблема передчасного оголення роликів периферійного підшипника і випадання роликів з опори. Відносна похибка проходки в експериментальних долотах є приблизно в 2,4 рази меншою, що підтверджує більшу стабільність відпрацювання експериментальних доліт та їх вищу ефективність буріння.

Таким чином, запропоновано спосіб підвищення ефективності буріння тришарошкови-ми буровими долотами з відкритою опорою шляхом вдосконалення конструкції захисту долота від спрацювання по діаметру. Експериментально встановлено, що вдосконалена конструкція армування козирка спинки лапи забез-

печує ресурс його роботи рівним ресурсу роботи всіх інших елементів захисту від спрацювання по діаметру долота. Експериментальні випробування показали підвищення проходки доліт з новою конструкцією захисту козирка в 2,15 рази, що дало змогу підвищити ефективність буріння. Дана конструкція рекомендована до впровадження у виробництво.

Надалі перспективним є дослідження резервів підвищення довговічності контактних поверхонь опор тришарошкових доліт з метою усунення випадків її заклинювання в процесі буріння.

### Література

- 1 А.с. 130529. СССР, МКИ Е21В10/30. Буравое шарошечное долото / Н.А.Жидовцев, И.К.Бикбулатов, Г.И.Матвеев, Э.С.Гинзбург, Т.А.Ильк, У.Н.Якимчук, В.Н.Матвиевский (СССР). – № 3859305 / 22 – 03; Заявлено 28.02.85; Оpubл. 23.04.87, Бюл. № 25.
- 2 Каталог буровых долот компании Hughes Christensen / [сост. Хьюз Кристенсен] – М.: Бейкер Хьюз Инкорпорейтед, 2008. – 44 с.
- 3 Smith Bits: каталог продукции 2007-2008: каталог / [сост. Smith International] – U.S.A.: Smith International, Inc., 2007. – 65 с.
- 4 Каталог горнорудных шарошечных долот: каталог-руководство по эксплуатации / [сост. ОАО «ВБМ-групп»] – М.: ОАО «ВБМ-групп», 2008. – 46 с.
- 5 Каталог продукції для нафтової та газової промисловості: каталог / [авт.: ВАТ „Дрогобицький долотний завод”] – Дрогобич: ДДЗ, 2008. – 57 с.
- 6 Пат. 65138. Україна. МПК<sup>2</sup> Е 21 В 10/00, Е 21 В 10/30. Спосіб захисту шарошкового долота від спрацювання по діаметру / В.Б.Марик, Є.І.Крижанівський, В.Є.Довжок, Р.Й.Гук, В.П.Соколовський, М.П.Спірідонов, С.В.Неженцев І.М.Лаврешин. – № 2003065240; Заявлено 06.06.2003; Оpubл. 15.03.2004, Бюл. № 3.
- 7 Инструкция по эксплуатации шарошечных долот при бурении взрывных и других скважин в горнорудной и смежных отраслях промышленности. Руководящий документ: РД 39-0148052-548-88. – [введен с 1988-06-01] – М.: Миннефтепром, 1988. – 45 с. (руководящий документ Министерства нефтяной промышленности ВНИИБТ. Инструкция.)
- 8 Эйгелес Р. М. Расчет и оптимизация процессов бурения скважин. / Р. М. Эйгелес, Р. В. Стрекалова. – М.: Недра, 1977. – 200 с.
- 9 Игнатов В. И. Организация и проведение эксперимента в бурении / В. И. Игнатов. – М.: Недра, 1978. – 94 с.
- 10 Смирнов Н. В. Курс вероятностей и математической статистики для технических приложений / Н.В.Смирнов, И.В.Дунин-Барковский. – М.: Наука, главная редакция физико-математической литературы, 1969. – 511 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
11.02.10  
Рекомендована до друку професором  
Крилем Я.А.*

# Дослідження та методи аналізу

УДК 621.64.029+548.56

## ФІЗИЧНІ ЯВИЩА ТА ЕФЕКТИ ВПЛИВУ ЗМІННОГО ЕЛЕКТРИЧНОГО ПОЛЯ НА РЕОЛОГІЮ СТРУКТУРОВАНОЇ НАФТИ

О.Є. Федоров

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 48090,  
e-mail: fedorov250240@rambler.ru

*Встановлено, що основним фізичним явищем впливу змінного електричного поля на реологію структурованої нафти є його орієнтаційна дія на полярні молекули смол і асфальтенів. Ця дія призводить до послаблення зв'язків в просторовій структурі нафти. Наслідком такого послаблення є суттєві зміни реологічних властивостей структурованої нафти, зменшення її напруження зсуву втричі. Крім того, електричне поле є причиною особливих оборотних змін в'язкості нафти. Ці особливі зміни пояснюються фізичним явищем електрореологічного ефекту.*

Ключові слова: реологічні властивості нафти, вплив фізичних полів, електрореологічний ефект.

*Установлено, что основным физическим явлением влияния переменного электрического поля на реологию структурированной нефти поля является его ориентационное воздействие на полярные молекулы смол и асфальтенов. Это воздействие приводит к ослаблению связей в пространственной структуре нефти. Следствием такого ослабления являются существенные изменения реологических свойств структурированной нефти, уменьшение ее напряжения сдвига в три раза. Кроме того, электрическое поле приводит к особым обратимым изменениям вязкости нефти. Эти особые изменения объясняются физическим явлением электрореологического эффекта.*

Ключевые слова: реология нефти, влияние физических полей, электрореологический эффект.

*It is set that, the basic physical phenomenon of influence variable electric field on rheology of structured oil is orientation action on the polar molecules of resins and asphaltens. Due to this action the couplings in spatial structure of oil become weak. As a result of such weakening there are substantial changes of rheology properties of structured oil, diminishing of its stress of shift in three times. In addition, the electric field lead to reversible changes viscosity of oil. These special changes are explained the physical phenomenon of electrorheological effect.*

Keywords: rheology of oil, influence of physical fields, electrorheological effect.

Питання впливу фізичних полів на реологічні властивості структурованих систем мають значне наукове та практичне значення. Особливо це стосується структурованої високов'язкої нафти, видобуток і транспортування якої стикаються з ускладненнями. Тому постійно ведуться пошуки ефективних методів покращення реологічних властивостей такої нафти. Тут під покращенням реологічних властивостей структурованої нафти треба розуміти зменшення її напружень зсуву та в'язкості. Одним з практичних методів такого покращення є застосування фізичних полів. Слід зауважити, що саме для розв'язання з практичних завдань впливу фізичних полів на реологію різних систем з'явилися окремі підрозділи реології. Так, віброреологія вивчає вплив вібрацій та акустич-

них полів, а електромагнітореологія розглядає вплив електричних та магнітних полів. Що стосується дії магнітного поля, то теоретичні та експериментальні дані про його вплив на реологію різних систем інколи досить суперечливі. Причиною такої суперечливості, як вважає автор [1], є некоректність та фізично не чисто поставлені експерименти. Дійсно, якщо в системі відсутні феромагнетики або, навіть, парамагнетики, то можливі зміни реологічних параметрів системи за рахунок інших випадкових чинників можуть бути помилково тлумаченні як результат дії магнітного поля. Тому не без підстав Лесін В.І. [2] вважає, що необхідною умовою суттєвого впливу магнітної обробки повинна бути наявність феромагнітних домішок. Ці домішки є осередками, що дають можливість до-

сягти необхідної ефективності дії магнітного поля. В останніх працях науковці Уфимського нафтового університету [3] вважають застосування магнітних полів ефективним методом інтенсифікації різних технологічних процесів, тому питанням застосування магнітного поля в різних технологічних процесах продовжує надалі приділятися постійна увага, а в технічних та наукових публікаціях з цих питань навіть почала вживатися аббревіатура МО (магнітна обробка). За минулий час опубліковано багато статей, оглядів, монографій, кількість яких обчислюється тисячами, і, навіть, десятками тисяч, в яких акцент робиться, перш за все, на практичну корисність застосування МО. Відбулись і відбуваються численні конференції і наради з практики застосування МО, і це все не зважаючи на недостатню вивченість самого механізму МО та інколи суперечність отриманих результатів. Основною причиною, що спонукає звертати особливу увагу на МО є, в першу чергу, безенергетичність такого методу або надзвичайно малі енергетичні та матеріальні затрати його проведення. Образно кажучи – виготовили магніт, встановили в необхідному місті технологічної ланки процесу і отримуємо бажаний результат – чи то зменшення утворення накипу, чи то зменшення в'язкості системи, чи покращення інших параметрів і т.п. Але не завжди МО забезпечує необхідний результат, і тоді звертаються до інших методів. Тому, якщо не діє магнітне поле, то чому б не застосувати електричне поле. Дійсно, існують беззаперечні явища та фізичні ефекти, які вказують на ефективність дії електричного поля на реологічні властивості дисперсних систем, в тому числі і нафти. Але така дія вивчена недостатньо повно, що стримує практичне застосування методу дії електричного поля, який можна назвати ЕО (електричною обробкою) – за аналогією до МО. Комбінуючи дію електричного і магнітного полів доцільно говорити про ЕМО (електромагнітну обробку). Дана робота є продовженням раніше проведених автором досліджень впливу електричного поля на реологічні властивості структурованої нафти, де дається бачення отриманих результатів як прояви окремих фізичних явищ та ефектів. Дослідження проводились на видозміненому ротаційному віскозиметрі. Видозміна торкнулась лише вимірної частини приладу, а саме: внутрішній і зовнішній циліндри ротаційного віскозиметра одночасно виконували роль електродів, між якими в нафті створювалось електричне поле. Об'єктом досліджень була вибрана нафта Битківського родовища.

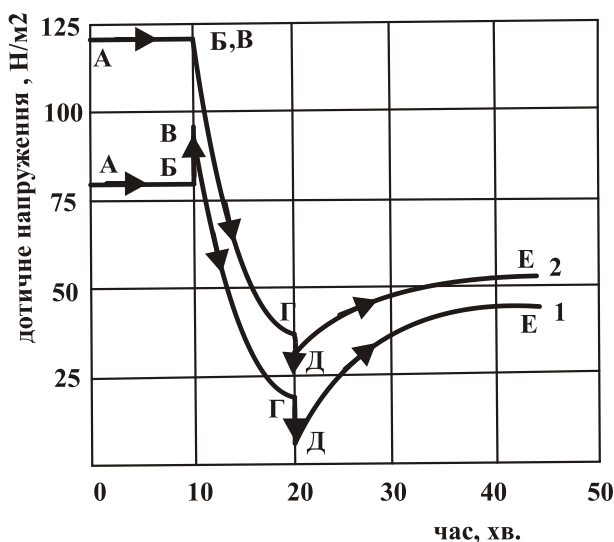
До складу експериментального взірця нафти входили такі компоненти: парафін – 10,6%, 22% смол і 22% асфальтенів. Були отримані повні реологічні криві такої нафти в широкому інтервалі температур: від 12<sup>0</sup>С, коли нафта набуває різко виражених наданомальних реологічних властивостей, до 30<sup>0</sup>С, коли дана нафта стає ньютонівською системою без проявів аномалій в'язкості. Якщо на дану нафту температурою 12<sup>0</sup>С протягом 10 хвилин діяти змінним

електричним полем частотою 50 Гц і напруженістю 40 кВ/см, відбудеться значне покращання її реологічних властивостей. Це покращення полягає в зменшенні максимального напруження зсуву з 550 до 150 Н/м<sup>2</sup>. При 18<sup>0</sup>С таке ж електричне поле зменшує напруження зсуву досліджуваної нафти з 75 Н/м<sup>2</sup> до 50 Н/м<sup>2</sup>. Тобто, отримано характерний результат – електричне поле тим більше покращує реологічні властивості нафти, чим менша її температура і чим більша її в'язкість.

Щоб в'яснити механізм дії змінного електричного поля на в'язкість нафти, необхідно відокремити тепловий ефект впливу поля на нафту від безпосередньої дії змінного електричного поля на її просторову структуру. Тому в усіх дослідах під час обробки і після обробки змінним електричним полем температура нафти у віскозиметрі підтримувалась у заданому режимі. Отже, зміщення реологічних кривих нафти в бік менших дотичних напружень зумовлене не тепловою дією змінного електричного поля, а руйнуванням просторової структури нафти. Тут відбувається орієнтаційна дія змінного поля на полярні молекули смол і асфальтенів, яка призводить до послаблення зв'язків в просторовій структурі нафти.

Під час проведення дослідів з впливом електричного поля на реологічні властивості структурованої нафти був помічений особливий ефект. А саме, в момент вмикання і вимикання електричного поля в нафті відбувалися стрибкоподібні зміни її в'язкості. Ці стрибкоподібні зміни є проявом особливого фізичного явища під назвою електрореологічний ефект, який полягає у зворотних процесах змін в'язкості неводних дисперсних систем в електричному полі [4]. Цей ефект досліджувався багатьма авторами в штучно створених дисперсних системах з активованого силікагелю в неполярних рідких вуглеводнях (наприклад бензолі). При цьому було встановлено, що під дією сильного електричного поля (~ 10<sup>4</sup> В/см) в'язкість такої електрореологічної суспензії може збільшуватись у сотні разів. Структурована нафта являє собою природну електрореологічну суспензію, в якій теж повинен існувати електрореологічний ефект. Для підтвердження наявності такого ефекту були проведені наступні дослідження.

У віскозиметр вводилась нафта, яка витримувалась у стані спокою 2 години, а потім циліндри віскозиметра приводились у рух. Після того, як наступав установлений режим течії (дотичне напруження вже не змінювалось), між коаксіальними циліндрами приладу створювалось змінне електричне поле, яке діяло на нафту протягом 10 хвилин і протягом цього часу реєструвались зміни дотичного напруження. Після вимикання поля, коли обертання циліндра віскозиметра не зупинялось, продовжувалась реєстрація залежності дотичного напруження від часу. На рис. 1 наведена отримана експериментальна залежність дотичного напруження від часу для досліджуваної нафти за різних температур і швидкості деформації 0,5 с<sup>-1</sup>.



Температура нафти, °С: 1 – 18, 2 – 14

А-Б – течія без впливу електричного поля,  
 Б-В-Г-Д – дія на нафту змінним електричним  
 полем частотою 50 гц і напруженістю 40 кВ/см,  
 Д-Е – після припинення дії електричного поля

**Рисунок 1 – Криві течії структурованої нафти**

На отриманих експериментальних кривих можна виділити такі основні характерні ділянки:

А-Б - встановлений режим течії нафти без дії електричного поля.

Б-В - стрибкоподібне збільшення в'язкості в момент вмикання електричного поля. Тут під дією електричного поля спостерігається саме електрореологічний ефект. Це означає, що електричне поле орієнтує полярні компоненти, утворюючи тим самим додаткову структуру в нафті, що зумовлює збільшення її в'язкості.

В-Г - це дія на структуровану нафту змінним електричним полем. Під дією цього змінного електричного поля відбувається руйнування природної структури нафти і її в'язкість зменшується.

Г-Д - другий стрибок в'язкості відбувається в момент вимикання поля: в'язкість стрибкоподібно зменшується. Причиною такого зменшення є прояв електрореологічного ефекту. Дійсно, в момент вимикання електричного поля зникає додаткова структура нафти створена цим полем.

Д-Е - вихід на встановлений режим деформації.

Якщо порівняти отримані залежності за різних температур, то бачимо за меншої температури (крива 2) перший стрибок дотичного напруження відсутній, точки Б та В збігаються. Це означає, що для даної нафти за температури 14°C початковий електрореологічний ефект відсутній, тобто в нафті наявна міцна просторова структура тому в момент вмикання електричного поля не відбувається суттєвої зміни цієї структури.

Відтак під дією змінного поля відбувається руйнування структури і одночасно створюється додаткова структура, що призводить до появи електрореологічного ефекту.

Крім того, що отримані експериментальні дані вказують на прояв електрореологічного ефекту в нафті, не менш важливим є і те, що змінне електричне поле, руйнуючи природну структуру нафти, значно зменшує її в'язкість. Тут також слід наголосити, що зруйнована електричним полем структура нафти повністю не відновлюється, тому дія електричного поля на нафту є дійсно одним з ефективних методів зменшення її в'язкості.

Отже, підсумовуючи отримані експериментальні дані про вплив змінного електричного поля на реологію структурованої нафти, можна стверджувати, що основним фізичним явищем, яке призводить до покращення реологічних властивостей структурованої нафти є орієнтаційна дія змінного поля на її полярні компоненти. Наслідком цієї дії є руйнування просторової структури даної нафти. Крім того, електричне поле зумовлює в нафті електрореологічний ефект, який спостерігається тільки в момент вмикання і вимикання поля.

### Література

- 1 Очков.Ф.Н. Магнитная обработка воды: история и современное состояние / Ф.Н.Очков // Энергоснабжение и водоподготовка. – 2006. – №2. – С. 48-53/
- 2 Лесин В.И. Физико-химические основы нетеплового воздействия электромагнитных и акустических полей на нефть для предотвращения отложения парафинов // Нефтяное хозяйство. – 2004. – № 1. – С. 37 – 39.
- 3 Фатыхов М.А. Воздействие электромагнитного поля на процесс кристаллизации парафина / М.А.Фатыхов, Н.Я. Багаутдинов // Нефтегазовое дело. – 2007. – №11. – С.145-155.
- 4 Шульман З.П. Магнитореологический эффект [Текст ] / З.П.Шульман, В.И. Кордонский. – Минск: Наука и техника, 1982. – 174 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
20.01.10

Рекомендована до друку професором  
Сердюк М.Д.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАСТОСУВАННЯ ВУГЛЕКИСЛОГО ГАЗУ ДЛЯ ВИЛУЧЕННЯ ЗАЛИШКОВОЇ НАФТИ З ОБВОДНЕНИХ НАФТОВИХ ПОКЛАДІВ

*Р.М.Кондрат, Д.Ю.Серединський, О.Р.Кондрат*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42195,  
e-mail: kondrat@nung.edu.ua*

*Охарактеризовано джерела CO<sub>2</sub>, його вплив на навколишнє середовище та шляхи утилізації. Розглянуто використання CO<sub>2</sub> для збільшення нафтовилучення із пластів. Наведено результати лабораторних досліджень застосування CO<sub>2</sub> для вилучення залишкової нафти з обводнених нафтових покладів.*

*Ключові слова: вуглекислий газ, поклад, нафта, свердловина, розробка, заводнення, нафтовилучення, витіснення, облямівка CO<sub>2</sub>, дослідження.*

*Охарактеризованы источники CO<sub>2</sub>, его влияние на окружающую среду и пути утилизации. Рассмотрено применение CO<sub>2</sub> для увеличения нефтеотдачи пластов. Приведены результаты лабораторных исследований применения CO<sub>2</sub> для извлечения остаточной нефти с обводненных нефтяных залежей.*

*Ключевые слова: углекислый газ, залежь, нефть, скважина, разработка, заводнение, нефтеотдача, вытеснение, оторочка CO<sub>2</sub>, исследование.*

*It is characterized CO<sub>2</sub> sources, its influence on the environmental and ways of utilization. It is examined the CO<sub>2</sub> usage to increase the reservoir recovery. The laboratory researches results of CO<sub>2</sub> usage for the residual oil withdrawal from the flooded oil deposits are presented in this article.*

*Keywords: carbon dioxide, deposit, oil, well, development, flooding, oil recovery, sweepout, CO<sub>2</sub> lining, research.*

У вітчизняній і зарубіжній промисловій практиці найбільше поширення отримав метод інтенсифікації розробки нафтових покладів і збільшення нафтовилучення шляхом заводнення. За промисловими даними розробка нафтових покладів шляхом заводнення дає змогу вилучити в середньому до 50-80% нафти від початкових запасів. Решта нафти залишається в пласті через її мікро- і макрозащемлення водою. Мікрозащемлення нафти відбувається в мікроструктурі пористого середовища і характеризується коефіцієнтом витіснення нафти водою, який залежить від кратності промивання водою пористого середовища і властивостей породи, нафти і води (статистичного розподілу пор за розмірами, коефіцієнта проникності, характеру змочуваності порід пласта водою, відношення динамічних коефіцієнтів в'язкості нафти і води тощо). Залежно від властивостей порід і нафти коефіцієнт витіснення нафти водою може змінюватися в широких межах від 0,25 до 0,9. Тому у разі високої залишкової нафтонасиченості актуальним є питання вилучення залишкової нафти з обводнених пластів. Макрозащемлення нафти характеризується коефіцієнтом охоплення пласта розробкою і пов'язане з наявністю в заводненій зоні покладів окремих малопроникних, або слабкодренованих і застійних ділянок з початковою нафтонасиченістю, які вода обійшла. До залишкової нафти також відноситься нафта в лінзах і ділянках пласта поблизу непроникних екранів, що не розкриті свердловинами [1, 2].

Залишкова нафта в мікроструктурі пористого середовища є нерухомою, міцно утримується капілярними силами на межі розділу фаз.

Залишкову нафту здатні витіснити з обводнених пластів лише ті робочі агенти, які змішуються з нафтою і водою або мають надто низький міжфазний натяг на контактні фаз (0,001-0,005 мН/м порівняно з 20-25 мН/м при звичайному заводненні), який необхідний для приведення залишкової нафти в рухомий стан. Такими властивостями характеризуються міцлярні розчини, вуглекислий газ (діоксид вуглецю) CO<sub>2</sub>, газ високого тиску, збагачений газ, вуглеводневі розчинники та інші [1-3].

Фізична суть застосування діоксиду вуглецю ґрунтується на високому ступені його розчинення в пластових рідинах (нафті та воді), а також розчиненні в ньому деяких компонентів нафти, внаслідок чого об'єм нафти збільшується в 1,5-1,7 разів, при цьому зменшується динамічний коефіцієнт в'язкості нафти (від десятків відсотків до кількох разів) і міжфазний її натяг, що призводить до збільшення коефіцієнта нафтовилучення. За тисків, більших певного значення відбувається взаємне змішування фаз (нафти і діоксиду вуглецю), при якому досягаються дуже високі значення коефіцієнта нафтовилучення (до 0,95).

Діоксид вуглецю – тривка хімічна сполука. Її вміст у природних газах може сягати від часток відсотка до близько 100%. Діоксид вуглецю має молекулярну масу 44,01, критичну температуру – 31<sup>0</sup>С, критичний тиск – 7,28 МПа. За температури 29<sup>0</sup>С і тиску близько 6 МПа діоксид вуглецю переходить до рідинного стану, в якому його можна транспортувати і зберігати у сталевих балонах. При сильному охолодженні діоксид вуглецю перетворюється в снігоподібну масу (пухкий лід), яка сублимує (випарову-

ється), не плавлячись за температури мінус 78,5<sup>0</sup>С. У термобаричних умовах, характерних для нафтових покладів (тиск 8-25 МПа, температура 20-100<sup>0</sup>С) густина рідкого діоксиду вуглецю змінюється в межах 700-1000 кг/м<sup>3</sup>, динамічний коефіцієнт в'язкості – 0,08-0,12 мПа·с.

Діоксид вуглецю широко застосовують у хімічній промисловості в процесі виробництва соди, а також у виробництві цукру, вина, пива, для виготовлення газованої води і т.д. Спресований твердий СО<sub>2</sub> під назвою „сухий лід” застосовують для охолодження м'ясних, рибних та інших харчових продуктів, що швидко псуються. Сухий лід значно більше, ніж звичайний, знижує температуру і при випаровуванні не створює рідкої фази.

Природними джерелами СО<sub>2</sub> є родовища газів, які в основному складаються з СО<sub>2</sub> чи містять значну його кількість. Так, у газі родовища Нью-Мехіко (США) міститься 99% об. СО<sub>2</sub>. До штучних джерел СО<sub>2</sub> відносяться димові гази теплових електростанцій на мінеральному паливі, димові гази технологічних установок нафтопереробних і газопереробних заводів, вихлопні гази компресорних станцій магістральних газопроводів, доменні гази, гази випалювання вапняка, побічні газоподібні продукти виробництва аміаку в азотній промисловості, виробництва спирту в газовій промисловості і отримання штучного газу з вугілля, сланців тощо. Основні потенціальні ресурси СО<sub>2</sub> (близько 88%) знаходяться у продуктах згоряння теплових електростанцій. При виробництві 1 кВт·год електроенергії в атмосферу викидається 0,7-1 кг СО<sub>2</sub>. Це значить, що з продуктів згоряння теплової електроенергії потужністю 1 млн. квт можна вилучити за рік 10 млн. т СО<sub>2</sub>. У загальному балансі СО<sub>2</sub> підприємства азотної промисловості складають лише 1,2%.

У природі діоксид вуглецю постійно утворюється під час різноманітних процесів горіння вуглеводнів та інших видів палива, дихання, бродіння, гниття тощо. Діоксид вуглецю, що надходить до атмосфери, разом з метаном є одним із чинників парникового ефекту, який призводить до глобального потепління. На думку експертів, з початку промислової революції (1850 р.) температура Землі підвищилась на 0,7<sup>0</sup>С. Згідно з прогнозними оцінками у XXI столітті середня температура поверхні Землі може додатково зрости від 1,1 до 6,4<sup>0</sup>С. В Європі прогнозується підвищення температури на 10<sup>0</sup>С. Потепління супроводжуватиметься підвищенням рівня Світового океану, що може призвести до частих природних катаклізмів (повені, засухи, урагани тощо).

На землі основними парниковими газами є водяна пара (відповідальна за близько 36-70% парникового ефекту), вуглекислий газ (9-26%), метан (4-9%), озон (3-7%). Із середини XVIII століття концентрація діоксиду вуглецю і метану в атмосфері збільшилась відповідно на 31 і 49%. Щороку теплові електростанції (що працюють на вугіллі), автомобілі, хімічні підприємства та інші джерела забруднення викидають

в атмосферу Землі близько 22 млрд. т вуглекислого газу та інших парникових газів.

Тваринництво, використання мінеральних добрив, спалювання вугілля та інші джерела щорічно дають близько 250 млн. т метану.

У зв'язку з впливом СО<sub>2</sub> на парниковий ефект високоактуальною є проблема зменшення викиду його в атмосферу, уловлювання, утилізація і використання. Уловлювання СО<sub>2</sub> може здійснюватися з відносно великих точкових джерел (теплові електростанції, установки з виробництва природного газу, синтетичного палива, водню, цементу та інші). Зберігання СО<sub>2</sub> може здійснюватися в геологічних формаціях (нафтові і газові родовища, що не мають промислового значення, або розробка їх завершена, вугільні пласти, солоні пласти на великих глибинах, природні карбонати) і в океані (прямий викид у стовп океанської води або в морські западини).

Відомі різні типи систем уловлювання СО<sub>2</sub>: після спалювання, до спалювання і зі спалюванням палива, збагаченого киснем. Технологія уловлювання СО<sub>2</sub> до спалювання пов'язана з перетворенням палива і застосовується у виробництві добрив та водню. Відомі технології забезпечують уловлювання в спеціальних уловлювачах до 85-95% СО<sub>2</sub>. Уловлювання, компримування і транспортування СО<sub>2</sub> до місць утилізації вимагає додаткових енерговитрат (на 10-40% більше порівняно з установкою аналогічної потужності без уловлювання СО<sub>2</sub>).

Найкращим способом транспортування значних об'ємів СО<sub>2</sub> на відстані до 1000 км є трубопровідний транспорт. Для обсягів СО<sub>2</sub> менше кількох мільйонів тонн на рік або для транспортування через більш протяжні морські ділянки привабливим з екологічної точки зору може виявитися використання морських суден, якщо цей варіант є прийнятним.

У США трубопроводами довжиною понад 2500 км щорічно транспортується понад 40 млн. т СО<sub>2</sub>. Для транспортування СО<sub>2</sub> використовуються компресорні станції на початку трубопроводу, а при великих довжинах трубопроводу – також проміжні компресорні станції. Сухий СО<sub>2</sub> не викликає корозії обладнання, тому за необхідності перед подаванням в трубопровід СО<sub>2</sub> потрібно осушити. Транспортування СО<sub>2</sub> суднами аналогічне транспортуванню скрапленого вуглеводневого газу, але зараз воно здійснюється в незначних масштабах через обмежений попит на СО<sub>2</sub>. СО<sub>2</sub> може також перевозитися залізницею або в автоцистернах, але ці варіанти транспортування навряд чи можуть бути використані для великомасштабного транспортування СО<sub>2</sub>.

На даний час реалізуються три проекти промислового зберігання СО<sub>2</sub>: проект Слейпнера у морській солоній формації в Норвегії; проект ПН Вейнбурна в Канаді і проект Ін-Салаха на газовому родовищі в Алжирі.

Розглядається питання застосування СО<sub>2</sub> для вилучення метану з вугільних пластів і зберігання в них СО<sub>2</sub>, яке ґрунтується на адсорбції СО<sub>2</sub> на вугіллі, однак технічна здійсненність

цього проекту значною мірою залежить від проникності вугільних пластів.

Зберігання  $\text{CO}_2$  в океані може здійснюватися двома способами. За першим способом проводиться запомповування і розчинення  $\text{CO}_2$  у водному стовпі на глибинах понад 1000 м. Газоподібний або рідинний  $\text{CO}_2$  подається в задану зону трубопроводом з берега або із судна, що знаходиться в русі. За другим варіантом  $\text{CO}_2$  постачається фіксованим трубопроводом або через морську платформу на дно моря на глибину понад 3000 м, де він має більшу густину порівняно з водою і утворює „озеро”, яке буде затримувати розчинення  $\text{CO}_2$  в навколишньому середовищі (морській воді). Питання зберігання  $\text{CO}_2$  в океані та його наслідки для навколишнього середовища перебувають на стадії вивчення.

Серед відомих методів утилізації  $\text{CO}_2$  найбільш ефективним є його використання для інтенсифікації розробки і збільшення вуглеводневилучення з покладів нафти і газу на різних стадіях розробки, в тому числі підтримування пластового тиску, вилучення залишкової нафти з обводнених нафтових покладів і сконденсованих вуглеводнів з виснажених газоконденсатних покладів. Відомі декілька технологій застосування  $\text{CO}_2$  для збільшення нафтовилучення з виснажених нафтових покладів.

За першою технологією  $\text{CO}_2$  запомповується у невиснажений нафтовий пласт у вигляді облямівки, що просувається по пласту водою або газом. Різновидом цієї технології є порогове нагнітання в пласт об'ємів  $\text{CO}_2$  і води у співвідношенні 0,25:1. Для виснажених пластів з тиском близько 1 МПа існує ще один різновид цієї технології, за якою  $\text{CO}_2$  безперервно запомповують у пласт в газоподібному стані. Об'єм газоподібного  $\text{CO}_2$  повинен у кілька разів перевищувати поровий об'єм пласта. При цьому легкі вуглеводні нафти, екстрагуючись, переходять у газоподібну суміш  $\text{CO}_2$  та вуглеводнів, які на денній поверхні вилучають, а  $\text{CO}_2$  знову запомповують у пласт. За низьких пластових тисків цей процес недостатньо ефективний, оскільки потрібно запомповувати у пласт значні об'єми  $\text{CO}_2$  (до  $100 \text{ м}^3 \text{ CO}_2$  на  $1 \text{ м}^3$  видобутих вуглеводнів), також не відбувається повного змішування  $\text{CO}_2$ , і нафти, а з нафти виділяються тільки легкі вуглеводні.

За другою технологією при істотному обмеженні або припиненні відбору нафти у пласт спочатку інтенсивно запомповують  $\text{CO}_2$ . Пластовий тиск поступово підвищується. Якщо дозволяють пластові, а також технічні та економічні умови, тиск у пласті доводять до тиску повного змішування  $\text{CO}_2$  і нафти. При цьому можливе випадання з нафти смол та асфальтенів. Після досягнення заданого тиску здійснюють одночасно запомповування у пласт  $\text{CO}_2$  і відбирання з нього суміші вуглеводнів та  $\text{CO}_2$ . При цьому з пласта вилучаються не тільки легкі, але і важкі компоненти нафти.

Третя технологія застосування  $\text{CO}_2$  полягає в розчиненні його у воді для отримання так званої карбонізованої води і запомповуванні її в

пласт з метою витіснення нафти (як і при звичайному заводненні). Внаслідок більшої хімічної спорідненості нафти і  $\text{CO}_2$ , ніж води і  $\text{CO}_2$ , під час контакту карбонізованої води з нафтою молекули  $\text{CO}_2$  дифундують у нафту, розпушують плівки нафти на поверхні зерен породи роблячи їх рухливими, що призводить до збільшення кількості вилученої нафти з пласта. Карбонізовану воду нагнітають у вигляді облямівки об'ємом 0,2-0,3 об'єму пор, яка проштовхується по пласту водою. При застосуванні карбонізованої води коефіцієнт витіснення нафти збільшується на 10-15% порівняно із заводненням і є нижчим, ніж у випадку застосування  $\text{CO}_2$  в газоподібному стані.

З наведених трьох технологій розробки нафтових покладів із застосуванням  $\text{CO}_2$  перевагу надають першій із них. Порівняно з другою технологією перша технологія вимагає менших витрат діоксиду вуглецю і значною мірою забезпечує витіснення важкого залишку нафти після виділення з неї легких вуглеводнів. Порівняно з третьою технологією перша технологія є більш унікальною. Вона дає змогу отримати більший коефіцієнт нафтовилучення. Проте розраховувати тільки на ефект відривання плівок важкої нафти від зерен породи не завжди призводить до суттєвого підвищення коефіцієнта нафтовилучення, оскільки плівки нафти можуть становити тільки незначну частку залишкової нафти.

У теперішній час нагнітання в нафтові пласти діоксиду вуглецю відноситься до числа найбільш ефективних методів третинного видобування нафти і використовується в усьому світі. В умовах глобального потепління – це доступний метод зменшення розповсюдження  $\text{CO}_2$ . Світовий досвід застосування  $\text{CO}_2$  налічує майже 50 років. Провідне місце в цій галузі займають США [4]. У США відкрито родовища природних газів з великим вмістом  $\text{CO}_2$ , від яких побудована розгалужена система газопроводів до нафтових родовищ. Довжина окремих ділянок газопроводів сягає 1200 км (штат Техас), середня вартість транспортування  $\text{CO}_2$  становить 27-30 дол/т, загальна вартість  $\text{CO}_2$  з врахуванням інших витрат не перевищує 70 дол/т [4].

При витісненні нафти облямівкою  $\text{CO}_2$  максимальне підвищення коефіцієнта нафтовилучення досягається, якщо питома витрата  $\text{CO}_2$  становить 46-57  $\text{ м}^3$  на  $1 \text{ м}^3$  пластової нафти (0,1-0,13 т  $\text{CO}_2$  на 1 т нафти). Наведене співвідношення відповідає приблизно 5% порового об'єму пласта. При цьому на кожну тонну запомпованого  $\text{CO}_2$  можна отримати 7,7-10 т нафти, коефіцієнт залишкової нафтонасиченості становить 6-13%, а коефіцієнт нафтовилучення – 87-94% [4].

Деякий досвід застосування  $\text{CO}_2$  для підвищення нафтовилучення існує на окремих родовищах Західної Європи, Канади і Росії. Вперше в Росії на Александрівській площі Туймазинського родовища (Башкорстан) здійснено запомповування в нафтовий пласт карбонізованої води. Крупні проекти із застосування  $\text{CO}_2$  для

збільшення нафтовилучення були здійснені в 1984 р. на Радаєвському і в 1986 р. на Козловському родовищах ВО „Куйбишевнафта”. Рідка вуглекислота подавалась на ці родовища від ВО „Тольяттіазот” спеціально побудованим трубопроводом довжиною 156 км під тиском 8-8,6 МПа. Аналогічні проекти були реалізовані на Сергієвському родовищі ВО „Баштафта” (1986 р.) та Слабузькому родовищі ВО „Татнафта” (1987 р.). У 1990 р. був складений проект для Ольховського родовища ВО „Пермнафта” з подаванням CO<sub>2</sub> від Березняківського ВО „Азот”, розташованого на відстані 602 км. Хоча в усіх випадках постачання CO<sub>2</sub> здійснювалось неритмічно, в об’ємах, менших ніж передбачалось документами, отримані результати технологічної ефективності не протирічать результатам отриманим в США.

Більш надійним джерелом CO<sub>2</sub> є продукти згоряння теплових електростанцій (димові гази). При традиційних способах спалювання рідкого органічного палива в середовищі повітря, яке містить значну кількість азоту, вміст CO<sub>2</sub> в продуктах згоряння не перевищує 7-15%. Димові гази з таким низьким вмістом CO<sub>2</sub> можуть застосовуватись тільки для підтримування пластового тиску в нафтових родовищах, оскільки для ефективного витіснення нафти вміст CO<sub>2</sub> в газовій суміші повинен бути не меншим 50-60%. Вилучення CO<sub>2</sub> з димових газів відомими способами, наприклад, абсорбційним, що базується на застосуванні моноетаноламіну, є економічно не вигідним.

У роботі [4] описано нову технологію спалювання органічних палив, що дає змогу отримати димові гази з вмістом CO<sub>2</sub> 95-100%. За цією технологією в ролі окислювача використовується не повітря, а суміш кисню і CO<sub>2</sub>. Вміст кисню в суміші приблизно такий самий, як і в повітрі. Кисень отримують за допомогою турбодетандерних повітророзділювальних установок, випуск яких освоєний промисловістю. В турбодетандері повітря розділяється на азот і кисень. Азот використовується для промислових потреб, наприклад, для підтримування пластового тиску в нафтових родовищах чи випускається в атмосферу. Кисень подається в змішувач, де змішується з продуктами згоряння, які складаються здебільшого з CO<sub>2</sub>. Отримана суміш подається в камеру згоряння органічного палива. Продукти згоряння складаються здебільшого з CO<sub>2</sub>, концентрація якого може сягати 95%. Ці гази забезпечують ефективне витіснення нафти з нафтоносних пластів-колекторів.

Розроблено більш складні технологічні схеми, які уможливають отримання CO<sub>2</sub> у скрапленому стані або карбонізовану воду з вмістом CO<sub>2</sub> до 800 мг/л.

Для оцінки ефективності витіснення залишкової нафти з обводнених нафтових пластів із застосуванням облямівки CO<sub>2</sub> виконано лабораторні дослідження на циліндричній горизонтальній моделі пласта із незцементованого піску. Довжина моделі становила 37,13 см, внутрішній діаметр – 4 см, загальний об’єм моделі

466,3 см<sup>3</sup>, поровий об’єм – 187,7 см<sup>3</sup>, коефіцієнт пористості – 40,2%.

Спочатку в суху модель пласта запомповували вуглекислий газ впродовж 1-2 годин. Потім у модель пласта запомповувалась вода з витратою 1 мл/хв. Для створення насиченості пористого середовища зв’язаною водою в моделі пласта напмповувалась насосом нафта з витратою 0,5 мл/хв. Початкова нафтонасиченість моделі пласта становила 95,9%. Динамічний коефіцієнт в’язкості нафти дорівнював 1800-2000 мПа·с.

У ході експериментів нафта витіснялась з моделі пласта 1% розчином соленої води (NaCl). Вода запомповувалась насосом з витратою 1,73 мл/хв. При середньому тиску в моделі пласта 8,3 МПа до відсутності слідів нафти у рідині на виході моделі (або до незначної кількості нафти у рідині).

У заводнену модель пласта запомповувалось 50 мл CO<sub>2</sub> (23,8% від об’єму початково нафтонасичених пор) в газоподібному стані і модель витримувалась 48 годин.

Відтак у модель пласта запомповувалась солена вода з витратою 1,73 мл/хв, поки не отримували тільки воду на виході моделі (або кількість нафти була незначною). Результати досліджень зображено на рисунку 1 у вигляді залежності коефіцієнта нафтовилучення від кратності промивання моделі пласта водою (відношення накопиченого об’єму води, отриманої на виході моделі, до початкового об’єму нафтонасичення пор).

Згідно з результатами досліджень коефіцієнт нафтовилучення після первинного заводнення нафтонасиченої моделі пласта становить 66,28%. Запомповування в заводнену модель пласта облямівки CO<sub>2</sub>, витримування моделі пласта з облямівкою CO<sub>2</sub> впродовж 48 годин і подальше запомповування води дозволило додатково видобути 27,22% нафти від її початкової кількості. Загальний коефіцієнт нафтовилучення становить 93,5%, а коефіцієнт залишкової нафтонасиченості – 6,23%.

Результати виконаних лабораторних досліджень підтверджують високу ефективність застосування вуглекислого газу для підвищення коефіцієнта нафтовилучення родовищ з нафтами підвищеної в’язкості. Цей метод підвищення нафтовилучення може знайти широке застосування на родовищах України, більшість з яких перебуває на завершальній стадії розробки, обводнена і містить значні залишкові запаси нафти підвищеної в’язкості. На території України розміщено багато хімічних та інших підприємств, які у ході виробничого процесу викидають в атмосферу значну кількість вуглекислого газу. Запомповування вуглекислого газу у виснажені нафтові родовища за різними технологічними схемами дасть змогу підвищити коефіцієнт нафтовилучення родовищ і одночасно зменшить забруднення атмосфери шкідливими викидами.

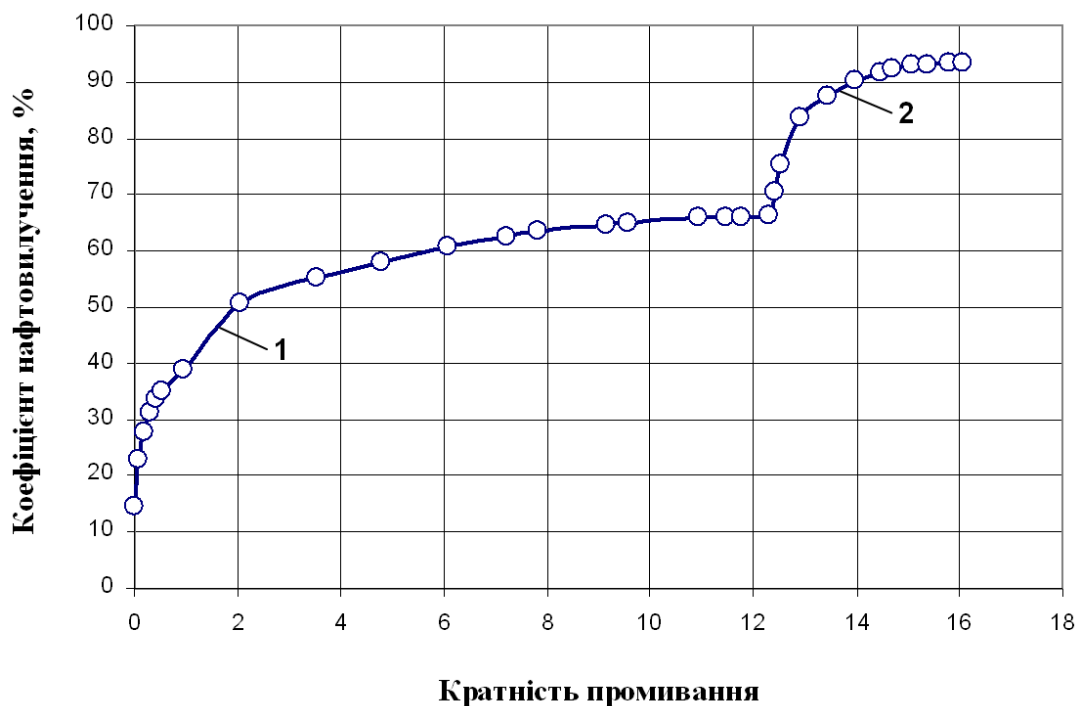


Рисунок 1 – Графік залежності коефіцієнта нафтовилучення від кратності промивання моделі пласта до (1) і після (2) запомпуювання облямівки CO<sub>2</sub>

#### Література

1 Сургучев М.Л. Вторичные и третичные методы увеличения нефтеотдачи пластов / М.Л. Сургучев. – М.: Недра, 1985. – 308 с.

2 Методы извлечения остаточной нефти / М.Л. Сургучев, А.Т. Горбунов, Д.П. Забродин и др. – М.: Недра, 1991. – 347 с.

3 Применение углекислого газа в добыче нефти / В. Валин, А. Бан, Ш. Долешал и др. – М.: Недра, 1977. – 240 с.

4 Ахмедов Р.Б. Автономное энергосбережение нефтяных месторождений с попутным производством CO<sub>2</sub> с целью повышения нефтеотдачи и улучшения экологии / Р.Б. Ахмедов // Нефтяное хозяйство. – 1998. - №9. – С.46-48.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
20.03.10

Рекомендована до друку професором  
Мислюком М.А.

## ЧИСЛОВИЙ МЕТОД КВАЗИКОНФОРМНИХ ВІДОБРАЖЕНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ ДВОФАЗНОЇ ФІЛЬТРАЦІЇ В ЕЛЕМЕНТАХ ПЛОЩОВОГО ЗАВОДНЕННЯ

А.Я.Бомба, С.В.Яроцак

Рівненський державний гуманітарний університет, м. Рівне, вул. Остафова 31,  
тел. (096)5714253, e-mail: a b o m b a @ u k r . n e t , y a r o s c h a k @ m a i l . r u

На основі ідей методів квазиконформних відображень та поетапної фіксації характеристик процесу і середовища побудовано алгоритм числового розв'язання модельних задач двофазної фільтрації типу Бакля-Левеетта в елементах площового заводнення, що дає змогу передбачити характеристик пластової системи за різних умов впливу на неї та вивчити особливості фільтрації в привибійних зонах свердловин.

Ключові слова: двофазна фільтрація, площове заводнення, квазиконформні відображення

По идеям методов квазиконформных отображений и поэтапной фиксации характеристик процесса и среды построен алгоритм числового решения модельных задач двухфазной фильтрации типа Бакля-Левеетта в элементах площадного заводнения, что позволяет предусмотреть характеристик пластовой системы в различных условиях влияния на нее и изучить особенности фильтрации в призабойных зонах скважин.

Ключевые слова: двухфазная фильтрация, площадное заводнение, квазиконформные отображения

Based on the ideas of the methods of quasiconformal mappings and a phased commit process characteristics and environment of an algorithm of numerical solutions of problems of two-phase filtration type Buckley-Leverett in the elements of areal flooding, which allows to provide the characteristics of reservoir system under conditions of impact on her and filtering features in bottom-hole zones of wells

Keywords: two-phase filtering, pattern flooding, quasiconformal mappings

На сьогоднішній день накоплено великий досвід застосування інтенсивних систем розробки нафтових родовищ. Серед них однією із ефективних є площове заводнення, при якому експлуатаційні та нагнітальні свердловини розташовуються певним регулярним чином в межах розроблюваних площ [1].

У даній роботі на основі ідей методів квазиконформних відображень та поетапної фіксації характеристики процесу і середовища [3–5] побудовано алгоритм числового розв'язання модельних задач двофазної фільтрації типу Бакля-Левеетта, що дає змогу передбачити характеристик пластової системи для різних умов впливу на неї та вивчити особливості фільтрації в привибійних зонах свердловин.

Розглянемо процес двофазної ізотермічної фільтрації рідин (води, нафти) в'язкості  $\mu_1$ ,  $\mu_2$  в елементі симетрії лінійної системи з шаховим розміщенням свердловин (рис. 1).

Відповідні закон руху та рівняння нерозривності течії, записані відносно квазіпотенціалу швидкості  $\varphi = \varphi(x, y, t) = -p(x, y, t) + \tilde{p}$  ( $p(x, y, t)$  – тиск,  $\tilde{p}$  – деяке характерне його значення) та насиченості водою  $s = s(x, y, t)$ , згідно з [6–8] представимо у вигляді:

$$\vec{v}_1 = \frac{k\tilde{k}_1}{\mu_1} \text{grad}\varphi, \quad \vec{v}_2 = \frac{k\tilde{k}_2}{\mu_2} \text{grad}\varphi,$$

$$\sigma \frac{\partial(1-s)}{\partial t} + \text{div}\vec{v}_1 = 0, \quad \sigma \frac{\partial s}{\partial t} + \text{div}\vec{v}_2 = 0,$$

де:  $\vec{v}_1$ ,  $\vec{v}_2$  – вектори швидкості,  
 $\sigma$  – пористість,  $t$  – час,

$\tilde{k}_1 = (1-s)^2$ ,  $\tilde{k}_2 = s^2$  – відносні фазові провідності,  $k$  – абсолютна провідність ґрунту.

Звідси, з урахуванням сумарної швидкості  $\vec{v} = \vec{v}_1 + \vec{v}_2$  фільтраційної течії та початкових і граничних умов, маємо:

$$\text{div}\vec{v} = 0, \quad \vec{v} = \bar{k} \cdot \text{grad}\varphi, \quad \sigma \frac{\partial s}{\partial t} + v_x \frac{\partial f}{\partial x} + v_y \frac{\partial f}{\partial y} = 0,$$

$$\varphi|_{L^*} = \varphi^*, \quad \varphi|_{L^*} = \varphi^*, \quad \frac{\partial \varphi}{\partial n}|_{L_0} = \frac{\partial \varphi}{\partial n}|_{L^0} = 0, \quad s|_{L^*} = s^*, \quad (1)$$

$$s(x, y, t)|_{t=0} = \tilde{s}(x, y), \quad \varphi(x, y, t)|_{t=0} = \tilde{\varphi}(x, y),$$

де:  $L^* = \{z: x = r \cos(\tau), y = r \sin(\tau)\}$ ,

$$3\pi/4 \leq \tau \leq 2\pi = \{z: f_*(x, y) = 0\},$$

$$L^* = \{z: x = r \cos(\tau) + a, y = r \sin(\tau) + b\},$$

$$\pi/2 \leq \tau \leq \pi = \{z: f^*(x, y) = 0\},$$

$$L_0 = AN \cup ND = \{z: f_0(x, y) = 0\},$$

$$L^0 = BM \cup MC = \{z: f^0(x, y) = 0\},$$

$$AN = \{z: x = 0, -r \leq y \leq -b\},$$

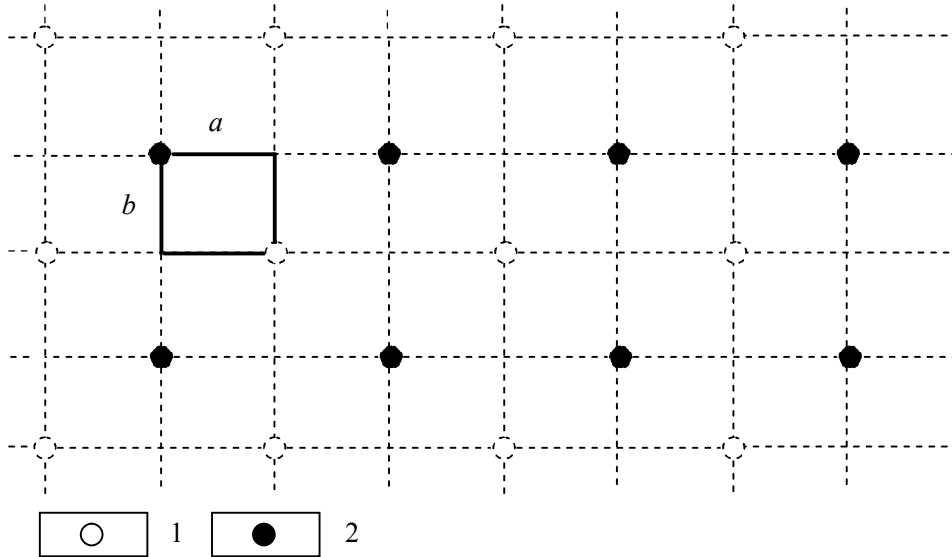
$$ND = \{z: y = -b, 0 \leq x \leq a - r\},$$

$$BM = \{z: y = 0, r \leq x \leq a\},$$

$$MC = \{z: x = a, 0 \leq y \leq -b + r\},$$

$$\bar{k}(s) = \frac{k\tilde{k}_1(s)}{\mu_1} + \frac{k\tilde{k}_2(s)}{\mu_2},$$

$$f(s) = \frac{\mu_1 \tilde{k}_2(s)}{\mu_2 \tilde{k}_1(s) + \mu_1 \tilde{k}_2(s)},$$



1 – експлуатаційна свердловина, 2 – нагнітальна свердловина,  $a, b$  – розміри елемента симетрії  
**Рисунок 1 – Лінійна система з шаховим розміщенням свердловин**

$\tilde{s}(x, y), \tilde{\varphi}(x, y)$  – задані, достатньо гладкі функції такі, що:  $\tilde{s}|_{L^*} = s^*, \tilde{\varphi}|_{L^*} = \varphi^*, \tilde{\varphi}|_{L^*} = \varphi^*$ ,

$$\left. \frac{\partial \tilde{\varphi}}{\partial n} \right|_{L_0} = \left. \frac{\partial \tilde{\varphi}}{\partial n} \right|_{L^0} = 0.$$

Аналогічно до [3], ввівши функцію течії  $\psi$  (квазікомплексно спряжену до  $\varphi$ ) приходимо до задачі на квазіконформне відображення  $\omega = \omega(z) = \varphi(x, y) + i\psi(x, y)$  [5] однозв’язної області  $G_z = L_* \cup L_0 \cup L^* \cup L^0$  на відповідну прямокутну область комплексного квазіпотенціалу  $G_\omega = \{\omega = \varphi + i\psi : \varphi_* < \varphi < \varphi^*, 0 < \psi < Q\}$  з невідомою витратою  $Q$ :

$$\bar{k} \frac{\partial \varphi}{\partial x} = \frac{\partial \psi}{\partial y}, \bar{k} \frac{\partial \varphi}{\partial y} = -\frac{\partial \psi}{\partial x}, (x, y) \in G_z^0,$$

$$\varphi|_{L^*} = \varphi^*, \varphi|_{L^*} = \varphi^*, \psi|_{AD} = 0, \psi|_{BC} = Q, \quad (2)$$

$$\varphi(x, y, t)|_{t=0} = \tilde{\varphi}(x, y),$$

$$\frac{\partial s}{\partial t} = -\frac{\bar{k}}{\sigma} \frac{\partial f}{\partial s} \left( \frac{\partial \varphi}{\partial x} \frac{\partial s}{\partial x} + \frac{\partial \varphi}{\partial y} \frac{\partial s}{\partial y} \right),$$

$$s|_{L^*} = s^*, s(x, y, t)|_{t=0} = \tilde{s}(x, y), \quad (3)$$

де:

$$Q = \iint_{L_*} -v_y dx + v_x dy,$$

$$v(x, y) = \sqrt{v_x^2(x, y) + v_y^2(x, y)}.$$

Обернена до (2) крайова задача на квазіконформне відображення  $z = z(\omega) = x(\varphi, \psi) + iy(\varphi, \psi)$  області  $G_\omega$  на  $G_z$  та рівняння для дійсної  $x = x(\varphi, \psi)$  і уявної  $y = y(\varphi, \psi)$  частини характеристичної функції течії запишеться у вигляді:

$$\bar{k} \frac{\partial y}{\partial \psi} = \frac{\partial x}{\partial \varphi}, \bar{k} \frac{\partial x}{\partial \psi} = -\frac{\partial y}{\partial \varphi}, (\varphi, \psi) \in G_\omega, \quad (4)$$

$$f_*(x(\varphi_*, \psi), y(\varphi_*, \psi)) = 0, 0 \leq \psi \leq Q,$$

$$f^*(x(\varphi^*, \psi), y(\varphi^*, \psi)) = 0, \varphi_* \leq \varphi \leq \varphi^*, \quad (5)$$

$$f(x(\varphi, 0), y(\varphi, 0)) = 0, f(x(\varphi, Q), y(\varphi, Q)) = 0,$$

$$\varphi(x(\varphi, \psi), y(\varphi, \psi), t)|_{t=0} = \tilde{\varphi}(x(\varphi, \psi), y(\varphi, \psi)),$$

$$0 \leq \psi \leq Q, \varphi_* < \varphi \leq \varphi^*,$$

$$\frac{\partial}{\partial \psi} \left( \bar{k} \frac{\partial x}{\partial \psi} \right) + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{1}{\bar{k}} \frac{\partial x}{\partial \varphi} \right) = 0,$$

$$\frac{\partial}{\partial \psi} \left( \bar{k} \frac{\partial y}{\partial \psi} \right) + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{1}{\bar{k}} \frac{\partial y}{\partial \varphi} \right) = 0. \quad (6)$$

Використавши відповідні формули переходу

$$J = \frac{\partial x}{\partial \varphi} \frac{\partial y}{\partial \psi} - \frac{\partial x}{\partial \psi} \frac{\partial y}{\partial \varphi}, \frac{\partial}{\partial x} = \frac{1}{J} \frac{\partial y}{\partial \psi} \frac{\partial}{\partial \varphi} - \frac{1}{J} \frac{\partial y}{\partial \varphi} \frac{\partial}{\partial \psi},$$

$$\frac{\partial}{\partial y} = -\frac{1}{J} \frac{\partial x}{\partial \psi} \frac{\partial}{\partial \varphi} + \frac{1}{J} \frac{\partial x}{\partial \varphi} \frac{\partial}{\partial \psi}, \frac{\partial \varphi}{\partial x} = \frac{1}{J} \frac{\partial y}{\partial \psi},$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial y} = -\frac{1}{J} \frac{\partial x}{\partial \psi}, \frac{\partial \psi}{\partial x} = -\frac{1}{J} \frac{\partial y}{\partial \varphi}, \frac{\partial \psi}{\partial y} = \frac{1}{J} \frac{\partial x}{\partial \varphi},$$

умови (4) та формули для обчислення компонент сумарної швидкості  $v_x = \frac{\bar{k}}{J(\varphi, \psi)} \frac{\partial y}{\partial \psi}$ ,

$v_y = -\frac{\bar{k}}{J(\varphi, \psi)} \frac{\partial x}{\partial \psi}$ , задачу для насиченості (3) перепишемо так:

$$\frac{\partial s}{\partial t} = -\frac{v^2}{\sigma \bar{k}} \frac{\partial f}{\partial s} \frac{\partial s}{\partial \varphi}, \quad (7)$$

$$s(x(\varphi_*, \psi), y(\varphi_*, \psi), t) = s^*,$$

$$s(x(\varphi, \psi), y(\varphi, \psi), 0) = \tilde{s}(x(\varphi, \psi), y(\varphi, \psi)), \quad (8)$$

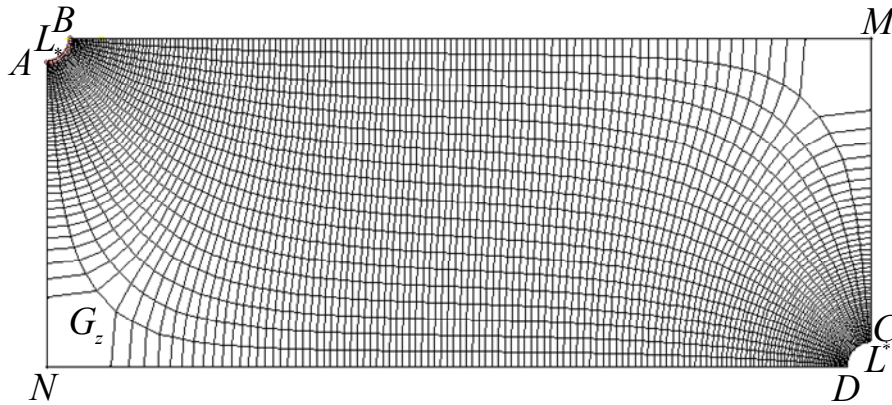


Рисунок 2 – Елемент симетрії з побудованою гідродинамічною сіткою

де рівняння (7) є фактично просторово одновимірним (адже змінні  $t$  та  $\psi$  тут фігурують як параметри). Останнє дозволяє суттєво спростити загальну стратегію (розщепити алгоритм) розв’язання вихідної задачі, а саме: а) за відомим з попереднього часового кроку ітерації розподілом насиченості  $s$  розв’язуємо на наступному кроці задачу на квазіконформне відображення (4) – (6) (зокрема, будемо динамічну сітку, знаходимо квазіпотенціал  $\varphi$ , витрату та інші невідомі фільтраційні параметри); б) за знайденим розподілом квазіпотенціалу і крайовим умовам для насиченості та розподілу  $s$  з попереднього кроку ітерації знаходимо розподіл насиченості на наступному кроці розв’язуючи (7) – (8); в) перевіряємо умову зупинки алгоритму (однією із таких умов може бути умова перевищення допустимої частки витіснюючої рідини в продукції експлуатаційної свердловини), у разі невиконання якої переходимо до пункту а) алгоритму.

Для розв’язання задачі (4) – (6) використовуємо розроблений нами (наприклад, [3]) алгоритм побудови гідродинамічних сіток.

Підкреслимо, що запропонований нами підхід введення спеціального типу фіктивного комплексного квазіпотенціалу (для далеко не квазіпотенціальних фізичних полів) з наступним використанням ідей методу квазіконформних відображень та процедури поетапного «замороження» (фіксації) різних характеристик середовища та процесу дає змогу вихідну нелінійну задачу розщепити на послідовність простіших: крайових задач на квазіконформні відображення та нелінійних задач для просторово одновимірних диференціальних рівнянь в частинних похідних першого порядку з параметрами тощо.

Рівняння (7) апроксимуємо різницевою схемою «проти течії» [6]. Таким чином,

$$\begin{aligned} \xi_{i,j} &= s_{i,j} - \frac{\tau v_{i,j}^2}{\sigma k_{i,j} \Delta \varphi_l} f'(s_{i-1/2,j})(s_{i,j} - s_{i-1,j}), \\ s_{i-1/2,j} &= \frac{s_{i,j} + s_{i-1,j}}{2}, j = \overline{1, m}, i = \overline{1, n_1}, l = 1, \\ i &= \overline{n_1 + 1, n_1 + n_2}, l = 2, i = \overline{n_1 + n_2 + 1, n_1 + n_2 + n_3}, l = 3, \end{aligned} \quad (9)$$

де:  $\tau$  – крок за часом,  $s_{i,j}$ ,  $\xi_{i,j}$  – насиченості у відповідних вузлах  $(i, j)$  на попередньому та наступному кроці ітерації за часом. Формули для розрахунку швидкості записуються аналогічно, як і в роботі [3], а граничну умову для насиченості –  $s_{0,j} = s_*, j = \overline{1, m}$ .

На рис. 2 в елементі симетрії зображено гідродинамічну сітку при  $t=0$ ,  $a=5$ ,  $b=2$ ,  $r=0.3$ ,  $n \times m = 180 \times 20$ ,  $\varphi_* = 0$ ,  $\varphi^* = 1$ ,  $k=1$ ,  $\sigma=0.5$ ,  $\mu_1=2$ ,  $\mu_2=1$ ,  $s_*=1$ ,  $\bar{s}(x, y) = 0$ ,  $\tau = 0.0001$ .

Рисунки 3-4 відображають розподіл насиченості та сумарної швидкості у момент часу  $t = 0.102 \cdot 10^{-2}$ .

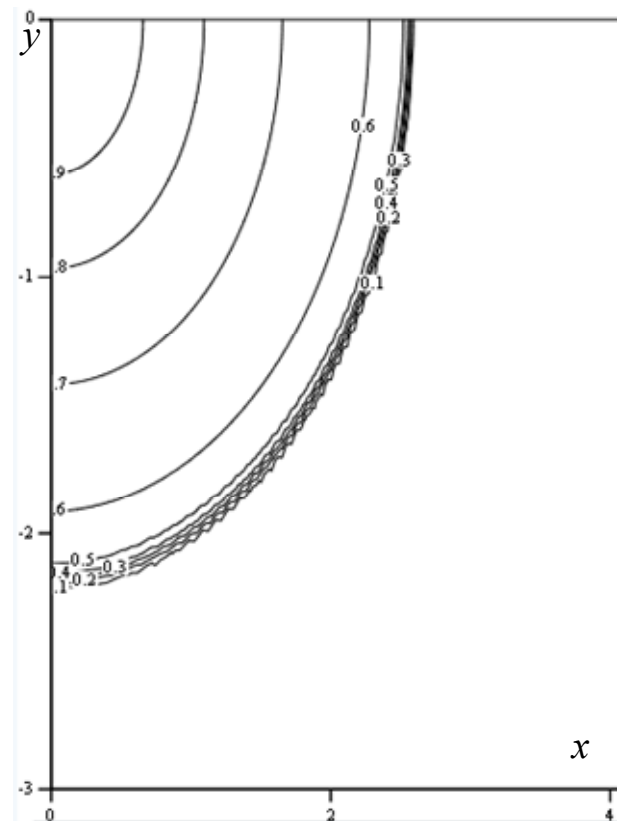


Рисунок 3 – Поле насиченості

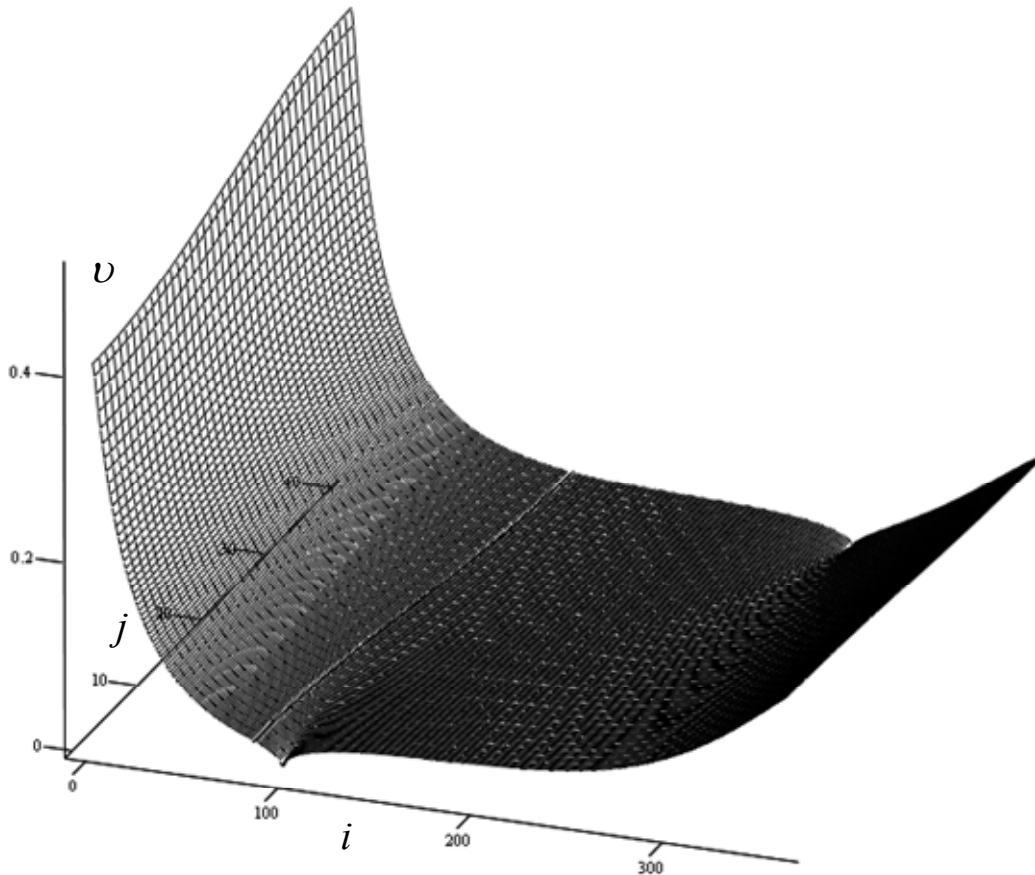


Рисунок 4 – Поле сумарної швидкості

Залежність сумарної фільтраційної витрати  $Q = Q(t)$  від часу представлено на рис. 5. Як і слід було очікувати, на початку періоду нагнітання води в пласт (див. рис. 5а, часовий інтервал  $(0, t_*)$ ) витрата зростає (це природно, оскільки «загальний опір» пласта зменшується). При подальшому нагнітанні води в пласт (див. інтервал часу  $(t_*, t^*)$ ) витрата  $Q$  спадає до деякого свого мінімального значення  $Q^* = Q(t^*)$ , що пояснюється утворенням зони  $G_z^* = \{z: 0 < s < 0.7 = \bar{k}^{-1}(0.5)\} \in G_z$ , де  $\bar{k}^{-1}$  – функція обернена до  $\bar{k}(s)$ , в якій  $\bar{k}(s) < \bar{k}(0) = 0.5$ . Зі збільшенням часу ( $t^* < t < t_0$ ) площа ділянки, де коефіцієнт  $\bar{k}(s) > 0.5$ , збільшується, що призводить до зменшення загального опору пласта і, отже, до зростання витрати. На інтервалі часу  $(t_0, t^0)$  (рис. 5б) проявляється вплив застійної зони (окол точки  $M$ ), що призводить до спаду витрати. Після проривання води в експлуатаційну свердловину витрата починає стрімко зростати. Розраховані характерні моменти часу, а саме:  $t_* = 0.06 \cdot 10^{-2}$ ,  $t^* = 0.45 \cdot 10^{-2}$ ,  $t_0 = 1.52$ ,  $t^0 = 1.65$ .

### Література

- 1 Фазлыев Р. Т. Площадное заводнение нефтяных месторождений / Р. Т. Фазлыев. – М.: Ижевск, ИКИ, НИЦ РХД, 2008. – 256 с.
- 2 Крылов А. П. Основные принципы разработки нефтяных залежей с применением нагнетания рабочего агента в пласт / А. П. Крылов // Труды МНИ. – 1953. – Вып. 12. – С. 109–116.
- 3 Бомба А. Я. Метод конформних відображень математичного моделювання процесів витіснення у нафтогазових пластах: прогнозування динаміки руху лінії розділу різнокольорових рідин / А. Я. Бомба, С. В. Ярошак // Волинський математичний вісник. – 2009. – Вып. 6 (15). – С. 20–35. – Серія прикладна математика.
- 4 Бомба А. Я. Крайові задачі на конформні відображення для тризв'язних областей з потенціалом керування / А. Я. Бомба, Д. О. Пригорницький // Доповіді НАН України. – 2004. – №4 – С. 57–63.
- 5 Бомба А. Я. Нелінійні математичні моделі процесів геогідродинаміки / А. Я. Бомба, В. М. Булавацький, В. В. Скопечкий. – К.: Наукова думка, 2007. – 308 с.

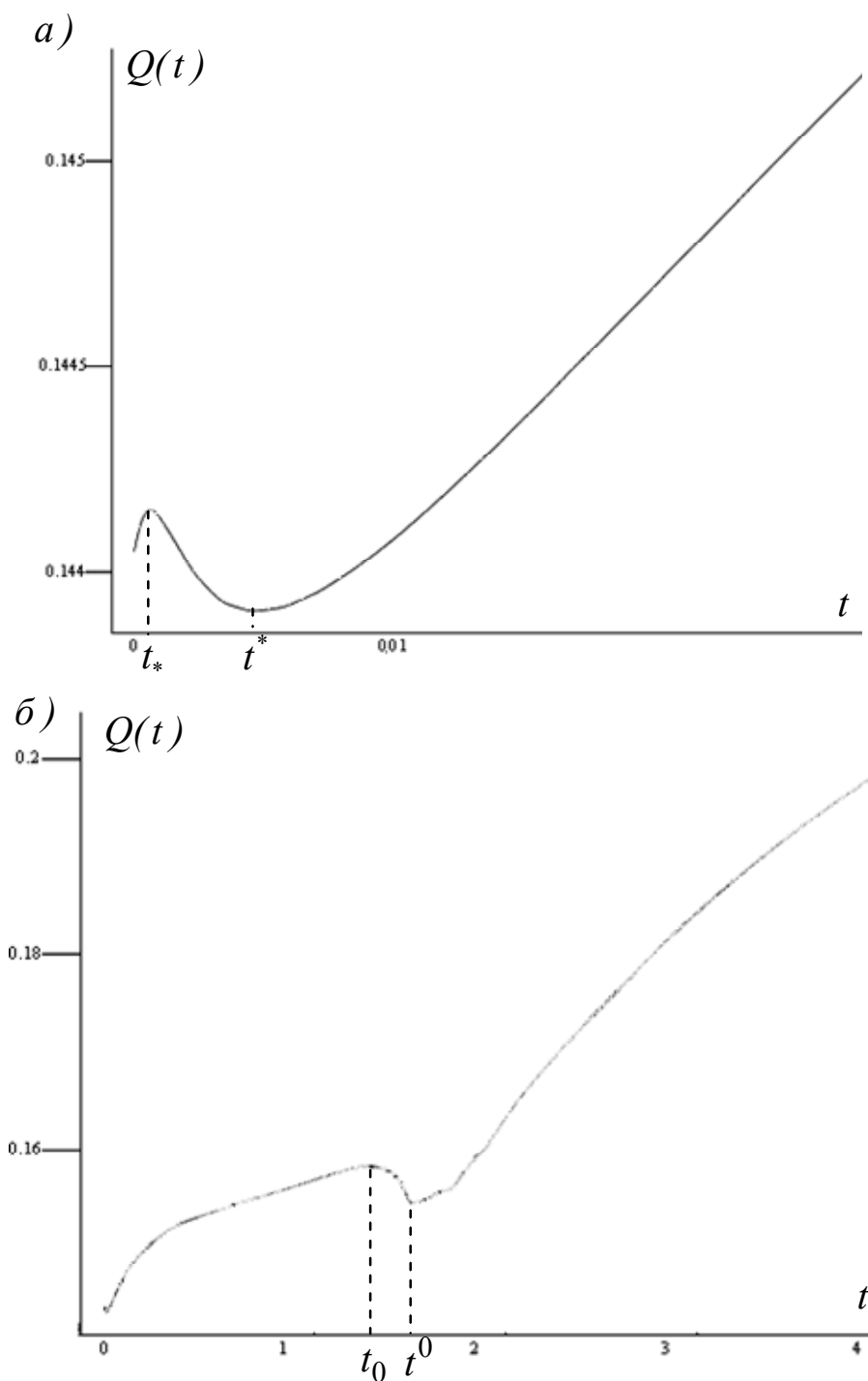


Рисунок 5 – Залежність сумарної фільтраційної витрати від часу

6 Каневская Р. Д. Математическое моделирование гидродинамических процессов разработки месторождений углеводородов / Р. Д. Каневская. – Москва-Ижевск : Институт компьютерных исследований, 2002. – 140 с.

7 Zhangxin C. Computational Methods for Multiphase Flows in Porous Media (Computational Science and Engineering) / C. Zhangxin, H. Guanren, M. Yuanle. Paperback. Society for Industrial and Applied Mathematics, 2006. - 531 pp.

8 Versteeg H. K. An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method / H. K. Versteeg, W. Malalasekera. – Longman Scientific & Technical. New York, 1995. – 267 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
23.01.10

Рекомендована до друку професором  
Мойсишиним В.М.

## ЕНЕРГЕТИЧНІ ВИТРАТИ НА ОБЕРТАННЯ НЕОРІЄНТОВАНИХ КНБК У ПРОЦЕСІ БУРІННЯ СВЕРДЛОВИНИ

Є.І.Крижанівський, І.І.Чудик, О.Ю.Витязь, О.І.Дерді

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 717967,  
e-mail: chudoman@ukr.net

*Встановлена енергоефективність використання неорієнтованих компоновок низу бурильної колони з різною кількістю опорно-центрувальних елементів при роторному способі буріння свердловини. Запропоновано методику визначення енергетичних витрат на подолання сил опору фрикційного тертя і фрезювання стінок свердловини опорними елементами компоновок. Визначено основні техніко-технологічні причини впливу на енергоємність роботи компоновок і шляхи управління нею.*

Ключові слова: енергозатрати, бурильна колона, обертання, компоновка низу бурильної колони, стовбур свердловини

*Определена энергоэффективность использования неориентированных компоновок низа бурильной колонны с разным количеством опорно-центрирующих элементов при роторном способе бурения скважины. Предложена методика определения энергетических потерь на преодоление сил сопротивления фрикционного трения и фрезирования стенок скважины опорными элементами компоновок. Определены основные технико-технологические причины влияния на энергоёмкость работы компоновок и пути управления ею.*

Ключевые слова: энергозатраты, бурильная колонна, вращение, компоновка низа бурильной колонны, ствол скважины

*The article aims at determining of power efficiency of the use of no-directional bottom-hole assemblies with different quality of supporting and centric elements during the rotary drilling of the well. The methodology of energy losses calculation to overcome a force of friction and milling of the well walls with the help of assemblies supporting elements is proposed. Main technical and technological factors influencing the power intensity of the assemblies operation and the of its management are determined.*

Keywords: energy losses, boring column, the rotation, bottom hole assembly, wellbore

Сучасні темпи економічного, науково-технічного та соціального розвитку у світі зумовили різке зростання попиту на нафту та газ, що стало причиною збільшення кількості розроблених і вичерпаних родовищ. За період існування нафтогазовидобувної галузі в першу чергу освоювалися ті родовища, на яких без значних затрат ресурсів та часу можна було провести розгортання бурових і видобувних робіт та розпочати промислову розробку покладу. З часом кількість таких родовищ зменшувалася, зростали глибини їх залягання; рельєф місцевості, який значною мірою впливає на ефективність розробки родовищ із рівнин, почав зміщуватися в бік гір, боліт, густонаселених районів, рекреаційних зон та континентального шельфу. У зв'язку з цим багато нафтогазових родовищ отримали статус важкодоступних (з точки зору їх освоєння) із основним шляхом їх ефективної розробки – бурінням скерованих свердловин у заданому напрямі.

Ключову роль у процесі буріння свердловин відіграє бурильна колона (БК) та її наддолотні системи – компоновки низу бурильної колони (КНБК), які повинні відповідати високим експлуатаційним вимогам, що обумовлюються техніко-технологічними і гірничо-геологічними умовами буріння, а також показниками надійності, довговічності і енергоефективності. На сьогодні існує безліч різноманітних КНБК, як неорієнтованих, так і для буріння в заданому напрямі. У процесі буріння скерованих сверд-

ловин здебільшого використовувалися неорієнтовані КНБК, що забезпечують прокладання умовно-прямолінійних вертикальних, нахилених і горизонтальних ділянок гірничої виробки.

Теоретичними дослідженнями встановлено, що ефективність неорієнтованих КНБК залежить від кількості опорно-центрувальних елементів (ОЦЕ) [1, 2 та ін.], збільшення якої сприяє стабільній їх роботі. Проте, практикою буріння свердловин доведено низку негативних чинників використання багатоопорних компоновок, зокрема ризику прихоплення низу БК, ускладнення при СПО, погіршення транспортування шламу, зростання гідравлічних витрат у кільцевому просторі, виникнення додаткових моментів опору. Саме останній є чинником, що впливає на енергетичні затрати під час обертання бурильної колони. Для визначення впливу конструктивних особливостей КНБК на енергозатрати процесу, зокрема кількості ОЦЕ, і буде проведено низку аналітичних досліджень, актуальність яких не викликає сумніву.

Для визначення енергії, необхідної для подолання сил тертя під час обертання ділянки БК, яка лежить на стінці свердловини, навколо власної осі на кут  $2\pi$  можна скористатися такою залежністю:

$$E = \pi q L d \mu = 2\pi M_{OP} = 2\pi (M_D + \sum_{i=1}^n M_i), \quad (1)$$

де:  $q$ ,  $L$  і  $d$  – поперечна складова ваги погонного метра, довжина і діаметр БК;

$\mu$  – коефіцієнт тертя між БК і стінкою свердловини;

$M_{оп}$  – момент опору тертя під час обертання БК.

Ймовірними причинами збільшення крутного моменту і енерговитрат під час обертання неорієнтованих КНБК у стовбурі свердловини може бути низка чинників [1], зокрема:

- під час обертання БК ОЦЕ притискається до стінки свердловини з певною силою;

- діаметр ОЦЕ, а тим самим і радіус його обертання в місці встановлення, є більшими від діаметра БК;

- під дією сили притискання ОЦЕ до стінки свердловини відбувається його вдавлювання в неї за рахунок піддатливості гірської породи (ГП) під дією великих контактних тисків.

Для вивчення впливу на енерговитрати процесу обертання КНБК її конструктивних особливостей (рис. 1) і кутових параметрів профілю свердловини необхідно, насамперед, провести дослідження сил притискання ОЦЕ до стінок гірничої виробки за відповідними математичними моделями, опираючись на вже відомі наукові роботи [1, 2 та ін.].

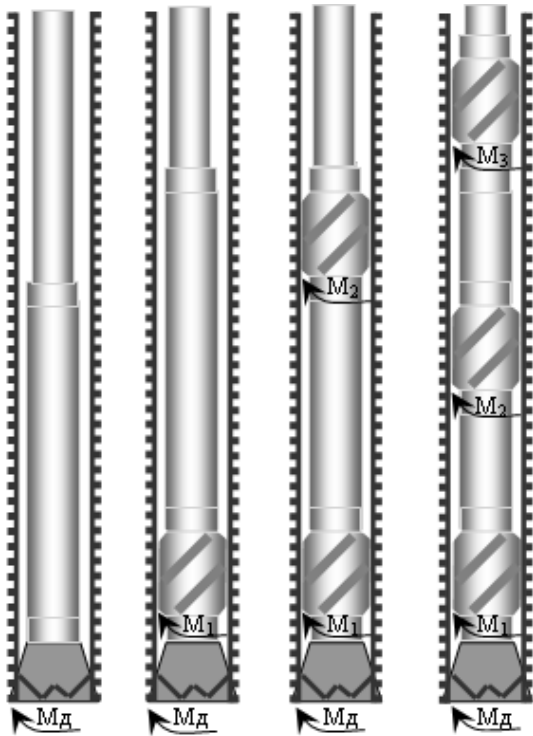


Рисунок 1 – Схеми конструкцій неорієнтованих КНБК

Розрахункові схеми неорієнтованих компоновок приймаються стрижневими системами, які складаються з ділянок різної власної ваги, жорсткості, геометричних розмірів, можуть включати ОЦЕ, що і визначають положення осі КНБК у свердловині. Під дією осьового навантаження, поперечної і поздовжньої складових ваги в похило-прямолинійному стовбурі сверд-

ловини КНБК набуває пружної форми згину осі, у відповідності до рис. 2.

Для безопорної компоновки (рис. 2, а) згин її пружної осі описується диференціальним рівнянням [1, 2]:

$$EI y_1''(x_1) = -P y_1(x_1) + Q x_1 + \frac{q x_1^2 \sin(\alpha)}{2}, \quad (2)$$

де:  $P$ ,  $Q$  – осьове навантаження та відхиляюче зусилля на долоті;

$EI$  – жорсткість на згин ділянки КНБК;

$\alpha$  – зенітний кут нахилу осі свердловини.

Для даної розрахункової схеми характерними є такі граничні умови:

$$x_1 = 0, y_1(0) = 0$$

$$x_1 = L, y_1(L) = r_x, y_1'(L) = 0, y_1''(L) = 0 \quad (3)$$

де:  $L$  – довжина ділянки безопорної КНБК від долота до верхньої точки її контакту із стінкою свердловини;

$r_x$  – радіальний зазор між осями свердловини і КНБК у верхній точці контакту із стінкою.

Для одноопорної компоновки (рис. 2, б) згин її пружної осі на першій ділянці описується диференціальним рівнянням (2), а для другої – за аналогією:

$$EI y_2''(x_2) = -[P - q L_1 \cos(\alpha)] y_2(x_2) + Q(L_1 + x_2) + q \left( \frac{L_1^2}{2} + L_1 x_2 + \frac{x_2^2}{2} \right) \sin(\alpha) - R_1 x_2. \quad (4)$$

Для вказаної розрахункової схеми характерними є такі граничні умови:

$$x_1 = 0, y_1(0) = 0; \quad (5)$$

$$x_1 = L_1, x_2 = 0, y_1(L_1) = y_2(0) = r_1, y_1'(L_1) = y_2'(0);$$

$$x_2 = L_2, y_2(L_2) = r_x, y_2'(L_2) = 0, y_2''(L_2) = 0,$$

де  $r_1$  – радіальний зазор між осями свердловини і КНБК у місці встановлення ОЦЕ (рис. 2).

Для двоопорної компоновки (рис. 2, в) згин її пружної осі на першій і другій ділянках описується диференціальними рівняннями (2) і (4), а для третьої – за аналогією

$$EI y_3''(x_3) = - \left[ P - \sum_{i=1}^2 q L_i \cos(\alpha) \right] y_3(x_3) + Q \left( \sum_{i=1}^2 L_i + x_3 \right) + q \left( \sum_{i=1}^2 \frac{L_i^2}{2} + x_3 \sum_{i=1}^2 L_i + L_1 L_2 + \frac{x_3^2}{2} \right) \sin(\alpha) - R_2 x_3 - R_1 (x_3 + L_2). \quad (6)$$

Для даної розрахункової схеми характерними є такі граничні умови:

$$x_1 = 0, y_1(0) = 0$$

$$x_i = L_i, x_{i+1} = 0, y_i(L_i) = y_{i+1}(0) = r_i \quad (7)$$

$$y_i'(L_i) = y_{i+1}'(0); \quad \text{де } i = (1; 2)$$

$$x_3 = L_3, y_3(L_3) = r_x, y_3'(L_3) = 0, y_3''(L_3) = 0.$$

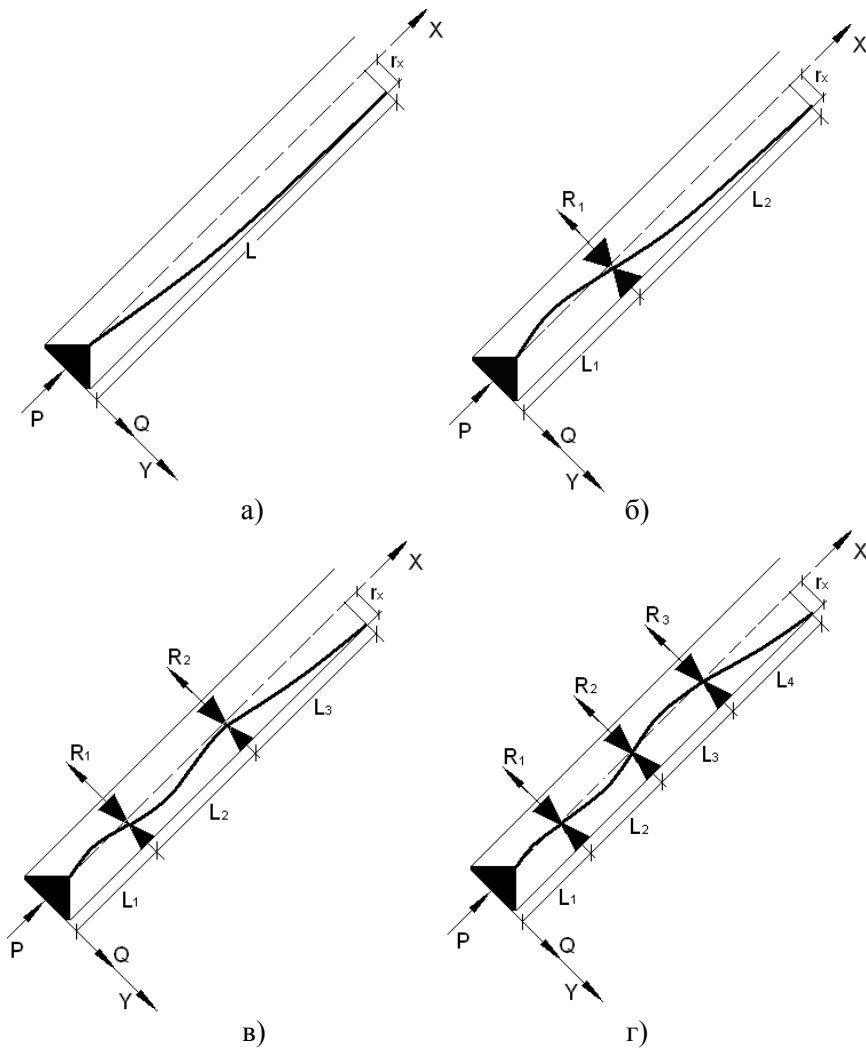


Рисунок 2 – Розрахункові схеми пружної осі неорієнтованих КНБК із різною кількістю ОЦЕ

Для триопорної компоновки (рис. 2, г) згин її пружної осі на перших трьох ділянках описуються диференціальними рівняннями (2) і (4) і (6), а для четвертої – за аналогією:

$$\begin{aligned}
 EIy_4''(x_4) = & - \left[ P - \sum_{i=1}^3 qL_i \cos(\alpha) \right] y_4(x_4) + \\
 & + Q \left( x_4 + \sum_{i=1}^3 L_i \right) - R_3 x_4 - R_2 (x_4 + l_3) - \\
 & - R_1 (x_4 + \sum_{i=2}^3 l_i) + q \left( \sum_{i=1}^4 \frac{L_i^2}{2} + L_3 \sum_{i=1}^2 L_i + \right. \\
 & \left. + L_4 \sum_{i=1}^3 L_i + x_4 \sum_{i=1}^4 L_i + L_1 L_2 + \frac{x_4^2}{2} \right) \sin(\alpha).
 \end{aligned} \tag{8}$$

Для даної розрахункової схеми характерними є такі граничні умови:

$$\begin{aligned}
 x_1 = 0, \quad y_1(0) = 0 \\
 x_i = L_i, \quad x_{i+1} = 0, \quad y_i(L_i) = y_{i+1}(0) = r_i \quad (9) \\
 y_i^I(L_i) = y_{i+1}^I(0); \quad \partial e i = (1; 2; 3)
 \end{aligned}$$

$$x_4 = L_4, \quad y_4(L_4) = r_X, \quad y_4^I(L_4) = 0, \quad y_4^{II}(L_4) = 0.$$

Відтак за відповідними граничними умовами для кожної із розрахункових схем (рис. 2, а, б, в, г), складаються системи рівнянь, результатами розв'язання яких є невідомі  $Q, R_i, L_n$  та інші невідомі величини. Визначення ж енерговитрат на подолання опору від притискування боковими силами долота (без врахування руйнування вибою свердловини) і ОЦЕ до стінок свердловини (рис. 1) з врахування тільки фрикційного тертя є можливим у разі використання такої залежності:

$$E_{np} = \pi D_{ОЦЕ} \left( \sum_{i=1}^n R_i + Q \right), \tag{10}$$

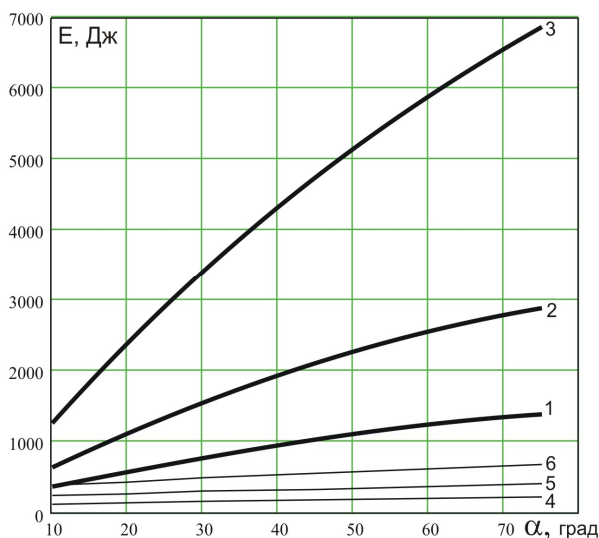
де  $n$  і  $D_{ОЦЕ}$  – кількість і діаметр ОЦЕ.

Під дією сил притискування  $R_i$  лопаті ОЦЕ вдавлюється в стінку свердловини, і в процесі обертання відбувається її фрезкування до утворення каверн, що також є енерговитратним процесом. З умови піддатливості стінки свердловини глибина вдавлювання ОЦЕ в ГП визначається за залежністю [3, 4]:

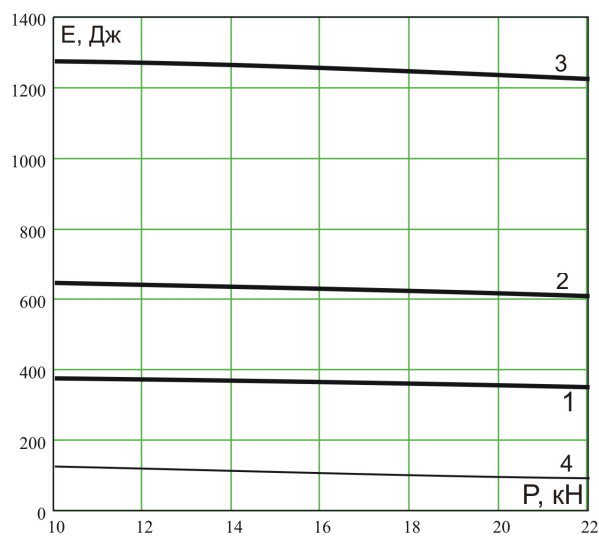
$$h = \frac{R_i}{n_{нл} b_{нл} K l_{нл}}, \tag{11}$$

Таблиця 1 – Вихідні дані для розрахунку енергетичних витрат на обертання КНБК

Кількість ОЦЕ, шт	$D_{Дол}$ , мм	$D_{ОЦЕ}$ , мм	ОБТ 146	$L_i$ , м	$P$ , $\times 10^4$ Н	$\alpha$ , град
– 1 2 3	190,5	– 190 190/190 190/190/190	$EI=10600$ кНм <sup>2</sup> $q=1010$ Н/м	– 5; 7; 9 8 / 26	10; 15; 20 10 20 20	1-30
$b_{ПЛ}$ , м	$l_{ПЛ}$ , м	$n_{ПЛ}$ , шт	$\nu$	$\sigma_{СК}$ , МПа	$\mu$	$E_0$ , МПа
0.04	0.3	4	0.25	20	0.3	0.8-1.2



1, 2, 3 – кількість ОЦЕ в КНБК;  
4, 5, 6 – безопорні КНБК з 1, 2, 3-ма ОЦЕ і відповідними довжинами  
**Рисунок 3 – Енерговитрати під час обертання неорієнтованими КНБК на кут  $2\pi$  з різною кількістю ОЦЕ в прямолінійному стовбурі свердловини зі зміною  $\alpha$**



1, 2, 3 – відповідно кількість ОЦЕ в КНБК;  
4 – безопорна КНБК  
**Рисунок 4 – Енерговитрати під час обертання неорієнтованими КНБК на кут  $2\pi$  з різною кількістю ОЦЕ в прямолінійному стовбурі свердловини зі зміною  $P$  при  $\alpha = 10^\circ$**

де:  $n_{пл}$ ,  $b_{пл}$ ,  $l_{пл}$  – кількість, ширина і довжина лопати на ОЦЕ відповідно;  
 $K$  – коефіцієнт піддатливості стінки свердловини:

$$K = 2,46 \cdot 10^{-3} \cdot \left[ \frac{b_{пл}}{2S} \right]^{1,32} \left[ \frac{E_0}{b_{пл} (1-\nu^2)} \right], \quad (12)$$

де  $S$  – пружна характеристика ГП [3, 4]:

$$S = 3 \sqrt{\frac{2(1-\nu)EI}{b_{пл} E_0}}, \quad (13)$$

де:  $\nu$  і  $E_0$  – коефіцієнт Пуассона і модуль пружності ГП [3, 4].

Сила опору при сколюванні ГП ОЦЕ визначається за формулою:

$$F_{ОП} = \sigma_{СК} S_{РІЗ}, \quad (14)$$

де:  $S_{РІЗ}$  – площа різання планкою ОЦЕ ГП;  
 $\sigma_{СК}$  – межа міцності ГП на сколювання.

$$S_{РІЗ} = l_{пл} h. \quad (15)$$

Енерговитрати під час фрезування ОЦЕ стінки свердловини за таких умов визначаються як:

$$E_{РІЗ} = \pi D_{ОЦЕ} F_{ОП}. \quad (16)$$

Із врахуванням (10) і (15) сумарні енерговитрати на обертання КНБК визначаються:

$$E_{КНБК} = \pi D_{ОЦЕ} \left[ \left( \sum_{i=1}^n R_i + Q \right) \mu + F_{ОП} \right]. \quad (17)$$

Для дослідження впливу кількості ОЦЕ в КНБК, а також інших техніко-технологічних чинників (табл. 1) на енергетичні витрати у процесі буріння було проведено дослідження і отримано низку графічних залежностей (рис. 3, 4), за якими встановлено наступне:

– збільшення кількості ОЦЕ в неорієнтованих КНБК при  $Q = 0$  (рис. 3) обумовлює різке зростання енергетичних витрат на їх обертання. Так, по відношенню до безопорної для одноопорної компоновки ці енерговитрати збільшуються від 2 до 6 разів відповідно в діапазоні зміни зенітного кута від  $10$  до  $75^\circ$ , для двоопор-

ної – від 2 до 7, а для триопорної – від 4 до 10 разів. Отримано, що кожен наступний ОЦЕ, включений до КНБК, буде збільшувати енерговитрати на її обертання приблизно удвічі;

– збільшення zenітного кута (в даному випадку від 10 до 75°) і кількості ОЦЕ (від 1 до 3) в неорієнтованих КНБК стає причиною різкого зростання енергетичних витрат. Так, для безопорної КНБК така зміна величини  $\alpha$  обумовлює збільшення енерговитрат приблизно удвічі, для одноопорної – в 3.8, для двоопорної – в 4.6, а для триопорної – в 5.5 разів;

– основними чинниками, що зумовлюють зміну  $Q$  і  $R$  в неорієнтованій КНБК, є  $q$ ,  $EI$  і  $\alpha$  [1, 2]. Збільшення осьового навантаження на долото (рис. 4) (в даному випадку від 100 до 220 кН) стає причиною часткового зменшення енергетичних витрат на обертання КНБК. Для безопорної компоновки ця величина становить близько 25%, для одноопорної – 8%, для двоопорної – 6%, а для триопорної – 4%;

– для встановлених вихідних даних на фрезування стінки свердловини ОЦЕ витрачається близько 4% від загальної (на обертання КНБК) енергії; проте із зменшенням міцнісних характеристик ГП остання величина збільшується і сягає 10%;

– енергія необхідна для обертання триопорної неорієнтованої компоновки в прямолінійному стовбурі свердловини є співмірною з тією, яка витрачається на обертання БК довжиною близько 2000 м за відповідного zenітного кута, або потрібна на руйнування ГП долотом даної компоновки;

– для зменшення енергетичних затрат на обертання БК у процесі буріння похилоскерованих і горизонтальних свердловин необхідно використовувати такі конструкції неорієнтованих КНБК, які передбачають використання найменшої кількості ОЦЕ;

– основними напрямками оптимізації неорієнтованих КНБК для проходки прямолінійних ділянок скерованих свердловин за критерієм мінімальних енергетичних витрат є: використання в їх складі спеціальних засобів, які дають змогу зменшити кількість ОЦЕ і одночасно забезпечити траєкторію буріння; зменшення жорсткості на згин і ваги компоновки шляхом використання легкоплавних матеріалів та гнучких трубних елементів.

## Література

1 Султанов Б. З. Работа бурильной колонны в скважине / [Б. З. Султанов, Е. И. Ишемгужин, М. Х. Шаммасов и др.] – М.: Недра, 1973. – 217 с.

2 Івасів В. М. Розрахунок компоновок низу бурильної колони (КНБК) з двома центраторами / В. М. Івасів, І. І. Чудик, А. В. Козлов, В. Г. Глушич // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2002. – № 2(3). – С. 15 – 16.

3 Kryzhanivsky Y. One of cases of inefficient energy expenditure during well drilling operations. The international symposium. 2008. / Y. Kryzhanivsky, I. Chudyk, R. Karpuk. - Baia Mera, Romania. P. 47.

4 Гулизаде М. П. Методика определения размеров центратора с учетом требований искривления ствола скважины и предотвращения желобообразования / М. П. Гулизаде, С. А. Оганов, И. З. Гасанов, С. М. Джалалов // Нефть и газ. – 1978. – №4. – С. 21 – 24.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
20.01.10*

*Рекомендована до друку професором  
Коцюlichem Я.С.*

## ГРАФОАНАЛІТИЧНИЙ МЕТОД КОРИГУВАННЯ ТРАЄКТОРІЇ СВЕРДЛОВИНИ

*І.С.Васько, І.А.Васько, А.І.Васько*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42264, 42453,  
e-mail: public@nung.edu.ua*

*Розроблено методику графоаналітичного способу розрахунку скоригованої траєкторії з використанням бланка сферичних координат. Розглядаються особливості коригування траєкторії свердловини порівняно з проектним розрахунком.*

*Ключові слова: сферичні координати, коригування траєкторії свердловини, проектний профіль, зенітний кут.*

*Разработана методика графоаналитического способа расчёта скорректированной траектории с использованием бланка сферических координат. Приведены особенности корректирования траектории скважины в сравнении с проектным расчётом.*

*Ключевые слова: сферические координаты, корректирование траектории скважины, проектный профиль, зенитный угол.*

*Technique of graph-analytical method of calculation of the adjusted trajectory using the form of spherical coordinates is developed. Path well adjustment particularities in comparison with design calculations are given.*

*Keywords: spherical coordinates, adjusted trajectory of well, project profile, zenithal corner.*

У процесі буріння похило скерованих свердловин (ПСС) з цілого ряду причин можливе відхилення фактичної траєкторії свердловини від проектного профілю. Причини невідповідності фактичного і проектного профілів можуть бути як об'єктивними (неточна або неповна геологічна інформація на етапі проектування, непередбачені ускладнення в процесі буріння, зміна запроєктованих режимно-технологічних параметрів буріння тощо), так і суб'єктивними (нерегулярність проведення інклінометрії, несвоєчасність забезпечення процесу буріння необхідними технічними засобами, низька технологічна і виконавча дисципліна тощо).

Якщо запроєктована траєкторія не потрапляє до кола допуску, проектний профіль свердловини коригують. За незначних відхилень фактичної траєкторії від проектного профілю за зенітним, а, особливо, за азимутальним кутом, її коригують, використовуючи неорієнтовані компоновки різних типів. Інакше коригування здійснюють за допомогою відхиляючих пристроїв [2, 1].

У будь-якому випадку потрібно розраховувати новий, як правило, просторовий профіль. Перепроєктування зводиться до визначення орієнтації викривлення, зенітного і азимутального кутів на інтервалі зміни азимута, раціональних довжин прямолінійно-нахилених і криволінійних ділянок профілю, довжини стовбура за інструментом, декартовими і сферичними координатами траєкторії на кожному з інтервалів скоригованої ділянки профілю.

Розрахунок коригування траєкторії свердловини порівняно з проектним розрахунком володіє низькою особливостями.

Під час розрахунку ділянки профілю для коригування напряму ПСС у початковій точці уже має певні зенітний і азимутальний кути.

Тому верхній інтервал нового профілю, котрий бурять компоновками з відхиляючими пристроями, розташований здебільшого у нахилений площині і характеризується одночасною зміною зенітного і азимутального кутів. В кінці цього інтервалу свердловина повинна мати обумовлені сферичні координати, котрі при подальшому бурінні забезпечать її влучання в задану точку на проектній глибині.

Інколи потрібно розрахувати декілька варіантів відкоригованого профілю, змінюючи розташування кінцевої точки (центр кола допуску, найближча або найдалша, ліва або права точки на колі допуску).

Ще однією особливістю перепроєктування профілю ПСС є те, що розрахунки виконують оперативно, як правило в умовах бурової. Тому методики розрахунку повинні бути, по можливості, простими.

Найпоширенішим, і в багатьох випадках раціональним, є профіль (рис. 1), що складається із розрахункового інтервалу  $AC$  роботи з відхилювачем і відтинку  $CD$  стабілізації отриманого напрямку. Інтервал штучного викривлення розраховується у вигляді дуги з постійною кривизною. Загалом пласка дуга  $AB$  лежить в нахилений площині. Інтервал стабілізації  $BC$  – це відрізок прямої.

В [1, 2] наведено аналітичний розрахунок сформульованої вище задачі. Однак, цей розрахунок є громіздким, і без використання персонального комп'ютера виконувати його досить складно.

Пропонується графоаналітичний метод розрахунку скоригованої траєкторії з використанням бланка сферичних координат.

За допомогою годографа уся група сферичних параметрів кривизни (зенітні і азимутальні кути, просторовий кут викривлення, кут

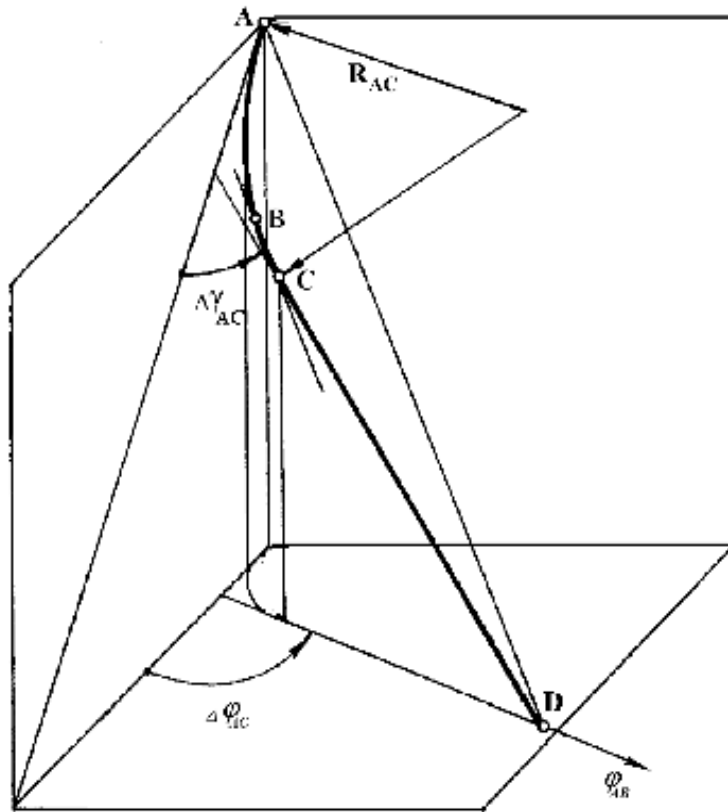


Рисунок 1 – Двоїнтервальний профіль для коригування напрямку свердловини

установки відхилювача, кут кручення тощо) розраховуються графічним шляхом.

Кінець скінченного вектора, який відтворює повороти дотичної при переміщенні точки вздовж просторової траєкторії, загалом описує її сферичний годограф. Графічні розрахунки зручно виконувати на плоскому графіку – бланку сферичних координат.

За допомогою годографа можна обробляти дані про фактичну траєкторію свердловини, аналізувати тенденції природного викривлення, розраховувати сферичні координати проектної траєкторії, або скоригованої, перерахованої траєкторії для свердловин, які відхилилися від проекту.

Слід зауважити, що годограф використовують, здебільшого, лише для розрахунку сферичних параметрів кривизни: він не містить в наочній формі координат точок траєкторії. Годограф є характеристичною лінією, яка розкриває особливості складної просторової траєкторії в специфічній інтерпретації. При цьому елементи і параметри траєкторії кривої на годографі набувають нового геометричного змісту і тому простіше піддаються розрахунку.

На рисунку 2 зображено бланк сітки сферичних координат [1].

На бланку нанесено сітку меридіанів і паралелей. Меридіани відповідають азимутальним кутам точок просторової траєкторії, а паралелі (відстань від полюса) – зенітним кутам.

Пласка крива, зокрема дуга кола *AB*, – відрізок прямої лінії, який з'єднує дві точки на бланку, що відповідають заданим сферичним координатам її початку і кінця.

Просторовий кут викривлення на інтервалі  $\Delta\gamma_{AB}$  (кут повороту дотичної вздовж відрізка плоскої кривої) – довжина цього відрізка.

Кут установки відхилювача  $\beta_A$  в початковій точці інтервалу – кут між меридіаном в заданій точці і лінією годографа, при цьому додатнім напрямом меридіана вважається напрям в бік збільшення зенітного кута.

Перед розрахунком профілю відомі такі величини:

$l_A, \alpha_A, \varphi_A$  – довжина пробуреної частини свердловини, зенітний і азимутальний кути в точці *A*, котра є початковою для розраховуваного профілю відповідно;

$x_A, y_A, z_A$  – декартові координати точки *A* при такій орієнтації осей: *OX* – схід, *OY* – північ, *OZ* – вниз вздовж вертикалі;

$x_D, y_D, z_D$  – декартові координати центра кола допуску на проектній глибині.

Потрібно задатися  $i_{AC}$  – інтенсивністю штучного викривлення на інтервалі *AB*.

На першому етапі проводимо розрахунок сферичних координат прямої *AD*, що проходить через поточний і кінцевий вибої:

$$\alpha_B = \arctg \left\{ (z_D - z_A) \times \right. \quad (1)$$

$$\left. \times \left( (x_D - x_A)^2 + (y_D - y_A)^2 + (z_D - z_A)^2 \right)^{-1/2} \right\};$$

$$\varphi_B = \arctg \frac{(x_D - x_A)}{(y_D - y_A)}. \quad (2)$$

На бланк наносимо точки, які відповідають сферичним координатам точок проектної трає-

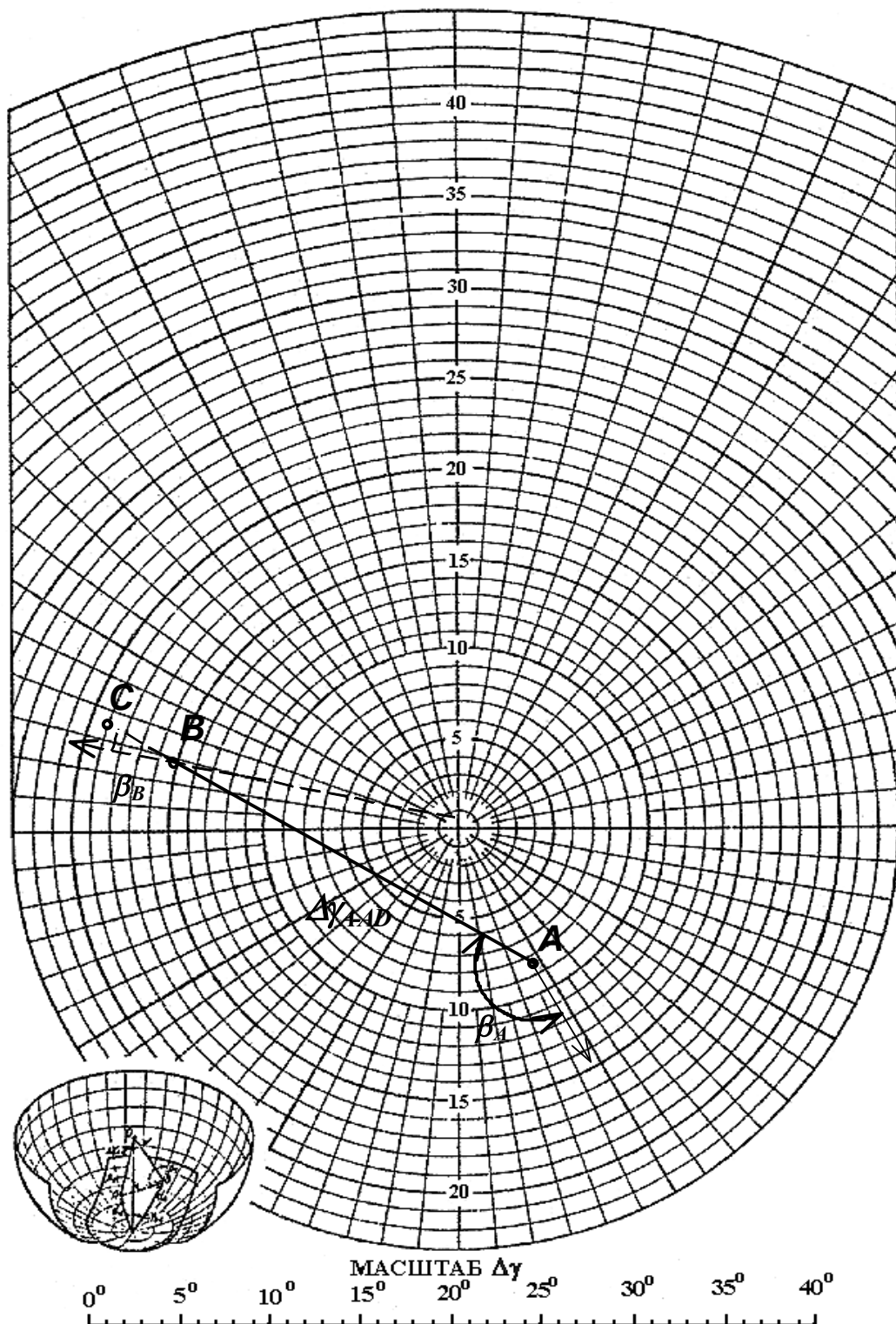


Рисунок 2 – Розрахунок коригування профілю з використанням годографа

кторії  $A$  і  $B$ . З'єднавши їх відрізком прямої, будемо годограф інтервалу свердловини  $AB$ .

Довжина відрізка  $AB$  у відповідному масштабі відповідає куту просторового викривлення  $\Delta\gamma_{AB}$  на цій ділянці.

Кут установки відхилювача  $\beta_A$  в початковій точці  $A$  – кут між меридіаном і лінією годографа, причому позитивним вважається напрям меридіана в бік зростання зенітного кута.

Довжину інтервалу  $AB$  визначаємо за формулою  $\Delta l_{AB} = 10 \cdot i_{AC} \cdot \Delta\gamma_{AB}$ , якщо інтенсивність викривлення має розмірність град/10 м.

Як видно з рис. 1, інтервал роботи з відхилювачем більший за розрахований на довжину відрізка  $BC$ .

Далі необхідно:

1. Визначити декартові координати траєкторії в точці  $B$  за формулами

$$x_B = x_A + \frac{\Delta l_{AB}}{2} \times \quad (3)$$

$$\times (\sin \alpha_A \sin \varphi_A + \sin \alpha_B \cdot \sin \varphi_B);$$

$$y_B = y_A + \frac{\Delta l_{AB}}{2} \times \quad (4)$$

$$\times (\sin \alpha_A \cdot \cos \varphi_A + \sin \alpha_B \cdot \cos \varphi_B);$$

$$z_B = z_A + \frac{\Delta l_{AB}}{2} (\cos \alpha_A + \cos \alpha_B). \quad (5)$$

2. Повторити розрахунок, прийнявши за початкову точку **B**.

Як правило, отриманий результат достатньо точний для практичних цілей.

Другий етап розрахунку можна виконувати і пізніше, після виконання контрольного інклінометричного заміру у процесі буріння з відхиляючим пристроєм.

Розрахунок (рис. 2) проведено для таких вихідних даних:

$$l_A = 2437 \text{ м}; \alpha_A = 10^\circ; \varphi_A = 120^\circ;$$

$$x_A = 168 \text{ м}; y_A = 90 \text{ м}; z_A = 2400 \text{ м};$$

$$x_D = -32 \text{ м}; y_D = 140 \text{ м}; z_D = 3200 \text{ м};$$

$$i_{AC} = 0.87 \text{ град}/10 \text{ м} (R_{AC} = 500 \text{ м}).$$

### Перший етап.

Розраховуємо аналітично

$$\alpha_B = \arctg \left\{ (3200 - 2400) \times \right.$$

$$\left. \times \frac{1}{\sqrt{(32 - 168)^2 + (140 - 90)^2 + (3200 - 2400)^2}} \right\} =$$

$$= 14,45^\circ;$$

$$\varphi_B = \arctg \frac{32 - 168}{140 - 90} = 284^\circ.$$

Визначаємо графічно з бланка сферичних координат:

$$\Delta \gamma_{AB} = 24.5^\circ; \beta_A = 170^\circ;$$

$$\Delta l_{AB} = 24.5 \cdot 0.87 \cdot 10 = 214 \text{ м}.$$

### Другий етап.

Розраховуємо аналітично

$$x_B = 168 + \frac{214}{2} \times$$

$$\times (\sin 10 \cdot \sin 120 + \sin 14,45 \cdot \sin 284) = 158 \text{ м};$$

$$y_B = 90 + \frac{214}{2} \times$$

$$\times (\sin 10 \cdot \cos 120 + \sin 14,45 \cdot \cos 284) = 87 \text{ м};$$

$$z_B = 2400 + \frac{214}{2} (\sin 10 + \sin 14,45) = 2609 \text{ м};$$

$$\alpha_C = \arctg \left\{ (3200 - 2609) \times \right.$$

$$\left. \times \frac{(3200 - 2609)}{\sqrt{(32 - 158)^2 + (140 - 87)^2 + (3200 - 2609)^2}} \right\} =$$

$$= 18.5^\circ;$$

$$\varphi_C = \arctg \frac{32 - 158}{140 - 87} = 285^\circ.$$

Визначаємо графічно з бланка сферичних координат:

$$\Delta \gamma_{BC} = 4^\circ; \beta_B = 4^\circ; \Delta l_{BC} = 34 \text{ м}.$$

Для порівняння представимо результати аналітичного розрахунку, виконаного за методикою [1]:

$$\alpha_C = 18.6^\circ; \varphi_C = 285.5^\circ; \Delta \gamma_{AC} = 28.4^\circ;$$

$$\beta_A = 170.4^\circ; \Delta l_{AC} = 247.8 \text{ м}.$$

Як бачимо, результати, практично, збігаються. Це свідчить про ефективність запропонованого методу.

### Література

1 Яремийчук Р.С. Обеспечение надежности и качества стволов глубоких скважин / Р.С. Яремийчук, Г.Г.Семак. – М.: Недра, 1982. – 259 с.

2 Мислюк М.А. Буріння свердловин: довідник: у 5 т. / М.А.Мислюк, І.Й.Рибич, Р.С.Яремийчук. – К.: Інтерпрес ЛТД, 2004. – Т.3.: Вертикальне та скероване буріння. – 2004. – 294 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
25.03.10

Рекомендована до друку професором  
Коцкуlichem Я.С.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗАЗОРУ МІЖ СТІНКОЮ СВЕРДЛОВИНИ І КОМПОНОВКОЮ НИЗУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ НА РЕАЛІЗАЦІЮ ПРОФІЛЮ ПОХИЛО-СКЕРОВАНИХ СВЕРДЛОВИН

А.Р.Юрич, В.М.Івасів, А.І.Різничук, Ю.В.Буй

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42480,  
e-mail: jyrich05@rambler.ru

*Відображено результати досліджень впливу радіальних зазорів між стінкою свердловини і елементами КНБК на реалізацію профілю похило-скерованих свердловин.*

Ключові слова: буріння, компоновка низу бурильної колони

*Отражены результаты исследований влияния радиальных зазоров между стенкой скважины и элементами КНБК на реализацию профиля наклонно-направленных скважин.*

Ключевые слова: бурение, компоновка низа бурильной колонны

*Research result of radial clearance between wellbore wall and bottomhole drill stem assembly for directional well contour realization are presented in the article.*

Keywords: drilling, string bottom assembly

У зв'язку з розширенням експлуатації покладів вуглеводнів, зосереджених на родовищах з низькими фільтраційно-місткісними властивостями колекторів, зростають об'єми буріння похило-скерованих (ПСС) і горизонтальних свердловин (ГС), а також урізування бокових стовбурів у законсервованих та малодобітних свердловинах [1, 2]. Під час виконання таких робіт дотримання параметрів проектного профілю є першочерговим завданням, водночас велика їх частка виконується за допомогою неорієнтованих компоновок низу бурильної колони (КНБК).

На жаль, як свідчить практика, запроєктовані конструкції неорієнтованих КНБК не завжди забезпечують досягнення проектного профілю. Це пов'язано, насамперед, з недосконалістю розроблених методик проектування неорієнтованих компоновок [3, 4, 5, 6]. Основними недоліком цих методик є численні спрощення в математичних моделях, пов'язані із складністю розв'язання диференціальних рівнянь, що описують напружено-деформований стан та взаємодію КНБК із стінками та вибоєм свердловини. Зокрема під час проектування КНБК розглядається в циліндричному стовбурі діаметром, рівним номінальному діаметру долота, що є нереальним, оскільки стінка руйнується долотом, елементами КНБК та потоком промивальної рідини [7-9].

Згідно з математичною моделлю [10, 11] проведено дослідження впливу зміни радіальних зазорів між КНБК і стінкою свердловини на відхиляюче зусилля на долоті, реакцію на ОЦЕ та максимальне значення згинального моменту по довжині КНБК. Під час досліджень розглядалась безопорна КНБК, що складається з долота діаметром 190,5 мм, гвинтового двигуна ДГ-155, обважнених бурильних труб ОБТС-146 та одноопорні компоновки аналогічної конструкції, в яких на корпусі ГВД встановлено центратор діаметром 190 мм. У компо-

вці низу бурильної колони під №1 центратор встановлено на відстані 3 м, а в КНБК №2 – на відстані 4 м від долота.

Дослідження проводилось за таких параметрів:

- осьове навантаження на долото – 100 та 140 кН;

- зенітний кут – 10, 30, 45 та 60 градусів;

- радіальні зазори у місцях контакту КНБК зі стінками свердловини:

- на долоті  $\Delta = 0$ ;

- у верхній точці контакту

$$\Delta_l = \frac{D_o - D_{OBT}}{2} \pm \delta \quad (\delta - \text{можлива зміна радіального зазору, для досліджень приймаємо в межах } \delta = -3 \div 8 \text{ мм}).$$

- на центраторі

$$\Delta_{OCE} = \frac{D_o - D_{OCE}}{2} \pm \delta \quad (\delta = 0 \div 13).$$

При  $D_{ce} = D_o$  радіальний зазор у місці встановлення ОЦЕ становить  $2,5 \cdot 10^{-4}$  м, а у перерізі що відповідає верхній точці контакту, – 22 мм.

За результатами розрахунку для безопорної КНБК побудовано графічні залежності, що відображають вплив осьового навантаження на долото, зенітного кута нахилу осі свердловини та радіального зазору у перерізі, що відповідає верхній точці контакту КНБК зі стінкою свердловини на величину відхиляючого зусилля на долоті (рис. 1-2) та максимального згинального моменту вздовж осі компоновки (рис. 3-4).

За результатами проведеного розрахунку встановлено, що відхиляюче зусилля на долоті зростає зі збільшенням радіального зазору. В числових значеннях зміна становить від 6–12 Н/мм до 33–45 Н/мм за зенітних кутів 10° та 60° відповідно. В розглянутому діапазоні радіальних зазорів (19–30 мм) відхиляюче зусилля зросло на 10,40–15,26% при осьовому навантаженні 100 кН і 6,21–13,56% за осьового

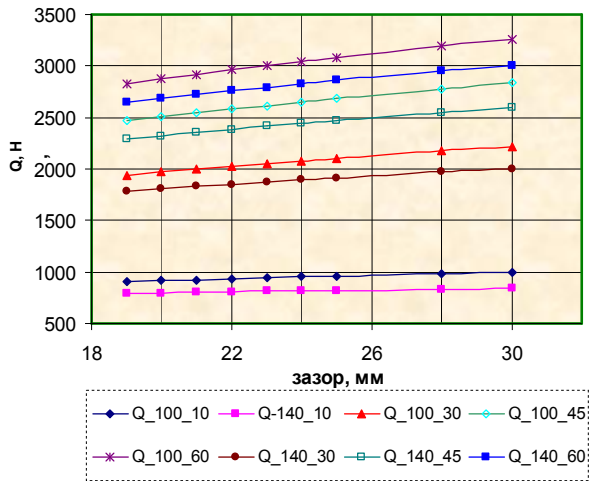


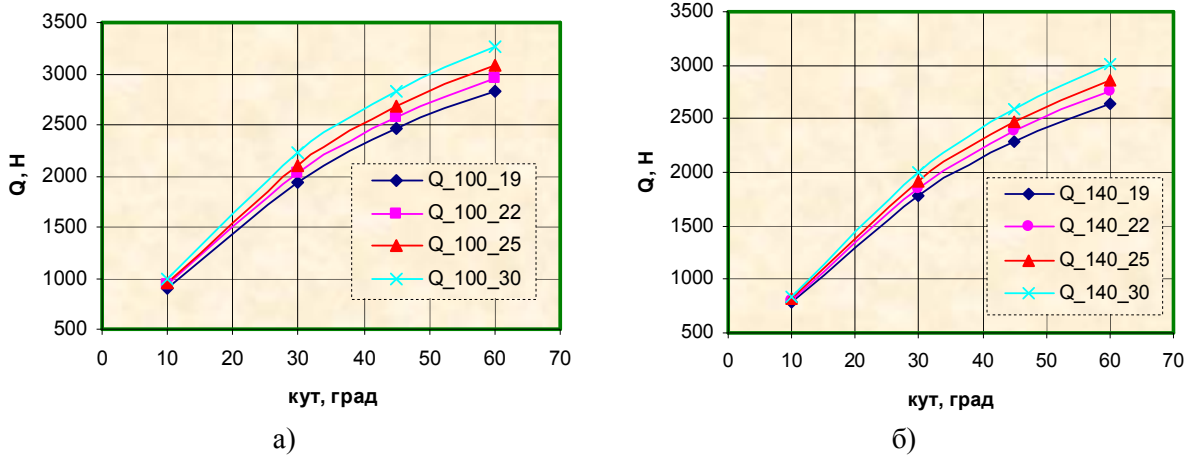
Рисунок 1 – Залежність відхиляючої сили від радіального зазору у перерізі, що відповідає верхній точці контакту КНБК зі стінкою свердловини

навантаження 140 кН відносно початкового значення.

Значення максимального згинального моменту також зростає зі збільшенням радіального зазору. Зміна його величини складає від 120 – 140 Н·м/мм до 219 – 237 Н·м/мм за zenітних кутів 10° та 60° відповідно. В розглянутому діапазоні радіальних зазорів (19 – 30 мм) значення  $M_{зг. max}$  зросло на 34,63 – 40,54% за осьового навантаження 100 кН і 35,76 – 40,91% за осьового навантаження 140 кН відносно початкового значення.

Як видно з графічних залежностей, значення радіального зазору має більший вплив на НДС КНБК за zenітних кутів нахилу осі свердловини, що перевищують 30°.

Для одноопорних КНБК за результатами розрахунку побудовано залежності впливу радіального зазору у місці встановлення центратора на відхиляюче зусилля на долоті, реакцію на центраторі та максимальний момент згину вздовж осі КНБК для обидвох взятих для дослідження конструкцій КНБК (рис. 5-7).



а) при P = 100 кН, б) при P = 140 кН

Рисунок 2 – Залежність відхиляючої сили від zenітного кута нахилу осі свердловини

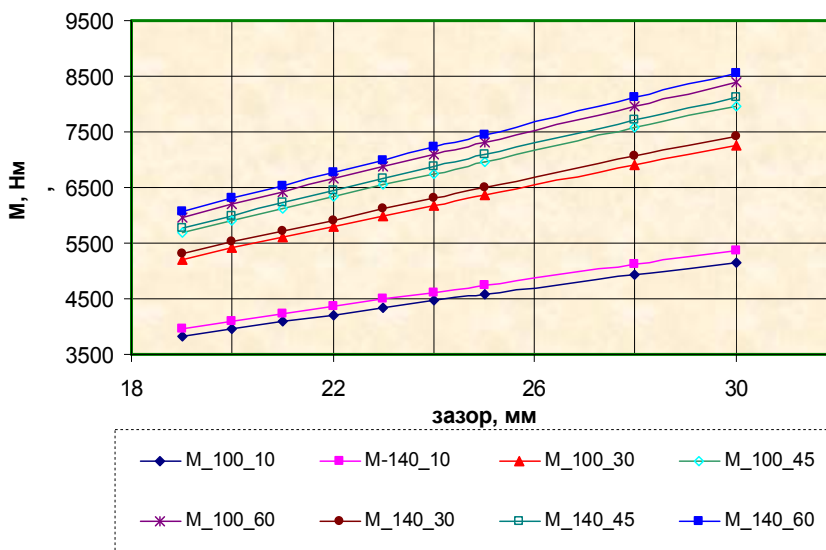
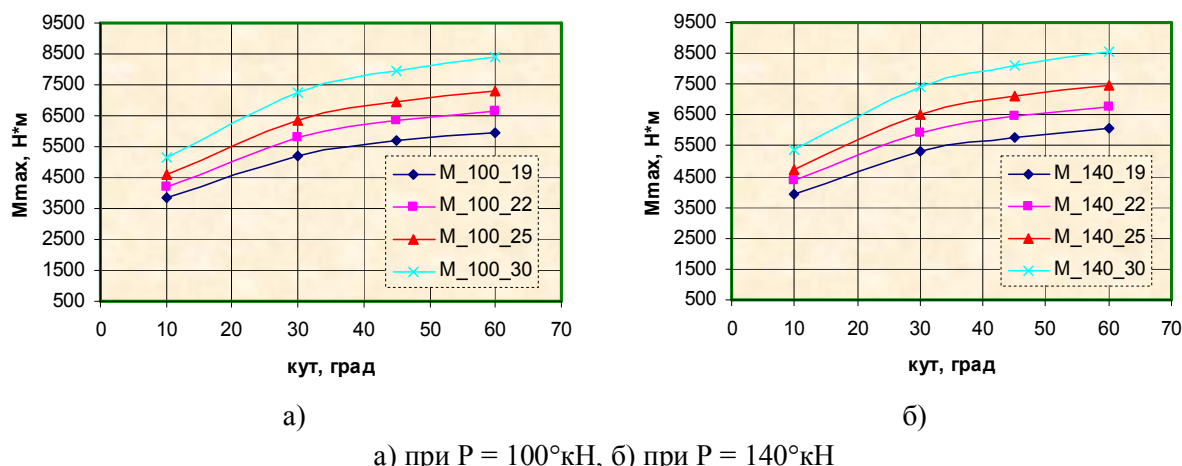
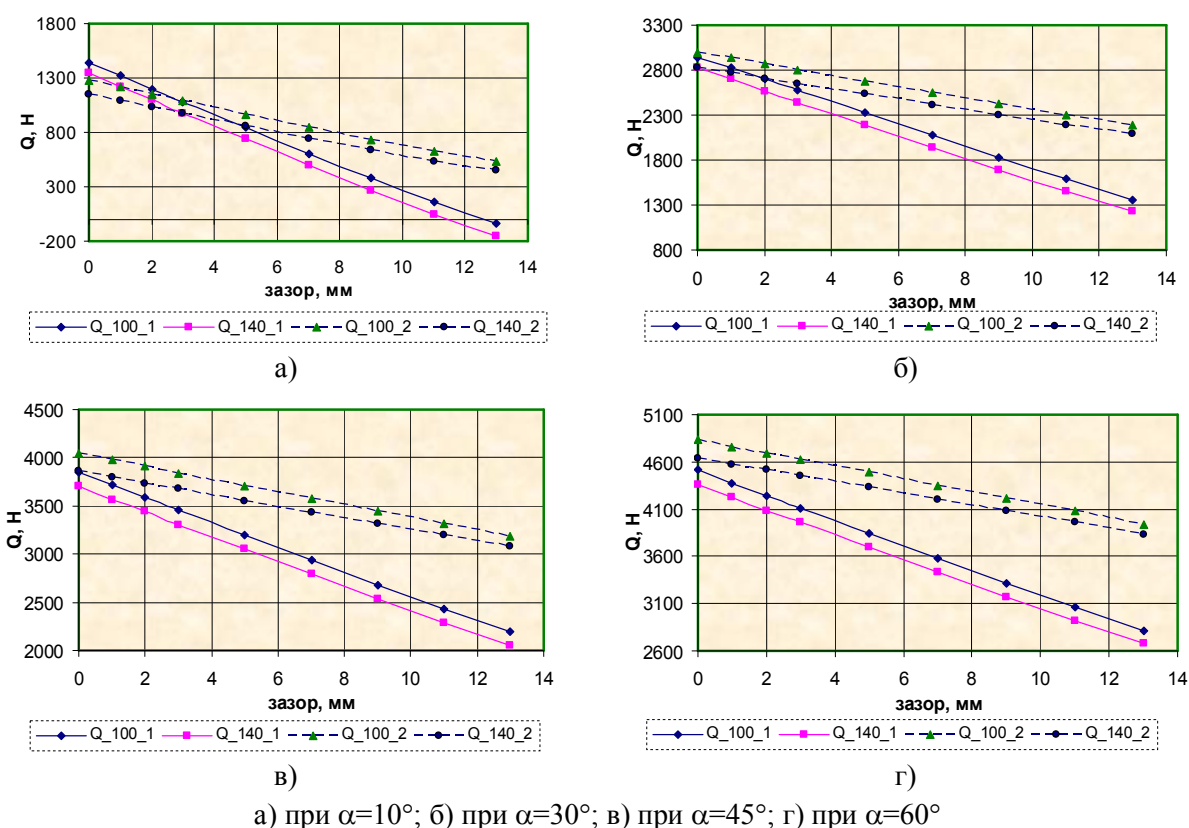


Рисунок 3 – Залежність максимального згинального моменту від радіального зазору у перерізі, що відповідає верхній точці контакту КНБК зі стінкою свердловини



а) при  $P = 100^{\circ}\text{кН}$ , б) при  $P = 140^{\circ}\text{кН}$   
**Рисунок 4 – Залежність максимального згинального моменту від зенітного кута нахилу осі свердловини**



а) при  $\alpha=10^{\circ}$ ; б) при  $\alpha=30^{\circ}$ ; в) при  $\alpha=45^{\circ}$ ; г) при  $\alpha=60^{\circ}$   
**Рисунок 5 – Порівняльні залежності впливу радіального зазору у місці встановлення ОЦЕ на відхиляюче зусилля на долоті для різних конструкцій КНБК**

Як видно з отриманих залежностей, зміна радіального зазору здійснює значний вплив на відхиляюче зусилля на долоті. Так, зі збільшенням зазору на 13 мм за різних значень зенітного кута та навантаження на долото, зміна відхиляючого зусилля на долоті для КНБК №1 коливається в межах 1480 - 1700 Н, що складає від 37% до 111%, а для КНБК №2 - 698 - 889 Н, що становить від 17% до 61% у порівнянні з початковими значеннями ( $\Delta_{ОЦЕ} = 2,5 \cdot 10^{-4}$  м). Найбільший вплив радіальний зазор чинить за зенітного кута  $10^{\circ}$ , коли відхиляюча сила на долоті для КНБК №1 змінює напрям дії. Як ви-

дно з отриманих результатів, КНБК №2 є більш стійкою до зміни радіального зазору, хоча і для цієї конструкції компоновки він має суттєвий вплив.

З графіку (рис. 6), який відображає зміну реакції на ОЦЕ для КНБК №1, бачимо, що реакція зростає на всьому інтервалі зміни радіальних зазорів за зенітного кута  $10^{\circ}$ . Для інших значень зенітних кутів за певного зазору спостерігається зменшення реакції на центраторі. Так, для зенітних кутів  $30^{\circ}$ ,  $45^{\circ}$ ,  $60^{\circ}$  величина критичного зазору становить 12, 11 та 9 мм відповідно. Встановлено, що за більших зе-

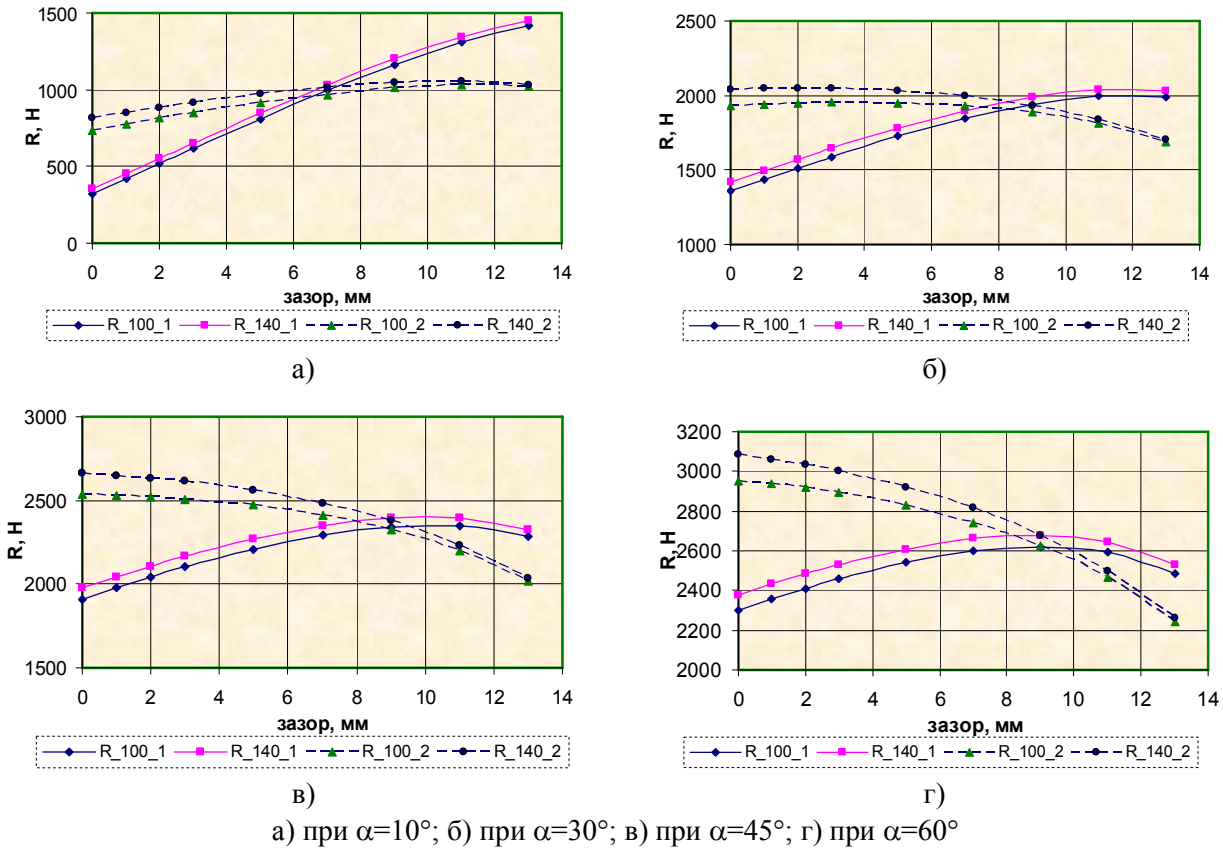


Рисунок 6 – Порівняльні залежності впливу радіального зазору у місці встановлення ОЦЕ на реакцію на центраторі для різних конструкцій КНБК

нітних кутів реакція на центраторі змінюється менше, ніж за менших кутів нахилу, наприклад, при  $\alpha=10^\circ$  зміна становить 1101 Н, а при  $\alpha=60^\circ$  – 152 Н. Для КНБК №2 реакція на центраторі зростає за зенітного кута  $10^\circ$  в інтервалі зміни радіального зазору 0-11 мм, а за більших значень зазору – зменшується. За зенітного кута  $30^\circ$  збільшення радіального зазору в межах 3 мм практично не впливає на значення реакції на центраторі, а більші зазори спричиняють її зменшення. Збільшення радіального зазору за зенітних кутів  $45^\circ$  та  $60^\circ$  спричиняє зменшення реакції. Встановлено, що за більших зенітних кутів реакція на центраторі змінюється більше, ніж за менших кутів нахилу осі свердловини, на відміну від КНБК №1. В числовому еквіваленті ця зміна становить 213 Н при  $\alpha=10^\circ$  і 826 Н при  $\alpha=60^\circ$ .

Оскільки у більшості з розглянутих випадків збільшення радіального зазору в місці встановлення центратора спричиняє зменшення реакції на ньому, то можна припустити, що при подальшому заглибленні ОЦЕ в стінку свердловини радіальний зазор досягне такого значення, за якого центратор не контактуватиме з нижньою стінкою свердловини, тож КНБК працюватиме, фактично, як безопорна.

Також встановлено, що осьове навантаження мало впливає на значення реакції на центраторі.

На основі отриманих результатів можна констатувати, що, з точки зору мінімальної змі-

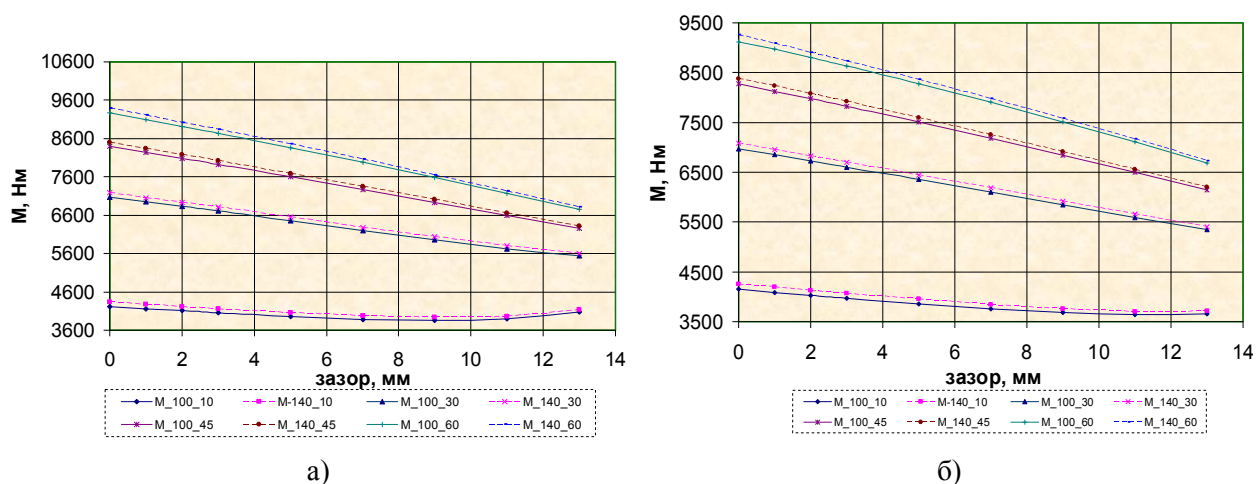
ни реакції на центраторі, за малих зенітних кутів краще використовувати компоновку з встановленим центратором на відстані 4 м (КНБК №2), а за великих кутів нахилу осі свердловини – компоновку з центратором, встановленим на відстані 3 м (КНБК №1).

Що стосується НДС КНБК, зокрема максимального згинального моменту по довжині КНБК (рис. 7), то у більшості згаданих випадків зі збільшенням радіального зазору, його значення зменшується для обидвох конструкцій КНБК.

Отримані результати свідчать про значний вплив радіальних зазорів між елементами КНБК та стінками свердловини на величини, що відображають їх взаємодію ( $Q, R$ ) і деформацію компоновки в стовбурі свердловини. Це, в свою чергу, може призвести до зміни траєкторії стовбура свердловини, а, отже, ставить під сумнів можливість реалізації проектного профілю.

### Література

1 Використання горизонтальних свердловин для розробки родовищ з важковидобувними запасами вуглеводнів: збірник наукових праць науково-практичної конференції [«Стан і перспективи розробки родовищ нафти і газу України – 2003»], (Івано-Франківськ, 18-21 листопада 2003р.) – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ. – 2003.– 303 с.



а) КНБК №1 б) КНБК №2

Рисунок 7 – Залежність максимального згинального моменту від радіального зазору на ОЦЕ

2 Збільшення обсягів похило-спрямованого та горизонтального буріння – значний резерв підвищення ефективності видобування вуглеводнів та ступеня їх вилучення: збірник наукових праць науково-практичної конференції [«Стан і перспективи розробки родовищ нафти і газу України – 2003»], (Івано-Франківськ, 18-21 листопада 2003 р.). – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ. – 2003.– 303 с.

3 Вудс Г. Искривление скважин при бурении / Г. Вудс, А. Лубинский. – Москва: Гостоптехиздат, 1960. – 161 с.

4 Работа бурильной колонны в скважине /Б.З. Султанов, Е.И. Ишемгузин, М.Х. Шаммасов, В.Н.Сорокин. – М.: Недра, 1973. – 217 с.

5 Чудик І.І. Вдосконалення методики проектування неорієнтованих компоновок низу бурильної колони: автореф. дисертації на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.15.10 «Буріння свердловин» / Чудик Ігор Іванович; Івано-Франків. нац. тех. ун-т. нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2007. – 20 с.

6 Янтурин Р.А. Совершенствование методов расчетов параметров компоновок низа бурильной колонны и их элементов для безориентированного бурения: автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук 05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы» (нефтегазовая отрасль)/ Янтурин Руслан Альфредович; Уфимский государственный нефтяной технический университет. – Уфа, 2005. – 20 с.

7 Белов В. П. Образование каверн при бурении скважин / В. П. Белов. – М.: Недра, 1970. – 150 с.

8 Пейсиков Ю. В. Кавернообразование при бурении скважин // Геология нефти и газа / Юрий Пейсиков. – 1992. – № 6. – С. 25 – 30.

9 Чудик І.І. Врахування каверно- і жолобоутворень при проектуванні неорієнтованих КНБК / І. І.Чудик, А. Р. Юрич, А. А. Козлов // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – № 2 (23). – С. 45 – 50.

10 Юрич А. Математичне моделювання положення безпорних компоновок низу бурильної колони (КНБК) в похило-скерованому стовбурі свердловини / Андрій Юрич // Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ. – 2008. – №1(26). – С.40-43

11 Моделювання компоновок низу бурильної колони з опорно-центруючими елементами (ОЦЕ) в похило-скерованому стовбурі свердловини / А.Р. Юрич, І.І. Чудик, В.В. Гриців [та ін.] // Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ. – 2008. – №2(27). –С.51-55.\\ С. 114

Стаття надійшла до редакційної колегії  
20.01.10

Рекомендована до друку професором  
Коцкуличем Я.С.

## ОПТИМІЗАЦІЯ МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ПІД ЧАС ТЕРТЯ ІЗ ЗАКРІПЛЕНИМ АБРАЗИВОМ МАТЕРІАЛІВ, ОТРИМАНИХ МЕТОДОМ СВ-СИНТЕЗУ

О.В.Пилипченко, Л.Д.Луцак, М.Й.Бурда, М.В.Грушецький

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 506612,  
e-mail: ztk@nuing.edu.ua

*Оптимізовано методику дослідження зносостійкості під час тертя із закріпленим абразивом, а саме: із циліндричною поверхнею абразивного круга, матеріалами, отриманими методом самопоширюваного високотемпературного синтезу (СВ-синтезу) шляхом електродугового наплавлення порошкових сумішей, що знаходяться в електродах. Запропонована методика уможливіє ефективніше дослідження та якісне порівняння та підбір конкурентоздатних сучасних матеріалів у ході вирішення завдань підвищення ресурсу роботи деталей та інструменту, що працюють в умовах інтенсивного абразивного зношування.*

Ключові слова: електродугове наплавлення, самопоширюваний високотемпературний синтез, абразивне зношування, абразив, абразивний круг, тертя, зносостійкість, методика дослідження, машина тертя, випробувальний зразок, електрод.

*Оптимизирована методика исследования износостойкости при трении по закреплённому абразиву, а именно: по цилиндрической поверхности абразивного круга, материалов, полученных методом самораспространяющегося высокотемпературного синтеза (СВ-синтеза) путем электродуговой наплавки порошковых смесей, находящихся в электродах. Предложенная методика позволяет эффективное исследование и качественное сравнение и подбор конкурентоспособных современных материалов при решении задач по повышению ресурса работы деталей и инструмента, работающих в условиях интенсивного абразивного износа.*

Ключевые слова: электродуговая наплавка, самораспространяющийся высокотемпературный синтез, абразивный износ, абразив, абразивный круг, трение, износостойкость, методика исследования, машина трения, испытываемый образец, электрод.

*It is described the optimization of the methods for the study of the wear resistance in friction on the fixed abrasive, namely, on the cylindrical surface of the abrasive wheel. of the materials obtained by the method of self-propagating high-temperature synthesis (SPS) by means of the electric-arc welding powder mixtures contained in electrodes. The proposed method allows the more effective research. a qualitative comparison and selection of competitive modern materials to solve the problems concerning the resource increasing of the details and tools which work in conditions of the intense abrasive wear.*

Keywords: arc welding, self-propagating high-temperature synthesis, abrasive wear, abrasive, abrasive wheel, friction, wear resistance, methods of research, friction machine, test example, electrode.

**Вступ.** Підвищення ресурсу роботи деталей та інструменту, що працюють в умовах інтенсивного абразивного зношування, набуває особливої актуальності в нафтогазовій, гірничовидобувній, будівельній та інших галузях промисловості. Зношування під час тертя із закріпленим абразивом в більшості випадків є одним з переважаючих, тому розроблення нових матеріалів і наявність ефективних методик та сучасного випробувального обладнання (зокрема машин тертя) щодо визначення стійкості матеріалів до абразивного зношування дає змогу проводити якісні порівняння і здійснювати підбір матеріалів під час розв'язання поставлених завдань.

До конкурентоздатних сучасних безвольфрамових самозахисних матеріалів слід віднести порошкові наплавлювальні матеріали, які при напавленні реалізують явище самопоширюваного високотемпературного синтезу (СВС).

Самопоширюваний високотемпературний синтез (СВС) – це екзотермічна взаємодія хімічних елементів, що протікають в режимі горіння. При цьому в порошковій суміші виникає

зона з високою температурою, де відбувається нагрівання і хімічна взаємодія елементів. Ця зона переміщується вздовж порошкової суміші, втягуючи в реакцію розташовані поблизу шари суміші [1]. Механізмом поширення хвилі синтезу є ефект капілярного розтікання, який полягає в заповненні більш легкоплавким реагентом ділянок, що містять інший тугоплавкий компонент.

В нашому випадку СВ-синтез полягає в локальному ініціюванні початку реакції під дією електричної дуги, після чого в порошковій суміші, що знаходиться в електроді, за рахунок теплопередачі утворюється хвиля горіння, за якою відбувається синтез тугоплавких зносостійких сполук. При цьому синтезовані сполуки характеризуються високою чистотою, а сам процес синтезу відбувається зі швидкістю, співмірною зі згорянням електрода.

Напавлений матеріал має мікрогетерогенну структуру, що є композицією із твердих карбідів, тугоплавких сполук і більш пластичної і в'язкої матриці. Високі зносостійкі властивості матеріалу пояснюються наявністю в структурі

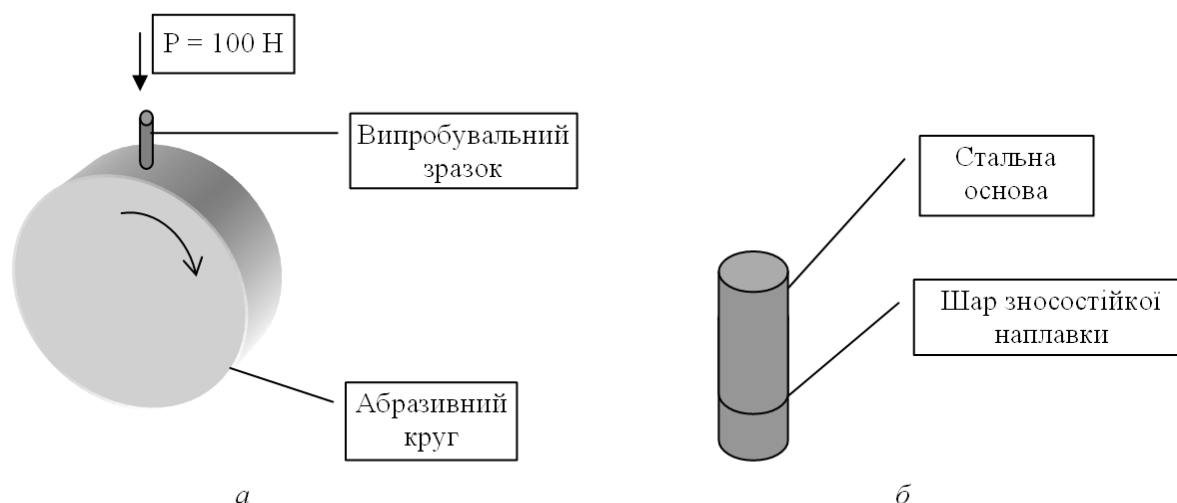


Рисунок 1 – Схеми випробування зразка наплавлення на зносостійкість під час тертя із закріпленням абразивом на машині МТ-1 (а) та випробувального зразка (б)

твердих фаз – карбідів і боридів. Характер карбідної фази, а також її розподіл значною мірою визначають властивості наплавленого шару: зносостійкість, твердість, ударну стійкість.

**Методика досліджень.** Умовно схеми випробувань, які реалізують машини тертя, для умов тертя ковзання по закріпленому (монолітному) абразиву можна розділити на дві групи. В машинах тертя першої групи, представником якої є лабораторна установка АИ-2-С [2], взірець в процесі випробувань переміщується вздовж торця абразивного круга. Траєкторією руху взірця є спіраль, що за постійної швидкості обертання круга, не забезпечує постійної лінійної швидкості. Даний недолік відсутній у випадку реалізації схеми випробувань, зображеної на рис. 1, а. У цьому випадку в процесі випробувань взірець контактує з боковою поверхнею абразивного циліндра (круга). Вказана схема випробувань реалізована в випробувальному стенді – машині тертя МТ1 (рис. 1, а). Випробовують зразки зносостійких матеріалів або покриттів циліндричної форми діаметром 10 мм, довжиною 30 мм. Схематично зразок для проведення випробування на машині тертя МТ1 зображено на рис. 1, б.

Як абразивний матеріал застосовується зелений карборунд 64С у вигляді шліфувального круга діаметром 300 мм та товщиною 40 мм. Швидкість тертя становить 0,5 м/с.

Виготовлення зразків для випробування способом електродугового наплавлення традиційних матеріалів і здатних до СВС в процесі нанесення покриття складається з таких етапів:

- виготовлення сталльної основи;
- отримання покриття на сталній основі способом ручного електродугового наплавлення матеріалів, здатних до СВС в процесі нанесення;
- механічна обробка зразка до необхідних геометричних розмірів.

Сталльна основа – палець (рис. 2, а) – виготовляється переважно із низьковуглецевих

конструкційних сталей. Для здійснення процесу наплавлення застосовується спеціально виготовлений графітовий (шамотовий) пристрій (рис. 2, б).

Схема наплавлення пальця зображена на рис. 3, а. Наплавлення зносостійкого шару здійснюється ручним електродуговим способом із застосуванням джерела живлення електричної дуги ВДУ-506 на оптимальних режимах, що відповідають тому чи іншому електродному матеріалу, здатного до СВС. Товщина наплавленого шару складає від 5 до 7 мм.

Схема механічної обробки методом шліфування наплавленого пальця до необхідних розмірів зображена на рис. 3, б.

На машині тертя МТ-1 встановлюються 2 абразивних круги (№1 та №2) однакових діаметрів, один з яких (№1) призначений для притирання отриманих зразків. Кількість випробувальних зразків для кожного типу матеріалу становить не менше 2 штук. Як еталонні зразки використовуються пальці, наплавлені серійними електродами марки Т620  $\varnothing$  4 мм виробництва Центрального ремонтно-механічного заводу Мосенерго (м. Москва, Росія).

Методика випробування на відносну зносостійкість буде складатися з наступних етапів.

1) Попереднє притирання всіх зразків на притиральному крузі (№1) до повного контактування поверхонь зразка і круга.

2) Зачищення (шаржування) робочої поверхні круга №2.

3) Встановлення першого випробувального зразка на доріжку №1 випробувального круга №2.

4) Притирання зразка з прикладеним навантаженням ( $P = 100$  Н). Шлях притирання – 10 циклів за лічильником машини (близько 10 м).

5) Зважування зразка на аналітичній вазі ( $m_{01}$ ), з точністю зважування – до 1 мг.

6) Встановлення першого випробувального зразка на доріжку №1 випробувального круга №2.

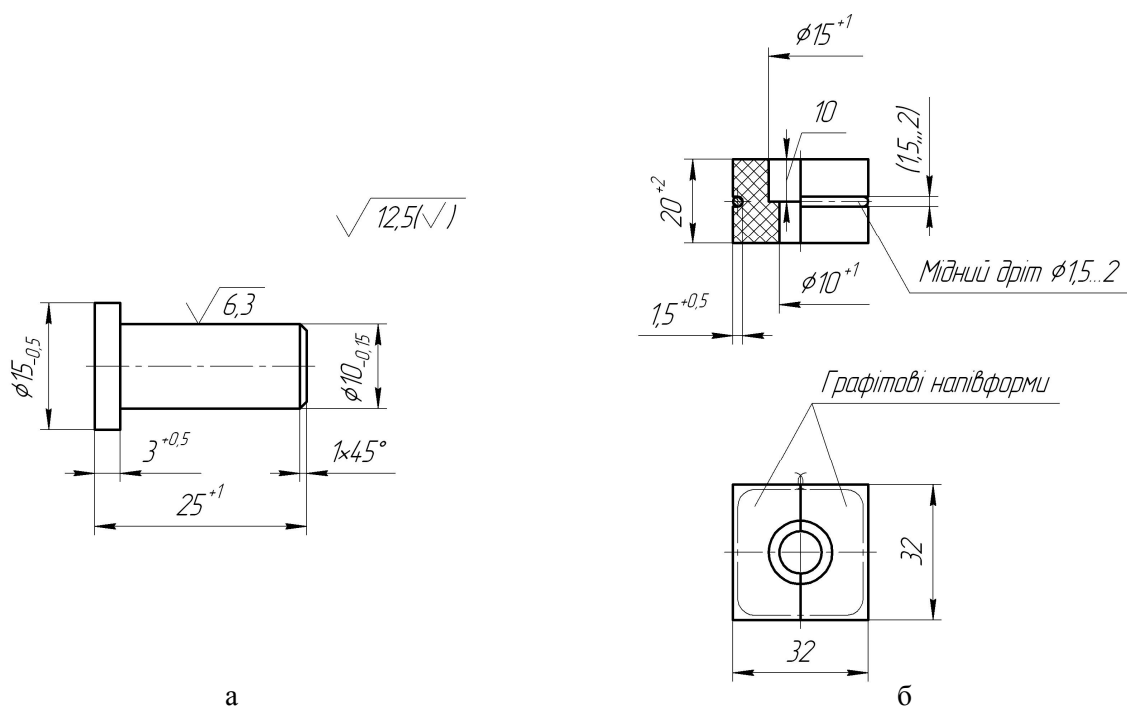


Рисунок 2 – Ескіз пальця (а) та схема графітового пристрою для наплавлення пальця (б)

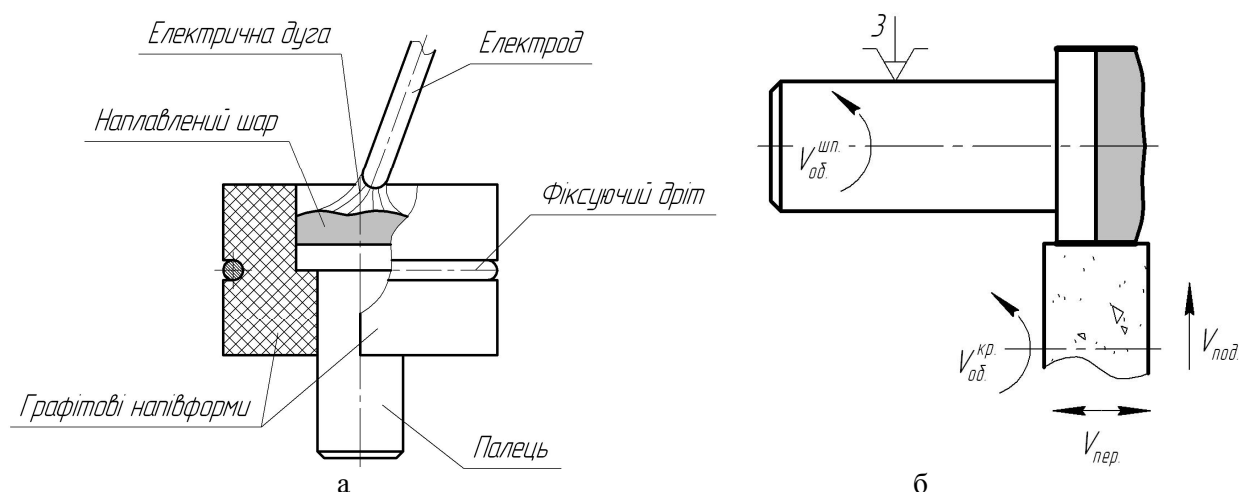


Рисунок 3 – Схеми: наплавлення пальця (а) та оброблення наплавленого пальця (б)

7) Випробувальний пробіг з прикладеним навантаженням. Шлях пробігу – 35 циклів (біля 33 м).

8) Зважування зразка на аналітичній вазі ( $m_{11}$ ) з точністю зважування – до 1 мг.

9) Визначення масового зносу зразка за час випробувального пробігу за формулою  $\Delta m_1 = m_{11} - m_{01}$ .

10) Встановлення першого випробувального зразка на доріжку №2 випробувального круга №2.

11) Повторення операцій 4 - 9. Визначення масового зносу зразка  $\Delta m_2$  за формулою  $\Delta m_2 = m_{12} - m_{02}$ .

12) Встановлення першого випробувального зразка на доріжку №3 випробувального круга №2.

13) Повторення операцій 4 - 9. Визначення масового зносу зразка  $\Delta m_3$  за формулою  $\Delta m_3 = m_{13} - m_{03}$ .

14) Визначення середнього масового зносу для зразка №1 за формулою  $\Delta m_c = (\Delta m_1 + \Delta m_2 + \Delta m_3)/3$ .

15) Повторення операцій 2 - 13 для зразка №2, №3 і т. д.

16) Визначення середнього масового зносу матеріалу за формулою  $\Delta m_{смі} = (\Delta m_{с1} + \dots + \Delta m_{сn})/n$ , де  $n$  – кількість випробуваних зразків.

17) Визначення відносної зносостійкості матеріалу за формулою  $\epsilon_i = \Delta m_{сме}/\Delta m_{смі}$ , де  $\Delta m_{сме}$  – середня зносостійкість еталонного матеріалу.

18) Результати випробувань заносяться до таблиці (табл. 1).

**Результати досліджень.** За даною методикою були проведені дослідження взірців отриманих наплавленням електродами ЕП-ТБ-2-6 та ЕП-ТБ-2-40 виробництва ТЗОВ МНВЦ «Епсілон ЛТД», м. Івано-Франківськ, наведені в табл. 2.

**Таблиця 1 – Результати випробувань зразків на відносну зносостійкість під час тертя із закріпленням абразивом**

Матеріал, виробник	№ зразка	Середня твердість HRC	$m_{01}$	$m_{11}$	$\Delta m_1$	$m_{02}$	$m_{12}$	$\Delta m_2$	$m_{03}$	$m_{13}$	$\Delta m_3$	$\Delta m_c$	$\Delta m_c$ по матеріалу,	Відносна зносостійкість по матер. $\epsilon$

**Таблиця 2 – Результати випробувань зразків на відносну зносостійкість під час тертя із закріпленням абразивом**

Матеріал, виробник	Середня твердість HRC	Вага та масовий знос зразків, г											Відносна зносостійкість	
		$m_{01}$	$m_{11}$	$\Delta m_1$	$m_{02}$	$m_{12}$	$\Delta m_2$	$m_{03}$	$m_{13}$	$\Delta m_3$	$\Delta m_c$	$\Delta m_{cm}$		
Т620 ЦРМЗ Мосенерго	62	51,652	51,634	0,018	51,626	51,597	0,029	51,580	51,539	0,041	0,029		0,0270	1,00
	60	52,552	52,524	0,028	52,513	52,489	0,024	51,480	51,458	0,022	0,025			
	52	50,040	49,912	0,128	49,880	49,780	0,100	49,750	49,652	0,098	0,109			
ЕП-ТБ-2-6 МНВЦ "Епсілон ЛТД"	67	53,935	53,922	0,013	53,911	53,899	0,012	53,886	53,868	0,018	0,014		0,0120	2,25
	64	53,200	53,192	0,008	53,181	53,170	0,011	53,160	53,151	0,009	0,009			
	65	50,642	50,628	0,014	50,618	50,608	0,010	50,582	50,567	0,015	0,013			
ЕП-ТБ-2-40 МНВЦ "Епсілон ЛТД"	69	50,881	50,869	0,012	50,861	50,857	0,004	50,850	50,841	0,009	0,008		0,0075	3,60
	69	51,973	51,963	0,010	51,932	51,924	0,008	51,921	51,919	0,002	0,007			

**Висновок.** Отримані результати випробувань підтверджено реальними перевагами промислового застосування матеріалів для наплавлення, здатних до СВ-синтезу [3], що, в свою чергу, свідчить про достовірність отримуваних результатів за допомогою оптимізованої методики досліджень.

**Література**

- 1 Мержанов А.Г. Процессы горения и синтез материалов / А.Г. Мержанов. – Черноголовка : ИСМАН, 1998. – 512 с.
- 2 Виноградов В.Н. Абразивное изнашивание / В.Н. Виноградов, Г.М. Сорокин, М.Г. Колокольников. – М. : Машиностроение, 1990. – 224 с.
- 3 Пилипченко О.В. Наплавлення матеріалами СВС-класу / Олександр Пилипченко // Метали. Технології & Обладнання. – 2009. – №23-24. – 60 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
20.01.10  
Рекомендована до друку професором  
Дрогомирецьким Я.М.

## ВПЛИВ АСИМЕТРІЇ НАВАНТАЖЕННЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ВТОМНОГО РУЙНУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

А.П.Джус, М.В.Лисканич

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 42430,  
e-mail: public@nuing.edu.ua

*Розглянуто вплив асиметрії циклу навантаження на границю витривалості, і встановлено, що для гладких зразків він посилюється зі збільшенням міцнісних характеристик матеріалу, а для реальних деталей, що містять тріщини, – зі збільшенням розмірів тріщин. Обґрунтовано необхідність врахування такого впливу при дослідженні характеристик втомних руйнувань замкових різьбових з'єднань та індикаторів накопичення втомних пошкоджень.*

Ключові слова: асиметричне навантаження, втомне руйнування, індикатори різьбових з'єднань.

*Рассмотрено влияние асиметрии цикла нагрузки на границу усталости, и установлено, что для гладких образцов оно усиливается с увеличением прочностных характеристик материала, а для реальных деталей, содержащих трещины, – с увеличением размеров трещин. Обоснована необходимость учета такого влияния при исследовании характеристик усталостных разрушений замковых резьбовых соединений и индикаторов накопления усталостных повреждений.*

Ключевые слова: асимметричная нагрузка, усталостное разрушение, индикаторы резьбовых соединений.

*Influence of asymmetrical cycle of loading on the border of fatigue is considered, and it is set that for smooth examples it increases with the increase of strength material descriptions, and for the real anits which contain cracks, – with a jumboizing cracks. The necessity of account of such influence is grounded at research of descriptions of tireless destructions of screw-thread connections and indicators of accumulation of tireless damages.*

Keywords: asymmetrical duty, endurance failure, indicators of the threaded connections.

В процесі експлуатації елементи бурильної колони зазнають впливу асиметричного навантаження. Рівень асиметрії навантаження для різних перерізів колони є різним, що зумовлено зміною значення розтягуючого навантаження по довжині бурильної колони. Основна частина бурильної колони у свердловині перебуває у розтягнутому стані, наявні перерізи, які називають нейтральними, а також стиснута частина, обумовлена необхідністю створення навантаження на породоруйнівний інструмент. Ця стиснута частина комплектується обважненими бурильними трубами (ОБТ), довговічність яких визначається довговічністю різьбових з'єднань [1].

У практиці розрахунково-експериментального прогнозування довговічності елементів бурильної колони використовується особливість їх руйнування під дією асиметричного навантаження, яка полягає в тому, що кут нахилу кривої втоми та кількість циклів до точки її перегину в статистичному плані не залежить від коефіцієнта асиметрії, однак відомі дослідження, результати яких відрізняються від прийнятих припущень [2, 3].

Експлуатація замкових різьбових з'єднань і індикаторів здійснюється саме в таких умовах асиметрії. Зважаючи на це, постає проблема дослідження впливу асиметрії навантаження на довговічність як різьбових з'єднань ОБТ, так і індикаторів втоми.

Асиметрія навантаження різьбових з'єднань ОБТ та індикаторів зумовлена існуванням середніх напружень циклу, що виникають, в основному, внаслідок дії моменту згинчування.

Загалом залежність між середнім напруженням циклу і відповідними значеннями максимальних змінних напружень виражають у вигляді діаграм. Діаграма граничних напружень може бути представлена в координатах: максимальні напруження  $\sigma_{\max}$  – середні напруження циклу  $\sigma_m$  або амплітуди напружень  $\sigma_a$  – середні напруження циклу. Така діаграма складається із двох ліній: перша відповідає границі витривалості, друга – границі плинності (найчастіше – умовній) [4]. Побудова таких діаграм за експериментальними даними є достатньо складним завданням навіть для дослідних зразків малих розмірів. Тому зрозумілими є спроби побудови цих залежностей теоретичним шляхом. Багатьма авторами запропоновані різноманітні залежності між граничною амплітудою і середнім напруженням циклу.

Ці залежності тією чи іншою мірою відповідають дослідним даним, які відносяться до області середніх напружень розтягу, і так само, як і експериментальні, фіксують зниження значення граничної амплітуди з ростом середніх напружень розтягу.

Чутливість границі витривалості гладких взірців до асиметрії циклу навантаження зазвичай оцінюють коефіцієнтом  $\psi_\sigma$ , який характеризує відносну зміну границі витривалості матеріалу при переході від симетричного циклу навантажування до віднульового [4]:

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}, \quad (1)$$

де:  $\sigma_{-1}$  – границя витривалості при симетричному циклі навантажування;

$\sigma_0$  – границя витривалості при віднульовому циклі навантажування.

Зі зростанням міцнісних характеристик сталей зростає значення коефіцієнта  $\psi_\sigma$ , який може бути визначений за кореляційною формулою [5]:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B, \quad (2)$$

де  $\sigma_B$  – межа міцності, МПа, тобто від 0,1 при  $\sigma_B=400$  МПа до 0,3 при  $\sigma_B=1400$  МПа. На величину  $\psi_\sigma$  впливають стан матеріалу, поверхневе зміцнення, умови випробування та ряд інших чинників, що не враховуються даною залежністю. Так, коефіцієнт  $\psi_\sigma$  для вуглецевих сталей становить 0,1...0,2 і 0,2...0,3 – для легуваних [4]. Зі збільшенням середніх розтягуючих напружень коефіцієнт  $\psi_\sigma$  також збільшується [4, 5].

За наявності макротріщин умова їх нерозповсюдження при циклічному навантажуванні визначається пороговим коефіцієнтом інтенсивності напружень (КІН). В індикаторах втоми, які використовують в замкових різьбах бурильних труб, згідно із [6] радіус кривизни профілю дна концентратора напружень виконується меншим критичного значення, рівного 0,1...0,6 мм залежно від марки сталі. Для таких випадків згідно з дослідженнями Кудрявцева [7] встановлено, що за значень радіусів кривизни, менших критичних значень, з'являються тріщини, які не розвиваються, а тому існують дві межі втоми матеріалу, що визначаються за критеріями появи перших макроскопічних тріщин втоми і кінцевого руйнування. Границя витривалості за критерієм руйнування вважається такою, що не залежить від радіуса кривизни в концентраторі, тобто залишається постійною із зменшенням його значення нижче критичного. Границя витривалості при цьому визначається з відомої умови нерозвитку тріщини лінійної механіки руйнування [5]

$$\Delta K_{ef} \leq \Delta K_{th}, \quad (3)$$

де:  $\Delta K_{ef}$  – ефективна величина коефіцієнта інтенсивності напружень;

$\Delta K_{th}$  – порогове значення коефіцієнта інтенсивності напружень.

Порогове значення коефіцієнта інтенсивності напружень  $\Delta K_{th}$  використано в [6] для визначення необхідного згинального моменту границі витривалості індикаторів за значень кривизни профілю дна концентратора напружень, менших критичного.

Вплив асиметрії циклу навантажування на порогове значення КІН описується з допомогою різних співвідношень [7], найбільш універсальним з яких є запропоноване Клеснілом і Лукашем [8]:

$$(\Delta K_{th})_R = (\Delta K_{th})_{R=0} (1-R)^V, \quad (4)$$

де:  $R$  – коефіцієнт асиметрії;  
 $V$  – постійна матеріалу.

Дослідження сталей, проведені переважно при  $R \geq 0$ , засвідчили, що  $V=0,7...1,0$  [8]. Результати досліджень, проведених із різними сталями з додатними і від'ємними значеннями  $R$ , свідчать про те, що залежність (4) розповсюджується і на область від'ємних значень  $R$ . При цьому для більшості сталей різної міцності ( $\sigma_T = 250...800$  МПа)  $V=0,6...0,8$ .

Аналогічно (1) введемо коефіцієнт  $\psi_\sigma^{mp}$ , який характеризуватиме чутливість границі витривалості матеріалу з тріщиною до асиметрії циклу навантажування. В рамках лінійної механіки руйнування границя витривалості, що відповідає пороговому напруженню  $\sigma_{th}$ , визначається із співвідношення [7]

$$\Delta \sigma_{th} = \Delta K_{th} / \sqrt{\pi l} \cdot Y(l), \quad (5)$$

де:  $l$  – довжина тріщини;

$Y(l)$  – поправочна функція, що залежить від розмірів тіла і тріщини, а також способу навантажування.

З врахуванням виразів (4) і (5) з (1) отримаємо

$$\psi_\sigma^{mp} = 2^V - 1. \quad (6)$$

Приймаючи для сталей  $V = 0,6...0,8$ , із (6) отримаємо  $\psi_\sigma^{mp} = 0,5...0,7$ . Оскільки величина  $V$  майже не залежить від міцнісних характеристик сталі, згідно з (6) це справедливо і для  $\psi_\sigma^{mp}$ .

Результати порівняння наведених для сталей значень  $\psi_\sigma^{mp}$  і  $\psi_\sigma$  свідчать, що чутливість границі витривалості зразків з макротріщинами до асиметрії циклу навантажування значно вища, ніж гладких зразків, а коефіцієнт  $\psi_\sigma^{mp}$  зразків з макротріщинами практично не залежить від міцнісних характеристик сталі, в той час, як для гладких зразків він зростає зі збільшенням міцності.

Згідно з теорією втомного руйнування, границя витривалості гладких зразків визначається умовою нерозповсюдження мікротріщин, поява яких внаслідок неоднорідності структури полікристалічних матеріалів можлива за напружень, нижчих границі втоми [9]. Для ряду сталей довжина таких мікротріщин складає 0,01 мм [10]. Відмінності чутливості границі витривалості гладких зразків і зразків з макротріщинами до асиметрії циклу навантажування пояснюється здебільшого особливістю кінетики коротких тріщин.

На даний час для визначення характеристик опору втомному руйнуванню матеріалів з позиції механіки руйнування [10, 11] застосовується модель тіла з ефективною тріщиною, що прогнозує прискорений розвиток малих тріщин і добре корелюється з експериментальними даними [7]. Слід зауважити, що для даної моделі як і для інших підходів, де за критерій руйнування прийнято тільки КІН, не можливо врахувати впливу більшості із найбільш сутте-

вих параметрів на розвиток малих тріщин. Це пояснюється поданням в лінійній механіці руйнування розподілів напружень і деформацій у вершині тріщини з допомогою наближених розв'язків, які містять тільки сингулярні члени.

Аналitичні методи визначення границі витривалості тіл з малими тріщинами, які базуються на повному розв'язку для компонентів тензора напружень, розглянуті в [12]. З врахуванням впливу регулярних членів на розмір пластичної зони у вершині тріщини і гіпотези про постійність розміру цієї зони для нерозповсюджуваних при циклічному навантажуванні тріщин довільної довжини отримано вираз, за яким визначимо межу витривалості гладких зразків.

$$\sigma_R = \frac{\sigma_{fc}}{\sqrt{\pi \cdot l \cdot \left(\frac{\sigma_{fc}}{K_{th}}\right)^2 + [1 - \mu(1 - \mu)]}}, \quad (7)$$

де:  $\sigma_{fc}$  – циклічна границя плинності (для різних сталей  $\sigma_{fc} = 0,7\sigma_T$ );

$\mu$  – коефіцієнт Пуассона.

За виразом (7) отримано кінцеве значення  $\sigma_R$  при  $l \rightarrow 0$ , що добре корелюється з експериментальними даними для зразків з малими тріщинами і гладких зразків за наявності в них тріщин, довжина яких співмірна із структурним параметром матеріалу [12].

Стосовно розмаху граничних напружень  $\Delta\sigma_R$  у випадку довільного значення коефіцієнта асиметрії циклу навантажування формулу (7) можна подати у вигляді

$$\Delta\sigma_R = \frac{2\sigma_{fc}}{\sqrt{\pi \cdot l \cdot \left(\frac{2\sigma_{fc}}{\Delta K_{th}}\right)^2 + [1 - \mu(1 - \mu)]}}, \quad (8)$$

записаному для циклічної зони пластичності, розмірність якої пропорційна  $(\Delta K / 2\sigma_T)^2$ . Для довгих тріщин вираз (8) прийме вигляд (5).

Записавши (8) для симетричного і віднульового циклів навантажування і прийнявши залежність  $\Delta K_{th}$  від  $R$  у вигляді (4), за аналогією з (1) знайдемо вираз для  $\psi_{\sigma}^{mp}$ . З метою спрощення і приведення його до зручного для подальших розрахунків вигляду приймемо  $\sigma_{fc} = 0,7\sigma_T$  і  $\mu = 0,3$ . У випадку використання максимального порогового КІН, який відповідає симетричному циклу навантажування, отримаємо залежність

$$\psi_{\sigma}^{mp} = \sqrt{\frac{2^{2v} l + 0,5(K_{th} / \sigma_T)^2}{l + 0,5(K_{th} / \sigma_T)^2}} - 1. \quad (9)$$

Відповідно для розмаху порогового КІН, що відповідає віднульовому циклу навантажування, отримаємо

$$\psi_{\sigma}^{mp} = \sqrt{\frac{l + 0,5(\Delta K_{th} / 2\sigma_T)^2}{2^{-2v} l + 0,5(\Delta K_{th} / 2\sigma_T)^2}} - 1. \quad (10)$$

Із співвідношень (9) і (10) випливає, що чутливість границі витривалості матеріалу до асиметрії циклу навантажування залежить від таких чинників: розміру тріщини  $l$ , границі плинності  $\sigma_T$  і порогового КІН  $\Delta K_{th}$ , а також від величини  $v$ . Як бачимо вплив середніх напружень на границю витривалості матеріалу фіксується тільки при  $l \neq 0$  і  $v \neq 0$ . Якщо величини  $l$  і  $v$  рівні нулю, то  $\psi_{\sigma}^{mp} = 0$ . Для великих за розміром тріщин вирази (9) і (10) приймають вигляд (6).

Зауважимо, що зміна параметрів, які входять до цих виразів, по-різному впливає на  $\psi_{\sigma}^{mp}$ . Так, зі збільшення значень  $l$ ,  $\sigma_T$  і  $v$  значення  $\psi_{\sigma}^{mp}$  повинно зростати, а зі збільшенням  $\Delta K_{th}$  – спадати.

Розглядаючи вплив окремих параметрів на коефіцієнт  $\psi_{\sigma}^{mp}$  та виконуючи цей аналіз стосовно сталей, для яких  $(K_{th})_{R=-1} = 4...6$  МПа  $\sqrt{m}$  і  $v = 0,6...0,8$ , отримано розрахункові криві, зображені на рис. 1, 2.

За формулами (9), (10) можливо встановити вплив на коефіцієнт  $\psi_{\sigma}^{mp}$  зміни механічних властивостей і порогового КІН, які можуть залежати від розмірів зразків.

Виходячи з повного розв'язку для компонентів тензора напружень, на основі виразу (8) з врахуванням (4) і спрощень, прийнятих під час виведення формул (9), (10), отримаємо

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} = \sqrt{\frac{l + 0,5(K_{th} / \sigma_T)^2}{2^{2v} (1 - R)^{-2v} l + 0,5(K_{th} / \sigma_T)^2}} \quad (11)$$

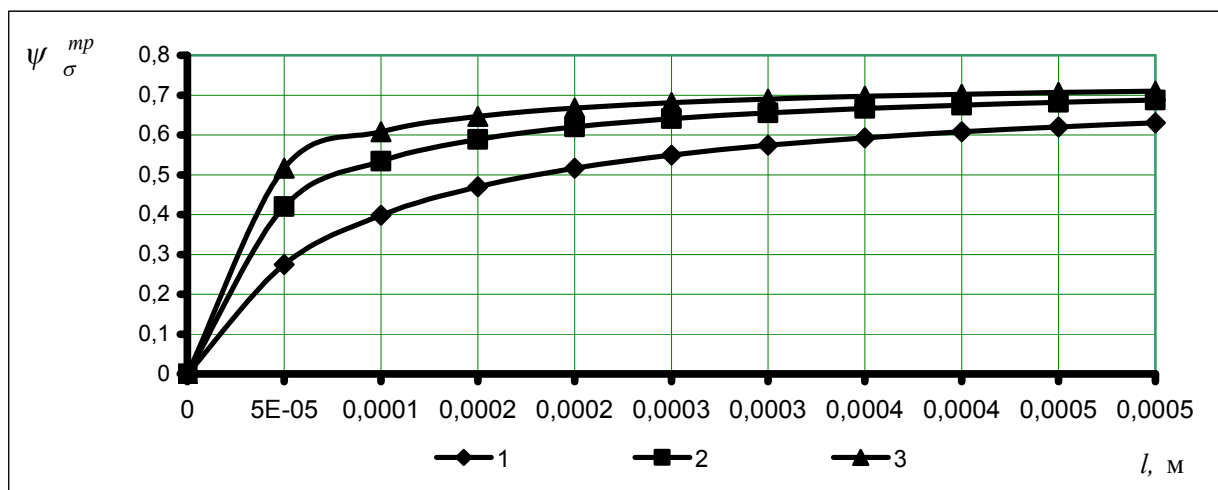
для максимального значення КІН, що відповідає симетричному циклу навантажування, і

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} = \sqrt{\frac{2^{-2v} l + 0,5(\Delta K_{th} / 2\sigma_T)^2}{(1 - R)^{-2v} l + 0,5(\Delta K_{th} / 2\sigma_T)^2}} \quad (12)$$

для розмаху порогового КІН, що відповідає віднульовому циклу навантажування.

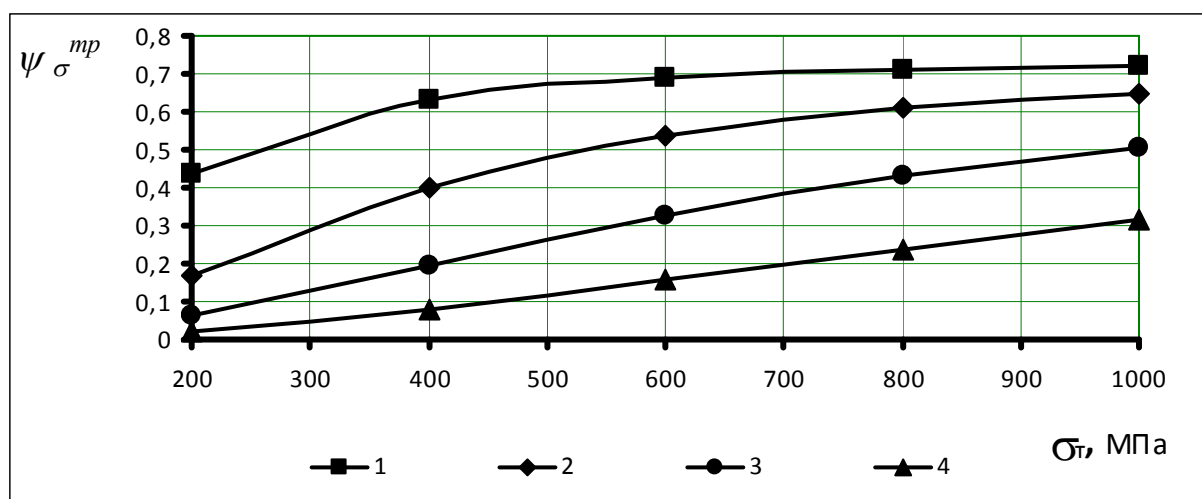
Згідно з даними виразами діаграма граничних відносних амплітуд напружень залежить від границі плинності, порогового КІН і довжини тріщини. Повні діаграми граничних відносних амплітуд напружень, визначені за формулами (11), (12) для тріщин розміром 0,01 мм і різних значень  $\sigma_T$  зображені на рис. 3.

Підводячи підсумки, можна сказати, що асиметрія циклу навантажування на границю витривалості тією чи іншою мірою здійснює вплив у кожному випадку. Для гладких зразків він підсилюється зі збільшенням міцнісних характеристик матеріалу, а для реальних деталей, які містять тріщини, - зі збільшенням розмірів тріщин. Тому, беручи до уваги, що індикатор



1 -  $\sigma_T = 400$  МПа; 2 -  $\sigma_T = 600$  МПа; 3 -  $\sigma_T = 800$  МПа

Рисунок 1 – Залежності коефіцієнта  $\psi_{\sigma}^{mp}$  від довжини тріщини  $l$ , отримані за формулами 9, 10



1 -  $l = 0,5$  мм; 2 -  $l = 0,1$  мм; 3 -  $l = 0,03$  мм; 4 -  $l = 0,01$  мм

Рисунок 2 – Залежності коефіцієнта  $\psi_{\sigma}^{mp}$  від міцнісних характеристик матеріалу, отримані за формулами 9, 10

втомні виготовлений із сталі з  $\sigma_T = 600$  МПа і містить концентратор напружень у вигляді V-подібної кільцевої виточки з радіусом заокруглення вершини меншим 0,1 мм, його можна з певним наближенням розглядати як такий, що містить тріщини, а, отже, зазнає значного впливу асиметрії циклу навантажування на границю його витривалості. Таким чином, отримані результати необхідно враховувати під час розроблення методики та обладнання для дослідження втомних характеристик індикаторів різьбових з'єднань.

### Література

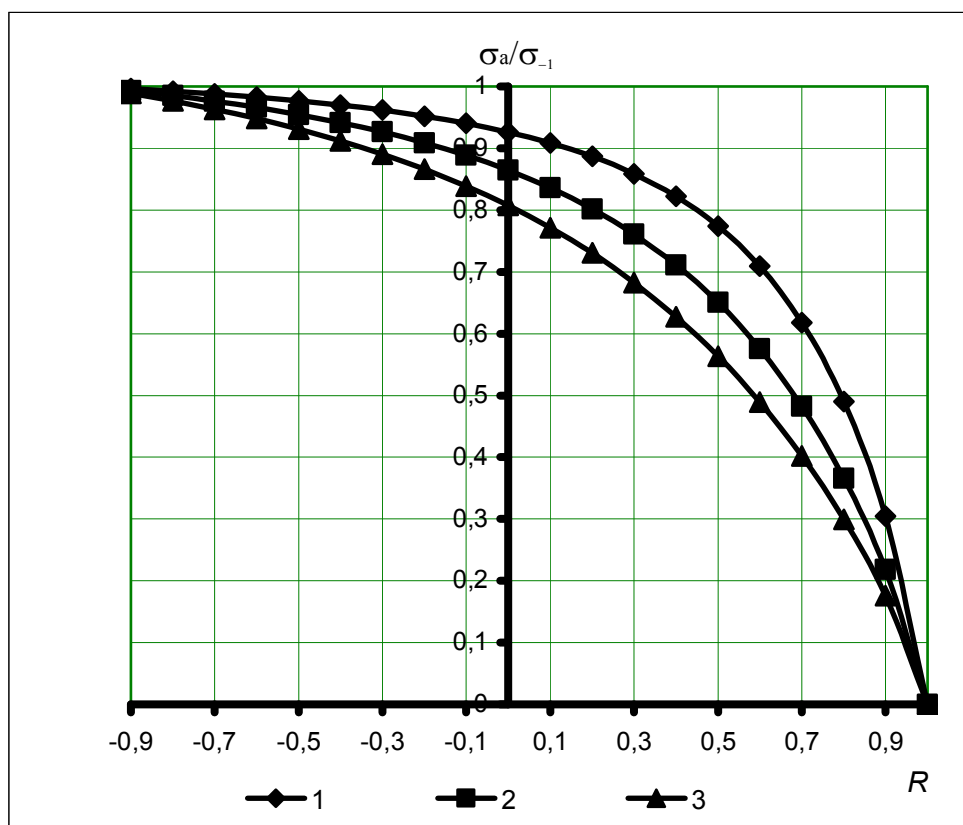
1 Щербюк Н.Д. Резьбовые соединения труб нефтяного сортамента и забойных двигателей / Н.Д. Щербюк, Н.В. Якубовский. — М.: Недра, 1974. — 235с.

2 Крыжановский Е.И. Влияние асимметрии цикла на сопротивление коррозионной усталости соединений буровых труб / Е.И. Крыжановский // Физ.-хим. механика материалов, — 1990. — Т. 26. — №4. — С. 87-89.

3 Артим В.І. Оцінка пошкоджуючої дії асиметричного навантаження на елементи бурових і штангових колон / В.І. Артим // Нафтогазова енергетика. — 2009. — №4. — С. 26-32.

4 Серенсен С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. — М.: Машиностроение, 1977. — 232с.

5 Когаев В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность : Справочник / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков. — М.: Машиностроение, 1985. — 224 с.



1 -  $\sigma_T = 400$  МПа; 2 -  $\sigma_T = 600$  МПа; 3 -  $\sigma_T = 800$  МПа

Рисунок 3 - Діаграма граничних відносних амплітуд напружень за наявності тріщин розміром 0,01 мм

6 Лисканич М. В. Методика вибору межі витривалості індикатора накопичення пошкоджень від утомленості різьбових з'єднань / М.В. Лисканич, А.П. Джус, Я.С. Гриджук: Зб. тез доповідей НТК проф.-виклад. складу ІФДТУНГ. — Івано-Франківськ, 2001. — С. 72-73.

7 Кудрявцев П.И. Нераспространяющиеся усталостные трещины / П.И. Кудрявцев. — М.: Машиностроение, 1982. — 171с.

8 Klesnil M. Effect of stress cycle asymmetry on fatigue crack growth / M. Klesnil, P. Lukas: Mater. Sci and Eng. — 1972. — VII, №4. — P. 231-240.

9 Иванова В.М. Природа усталости металлов / В.М. Иванова, В.Ф. Терентьев. — М.: Металлургия, 1975. — 456с.

10 Трощенко В.Т. Исследование влияния концентрации напряжений на характеристики сопротивления усталостному разрушению сталей по критерию зарождения трещины / В.Т. Трощенко, В.И. Драган // Проблемы прочности. — 1986. — № 2 — С. 3-6.

11 Романив О.Н. Припороговый рост коротких усталостных трещин / О.Н. Романив, В.Н. Симинькович, А.Н. Ткач // Физ.-хим. механика материалов. — 1982. — №3. — С. 50-57.

12 Доможиров Л.И. Теоретический анализ влияния коротких трещин на предел выносливости материалов / Л.И. Доможиров // Проблемы прочности. — 1983. — №7. — С. 35-40.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
20.04.10  
Рекомендована до друку професором  
Івасівим В.М.

## ГЕОМЕТРИЧНА СУТЬ І АНАЛІТИЧНИЙ ОПИС АЛГОРИТМІВ ВИЗНАЧЕННЯ ДІАМЕТРАЛЬНОЇ КОМПЕНСАЦІЇ ПОХИБКИ КРОКУ КОНІЧНИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

*В.Я.Василишин*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 505062,  
e-mail: public@nung.edu.ua*

*Запропоновано графоаналітичний підхід до визначення діаметральної компенсації похибки кроку конічних різьбових з'єднань. Розглядаються різьби із несиметричним і симетричним профілями.*

*Ключові слова: діаметральна компенсація, крок, конусність, різьби з несиметричним профілем, різьби із симетричним профілем.*

*Предложен графоаналитический подход к определению диаметальной компенсации погрешности шага конических резьбовых соединений. Рассматриваются резьбы с несимметричным и симметричным профилями.*

*Ключевые слова: диаметральная компенсация, шаг, конусность, резьбы из несимметричным профилем, резьбы из симметричным профилем.*

The grafoanalitichiy going is offered near determination of diametral indemnification of error of step of conical screw-thread connection, screw-thread are examined with an asymmetrical and simetrie type.

Keywords: diametral indemnification, step, conical, a screw-thread is with an asymmetrical type, a screw-thread is with a simetric type.

Для буріння і експлуатації нафтових і газових свердловин використовуються бурильні, обсадні та насосно-компресорні колони, складені з окремих труб, що з'єднані між собою за допомогою конічних різьбових з'єднань.

Оскільки конічні різьби, що застосовуються в нафтовій промисловості, використовуються для з'єднань деталей колони, габарити якої обмежені за зовнішнім і внутрішнім діаметрами, то в процесі вибору основних параметрів різьби здебільшого виходять з обмеженої товщини стінки деталі.

Конічні різьби розрізняються за характером посадки вздовж профілю різьби.

Найбільш поширені конічні різьби з кутом  $60^\circ$ , посадкою вздовж бічних сторін профілю і зазорами по зовнішньому і внутрішньому діаметрах різьби. До них відносяться різьби стандартних обсадних, бурильних і насосно-компресорних труб, а також замкові різьби [1].

Залежно від співвідношення номінальних кутів нахилу обох бічних сторін профілю розрізняють:

– різьби з несиметричним профілем, для яких  $\beta \neq \gamma$  (буквою  $\gamma$  позначено менший кут нахилу бічної сторони) (рис. 1,а);

– різьби з симетричним профілем, для яких

$$\beta = \gamma = \frac{\alpha}{2} \quad (\text{рис. 1,б}).$$

Кути нахилу профілю  $\beta$  і  $\gamma$  – кути між бічними сторонами профілю і перпендикуляром до осі різьби (рис. 1,а). Сума кутів нахилу обох бічних сторін різьби дорівнює куту профілю різьби:  $\beta + \gamma = \alpha$ .

Висоту вихідного трикутника різьби  $H = EF$  – відстань між вершиною і основою

вихідного трикутника різьби в напрямі, перпендикулярному до осі різьби, – знаходимо так (рис. 1, а):

а) крок різьби  $P = AB$  – відстань вздовж лінії, паралельної осі різьби між середніми точками найближчих однойменних бічних сторін профілю різьби, що лежать в одній осевій площині з одного боку від осі різьби;

$$\text{б) } AC = \frac{AB}{\cos \varphi}, \quad \text{де кут нахилу } \varphi \text{ – кут між}$$

твірною конуса і віссю різьби;

$$\text{в) } CF = \frac{AC \cos(\beta + \varphi)}{\sin(\beta + \gamma)} = \frac{P \cos(\beta + \varphi)}{\cos \varphi \sin(\beta + \gamma)};$$

$$AF = \frac{AC \cos(\gamma - \varphi)}{\sin(\beta + \gamma)} = \frac{P \cos(\gamma - \varphi)}{\cos \varphi \sin(\beta + \gamma)};$$

$$EF = \frac{CF \cdot \cos(\gamma - \varphi)}{\cos \varphi};$$

$$\text{г) } H = P \frac{\cos(\beta + \varphi) \cos(\gamma - \varphi)}{\sin(\beta + \gamma) \cos^2 \varphi}.$$

Для різьби з симетричним профілем

$$\beta = \gamma = \frac{\alpha}{2}$$

$$H = \frac{P \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right) \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right)}{\cos^2 \varphi \sin(\beta + \gamma)}.$$

Кут відхилення прямої, на якій знаходиться центр  $O$  радіуса заокруглення різьби, від вертикалі  $\lambda = \frac{\beta - \gamma}{2}$ , якщо  $\beta > \gamma$  (рис. 1,а).

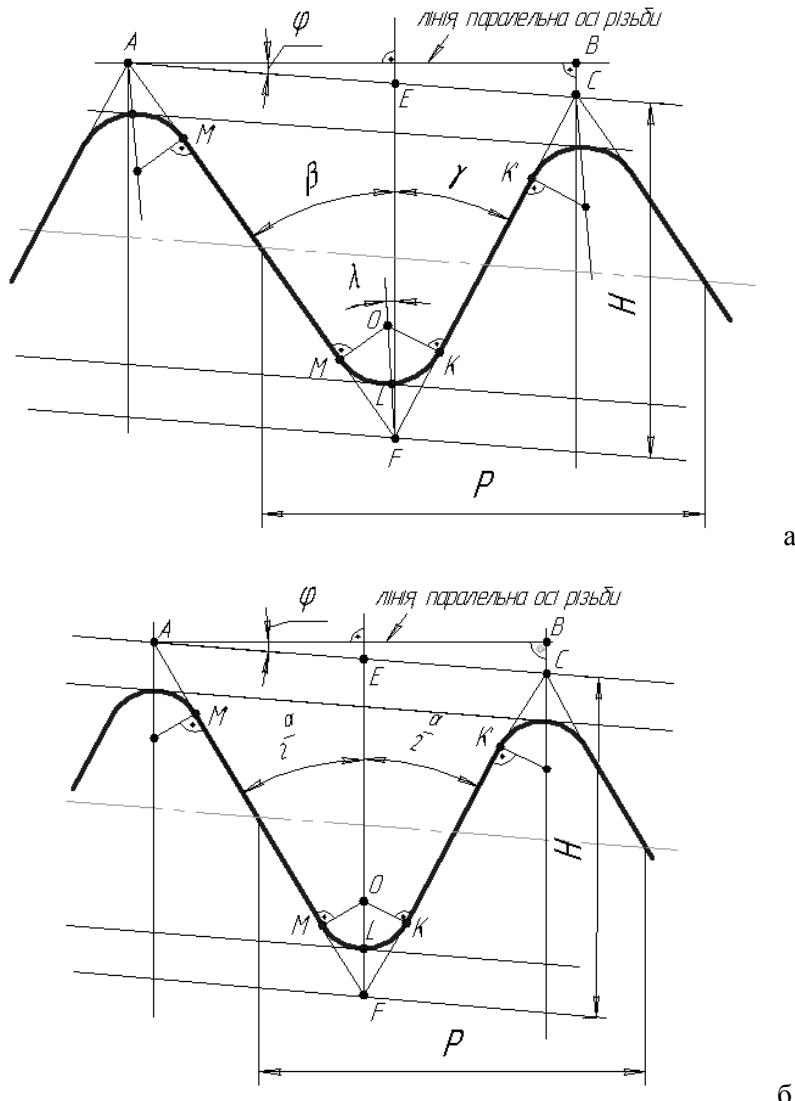


Рисунок 1 – Конічна різьба з несиметричним (а) і симетричним (б) профілями

Довжина довшої сторони прямолінійної ділянки профілю, що належить гвинтовій поверхні:

$$MM' = AF - MF - AM' = \frac{H \cdot \cos \varphi}{\cos(\beta - \varphi)} - \frac{2R}{\operatorname{tg}(\beta - \lambda)} = \frac{P \cos(\gamma - \varphi)}{\cos \varphi \sin(\beta + \gamma)} - \frac{2R}{\operatorname{tg}\left(\frac{\beta + \gamma}{2}\right)}$$

Довжина коротшої сторони прямолінійної ділянки профілю, що належить гвинтовій поверхні:

$$KK' = CF - FK - CK' = \frac{P \cdot \cos(\beta + \varphi)}{\cos \varphi \sin(\beta + \gamma)} - \frac{2R}{\operatorname{tg}\left(\frac{\beta + \gamma}{2}\right)}$$

Для різьби з симетричним профілем

$$\beta = \gamma = \frac{\alpha}{2} \text{ (рис. 1, б)}$$

$$MM' = \frac{P \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right)}{\cos \varphi \sin \alpha} - \frac{2R}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}};$$

$$KK' = \frac{P \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right)}{\cos \varphi \sin \alpha} - \frac{2R}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}.$$

Через похибку кроку різьбові поверхні контактують тільки по кінцях ділянки різьби з найбільшим відхиленням кроку. Тому на всій іншій довжині різьби виникає зазор з обидвох боків профілю [2].

Величину діаметральної компенсації похибки кроку визначають так (рис. 2):

$$OC = \frac{f_p}{2}; \quad AD = \Delta P,$$

де:  $f_p$  – діаметральна компенсація похибки кроку;  
 $\Delta P$  – похибка кроку.

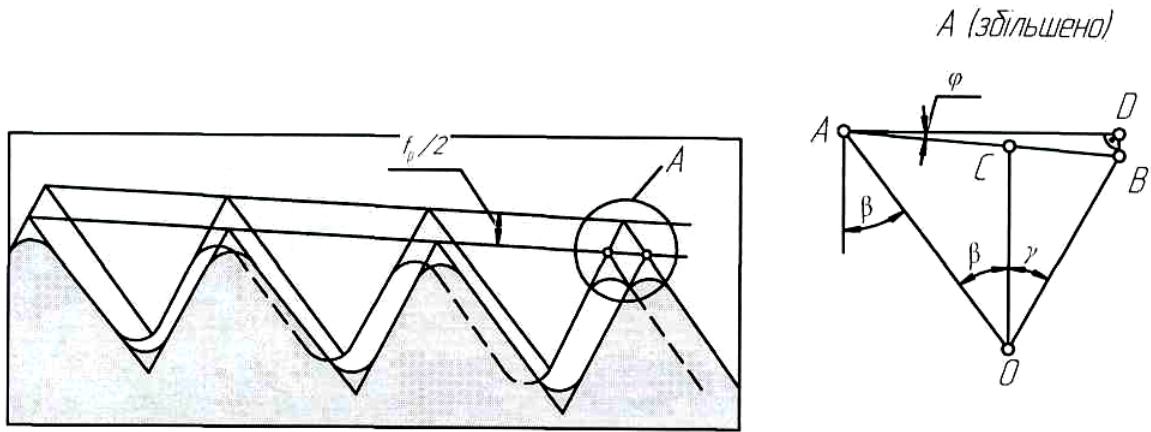


Рисунок 2 – Діаметральна компенсація похибки кроку

$$\begin{aligned}
 AB &= \frac{\Delta P}{\cos \varphi}; & \frac{AB}{\sin(\beta + \gamma)} &= \frac{OB}{\sin[90^\circ - (\beta + \varphi)]}; \\
 OB &= \frac{\Delta P \cos(\beta + \varphi)}{\sin(\beta + \gamma) \cos \varphi}; \\
 \frac{OB}{\sin(90^\circ - \varphi)} &= \frac{OC}{\sin[90^\circ - (\gamma - \varphi)]}; \\
 OC &= \frac{\Delta P \cos(\beta + \varphi) \cos(\gamma - \varphi)}{\sin(\beta + \gamma) \cos^2 \varphi}; \\
 f_p &= 2\Delta P \frac{\cos(\beta + \varphi) \cos(\gamma - \varphi)}{\sin(\beta + \gamma) \cos^2 \varphi}. \quad (1)
 \end{aligned}$$

Для різьб з симетричним профілем при  $\beta = \gamma = \frac{\alpha}{2}$  маємо

$$f_p = 2\Delta P \frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right) \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right)}{\sin \alpha \cos^2 \varphi}. \quad (2)$$

Якщо у виробі одночасно з похибкою кроку існує похибка конусності, то вона, залежно від величини, може частково або повністю компенсувати вплив похибки кроку на зміну середнього діаметра – діаметра в основній площині або у заданому перерізі уявного прямого кругового конуса, співвісного з конічною різьбою, кожна твірна якого перетинає профіль різьби таким чином, що проекції на вісь різьби відрізків, що утворені при перетині з канавкою, дорівнюють половині номінального кроку різьби.

Слід навести поняття приведеного середнього діаметра конічної різьби – середнього діаметра уявної ідеальної конічної різьби, яка має ті ж крок і кути нахилу бічних сторін, що й номінальний профіль різьби, номінальний кут конуса і довжину, що дорівнює довжині згвинчування, і яка щільно, без взаємного зміщення і натягу, сполучається з реальною різьбою вздовж бічних сторін різьби.

Граничні розміри середнього діаметра приймають так. Для внутрішньої різьби приведений середній діаметр не повинен бути меншим, ніж прохідна межа середнього діаметра, а

найбільший середній діаметр в будь-якому місці не повинен бути більшим за непрохідну межу.

Для зовнішньої різьби приведений середній діаметр не повинен перевищувати прохідну межу середнього діаметра, а найменший середній діаметр у будь-якому місці не повинен бути меншим за непрохідну межу.

Величина похибки кроку  $\Delta P_k$ , яка може бути повністю зкомпенсована відхиленням конусності, залежить від сторони профілю, на якій відбудеться контакт різьбових поверхонь.

За однозначних відхилень конусності і кроку контакт проходить вздовж бічної сторони, що прилягає до кута нахилу  $\beta$  (рис. 3, а). У цьому випадку величина  $\Delta P_k$

$$CB = \Delta P_k; \quad AD = \frac{\Delta k}{2},$$

де  $\Delta k$  – найбільший діаметральний зазор від похибки конусності.

$$\Delta P_k = CD \cos \varphi; \quad \frac{CD}{\sin \beta} = \frac{\frac{\Delta k}{2}}{\sin[90^\circ - (\beta + \varphi)]};$$

$$\Delta P_k = \frac{\Delta k}{2} \cdot \frac{\sin \beta \cos \varphi}{\cos(\beta + \varphi)}.$$

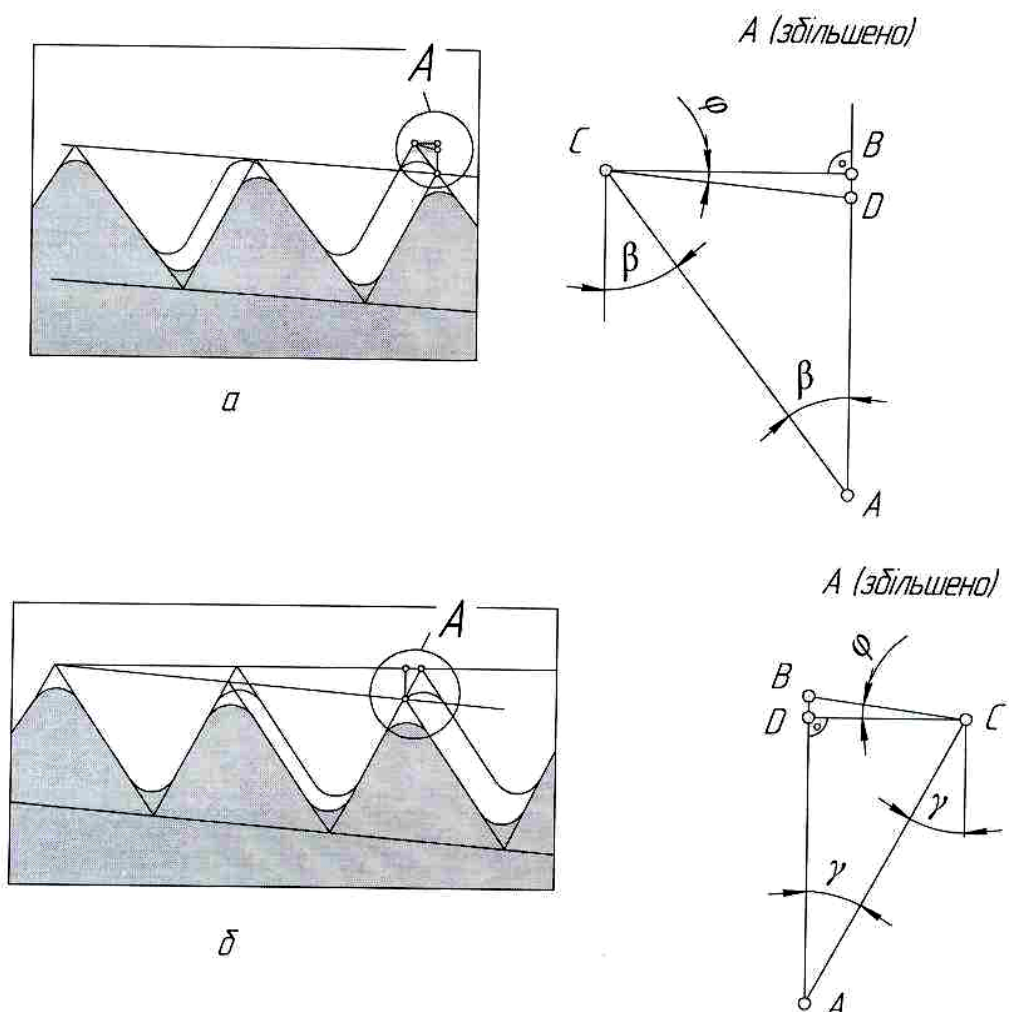
За різнозначних відхилень конусності і кроку контакт проходить вздовж бічної сторони, що прилягає до кута нахилу  $\gamma$  (рис. 3, б). У цьому випадку:

$$AB = \frac{\Delta k}{2}; \quad CD = \Delta P_k;$$

$$\Delta P_k = BC \cos \varphi; \quad \frac{BC}{\sin \gamma} = \frac{\frac{\Delta k}{2}}{\sin[90^\circ - (\gamma - \varphi)]};$$

$$\Delta P_k = \frac{\Delta k}{2} \cdot \frac{\sin \gamma \cos \varphi}{\cos(\gamma - \varphi)}.$$

У випадку  $\Delta P \leq \Delta P_k$  діаметральна компенсація похибки кроку дорівнює нулеві. При  $\Delta P > \Delta P_k$  – діаметральну компенсацію похибки кроку з врахуванням похибки конусності  $f_{P_k}$  обчислюють так.



а – контакт вздовж бічної сторони, що прилягає до кута нахилу  $\beta$ ;  
 б – контакт вздовж бічної сторони, що прилягає до кута нахилу  $\gamma$

**Рисунок 3 – Вплив відхилень конусності на діаметральну компенсацію похибки кроку**

1. За однозначних відхилень конусності і кроку

$$f_{P_k} = f_P - \Delta k \frac{\cos(\gamma - \varphi) \sin \beta}{\sin(\beta + \gamma) \cos \varphi} \quad (3)$$

Для різьби з симетричним профілем

$$f_{P_k} = f_P - \frac{\Delta k \cos(\alpha/2 - \varphi)}{2 \cos \alpha/2 \cos \varphi} \quad (4)$$

2. За різнозначних відхилень конусності і кроку

$$f_{P_k} = f_P - \Delta k \frac{\cos(\beta + \varphi) \sin \gamma}{\sin(\beta + \gamma) \cos \varphi} \quad (5)$$

Для різьби з симетричним профілем

$$f_{P_k} = f_P - \frac{\Delta k \cos(\alpha/2 - \varphi)}{2 \cos \alpha/2 \cos \varphi} \quad (6)$$

**Висновок**

Знаючи похибки кроку і конусності і використовуючи формули (1 – 6) для визначення діаметральної компенсації цих похибок, можна визначити у згинченій різьбовій парі різницю середніх діаметрів.

**Література**

1 Биргер И.А. Резьбовые соединения / И.А. Биргер, Г.Б. Иосилевич – М.: Машиностроение, 1973. – 256 с.  
 2 Щербюк Н.Д. Резьбовые соединения труб нефтяного сортамента и забойных двигателей / Н.Д. Щербюк, Н.В. Якубовский. – М.: Недра, 1974. – 252 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 20.02.10  
 Рекомендована до друку професором Коцкуличем Я.С.

## ДИНАМІЧНЕ РЕГУЛЮВАННЯ ПИТОМИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ПАРАХ ТЕРТЯ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК (ЧАСТИНА 2)

Д.О.Вольченко, М.О.Вольченко, Я.Б.Сторож, І.В.Бачук, Ю.М.Бурда

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 42195,  
e-mail: public@nuing.edu.ua

*Наведено визначення напружено-деформівного стану ділянок різних типів гальмівних стрічок, яке безпосередньо пов'язане з ефективністю та з закономірностями розподілу питомих навантажень в парах тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.*

Ключові слова: стрічково-колодке гальмо, фрикційний вузол, динамічний перерозподіл навантажень

*Приводится определение напряженно-деформируемого состояния участков различных типов тормозных лент, напрямую связанное с эффективностью и с закономерностями распределения удельных нагрузок в парах трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки.*

Ключевые слова: ленточно-колодочный тормоз, фрикционный узел, динамическое перераспределение нагрузок

*The definition of stress-deformed tension of the parts of break bends of different types are presented as it is straight connected with efficiency and with distribution of specific loadings in pair of friction of bend break.*

Keywords: band brake, friction unit, dynamic redistribution of loadings

**Актуальність дослідження.** Ефективність стрічково-колодкового гальма бурової лебідки значною мірою залежить від піддатливості гілок гальмівної стрічки [1]. Останні під дією розтягуючих зусиль, які діють на кінці набігаючої та збігаючої гілки стрічки, видовжуються, що і дає змогу реалізувати нормальні притискні зусилля ( $N$ ) між робочими поверхнями фрикційних накладок та біговою доріжкою гальмівного шківів. При цьому різниця зусиль натягів гілок гальмівної стрічки дає змогу визначити усереднену силу тертя ( $F_T$ ), яка діє на дузі охоплення стрічкою гальмівного шківів. Сила тертя ( $F_T$ ) і нормальна сила ( $N$ ) визначають величини динамічних коефіцієнтів тертя ( $f_d$ ), які виникають в зонах динамічного контактування пар тертя гальма. Крім того, величина сили тертя ( $F_T$ ) суттєво впливає на величини гальмівного моменту, які розвивають фрикційні вузли стрічково-колодкового гальма. Крім того, відношення зусиль натягу набігаючої гілки стрічки ( $S_n$ ) до зусиль натягу збігаючої гілки стрічки ( $S_z$ ) суттєво впливає на розподіл питомих навантажень в парах тертя гальма.

На ефективність різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм значною мірою впливають деформації їхніх робочих деталей (гальмівних стрічок, тяг її збігаючих гілок, гальмівного вала), спричинені натягом набігаючої гілки у момент замикання гальма. Загальна деформація ( $\Delta l$ ) гальмівної стрічки є сумою деформацій її окремих ділянок, розташованих над фрикційними накладками і між ними і, зрештою, від деформації її гілок. В роботі [2] було вказано, що величина ( $\Delta l$ ) залежить від кроку встановлення фрикційних накладок на стрічку, який був сталим та змінним. Однак при цьому не розглядався напружений стан ділянок гальмівної стрічки.

В роботі [3] було встановлено вплив напружено-деформівного стану серійної гальмівної стрічки на розподіл сил між майже нерухомими неробочими поверхнями стрічки та фрикційних накладок, а також між робочими нерухомими поверхнями накладок та рухомою біговою доріжкою шківів. При цьому не розглядався напружений стан ділянки гальмівної стрічки від концентраторів, які на ній розміщені.

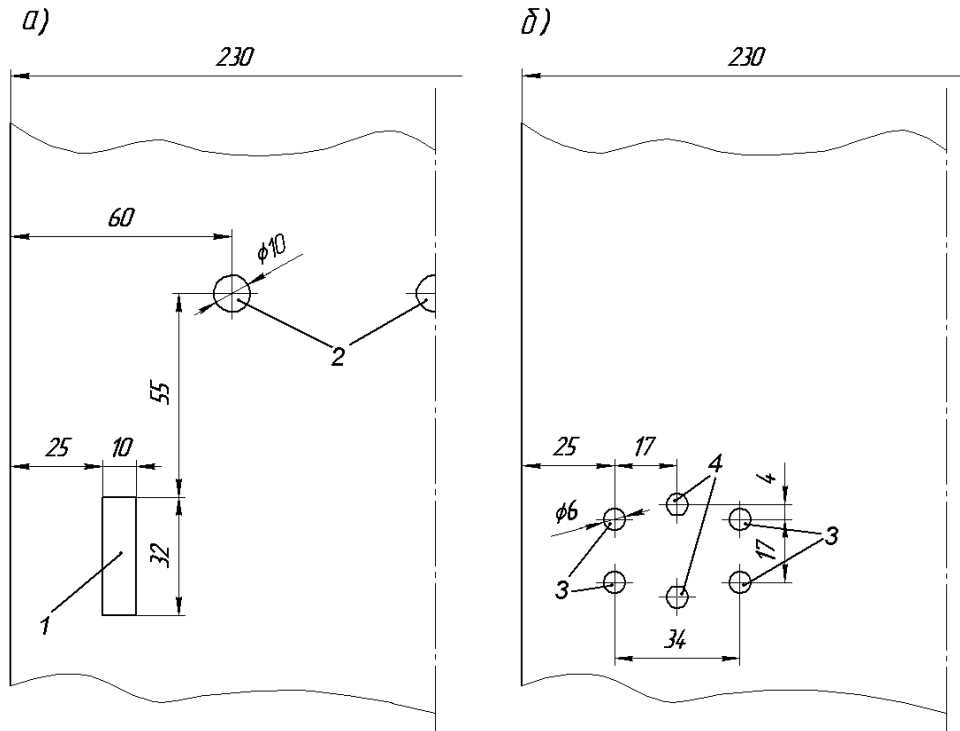
Виходячи з вищевказаного, інтерес представляють деформації серійних гальмівних стрічок зі сталим та змінним кроком по дузі охоплення розміщення накладок та удосконаленої гальмівної стрічки з рухомими накладками. Метою роботи є визначення деформацій та напружень ділянок різних типів гальмівних стрічок у концентраторів (біля отворів заклепок розпірних планок та пазів вусиків накладок) напружень. Також необхідно визначити сумарні переміщення збігаючих кінців різних типів гальмівних стрічок та порівняти їх величини.

**Особливості конструкції різних типів гальмівних стрічок.** Розглянемо конструктивні особливості різних рипів гальмівних стрічок в статичі та динаміці.

На рис. 1, а вказані конструктивні розміри концентраторів напружень на ділянці серійної гальмівної стрічки.

Концентраторами напружень на ділянці серійної гальмівної стрічки є поздовжні пази 1 під вусики фрикційних накладок та отвори 2 під заклепки розпірних планок між накладками. Ширина гальмівної стрічки – 230 мм, а її товщина – 6 мм. Матеріал стрічки – сталь 5.

У випадку розташування фрикційних накладок зі сталим кроком, центральний кут між концентраторами  $\alpha = 14^\circ 16' 30''$ . При змінному



1 – поздовжні пази; 2 – отвори під заклепки; 3 – отвори для кріплення кронштейнів; 4 – отвори для канату

**Рисунок 1 – Розміри концентраторів напружень на серійній (а) та удосконаленій (б) ділянках гальмівних стрічок**

кроці між накладками, закономірності зміни зазору між ними описується аналітично так:

- на набігаючій гілці стрічки крок між накладками – за допомогою арифметичної прогресії;
- на збігаючій гілці стрічки крок між накладками – за допомогою геометричної прогресії.

Обчислення центральних кутів між концентраторами напружень для стрічки зі змінним кроком між накладками зведено до табл. 1.

Експериментальний зразок вигляду зверху (а) та збоку (б) на удосконалену гальмівну стрічку із секційними фрикційними накладками наведено на рис. 2 а, б.

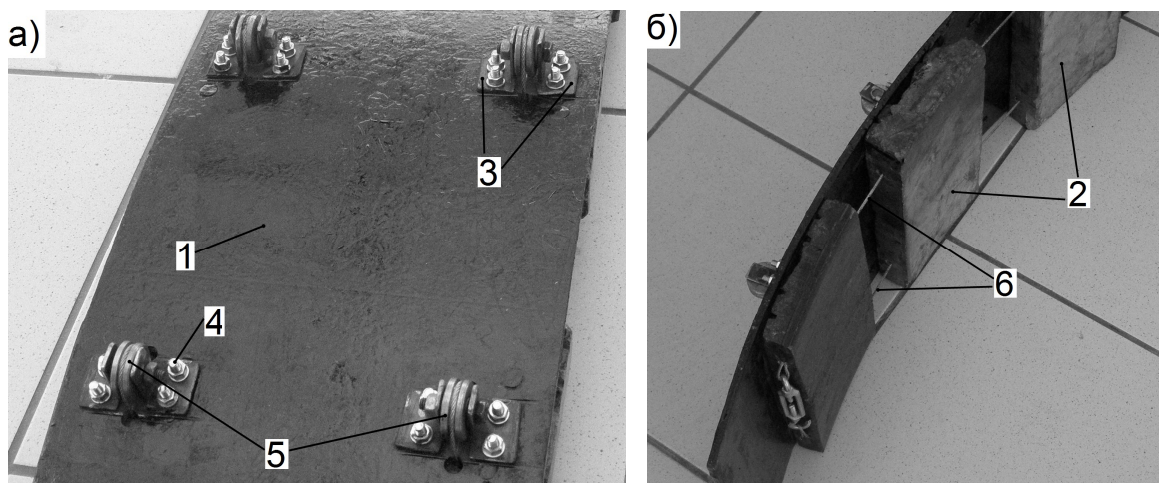
Стрічково-колодкове гальмо з секційними накладками на гальмівній стрічці працює таким чином. Після натиснення на важіль керування відбувається замикання гальма. При цьому гальмівна стрічка 1 з накладками 2 взаємодіє з робочою поверхнею гальмівного шківів своєю середньою частиною дуги охоплення, після чого фронт взаємодії поширюється на набігаючу гілку стрічки 4, а відтак на збігаючу її гілку. При цьому в парах тертя "робоча поверхня накладки 2 - робоча поверхня гальмівного шківів" виникає сила тертя  $F_{T1}$ , основним складовим якої є динамічний коефіцієнт тертя ковзання. Водночас між внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки і неробочою поверхнею накладки 2 виникає сила тертя спокою  $F_C$ . При цьому необхідно враховувати той факт, що чистота внутрішньої поверхні гальмівної стрічки 1 відповідає чистоті поверхні гальмівного шківів, а робоча і неробоча поверхні накладок 2 перед їх

установленням на стрічку 1 оброблені і володіють однаковою шорсткістю. У певний момент часу гальмування зі збільшенням зусилля, що прикладається, до важеля керування гальмом, сумарні сили  $F_{T1}$  і  $F_C$  в окремих секціях накладок 2 здолають сили опору, що діють на ділянку каната 6 в жолобах блоків 5, в системі отворів накладок 2 і стрічки 1, а також в жолобах блоків 5 і їх нерухомих осей, що і викличе обертання блоків 5, і, як наслідок, переміщення накладок 2 в секціях. Останнє сприятиме динамічному перерозподілу питомих навантажень в парах тертя стрічково-колодкового гальма, і, як наслідок, зупинці гальмівного шківів. При подальшому використанні гальма стадії гальмування повторюються. У випадку реалізації важкого режиму навантаження пар тертя гальма, що викликає переміщення рухомих накладок в крайнє положення, тобто до обмежуючих накладок секцій, на набігаючій і збігаючій гілці стрічки 1 у напрямку обертання шківів виконують реверсне обертання, повертаючи тим самим накладку 2 у вихідне положення.

Розміри концентраторів напружень удосконаленої ділянки гальмівної стрічки з отворами для кріплення 3 кронштейнів блоків та з отворами для канату 4 наведені на рис. 1 б. Конструктивні параметри удосконаленої стрічки такі ж, як і серійної стрічки. Матеріал теж той самий. В удосконаленій стрічці центральний кут ( $\alpha$ ) між концентраторами напружень становить  $\alpha = 14^{\circ}16'30''$ , тобто аналогічний куту для серійної стрічки з розташуванням накладок зі сталим кроком.

Таблиця 1 – Значення змінних кроків між накладками у гальмівній стрічці

Номери фрикційних накладок гальмівної стрічки	Зазор між накладками, мм	Кут між збігаючим торцем і-ої накладки і набігаючим торцем (i+1)-ої накладки, град	Кут між початками поздовжніх пазів, град
1-2	10	0,971	11,971
2-3	15	1,457	12,457
3-4	20	1,942	12,942
4-5	25	2,428	13,428
5-6	30	2,914	13,914
6-7	35	3,399	14,399
7-8	40	3,885	14,885
8-9	45	4,371	15,371
9-10	50	4,857	15,857
10-11	55	5,343	16,343
11-12	60	5,829	16,829
12-13	65,41	6,356	17,356
13-14	71,31	6,929	17,929
14-15	77,74	7,555	18,555
15-16	84,76	8,238	19,238
16-17	92,4	8,982	19,982
17-18	100,74	9,795	20,795
18-19	109,82	10,681	21,681
19-20	119,73	11,647	22,647



1 – гальмівна стрічка; 2 – фрикційні накладки; 3 – кронштейни; 4 – болтові з'єднання; 5 – канатні блоки; 6 – гілки канатів

Рисунок 2 – Вигляд зверху (а) та збоку (б) на удосконалену гальмівну стрічку

Знання конструктивних особливостей різних типів гальмівних стрічок дає змогу перейти до оцінки їхнього напружено-деформівного стану.

**Теоретичні аспекти методу кінцевих елементів для визначення напружено-деформівного стану ділянки різних типів гальмівних стрічок.** Для оцінки напружено-деформівного стану серійної гальмівної стрічки, фрикційні накладки на якій встановлено зі сталем та змінним кроком, а також стрічки, на якій по секціях встановлені рухомі накладки, викорис-

таємо один з додатків програмного пакету SolidWorks — Simulation. В основі аналізу останнього закладено метод кінцевих елементів. Більш детально про даний метод описано в роботах [4, 5], на основі яких розглянемо приклад математичного алгоритму побудови диференціальних рівнянь прямим методом:

– поле переміщень ( $\Delta$ ) в межах елемента шляхом інтерполяції функцій, зібраних в матрицю  $[N_i]$ , виражаються через вузлові переміщення  $\{\Delta\}$ . Суть інтерполяції функції полягає в тому щоб, за відомими значеннями переміщен-

ня у вузлах, отримати їх значення в будь-якій точці кінцевого елемента в залежності від координат в тривимірному просторі (x, y, z). В матричному вигляді, дане співвідношення має вигляд:

$$\Delta = [N_1] \cdot \{\Delta\}; \quad (1)$$

– поле деформацій ( $\varepsilon$ ) виражається шляхом диференціювання поля переміщень ( $\Delta$ ) за співвідношенням, які зібрані в матрицю  $[D]$  і зв'язують деформацію з переміщеннями:

$$\varepsilon = [D] \cdot \{\Delta\}; \quad (2)$$

– з урахуванням рівнянь стану, у основі яких лежить закон Гука, і коефіцієнти яких утворюють матрицю  $[E]$ , встановлюється зв'язок між полем напружень ( $\sigma$ ) і полем деформацій ( $\varepsilon$ ):

$$\sigma = [E] \cdot \varepsilon; \quad (3)$$

а потім і між напруженнями ( $\sigma$ ) і переміщеннями у вузлах ( $\Delta$ ):

$$\sigma = [E] \cdot [D] \cdot \{\Delta\}; \quad (4)$$

– формулюються вирази для сил ( $F$ ), що діють у вершинах елемента, в залежності від поля напружень ( $\sigma$ ), для чого використовуються математичні перетворення напружень у вузлові сили  $[A]$ :

$$F = [A] \cdot \{\sigma\}; \quad (5)$$

– зв'язуються вирази для вузлових сил ( $F$ ) і переміщень у вузлах ( $\Delta$ ):

$$F = [k] \cdot \{\Delta\}, \quad (6)$$

де  $[k] = [A] \cdot [E] \cdot [D]$  – матриця жорсткості кінцевого елемента.

Для отримання матриці жорсткості кінцевих елементів використали варіаційний метод – принцип мінімуму потенціальної енергії. Отримана у такий спосіб матриця жорсткості мала вигляд:

$$[k] = \left[ \int_V [A] \cdot [E] \cdot [D] dx dy dz \right]. \quad (7)$$

Маючи математичний апарат для отримання матриці жорсткості кінцевих елементів, зведення навантажень, які прикладені до поверхні або діють в самому об'ємі елемента, до зусиль у вузлах, а також можливого використання обернених задач: обчислення поля деформацій і напружень в об'ємі елемента на базі переміщення у вузлах, виконали оцінку напружено-деформованого стану дискретизованих моделей ділянок різних типів гальмівних стрічок.

Розглянувши основні положення програми SolidWorks Simulation та базові аспекти теорії кінцевих елементів, за допомогою якої аналізували ділянки різних типів гальмівних стрічок переходимо до формулювання умов задачі, тобто до задання поведінки моделі шляхом накладання кінематичних (тих, що обмежують переміщення моделі) та статичних (імітація навантажень) граничних умов.

**Кінематичні граничні умови.** В силу симетрії стрічки розглядаємо тільки її половину (див. рис. 3), що значно зменшить тривалість обчислювального процесу напружено-деформованого стану її ділянки. Для цього накладемо обмеження (переміщення правого торця стрічки відносно площини симетрії стрічки рівне нулю). Імітація шарнірного закріплення набігаючого кінця гілки стрічки реалізовувалось шляхом накладання відповідних граничних умов на кромку моделі. Оскільки гальмівний шків розглядався як абсолютно жорстке тіло, переміщення циліндричної частини стрічки у радіальному напрямі рівне нулю.

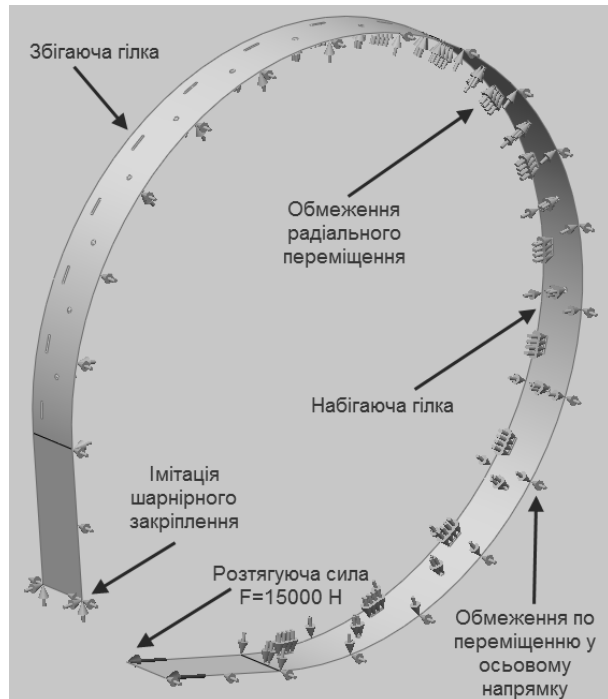


Рисунок 3 – Розрахункова схема серійної гальмівної стрічки

**Статичні граничні умови.** До кінця збігаючої гілки стрічки прикладено силу 15 кН.

Розрахункові схеми для різних типів стрічок відрізняються поверхневою моделлю, а, точніше, формою, розмірами та кроком концентраторів, і при цьому граничні умови для них є абсолютно однаковими. Тому розглянемо розрахункову схему тільки для серійної стрічки зі сталим кроком між накладками.

**Дискретизація моделі.** Дискретизація – це побудова сітки кінцевих елементів. В даному випадку стрічка моделюється поверхнею, і тому тип кінцевих елементів запропонованих моделей є поверхневим. На рис. 4 проілюстровано дискретизовану кінцевими елементами модель гальмівної стрічки. В зв'язку з тим, що достовірність результатів напруженого стану безпосередньо залежить від розміру кінцевих елементів сітки, тому необхідно їх правильно нанести. Задаємо середній розмір елемента 5 мм, тобто співмірний з геометричними параметрами концентраторів. Для отримання більш точної картини штучно ущільнимо сітку, шляхом змен-

шення розміру елементів поблизу концентраторів до 0,5 мм (рис. 5).

З рис.5 видно: чим більша величина концентрації напружень біля досліджуваних концентраторів, тим більшою є щільність сітки кінцевих елементів.

На основі викладеного вище перейдемо до аналізу результатів напружено-деформівного стану ділянок різних типів гальмівних стрічок.

**Аналіз напружено-деформівного стану ділянок різних типів гальмівних стрічок.** Після виконаних розрахунків інтерес представляють діаграми еквівалентних напружень та деформацій ділянок гальмівних стрічок, а також переміщення кінців їхніх збігаючих гілок. Перейдемо до аналізу результатів.

На рис. 6 а, б зображено розподіл еквівалентних напружень за Мізесом поблизу концентраторів напружень. Як бачимо, біля отворів заклепок розпірних планок концентрація напружень більша, ніж біля поздовжніх пазів ділянок стрічки. Найбільші напруження, які виникають у стрічці, будуть концентруватись вздовж твірної її циліндричної поверхні, яка проходить через центр отвору. Розглянемо еквівалентні напруження біля отвору у напрямках вказаних на рисунку 5. Графіки (епюри) їх розподілу у відповідних напрямках наведені на рисунках 6 б. Закономірності розподілу складових еквівалентних деформацій біля отвору заклепки розпірної планки стрічки в напрямку  $\varepsilon_a$  вздовж твірної (а) та у напрямку  $\varepsilon_r$  у площині перпендикулярній до твірної (б) проілюстровані на рис. 7 а, б. З останніх видно, що деформації у напрямку  $\varepsilon_a$  спадають, а у напрямку  $\varepsilon_r$  зростають асимптотично до значення  $\varepsilon=1,25 \cdot 10^{-4}$ , і вирівнюються у обох напрямках на відстані 32 мм від концентратора. Оскільки еквівалентні напруження і деформації прямо пропорційні між собою, стверджуємо, що закономірності зміни напружень будуть аналогічними. Крім того, на рис. 7 а, б наведено значення еквівалентних деформацій у кінцевих елементах, які знаходяться у відповідних напрямках вказаних на рис. 6 б. і Біля концентраторів саме для точної оцінки напружено-деформівного стану гальмівної стрічки і виконувалося ущільнення сітки.

Систематизована крива з рис. 7, а описується таким поліномом четвертого порядку:

$$\varepsilon_a(x) = 6 \cdot 10^{-10} x^4 - 5 \cdot 10^{-8} x^3 + 2 \cdot 10^{-6} x^2 - 3 \cdot 10^{-5} x. \quad (8)$$

Коефіцієнт достовірності апроксимації при несистематизованих даних  $R^2=0,989$ .

Систематизована крива з рис. 7, б описується таким поліномом п'ятого порядку:

$$\varepsilon_r(x) = -3 \cdot 10^{-11} x^5 + 3 \cdot 10^{-9} x^4 - 7 \cdot 10^{-8} x^3 + 4 \cdot 10^{-7} x^2 + 8 \cdot 10^{-6} x + 10^{-5}. \quad (9)$$

Коефіцієнт достовірності апроксимації при несистематизованих даних  $R^2=0,994$ .

Важливим параметром для стрічково-колодкового гальма, яке функціонує з різними типами гальмівних стрічок, є сумарні переміщення

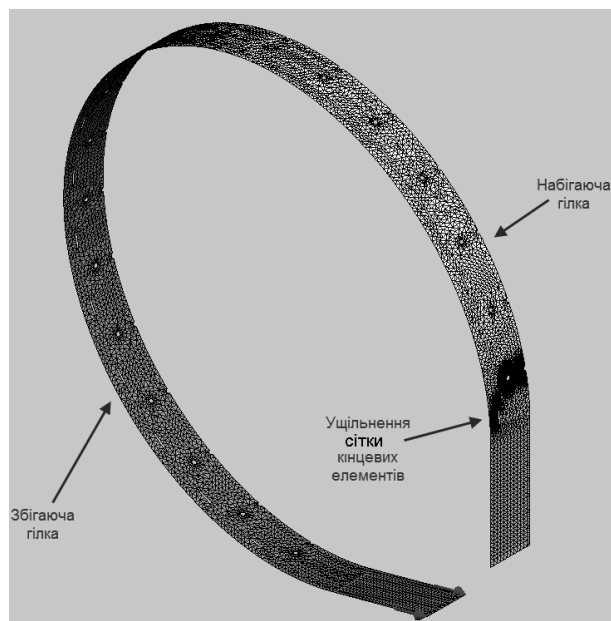


Рисунок 4 – Сітка кінцевих елементів поверхневого типу на моделі серійної гальмівної стрічки

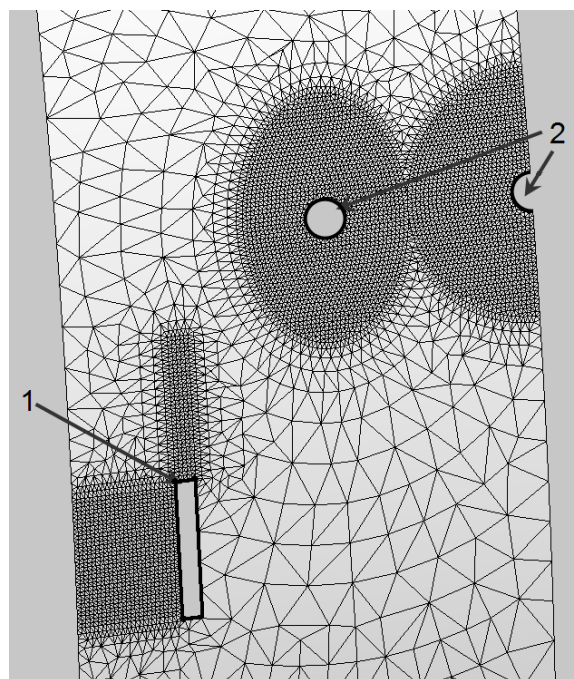


Рисунок 5 – Ущільнення сітки кінцевих елементів біля концентраторів напружень (1 – поздовжнього пазу; 2 – отворів) ділянки гальмівної стрічки

їхніх збігаючих кінців ( $\Delta_c$ ). Компенсація переміщень останніх, тяг їхніх гілок ( $\Delta_T$ ) та гальмівного вала від кручення від дії  $M_{кр}$  гарантує умову розподілу зусиль між гальмівними шківками гальма при визначених кутах повороту лівого ( $\beta_1$ ) та правого ( $\beta_2$ ) кривошипа колінчастого вала гальмівної системи за залежностями вигляду

$$\beta_1 = \frac{\Delta_c + \Delta_T}{r} + \frac{64 \cdot M_{кр} \cdot l}{G \cdot \pi \cdot d^4}; \quad (10)$$

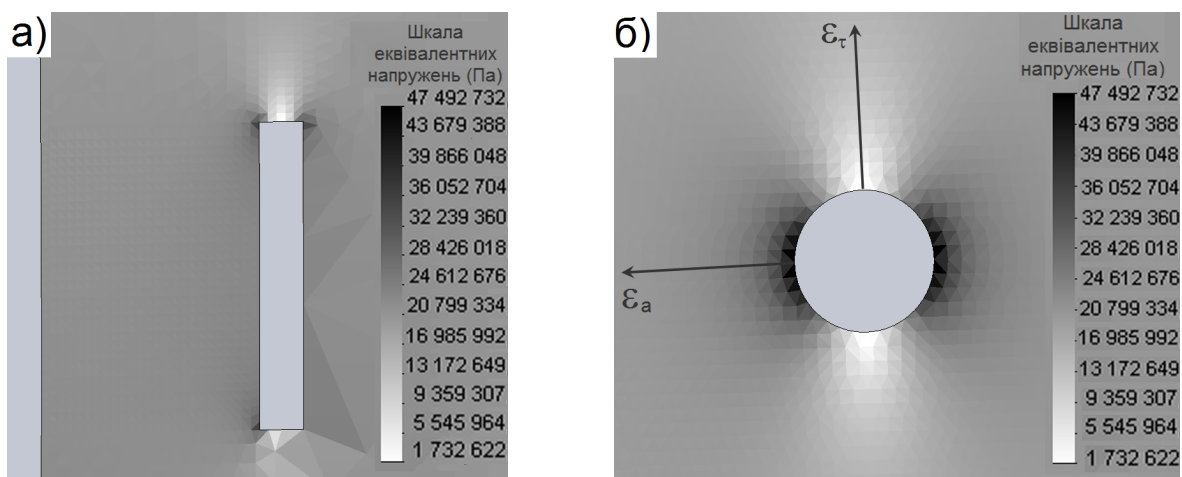
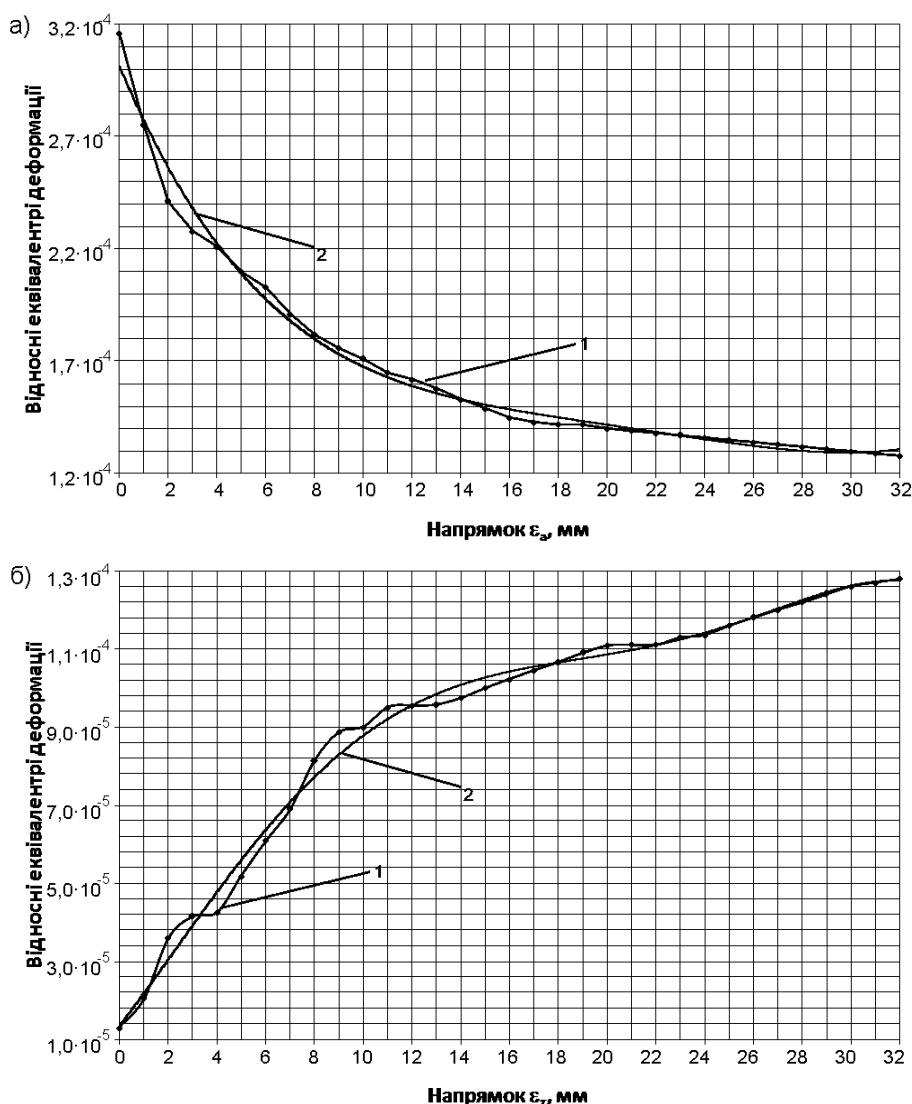


Рисунок 6 – Розподіл еквівалентних напружень за енергетичною теорією міцності поблизу поздовжніх пазів (а) для кріплення фрикційної накладки та отвору (б) для заклепки розпірної планки на ділянці гальмівної стрічки



1 – несистематизовані дані; 2 – систематизовані дані

Рисунок 7 – Закономірності розподілу складових еквівалентних деформацій біля отвору заклепки розпірної планки гальмівної стрічки в напрямку  $\epsilon_x$  вздовж твірної (а) та у напрямку  $\epsilon_y$  у площині, перпендикулярній до твірної (б)

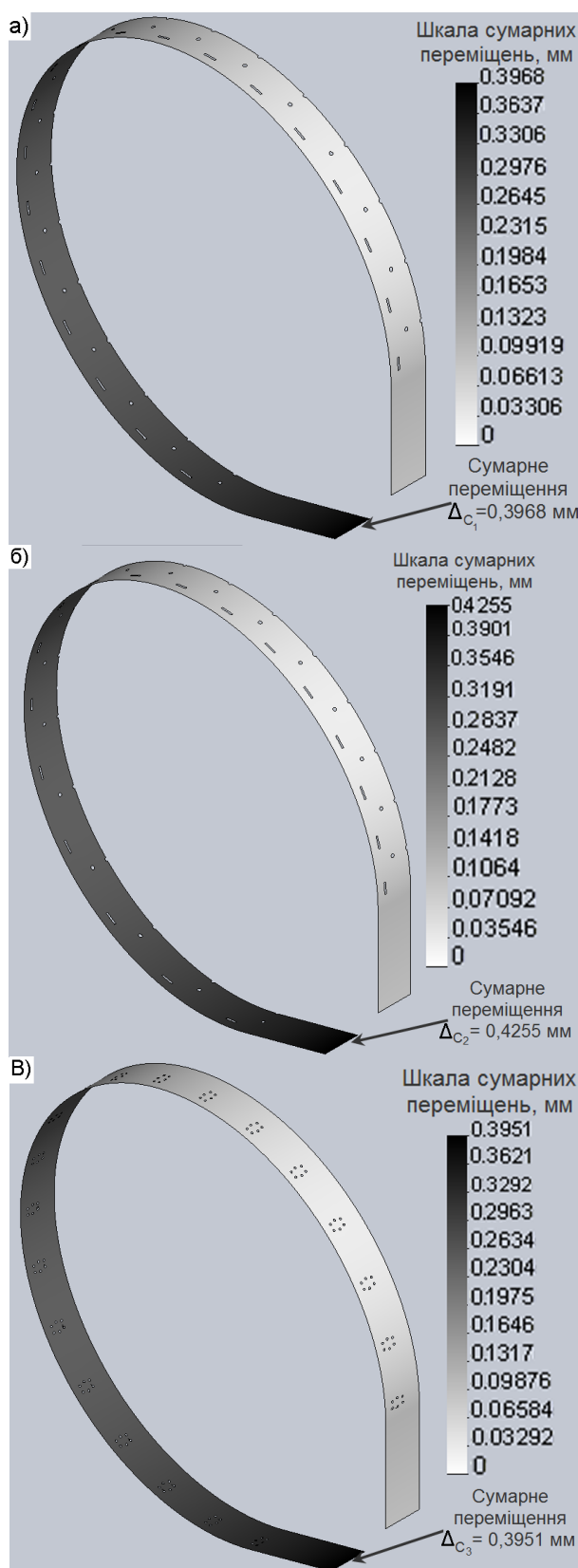


Рисунок 8 – Сумарне переміщення кінця збігаючої гілки серійних гальмівних стрічок у випадку розміщення фрикційних накладок зі сталим ( $\Delta_{C_1} = 0,3968$  мм) [а] та змінним ( $\Delta_{C_2} = 0,4255$  мм) [б], а також удосконаленої гальмівної стрічки ( $\Delta_{C_3} = 0,3951$  мм) [в]

$$\beta_2 = \frac{\Delta_c + \Delta_T}{r} - \frac{64 \cdot M_{кр} \cdot l}{G \cdot \pi \cdot d^4}, \quad (11)$$

де:  $r$  – радіус кривошипа;  $M_{кр} = M_{Г}$  – гальмівний момент наприкінці процесу гальмування;  $G$  – модуль пружності другого роду;  $d$  – діаметр гальмівного вала.

На рис. 8 а, б, в зображені сумарні переміщення кінця збігаючої гілки різних типів гальмівних стрічок, на яких розміщені фрикційні накладки. З рис. 8 б видно, що сумарні переміщення збігаючого кінця стрічки найбільші у випадку розміщення на ній накладок зі змінним кроком. Пояснюється це зменшенням кількості розпірних планок на даній гілці стрічки. Найменші сумарні переміщення збігаючого кінця стрічки (рис. 8 в) спостерігалися в її удосконаленій конструкції, підсиленій болтовими з'єднаннями для кріплення кронштейнів канатних блоків (рис. 2 а). Стосовно сумарних переміщень збігаючого кінця стрічки зі сталим кроком розміщення на ній накладок (рис. 8 а), то вони співмірні із переміщеннями ділянки удосконаленої гальмівної стрічки.

**Висновки.** Таким чином, отримані дані щодо напружено-деформівного стану ділянок різних типів гальмівних стрічок дають змогу в подальшому оцінити ефективність різних типів фрикційних вузлів у стрічково-колодковому гальмі під час динамічного регулювання питомих навантажень.

### Література

- 1 Злобин Б.А. Скоростная проходка скважин и резервы новой техники / Б.А. Злобин – М.: Недра, 1977. – 309 с.
- 2 Вольченко Д.О. Обгрунтування методів та засобів покращення експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок: дис. канд. техн. наук: 05.05.12 / Вольченко Дмитро Олександрович. – Івано-Франківськ, 2004. – 256 с.
- 3 Сторож Я.Б. Стабілізація завантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок: дис. канд. техн. наук: 05.05.12 / Сторож Ярослав Богданович. – Івано-Франківськ, 2006. – 248 с.
- 4 Анализ напряженно-деформируванного состояния авиационных конструкций с помощью системы ANSYS: учеб. пособие. Ч. I / [А.Г. Гребенников, С.П. Светличный, В.Н. Корель и др.]. – Харьков: НАКУ “ХАИ”, CAD-FEM GmbH, АНТО “КНХ”, 2002. – 310 с.
- 5 Алямовский А.А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович и др. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
10.03.10  
Рекомендована до друку професором  
Вольченком О.І.

## КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ФРИКЦІЙНОЇ НАКЛАДКИ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА

Я.Б.Сторож, Б.Д.Сторож

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 42102,  
e-mail: slastor@gmail.com

*Методами скінченно-елементного і кореляційно-регресійного аналізу досліджено вплив навантаження і конструктивних параметрів фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма на розподіл напружень у робочому і неробочому контактах фрикційної накладки. Виявлено, що підвищення рівномірності розподілу контактних напружень і зношування фрикційної накладки по її довжині можна досягти зменшенням відстані між накладками і вибором оптимальної товщини гальмівної стрічки.*

Ключові слова: стрічково-колодкове гальмо, фрикційний вузол, фрикційна накладка, скінченно-елементне моделювання, напружено-деформований стан.

*Методами конечно-элементного и корреляционно-регрессионного анализа исследовано влияние нагрузки и конструктивных параметров фрикционного узла ленточно-колодочного тормоза на распределение напряжений в рабочем и нерабочем контактах фрикционной накладке. Установлено, что повышения равномерности распределения контактных напряжений и изнашивания фрикционной накладке по ее длине можно достичь путем уменьшения расстояния между накладками и выбора оптимальной толщины тормозной ленты.*

Ключевые слова: ленточно-колодочный тормоз, фрикционный узел, фрикционная накладка, конечно-элементное моделирование, напряженно-деформированное состояние.

*The influence of loading and design parameters of the drawworks band-shoe brake friction unit on the stress and deformation in the band-shoe and band-drum contacts has been investigated. Increased uniformity of the contact stress distribution and shoe wear along the shoe length could be achieved by decreasing the distance between the shoes and by choosing the optimum brake band thickness.*

Keywords: band-shoe brake, friction unit, friction shoe, finite element modeling, stress deformation state.

### Вступ

Довговічність фрикційних елементів головних гальм бурових лебідок є одним із вагомих чинників, які визначають продуктивність спуско-підіймальних операцій у процесі буріння свердловин на нафту і газ [1, 2]. Практика експлуатації таких гальм свідчить, що фрикційні накладки зношуються нерівномірно як по всій дузі охоплення, так і в межах кожної накладки [3]. Теоретичний аналіз засвідчив, що основною причиною цього явища є нерівномірний розподіл сил у робочому контакті гальма, тобто між фрикційною накладкою і гальмівним шківом, який, у свою чергу, спричинений нерівномірним розподілом сил у неробочих контактах – між стрічкою і накладками. В праці [4] розкрито визначальний вплив нерівномірної силової взаємодії в цьому контакті по довжині накладки на суттєво нерівномірне і надмірно інтенсивне її зношування в робочому контакті накладка - гальмівний шків. Однак виконаний у [4] аналіз виходив з аналітичної моделі деформації стрічки, побудованої з використанням припущення про абсолютну жорсткість її опори (накладки) і відсутність тертя між стрічкою і накладкою. Здійснений нами скінченно-елементний аналіз напруженого стану гальмівної стрічки стрічково-колодкового гальма [5] вказав на його суттєву залежність від навантаження і конструктивних параметрів гальма, зокрема від довжини стрічки між фрикційними

накладками, товщини (циліндричної жорсткості) стрічки, товщини (піддатливості в радіальному напрямку) фрикційної накладки, а також від коефіцієнта тертя в контакті між стрічкою і накладкою. Це відкриває можливість для уточненого дослідження напружено-деформованого стану (НДС) фрикційних накладок, що об'єктивно потрібно для розробки обґрунтованих рекомендацій щодо удосконалення конструкції фрикційних вузлів з метою підвищення їх довговічності.

### Мета дослідження

Метою роботи є виявлення закономірностей впливу параметрів конструкції і навантаження стрічково-колодкового гальма бурових установок на розподіл сил у контакті стрічково-накладка і НДС його фрикційних накладок за допомогою скінченно-елементного моделювання ділянки фрикційного вузла з урахуванням результатів уточнення НДС гальмівної стрічки.

### Методика дослідження

Прототипом СЕ-моделі ділянки фрикційного вузла слугує серійна конструкція бурової лебідки ЛБУ-1200 з такими параметрами: радіус робочої поверхні гальмівного шківа – 725 мм, гальмівна стрічка зі сталі 5 (модуль пружності під час розтягу  $E=2 \cdot 10^5$  МПа, коефіцієнт Пуассона  $\nu=0,3$ ) шириною  $b=220$  мм, товщиною 5 мм охоплює гальмівний шків зі змонтованими

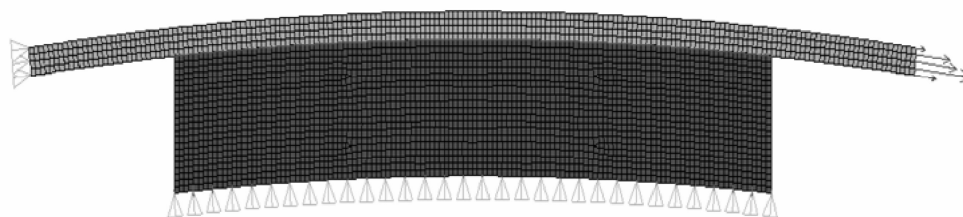


Рисунок 1 – СЕ-модель ділянки фрикційного вузла з позначенням граничних умов і навантаження

Таблиця 1 – Параметри факторного простору комп’ютерного моделювання ділянки фрикційного вузла

Чинники і їх кодовані значення для рівняння (1)	Значення чинника в натуральній системі координат для кодової системи		
	-1	0	1
Сила натягу стрічки Q в кН, X <sub>1</sub>	40	100	160
Товщина накладки Н в мм, X <sub>2</sub>	10	20	30
Половина довжини ділянки стрічки між накладками L в мм, X <sub>3</sub>	30	55	80
Коефіцієнт тертя між стрічкою і фрикційною накладкою f, X <sub>4</sub>	0	0,25	0,50
Товщина гальмівної стрічки h в мм, X <sub>5</sub>	4	5	6

на її внутрішній частині двадцятьма фрикційними накладками з ретинаксу ФК-24А (модуль пружності під час розтягу E<sub>H</sub>=6,9·10<sup>3</sup> МПа, коефіцієнт Пуассона ν<sub>H</sub>=0,37) товщиною 30 мм (нова накладка), довжиною l=120 мм і шириною 225 мм, розміщеними рівномірно по дузі охоплення з кутовим кроком 13,5°.

Основними параметрами конструкції і навантаження фрикційного вузла, від яких залежить напружено-деформований стан гальмівної стрічки є: її натяг Q, товщина h, що за умови незмінності ширини і матеріалу стрічки характеризує її циліндричну жорсткість, половина довжини стрічки між двома сусідніми фрикційними накладками L, товщина фрикційної накладки Н (характеризує жорсткість опори стрічки) і коефіцієнт тертя f у контакті "стрічка-накладка". Названі параметри і діапазони їх зміни вибрано на основі досліджень їх впливу на напружено-деформований стан гальмівної стрічки.

Для моделювання стрічки і фрикційної накладки в середовищі ANSYS використано 8-вузлові елементи PLANE 82 з відповідними властивостями, а контакту "стрічка-накладка" – контактні елементи CONTAC 48 (рис. 1). Відзначимо важливі аспекти моделі. На підставі симетричності конструкції і навантаження протилежні торці ділянки гальмівної стрічки мають зберігати радіальне розміщення як в ненавантаженому, так і навантаженому станах. Для цього на її лівий торець накладено обмеження тангенціального переміщення, а правий торець вільний і навантажений силою натягу стрічки Q і згинальним моментом, рівним моменту в лівому торці. Можливість вільного переміщення фрикційної накладки, з’єднаної з гальмівною стрічкою в площині симетрії накладки, по по-

верхні гальмівного шківів внаслідок видовження стрічки досягається накладанням на переміщення її робочої поверхні обмеження лише в радіальному напрямку. Для різних комбінацій конструктивних параметрів (L, h і Н) ділянки фрикційного вузла побудовані відповідні СЕ-моделі.

В ході СЕ-аналізу НДС фрикційної накладки фіксували: деформацію вузла і накладки, розподіл нормальних напружень у робочому і неробочому контактах вузла, а також в тілі накладки. Ступінь нерівномірності розподілу напружень у контакті "стрічка-накладка" оцінювали за допомогою коефіцієнта нерівномірності розподілу нормальних контактних напружень, який обчислювали за формулою

$$K_{H,P} = \frac{\sigma_{MAX} - \sigma_{MIN}}{\sigma_C},$$

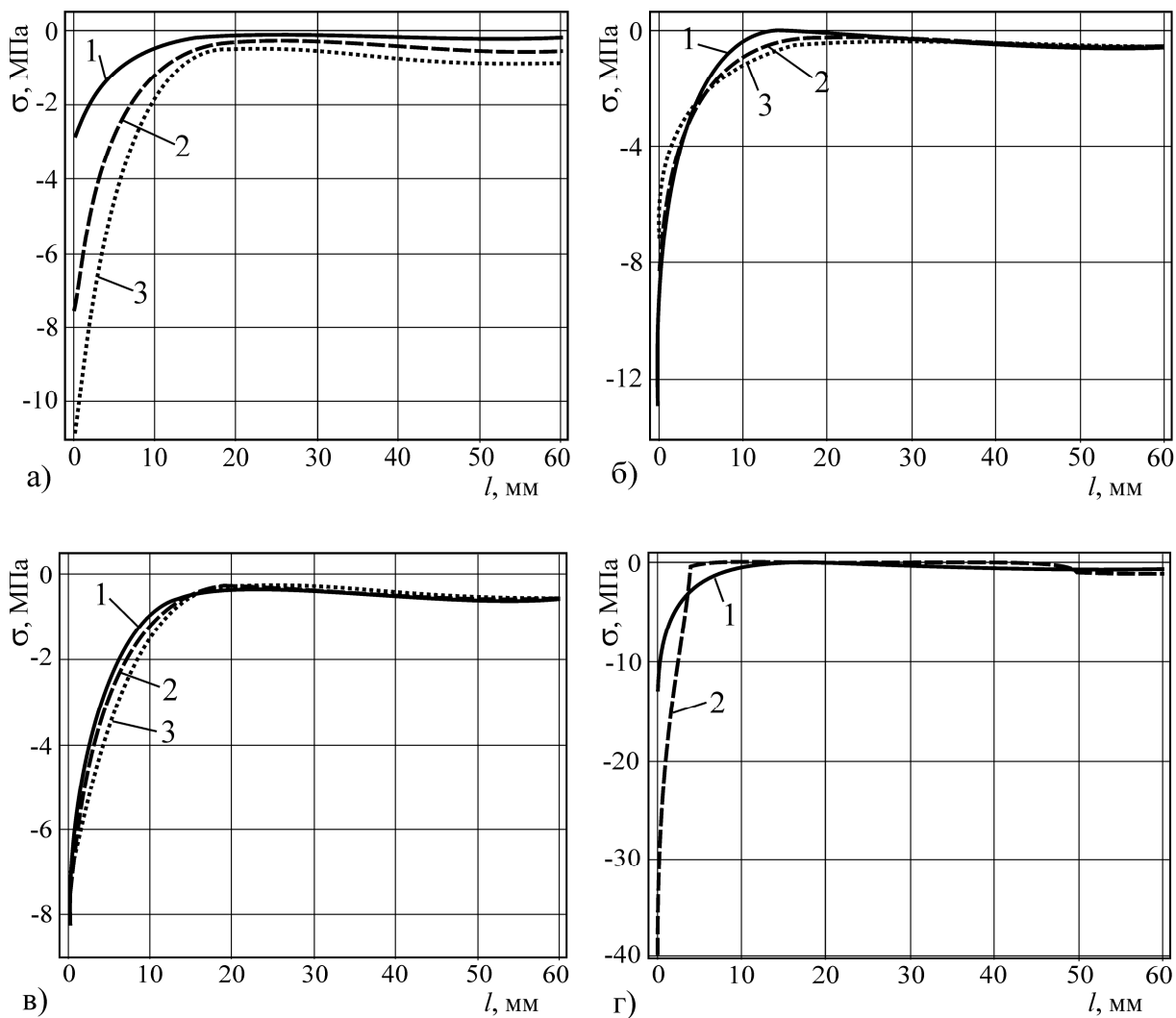
де σ<sub>MAX</sub>, σ<sub>MIN</sub> і σ<sub>C</sub> – найбільше (біля краю накладки), найменше і середнє нормальні напруження в контакті гальмівна стрічка – фрикційна накладка відповідно. Останнє розраховували за формулою

$$\sigma_C = \frac{2Q \cdot \sin \varphi}{b \cdot l},$$

де: b і l – розміри контакту стрічки з накладкою, мм;

φ – половина кутового кроку розміщення накладок на стрічці.

Для планування вивчення закономірностей формування нерівномірності розподілу нормальних контактних напружень між гальмівною стрічкою і накладкою використано план 3<sup>5</sup>/27 [6]. Діапазони змін чинників (табл. 1) виявлено з аналізу умов роботи бурової лебідки та літературних даних [1-3].



а) залежно від сили натягу стрічки  
 (для L=55 мм, H=30 мм, h=5 мм, f=0,25): 1 – Q=40 кН; 2 – Q=40 кН; 3 – Q=40 кН;  
 б) залежно від товщини стрічки  
 (для Q=100 кН, L=30 мм, H=20 мм, f=0): 1 – h=4 мм; 2 – h=5 мм; 3 – h=6 мм;  
 в) залежно від коефіцієнта тертя в контактї між стрічкою і накладкою  
 (для Q=100 кН, L=55 мм, H=20 мм): 1 – f=0; 2 – f=0,25; 3 – f=0,5;  
 г) залежно від половини довжини стрічки між накладками  
 (для Q=100 кН, h=4 мм, H=30 мм): 1 – L=55 мм; 2 – L=80 мм.

**Рисунок 2 – Розподіл нормальних напружень у фрикційній накладці по довжині її контакту з гальмівною стрічкою**

Закономірності впливу натягу гальмівної стрічки та параметрів фрикційного вузла на коефіцієнт нерівномірного розподілу ( $K_{Н.Р}$ ) нормальних напружень у контактї гальмівної стрічки – фрикційна шукалі у вигляді поліноміального рівняння другого степеня

$$K_{Н.Р} = a_0 + \sum a_i X_i + \sum a_j X_i^2 + \sum a_k X_i X_j (i \neq j), \quad (1)$$

де:  $X$  – чинники моделі;  
 $a$  – коефіцієнти рівняння регресії;  
 $i, j=1, 2, \dots, n$ ;  $n$  – кількість чинників моделі.  
 Якість моделі перевіряли традиційними методами кореляційного аналізу [7].

**Результати дослідження і їх аналіз**

З графіків розподілу нормальних напружень у контактї між гальмівною стрічкою і

фрикційною накладкою в межах від її краю до середини (рис. 2) видно, що контактні напруження по довжині контакту розподіляються суттєво нерівномірно. Так, на краю накладки спостерігається найбільші напруження стискування, величина яких багатократно перевищує середні значення. На ділянці довжиною 10-20 мм від краю накладки (ділянка А) напруження зменшуються до мінімальних величин, а на ділянці довжиною 10-30 мм від середини накладки (ділянка Б) напруження стискування стають практично рівномірно розподіленими. Вони більші за мінімальні і близькі до середніх.

Довжина ділянки Б суттєво залежить від відстані між накладками, особливо за найменшої товщини стрічки, тоді як інші чинники практично не впливають на неї. За малої тов-

Таблиця 2 – Результати дослідження нерівномірності розподілу нормальних напружень у контакті "стрічка-накладка"

Точки плану	Рівні чинників моделі					Коефіцієнт нерівномірності розподілу напружень $K_{Н.Р}$		
	$X_1$ (Q)	$X_2$ (H)	$X_3$ (L)	$X_4$ (f)	$X_5$ (h)	$K_{Н.Р.СЕ}^*$	$K_{Н.Р.М}^*$	Відносна похибка $\varepsilon$ , %
1	-1	-1	-1	-1	0	7,36	7,3	0,83
2	-1	-1	0	0	0	15,11	15,42	-2,02
3	-1	-1	1	1	1	22,66	21,81	3,77
4	-1	0	-1	0	-1	7,86	8,36	-6,36
5	-1	0	0	-1	-1	20,22	20,32	-0,49
6	-1	0	0	0	-1	20,43	20,32	0,55
7	-1	1	-1	1	1	3,78	4,31	-14,14
8	-1	1	0	1	-1	20,93	20,93	-0,01
9	-1	1	1	-1	0	25,94	25,88	0,23
10	0	-1	-1	1	1	4,51	4,01	11,0
11	0	-1	1	1	1	21,35	21,51	-0,73
12	0	-1	0	0	-1	21,0	20,63	1,75
13	0	0	1	-1	0	25,4	25,58	-0,71
14	0	0	-1	-1	-1	8,98	9,16	-1,98
15	0	0	-1	-1	1	5,58	5,6	-0,32
16	0	1	-1	-1	0	6,89	7,0	-1,57
17	0	1	0	0	0	14,87	15,12	-1,65
18	0	1	1	1	0	27,6	27,78	-0,64
19	1	-1	-1	-1	0	7,19	6,7	6,84
20	1	-1	0	1	-1	20,59	20,33	1,25
21	1	-1	1	1	0	27,4	27,48	-0,28
22	1	0	-1	0	1	4,52	4,2	7,12
23	1	0	0	0	0	14,25	14,2	0,35
24	1	0	1	0	-1	33,44	34,02	-1,75
25	1	1	-1	1	1	3,52	3,71	-5,5
26	1	1	0	-1	1	11,43	11,29	1,26
27	1	1	1	-1	1	19,63	19,01	3,17
К	0	0	0	0	0	7,36	7,30	0,83

Примітка. Коефіцієнти  $K_{Н.Р.СЕ}$  і  $K_{Н.Р.М}$  отримані СЕ-моделюванням і розрахунком за рівнянням (2) відповідно.

щини стрічки спостерігається проміжна ділянка В з нульовими контактними напруженнями, що свідчить про розрив контакту між стрічкою і накладкою, причому зі збільшенням L довжина ділянки В збільшується з 2 мм (див. рис. 2, б-1, L=30 мм) до 7 і 40 мм (див. рис. 2, г-1 і г-2, L=55 і L=80 мм, відповідно).

Вплив параметрів конструкції фрикційного вузла і його навантаження на нерівномірність розподілу нормальних напружень у контакті "стрічка-накладка" найповніше описує математична модель, отримана за даними табл. 2 методом найменших квадратів засобами MathCAD

$$K_{Н.Р} = 14,501 - 0,300X_1 + 10,390X_3 - 4,523X_5 + 0,614X_2^2 + 1,174X_3^2 + 0,994X_5^2 + 1,099X_3 \cdot X_4 - 2,743X_3 \cdot X_5. \quad (2)$$

Модель (2) змістовна й адекватна при 95% надійності:

всі коефіцієнти регресії  $a_i$  значущі за t-критерієм ( $a_i > \Delta a$ , де  $\Delta a = t_{кр} \sigma_a$  – гранична похибка коефіцієнта регресії;  $\Delta a = 0,268$ );

рівняння змістовне за F-критерієм Фішера ( $F_{розр} = 264,7$ , що більше за критичне значення цього критерію –  $F_{кр} = 2,51$ );

рівняння здатне до передбачення – значення  $K_{Н.Р}$  для контрольної точки К (як і для всіх точок плану, див. табл. 2) збігаються з даними СЕ-аналізу в межах допустимої похибки 1,018.

Відносна похибка ( $\varepsilon = \frac{K_{Н.Р.СЕ} - K_{Н.Р.М}}{K_{Н.Р.СЕ}} \cdot 100$ )

розрахунку  $K_{Н.Р}$  для переважної більшості точок плану менше 2%.

З математичної моделі (2) випливає, що найбільший вплив на нерівномірність розподілу нормальних напружень у контакті стрічка-

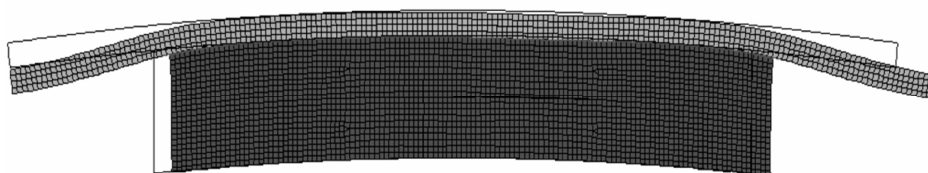
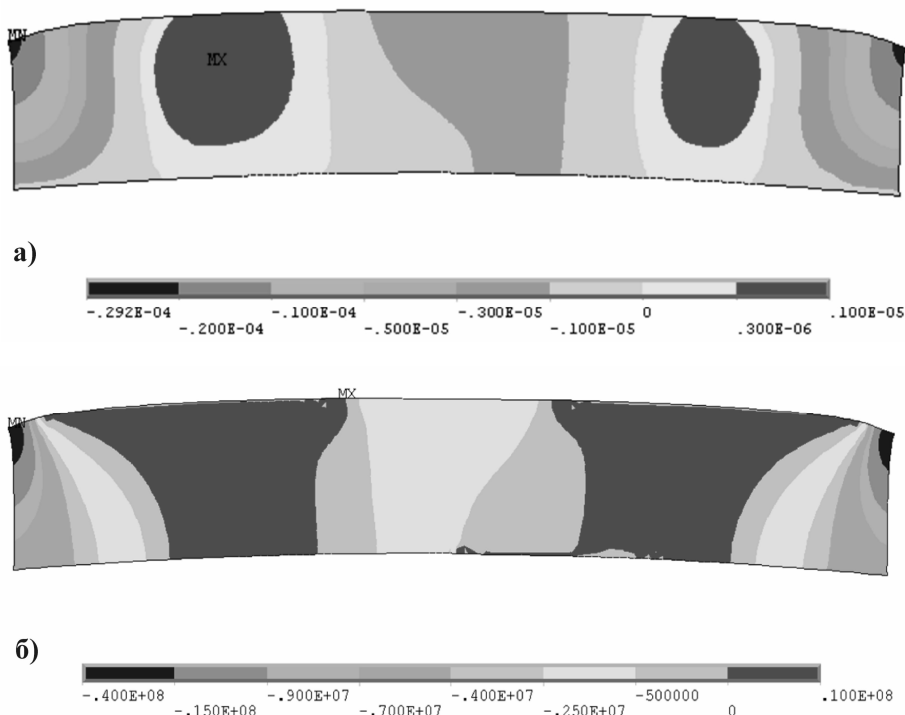


Рисунок 3 – Схема деформації ділянки фрикційного вузла



а) радіальних переміщень (в м) точок фрикційної накладки;  
 б) радіальних напружень (в Па) у накладці для умов:  $Q=100$  кН,  $L=55$  мм,  $h=4$  мм,  $f=0,25$

Рисунок 4 – Діаграми розподілу

накладка мають відстань між накладками і товщина гальмівної стрічки (найбільші коефіцієнти регресії). Причому зі збільшенням відстані між накладками і зменшенням жорсткості стрічки нерівномірність розподілу зростає. Зазначені впливи нелінійні. Крім того, спостерігається взаємне підсилення їхньої дії за великих  $L$  і малих  $h$  внаслідок ефекту парної взаємодії. Це дає змогу оцінити раціональну товщину гальмівної стрічки за критерієм найменшого  $K_{нр}$ . Для параметрів конструкції близьких до серійної ( $L=-1$ ) оптимальна товщина стрічки складає 5,9 мм.

Зі збільшенням натягу стрічки нерівномірність розподілу напружень у контакті "стрічка-накладка" зменшується, хоча ступінь впливу невеликий.

Залежність розподілу напружень від коефіцієнта тертя проявляється лише через парний ефект одночасно зі зміною відстані між накладками – за малих  $L$  (серійна конструкція фрикційного вузла) збільшення коефіцієнта тертя зумовлює зменшення  $K_{нр}$ . Зауважимо, що коефіцієнт тертя в неробочій парі фрикційного вузла, очевидно, близький до його значень, рег-

ламентованих технічними умовами на ретинакс [8], тобто більше 0,25.

Вплив піддатливості фрикційної накладки (в дослідженнях реалізується зміною її товщини) проявляється статистично суттєво лише через квадратичну складову рівняння.

Отримані закономірності розподілу контактних напружень зумовлені, насамперед, особливостями взаємопов'язаної деформації гальмівної стрічки і фрикційної накладки. Під дією зусилля натягу стрічка в проміжку між накладками отримує найбільше радіальне зміщення (рис. 3), що зумовлює найбільше радіальне зміщення контактної поверхні накладки біля її краю (ділянки А, рис. 4 а). Радіальне зміщення центральної частини контакту (ділянки Б) практично рівномірне. За товщини стрічки 4 мм внаслідок розривання контакту між стрічкою і накладкою ділянка стрічки В зміщується зі збільшенням радіуса. За більших товщин стрічки розриву цього контакту не спостерігається, хоча в проміжку між ділянками А і Б контакту деформації накладки найменші.

Покажемо зв'язок між розподілом радіальних напружень у неробочому і робочому кон-

тактах фрикційної накладки. З рис. 4 видно, що зміщення поверхні контакту накладки зі стрічкою пов'язані з нерівномірним розподілом її деформації і радіальних напружень як в об'ємі, так і в робочому контакті накладки – гальмівний шків. Так, у робочому контакті радіальні напруження стискування є найбільшими на відносно коротких ділянках накладки біля її країв, дещо нижчі в її центральній частині, а навпроти ділянок В неробочого контакту вони стають нульовими – контакт між накладкою і шківом втрачається. Наслідком такого нерівномірного розподілу радіальних напружень є нерівномірне і більш інтенсивне зношування накладок по довжині контакту [4].

#### Висновки

Проведені модельні дослідження напружено-деформованого стану фрикційної накладки за допомогою методу скінченних елементів дали змогу виявити переважаючий вплив конструктивних параметрів фрикційного вузла – відстані між накладками і товщини гальмівної стрічки – на нерівномірність розподілу деформацій і напружень у робочому і неробочому контактах фрикційної накладки стрічково-колодкового гальма. З'ясовано, що підвищення рівномірності розподілу контактних напружень і зношування фрикційної накладки по її довжині можна досягти зменшенням відстані між накладками і вибором оптимальної товщини гальмівної стрічки (5,9 мм при  $L=30$  мм).

Надалі передбачається дослідити НДС фрикційної накладки з урахуванням тертя в робочому контакті гальма.

#### Література

- 1 Ильский А.Л. Буровые машины и механизмы / А.Л. Ильский, А.П. Шмидт. – М.: Недра, 1989. – 396 с.
- 2 Палашкин Е.А. Справочник механика по глубокому бурению / Е.А. Палашкин. – М.: Недра, 1981. – 510 с.
- 3 Крижанівський Є.І. Стрічково-колодкові гальма: монографія В 2 т. Т.2 / [Є.І. Крижанівський, О.І. Вольченко, М.О. Вольченко та ін.]. – Івано-Франківськ: Факел, 2007. – 230 с.
- 4 Сторож Я.Б. Розподіл сил при зношуванні пар тертя в стрічково-колодковому гальмі / Ярослав Сторож // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 3(16). – С. 48-53.
- 5 Сторож Я.Б. Комп'ютерне моделювання напруженого стану гальмівної стрічки стрічково-колодкових гальм / Ярослав Сторож, Богдан Сторож // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2010. – №2(144). – С. 86 – 92.
- 6 Рузинов Л.П. Планирование эксперимента в химии и химической технологии / Л.П. Рузинов, Р.И. Слободчикова. – М.: Химия, 1980. – 280 с.
- 7 Статистика: теоретичні засади і прикладні аспекти: навч. посіб. / [Р.В. Фещур, А.Ф. Барвінський, В.П. Кічор та ін.]; за наук. ред. Р.В. Фещура. – Львів : Інтеллект-Захід, 2003. – 576 с.
- 8 ГОСТ 10851-73. Изделия фрикционные из ретинакса. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 17 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
12.05.10

Рекомендована до друку професором  
Мойсишиним В.М.

## КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ОБЕРТАЧА КОЛОНИ НАСОСНИХ ШТАНГ ЧЕРВ'ЯЧНОГО ТИПУ

С.Ю.Онищук, Б.В.Копей, В.Р.Харун, В.М.Сенчишак, С.С.Чаплінський, В.Б.Копей

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 42166,  
e-mail: koreyb@pimg.edu.ua

Подано результати кінематичного аналізу важільного механізму обертача колони насосних штанг черв'ячного типу. Порівняно із храповими обертачами, черв'ячний обертач є надійнішим через наявність черв'ячної передачі, яка може сприймати значні навантаження. Шляхом підстановки в отриману математичну модель вхідних даних – параметрів типової моделі верстата-гойдалки – отримано графічні залежності зміни передавальної функції вала обертача від узагальненої координати – кута положення кривошипа верстата-гойдалки. Обчислення проведено для двох можливих режимів роботи обертача – безперервного і перервного.

Ключові слова: обертач, черв'ячна передача, верстат-гойдалка, насосна штанга, храповий обертач

Приводятся результаты кинематического анализа рычажного механизма вращателя колонны насосных штанг червячного типа. По сравнению с храповыми вращателями, червячный вращатель более надежен благодаря наличию червячной передачи, которая может воспринимать значительные нагрузки. В результате подстановки в полученную математическую модель исходных данных – параметров типовой модели верстата-качалки – получены графические зависимости изменения передаточной функции вала вращателя от обобщенной координаты – угла положения кривошипа верстата-качалки. Расчет проведен для двух возможных режимов работы вращателя – непрерывного и прерывного.

Ключевые слова: вращатель, червячная передача, верстат-качалка, насосная штанга, храповый вращатель

The results of kinematics analysis of lever mechanism of sucker rod rotator of a worm type are given. In comparing to ratchet rotators, worm rotators is more reliable, due to the presence of worm-gear which can perceive the considerable loadings. As a result of substitution in the got mathematical model of entrance data – parameters of typical model of pumping unit, graphic dependences of change of transmission function of rotator shaft are got on the generalized coordinate – corner of position of crank of pumping unit. A calculation is conducted for two possible modes of operations of rotator – continuous and intermittent.

Keywords: rotator, worm-gear, pumping unit, sucker rod, ratchet rotator

Метою статті є розроблення математичної моделі важільного механізму обертача колони насосних штанг черв'ячного типу.

Застосування обертачів колони насосних штанг (НШ) на нафтових промислах дає змогу вирішити декілька важливих проблем, пов'язаних із застосуванням свердловинних штангових насосних установок. Завдяки повертанню колони НШ, зношування тіла штанг, штангових муфт та стінок насосно-компресорних труб від тертя металу із металом розсіюється на кут  $360^\circ$ , завдяки обертанню штанг разом зі шкребками та протекторами збільшується область, що очищується від парафінових відкладень [1]. В існуючих конструкціях обертачів колони НШ [2] обертання колони штанг здійснюється завдяки використанню храпового механізму. Дія високих навантажень на храповий механізм призводить до частих обривів системи привода обертача. Замінивши храповий механізм на черв'ячну передачу, яка може сприймати значні навантаження, ми підвищуємо надійність конструкції обертача загалом. Тому розробка та аналіз конструкції обертача колони насосних штанг черв'ячного типу є актуальною проблемою, вирішення якої дає змогу отримати економічний ефект від економії коштів на ремонтні роботи.

На даний час в літературі описано декілька типів обертачів колони насосних штанг [2, 3],

спільною ознакою яких є наявність упорного підшипника, встановленого між канатною підвіскою та затискачем полірованого штока, який дає змогу обертачів колони НШ під час зворотньо-поступального руху. Як джерело енергії для створення крутного моменту використовується енергія коливань балансира верстата-гойдалки. При цьому зворотньо-поступальний рух головки балансира перетворюється на обертаний рух робочого органа обертача завдяки використанню храпового колеса з собачкою, яка впродовж половини робочого циклу штовхає робоче колесо, а іншу половину – утримує його нерухомим.

Порівняно із храповими обертачами, черв'ячний обертач [1] є надійнішим через наявність черв'ячної передачі, яка може сприймати значні навантаження. Завдяки безперервному обертанню зменшуються інерційні навантаження колони НШ від розгону та гальмування обертового руху, що ускладнює напружений стан матеріалу НШ; зменшується ймовірність відгвинчування НШ завдяки відсутності циклічного розгону і гальмування обертового руху колони НШ; забезпечується безперервне очищення поверхні насосно-компресорних труб від парафіну; зменшуються навантаження на деталі обертача.

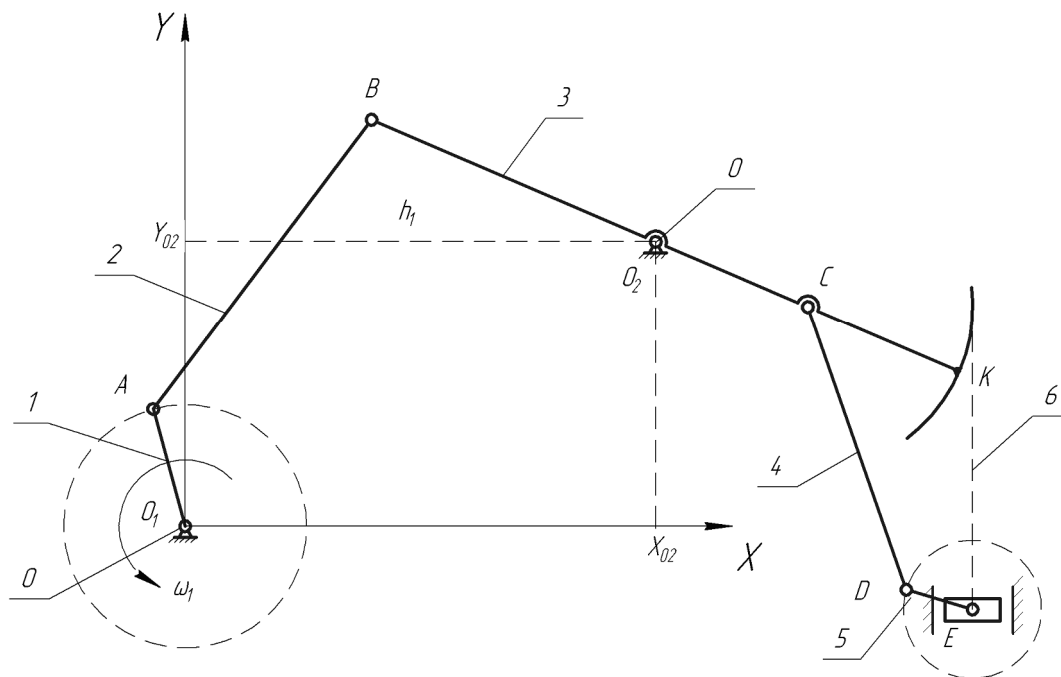


Рисунок 1 – Розрахункова схема механізму

Принцип дії обертача (рис. 1) полягає в передаванні обертів колоні НШ від черв'ячного механізму, який приводиться в дію важелем, що здійснює обертання під час роботи верстата-гойдалки.

Як запобіжний пристрій, що блокує передавання крутного моменту на черв'ячний вал обертача у випадку заклинювання колоні НШ при обертанні, застосовується пружинний запобіжник у місці шарнірного з'єднання привода обертача і балансира [2].

Обертач колоні НШ черв'ячного типу безперервної дії – це черв'ячний редуктор, закріплений на канатній підвісці верстата-гойдалки, до черв'ячного колеса якого приєднано устьовий шток, а до черв'ячного вала – важіль, що обертається під час роботи верстата-гойдалки. Важливим для роботи обертача є визначення закону руху важіля, що приводиться в рух балансиrom верстата-гойдалки, з'єднаного з важелем за допомогою шатуна.

Математична модель обертача колоні НШ черв'ячного типу безперервної дії розроблена на основі вдосконаленої математичної моделі двоплечого верстата-гойдалки [4].

Схема виконавчого механізму двоплечого верстата-гойдалки зображена на рисунку 1. Вона складається із семи ланок: нерухомої опори 0, кривошипа 1, шатуна 2, балансира 3, шатуна 4, важіля привода обертача 5, що з'єднані між собою шарнірами, гнучкої ланки (канату) 6. Під час роботи верстата-гойдалки шатун 4 штовхає важіль 5, який приводить в обертотвий рух черв'ячний вал самого обертача колоні НШ.

Для складання розрахункової схеми механізму використано метод векторного контуру [5] (рис. 2).

Оскільки колона штанг може здійснювати як циклічне обертання навколо своєї осі, так і безперервний рух, визначимо розміри механізму штангообертача для обох випадків:

- важіль обертача здійснює повний оберт за цикл роботи верстата-гойдалки;

- важіль обертача не здійснює повного оберту за цикл роботи верстата-гойдалки, тобто здійснює коливальний рух, відхиляючись на певний кут.

Розглянемо перший випадок, коли важіль обертача здійснює повний оберт за цикл роботи верстата-гойдалки.

Для цього повинна виконуватись умова Грасгофа [6], тобто:

$$l_5 + l_6 \leq l_3 + l_4. \quad (1)$$

Рівняння векторного контуру механізму [7] можна записати як:

$$\vec{l}_3 + \vec{l}_4 = \vec{l}_6 + \vec{l}_5. \quad (2)$$

Довжини кривошипа 5 та шатуна 4 визначимо, розглянувши крайні положення штангової підвіски.

У верхньому положенні штангової підвіски шатун 4 та ланка 5 розміщуються на одній лінії, причому:

$$(l_d)_{MIN} = l_4 - l_5. \quad (3)$$

З іншого боку, в нижньому положенні штангової підвіски:

$$(l_d)_{MAX} = l_4 + l_5, \quad (4)$$

де  $(l_d)_{MAX}$ ,  $(l_d)_{MIN}$  – максимальна та мінімальна величина відстані між точками С і Е (рис. 2) у верхньому та нижньому положенні.

Відстань  $l_d$  для верхнього та нижнього положення штангової підвіски визначається як:

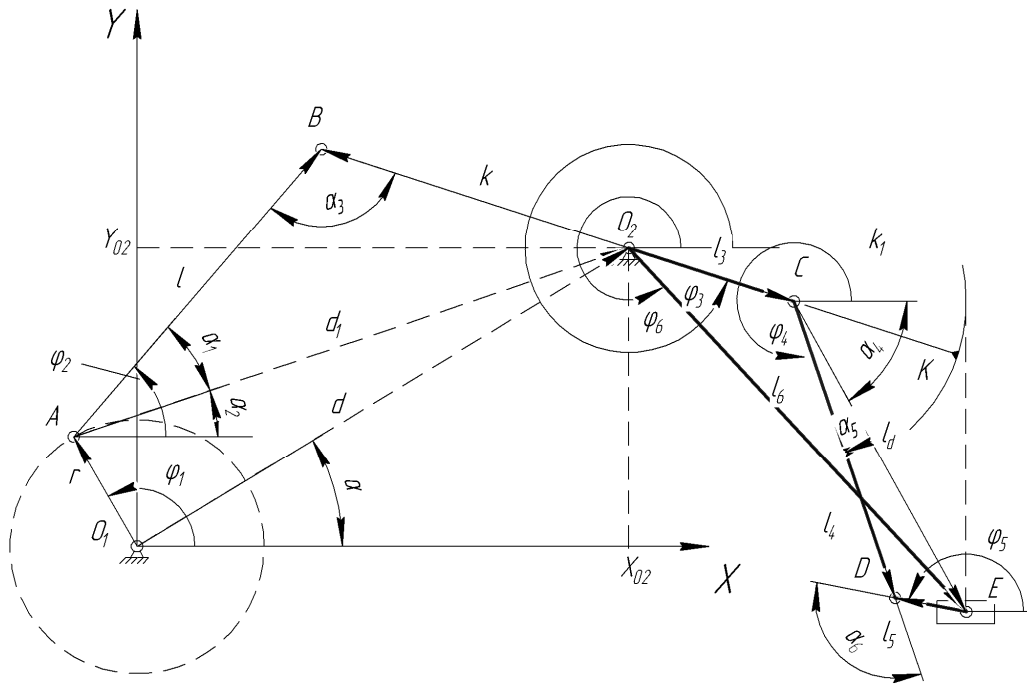


Рисунок 2 – Векторний контур механізму

$$(l_d)_{MIN} = \left\{ (l_K + l_3 \cdot \sin(\varphi_{3MAX}))^2 + (k_1 - l_3 \cdot \cos(\varphi_{3MAX}))^2 \right\}^{1/2}; \quad (5)$$

$$(l_d)_{MAX} = \left\{ (l_K + k_1 \cdot \alpha - l_3 \cdot \sin(\varphi_{3MIN}))^2 + (k_1 - l_3 \cdot \cos(\varphi_{3MIN}))^2 \right\}; \quad (6)$$

де:  $\gamma$  – кут розмаху балансира;

$\varphi_{3MAX}, \varphi_{3MIN}$  – максимальне та мінімальне значення кута відхилення осі балансира від горизонталі;

$l_K$  – довжина канату, обчислена як відстань від канатної підвіски до точки дотику з балансиром при верхньому положенні полірованого штока.

Додавши рівняння (3) і (4), визначимо довжину кривошипа  $l_4$ :

$$l_4 = \frac{(l_d)_{MAX} + (l_d)_{MIN}}{2}. \quad (7)$$

Довжина  $l_5$  визначається з будь-якого з рівнянь (3), (4).

На основі розрахункової схеми складено рівняння векторного контуру механізму привода обертача. При цьому закон зміни кута положення балансира  $\varphi_3$  є заданим і залежить від закону зміни кута  $\varphi_1$  (узагальненої координати) [4].

Визначимо закон зміни кута повороту  $\varphi_5$ , для чого спроектуємо рівняння (1) на осі OX і OY:

$$\begin{cases} l_3 \cdot \cos \varphi_3 + l_4 \cdot \cos \varphi_4 = l_6 \cdot \cos \varphi_6 + l_5 \cdot \cos \varphi_5 \\ l_3 \cdot \sin \varphi_3 + l_4 \cdot \sin \varphi_4 = l_6 \cdot \sin \varphi_6 + l_5 \cdot \sin \varphi_5 \end{cases} \quad (8)$$

де  $\varphi_6 = f(\varphi_3)$ .

Величину довжини  $l_6$  (рис. 2) визначаємо як:

$$l_6 = \sqrt{[l_K + k_1(\varphi_{3MAX} - \varphi_3)]^2 + k_1^2}, \quad (9)$$

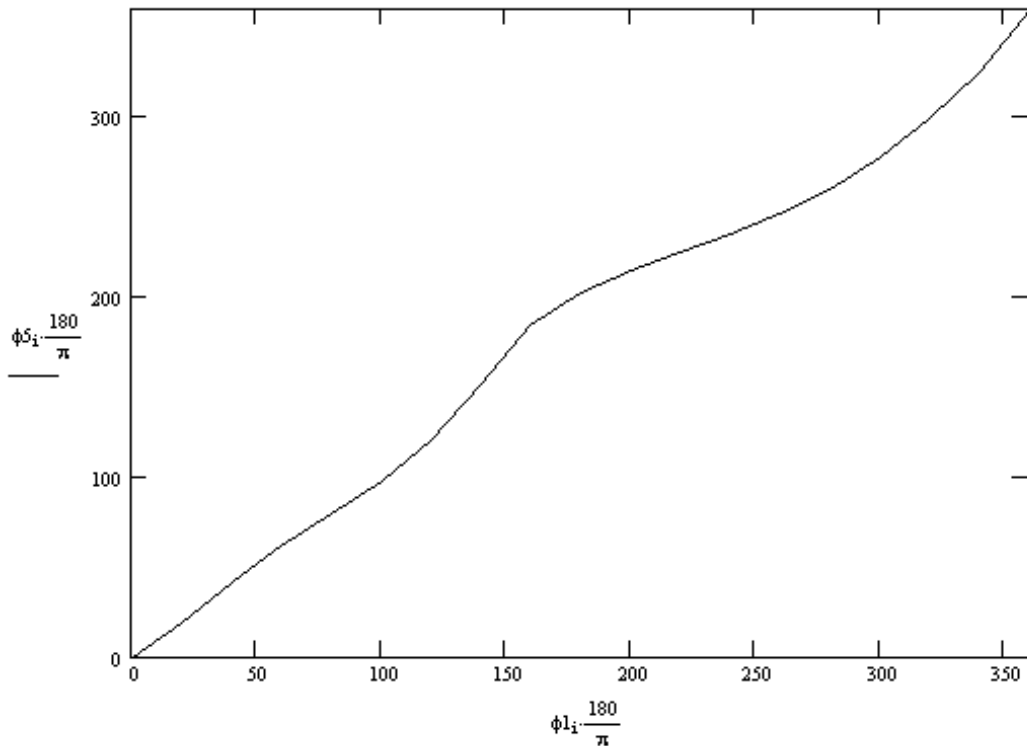
а величину кута  $\varphi_6$  визначаємо:

$$\begin{aligned} \varphi_6 &= 2\pi - \arctan\left(\frac{l_K + k_1(\varphi_{3MAX} - \varphi_3)}{k_1}\right) = \\ &= 2\pi - \arctan\left(\frac{l_K}{k_1} + \varphi_{3MAX} - \varphi_3\right). \end{aligned} \quad (10)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (8)-(10), отримаємо закон зміни кута  $\varphi_5$ .

Для знаходження перших передаточних функцій [7] шатуна 4 та ланки 5, продиференціюємо систему рівнянь (8) за узагальненою координатою  $\varphi_1$ . Отримаємо:

$$\begin{cases} -l_3 \cdot \sin \varphi_3 \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} - l_4 \cdot \sin \varphi_4 \cdot \frac{d\varphi_4}{d\varphi_1} = \\ = \frac{dl_6}{d\varphi_1} \cdot \cos \varphi_6 - l_6 \cdot \sin \varphi_6 \cdot \frac{d\varphi_6}{d\varphi_1} - \\ - l_5 \cdot \sin \varphi_5 \cdot \frac{d\varphi_5}{d\varphi_1}; \\ l_3 \cdot \cos \varphi_3 \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} + l_4 \cdot \cos \varphi_4 \cdot \frac{d\varphi_4}{d\varphi_1} = \\ = \frac{dl_6}{d\varphi_1} \cdot \sin \varphi_6 + l_6 \cdot \cos \varphi_6 \cdot \frac{d\varphi_6}{d\varphi_1} + \\ + l_5 \cdot \cos \varphi_5 \cdot \frac{d\varphi_5}{d\varphi_1} \end{cases} \quad (11)$$



**Рисунок 3 – Графік залежності кута  $\varphi_5$  від узагальненої координати  $\varphi_1$  протягом одного циклу роботи верстата-гойдалки при повному оберті ланки 5**

Продиференціювавши за кутом  $\varphi_1$  вираз (10), отримаємо [7]:

$$\frac{d\varphi_6}{d\varphi_1} = \frac{1}{1 + \left(\frac{l_K}{k_1} + \varphi_{3MAX} - \varphi_3\right)^2} \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1}. \quad (12)$$

Аналогічно з формули (9) маємо:

$$\frac{dl_6}{d\varphi_1} = \frac{1}{2\sqrt{\left[l_K + k_1(\varphi_{3MAX} - \varphi_3)\right]^2 + k_1^2}} \times \times 2\left[l_K + k_1(\varphi_{3MAX} - \varphi_3)\right] \cdot (-k_1) \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1}. \quad (13)$$

Із системи рівнянь (11)-(13) знаходимо перші передаточні функції для ланок 4 і 5:

$$P'_4 = \frac{d\varphi_4}{d\varphi_1}; \quad (14)$$

$$P'_5 = \frac{d\varphi_5}{d\varphi_1}. \quad (15)$$

Закон зміни передавальних функцій із системи рівнянь (11)-(13) визначено чисельним методом з використанням комп'ютерних програм MathSoft apps Mathcad і Waterloo Maple [8].

За відомими передавальними функціями, можна визначити кутові швидкості шатуна 4 і важеля 5 [6] для будь-якого значення кутової швидкості  $\omega_1$ :

$$\begin{cases} \omega_4 = P'_4 \cdot \omega_1; \\ \omega_5 = P'_5 \cdot \omega_1. \end{cases} \quad (16)$$

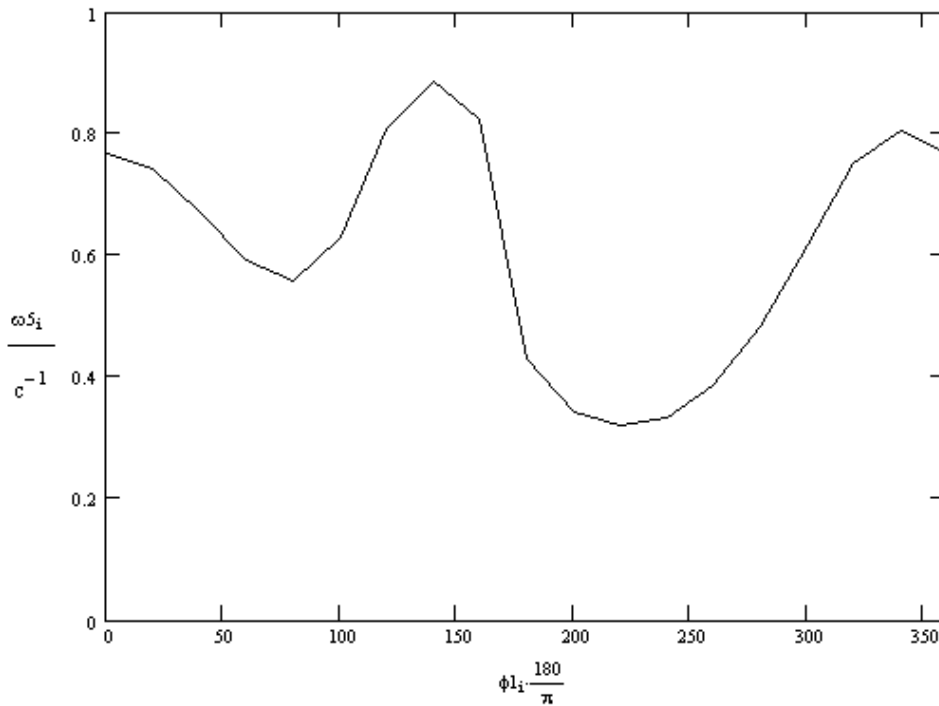
Задавшись числовими значеннями геометричних характеристик верстата-гойдалки UP12T-5500 (радіус кривошипа  $r = 1,1$  м, довжина шатуна  $L = 3,284$  м, довжина заднього плеча балансира  $k = 2,8$  м, відстань від осі балансира до точки кріплення ланки 4  $l_3 = 2,5$  м, довжини ланок 4 і 5:  $l_4 = 3,704$  м,  $l_5 = 0,3$  м, довжина ходу устьового штока  $S = 3$  м, довжина канату  $l_k = 2,2$  м), визначено графічний закон залежності кута  $\varphi_5$  (рис. 3) від узагальненої координати  $\varphi_1$  (у розрахунках прийнято, що кутова швидкість кривошипа 1 є постійною).

Із рисунка 3 видно, що закон зміни кута  $\varphi_5$  відрізняється від лінійного, тобто обертання колони насосних штанг буде відбуватись нерівномірно. Це підтверджує закон зміни  $P'_{\varphi_5}$ .

Із графіка видно, що крива зміни кута  $\varphi_5$  є наближеною до прямої лінії, без ділянок різкого розгону чи гальмування, обертання черв'ячного вала здійснюється впродовж всього циклу роботи верстата-гойдалки.

Аналіз отриманого графіка залежності функції  $P'_{\varphi_5}$  від узагальненої координати  $\varphi_1$  дає підстави зробити висновок, що за постійної швидкості обертання кривошипа впродовж циклу роботи верстата-гойдалки відбуваються коливання кутової швидкості черв'ячного вала, а, отже, і колони НШ, яку можна визначити як

$$\omega_{НШ} = \frac{\omega_5}{u_{ч.п.}}, \quad (17)$$



**Рисунок 4 – Графік залежності передавальної функції  $\Pi'_{\phi_5}$  від узагальненої координати  $\phi_1$  протягом одного циклу роботи верстата-гойдалки при повному оберті ланки 5**

де  $u_{ч.п.}$  – передаточне відношення черв'ячної передачі.

Проте, із рисунка 4 видно, що кутова швидкість не змінює знаку і не зменшується до нуля в процесі роботи верстата-гойдалки.

Розглянемо другий випадок, коли важіль обертача не здійснює повного оберту за цикл роботи верстата-гойдалки, тобто здійснює коливальний рух, відхиляючись на певний кут.

Для того, щоб не виконувалась умова прокручування чотириланковика, повинна не виконуватись умова Грасгофа, тобто:

$$l_5 + l_6 > l_3 + l_4. \quad (18)$$

Запишемо формулу для визначення кута повороту  $\phi_6$  (рис. 2):

$$\phi_6 = 2\pi - \arctg\left(\frac{l_K}{k_1} + \phi_{3MAX} - \phi_3\right). \quad (19)$$

Довжина вектора  $l_6$  визначається з формули:

$$l_6 = \sqrt{k_1^2 + [l_K + k_1 \cdot (\phi_{3MAX} - \phi_3)]^2}. \quad (20)$$

Визначимо проекції на осі OX та OY вектора  $\vec{l}_d$  (рис. 2):

$$l_{dx} = k_1 - l_3 \cdot \cos(\phi_3). \quad (21)$$

$$l_{dy} = l_K + k_1(\phi_{3MAX} - \phi_3) + l_3 \cdot \sin(\phi_3). \quad (22)$$

Тоді довжина вектора  $l_d$ :

$$l_d = \sqrt{l_{dx}^2 + l_{dy}^2}. \quad (23)$$

Визначимо величину кута  $\alpha_5$  за допомогою теореми косинусів (рис. 2) [9]:

$$\alpha_5 = \arccos\left[\frac{l_4^2 + l_d^2 - l_5^2}{2 \cdot l_4 \cdot l_d}\right], \quad (24)$$

де:  $l_4$  – довжина ланки 4;

$l_5$  – довжина важеля обертача.

Величина кута  $\alpha_4$  (рис. 2):

$$\alpha_4 = \arccos\left(\frac{l_{dx}}{l_d}\right). \quad (25)$$

Кут  $\phi_4$  визначаємо:

$$\phi_4 = 360^\circ - \alpha_4 - \alpha_5. \quad (26)$$

Визначимо величину кута  $\alpha_6$ :

$$\alpha_6 = \arccos\left(\frac{l_5^2 + l_4^2 - l_d^2}{2 \cdot l_5 \cdot l_4}\right). \quad (27)$$

Кут  $\phi_5$ :

$$\phi_5 = \phi_4 - \alpha_6. \quad (28)$$

Підставляючи в наведені вище розрахункові формули числові значення величин, взяті з геометричних характеристик верстатів-гойдалок [4], для верстата-гойдалки UP12T-5500 отримуємо закон зміни кута  $\phi_5$  (рис. 5) у випадку, коли важіль обертача не здійснює повного оберта за цикл роботи верстата-гойдалки, тобто здійснює коливальний рух, відхиляючись на певний кут. Під час розрахунку для того, щоб не виконувалась умова Грасгофа, довжини ланок прийнято:  $l_3 = 2,5$  м, довжини ланок 4 і 5:  $l_4 = 3,5$  м,  $l_5 = 0,3$  м.

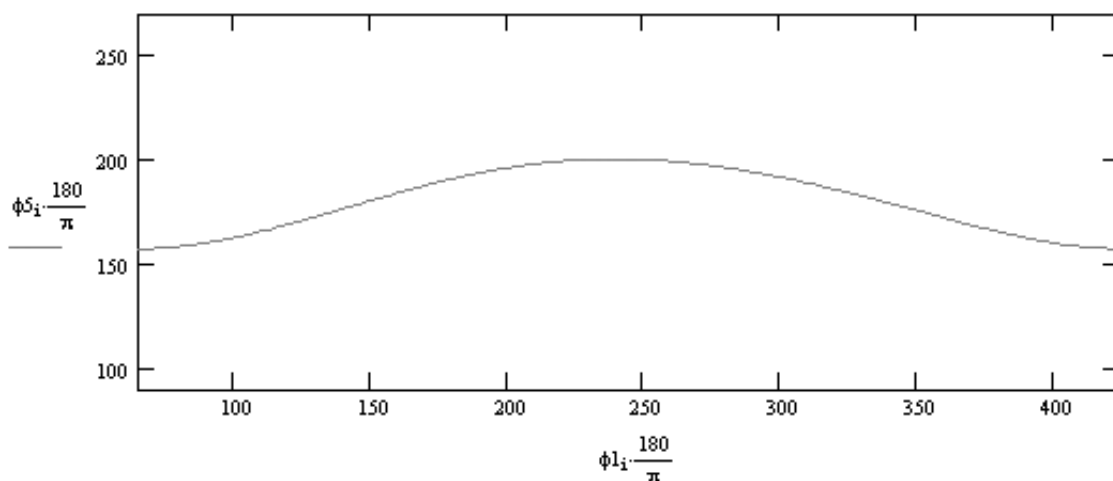


Рисунок 5 – Графік зміни кута  $\varphi_5$  протягом одного циклу роботи верстата-гойдалки у випадку, коли важіль обертача не здійснює повного оберта за цикл роботи верстата-гойдалки

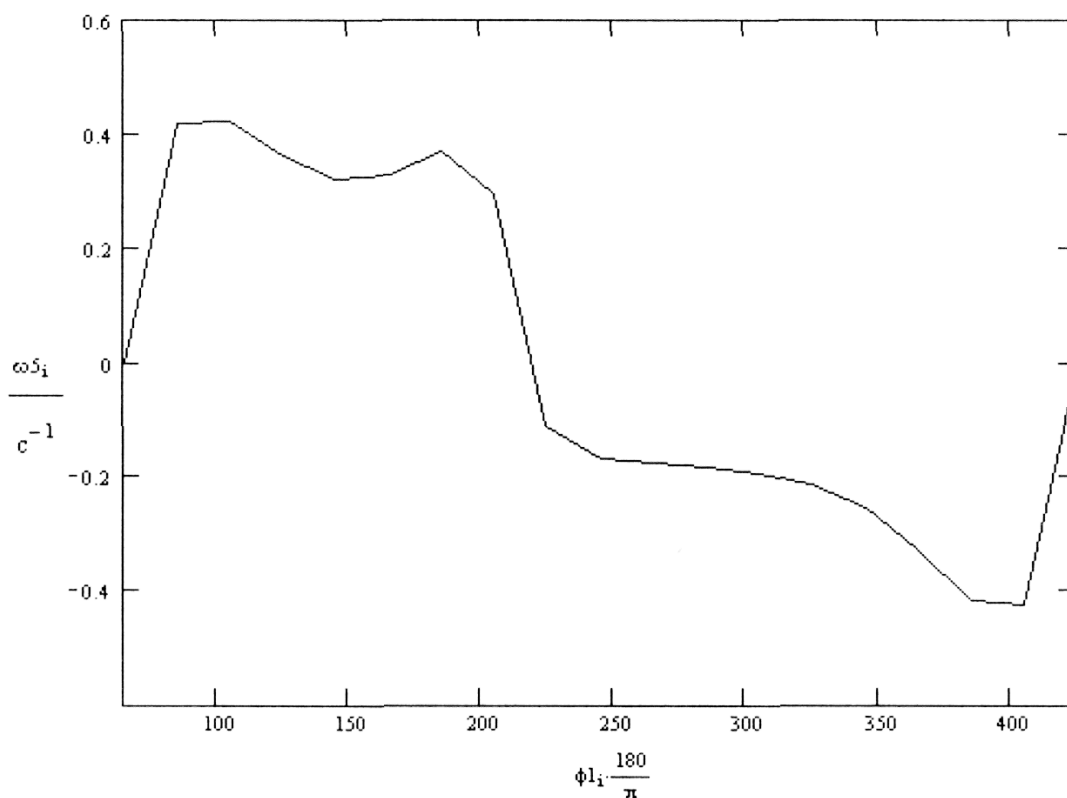


Рисунок 6 – Графік залежності передаточної функції  $P'_{\varphi_5}$  від узагальненої координати  $\varphi_1$  протягом одного циклу роботи верстата-гойдалки у випадку, коли важіль обертача не здійснює повного оберта за цикл роботи верстата-гойдалки

Для знаходження перших передаточних функцій використаємо рівняння векторного контуру механізму (2). Розв'язуючи систему рівнянь (11)-(13) для заданих довжин  $l_3, l_4, l_5$ , отримаємо перші передавальні функції для ланок 4 і 5. На рисунку 6 зображено закон залежності кутової швидкості  $\omega_5$  від узагальненої координати  $\varphi_1$ .

Таким чином, розроблена математична модель важільного механізму обертача колони насосних штанг дає змогу провести синтез не-

обхідних розмірів для будь-якого типу верстата-гойдалки. В подальших дослідженнях потрібно побудувати та провести аналіз залежності кутового прискорення колони НШ від узагальненої координати  $\varphi_1$  на основі закону зміни другої передаточної функції важеля обертача. Так ми отримаємо можливість провести аналіз силових факторів, які діють на черв'ячну передачу, для подальшого вдосконалення конструкції обертача.

*Література*

- 1 Онищук С.Ю. Обертач колони насосних штанг черв'ячного типу безперервної дії / С.Ю.Онищук, О.О.Онищук, Б.В.Копей, В.Б.Копей : тези всеукр. наук.-практ. конф. ["Вісник науковця - 2009"], м. Миколаїв, 02 квіт. 2009 р. – Миколаїв, 2009. – С. 235-237.
- 2 Копей В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафінистих нафт : Дис. ... канд. техн. наук : 05.05.12 / Копей Володимир Богданович. – Івано-Франківськ, 2004. – 167 с.
- 3 Люшин С.Ф. Борьба с отложениями парафина при добыче нефти / [С.Ф. Люшин, В.А. Рассказов, Д.М. Шейн-Али и др.]. – М.: Государственное научно-техническое издательство нефтяной и горно-топливной литературы, 1961. – 95 с.
- 4 Харун В.Р. Обґрунтування раціональних параметрів виконавчих механізмів верстатів-гойдалок : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.12 / Харун Віктор Романович. – Івано-Франківськ, 2004. – 189 с.
- 5 Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин / В.А. Зиновьев. – М. : Наука, 1975. – 384 с.
- 6 Кореняко А.С. Теория механизмов и машин / А.С. Кореняко. – К. : Вища школа, 1976. – 444 с.
- 7 Артоболевсий И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М. : Недра, 1988. – 254 с.
- 8 Васильев А.Н. Maple 8. Самоучитель / А.Н. Васильев. - К./ : Диалектика, 2003. – 352 с.
- 9 Выгодский М.Я. Справочник по элементарной математике / М.Я. Выгодский. – Л. / : Печатный двор, 1958. – 412 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*

*27.01.10*

*Рекомендована до друку професором  
Петриною Ю.Д.*

## ВІЗУАЛІЗАЦІЯ ФІЗИЧНИХ ОБ'ЄКТІВ ТА ПРОЦЕСІВ НА ОСНОВІ СТВОРЕННЯ ІНТЕРПОЛЯЦІЙНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ МОДЕЛЕЙ

*І.П.Тарас, І.В.Павлик*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 45369,  
e-mail: erylart@mail.ru*

*Експериментальні дані часто представляють 2-D або 3-D дискретною множиною точок. Різні фізичне походження дискретних даних вимагає застосування окремих інтерполяційних схем. Візуалізація фізичних процесів і об'єктів вимагає побудови безперервних кривих або поверхонь певного порядку гладкості, найчастіше за відсутності додаткової інформації про кривизну у вузлових точках або на границі. Розглядається використання різних інтерполяційних схем на основі сум функцій з дзвоноподібними графіками для таких інтерполяційних задач.*

*Ключові слова: дискретні множини, дискретний ряд інтерполяційні схеми, інтерполяційні функції, інтерпольовані поверхні.*

*Экспериментальные данные часто представляют 2-D или 3-D дискретным множеством точек. Отличие в физическом происхождении дискретных данных требует использования различных интерполяционных схем. Визуализация физических процессов и объектов требует построения непрерывных кривых или поверхностей определенного порядка гладкости, чаще всего при отсутствии дополнительной информации о кривизне в узловых точках или на границе. Рассматривается использование различных интерполяционных схем на основе сум функций с колоколообразными графиками для таких интерполяционных задач.*

*Ключевые слова: дискретные множества, дискретный ряд интерполяционные схемы, интерполяционные функции, интерполированные поверхности.*

*Frequently the experiment data represent a 2-D or 3-D discrete set of points. The different physical sources of discrete data demands different interpolation patterns. Visualization of physical processes and objects demands construction of the continuous curves or surfaces of the defined level of geometric continuity, frequently for lack of the additional information on curvature of the set points or polygon boundaries. This article develops a calculus for solving that interpolation problem by using the different interpolation patterns based on the sum of bell-shaped basis functions.*

*Key words: environmental safety, drilling wastes, environment, washing liquid*

Дослідження фізичних об'єктів та процесів вимагає їх чисельного опису, представлення взаємозалежностей параметрів, якими описується об'єкт або процес. Найбільша когнітивність притаманна візуальному представленню чисельного опису – представлення залежностей кривими або поверхнями, що залежить від взаємозалежності параметрів. Найчастіше числовий опис базується на експериментальних даних. Такі дані є дискретною множиною. Залежно від кількості незалежних параметрів дані можуть бути представлені дискретними кривими або дискретними поверхнями.

Якщо задавати незалежні параметри з певним кроком, то результати експериментів будуть задані на регулярній сітці, але не завжди є така можливість, тому часто дані представлені на нерегулярній сітці.

Перетворення дискретно заданої функції в неперервний вигляд – це важлива задача. Різні фізичне походження дискретних даних вимагає окремих способів і схем інтерполяції. Відомі B-сплайн, NURBS та ін. [1, 2, 3].

Неперервна модель повинна володіти геометричними властивостями (також і диференційними), які відповідають фізичній природі дискретних даних.

Багато технічних задач вимагає побудови неперервних кривих або поверхонь певного порядку геометричної гладкості, часто за відсу-

тності додаткової інформації стосовно кривини в точках заданого масиву або на границях задання поверхні.

Для розв'язання таких задач можна використовувати кускову або неперервну інтерполяцію. Кожна з них володіє перевагами та недоліками, тому їх вибір залежить від кожної реальної задачі. Параметризація, яка використовується при інтерполяції теж залежить від фізичної природи даних та від способу їх одержання. Наприклад, моделювання реальної свердловини базується на основі інклінометричних даних, тому зручно застосувати для моделювання просторової кривої натуральну параметризацію і постійний крок даних.

Кускова інтерполяція потребує координації або визначення значень похідних в точках вузлах.

Неперервна інтерполяція має свої переваги. Серед корисних властивостей цього методу – забезпечення заданого порядку гладкості (без додаткової інформації). До недоліків відноситься довжина многочлена інтерполяційної функції.

Інтерполяційну функцію представляють сумою функцій-доданків.

Зручно використовувати функції, які мають дзвоноподібні графіки. Дзвоноподібні графіки властиві тригонометричним функціям, функції Гауса, функції гіперболічного секанса

і т.д. Використання таких функцій для пласкої та просторової кривої розглядалося в [4, 5]. Подібні графіки властиві і дробово-раціональним функціям. Таким функціям властивий обмежений ефективний інтервал [6].

Зручно уявити графік поверхні, представлені сумарною функцією, як суперпозицію дзвоноподібних графіків функцій-доданків поверхонь, що мають вертикальні осі у вузлах (тобто у точках, в яких задане значення функції).

В загальному вигляді інтерполяційна функція для поверхні запишеться як

$$s(u, v) = \sum_{i=1}^n a_i \cdot B_i(u, v, u_i, v_i), \quad (1)$$

де  $s, u, v$  – координати простору побудови функції,  $u_i, v_i$  – значення координат у вузлових точках,  $B_i$  – функції, що мають здебільшого однакову структуру.

Якщо за параметри поверхні прийняти декартові координати, то інтерполяційна функція визначиться

$$z(x, y) = \sum_{i=1}^n a_i \cdot B_i(x, y, x_i, y_i), \quad (2)$$

де:  $a_i$  – коефіцієнти базових функцій;  $B_i, x_i, y_i$  – координати вузлів поверхні.

Для описання просторової кривої в явному вигляді залежність запишеться як

$$y(x) = \sum_{i=1}^n a_i \cdot B_i(x, x_i), \quad (3)$$

$$z(x) = \sum_{i=1}^n a_i \cdot B_i(x, x_i), \quad (3)$$

де параметром зміщення функцій-доданків обирається ордината точки дискретного ряду  $x_i$ .

Для параметричного задання кривої функція набуде вигляду

$$x_j(t) = \sum_{i=1}^n a_{ij} \cdot B_{ij}(t_{ij}, t), \quad (4)$$

де  $t_{ij}$  – параметр зміщення, яким може бути номер точки дискретного ряду, або довжина дуги (переважно апроксимована відстанню між вузлами точок). В декартовій системі координат  $x_j$  прийме значення координат  $x, y$  та  $z$  (для просторової кривої).

Для того, щоб обрати конкретну базову функцію (функцію-доданок) і її керуючі параметри, необхідно знати активну зону та вплив параметрів на функції [6].

Розглянемо одну з найпростіших дробово-раціональних функцій, які можна використовувати як базову для інтерполяційної функції у вигляді

$$y = 1/(1 + k \cdot x^2). \quad (5)$$

Вона характеризується одним керуючим параметром  $k$ , що є зручним при обмеженій інформації про характеристики дискретної поверхні.

Інтенсивність впливу функції на периферійні ділянки залежить від значення  $k$ .

Базовими функціями в інтерполяційній функції можуть бути і більш складні дробово-раціональні функції, але в деяких задачах мала кількість керуючих параметрів – швидше перевага, ніж недолік.

Розглянемо як тестову пряму  $y(x) = x$  дискретно задану множиною з десятих точок. Для плоскої кривої інтерполяційна функція виглядає

$$y(x) = \sum_{i=1}^n \frac{a_i}{1 + k_i \cdot (x - t_i)^2}. \quad (6)$$

Добре видно, що зміна керуючого параметра інтерполяції призводить до зміни точності інтерполяції на такий же порядок (рис. 1).

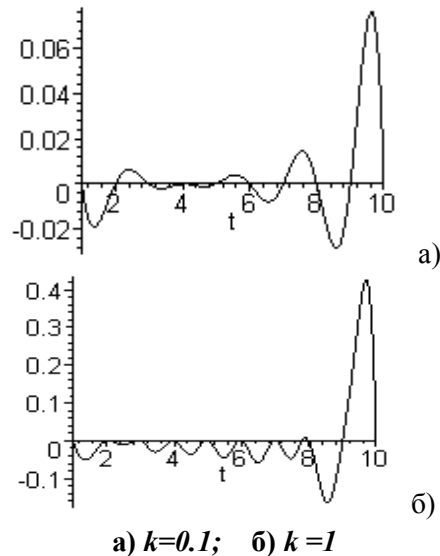
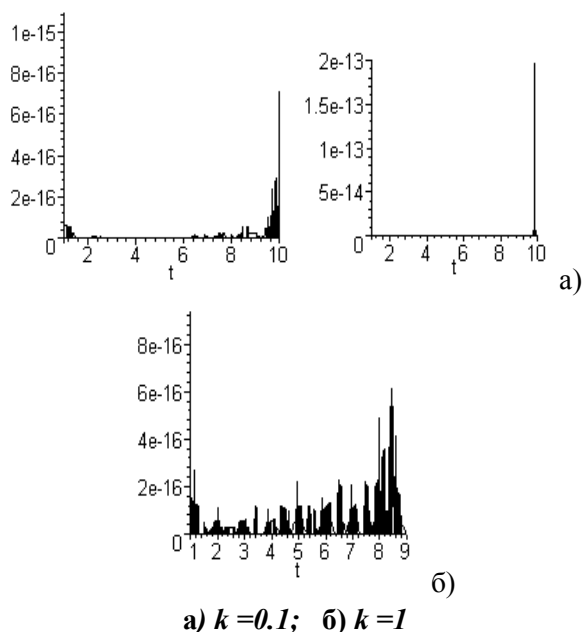


Рисунок 1 – Абсолютна похибка інтерполяційної функції (6)

Якість інтерполяційної функції для плоскої кривої можна характеризувати функцією кривини (рис. 2). Навіть при більшому зі значень керуючого параметра функції кривини інтерполяційної функції, попри існування осциляцій, має мізерну абсолютну похибку відносно неперервної.

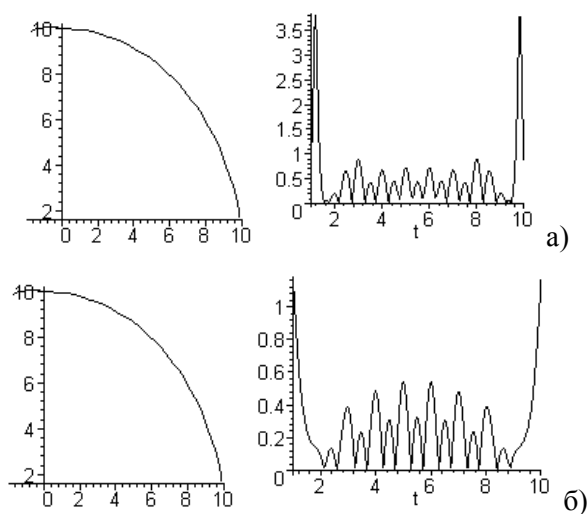
Хоча у разі використання єдиного значення керуючого параметру  $k_{ij}$  його зменшення призводить до зменшення осциляції самої кривої та згладжує диференційні параметри при різних видах функцій-доданків, проте у всіх випадках на границях інтерполяційної зони спостерігається посилення осциляцій як кривої, так і її диференційних параметрів [8].

Розглянемо, як поводитиме себе інтерполяційна крива та функція її кривини, якщо використати різні значення керуючого параметра  $k_{ij}$  в одній формулі. Результати проілюструємо одним із тестових розрахунків – дискретним рядом координат  $x, y$  – точок, розташованих на колі радіусом 10.



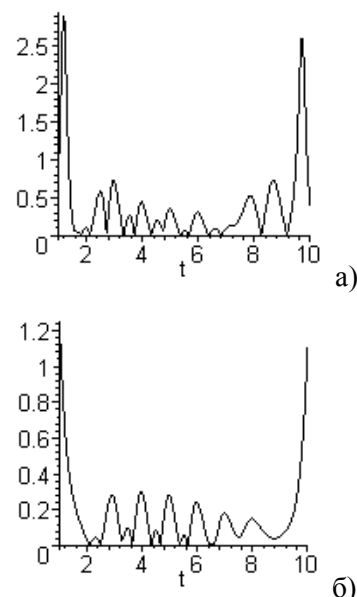
а)  $k=0.1$ ; б)  $k=1$   
**Рисунок 2 – Кривина інтерполяційної функції (6)**

Використаємо як незалежний параметр  $k$ , а  $i, j$  – номери заданих точок. Використання меншого значення  $k_{ij}$  в першій і останній точках ( $i=1, 10$ ) призводить до загального згладження кривої, що визначає кривину інтерполяційної кривої (рис. 3).



а) за керуючого параметра  $k_{ij}=1$ ;  
 б) за того ж значення керуючого параметра  $k_{ij}$  (крім  $k_{1j} = k_{10j} = 0.1$ )  
**Рисунок 3 – Інтерполяційна крива на основі функції (6) та її кривина**

Ще більший вплив на згладження функції кривини мало використання менших значень “крайових” керуючих параметрів при параметричній інтерполяції координат на основі різних функцій, наприклад  $x(t)$  – на основі функції (6), а  $y(t)$  – на основі експотенціальної функції (рис. 4).



а) за керуючого параметра  $k_{ij}=1$ ;  
 б) за того ж значення керуючого параметра  $k_{ij}$  (крім  $k_{1j} = k_{10j} = 0.1$ )  
**Рисунок 4 – Кривина інтерполяційної кривої на основі функції (6) для  $x(t)$  та на основі експотенціальної функції для  $y(t)$**

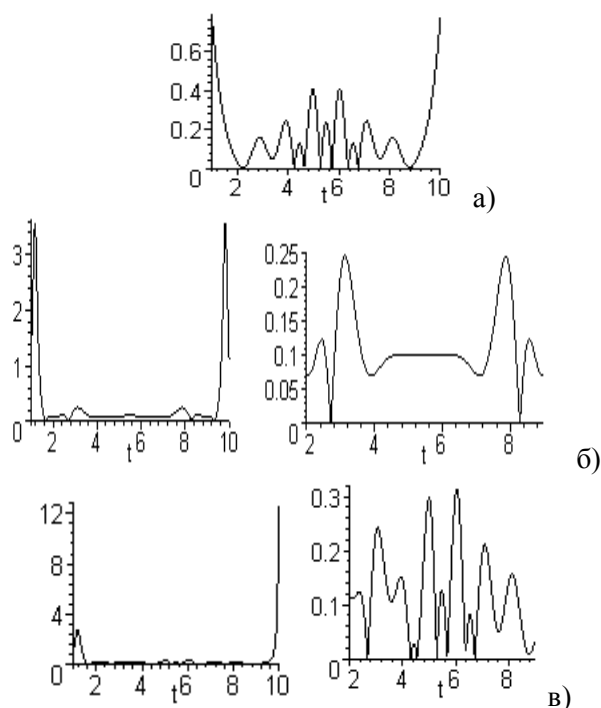
Якщо ускладнити інтерполяційну функцію, задавши залежність керуючого параметра  $k_{ij}$  від номера точки (а точніше від її положення на інтерполяційному інтервалі), можна змінити поведінку функції кривини. Використання різних значень керуючого параметра  $k_{ij}$  в одній функції призводить або до зменшення стрибків кривини на краях інтерполяційного інтервалу, або до її згладження всередині інтервалу (рис. 5). Побудуємо поверхню на основі вказаної вище дробово-раціональної функції (4)

$$z = 1/(1 + kx^2 + my^2). \quad (7)$$

Якщо  $k = m$  функція (5) – буде функцією поверхні обертання (рис. 6). Використавши (2) і (5), в загальному вигляді інтерполяційна функція запишеться як

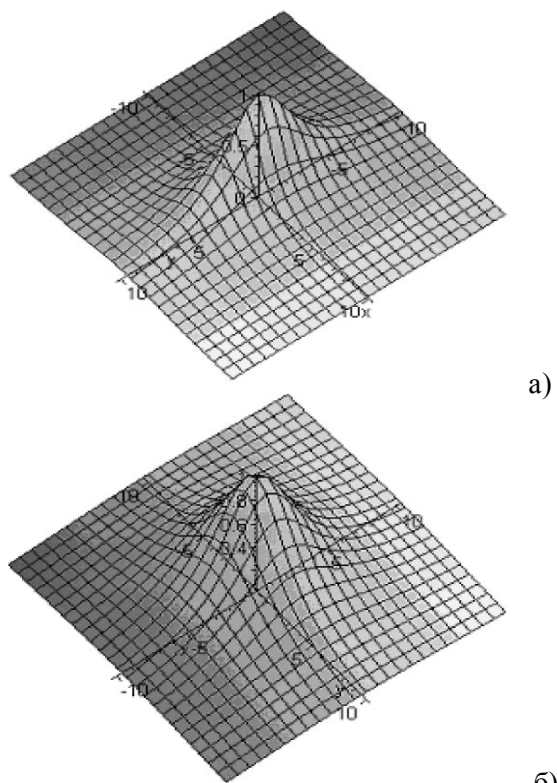
$$z(x, y) = \sum_{i=1}^n \frac{a_i}{1 + k_i \cdot (x - t_i)^2 + m_i \cdot (y - p_i)^2}, \quad (8)$$

де:  $k_i$  і  $m_i$  – параметри керування (підбираються залежно від початкових даних і схеми інтерполяції). Їх вплив на результуючу поверхню розглянуто в [6];  $t_i$  і  $p_i$  – параметри зміщення осі обертання функції-доданку. В загальному випадку  $t_i$  і  $p_i$  – координати точок масива інтерполяції. Якщо масив регулярний (як і для інтерполяції кривих), цими параметрами можуть бути індекси цих точок в масиві. Коефіцієнти  $a_i$  розраховуються з умови єдиності системи лінійних рівнянь. Умова – поверхня інтерполяції проходить через всі точки масиву.



а) у разі збільшення значення  $k_{ij}$  від країв до середини інтерполяційного інтервалу;  
 б) у разі зменшенні значення  $k_{ij}$  від країв до середини інтерполяційного інтервалу,  
 в) у разі збільшення значення  $k_{ij}$  від країв до середини інтерполяційного інтервалу для  $x(t)$  і навпаки – для  $y(t)$

Рисунок 5 – Кривина інтерполяційної кривої на основі функції (6)



а)  $k \neq m$ , б)  $k = m$

Рисунок 6 – Поверхні (7)

Якщо відомі диференційні характеристики в вузлах, то кількість рівнянь в системі збільшується, що уможливорює розрахунок коефіцієнтів  $k_i$  і  $m_i$ , але система рівнянь вже не буде лінійною.

Для ілюстрації проведених досліджень представимо як тестову частину площини  $-10 \leq x \leq 10$  і  $-10 \leq y \leq 10$ .

$$z(x, y) = 0.5 \cdot x + 0.5 \cdot y + 10. \quad (9)$$

Також проілюструємо інтерполяцію на четвертині сфери з центром в початку координат та радіусом  $R=10$ .

Для тестування вибраний нерівномірний масив точок (рис. 7).

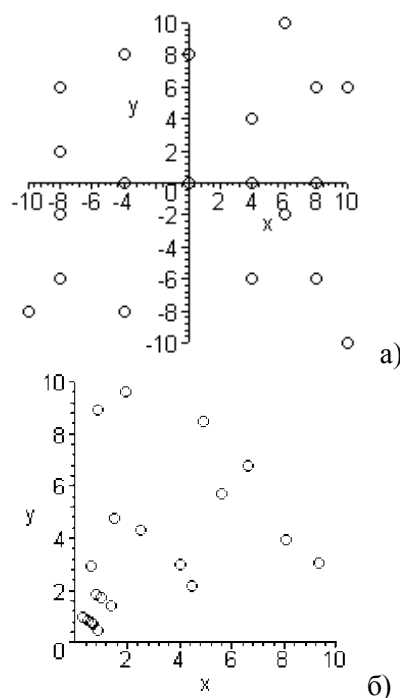


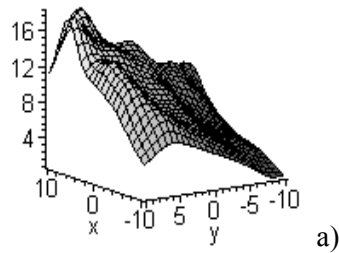
Рисунок 7 – Розміщення вузлів на тестовій площині (9) (а) та сфері в плані (б)

Дослідження впливу параметрів  $k$  свідчить, що зменшення їх значень призводить до зменшення осциляцій і деформації, особливо на контурі заданого відсіка (рис. 8 і 9). Але в той же час призводить до збільшення зони впливу окремого доданка, що ускладнює розбивання многочлена на менші многочлени.

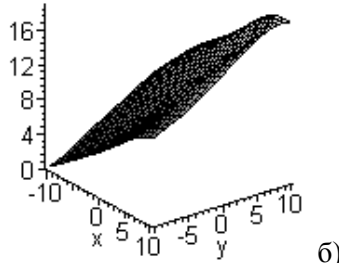
При порівнянні тестових представлень площини дробово-раціональною та Гауссовою функціями видно, що для функції Гауса інтенсивність впливу параметра  $k$  є значно більшою, тому в граничних вузлах краще використовувати функцію Гауса і менший параметр  $k$  (особливо у разі нерівномірного їх задання).

Важливою характеристикою для інтерполяційної функції є її точність (рис. 10 і 11).

Якість інтерполяційної функції для поверхні можна характеризувати функцією Гауссової кривини. Найпростіше прослідкувати відповідність кривизни тестовій поверхні на прикладі площини (рис. 12). Як засвідчили дослідження,



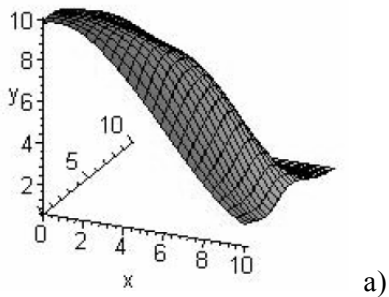
а)



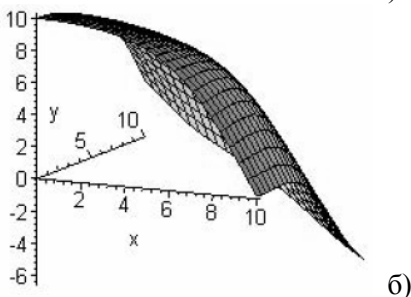
б)

а)  $k = 0.1$ , б)  $k = 0.01$

Рисунок 8 – Площина, інтерпольована функцією (8)



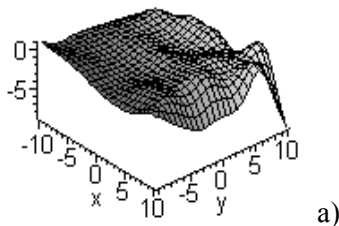
а)



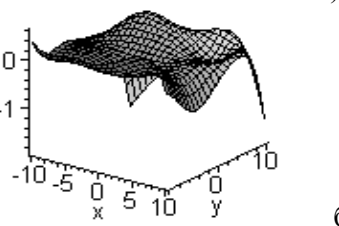
б)

а)  $k = 0.1$ , б)  $k = 0.01$

Рисунок 9 – Сфера, інтерпольована функцією (8)



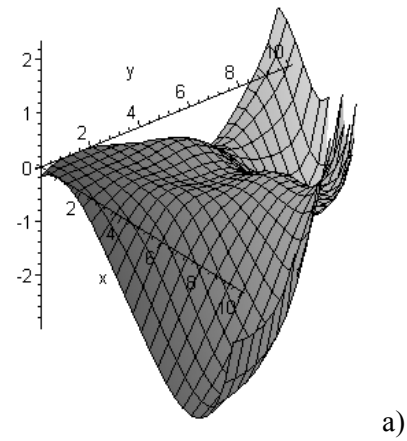
а)



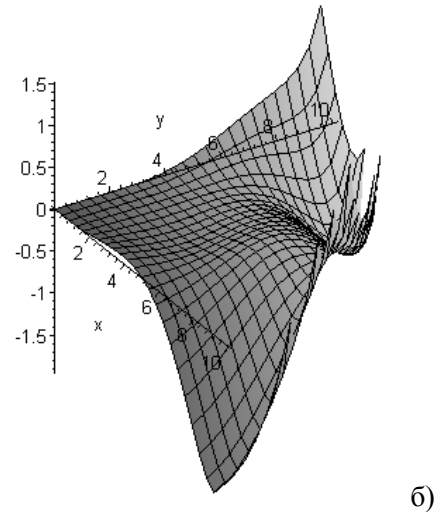
б)

а)  $k = 0.1$ , б)  $k = 0.01$

Рисунок 10 – Абсолютна похибка інтерполяційної функції (8) та тестової (9)



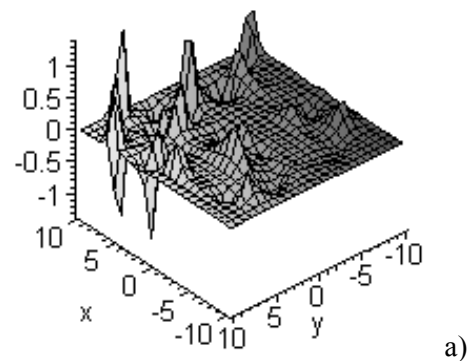
а)



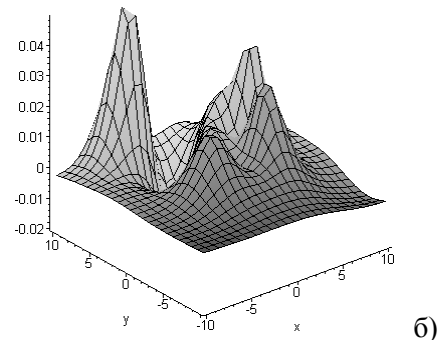
б)

а)  $k = 0.1$ , б)  $k = 0.01$

Рисунок 11 – Абсолютна похибка інтерполяційної функції (8) сфери



а)



б)

а)  $k = 0.1$ , б)  $k = 0.01$

Рисунок 12 – Гауссова кривина інтерполяційної функції площини

зменшення значення параметра  $k$  на порядок зменшує похибку Гауссової кривини інтерполяційної функції на два порядки.

Як би не осцилювала функція кривини, вона завжди залишається неперервною функцією, що є важливим, а головне, відповідає природі багатьох фізичних процесів.

### Висновки

Дискретно задані криві та поверхні при перетворенні їх в неперервний вигляд для більшої достовірності моделі потребують різної поведінки кривини залежно від фізичної природи даних. Зменшення значення параметрів керування інтерполяційної функції згладжує інтерпольовану поверхню, але при цьому розширює зону впливу функції-доданку. Використання різних значень керуючого параметра, а також поєднання різних типів функцій-доданків в одній інтерполяційній функції дає можливість створювати неперервні моделі з необхідними обмеженнями на поведінку кривини. Підбором функції керуючого параметра від номера точки дискретного ряду можна змінювати поведінку кривини інтерполяційної кривої.

Дослідження схем інтерполяції для створення неперервної моделі, а також залежності поведінки інтерполяційної моделі від керуючих параметрів, дає можливість підбирати необхідні параметри інтерполяції для конкретної задачі.

### Література

- 1 C. de Boor A Practical Guide to Splines. – New York, Springer-Verlag, 1978.
- 2 James D. Foley et al. Introduction to Computer Graphics. – Addison-Wesley, 1994.
- 3 Les Piegl On NURBS: A Survey //IEEE Computer Graphics and Applications. – Vol. 11, No. 1. – Jan 01. 1991. – p. 55 -71.
- 4 Сидоренко Ю.В. Комп'ютерна реалізація різних способів параметризації інтерполяційної функції Гауса / Ю.В. Сидоренко, А.В. Сацкова // Прикл. геометрія та інж. графіка. – 2003. – Вип. 72. – С. 174 – 178.
- 5 Пилипака С.Ф. Дослідження інтерполяційної функції на основі суми графіків гіперболічного секанса / С.Ф. Пилипака, І.Ю.Хименко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – 2003. – Вип. 4, Т. 3.– С. 12 – 15.
- 6 Iryna Taras Data Interpolating Surfaces Using the Sum of Bell-Shaped Functions: 13<sup>th</sup> International Conference on Geometry and Graphics, (August, 3-8, 2008), – Dresden, Germany – 5 p.
- 7 Тарас І.П., Інтерполяція просторових дискретно заданих кривих за допомогою дзвоноподібних функцій / І.Т. Тарас // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямом „Інженерна механіка” – 2008. – Вип. 22, Ч.1. – С. 336 – 341.
- 8 Тарас І.П. Вплив виду інтерполяційної функції та її керуючих параметрів на диференційні характеристики кривої / І.Т. Тарас // Прикл. геометрія та інж. графіка. – 2008. – Вип.80. – С. 126-129.

Стаття надійшла до редакційної колегії

21.04.10

Рекомендована до друку професором

Петриною Ю.Д.

## ВПЛИВ В'ЯЗКИХ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ У ЗАКРІПЛЕННІ НА ДИНАМІКУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ПІД ЧАС ЇЇ ПОЗДОВЖНІХ КОЛИВАНЬ

В.В.Перепічка, В.В.Тирлич, Т.М.Даляк, М.Й.Бурда

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 42123,  
e-mail: opt@iung.edu.ua

*Отримано аналітичний розв'язок задачі динаміки пружного стрижня із зосередженими в'язкостями на торцях. Після відповідного підбору параметрів отримані результати можуть бути використані під час аналізу хвильових процесів у бурильній колоні як в період поширення збурення, так і в усталених режимах коливань.*

Ключові слова: бурильна колона, стрижень, коливання, в'язкість.

*Получено аналитическое решение задачи динамики упругого стержня с сосредоточенными вязкостями на торцах. При соответствующем выборе параметров полученные результаты могут использоваться для анализа волновых процессов в бурильной колонне как при распространении возмущения, так и при установившемся режиме колебаний.*

Ключевые слова: бурильная колонна, стержень, колебания, вязкость.

*In this report, an analytical solution of the dynamics of an elastic rod with concentrated viscosity on the ends. With an appropriate choice of parameters, the results can be used to analyze the wave propagation in drill pipe as the propagation of a disturbance in period and at steady state oscillation.*

Keywords: rod, drill column, oscillation, viscosity.

Під час розв'язання прикладних задач динаміки конструкцій, які за своєю природою є багатопараметричними, важливим є не лише вміння визначити кінематику та напружено-деформований стан для конкретних параметрів, але й можливість якісної оцінки різниці динаміки пружної системи за різних значень певного параметра. Простий перебір в пошуку якісних суджень часто не є ефективним з точки зору часу на рахунок і аналіз. У даній роботі отримано аналітичний розв'язок задачі коливання простого стрижня, в якому зосереджені в'язкості з області закріплення набагато вищі за решту зосереджених чи розподілених чинників, наявність котрих можлива в такого типу моделях. За отриманими результатами можливо визначити кінематичну і деформівну складову процесу коливань, зрозуміти тенденції динамічної жорсткості системи залежно від конструктивних (в'язкість поршнів) чи технологічних (прикладене збурення) чинників.

Змодельовано бурильну колоду як простий пружний стрижень, орієнтований вертикально, з постійною по довжині площею поперечного перерізу ( $A$ ). У стані рівноваги цей стрижень перебуватиме за рахунок утримуючих сил, котрі прикладені до нижнього ( $P_1 = \sigma_1 \cdot A$ ) і верхнього торців ( $P_2 = \sigma_2 \cdot A$ ) та спрямовані у напрямку, протилежному до напрямку сили ваги стрижня. В'язкі конструктивні елементи, котрі з'єднують стрижень з несучим масивом, закріплені на нижньому і верхньому боках стрижня та характеризуються відповідно коефіцієнтами в'язкості  $\gamma_1$  і  $\gamma_2$ . У випадку, коли в'язкість поршня на будь-якому з торців приймається рівною нулю, отримуємо вільний край, коли ж цей параметр є нескінченно великим – жорстке

затиснення. Система відліку є нерухомою системою координат, початок якої збігається з центром ваги нижнього торця у початковій конфігурації та напрямом осі  $0x$  вздовж стрижня. За початковий момент часу приймається момент прикладання збурюючого навантаження ( $P_0(t) = \sigma_0 \cdot \sin(\omega t) \cdot A$ ) до відлікової конфігурації заданої пружної системи. Можливість упору в процесі руху в даній роботі не розглядається.

Розглядаємо стрижень як систему з розподіленими параметрами, рівняння руху перерізів якого під час поздовжніх коливань [1] у фізичних змінних зводиться до одномірного хвильового рівняння з правою частиною, що визначається гравітаційною складовою маси стрижня:

$$\frac{\partial^2 u_\Sigma}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 u_\Sigma}{\partial t^2} = \frac{1}{c^2} g. \quad (1)$$

Тут позначено:  $u_\Sigma(x, t)$  – переміщення перерізу стрижня в актуальній конфігурації;  $c = \sqrt{E/\rho}$  – швидкість поширення хвиль у стрижні;  $E$  – модуль Юнга;  $\rho$  – густина матеріалу стрижня;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Крайові умови в фізичних змінних:

$$\begin{aligned} AE \cdot \frac{\partial u_\Sigma(x, t)}{\partial x} \Big|_{x=0} &= & ; (2) \\ &= -\sigma_1 \cdot A - \sigma_0 \cdot \sin(\omega t) \cdot A + \gamma_1 \cdot \frac{\partial u_\Sigma(x, t)}{\partial t} \Big|_{x=0} \\ AE \cdot \frac{\partial u_\Sigma(x, t)}{\partial x} \Big|_{x=l} &= \sigma_2 \cdot A - \gamma_2 \cdot \frac{\partial u_\Sigma(x, t)}{\partial t} \Big|_{x=l} \end{aligned}$$

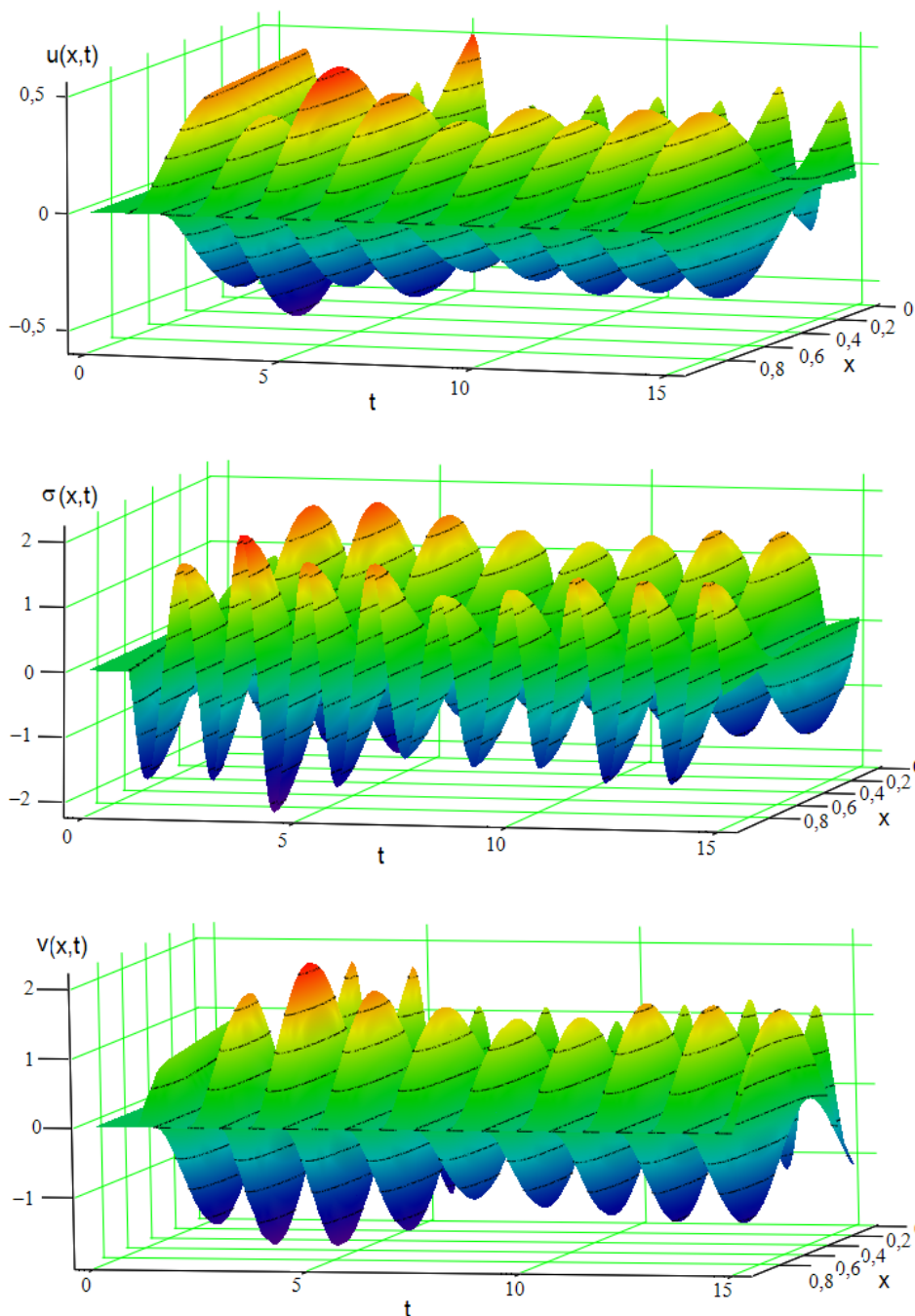


Рисунок 1 – Залежності переміщень (а), напружень (б) та швидкостей (в) від часу вздовж бурильної колони

Початкові умови:

$$u_{\Sigma}(x, 0) = u_{st}(x) = l \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \frac{l \cdot g}{c^2} \left( \frac{x}{l} \right)^2 - \frac{\sigma_1}{E} \cdot \frac{x}{l} \right),$$

$$\left. \frac{\partial u_{\Sigma}(x, t)}{\partial t} \right|_{t=0} = 0. \quad (3)$$

У результаті отримаємо:

$$A \cdot \sigma_1 + A \cdot \sigma_2 = Al\rho g \Rightarrow \frac{\sigma_1}{E} + \frac{\sigma_2}{E} = \frac{l \cdot g}{c^2}.$$

Подамо шукані переміщення перерізів стрижня в актуальній конфігурації як суму ста-

тичної та динамічної складових ( $u_{\Sigma}(x, t) = u_{st}(x) + u_{dn}(x, t)$ ). Послугуючись підходом роботи [2], з метою спрощення аналізу отриманих результатів, перейдемо до безрозмірних змінних  $\tau = \frac{ct}{l}$ ,  $\xi = \frac{x}{l}$  та перепозначимо  $u(\xi, \tau) \equiv \frac{u_{dn}(\xi, \tau)}{l}$ . Після певних спрощень отримаємо подання крайової задачі (1) – (3) для визначення динамічної складової усереднених за площею переміщень перерізів стрижня:

$$\frac{\partial^2 u(\xi, \tau)}{\partial \xi^2} = \frac{\partial^2 u(\xi, \tau)}{\partial \tau^2}, \quad \xi > 0, \tau > 0. \quad (4)$$

Початкові умови:

$$u(\xi, 0) = 0, \quad \left. \frac{\partial u(\xi, \tau)}{\partial \tau} \right|_{\tau=0} = 0. \quad (5)$$

Крайові умови:

$$\left. \frac{\partial u(\xi, \tau)}{\partial \xi} \right|_{\xi=0} = -\frac{\sigma_0}{E} \cdot \sin(k \cdot \tau) + \beta_1 \cdot \left. \frac{\partial u(\xi, \tau)}{\partial \tau} \right|_{\xi=0},$$

$$\left. \frac{\partial u(\xi, \tau)}{\partial \xi} \right|_{\xi=1} = -\beta_2 \cdot \left. \frac{\partial u(\xi, \tau)}{\partial \tau} \right|_{\xi=1}. \quad (6)$$

Тут позначено

$$\beta_i = \frac{\gamma_i \cdot c}{AE} = \frac{\gamma_i}{A\rho \cdot c} = \frac{\gamma_i}{A\sqrt{\rho \cdot E}}, \quad k = \frac{l \cdot \omega}{c}.$$

Стосовно безрозмірних параметрів задачі  $\beta_i \in [0, \infty[$  можна сказати, що коли трактувати імпеданс як відношення сили до середньої швидкості точок поверхні [3], останній параметр відповідатиме відношенню в'язкості поршня до в'язкості поперечного перерізу стрижня на фронті прямої хвилі.

Скористаємось методами операційного числення [4, 5], застосувавши до розв'язання сформульованої задачі перетворення Лапласа.

Нехай

$$u(\xi, \tau) \sim U(\xi, p) \Leftrightarrow U(\xi, p) = \int_0^\infty u(\xi, \tau) e^{-p\tau} d\tau.$$

Переходячи в рівнянні до зображень і враховуючи нульові початкові умови для динамічної складової розв'язку, отримуємо операційний еквівалент задачі (4) – (6) у вигляді звичайного диференційного рівняння для функції трансформанти:  $U_{\xi\xi}(\xi, p) - p^2 U(\xi, p) = 0$ , та відповідних крайових умов

$$U_\xi(0, p) = -\frac{\sigma_0}{E} \cdot F(p) + \beta_1 \cdot p \cdot U(0, p);$$

$$U_\xi(a, p) = -\beta_2 \cdot p \cdot U(a, p).$$

Тут і надалі для зручності сприйняття подань скористаємось позначеннями:

$$a \equiv 1,$$

$$f(t) = \sin(kt) \sim F(p) \Leftrightarrow F(p) = \int_0^\infty f(\tau) e^{-p\tau} d\tau.$$

Загальний розв'язок отримуємо у вигляді  $U(\xi, p) = C_1 e^{-p\xi} + C_2 e^{p\xi}$  і з крайових умов визначаємо константи:

$$C_1 = \frac{\sigma_0}{E} \cdot \frac{F(p)}{p} \cdot \frac{1}{1 + \beta_1} \cdot \frac{1}{1 - M \cdot e^{-2pa}};$$

$$C_2 = \frac{\sigma_0}{E} \cdot \frac{F(p)}{p} \cdot \frac{1}{1 + \beta_1} \cdot M_2 \cdot \frac{e^{-2pa}}{1 - M \cdot e^{-2pa}}.$$

Тут введено позначення:

$$M_1 = \frac{1 - \beta_1}{1 + \beta_1}, \quad M_2 = \frac{1 - \beta_2}{1 + \beta_2}, \quad M = M_1 \cdot M_2,$$

$$-1 \leq M_1 \leq 1, \quad -1 \leq M_2 \leq 1, \quad -1 \leq M \leq 1.$$

Таким чином, розв'язок задачі в образах може бути поданий у таких варіантах:

$$U(\xi, p) = \frac{\sigma_0}{E} \cdot \frac{1}{1 + \beta_1} \cdot \frac{F(p)}{p} \cdot \frac{e^{-p\xi} + M_2 \cdot e^{p(\xi-2a)}}{1 - M \cdot e^{-2pa}}. \quad (7)$$

$$U(\xi, p) = \frac{\sigma_0}{E} \cdot \frac{1}{1 + \beta_1} \cdot \frac{F(p)}{p} \times$$

$$\times \sum_{n=0}^\infty M^n \cdot [e^{-p(\xi+2na)} + M_2 \cdot e^{p(\xi-2(n+1)a)}]. \quad (8)$$

Перша форма запису зручна для асимптотичного аналізу, з другої легко отримати фізично обумовлений аналітичний розв'язок сформульованої задачі, котрий в кожний конкретний момент точно відображає хвильову картину. Скориставшись теоремою про згортку і еквівалентністю записів:

$$\int_0^\tau f(\tau-s)H(s-\xi)ds \equiv \int_0^{\tau-\xi} f(s)ds, \quad (\text{тут } i \text{ надалі } H(\tau) \text{ – функція Хевісайда) після обернення трансформанти, отримуємо таке подання оригіналу:$$

$$u(\xi, \tau) = \frac{\sigma_0}{E} \cdot \frac{1}{1 + \beta_1} \cdot \sum_{n=0}^\infty [M^n \times$$

$$\times \left\{ \int_0^{\tau-(\xi+2na)} \sin(ks)ds \cdot H(\tau-(\xi+2na)) + M_2 \times \right.$$

$$\times \left. \int_0^{\tau-(2(n+1)a-\xi)} \sin(ks)ds \cdot H(\tau-(2(n+1)a-\xi)) \right\}].$$

Таким чином, коливання у в'язкозакріпленому стрижні під час гармонійного навантаження з плавним наростанням сили в початковий момент повною мірою визначаються розв'язком крайової задачі (4) – (5):

$$u(\xi, \tau) = \frac{\sigma_0}{E} \cdot \frac{1 + M_1}{2k} \sum_{n=0}^\infty [M^n \times$$

$$\times \{(1 - \cos[k(\tau - (\xi + 2na))])H(\tau - (\xi + 2na)) + M_2 \times$$

$$\times (1 - \cos[k(\tau - (2(n+1)a - \xi))]) \cdot H(\tau - (2(n+1)a - \xi))\}] \quad (9)$$

$$\frac{\partial u(\xi, \tau)}{\partial \xi} = \frac{\sigma_0}{E} \cdot \frac{1 + M_1}{2} \sum_{n=0}^\infty [M^n \times$$

$$\times \{-\sin[k(\tau - (\xi + 2na))]H(\tau - (\xi + 2na)) + M_2 \times$$

$$\times \sin[k(\tau - (2(n+1)a - \xi))] \cdot H(\tau - (2(n+1)a - \xi))\}] \quad ;(10)$$

$$\frac{\partial u(\xi, \tau)}{\partial \tau} = \frac{\sigma_0}{E} \cdot \frac{1 + M_1}{2} \sum_{n=0}^\infty [M^n \times$$

$$\times \{\sin[k(\tau - (\xi + 2na))]H(\tau - (\xi + 2na)) + M_2 \times$$

$$\times \sin[k(\tau - (2(n+1)a - \xi))] \cdot H(\tau - (2(n+1)a - \xi))\}] \quad (11)$$

Розв'язок вихідної крайової задачі (1) – (3)  $u_{\Sigma}(x, t) = u_{st}(x) + u_{dn}(x, t)$  має вигляд:

$$\frac{u_{\Sigma}(\xi, \tau)}{l} = \left( \frac{1}{2} \cdot \frac{l \cdot g}{c^2} \left( \frac{x}{l} \right)^2 - \frac{\sigma_1}{E} \cdot \frac{x}{l} \right) + u(\xi, \tau). \quad (12)$$

Виходячи з асимптотичного аналізу (7), можна одразу стверджувати, що параметр  $M$  є визначальним для даної задачі. У випадку, коли значення  $M$  є додатнім, то власні частоти розглядуваного стрижня збігаються з частотами незакріпленого стрижня, коли ж  $M < 0$ , то власні частоти такі ж, як у консольного стрижня. Коли  $M = 0$  хвильова картина характеризується відсутністю відбитих хвиль в місці закріплення поршня з приведеною в'язкістю, рівною одиниці ( $\beta_i = 1$ ) (див. (8)). Таким чином, в'язкість в закріпленні впливає на власні частоти коливань лише в сенсі типу, а не значення. Величина  $\ln \sqrt{|M|}$  визначає логарифмічний декремент затухання коливань.

Як приклад наведемо аналіз напруженого стану в колоні залежно від приведених параметрів задачі. Приймаємо, що довжина бурової колони  $l = 2600 \text{ м}$ , площа –  $A = 40,84 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ , модуль Юнга  $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ , густина  $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ , швидкість поширення хвилі  $c = 5,2 \text{ км/с}$ , частота обертання колони  $\omega = 8 \text{ с}^{-1}$ . Вважаємо, що закріплення верху бурової колони, яку моделюємо стрижнем, має достатньо велику в'язкість. Таким чином, можна вважати що крайова умова наближається до моделі жорсткого закріплення ( $\beta_2 = 1000 \gg 1$ ). Взаємодія нижньої частини колони з вибоєм відбувається крізь в'язкий демпфер з приведеною в'язкістю  $\beta_1 = 0,2$ . Приведена частота  $k = 4$ . На наведених графіках динамічних складових переміщень, напружень і швидкостей видно, що внаслідок втрат енергії, пов'язаних з дисипативним розсіюванням, усталений режим коливань настає досить швидко і відбувається стаціонарно.

Слід зазначити, що дана задача є аналоговою до задачі динаміки триступінчастого нескінченного стрижня, коли навантаження прикладається до краю перемички. Отримані в даній роботі подання розв'язку, при трактуванні коефіцієнтів безрозмірної в'язкості як відношення площ крайніх ділянок до площі середньої, описують хвильовий процес у виточці чи буртику достатньо довгого стрижня.

## Література

- 1 Василенко М.В. Теорія коливань і стійкості руху: підручник / М.В.Василенко, О.М.Алексейчук. – К.: Вища шк., 2004. – 525 с.
- 2 Перепичка В.В. Затухание ударных волн в упругом стержне с вязкопластическим сопротивлением // Тезисы докладов XVI конф. по вопросам рассеяния энергии при колебаниях мех. систем (г. Ивано-Франковск, 24–26 июня 1992 г.): – Киев: Ин-т пробл. прочности АН Украины, 1992. – С. 28–29.
- 3 Джонсон К. Механика контактного взаимодействия: пер. с англ. / К.Джонсон – М.: Мир, 1989. – 510 с.
- 4 Сидоров Ю.В. Лекции по теории функций комплексного переменного: учеб. для вузов / Ю.В.Сидоров, М.В.Федорюк, М.И.Шабунин. – М.: Наука, 1989. – 480 с.
- 5 Слепян Л.С. Интегральные преобразования в нестационарных задачах механики / Л.С.Слепян, Ю.С.Яковенко – Л.: Судостроение, 1980. – 344 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
17.05.10  
Рекомендована до друку професором  
Мойсишиним В.М.

## ПРИНЦИПИ ВИБОРУ АПРОКСИМУЮЧИХ ФУНКЦІЙ В ЗАВДАННЯХ ТЕХНІЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ТРУБОПРОВІДНИХ СИСТЕМ З ВИКОРИСТАННЯМ ДАНИХ ВНУТРІШНЬОТРУБНОЇ ІНСПЕКЦІЇ

А.П.Олійник, Л.М.Іванчук, Б.С.Незамай

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342),  
e-mail: duol@il.if.ua

*Розглянуто модель процесу деформування ділянок трубопроводів з використанням даних внутрішньотрубною інспекції. Запропоновано методику вибору функцій, що апроксимують деформовані перерізи. Розглянуто різні моделі деформування перерізів, запропоновано методику вдосконалення алгоритму згладжування даних під час побудови моделей процесу деформування перерізів. Проведено тестові розрахунки та проаналізовано одержані результати.*

Ключові слова: інтелектуальні поршни, трубопроводи, перерізи, деформації, близькість кривих.

*Рассмотрена модель процесса деформирования участков трубопроводов с использованием данных внутритрубной инспекции. Предложена методика выбора функций, аппроксимирующих деформированные сечения. Рассмотрены различные модели деформирования сечений, предложена методика усовершенствования алгоритма сглаживания данных при построении модели процесса деформирования сечений. Проведены тестовые расчеты и проанализированы полученные результаты.*

Ключевые слова: интеллектуальные поршни, трубопроводы, сечения, деформации, близость кривых

*The pipeline's sections deformation process model is considered using the intratubal inspection data. The approximation function for the deformed fragment's section selection is suggested. The different models of the section's deformation are considered, the method of the data smoothing algorithm improvement in the section deformation process model design is suggested. The test calculations results are given, the one's results are analyzed.*

Keywords: intellectual piston (pigs), pipelines, profile, deformation, the curve nearness

Під час оцінювання напружено-деформованого стану трубопроводів різного призначення (НДС) використовуються апаратні засоби, принцип роботи яких базується на використанні ефектів взаємодії фізичних полів різної природи [1]. При цьому важливого значення набуває використання математичного апарату для кількісної оцінки вказаної взаємодії. Часто використання математичного апарату дає змогу одержати основну частку інформації про досліджуваній об'єкт, тому можна говорити про математичні методи контролю технічного стану трубопроводів, і, зокрема, його НДС [2]. Математичний апарат обробки даних внутрішньотрубною інспекції за допомогою апаратури, виготовленою фірмою "Rozen Europe B.V.", дає змогу суттєво підвищити ефективність цих методів, оскільки, як можна встановити шляхом аналізу робіт [3], діагностичні поршни XYZ-Mapping уможливають одержання поля тривимірних координат осі трубопроводу, визначення деформації поверхні, овальності, зміни радіуса трубопроводу на певному наборі перерізів у кількох точках за полярним кутом. Вказана інформація на даний момент не використовується для оцінки НДС трубопроводу або його зміни, хоча при використанні математичного апарату її цілком достатньо для оцінки параметрів НДС – всіх компонент тензорів деформацій та напружень. При цьому можна застосовувати відому методику оцінки НДС трубопроводу або його зміни [4] за відомими переміщеннями певної множини точок поверхні. Як правило, ця методика використовувалась для оцінювання НДС трубопроводу за відомими

переміщеннями точок, що розташовуються на верхній твірній трубопроводу або ж на його осі [5], проте, аналізуючи дані внутрішньотрубною інспекції, її можна узагальнити для більш широкого класу множин, на яких задаються переміщення точок, наприклад, для випадку, коли переміщення задаються на деякій дискретній множині точок перерізу трубопроводу. Необхідно розглянути клас умов, яким повинні задовольняти функції, що характеризують геометрію трубопроводу та його зміну, оскільки, як було зазначено, використання діагностичних поршнів дає змогу одержати координати точок перерізу з певним кроком за полярним кутом та оцінити їх переміщення.

В пов'язаний з досліджуванним тілом системі координат  $(s; \varphi; r)$ , де  $s$  – поздовжня координата,  $\varphi$  – полярний кут,  $r$  – радіальна координата записується як радіус-вектор точки труби у вигляді [2]:

$$\vec{r}(s, \varphi, r, t) = \vec{r}_c(s, \varphi, r, t) + [\vec{n}_c(s, \varphi, r, t) \times \sin \omega(s, \varphi, r, t) + \vec{b}_c(s, \varphi, r, t) \cos \omega(s, \varphi, r, t)] \times \rho(s, \varphi, r, t) + \vec{r}_c(s, \varphi, r, t) \psi(s, \varphi, r, t),$$

де:  $\vec{r}_c$  – радіус-вектор точки на осі трубопроводу;  $\vec{n}_c; \vec{b}_c; \vec{r}_c$  – нормаль, бінормаль та дотична до осі трубопроводу;  $\rho(s, \varphi, r, t); \omega(s, \varphi, r, t); \psi(s, \varphi, r, t)$  – функції, що задають зміну геометрії трубопроводу:  $\rho(s, \varphi, r, t)$  – у радіальному напрямку;  $\omega(s, \varphi, r, t)$  – у напрямку полярного кута;  $\psi(s, \varphi, r, t)$  – у поздовжньому напрямку. Зада-

ючи вказані функції в різній аналітичній формі, можна одержати розв'язки задач, що відповідають різним способам навантажень (задача Ламе, задача кручення стрижнів, задача про чистий згин). Загалом, коли задано лише переміщення контрольних точок, при побудові функцій геометрії необхідно здійснювати з дотриманням певних додаткових умов, які впливають з таких міркувань: подання (1) повинно описувати малі деформації пружного характеру, а також найпростіші випадки пластичних деформацій, тому функції зміни геометрії  $\rho(s, \varphi, r, t)$ ;  $\omega(s, \varphi, r, t)$  та  $\psi(s, \varphi, r, t)$  повинні мало змінюватись з часом – наприклад, якщо в деяких випадках для функції  $\rho(s, \varphi, r, t)$  справедливим є подання:

$$\rho(s, \varphi, r, t) = r + \rho_1(s, \varphi, r, t), \quad (2)$$

то можна припустити, що на функцію  $\rho_1(s, \varphi, r, t)$  накладаються додаткові умови:

$$\begin{cases} \rho_1(s, 0, r, t) = r + \rho_1(s, 2\pi, r, t); \\ |\rho_1(s, \varphi, r, t)| < \varepsilon_1; \quad |\nabla \rho_1(s, \varphi, r, t)| < \varepsilon_2, \end{cases} \quad (3)$$

де:  $\nabla \rho_1(s, \varphi, r, t)$  – градієнт функції;  $\varepsilon_1, \varepsilon_2$  – достатньо малі додатні числа. Це певною мірою уможливило встановлення умови на функції геометрії, проте у разі практичного використання такого підходу необхідно дати більш чіткий спосіб вибору як функції  $\rho_1(s, \varphi, r, t)$ , так і величини  $\varepsilon_1$  та  $\varepsilon_2$ . При цьому можна використати поняття близькості кривих [6]: криві  $f(t)$  та  $g(t)$  називають близькими порядку близькості  $k$ , якщо виконується умова:

$$|f^{(i)}(t) - g^{(i)}(t)| < \varepsilon \quad \forall \varepsilon > 0, i = 0, 1; \dots; k. \quad (4)$$

Накладання на функції геометрії умов близькості порядку 2 за всіма аргументами уможливило врахування таких вимог, що витікають з фізичної картини процесу деформування:

а) деформації трубопроводу є малими в порівнянні з характерними розмірами об'єкта;

б) поверхня трубопроводу в процесі деформування залишається достатньо гладкою (умови близькості похідних);

в) в кожній точці досліджуваної ділянки трубопроводу радіуси кривини за головними напрямками змінюються мало.

Вказані положення дозволяють при виборі функції геометрії використовувати або відомі аналітичні формули подання перерізів до та після деформації, або встановити нові, більш точні підходи до вибору алгоритмів інтерполяції або апроксимації перерізів.

Розглянемо важливі часткові випадки:

а) наближення перерізу, що до деформації мав форму кола, еліптичною конфігурацією:

Якщо початкова конфігурація перерізу трубопроводу має форму кола, то для її моделювання можна задати таку функцію:

$$y_1 = \sqrt{R^2 - x^2}; \quad x \in [-R; R]. \quad (5)$$

При цьому деформований переріз моделюється еліптичною конфігурацією:

$$y_2 = (R + \varepsilon_2) \sqrt{1 - \frac{x^2}{(R + \varepsilon_1)^2}}. \quad (6)$$

Порівнюючи похідні функцій (5) та (6):

$$y_1' = -\frac{x}{\sqrt{R^2 - x^2}}; \quad y_1'' = -\frac{R^2}{(R^2 - x^2)^{3/2}}; \quad (7)$$

$$y_2' = \frac{R + \varepsilon_2}{R + \varepsilon_1} (-1) \frac{x}{[(R + \varepsilon_1)^2 - x^2]^{1/2}}; \quad (8)$$

$$y_2'' = -\frac{(R + \varepsilon_1)(R + \varepsilon_2)}{[(R + \varepsilon_1)^2 - x^2]^{3/2}},$$

можна зробити висновок про те, що рівності (7) та (8) співпадають при  $\varepsilon_1 \rightarrow 0; \varepsilon_2 \rightarrow 0$ . Тому використання для моделювання деформованих конфігурацій залежності (6) дає змогу моделювати деформовані перерізи, особливо в тих випадках, коли вказана деформація обумовлена зміною форми осі трубопроводу [7], причому особливо важливим є те, що формула (6) може бути використана для всього перерізу.

б) наближення перерізу, що до деформації мав форму кола, параболічною конфігурацією:

Якщо початкова конфігурація перерізу задається співвідношенням (5), то деформований переріз можна задавати співвідношенням (6), проте його використання пов'язане з використанням складної аналітичної формули. Виникає питання, чи можна замінити (6) більш простою конфігурацією, наприклад, параболічною залежністю виду:

$$y = ax^2 + bx + c, \quad x \in [-kR; kR]; \quad 0 < k < 1, \quad (9)$$

причому парабола (9) повинна проходити через точки:

$$\begin{aligned} x_1 &= -kR; & y_1 &= \sqrt{R^2 - k^2 R^2} \\ x_2 &= 0; & y_2 &= R \\ x_3 &= kR; & y_3 &= \sqrt{R^2 - k^2 R^2} \end{aligned} \quad (10)$$

В такому випадку (9) записується у вигляді:

$$y = \frac{\sqrt{1 - k^2} - 1}{k^2 R} x^2 + R, \quad (11)$$

і, оцінюючи виконання умов близькості II-го порядку, можна вказати, що при  $k = 0,4$  криві (9) та (5) мало відхиляються на даному відрізку: максимальне значення відхилення складає  $0,0013R$ , що є задовільним для технічних розрахунків.

в) моделювання деформованих перерізів за даними про переміщення точок перерізу, одержаними за результатами внутрішньотрубної інспекції.

При відновленні форми перерізу трубопроводу за даними внутрішньотрубної інспекції доцільно використовувати інтерполяційний кубічний сплайн зі згладжуванням даних [2]. При традиційному використанні такого сплайну

згладжуюча функція  $g(x)$  мінімізує на класі  $W_2^2[a; b]$  функціонал виду

$$\Phi_1(u) = \int_a^b [u''(x)]^2 dx + \sum_{k=0}^n p_k [u(x_k) - \tilde{f}_k]^2, \quad (12)$$

де:  $p_k$  – коефіцієнти згладжування, деякі додатні числа, величина яких впливає на врахування в (12) умов інтерполяції;  $\tilde{f}_k$  – координати точки в вузлах інтерполяції, одержані експериментальним шляхом. Алгоритм побудови такого сплайну є відомим, з метою побудови методами інтерполяції кривої, що задає форму деформованого перерізу, функціонал (12) необхідно модифікувати так: нехай  $(x_i, f_i)$  – це значення координати точки, одержане шляхом проведення внутрішньотрубної інспекції. За цими координатами знайдемо характеристики кола, що найкраще наближає вказану залежність: якщо рівняння кола:

$$(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2 = R^2, \quad (13)$$

то величини  $x_0; y_0; R^2$  знайдемо за методом найменших квадратів шляхом мінімізації функції:

$$s(x_0; y_0; R) = \sum_{i=1}^n [(x_i - x_0)^2 + (f_i - y_0)^2 - R^2]^2, \quad (14)$$

мінімізація якої завжди існує. За знайденими  $x_0; y_0; R^2$  одержуємо:

$$y = y_0 \pm \sqrt{R^2 - (x - x_0)^2}. \quad (15)$$

Алгоритм згладжуючого кубічного сплайну реалізуємо шляхом мінімізації (12) з єдиним уточненням: величини  $f_k$  вибираються за формулою:

$$\tilde{f}_k = t f_k + (1 - t) y_k, \quad t \in [0; 1]. \quad (16)$$

Якщо  $t = 0$ , то інтерполяційний згладжуючий сплайн буде будуватись з урахуванням вузлів, розміщених на колі (15), при цьому

$$y_k = y_0 \pm \sqrt{R^2 - (x_k - x_0)^2}; \quad (17)$$

у випадку  $t = 1$  інтерполяційний згладжуючий сплайн будується за координатами експериментально визначених точок  $(x_k, f_k)$ . Введення параметра  $t$  дає змогу враховувати умову близькості кривих другого порядку для деформованого та недеформованого перерізу. Якщо відомо, що переріз уже в початковий момент мав певну еліптичність, рівняння (13) можна замінити рівнянням еліпса вигляду

$$\frac{(x - x_0)^2}{a^2} + \frac{(y - y_0)^2}{b^2} = 1; \quad (18)$$

в такому випадку обчислюються величини  $x_0; y_0; a^2; b^2$ . Зазначимо, що інтерполяційний кубічний сплайн при цьому будується з урахуванням періодичності граничних умов, або ж

для заданих значень похідних в граничних точках. Для проведення модельних розрахунків напружено-деформованого стану для трубопроводу з деформованими перерізами використовуються відомі результати задачі Ламе для фізичних компонент тензора напружень [8], в яких за значення внутрішнього та зовнішнього радіусів трубопроводу вибираються величини, обчислені за формулами:

$$\begin{cases} R_6 = \frac{(1 + f'_6(x))^2)^{3/2}}{|f''_6(x)|}; \\ R_3 = \frac{(1 + f'_3(x))^2)^{3/2}}{|f''_3(x)|}, \end{cases} \quad (19)$$

де  $f_3; f_6$  – функції, побудовані за запропонованими алгоритмами для деформованих внутрішньої та зовнішньої поверхонь.

Для труби з еліптичним поперечним перерізом, який задається формулами:

$$\begin{cases} H_6(x) = \frac{R_6 - \varepsilon}{R_6} \sqrt{R_6^2 - x^2} \\ H_3(x) = \frac{R_3 - \varepsilon}{R_3} \sqrt{R_3^2 - x^2} \end{cases} \quad (20)$$

проведемо числові розрахунки, результати яких наводяться в таблиці 1 ( $R_3 = 0,71m$ ,  $R_6 = 0,71 - 0,016m$ ,  $E = 210000MPa$ ,  $\sigma = 0,3$ ).

Встановлено, що за невеликих рівнів еліптичності кільцеві напруження мало відрізняються від напружень, що виникають в трубах з кільцевою формою перерізу, тоді як при значеннях  $\varepsilon_1 = 0,15$  вказані величини відрізняються вже суттєво, тому використання при цьому нормативних залежностей для розрахунку кільцевих напружень може призвести до суттєвих похибок.

В таблиці 2 зведено результати розрахунків перерізів, що задаються залежностями (5) та (9), аналізуючи які можна зробити такі висновки: моделювання профілю перерізу з використанням параболічних залежностей свідчить, що у випадку, коли на деякому сегменті форма перерізу має параболічну конфігурацію, значення кільцевих напружень суттєво відрізняються від значень цих напружень для перерізу з конфігурацією у формі кола.

Розроблена методика дає змогу вдосконалити систему внутрішньотрубною діагностування, збільшити його можливості в плані одержання кількісної інформації про напруження, що виникають в матеріалі трубопроводу. Встановлено, що величина діючих в трубопроводі напружень суттєво залежить від форми поперечного перерізу. Вказані підходи до побудови функцій геометрії можуть бути використані і під час побудови функцій  $\omega(s, \varphi, r, t)$  та  $\psi(s, \varphi, r, t)$ , а також для визначення ступеня зміни векторів  $\vec{n}_c; \vec{b}_c; \vec{r}_c$  (1).

Таблиця 1 – Порівняльний аналіз кільцевих напружень для еліптичних перерізів

$\varepsilon_1$	Кільцеві напруження для труби з круглим поперечним перерізом, МПа	Максимальні кільцеві напруження для труби з еліптичним поперечним перерізом, МПа	Мінімальні кільцеві напруження для труби з еліптичним поперечним перерізом, МПа
0.06	91	99	74
0.07	91	100	72
0.08	91	102	69
0.09	91	104	67
0.1	91	106	64
0.11	91	108	62
0.12	91	109	59
0.13	91	112	56
0.14	91	114	55
0.15	91	118	53

Таблиця 2 – Порівняльний аналіз кільцевих напружень для параболічних перерізів

k	Кільцеві напруження для труби з круглим поперечним перерізом, МПа	Максимальні кільцеві напруження для труби з параболічним поперечним перерізом, МПа	Мінімальні кільцеві напруження для труби з параболічним поперечним перерізом, МПа
0.6	91	282	82
0.5	91	275	85
0.4	91	270	87
0.3	91	267	89
0.2	91	265	90
0.1	91	264	91

### Література

1 Клюев В.В. Незагружающий контроль и диагностика: справочник / [В.В.Клюев, Р.Ф.Сослин, А.В.Ковалев и др.]; под ред. В.В.Клюева. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 2003. – 656 с.

2 Заміховський Л.М. Математичний апарат для контролю напружено-деформованого стану трубопроводів: Наукове видання / Л.М. Заміховський, А.П. Олійник. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2008. – 306 с.

3 Болгаченко Т.О. Проблеми і методи обробки та аналізу отриманих даних в задачах контролю технічного стану трубопроводів з використанням внутрішньотрубних дефектоскопів / Т.О. Болгаченко // Наукові вісті ІМЕ “Галицька академія”. – 2007. – №1(11). – С.144 – 147.

4 Чекурін В.Ф. Некоректна задача відновлення напружено-деформованого стану криволінійних циліндричних тіл за відомими переміщеннями певної множини точок поверхні / В.Ф. Чекурін, А.П. Олійник // Крайові задачі термомеханіки. – 1996. – Ч.ІІ – С. 160-165.

5 Олійник А.П. Вплив базису функцій на точність мінімізації функціонала енергії криволінійної балки за методом Рітца. // Прикл. проблеми мех. і мат. – 2004. – Вип.2. – С. 166-170.

6 Александров А.Г. Оптимальные и адаптивные системы: учеб. пособие для вузов / А.Г. Александров. – М.: Высшая школа, 1989 – 236 с.

7 Олійник А.П. Математичне моделювання процесу деформування ділянки трубопроводу з урахуванням зміни форми перерізу / А.П. Олійник // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2009. – №3(9). – С.153-156.

8 Седов Л.И. Механика сплошных сред / Л.И. Седов. – М.: Наука, 1984. – 560 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
17.03.10  
Рекомендована до друку професором  
Горбійчуком М.І.*

## МЕТОДИ ОБРОБЛЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ВИМІРЮВАНЬ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ У ЗАДАЧАХ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ СИСТЕМОЮ ПРОМИСЛОВИХ ГАЗОПРОВІДІВ

*В.А.Коляденко*

*УкрНДІгаз, 61010, м. Харків, Красношкільна наб., 20, тел. (057) 7304525,  
e-mail: gaz@ukrniigaz.kharkov.ua*

*Розглядається можливість застосування рекурсивних процедур типу Калмана-Б'юсі для оцінювання вимірених технологічних параметрів, що описують випадкові процеси. Отримані при цьому оцінки рекомендовано використовувати безпосередньо для задач керування режимом роботи систем промислових газопроводів*

Ключові слова: система промислових газопроводів, рекурсивні процедури, фільтр Калмана-Б'юсі

*Рассматривается возможность применения рекурсивных процедур типа Калмана-Бьюси для оценки измеренных технологических параметров, представляющих случайные процессы. Получаемые при этом оценки рекомендуется использовать непосредственно для задач управления режимом работы систем промысловых газопроводов*

Ключевые слова: система промысловых газопроводов, рекурсивные процедуры, фильтр Калмана-Бьюси

*Possibility of application of recursive procedures of type of Kalman-B'usy is in-process considered for the estimation of the measured technological parameters, presenting casual processes. It is recommended to utilize the estimations got here directly for the tasks of management the mode of operations of the systems of trade gas pipelines*

Keywords: system of trade gas pipelines, recursive procedures, Kalman-B'usy's filter

### **Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими і практичними завданнями**

Системи промислових газопроводів рівня газовидобувного підприємства можуть розглядатися як складні організаційно-технічні, ієрархічні системи. Для їх ефективної роботи застосовують методи керування, що вимагають надійного метрологічного забезпечення, передавання і приймання інформації про вимірювані параметри і отримання оцінок параметрів вимірюваних випадкових величин або процесів. В процесі експлуатації системи промислових газопроводів необхідна об'єктивна характеристика їх роботи і достовірна інформація про значення технологічних параметрів. На підставі цих даних особи, які приймають рішення (ОПР), або системи керування технологічним процесом здійснюють коригування режиму роботи під час вирішення задачі оперативного керування. Існуючі в теперішній час підсистеми вимірювань технологічних параметрів повністю реалізують відомі міри підвищення цієї достовірності, що іноді призводить до помилкових рішень. Через те, що 100%-ої вірогідності на практиці досягнути практично неможливо, необхідно мінімізувати помилки як під час вимірювань та їх оцінювання, так і у процесі прийняття рішень.

### **Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми**

Алгоритми керування режимами роботи систем газопроводів передбачають збір, накопичення, обробку інформації про значення технологічних параметрів, їх аналіз і прийняття рішення про видавання необхідного керуючого впливу. Існують різні процедури, що забезпечують мінімізацію помилок результатів вимірювань та їх оцінювання. Оброблення результатів може здійснюватись методом вибіркової статистики, шляхом виключення аномальних результатів вимірів, що різко виділяються, а також шляхом застосування робастних методів оброблення [1, 2]. Пропонується рекурсивне оброблення результатів вимірювань, яке уможливило отримання результату оцінювання на будь-якому кроці рекурсії. Для оцінювання параметрів випадкових величин існують процедури стохастичної апроксимації, для оцінки випадкових процесів – процедура типу Калмана-Б'юсі. Названі процедури дають оцінку в реальному масштабі часу і не потребують втрат часу на накопичення та обробку інформації.

### **Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми та формулювання цілі статті**

Основними технологічними параметрами, що характеризують режим роботи систем промислових газопроводів, є: тиск, температура і витрата газу в контрольних точках (на вході і

виході шлейфів свердловин, на вході і виході кожної лінійної ділянки внутрішньопромислового газозбірного колектора). Решта параметрів, такі як теоретичний коефіцієнт гідравлічного опору ( $\lambda_{теор}$ ), фактичний коефіцієнт гідравлічного опору ( $\lambda_{факт}$ ), коефіцієнт гідравлічної ефективності ( $E$ ) лінійних ділянок систем газопроводів та інші є похідними і визначаються розрахунковим шляхом, тому достовірність результатів основних параметрів і розрахунок похідних параметрів залежить як від процедур обробки статистики, так і від самої статистики.

**Викладення основного матеріалу досліджень**

Відмінністю систем газопроводів є те, що параметри вимірювань є випадковими величинами і процесами, тому їх оцінювання необхідно проводити за допомогою методів теорії ймовірностей і математичної статистики [3-10].

Випадкові величини представляють в безперервній ( $x(t), t \in (t_0; t_n)$ ), або дискретній ( $x(k), k = \overline{1, N}$ ) формах. Повною характеристикою випадкової величини є густина розподілу імовірності  $P(x)$

$$P(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma_x^2}} \exp\left\{-\frac{(x - m_x)^2}{2\sigma_x^2}\right\}, \quad (1)$$

де  $m_x$  і  $\sigma_x^2$  – відповідно середнє і дисперсія величини  $x$ .

Як  $m_x$ , так і  $\sigma_x^2$  – параметри величини  $x(t)$  – постійні, хоча і не відомі величини, що підлягають оцінюванню.

Випадкові процеси є узагальненням випадкових величин в тому сенсі, що кожен перетин процесу є випадковою величиною. Динаміку для гауссівського процесу подають у вигляді рівнянь стану [9, 10]:

$$\frac{dx(t)}{dt} = F(t)x(t) + G(t)n(t), \quad (2)$$

де:  $x(t)$  – вимірюваний процес або величина;  
 $n(t)$  – білий гаусів шум з нульовим середнім;

$F(t), G(t)$  – коефіцієнти (для векторного випадку: матриці) відповідно стану і збудження.

Рівняння стану (2) відображає марківські властивості процесу  $x(t)$ . Для квазістаціонарного випадку його коефіцієнти  $F, G$  не залежать від часу і пов'язані з коефіцієнтами зношення і дифузії, що входять до рівняння Фоккера-Планка-Колмогорова. Коефіцієнти  $F$  мають фізичний зміст величин, зворотних до інтервалу кореляції  $\tau_{кор}$  процесу  $x(t)$ . Коефіцієнти  $G$  визначають масштаб випадкових змін процесу  $x(t)$ .

$$G = \sqrt{2\alpha\sigma_x^2}, \quad (3)$$

де  $\sigma_x^2$  – спектральна густина потужності процесу, що породжує

$$\alpha = 1/\tau_{кор}, \quad (4)$$

де  $\tau_{кор}$  – інтервал кореляції.

Для стаціонарного процесу  $x(t)$  рівняння (2) представляється у вигляді:

$$\frac{dx(t)}{dt} = \exp(-\alpha)x(t) + \sqrt{2\alpha\sigma_x^2} \cdot n(t). \quad (5)$$

Рівняння стану (2) зазвичай доповнюється рівнянням спостереження:

$$y(t) = H(t)x(t) + \xi(t), \quad (6)$$

де:  $H(t)$  – коефіцієнт (матриця) спостереження, що враховує величину зміни параметра в процесі спостереження;

$\xi(t)$  – помилки вимірювання або завади в каналі спостереження, які часто апроксимують білим гауссовим шумом, «зашумленість» визначається не стільки наявністю випадкових завад, скільки складністю системи і пов'язаною з цим наявністю різного роду другорядних процесів, з погляду керування.

Для дискретного уявлення рівняння стану має вигляд:

$$x(k+1) = \Phi(k+1, k)x(k) + G(k+1, k)n(k), \quad (7)$$

де:  $\Phi(k+1, k) = \exp\{-\alpha\Delta t_k\}$  – коефіцієнт (для векторного випадку – матриця) стану ( $\alpha = 1/\tau_{кор}$ ,  $\Delta t_k = k - (k-1)$  – інтервал вимірювань);

$G(k+1, k) = \sqrt{\sigma_x^2(1 - \exp\{-\alpha\Delta t_k\})}$  – коефіцієнт (матриця) збудження.

Структурну схему алгоритму спостереження на основі рівнянь (2) і (6) зображено на рисунку 1.

З метою оцінки вимірюваних параметрів систем газопроводів, представлених у вигляді випадкових величин і процесів, пропонуються рекурсивні методи.

Для оцінки параметрів випадкових величин використовують процедури стохастичної апроксимації [9, 10, 12]: Роббінса-Монро, Кіфера-Вольфовица, Ньютона-Рафсона, Качмажа та ін. Для оцінки випадкових процесів існує достатньо ефективна оптимальна в гауссовому і лінійному наближеннях процедура, що отримала назву «фільтра Калмана-Б'юсі». У основу цієї процедури покладено математичну модель, описану рівняннями стану і спостереження. Сама ж

процедура оцінки  $\hat{x}(k)$  має такий вигляд [12]:

$$\hat{x}(k+1) = \Phi(k+1, k)\hat{x}(k) + K(k) \left[ y(k) - H(k)\hat{x}(k) \right], \quad (8)$$

де  $K(k)$  – коефіцієнт, що забезпечує стійкість і оптимальну швидкість збіжності алгоритму до сталого стану і підлягає рекурсивному обчисленню на кожному кроці згідно з алгоритмом:

$$K(k+1) = P(k+1, k)H^T(k)V^{-1}(k+1), \quad (9)$$

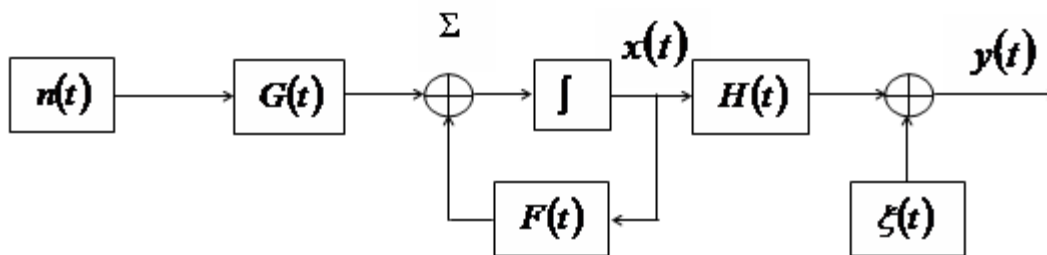


Рисунок 1 – Структурна схема алгоритму спостереження процесу  $x(t)$  на фоні шуму  $\xi(t)$

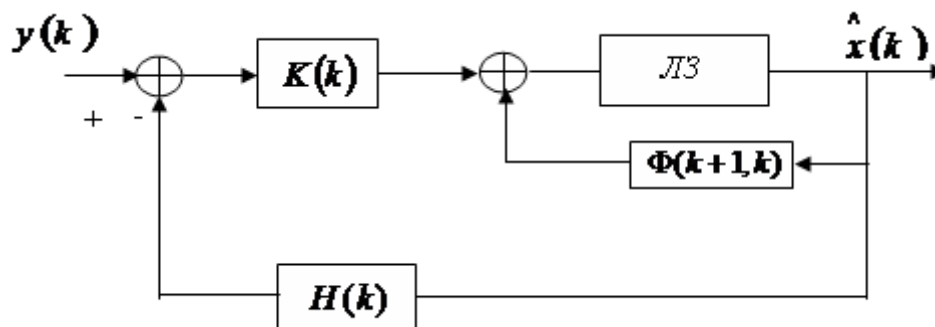


Рисунок 2 – Структурна схема дискретного алгоритму оцінки «фільтра Калмана-Бьюсі»

де:

$$P(k+1, k) = \quad (10)$$

$$\Phi(k+1, k)P(k, k)\Phi^T(k+1, k) + N_n(k);$$

$$V(k+1) = H(k)P(k+1, k)H^T(k) + N_\xi(k), \quad (11)$$

$$P(k, k) = P(k, k-1) - K(k)H(k)P(k, k), \quad (12)$$

$N_n(k), N_\xi(k)$  – відповідно значення спектральної густини потужності породжуваного шуму  $n(k)$  і шуму спостереження  $\xi(k)$ . Значення  $P(k+1, k)$  відповідає апостеріорній дисперсії

помилки оцінки  $\Delta x = (\hat{x} - x)$ .

На рисунку 2 зображено структурну схему дискретного алгоритму оцінки (8) типу Калмана-Бьюсі.

Структура алгоритму Калмана-Бьюсі для аналогового варіанту у вигляді рівняння стану виражається в диференціальній формі [12]:

$$dx(t)/dt = F(t)x(t) + G(t)n(t). \quad (13)$$

Відповідне рівняння оцінки набуває вигляду

$$d\hat{x}/dt = F(t)\hat{x}(t) + k(t) \left[ y(t) - H(t)\hat{x}(t) \right], \quad (14)$$

де:  $K(t) = P(t)H^T(t)N_\xi^{-1}(t)$  – відповідний коефіцієнт, що визначає стійкість і максимальну швидкість збіжності процедури (14);

$P(t)$  – апостеріорна дисперсія помилки оцінки, яка знаходиться із розв'язку диференціального рівняння Ріккати:

$$\frac{dP(t)}{dt} = F(t)P(t) + P(t)F^T(t) - P(t)H^T(t)N_\xi^{-1}(t)H(t)P(t) + G(t)N_n(t)G^T(t). \quad (15)$$

Слід звернути увагу на одну важливу відмінність фільтра Калмана-Бьюсі від процедур оцінки випадкових величин Робінса-Монро і Ньютона-Рафсона [10]: наявність множника  $\Phi(k+1, k)$  – матриці стану з елементами  $\Phi_{ij} = \exp\{-\Delta t_k / \tau_{кор}\}$ , що визначають величину кореляційного зв'язку між сусідніми відліковими значеннями спостережуваного процесу і величиною зв'язку між компонентами  $i$  і  $j$  при  $i \neq j$ . Тут доречно зауважити, що чим більш корельованими є відліки спостережуваного процесу  $x(k), x(k-1), \dots$ , тим вища якість отриманої оцінки [12].

Розглянуті алгоритми Калмана-Бьюсі, що забезпечують оптимальну оцінку вимірюваного випадкового процесу, є лінійними процедурами. На практиці завдання вимірювання і оцінювання не завжди вдається звести до лінійної процедури. Це вимагає також розгляду і нелінійних алгоритмів оцінювання параметрів випадкових процесів. Такі рішення можна знайти, застосовуючи марківську теорію нелінійної фільтрації, розроблену Колмогоровим, Стратоновичем та ін. [12].

### Висновки з даного дослідження

1. Серед рекурсивних процедур можна виділити два основні методи, орієнтовані відповідно на отримання оцінки випадкової величини, (наприклад, методи стохастичної апроксимації) і випадкового процесу (наприклад, методи фільтрації, процедури Калмана-Бьюсі, марківської нелінійної фільтрації та ін.). У першому випадку оцінка зводиться до пошуку одного середнього значення на інтервалі часу спостереження, а в другому – під час оцінювання

випадкового процесу формується послідовність оцінюваних значень, які характеризують отримання поточної оцінки на кожному кроці ітерації.

2. Досліджено якість отримуваних оцінок. Спільним для них є те, що точність оцінювання із збільшенням об'єму вибірки зростає. При цьому вибіркові оцінки і оцінки випадкових величин збігаються до дійсного значення, та із збільшенням об'єму вибірки їх апостеріорна дисперсія асимптотично прямує до нуля. Вони є менш чутливими до неточності апріорного значення моделі оцінюваних величин. Ці оцінки можна використовувати в тих процедурах керування, де параметрами керованих об'єктів є випадкові величини або постійні значення.

### Література

- 1 Лемешко Б.Ю. Робастные методы оценивания и отбраковка аномальных измерений // Заводская лаборатория. – 1997. – Т.63. – №5. – С. 43-49.
- 2 Довідник інженера диспетчерської служби; за заг. ред. канд. техн. наук, акад. УНГА Ю.В. Пономарьова та М.П. Химка. – К.- Х.: УЦЕБОПнафтогаз, 2007. – 248 с.
- 3 Матвеев В.В. Реализация логистических принципов управления газовой компанией в системе экстремально экономного регулирования и управления крупномасштабными сетями газопроводов (SEER&C): доклад на 1-й Международной научно-технической конференции DISCOM 2002. – Москва: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина. – 13.11.2002.
- 4 Вентцель Е.С. Теория случайных процессов и ее инженерные приложения / Е.С. Вентцель, Л.А. Овчаров. – М.: Наука. Гл. ред. физ. мат. лит., 1991. – 384 с.
- 5 Березина И.В. Оперативное управление системами газоснабжения / И.В. Березина, В.С. Ретинский. – М: Недра, 1985. – 192 с.
- 6 Берман Р.Я. Автоматизация систем управления магистральными газопроводами / Р.Я. Берман, В.С. Панкратов. – Л: Недра, 1978.
- 7 Райбман Н.С. Адаптивные модели в системах управления / Н.С. Райбман. – М.: Сов. радио, 1966. – 155 с.
- 8 Берман Р.Я. Оптимизация режимов работы газотранспортных систем в АСУ (Обзор) / Р.Я. Берман. – М: ВНИИЭгазпром, 1983. – № 3. – 35 с. Сер.: Автоматизация, телемеханизация и связь в газовой промышленности.
- 9 Коляденко В.А. Адаптивные алгоритмы обработки результатов измерений технологических параметров газопроводов для оценки гидравлического состояния и оптимального управления системой газоснабжения / В.А. Коляденко // Проблемы нефтегазовой промышленности. – 2005. – Вып. 2. – С. 253-257.
- 10 Коляденко В.А. Применение адаптивных моделей в задачах оптимизации режимов работы газопровода: материалы первой международной научной конференции [”Глобальные информационные системы. Проблемы и тенденции развития”] (Туапсе, 3-6 октября 2006 г.) / В.А. Коляденко. – Туапсе, 2006. – С. 162-163.
- 11 Мельничук Р.М. Аналіз гідравлічного та технічного стану промислових газопроводів ГПУ ”Полтавагазвидобування” / [Р.М.Мельничук, В.А.Слесарев, В.А.Коляденко та ін.] // Питання розвитку газової промисловості України. – 2004. – вип. XXXI.
- 12 Сейдж Э. Теория оценивания и ее применение в связи и управлении: пер. с англ; под ред. Б.Р. Левина / Э. Сейдж, Дж. Мелс. – М.: Связь, 1976. – 496 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
22.03.10

Рекомендована до друку професором  
**Мойсишиним В.М.**

# Наука — виробництву

УДК 622.691.4

## РОЗРОБЛЕННЯ ЗАХОДІВ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ШЛЕЙФІВ СВЕРДЛОВИН ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ОЦІНЮВАННЯ РЕЖИМІВ ЇХ РОБОТИ

*М.І. Братах, В.Г. Топоров, З.В. Шейна, В.Є. Блізняков, Р.Т. Ільчишин, В.М. Шикиринець*

*УкрНДІгаз, 61010, м. Харків, Красношкільна наб., 20, тел. (0577) 304525,  
e-mail: gaz@ukrniigaz.kharkov.ua*

*ГПУ «Львівгазвидобування», 79026, м. Львів, вул. Рубчака, 27, тел. (0322) 440090,  
e-mail: rboyko@lgv.com.ua*

*Стаття присвячена актуальному питанню дослідження режимів роботи шлейфів свердловин родовищ, що знаходяться на завершальній стадії розробки. Наведені основні фактори, які впливають на збільшення величини втрат тиску при транспортуванні газу від гирла свердловини до пункту передачі газу. На основі оцінки стану внутрішньої порожнини шлейфів свердловин приведені теоретичні основи розробки способів їх очистки*

Ключові слова: газопровід, родовище, шлейфи свердловин, транспортування

*Статья посвящена актуальному вопросу исследования режимов работы шлейфов скважин месторождений, находящихся на завершающей стадии разработки. Приведены основные факторы, влияющие на возрастание величины потерь давления при транспортировке газа от устья скважины к пункту передачи газа. По оценке состояния внутренней полости шлейфов скважин приведены теоретические основы разработки способов их очистки*

Ключевые слова: газопровод, месторождение, шлейфы скважин, транспорт

*Considered is actual problem of operation modes investigation of wells gathering lines of oil-gas field on the completion phase. Presented are the main factors which influence on increasing loses of pressure during gas transportation from heel to point of gas transfer. On the base of estimation state of internal surface of wells gathering lines the theory of cleaning methods was given*

Keywords: gas pipeline, field, wells gathering lines, transportation

### **Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими і практичними завданнями**

Шлейф свердловини є чи не найважливішою ланкою у процесі транспортування газу від гирла свердловини до пункту його передачі (точки підключення до магістрального газопроводу, споживача тощо). Неочищений газ, що надходить з свердловини до порожнини шлейфа, і, несе з собою певну кількість зважених у газовому потоці механічних домішок та рідини. Отже, шлейф працює у агресивних умовах, зазвичай із наявними термодинамічними та швидкісними умовами щодо конденсації рідини з газового потоку та сприятливими умовами щодо утворення гідратів.

На початковому етапі експлуатації родовищ спроектований шлейф зазвичай працює в умовах повного завантаження, що перешкоджає проходженню процесу осадження рідини та

твердих відкладів у його порожнині. Відтак завантаження шлейфу поступово зменшується. Відповідно зменшуються і швидкості, що призводить до поступового заповнення понижених місць траси шлейфу свердловини. Такі понижені місця трасою шлейфа є природними пастками рідини, а об'єм забруднень у ній в умовах квазістаціонарного режиму роботи поступово збільшується до критичної величини, після досягнення якої відбувається перерозподіл мас рідини між сусідніми за напрямком руху газу природними її пастками. Якщо остання заповнена ділянка є суміжною з установкою комплексної або попередньої підготовки газу, то процес перерозподілу мас рідини матиме характер залпового викиду до обладнання установок.

На завершальній стадії експлуатації родовищ процес заповнення усіх природних пасток рідини трасою шлейфа завершено і рідина перебуває у стані спокою, оскільки швидкісний

режим експлуатації шлейфу не спонукає до відчутних коливань її дзеркала. Такий об'єм рідини у її природній пастці є нормальним (незміншуваним) для поточного режиму роботи і є причиною збільшених втрат тиску під час транспортування газу – надлишкових втрат тиску через наявність рідини.

Експлуатація шлейфу свердловини за таких умов є неефективною, а надлишкові втрати тиску через наявність рідини – основним чинником, що впливає на величину тиску на гирлі свердловини і, відповідно, на її дебіт.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми**

Попри відсутність системного підходу до вирішення проблеми ідентифікації рідинних і твердих накопичень в порожнині промислових газопроводів і шлейфів свердловин, окремим складовим питанням присвячено детальну увагу.

Фахівцями науково-дослідних організацій Капцовим І.І., Одішарія Г.Є., Гусейновим Ч.С. широко розглянуто питання ідентифікації рідинних утворень і механічних домішок, враховуючи зростання шорсткості труб, на основі аналізу ефективності роботи газопроводів за зміною коефіцієнтів гідравлічної ефективності ділянок газопроводу [1, 2]. Дослідниками Чарним І.А., Галімовим А.К., V. Goldberg, Mahmood Moshfeghian розглянуто питання впливу режиму роботи газопроводу на зміну геометрії рідинної пробки в порожнині діючого газопроводу і розробляння рівнянь, що корелюють визначення втрат тиску під час перекачування газового потоку [3, 4]. Російськими дослідниками Шагаповим В.Ш., Нігматуліним Р.І. розглянуто аспекти виникнення хвильових рухів рідини в посудинах, що працюють під тиском, і можливості виникнення залпових викидів рідини з фазонафтових свердловин [5, 6]. Українськими фахівцями Рудніком А.А., Беккером М.В. запатентовано способи контролю утворення гідратів в порожнині газопроводів на основі аналізу температурного режиму [7, 8].

**Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми та формулювання мети статті**

Всі існуючі методи щодо визначення об'єму забруднень в порожнині газопроводів і шлейфів свердловин та причин погіршення гідравлічного стану можна розглядати як розрізнені, а саме ті, що розглядають ці проблеми у визначений момент часу, без змістовних заходів щодо подолання проблеми погіршення ефективності роботи лінійної частини трубопроводу.

Авторами розроблено алгоритм оцінки ефективності роботи шлейфів свердловин виснажених родовищ на основі простих чинникових експериментальних досліджень і заходи щодо підвищення коефіцієнта гідравлічної ефективності шлейфів.

**Викладення основного матеріалу досліджень**

Оскільки шлейф свердловини по-суті є газопроводом, що транспортує газ від гирла до установки його підготовки, процеси, що відбуваються у його порожнині, описуватимуться основними рівняннями газової динаміки

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\omega^2)}{\partial x} = -\frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\lambda\rho\omega^2}{2D} - \rho g \frac{dH}{dx};$$

$$c^2 \cdot \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial x} = -\frac{\partial P}{\partial t};$$

$$P \cdot V = z \cdot R_2 \cdot T,$$

де:  $\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t}$  – швидкість зміни кількості руху в часі (відображає нестационарність потоку газу);

$\frac{\partial(\rho\omega^2)}{\partial x}$  – інтенсивність зміни кількості руху

трасою газопроводу;  $\frac{\partial P}{\partial x}$  – градієнт тиску (визначає головну рушійну силу газу, характеризує

дію тиску на одиницю маси потоку;  $\frac{\lambda\rho\omega^2}{2D}$  –

сила тертя потоку до стінки труби і опору, що утворюють забруднення в порожнині газопро-

воду (втрати енергії на тертя);  $\rho g \frac{dH}{dx}$  – граві-

таційні втрати, що відображають дію сили тяжіння під час руху газу трасою рельєфного газопроводу;  $p, T, \rho, \omega$  – середні значення вздовж перерізу труби тиску, температури, густини і швидкості газового потоку відповідно;  $z$  – коефіцієнт стисливості газу;  $R_2$  – газова стала;  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного опору;  $D$  – діаметр газопроводу;  $H$  – геометрична висота центра тяжіння елемента об'єму газу, що розглядається;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $x$  – координата вздовж осі труби;  $t$  – час [9].

Складові цих рівнянь є апріорною інформацією для обрання чинників дії на коефіцієнт гідравлічного опору ділянки шлейфу, адже зростання його значення свідчить про величину обсягу рідини в природній пастці. Аналіз цієї інформації дає змогу побудувати кібернетичну модель процесу накопичення рідини в порожнині труби, виходячи з того, що на зростання втрат тиску на тертя і в місцевих опорах, що утворюють забруднення в порожнині газопроводу, впливатимуть зміна режиму роботи досліджуваної ділянки і рельєф місцевості, трасою якої прокладено шлейф.

Чинниковий експеримент полягав у розрахунку коефіцієнта гідравлічного опору для кожного із шлейфів в умовах поточного режиму роботи рельєфного шлейфу свердловини за параметричним діагностуванням гідравлічного стану – заміром та обробкою параметрів його режиму роботи. Базою обрано шлейфи Комарнівського, Стрийського промислів та Свидницької ділянки Хідновицького промислу. Картина розподілу значень втрат тиску для обраних шлейфів відповідає даним рисунку 1.

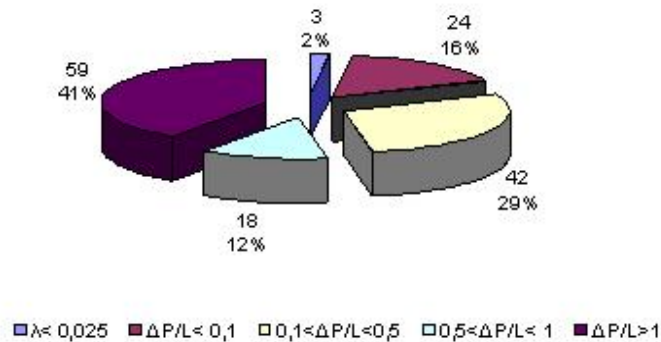


Рисунок 1 – Розподіл по шлейфах величини відносного падіння тиску на одиницю довжини (кМ)

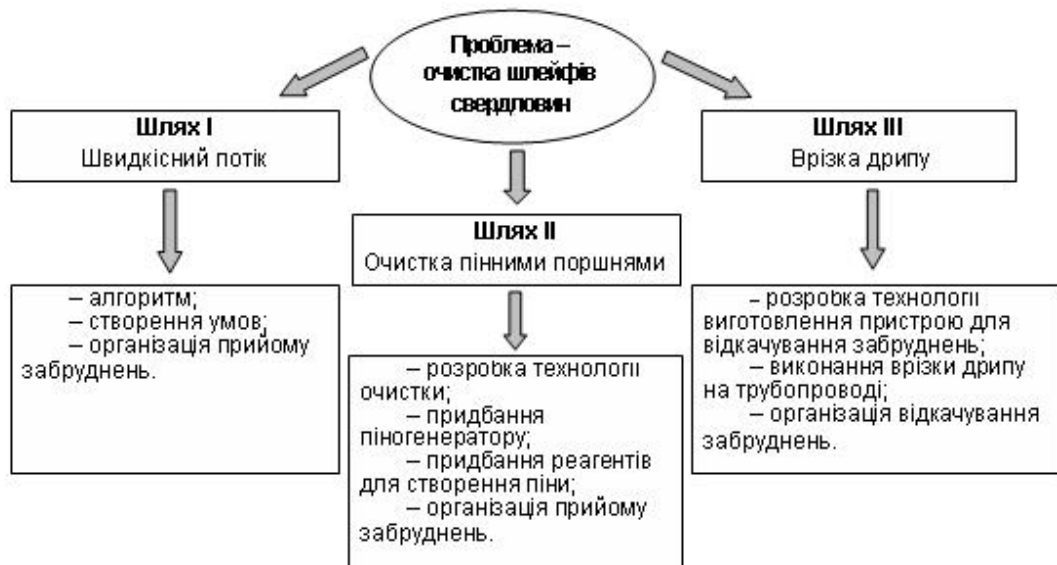


Рисунок 2 – Шляхи очищення порожнини шлейфів свердловин

Дані рисунку 1 свідчать, що лише 2% усіх обстежених у ході проведення експериментальних досліджень шлейфів свердловин працюють у задовільному режимі, тобто без надлишкових втрат тиску, а понад половину з обстежених – із втратами тиску більше, ніж  $0,5 \text{ кгс/см}^2/\text{км}$ , (з них 41% - понад  $1 \text{ кгс/см}^2/\text{км}$ ). Враховуючи те, що робочий тиск для більшості із перевірених родовищ коливався в межах від 2 до 23  $\text{кгс/см}^2$ , такі значення є суттєвими і спонукають розробників до впровадження заходів щодо звільнення від накопиченої рідини порожнини шлейфу.

Розроблення заходів щодо покращення ефективності роботи шлейфів також базувалась на відборі і аналізі апріорної інформації, адже за своєю суттю всі вони поділяються на:

- очищення за допомогою поршнів;
- очищення за допомогою стаціонарних пристроїв для відведення рідини;
- створення умов для самоочищення ділянок шлейфів свердловин.

Звісно, що використання металевих або гнучких поршнів для очищення шлейфів свердловин, як і встановлення та продування уловлювачів забруднень типу розширювальної камери, є щонайменше витратним, а переведення

ділянки шлейфу у режим самоочищення вимагає обґрунтування доцільності створення такого режиму. Тому фахівці УкрНДІгазу та ГПУ «Львівгазвидобування» обрали такі заходи (рис. 2).

Розглянемо кожен із шляхів окремо.

#### 1 Створення швидкісного потоку газу

Проблема вирішується за рахунок того, що імпульсний режим робочого потоку газу виникає внаслідок перекидання газопроводу /шлейфу/ краном. Перепад тиску для надання рідинним накопиченням енергії необхідної для подолання природних пасток рідини в прямому чи реверсному напрямку розраховано відповідно до алгоритму, поданого нижче.

За запатентованим способом критична швидкість газу на ділянці газопроводу, яка відповідає винесенню критичного об'єму забруднень з порожнини газопроводу, визначається за формулою:

$$\omega_{кр} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{zRTDg \cos \alpha \left( \gamma_p - \frac{P}{zRT} \right)}{\beta \Phi(\varphi_{кр}) P}}, \quad (1)$$

де:  $\beta = 1,045-1,1$  – коефіцієнт Коріоліса (поправочний коефіцієнт на нерівномірність розподілену швидкостей);  $\omega$  – лінійна швидкість газу, м/с;  $P$  – середній тиск газу на ділянці газопроводу, Па;  $z$  – коефіцієнт стисливості газу, (для некомпримованого газу ГКР і ГР України – 0,96);  $R$  – постійна газова стала, Дж/кг·К;  $T$  – середня температура газового потоку на ділянці газопроводу, К;  $D$  – внутрішній діаметр газопроводу, м;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с;  $\alpha$  – кут нахилу ділянки газопроводу до горизонтальної поверхні, рад;  $\gamma_p$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;  $\Phi(\varphi_{кр})$  – функція критичного центрального кута, що враховує режим роботи газопроводу і його технічну характеристику, якісний склад забруднень.

Швидкість газу на ділянці до проведення очисних операцій визначаємо за рівнянням для лінійної швидкості газу [10]

$$\omega = 0.052 \frac{q_{\Phi} z T}{P_{сер} D}, \quad (2)$$

де:  $q_{\Phi}$  – фактична продуктивність, млн. м<sup>3</sup>/добу;  $P_{сер}$  – середній тиск на ділянці, МПа.

Із рівняння (2), враховуючи, що на ділянці слід створити швидкість газу для повного винесення рідини із природних пасток рідини, отримуємо рівняння середнього критичного тиску

$$P_{сер}^{кр} = 0.052 \frac{q_{\Phi} z T}{\omega_{кр} D}. \quad (3)$$

Враховуючи, що з трьох параметрів один є розрахунковим за критичною швидкістю  $P_{сер}^{кр}$ , а кінцевий тиск є параметром фіксованим і, в основному, сталим, значення початкового тиску  $P_n^{кр}$  розраховуємо за рівнянням

$$P_{сер}^{кр} = \frac{2}{3} \left( P_n^{кр} + \frac{P_n^{кр2}}{P_n^{кр} + P_k} \right). \quad (4)$$

Перепад тиску, що слід створити на крані для забезпечення швидкості, яка відповідатиме винесенню рідинних забруднень з порожнини газопроводу, дорівнюватиме

$$\Delta P = P_n^{кр} - P_k. \quad (5)$$

Об'єм рідини, що виноситиметься із порожнини газопроводу в результаті залпового викиду рідини, складе

$$V = V_{кр} - V_n, \quad (6)$$

де  $V_n$  – нормальний об'єм рідини в газопроводі /шлейфі/, що спонукає до виникнення виникнення залпового викиду рідини за даного режиму роботи, м<sup>3</sup>.

Попри простоту та економічність методу, з точки зору залучення матеріальних ресурсів, дотримання викладеного алгоритму дасть змогу досягти максимально ефективного очищення ділянок шлейфу. Метод найбільш придатний для переведення у режим самоочищення шлейфів свердловин родовищ з досить високим значенням робочого тиску. Найбільшим недоліком представленого методу є необхідність продувати шлейфи свердловин у атмосферу, що при-

зводить до втрати газу. Зменшити негативний вплив цього недоліку можливо шляхом залучення для продування шлейфів свердловин ділянок труб великого діаметра, використовуючи їх порожнину як буфер, а газ продування – на власні потреби.

## 2 Очищення пінними поршнями

Очищення свердловини у такий спосіб усуває необхідність спорудження камер запуску та приймання очисних пристроїв, а за ефективністю не поступається очищенню еластичними поршнями-кулями.

Головним завданням у ході проведення очисних операцій є забезпечення оптимальної швидкості пінного потоку, що діятиме на рідину в її природній пастці. При цьому дзеркало рідини буде постійно зменшуватись, що впливатиме на зміну швидкості, необхідної для її винесення.

Розглядаючи сегмент труби, зайнятий рідиною, над яким проходить щільний потік піни. Швидкість останньої запишемо як відношення витрати піни  $Q$  до площі вільного сегмента  $S_1$ .

$$u = \frac{Q}{S_1}. \quad (7)$$

Об'єм труби, не зайнятий забрудненнями, (вільний сегмент) є різницею між геометричним об'ємом природної пастки рідини та об'ємом забруднень на її нижній твірній. З іншого боку, зрозуміло, що об'єм вільного сегмента визначатиметься як добуток його площі на довжину дзеркала рідини.

Прийmemo об'єм забруднень, як певний ступінь заповнення геометричного об'єму трубопроводу –  $a$ , розв'язуюючи зворотну задачу, отримуємо значення площі вільного сегмента:

$$S_1 = \frac{V_{геом} - V_{забр}}{L_{оз}} = \frac{V_{геом} (1 - a)}{L_{оз}} = \frac{\pi D^2}{4} (1 - a),$$

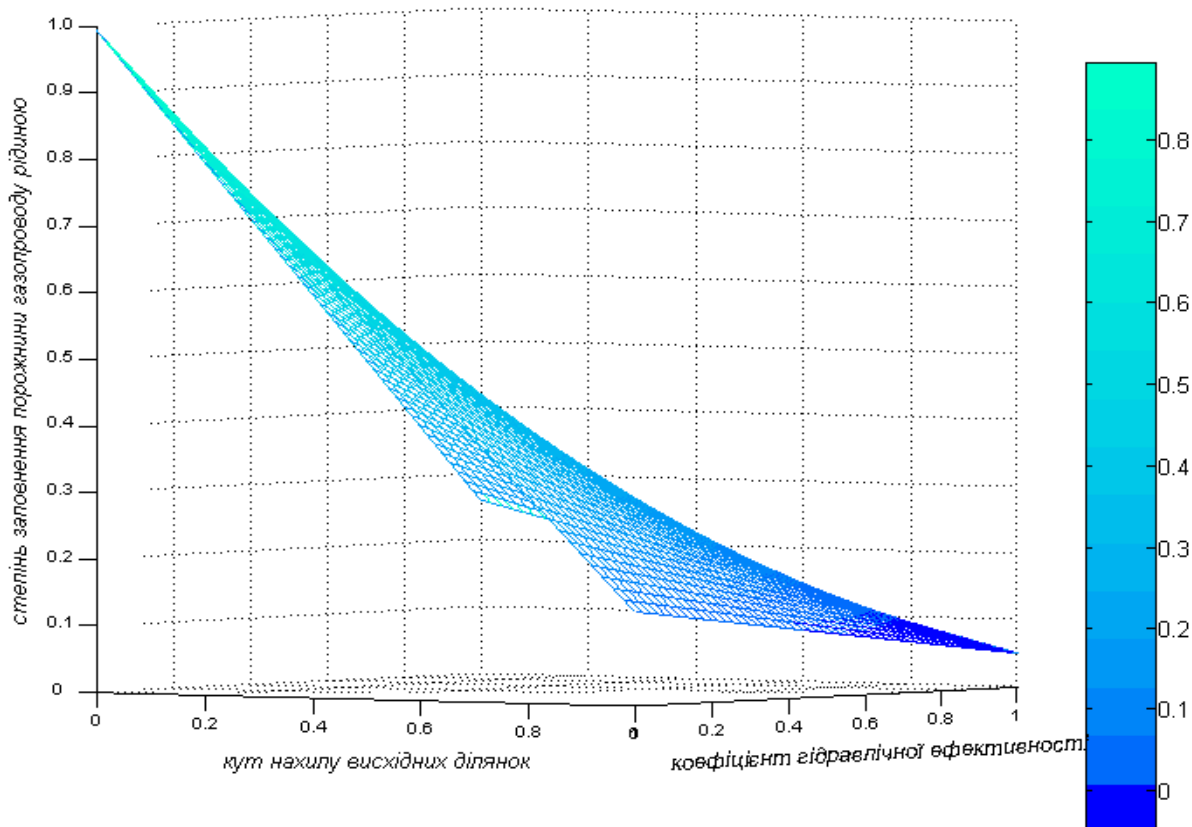
де:  $D$  – внутрішній діаметр газопроводу, м;  $a$  – ступінь заповнення геометричного об'єму природної пастки рідиною, що залежить від режиму роботи шлейфу свердловини та рельєфу ділянки із природною пасткою рідини (рис. 3).

Проведення очищення шлейфів свердловин вимагає розроблення інструкцій та планів робіт, що враховують відповідні підготовчі роботи з приготування розчину піноутворювача, монтування піногенератора до виходу шлейфа, який буде очищуватись, на блоці вхідних ниток УКПГ, приєднання компресорної установки та промивного агрегату тощо. Крім того, до і після очищення шлейфів свердловин слід проводити контрольні заміри дебіту свердловини та тиску на її гирлі і на блоці вхідних ниток УКПГ з метою визначення змін коефіцієнта гідравлічної ефективності.

## 3 Врізання дрину (дренажних трубок)

Алгоритм впровадження способу передбачає:

- визначення гідравлічної ефективності газопроводу та орієнтовного об'єму забруднень його ділянок;



**Рисунок 3 – Залежність коефіцієнта  $a$  від коефіцієнта гідравлічної ефективності ділянки газопроводу і куту її нахилу**

- визначення місць ймовірного накопичення рідини;

- визначення найнижчої точки траси газопроводу в природній пастці рідини, що є найбільш ймовірною для накопичення рідини (переходи через яри, балки, заплави річок тощо).

Головним завданням під час реалізації цього способу є більш точне визначення місць встановлення пристроїв для відведення рідини з порожнини газопроводу здійснюють шляхом пошуку понижених місць траси газопроводу. Такі місця визначають на основі аналізу поздовжнього профілю, який будують геодезичними методами на стадії інженерних пошуків газопроводів або на стадії паспортизації вже побудованих газопроводів. Для визначення найбільш низького місця в природній пастці рідини слід застосувати традиційні геодезичні прилади: технічні теодоліти і тахеометричні рейки або сучасні системи GPS.

### Висновки

Кожне родовище, кожна свердловина мають свій унікальний режим роботи, робота шлейфів свердловин родовищ також відрізняється між собою. Отже, і застосування того чи іншого із запропонованих шляхів очищення порожнини шлейфів від накопичених забруднень має базуватись на тотальному моніторингу режиму роботи системи «уста свердловини – УКПГ».

В статті представлено лише теоретичні аспекти впровадження шляхів щодо покращення ефективності роботи шлейфів свердловин. Попри це, аналітичні розрахунки мають скласти базу для розробки нормативних документів на рівні інструкцій, методик, в яких викладатиметься алгоритм проведення операцій. Крім того, дотримання розрахункових параметрів дасть змогу значно підвищити ефективність того чи іншого способу очищення шлейфів свердловин.

### Література:

1 Капцов И.И. Сокращение потерь газа на магистральных газопроводах / И.И. Капцов – М.: Недра, 1988. – 160 с.

2 Одишария Г.Э. Гидравлический расчёт рельефных трубопроводов при незначительном содержании жидкости в потоке газа / Г.Э.Одишария, А.В. Катусенко // Газовая промышленность. – 1976. – С.42-43.

3 V. Goldberg, FMc Kee Model predicts liquid accumulation severe terrain induced slugging for two-phase lines – Oil&Gas Journal, 19 Aug., 1985.

4 Mahmood Moshfeghian, Arland H. Johannes, Robert N. Maddox Thermodynamic properties are important in predicting pipeline operations accurately – Oil&Gas Journal, 04 Feb, 2002. – С.58-61.

5 Шагапов В.Ш. Распространение малых возмущений в жидкости с пузырьками // Прикладная механика и техническая физика. – 1977. – №1. – С. 90 – 101.

6 Нигматулин Р.И. Проявление сжимаемости несущей фазы при распространении волн в пузырьковой бресе / Р.И. Нигматулин, Н.К. Вахитова // ДАН СССР. – 1989. – Т. 304, № 5. – С.1077 – 1081.

7 Пат. України №49762. Спосіб контролю утворення гідратів в газопроводах / Беккер М.В. та ін.; Заявл. 05.06.02; опубл. 16.09.02; Бюл. №9.

8 Пат. України № 49764. Спосіб контролю утворення гідратів в газопроводах / Руднік А.А. та ін.; Заявл. 05.06.02; Опубл. 16.09.02, бюл. №9.

9 Ходакович И.Е. Изучение закономерностей изменения давления и расхода газа по длине газопровода: Сб. «Транспорт газа» (Труды ВНИИГАЗа, вып. 13/20). – М.: Недра, 1961. – С.14-19.

10 Кутателадзе С.С. Гидравлика газожидкостных смесей / С.С. Кутателадзе, М.А.Стірикович. – Л.: ГЭИ, 1958. –232с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*

*18.02.10*

*Рекомендована до друку професором*

***Кондратом Р.М.***

УДК 622.276.53:621.671(047)

## ОПТИМІЗАЦІЯ РОЗМІЩЕННЯ ДАВАЧІВ МОБІЛЬНИХ ВИМІРЮВАЛЬНИХ СИСТЕМ

<sup>1</sup>Б.В.Копей, <sup>2</sup>О.І.Стефанишин, <sup>3</sup>В.В.Лопатін

<sup>1</sup> ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15, тел. (03422) 42331  
e-mail: koreyb@nipq.edu.ua

<sup>2</sup> ЦБВО ВАТ "Укрнафта", 79760, Львівської обл., м. Борислав, вул. Шевченка 77-а,  
тел.(03248) 54085, e-mail: soi2005@ukr.net

<sup>3</sup> Інститут геотехнічної механіки НАНУ, м.Дніпропетровськ, вул.Сімферопольська, 2-а,  
тел. (056) 3707782, e-mail: alex@mail.ru

*За величинами першої амплітуди і її фази першої гармоніки, записаними залежно від місця розташування контрольованого вузла свердловинної штангової насосної установки (СШНУ) та їх змін під час експлуатації, судять про технічний стан вузла, величину зношування, якість кріплення тощо – виконується вібраційний контроль. Запропоновані місця встановлення давачів для вимірювання осьових, розтягуючих та скручуючих напружень у валах редукторів верстатів-гойдалок.*

Ключові слова: вібрація, давач, прискорення, редуктор, свердловина, верстат-гойдалка.

*По величинам первой амплитуды и ее фазы первой гармоники, записанными в зависимости от места расположения контролируемого узла скважинной штанговой насосной установки и их изменениям при эксплуатации, судят о техническом состоянии узла, величине износа, качестве крепления и т. п. – выполняется вибрационный контроль. Предложены места установки датчиков для измерения осевых, растягивающих и крутящих напряжений в валах редукторов станков-качалок.*

Ключевые слова: вибрация, датчик, ускорение, редуктор, скважина, станок-качалка.

*After the sizes of the first amplitude and its phase of the first harmonic, written in depending on the place of location of the controlled assembly of the pumping unit and to their changes during exploitation, judge about the technical state of the assembly, degree of wear, fastening quality, and others like that - vibration control is executed. The places of establishment of gages are offered for measuring of axial, stretchings and torque tensions in the shafts of reducing gears of pumping units*

Keywords: vibration, transducer, acceleration, gear reducer, well, pumping unit

### Актуальність проблеми

В Україні добре розвинуті нафтогазова та вуглевидобувна галузі, які значною мірою забезпечують державу енергоносіями. Для підймання продукції з пласта на поверхню використовують як штангові свердловинні насосні установки (ШСНУ), так і шахтні підймальні комплекси (ШПК). Кожна з цих типів установок оснащується як стаціонарними, так і мобільними системами контролю технічного стану, які дають змогу отримати інформацію про вібрації, спрацювання, руйнування, ослаблення кріплення тощо основних вузлів і деталей установок [1,2].

### Виділення невирішених частин проблеми

Хоча існують різні схеми розміщення давачів мобільних вимірювальних систем (МВС), проте часто виникає необхідність в оптимізації їх розташування, особливо для умов вібраційного контролю як цілої ШСНУ, так і редуктора зокрема, а також системи «підймальна посудина ШПУ – жорстке армування шахти». Для цього, насамперед, слід розробити схеми кріплення давачів на валах і корпусних деталях.

### Постановка задачі досліджень

Особливо важливим є визначення місця розташування давачів для контролю осьових, згинальних і скручуючих напружень на валах редукторів верстатів-гойдалок.

Також виникає необхідність у визначенні місця встановлення давачів для контролю стану підшипників та корпусів редукторів.

Крім того, передбачається вдосконалення способу контролю вібрацій з метою підвищення точності їх вимірювання.

### Основний матеріал дослідження

Місця для встановлення давачів (акселерометрів) потрібно вибирати так, щоб останній знаходився якомога ближче до зони зубозачеплення. Для цього бажано знати внутрішню конструкцію редуктора. На шляху проходження вібросигналів від зони зубозачеплення до давача реєстрації сигналу повинно бути якомога менше меж розділе різних середовищ, а, особливо, зазорів [3, 4].

Давачі контактного типу рекомендується використовувати за умови, що швидкість обертання вала менша  $3000 \text{ хв}^{-1}$ , частота сигналу

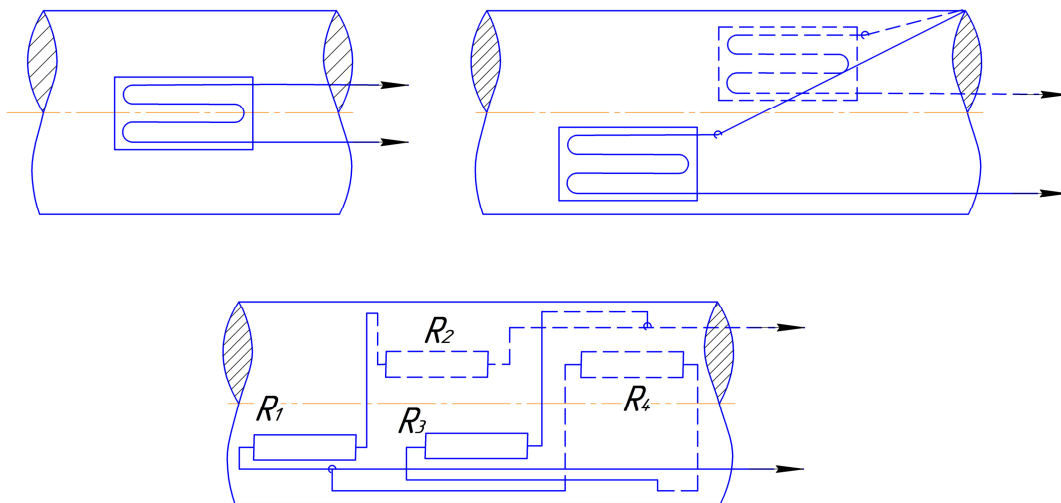


Рисунок 1 – Схеми встановлення датчиків для вимірювання деформації згину

менша 200Гц, швидкість руху поверхні вала на ділянках контакту з датчем не менша 300м/с.

Для вимірювання вібрацій корпусу рекомендується використовувати датчик інерційного типу. Вимірювальна система повинна містити схему середньоквадратичного значення, що дає змогу отримати виміри середньоквадратичного значення віброшвидкості [5-7]. На частотну характеристику датчика може вплинути метод його кріплення, тому датчик потрібно встановлювати за допомогою болтового з'єднання, на клей та за допомогою постійних, сильних магнітів.

Для легких акселерометрів з робочим діапазоном частот до 3000 Гц допускається застосування кріплення на магніти за умови, що найбільша частота вібрації зубчастого зачеплення не перевищує 1000 Гц.

Для вимірювання вібропереміщень вала відносно корпусу використовують датчики безконтактного типу, які встановлюють якомога ближче до опорного підшипника на жорстко закріпленій ділянці корпусу. Вібрацію вала слід вимірювати в трьох взаємно перпендикулярних напрямках, один з яких – паралельно до осі вала. Для вимірювання вібрацій в осьовому напрямку достатньо одного датчика.

Механічні та електричні биття не повинні перевищувати 25% допустимого переміщення на частоті обертання вала (або 6 мкм). Для отримання дійсного рівня вібрації допускається обчислювати із виміряного значення вібрацій значення механічного та електричного биття за умови, що розрахунок проводиться з урахуванням фазових співвідношень між коливаннями та вимірними вібраціями вала. Допустима похибка обчисленого значення не повинна перевищувати 10% від виміряного значення на калібрувальній частоті за всіх значень робочої температури.

Вібрацію корпусу слід вимірювати на підшипнику або ділянці жорсткого кріплення на корпусі. Вимірювання необхідно здійснювати в трьох взаємноперпендикулярних напрямках, два з яких лежать в площині, перпендикулярній до осі обертання вала, особливо в горизонталь-

ному та вертикальних напрямках. Рекомендується проводити вимірювання на всіх підшипниках, де можливе встановлення датчиків, безпосередньо біля підшипника. Кількість та розміщення датчиків залежить від жорсткості корпусу та кількості валів.

Датчик необхідно встановлювати в напрямку лінії, яка з'єднує центри валів редуктора, або перпендикулярно до неї. Все залежить від конкретного типу редуктора, оскільки потрібно вибрати напрямки дії максимальних зусиль зубозачеплення.

Датчики на валах трансмісійних систем потрібно кріпити за схемами підключення одного, двох та чотирьох датчиків (рис. 1).

Датчики R1, R2, R3, та R4 (рис. 1), що входять до вимірювальної схеми, розташовані таким чином, що деформація вала вимірюється вздовж його осі. Датчики R2, та R4 розташовані з протилежного боку відносно датчиків R1, та R3. В момент згинання вала датчики R2, та R4 будуть реєструвати деформацію, протилежну до розміщення датчиків R1, та R3. Датчики R2, та R4 встановлюють на валі в тих самих поперечних площинах, що і датчики R1 та R3. Так забезпечується автоматична компенсація деформацій, що виникають під дією температури, скручування та осьових деформацій.

Кількість датчиків, одночасно встановлених на валу, вибирають залежно від необхідного ступеня чутливості вимірювальної системи, типу вимірювальної апаратури та температурного впливу на ділянку вала. Бажано встановлювати датчики якомога ближче до середнього перерізу вала, де відсутня концентрація напружень.

На рисунку 2 зображено схему встановлення датчиків, призначених для вимірювання осьової деформації. Датчики в даному випадку розташовані по обидва боки вала. Датчики R2, та R4 встановлені під прямим кутом до датчиків R1, та R3. Деформації згину впливають тільки на результат вимірювання датчиками R1 та R3, а осьові деформації – на датчики R2 та R4.

На рисунку 3, а зображено схему встановлення датчиків, призначених для вимірювання

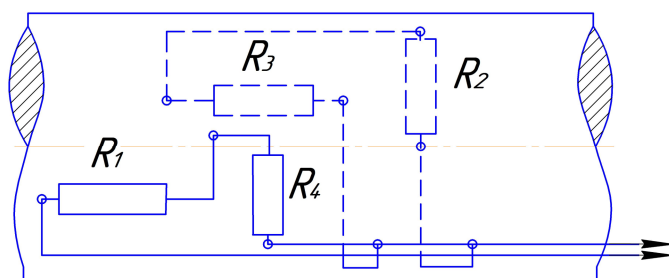


Рисунок 2 – Схеми встановлення датчиків для вимірювання осьових деформацій

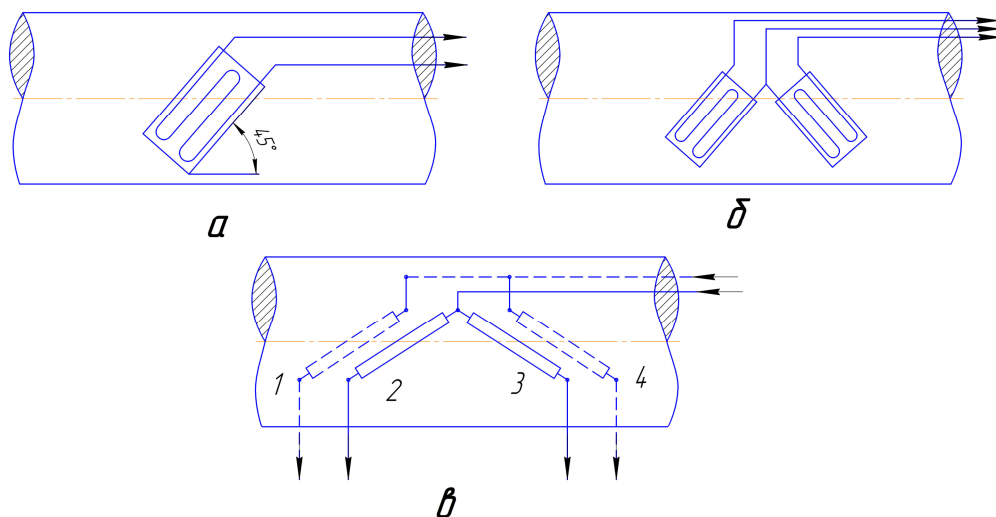


Рисунок 3 – Схеми встановлення датчиків для вимірювання деформації скручування

деформації скручування. Інтенсивність нормальних напружень розтягу і стискування в момент скручування вала при цьому рівна величині напружень зсуву на поверхні вала.

Якщо загальна точність вимірювання недостатня, встановлюють два, три або більше датчиків. У випадку встановлення двох датчиків (рис. 3, б) в момент скручування вала, обидва датчики реагують по-різному, що забезпечує подвійну загальну точність вимірювання порівняно з попередньою. Деформації згину в цьому випадку автоматично компенсуються, так як вимірювання опору, викликане деформацією згину в одному датчику, нейтралізується аналогічним вимірюванням в іншому. Дана схема забезпечує повну температуру компенсації за умови однакових характеристик двох датчиків. Це означає, що зміна опору одного датчика внаслідок впливу на нього температури нейтралізується аналогічною зміною опору другого. Схема, зображена на рисунку 3в, за однакових умов, забезпечує удвічі вищу точність вимірювання порівняно із схемою, зображеною на рисунку 3, б. При цьому забезпечується автоматична компенсація згину і температури.

Авторами пропонується вдосконалення способу вимірювання вібрацій, що діють на СШНУ, за допомогою використання пристрою, завдяки якому підвищується точність вимірювання. Точність вимірювання здебільшого визначається стабільністю роботи ланки зворотного зв'язку, вхідного і вихідного елементів схеми і з метою підвищення достовірності кон-

тролю вібрації сигнал, що надходить, порівнюють з компенсуючим сигналом, причому порівняння здійснюється методом врівноважуючого перетворення (компенсації) сигналу за допомогою зворотного зв'язку, в результаті чого відбувається компенсація похибок, а пристрій підвищує точність контролю завдяки підключенню акселерометрів до блоку реєстрації, виконаному за компенсаційною схемою із зворотним перетворювачем і перетворювачем нерівноваги.

Застосування способу уможливило більш точне вимірювання вібрації. Саме датчик багато в чому зумовлює параметри вібраційного контролю, оскільки саме перший етап перетворення вібрації в електричний сигнал (параметр) в основному визначає такі характеристики пристрою контролю, як точність, швидкодію, надійність. Особливістю використання методу врівноважуючого вимірюваного перетворення (компенсації) є наявність зворотного перетворення вихідної величини у величину, однорідну з вхідною перетвореною величиною, і їх взаємне урівноваження з тією або іншою мірою точності. У компенсаційних акселерометрах відбувається компенсація мультиплікативних похибок, пов'язаних з нестабільністю характеристик ланок датчика, охоплених зворотним зв'язком. Інколи врівноважуюче перетворення застосовують лише в одному вузлі приладу, наприклад, у вимірювальному ланцюзі, шляхом використання компенсаційних або мостових рівноважних ланцюгів або в тракці посилення (підсилювачі з негативним зворотним зв'язком).

При цьому точність вимірювання здебільшого визначається стабільністю роботи ланки зворотного зв'язку, вхідного і вихідного елементів схеми. Завдяки цьому отримується найбільший ефект від використання врівноважуючого перетворення, коли воно охоплює весь пристрій контролю вібрації, включаючи давач (акселерометр). Характерною для цього випадку є особлива структура пристрою контролю вібрації: у ній обов'язково повинен міститися зворотний перетворювач, вихідна величина якого врівноважує вимірювану величину і перетворювач нерівноваги (нуль-орган або орган порівняння), для виявлення величини і знаку відхилення від рівноваги.

Давачі кріплять на вузлі контрольованої свердловинної насосної установки так, щоб вони могли сприймати вібрацію (удари), наприклад, в двох взаємно перпендикулярних горизонтальних напрямках. Таке закріплення давачів необхідне для можливості визначення напрямку ударів (це завдання може виконати двокоординатний акселерометр). Можлива установка і трьох акселерометрів, зорієнтованих в тривимірному просторі або трикоординатного акселерометра. У цьому варіанті можливе визначення напрямів ударів в тривимірному просторі - в двох горизонтальних напрямках і додатково - у вертикальному.

Коливання кожного давача перетворюють в індивідуальному зворотному перетворювачі, і порівнюють в перетворювачі нерівноваги, який вимірює величину і знак відхилення від рівноваги і корегує (змінює) сигнал до здобуття відповідності вихідною і вхідною контрольованими величинами. Цей принцип застосовний для усунення як аддитивних, так і мультиплікативних перешкод. Його перевагою є використання у випадку, коли перешкоди не можуть бути визначені.

Після установлення апаратури контролю на вузлі контрольованої свердловинної насосної установки проводять її тарування. Для цього в місцях кріплення давачів завдають ударів відомої величини у напрямках дії давачів та фіксують величини на реєструючому пристрої. За величиною сили удару і величиною амплітуди першої гармоніки коливань давачів, записаною на реєструючому пристрої, визначають ціну поділки шкали реєструючого пристрою. Для кожного давача визначають фазування, тобто відповідність напрямку удару фазі записаної амплітуди першої гармоніки на реєструючому пристрої.

У ході вібраційного контролю якісної свердловинної насосної установки ударні навантаження відсутні, і вібрація має плавний характер. У міру зношування устаткування свердловинної штангової насосної установки (СШНУ) під час руху механізмів з'являються ударні навантаження. Чим більшим є ступінь спрацювання механізмів, тим більш інтенсивні удари вони сприймають і тим сильніше вони збуджують в механізмі вібрації. Ці вібрації сприймаються давачами (акселерометрами) і перетворюються в затухаючі коливання, частота кож-

ного з яких визначається власною частотою механічних коливань.

Вироблені акселерометрами коливання подають в блок реєстрації, де коливання кожного акселерометра перетворюють в діаграму. За записаними діаграмами за величиною амплітуди першої гармоніки електричних коливань акселерометра і ціною поділки шкали реєстратора визначають силу удару. Зіставляючи значення, отримані з діаграми, та результати тарування, визначають напрям удару в контрольованому механізмі СШНУ. Наприклад, за фази першої амплітуди першої гармоніки, рівної 180° удар відбувається зліва, при 0° – справа. За відсутності сигналу від другого акселерометра, напрям удару збігається з віссю першого акселерометра, і навпаки, коли відсутній сигнал першого акселерометра, напрям удару збігається з віссю другого акселерометра. У випадку значного неспівпадіння напрямку удару з напрямками осей акселерометров контроль проводять за показами двох акселерометрів із співвідношень:

$$A = \sqrt{A_1^2 + A_2^2};$$

$$A_2/A_1 = \sin\varphi_1 / \sin\varphi_2;$$

$$\varphi = \arctg A_2/A_1;$$

$$\varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ,$$

де:  $A_1$  – перша амплітуда першої гармоніки коливань першого акселерометра;

$A_2$  – перша амплітуда першої гармоніки коливань другого акселерометра;

$\varphi_1$  – кут між віссю напрямку удару і віссю напрямку першого акселерометра;

$\varphi_2$  – кут між віссю напрямку удару і віссю напрямку другого акселерометра.

Простота співвідношень дає змогу повністю автоматизувати процес оброблення сигналу.

Функціонально зворотний перетворювач, перетворювач нерівноваги і блок реєстрації можуть бути виконані на базі комп'ютера з відповідним інтерфейсом і програмним забезпеченням. За незначного порогу чутливості перетворювача нерівноваги досягається майже повна рівновага, і похибка пристрою контролю вібрації визначається майже виключно похибкою перетворювачів, тобто комп'ютера пристрою контролю вібрації.

Наприклад, нехай ударні вібрації виникають в контрольованому вузлі з боку, протилежного місцю кріплення акселерометрів (уздовж осі другого акселерометра).

Перший акселерометр не вироблятиме сигнал, а працюватиме лише другий акселерометр. Наявність сигналу другого акселерометра свідчать про те, що удари відбуваються в поперечному напрямі контрольованого вузла. Далі отримані дані передають ремонтній бригаді, де вказують силу і частоту ударів, його напрям і місце виникнення (визначають за давачем положення), а також те, що удар прогресує і є небезпечним для цілісності деталей. Якщо удар не прогресує і незначний за величиною, оператор-контролер (комп'ютер) може прийняти рішення про продовження роботи.

**Висновки**

Таким чином, за величинами першої амплітуди і фази її першої гармоніки, записаними залежно від місця розташування контрольованого вузла свердловинної штангової насосної установки (СШНУ) та їх змінам під час експлуатації, судять про технічний стан вузла, величину зношування, якість кріплення тощо, тобто здійснюється вібраційний контроль.

Запропоновано місця встановлення датчиків для вимірювання осьових, розтягуючих та скручуючих напружень на валах редукторів верстатів-гойдалок.

**Література**

1 Заміховський Л.М. Діагностика технічного стану штангових глибинно-насосних установок. // Л.М.Заміховський, В.А.Ровінський, О.В.Євчук. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2006. – 307 с.

2 Копей Б.В. Вимірювання швидкості мобільними інформаційно-вимірювальними системними комплексами / Б.В.Копей, В.В.Лопатін, О.І.Стефанишин // Методи і прилади контролю якості. – 2009. – №22. – С.81-85.

3 Колебания машин, конструкций и их элементов; под ред. Диментберга Ф.М. и Колесникова К.С. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.

4 Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов: справочное пособие / Г.С.Маслов. – М.: Машиностроение, 1968. – 270 с.

5 ГОСТ ИСО 10816. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на невращающихся частях. Чинний від 1.01.2006. – К.: Держстандарт, 2005 – 12 с.

6 ГОСТ ИСО 7919/3-2002 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на вращающихся валах. Промышленные машины и комплексы. Чинний від 1.01.2002. – К.: Держстандарт, 2001 – 18 с.

7 Вибрации в технике: справочник в 6-ти томах; под. ред. В.Н.Челомей (пред). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 5 Измерения и испытания; под ред.М.Д.Генкина. – 496 с., ил.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*

*18.02.10*

*Рекомендована до друку професором  
Горбійчуком М.І.*

## МІЦНІСТЬ КРИВОЛІНІЙНИХ ДІЛЯНОК ТРУБОПРОВОДІВ

Я.В.Дорошенко, Ю.І.Дорошенко

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15, тел. (03422) 42157  
e-mail: snp@nipq.edu.ua

*Проведено аналіз міцності криволінійних ділянок трубопроводів з урахуванням усіх навантажень, які діють на трубопровід, ерозійного зношування стінок труб, наявності корозійних дефектів у місцях мінімального запасу міцності. Визначено мінімальні допустимі значення товщини стінки криволінійних ділянок трубопроводів у місцях ерозійного зношування та корозійних дефектів. Досліджено вплив радіуса згину трубопроводу на його міцність та запропоновано оптимальні за рівнем напружень конструктивні рішення криволінійних ділянок трубопроводу.*

Ключові слова: трубопровід, криволінійна ділянка, міцність, напружений стан, комп'ютерне моделювання, ерозійне зношування, корозійний дефект, товщина стінки, радіус згину

*Проведен анализ прочности криволинейных участков трубопроводов с учетом всех нагрузок, действующих на трубопровод, эрозии стенок труб, наличия коррозионных дефектов в местах минимального запаса прочности. Определены минимальные допустимые значения толщины стенки криволинейных участков трубопроводов в местах эрозии и коррозионных дефектов. Исследовано влияние радиуса изгиба трубопровода на его прочность и предложены оптимальные по уровню напряжений конструктивные решения криволинейных участков трубопровода.*

Ключевые слова: трубопровод, криволинейный участок, прочность, напряженное состояние, компьютерное моделирование, эрозия, коррозионный дефект, толщина стенки, радиус изгиба

*The analysis durability of curvilinear areas pipelines taking into account all loadings operating on a pipeline is conducted, erosions of pipes wall, presence of corrosive pitting in the places minimum margin of safety. The minimum legitimate values of thickness wall of curvilinear areas pipelines in the places of erosion and corrosive pitting are certain. Influence of radius bend pipeline is explored on its durability and structural solutions of curvilinear areas of pipeline optimum after the level of tensions are offered.*

Keywords: pipeline, curvilinear area, durability, tense being, computer design, erosion, corrosive pitting, thickness of wall, radius of bend

Основними вимогами, яким повинні відповідати магістральні трубопроводи, є висока надійність та екологічна безпека. Ці показники залежать від якості проектування та спорудження трубопроводів, ефективності їх технічного обслуговування і ремонту.

Під час проектування трубопроводу одним з найважливіших є аналіз міцності трубопроводу. Завданням такого аналізу є забезпечення міцності усіх ділянок трубопроводу протягом заданого терміну його експлуатації.

Будь-який магістральний трубопровід містить прямолінійні та криволінійні ділянки. Криволінійні ділянки трубопроводів виконують пружним згином, приварюванням кривих труб, попередньо зігнутих в холодному стані на трубозгинальних станках або виготовлених методом гарячого штампування на заводах. Пружний згин виконується на кривих великого радіуса повороту (більше  $1000D_3$ , де  $D_3$  – зовнішній діаметр трубопроводу). З допомогою криволінійних вставок, виконаних примусовим гнуттям, можна виконувати повороти будь-якого радіуса. Криві, виготовлені методом гарячого штампування, дають можливість здійснити повертання трубопроводу на кут  $90^\circ$ . Їх називають відводами. Відводи монтується під час спорудження технологічних об'язок КС, ДКС, ГРС, лупінгів, компенсаторів надземних переходів, грєбінок підводних переходів.

Аналіз міцності криволінійних ділянок трубопроводів ускладнюється виникнення додаткових напружень, зумовлених згином трубопроводу, нерівномірним розподілом напружень в поперечному перерізі труби, зміною напруги потоку продукту, ерозійним зношуванням стінок труб.

На криволінійних ділянках трубопроводів, виконаних пружним згином, в стінці труби виникають додаткові напруження, обумовлені пружним згином. Згідно з [1] такі напруження рівні

$$\sigma_{z_2} = n_{z_2} \frac{ED_3}{2\rho}, \quad (1)$$

де:  $n_{z_2}$  – коефіцієнт надійності за навантаженням на згин;

$E$  – модуль пружності матеріалу труби;

$D_3$  – зовнішній діаметр трубопроводу;

$\rho$  – радіус пружного згину трубопроводу.

Згідно з СНиП 2.05.06 [2] розрахункова товщина стінки відводу рівна

$$\delta_p = \frac{n_p PD_3}{2(R_1 + n_p P)} \eta_{e_2}, \quad (2)$$

де:  $n_p$  – коефіцієнт надійності за навантаженням від внутрішнього тиску;

$P$  – робочий тиск;

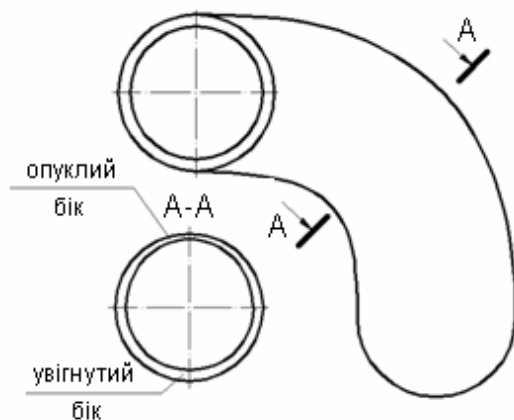
$D_3$  – зовнішній діаметр трубопроводу;

$R_1$  – розрахунковий опір матеріалу труби;  
 $\eta_{\text{вз}}$  – коефіцієнт несучої здатності увігнутої сторони відводу (табл. 1).

**Таблиця 1 – Значення коефіцієнта несучої здатності увігнутої сторони відводу**

Відношення середнього радіуса відводу до його зовнішнього діаметра	1,0	1,5	2,0 і більше
Коефіцієнт несучої здатності увігнутої сторони відводу $\eta_{\text{вз}}$	1,30	1,15	1,00

Одним з чинників, які знижують міцність криволінійних ділянок трубопроводів (особливо відводів), є ерозійне зношування стінок труб. Воно зумовлене високими швидкостями твердих частинок, які переносяться газом. Більшою мірою ерозійне зношування проявляється з опуклого боку криволінійних ділянок (рис. 1). Фахівцями ВНИИГАЗу встановлено, що швидкість зношування стінок труб з опуклого боку криволінійних ділянок складає до 0,3 мм на рік [3].



**Рисунок 1 – Схема криволінійної ділянки з ерозійним зменшенням товщини стінки з опуклого боку**

Згідно з рекомендаціями Р 51-31323949-42 [4] допустима товщина стінки опуклого боку відводу приймається рівною меншій з двох величин

$$[\delta] = \begin{cases} \frac{n_p P D_3}{2(R_1 + n_p P)} \chi, \\ \delta_n - \Delta\delta \end{cases} \quad (3)$$

де:  $\chi$  – коефіцієнт несучої здатності опуклого боку відводу (табл. 2);

$\Delta\delta$  – нижнє відхилення (мінусовий допуск) з опуклого боку відводу від номінальної товщини стінки.

Допустима товщина стінки відводу повинна бути не меншою 4 мм.

Оцінка міцності відводу здійснюється за наступною методикою:

**Таблиця 2 – Значення коефіцієнта несучої здатності опуклого боку відводу**

Відношення середнього радіуса відводу до його зовнішнього діаметра	1,0	1,5	2,0	3,0 і більше
Коефіцієнт несучої здатності опуклого боку відводу $\eta_{\text{вз}}$	0,90	0,90	0,90	0,95

- вимірювання фактичної товщини стінки  $\delta_{\text{ф}}$  з опуклого боку відводу;

- визначення розрахункової товщини стінки відводу  $\delta_p$  за формулою (1);

- якщо фактична товщина стінки перевищує розрахункову, то дозволяється подальша експлуатація відводу з контролем товщини один раз на рік;

- якщо фактична товщина стінки менша за розрахункову, розраховується допустима товщина стінки опуклого боку відводу  $[\delta]$  за формулою (2);

- якщо фактична товщина стінки більша за допустиму  $[\delta]$ , дозволяється подальша експлуатація відводу з контролем товщини 1 раз на 6 місяців, інакше необхідна заміна відводу.

Наведена методика не враховує нерівномірності розподілу тиску в місці зміни напрямку потоку продукту, навантаження від дії ґрунту. Крім того, така методика не дає можливості визначити працездатність відводу за наявності корозійних дефектів.

Завданням досліджень є:

- аналіз динаміки руху продукту криволінійною ділянкою трубопроводу;

- аналіз міцності криволінійної ділянки трубопроводу з урахуванням усіх навантажень, які діють на трубопровід;

- виявлення найнапруженіших місць криволінійних ділянок трубопроводу;

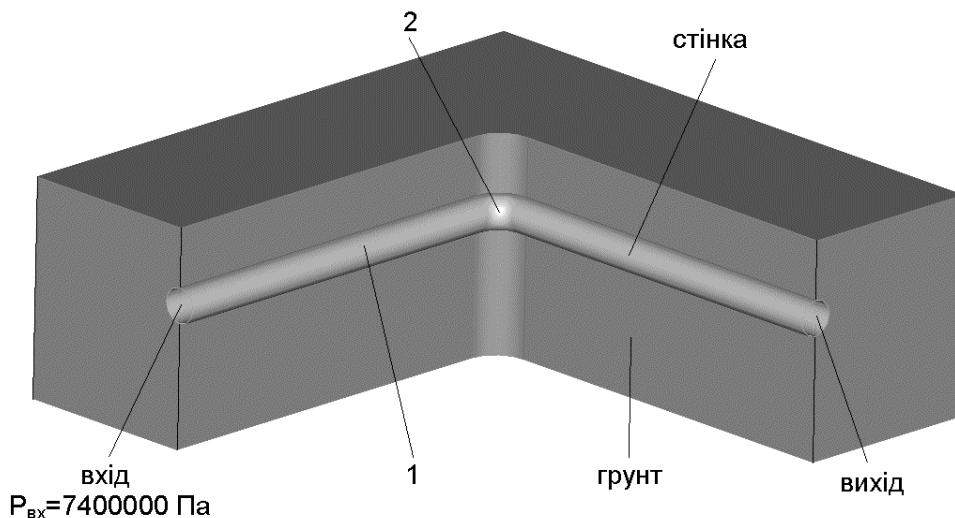
- аналіз міцності криволінійної ділянки з ерозійним зношуванням стінок труб та корозійними дефектами;

- визначення впливу радіуса згину трубопроводу на його напружений стан;

- вибір оптимальних за рівнем напружень конструктивних рішень криволінійних ділянок трубопроводу.

Розв'язання сформульованих задач здійснювалось з допомогою програмного комплексу комп'ютерного моделювання ANSYS, який забезпечує можливість розв'язувати пов'язані задачі течії продукту трубопроводом та напруженого стану стінок труби.

Розглянемо ділянку підземного магістрального газопроводу довжиною 100 м. посередині якої встановлено відвід радіусом згину  $R = 1,8$  м (рис. 2). Зовнішній діаметр газопроводу  $D_3 = 1420$  мм, номінальна товщина стінки  $\delta_n = 21$  мм, марка трубної сталі 13Г1СБ-У (границя міцності  $\sigma_{\text{міц}} = 570$  МПа, границя



1 –трубопровід; 2 – відвід

Рисунок 2 – Розрахункова модель відводу

плинності  $\sigma_n = 470$  МПа). Труба зазнає дії внутрішнього тиску  $P = 7,4$  МПа за температури  $t = 35^\circ C$ .

Аналіз динаміки руху газу криволінійною ділянкою трубопроводу проводився з допомогою модуля ANSYS CFX. Потік моделювався шляхом розрахунку рівнянь Нав'є-Стокса, які замикаються широковідомою двопараметричною  $k - \varepsilon$  моделлю турбулентності.

Було створено такі типи граничних умов:

- стінка (задавався коефіцієнт шорсткості труб  $h_s = 0,03$  мм);
- вхід (задавався тиск на вході  $P_{вх} = 7,4$  МПа);
- вихід (задавалась вихідна стінка потоку).

На рис. 2 зображено створену в CAD-пакеті програмного комплексу ANSYS тривимірну геометричну модель відводу газопроводу, де вказано місця розкладання граничних умов.

Для моделювання потоку газу всередині труби з допомогою модуля ANSYS CFX-Mesh генеровано неструктуризовану гібридну об'ємну розрахункову сітку, яка складається з 145,5 тисяч об'ємних елементів (62 тис. тетраедрів і 83,5 тис. трикутних призм) та 57 тисяч вузлів.

Як досліджувана речовина з бази речовин ANSYS CFX було вибрано природний газ. Температура газу задавалась рівною  $t = 35^\circ C$ .

Результати розрахунку візуалізовано шляхом побудови тонової заливки тиску в площині горизонтального поздовжнього перерізу відводу (рис. 3). Як видно з тонової заливки тиску, структура потоку в місці відводу визначається збільшенням тиску в напрямку від внутрішньої до зовнішньої стінки. Відбувається зниження тиску біля внутрішньої стінки та підвищення тиску біля зовнішньої стінки порівняно з робочим тиском. Такий нерівномірний розподіл тиску впливає на напружений стан відводу.

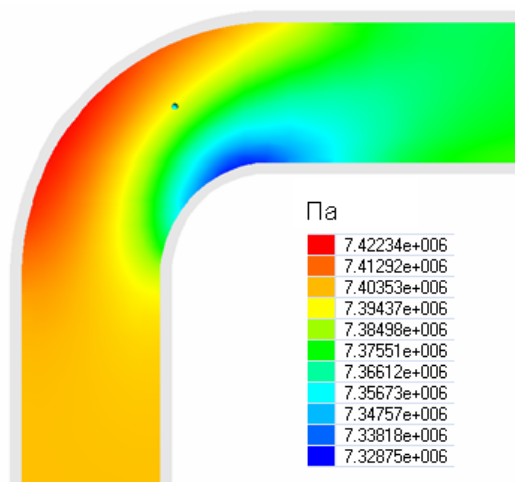


Рисунок 3 – Розподіл тиску в площині горизонтального поздовжнього перерізу відводу

Для аналізу міцності криволінійної ділянки трубопроводу з урахуванням усіх навантажень, які діють на трубопровід, потрібно розв'язати зв'язану задачу динаміки руху потоку газу відводом і напружень стінок труби. Для цього необхідні дві окремі об'ємні розрахункові сітки – для внутрішньої порожнини трубопроводу, якою рухається потік газу, та для стінки трубопроводу. Тому з допомогою інтегруючого середовища розрахунків ANSYS Workbench до розглядуваної вище генерованої в модулі ANSYS CFX-Mesh сітки для моделювання потоку газу всередині труби в модулі ANSYS Multiphysics була додана сітка, яка моделює стінку трубопроводу. Стінка трубопроводу моделювалась тетраїдальними кінцевими елементами. Кінцево-елементна модель стінки трубопроводу складається з 53 тис. елементів і 108 тис. вузлів.

Граничними умовами є закріплення торців розглядуваної ділянки трубопроводу, перенесене з модуля ANSYS CFX поле розподілу тиску на внутрішній стінці газопроводу.

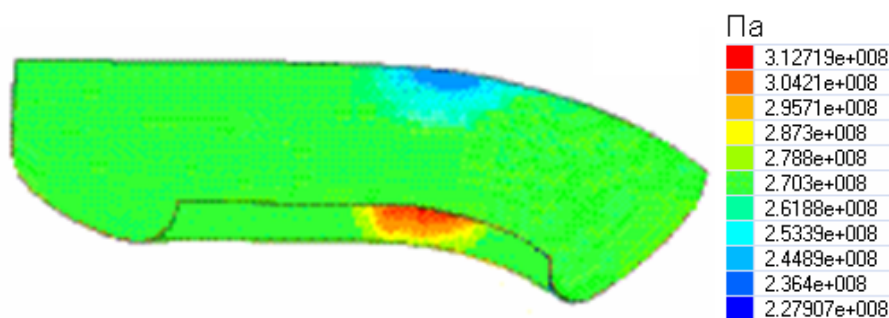


Рисунок 4 – Розподіл еквівалентних напружень Мізеса на контурах відводу

Для моделювання зв'язку трубопроводу з ґрунтом застосовано інтегровану в ANSYS модель пружно-пластичного матеріалу Мора-Кулона. До моделі ґрунту прикладається прискорення вільного падіння для врахування його власної ваги.

Аналіз міцності відводу проводився на основі розрахунків напружено-деформованого стану розглядуваної ділянки трубопроводу методом скінчених елементів. Результатами аналізу є тривимірні кольорові поля розподілу еквівалентних напружень Мізеса, відповідно до шкали значень, на контурах відводу (рис. 4). Як видно з результатів аналізу, для відводів характерний нерівномірний розподіл еквівалентних напружень поперечним перерізом. Максимальні еквівалентні напруження мають місце на увігнутому боці криволінійних ділянок, мінімальні – на опуклому. З наближенням до площини зміни напрямку потоку еквівалентні напруження з опуклого боку відводу поступово зменшуються (найменше значення складає 227,9 МПа), а з увігнутого боку відводу – різко зростають (найбільше значення складає 312,7 МПа). Це пояснюється двома чинниками:

- більшими зусиллями, які діють зсередини на зовнішню, значну за площею, частину відводу;
- згинальними моментами, які діють на краях прямолінійної ділянки трубопроводу.

Отже, мінімальний запас міцності відводів спостерігається з увігнутого боку. Також необхідно відзначити, що еквівалентні напруження з увігнутого боку відводу більші, ніж на прямолінійних ділянках трубопроводу. Найбільші еквівалентні напруження Мізеса з увігнутого боку відводу рівні 312,7 МПа. Запас міцності за границею плинності складає 1,5, а, отже, відвід є достатньо міцним.

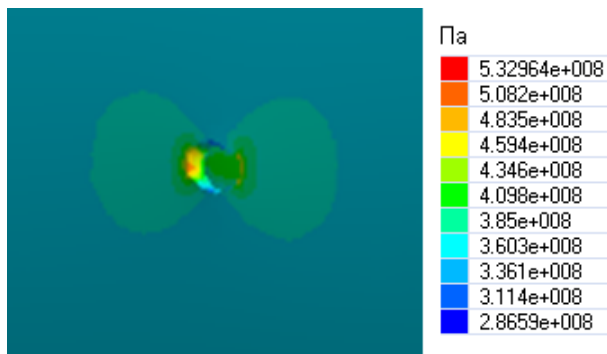
Аналіз міцності криволінійної ділянки з ерозійним зменшенням товщини стінки труб та корозійними дефектами проводився аналогічно з наведеним вище аналізом міцності криволінійної ділянки без дефектів. Ерозія моделювалась стоншуванням стінки з опуклого боку відводу. Корозійні виразки моделювались в місці мінімального запасу міцності відводу з увігнутого боку. Виразки мають в плані форму еліпса шириною 10 мм, довжиною 15 мм та глибиною 5,2 мм. Для детального відображення еквівалентних напружень Мізеса в місцях розташування дефектів здійснювалася адаптація (згущування) початкової розрахункової сітки.

За результатами аналізу було встановлено, що незначне ерозійне зменшення товщини стінки з опуклого боку відводу (2-5 мм) при збереженні проектного положення трубопроводу не призводить до втрати загальної міцності відводу. Таким чином, існує певний запас по товщині стінки з опуклого боку відводу. Також запас по товщині стінки може бути обумовлений перевищенням номінальної товщини стінки відводу (вибраної з сортаменту) значення товщини стінки розрахованої за формулою (2).

Шляхом проведення параметричної оптимізації були знайдені такі величини ерозійного зменшення товщини стінки з опуклого боку відводу, коли напруження складають 0,9 від границі плинності трубної сталі, тобто 423 МПа. Для розглядуваної моделі ця величина складає 8,6 мм. Оскільки, як було наведено вище, швидкість зношування стінок труб з опуклого боку криволінійних ділянок складає до 0,3 мм на рік, то безаварійний термін експлуатації даного відводу складає близько 30 років.

За полями розподілу еквівалентних напружень Мізеса в місцях корозійних виразок (рис. 5) встановлено, що наявність вказаних пошкоджень з увігнутого боку відводу значно погіршує його міцність. На контурах виразок максимальні напруження перевищують границю міцності трубної сталі, внаслідок чого в місцях їх розміщення відбудеться утворення тріщин і розглядувана ділянка газопроводу може втратити міцність. Шляхом проведення параметричної оптимізації були знайдені такі величини глибини корозійних виразок, коли напруження складають 0,9 від границі плинності трубної сталі. Для розглядуваної моделі ця величина складає 3,9 мм.

Аналіз впливу радіуса згину трубопроводу на його напружений стан свідчить, що збільшення радіуса гнутого відводу дає змогу істотно зменшити максимальні напруження з увігнутого боку відводу. Також істотно зменшити максимальні напруження з увігнутого боку відводу можна шляхом розбивання однієї криволінійної ділянки на декілька окремих криволінійних ділянок з прямою вставкою між ними. За результатами аналізу встановлено, що зміна довжини прямої вставки приводять до зміни напружень. Оптимальна довжина прямої вставки, коли напруження у відводі є мінімальними, більша за діаметр трубопроводу.



**Рисунок 5 – Поля розподілу еквівалентних напружень Мізеса в місці корозійної виразки з увігнутого боку відводу**

Наведені дослідження свідчать, що в стінці криволінійних ділянок трубопроводів напруження розподіляються нерівномірно. З увігнутого боку відводів вони більші, ніж на прямолінійних ділянках. Встановлено, що ерозійне зменшення товщини стінки з опуклого боку відводів не призводить до істотного зниження їх міцності, а наявність незначних корозійних виразок з увігнутого боку відводів може призвести до руйнування трубопроводу.

Одним з напрямків забезпечення надійної і безпечної експлуатації криволінійних ділянок є запропонований метод розбивання однієї криволінійної ділянки на декілька окремих криволінійних ділянок з прямою вставкою між ними.

Наведена методика дає змогу точніше оцінити міцність криволінійних ділянок трубопроводу з ерозійним зношуванням та корозійними дефектами, а, отже, скоротити об'єм ремонтних робіт при збереженні необхідного рівня міцності.

### Література

1 Типовые расчеты при сооружении и ремонте газонефтепроводов [Текст] : учебное пособие / [Л.И. Быков, Ф.М. Мустафин, С.К. Рафиков и др.]. – Санкт-Петербург: Недра, 2006. – 824 с.

2 Строительные нормы и правила: СНиП 2.05.06-85\* Магистральные трубопроводы [Текст] : нормативно-технический материал. – М. : ЦИТП Госстроя СССР, 1988. – 52 с.

3 Инструкция по контролю толщины стенок надземных газопроводов, технологической обвязки КС, ДКС, ГРС и гребенок подводных переходов магистральных газопроводов [Текст]: нормативно-технический материал. – М. : ВНИИГАЗ, 1987. – 17 с.

4 Р 51-31323949-42-99 Рекомендации по оценке работоспособности дефектных участков газопроводов [Текст]: нормативно-технический материал. – М. : ВНИИГАЗ, 1998. – 32 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
18.02.10*

*Рекомендована до друку професором  
Грудзом В.Я.*

## ОСНОВНІ КРИТЕРІЇ ЯКОСТІ СПОРУДЖЕННЯ МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ

*Р.Т.Мартинюк, В.Я.Грудз, О.Т.Чернова, Т.А.Мартинюк*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15, тел. (03422) 42157*

*e-mail: snp@nipq.edu.ua*

*Описані методи оцінки критеріїв, що впливають на якість спорудження магістральних трубопроводів. Подається характеристика галузевої системи управління якістю будівництва трубопроводів.*

Ключові слова: якість спорудження трубопроводів, універсальність системи, критерії якості.

*Описанные методы оценки критериев, что влияют на качество сооружения магистральных трубопроводов. Дана характеристика отраслевой системы управления качеством строительства трубопроводов.*

Ключевые слова: качество сооружения трубопроводов, универсальность системы, критерии качества.

*The described methods of estimation of criteria that building affect quality main pipelines. It is given description of the of a particular branch system quality managements of building pipelines.*

Keywords: quality of building of pipelines, universality of the system, criteria of quality.

Якість спорудження магістральних нафтопроводів – це складна наукова проблема, для вирішення якої потрібна постійна інтеграція досягнень різних галузей науки.

Під якістю спорудження нафтопроводу розуміється сукупність властивостей, що визначають ступінь його відповідності поставленим вимогам. Вже з цього порівняно загального визначення зрозуміло стає багатогранність поняття якості, що розкривається у низці таких властивостей, як стійкість, міцність, герметичність, корозійна стійкість, безвідмовність, довговічність. Якщо взяти до уваги, що дослідження кожної з властивостей зокрема або групи властивостей вимагає розроблення спеціальних математичних і фізичних теорій, то стає зрозуміло складність проблеми якості магістральних нафтопроводів.

У даний час складається традиційна методологічна основа наукових досліджень в області якості магістральних нафтопроводів з позицій математичної теорії надійності, що отримала аксіоматичну побудову на базі теорій множин, імовірностей та математичної статистики. Велике значення в методології якості має питання детермінації явищ, що вивчаються. Якість магістрального нафтопроводу є складною науковою і виробничо-технічною проблемою, яка спирається на об'єктивні закономірності подій, що відбуваються.

В основі наукових рішень даних явищ зазвичай лежать жорстко детерміновані моделі, що описують причинну обумовленість і підлеглість цих явищ дії конкретних законів. Проте в даний час намітився виражений перехід від класичної концепції лапласівського детермінізму, що розглядає ймовірність події як міру нашого знання (пов'язану лише з рівнем інформації, якою ми володіємо), до сучасного трактування ймовірності як категорії, що характеризує властивості самого об'єкта. Згідно з першою концепцією ймовірність стосувалася, як прави-

ло, методу пізнання, зокрема, раціональної оцінки гіпотез. Друга точка зору впливає з поняття ймовірності як характеристики об'єктивного світу. Мабуть, правомірно розглядати цю ймовірність як сукупність двох діалектично зв'язаних, взаємно доповнюючих форм, що збагатили одна одну.

Практично, всі явища, супутні процесу будівництва нафтопроводу, однозначно детерміновані причинами, що їх породжують. Але причини ці можуть бути різними. Одні з них – регулярні, діють постійно або періодично, інші – непостійні – нерегулярні та випадкові. Кожна з цих причин відіграє певну роль у здійсненні того або іншого процесу формування якості. Може виявитися, що домінуючі значення матимуть постійні причини, а випадкові, які також завжди мають місце, не чинитимуть істотного впливу. Але може бути й інша ситуація, коли дія випадкових причин настільки велика, що їх не можна вважати неістотним, оскільки вони значною мірою впливають на перебіг процесу, а в інших випадках навіть визначають його результат. Ці два протилежні види взаємодії регулярних і випадкових причин обумовлюють необхідність застосування до них різних методів пізнання. В науковому відношенні проблема якості спорудження магістральних нафтопроводів має дві групи гносеологічних завдань:

1) вивчення дії випадкових причин, що породжують закономірні наслідки;

2) дослідження механізму формування випадкових подій, обумовлених дією закономірних чинників (причин). Вирішення цих завдань і розвиток необхідних досліджень проводиться в рамках галузевої системи управління якістю.

Галузева система управління якістю будівництва – це комплекс взаємозв'язаних, взаємодіючих елементів (підсистем), що функціонують в оптимальних режимах управління. Причому, під управлінням якістю розуміється сис-

тема постійного контролю і цілеспрямованої дії на умови і чинники, що впливають на якість об'єктів з метою встановлення, забезпечення і підтримки необхідного рівня якості в процесі проектування, будівництва й експлуатації. Система управління якістю будівництва магістральних нафтопроводів функціонує в розвитку кількох основних підсистем.

До підсистем конструктивно-технологічного потенціалу відносяться інженерні дослідження і роботи підготовчого періоду, земляні, зварювально-монтажні, ізоляційно-укладальні роботи, електрохімічний захист, приймально-здавальні випробування, конструктивні і технологічні рішення, матеріали будівництва та ін. Ці підсистеми включають елементи управління, безпосередньо пов'язані з процесом формування якості будівництва магістральних нафтопроводів.

До підсистем контролю якості будівництва магістральних нафтопроводів відносяться вхідний контроль (якості матеріалів), операційний контроль (технології будівництва), приймальний контроль (закінчених будівництвом об'єктів). Основними вимогами до підсистем контролю є: точність, достовірність, оперативність, безперервність, повнота.

До підсистем кількісної оцінки якості спорудження нафтопроводів відносяться одинична оцінка якості праці окремих виконавців, комплексна оцінка якості праці будівельно-монтажних підрозділів, оцінка якості закінчених будівництвом об'єктів та ін. Підсистеми кількісної оцінки якості базуються на результатах фактичних вимірювань і контролі якості на всіх етапах виробництва робіт.

До підсистем інформаційного забезпечення управління якістю відноситься збір первинної інформації про якість будівництва, автоматизована передача даних, накопичення, обробка інформації тощо. Вказані підсистеми відіграють важливу роль в проведенні аналізу динаміки будівництва магістральних нафтопроводів, прогнозування їх надійності й формування ефективних дій.

До підсистем метрологічного забезпечення й обслуговування: забезпечення єдності й необхідної точності вимірювань, модернізація засобів вимірювань, випробувань й контролю, метрологічна експертиза, проектів, технічних умов, нормативно-технічної документації з будівництва та ін. Комплексне вирішення завдань метрологічного забезпечення й обслуговування будівництва на основі розробки й впровадження раціональних структур інформаційного забезпечення слугує реальною передумовою зростання ефективності управління якістю спорудження магістральних нафтопроводів.

До підсистем ергономічного забезпечення відноситься комплексний аналіз гігієнічних, антропометричних, фізіологічних, психофізичних і психологічних властивостей людини, що виявляються на різних етапах виробничої діяльності, конструктивно-технологічні рішення будівництва, що задовольняють ергономічні критерії та ін.

До підсистем екологічного забезпечення відноситься наукові принципи охорони природи при спорудженні магістральних нафтопроводів, раціональне природокористування, збереження і відтворення природних ресурсів, планування заходів щодо охорони довколишнього середовища з екологічних критеріїв і ін. Розвиток вказаних підсистем допускає розробку екологічних показників, пов'язаних з нормами будівництва магістральних нафтопроводів.

До підсистем організаційно-методичного потенціалу відносяться облік виробничого браку і непродуктивних витрат, моральне і матеріальне стимулювання виконавців щодо підвищення якості спорудження нафтопроводів, претензійно-позовна робота та ін.

Взаємодія перелічених вище підсистем впливає на прийняття комплексних рішень у рамках галузевої системи управління якістю будівництва. Забезпечення функціонування галузевої системи якості будівництва в оптимальних режимах має на меті отримання максимального ефекту в домінуючих напрямках. Вказана мета досягається шляхом забезпечення оптимальної синхронності функціонування елементів управління з урахуванням реально діючих внутрішніх (у рамках кожної підсистеми) і зовнішніх (між підсистемами) зв'язків.

Прогнозування надійності лінійної частини є невід'ємною частиною загальної проблеми управління якістю спорудження магістральних нафтопроводів. З позицій трубопровідного будівництва одним із найперспективніших напрямів прогнозування є визначення кількісних показників надійності нафтопроводу за результатами контролю якості його спорудження.

Прогнозування надійності як процес науково обгрунтованого прогнозу конструктивно-технологічних і експлуатаційних властивостей конструкції спирається на конкретні критерії якості, вибір яких залежить від призначення цієї конструкції і поставлених вимог.

Критерії якості повинні задовольняти низці загальних вимог, з яких доцільно виділити такі:

- достатня чутливість до параметрів якості, що відповідають заданому критерію;
- необхідна конструктивність, що дає змогу порівняно просто визначити чисельне значення критерію;
- достатня універсальність з погляду можливості порівняння ефективності і якості споруджуваної нафтопровідної системи. Формалізуючи вимоги до критерію якості, останній можна представити у вигляді функціонала

$$K = \Phi \left[ \Omega_a \left( \sum_{i=1}^n \omega_i \right) \cdot \Omega_b \left( \sum_{s=1}^y \omega_s \right) \right], \quad (1)$$

де:  $\Omega_a \left( \sum_{i=1}^n \omega_i \right)$  – вектор, який характеризує параметри нафтопровідної системи, що піддаються управлінню;

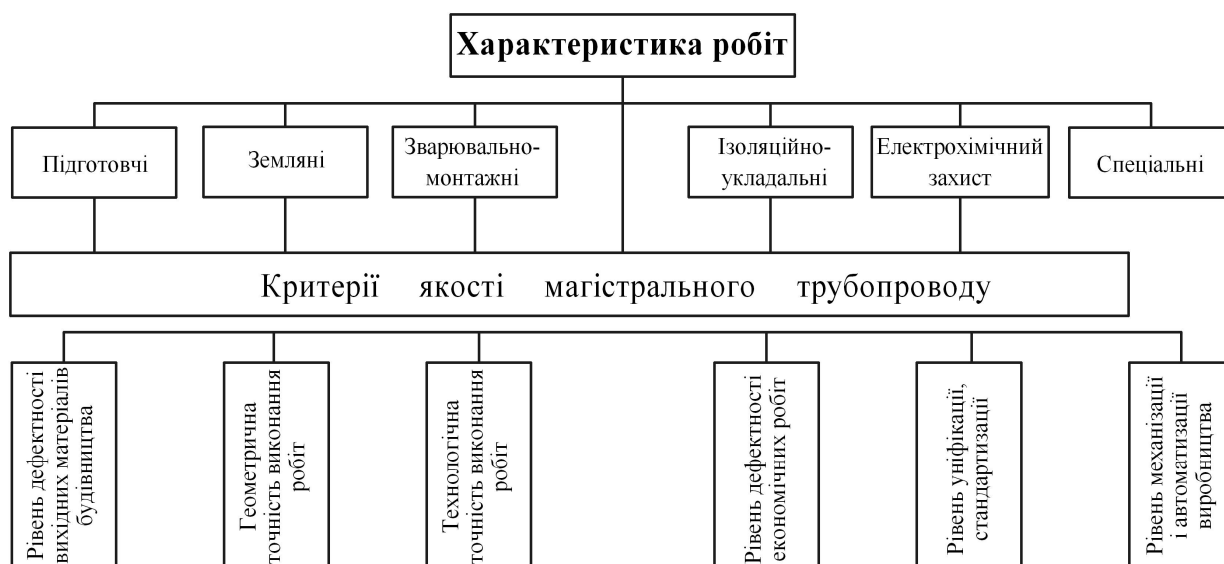


Рисунок 1 – Критерії якості лінійного будівництва

$\Omega_b \left( \sum_{i=1}^n \omega_i \right)$  – вектор, що характеризує параметри нафтопровідної системи, що не підлягають управлінню, але впливають на критерій якості.

Слід зауважити, що наведений функціонал не обов'язково містить адитивні співвідношення у виразі інтегрального критерію. У даному випадку він лише не виключає такої можливості, так само, як не виключається можливість лінійної апроксимації інтегрального критерію від параметрів, що входять до нього. До керованих параметрів, як правило, відносяться ті, що характеризують технологічний процес будівництва нафтопроводу (параметри геометричної точності виконання технологічних операцій за всіма видами робіт, фізико-хімічні параметри, що характеризують якість зварювання, ізоляції тощо). Більшість керованих параметрів можуть бути змінені тільки в строго регламентованих межах, що характеризують допустиму область всіх практично можливих змін параметрів. Некеровані параметри умовно можна поділити на дві групи:

а) випадкові, закони розподілу для яких відомі (наприклад, гідрометеорологічні та гідрогеологічні умови будівництва);

б) випадкові, для яких відомі тільки межі зміни, але невідомі закони розподілу ймовірності (наприклад, фізичні властивості ґрунту в межах конкретної ділянки будівництва, геометричні параметри профілю і дна траншеї, фізико-хімічні і механічні властивості будівельних матеріалів).

Знаходження екстремуму функціонала критерію якості при заданих обмеженнях на керовані параметри і облік всієї доступної інформації про невизначені параметри є основним завданням математичного синтезу під час оптимального проектування магістрального нафтопроводу.

З погляду на вироблення конкретних рішень у межах галузевої системи управління якістю, критерії і параметри якості лінійного будівництва нафтопроводів доцільно класифікувати за видами проведених робіт (рис. 1):

- 1) роботи підготовчого періоду;
- 2) земляні роботи;
- 3) зварювально-монтажні роботи;
- 4) ізоляційно-укладальні роботи;
- 5) роботи з електрохімічного захисту;
- 6) спеціальні роботи (баластування, рекултивация, підводно-технічні тощо).

Зміна значень параметрів якості нафтопроводу у ході експлуатації викликає закономірну зміну його стану, що характеризується цілком визначеними критеріями. Науково обґрунтований прогноз конструктивно-технологічних і експлуатаційних властивостей нафтопроводу, що спирається на такі критерії, складає одне з найважливіших завдань прогнозування надійності магістрального нафтопроводу.

Номінальні значення параметрів якості, а також їх відхилення допускаються та регламентуються нормативно-технічними документами. У випадку, коли регламентована норма на конкретний параметр суперечить тому чи іншому критерію якості (що не задовольняє поставленим вимогам), виникає необхідність у перегляді такої норми, її уточненні, коригуванні.

**Висновок.** До проблеми забезпечення необхідного рівня якості будівництва прикована пильна увага численних організаторів виробництва, інженерів, технологів, конструкторів, юристів, вчених, соціологів, суспільних і державних діячів. У техніко-економічному значенні за параметрами якості можливо визначити ступінь відповідності продукції вимогам норм, споживача (замовника), оцінити ступінь досконалості того або іншого виду продукції, тієї чи іншої технології, виявити передову ділянку, підприємство, об'єднання, галузь і навіть державу.

*Література*

1 Молдаванов О.И. Количественная оценка качества уплотнений трубопроводной арматуры / О.И. Молдаванов, И.И. Молдаванов. – М. : ВНИИЭГазпром, 1973. – 20 с.

2 Молдаванов О.И. Количественная оценка качества сооружения магистральных трубопроводов / О.И. Молдаванов, А.А. Никитин, А.А. Шишов // Строительство трубопроводов. – 1976. – № 11. – 79 с.

3 Мартинюк Р.Т. Вплив якості спорудження нафтопроводів на їх експлуатаційну надійність [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 08. 04. 10 / Мартинюк Ростислав Тарасович. – Івано-Франківськ, 2010. – 162 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*

*18.02.10*

*Рекомендована до друку професором*

*Тимківим Д.Ф.*

## ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОДЕЗИЧНИМИ МЕТОДАМИ МІСЦЬ ВСТАНОВЛЕННЯ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ВІДВЕДЕННЯ РІДИНИ З ПОРОЖНИНИ ГАЗОПРОВОДУ

<sup>1</sup> М.І. Феношин, <sup>2</sup> М.І. Братах, <sup>3</sup> В.В. Хай, <sup>3</sup> Г.О. Хоменко

<sup>1</sup> ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15, тел. (0342) 572380  
e-mail: geodesy@nupq.edu.ua

<sup>2</sup> УкрНДІ газ, 61010, м. Харків, Красношкільна наб. 20, відділ КС і АГНКС,  
тел. (0577) 304525; e-mail: gas@ukrniigaz.kharkov.ua

<sup>3</sup> «Харківгазвидобування», 61010, м. Харків, Інженерний провулок 1а, відділ ГПУ,  
тел. (0577) 195828

*Пропонується методика визначення геодезичними методами місць встановлення пристроїв для відведення рідини з порожнини діючого газопроводу.*

Ключові слова: газопровід, природна пастка рідини, геометричне нівелювання, поздовжній профіль траси, геодезичні методи.

*Предлагается методика определения геодезическими методами места для установки приборов для отвода жидкости из полости действующего газопровода.*

Ключевые слова: газопровод, естественная ловушка жидкости, геометрическое нивелирование, геодезические методы.

*The methodology of determination places using geodetic techniques for mounting devices operating gas pipeline for removal liquid from its cavity is offered.*

Keywords: gas pipeline, natural trap of liquid, leveling, longitudinal type of route, geodesic methods.

### **Постановка проблеми**

Проблему підвищення ефективності роботи системи «родовище - установка комплексної підготовки газу – промисловий газопровід – магістральний газопровід» розглянуто для системи родовищ ГПУ «Харківгазвидобування», що працюють на міжпромисловий газопровід Юліївська УКПГ – Богодухів – Степова УКПГ – ШПК.

Експлуатація міжпромислового газопроводу Юліївська УКПГ – Богодухів – Степова УКПГ – ШПК після проведення його реконструкції у 2004 році дала змогу за рахунок збільшення його продуктивності звільнити споживачів м. Харкова від приймання високонапірного газу Юліївського родовища і замінити його низьконапірним газом Шебелинського родовища.

Попри високий ступінь очищення газу на Юліївському родовищі, зимовий період експлуатації газопроводу характеризується поступовим накопиченням рідини в його порожнині за рахунок сприятливих термодинамічних та швидкісних умов. Пропускання крізь порожнину газопроводу значно більших об'ємів газу призводить до перерозподілу мас рідини трасою газопроводу і забруднення відгалуження Степова УКПГ-ШПК (останньої ділянки газопроводу). Експлуатація цієї потенційно небезпечної ділянки газопроводу відбувається за збільшених перепадів тиску, викликаних наявністю

рідини в її порожнині (збільшений гідроопір ділянки), що призводять до неефективної експлуатації обладнання УКПГ, залпових викидів рідини з порожнини газопроводу тощо. Єдиним шляхом подолання проблем, пов'язаних з експлуатацією потенційно-небезпечної ділянки, є проведення операцій з її очищення.

### **Аналіз попередніх досліджень та виділення невирішених питань**

Виходячи з аналізу попередніх досліджень [1, 2], а також даних, наведених у [3] щодо ефективності експлуатації пристроїв для відведення рідини з порожнини газопроводів постійної дії, найбільш економічним способом очищення газопроводів - відводів, не обладнаних камерами запуску та приймання очисних пристроїв, є встановлення дрипів або дренажних трубок у місцях накопичення рідини.

Аналіз даних щодо вибору місць встановлення будь-яких пристроїв для відведення рідини з порожнини газопроводу виявив відсутність системного підходу до вирішення поставленої проблеми, як наслідок – відсутність точного алгоритму визначення і реалізація методики.

### **Мета роботи**

Розробка методики, що передбачає точне визначення місць встановлення пристроїв для відведення рідини постійної дії.

**Викладання основного матеріалу**

Алгоритм розробки передбачає:

- визначення гідравлічної ефективності газопроводу та орієнтовного об'єму забруднень його ділянок;
- визначення місць ймовірного накопичення рідини;
- визначення найнижчої точки траси газопроводу в природній пастці рідини, що є найбільш ймовірною для накопичення рідини (переходи через яри, балки, заплави річок тощо)

Нижче описано шлях реалізації викладеної методики для ділянки діючого газопроводу.

З метою розрахунку коефіцієнтів гідравлічної ефективності ділянок газопроводу для визначення дійсного об'єму забруднень в порожнині газопроводу під час проведення експериментальних досліджень застосовано методику параметричної діагностики стану порожнини газопроводу.

Застосування методики обумовлюється:

- великими похибками у визначенні коефіцієнта гідравлічної ефективності під час розрахунків, в основу яких покладені методи і рівняння стаціонарного руху газу трубопроводом;
- важкістю визначення коефіцієнтів гідравлічної ефективності ділянок складних газотранспортних систем, якщо витрата газу замірюється по всій системі;
- відсутністю точних і дешевих методів визначення об'єму рідинних накопичень в газопроводі.

Результати розрахунку коефіцієнтів гідравлічної ефективності за методикою його параметричного діагностування та обсягу забруднень в газопроводі - відводі зведено в табл. 1.

Аналіз даних свідчить, що основна маса технічної рідини об'ємом 283 м<sup>3</sup> газопроводівідводі Степова УКПГ-ШПК. Основна причина – наявність термодинамічних умов для конденсації рідини і утворення гідратів у зимовий період експлуатації.

З метою перевірки цього твердження, а саме умов утворення рідинної фази, гідратів та місць їх дислокації, побудуємо графіки зміни температури точки роси трасою газопроводу, температурного режиму його експлуатації та температур, що відповідають умовам утворення гідратів (рис. 1-2).

Дані рисунків свідчать про можливість накопичення рідини в балках газопроводу на відстані 5-10 км від початку траси.

Недоліком усіх методів оцінювання гідравлічного стану ділянок газопроводів є необхідність прив'язки до певних місць проведення вимірів (кранові вузли, споруди лінійної частини магістральних газопроводів), тому понижені місця газопроводів фіксуються на ділянках великої протяжності.

Більш точне визначення місць встановлення пристроїв для відведення рідини з порожнини газопроводу здійснюють шляхом пошуку понижених місць траси газопроводу. Першим етапом цієї роботи є аналіз поздовжнього профілю, який будують геодезичними методами на

**Таблиця 1 – Результати розрахунку гідравлічного стану ділянки газопроводу**

Показники стану	Розмірність	Величина
Вихідні дані:		
Надлишковий початковий тиск	кгс/см <sup>2</sup>	24,10
Надлишковий кінцевий тиск	кгс/см <sup>2</sup>	23,36
Початкова температура газу	°К	282,52
Кінцева температура газу	°К	288,08
Температура ґрунту	°К	289,45
Зовнішній діаметр газопроводу	мм	1020
Товщина стінки газопроводу	мм	11,00
Довжина досліджуваної ділянки газопроводу	км	23,800
Еквівалентна шорсткість труби	мм	0,03
Густина газу за стандартних умов	кг/м <sup>3</sup>	0,767
Відносна густина газу	кг/м <sup>3</sup>	0,593
Фактична продуктивність газопроводу	млн.м <sup>3</sup> /доб	2,739
Результати розрахунку		
Середній тиск	кгс/см <sup>2</sup>	23,73
Перепад тиску	МПа	0,074500
Середня температура газу	К	286,76
Приведений тиск газу	кгс/см <sup>2</sup>	0,51
Приведена температура газу	К	1,39
В'язкість газу	Па*с	0,00001082
Число Рейнольдса	Re	2753931
Коефіцієнт стисливості	Z <sub>сер</sub>	0,995
Теоретичний коефіцієнт гідропору	λ <sub>теор</sub>	0,01097
Фактичний коефіцієнт гідропору	λ <sub>факт</sub>	0,12828
Надлишковий перепад тиску	МПа	0,0682207
Фактична швидкість газу	м/с	1,75
Коефіцієнт гідравлічної ефективності	%	29,24
Орієнтовний об'єм забруднень	м <sup>3</sup>	283,28
Ступінь заповнення	α	0,625040264
Кут нахилу вихідної ділянки	рад	0,035
Довжина дзеркала рідини	м	600,00

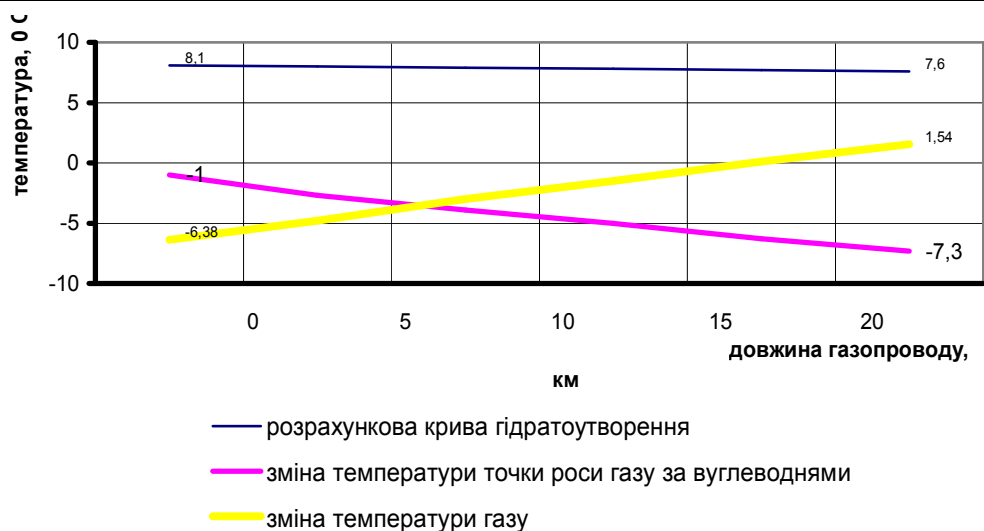


Рисунок 1 – Криві зміни температури газу, температури точок роси та умов гідратуутворення газопроводу-відводу Степова УКПГ – ШПК станом на лютий 2008 р.

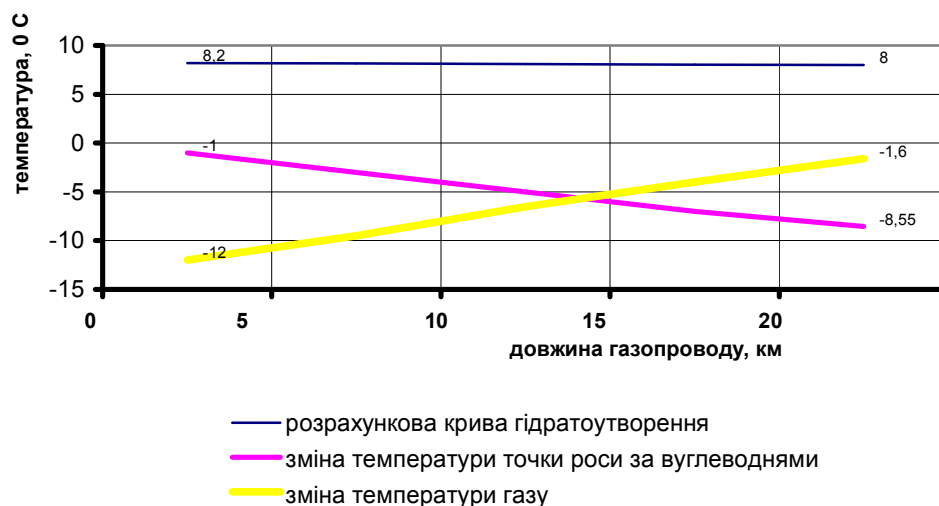


Рисунок 2 – Криві зміни температури газу, температури точок роси та умов гідратуутворення газопроводу-відводу Степова УКПГ – ШПК станом на квітень 2008 р.

стадії інженерних вишукувань газопроводів або на стадії паспортизації вже побудованих газопроводів. Для побудови поздовжніх профілів траси газопроводу застосовують традиційні геодезичні прилади: технічні теодоліти і тахеометричні рейки або сучасні системи GPS.

Другий етап роботи полягає в уточненні безпосередньо на місцевості цих понижених місць. Його виконують окомірно або більш точно – тригонометричним чи геометричним нівелюванням. Для прикладу наведемо поздовжній профіль траси газопроводу-відводу Степова УКПГ-ШПК, побудований геодезичними методами під час трасування газопроводу (рис. 3). Аналіз профілю свідчить, що вздовж траси газопроводу існує наявний ряд понижених місць у вигляді природних балок, долин річок, потоків тощо, які фактично є місцями ймовірного накопичення рідини в порожнині газопроводу, так званими природними пастками рідини.

Обчислимо середню квадратичну помилку визначення перевищення з допомогою технічного теодоліта Т-30 та звичайної тахеометричної рейки. Відомо, що перевищення з триго-

метричного нівелювання визначається за формулою [4]

$$h = \frac{1}{2} D \sin 2v, \quad (1)$$

де:  $D$  – виміряна відстань з допомогою рейки нитковим віддалеміром;

$v$  – кут нахилу, виміряний за допомогою вертикального круга теодоліта Т-30.

Згідно з [4] середня квадратична помилка перевищення, знайденого із тригонометричного нівелювання, може бути розрахована за формулою

$$m_h^2 = \frac{1}{4} \sin^2 2v m_D^2 + \frac{1}{4} D \cos 2v^2 m_v^2 / \rho^2. \quad (2)$$

На прикладі, наведеному на рис. 3, максимальний ухил місцевості відповідає п'ятому кілометру траси і становить  $6^0$ . Для віддалі  $D_{\max} = 200\text{ м}$ , визначеної з допомогою рейки при  $m_D = 1/700 D = 0,3\text{ м}$  і  $m_v = 30''$ , знайдемо середню квадратичну похибку

$$M_h = 0.034\text{ м} \approx 3,5\text{ см}.$$

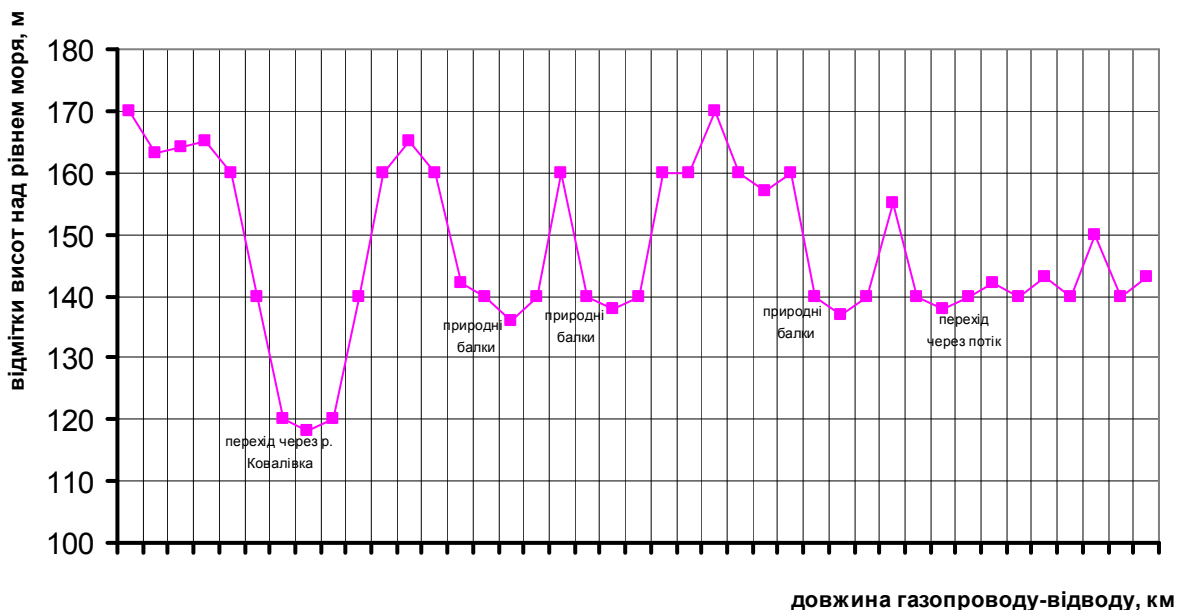


Рисунок 3 – План-профіль траси газопроводу

Під час геометричного нівелювання застосовуються технічні нівеліри із середньою квадратичною помилкою визначення перевищення, не більшою  $10mm\sqrt{n}$ , де  $n$  – кількість станцій [4]. Таким чином, точність тригонометричного і геометричного нівелювання достатня для впевненого (до 0,5 м) визначення місць природних пасток рідини.

Ефективність застосування такої методики полягає у тому, що внаслідок встановлення пристрою для очищення газу в трубопроводах на газопроводі-відводі Степова УКПГ-ШПК з'явиться можливість транспортування газу вищої якості споживачам та підтримки гідравлічного стану газопроводу на належному рівні, що відіб'ється у зниженні втрат тиску під час транспортування та за умови зниження величини робочого тиску на родовищах інтенсифікує видобуток газу.

Під час встановлення пристрою додатково з'являється можливість видалення забруднень, які накопичились у внутрішній порожнині за роки його експлуатації.

Прибуток від додатково отриманого продукту внаслідок встановлення пристрою визначається за формулою

$$P = \Delta Q \cdot (C_2 - C_i) \Pi, \quad (3)$$

де:  $\Delta Q$  – приріст видобутку продукції за рахунок впровадження заходу, натуральних одиниць;

$\Pi$  – ціна одиниці продукції в розрахунковому році, грн.;

$C_i$  – фактична собівартість додаткового видобутку продукту з врахуванням витрат на проведення робіт зі встановлення пристрою для очищення газу в трубопроводах (грн./од.)

$$C_i = C_i + \frac{B_1}{\Delta Q}, \quad (4)$$

де:  $C_i$  – фактична умовно-змінна собівартість видобутку продукту за розрахунковий період, грн./од.;

$B_1$  – витрати на проведення робіт, грн.

Очікуваний прибуток застосування поданого методу для діючого газопроводу Юліївська УКПГ – Богодухів – Степова УКПГ-ШПК становить понад 800 тис. грн., що в декілька разів перевищує видатки на проведення науково-дослідної роботи, робіт з проектування та встановлення дренажних пристроїв. Згідно з наведеним методом встановлення дренажних пристроїв пропонується виконати за допомогою безвогневого врізання патрубку меншого діаметра у верхню твірну діючого газопроводу.

**Література**

- 1 Капцов И.И. Сокращение потерь газа на магистральных газопроводах / И.И. Капцов. – М.: Недра, 1988. – 160 с.
- 2 Капцов І.І. Причини збільшення перепадів тиску по трасі газопроводів системи видобутку і збору газу / І.І. Капцов, Г.О. Хоменко, М.І. Братах // Питання розвитку газової промисловості України: зб. наук. праць. – 2005. – Вип. XXX111. – С. 99 – 106.
- 3 Братах М.І. Аналіз технічного рівня техніки та технології очистки газопроводів з нерівно проходною арматурою / М.І. Братах, О.В. Фоменко // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2002. – №3(4). – С.11-14.
- 4 Геодезія: за заг. ред. проф., д.т.н. С.Г.Могильного і проф., д.т.н. С.П. Войтенка. – Чернівці: Чернігівські обереги, 2002. – 408 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 18.02.10  
 Рекомендована до друку професором Тимківим Д.Ф.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ КОАГУЛЯЦІЇ В ТЕХНОЛОГІЇ ОЧИЩЕННЯ БУРОВИХ СТИЧНИХ ВОД

<sup>1</sup>О.Д. Мельник, <sup>2</sup>А.В. Пукіш

<sup>1</sup> ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42196  
e-mail: public@nirp.edu.ua

<sup>2</sup> Науково-дослідний і проектний інститут ВАТ „Укрнафта”,  
76019, м. Івано-Франківськ, Північний бульвар ім. О. Пушкіна, 2, тел. (03422) 48329,  
e-mail: es@ndpi.ukrnapfta.com

*Наведено результати досліджень очищення бурових стічних вод методом реагентної коагуляції із застосуванням різних коагулянтів*

Ключові слова: бурові стічні води, коагулянти, відходи буріння

*Приведены результаты исследований очистки буровых сточных вод по методу реагентной коагуляции с применением различных коагулянтов*

Ключевые слова: буровые сточные воды, коагулянты, отходы бурения

*The results of researches of cleaning of drilling wastewaters are resulted by the method of reagent coagulation with the use of different coagulants*

Keywords: drilling wastewaters, coagulation, drilling wastes

Забезпечення енергетичної незалежності держави вимагає збільшення обсягів вітчизняного видобутку нафти і газу. Виконання цього завдання можливе за рахунок буріння нових розвідувально-пошукових та експлуатаційних свердловин.

Одним із пріоритетних аспектів проведення бурових робіт є максимально можливе збереження природного стану навколишнього середовища. Відомо, що бурові майданчики відносяться до об'єктів підвищеної екологічної небезпеки. Тому вплив на компоненти довкілля під час спорудження свердловин можливий не тільки в результаті аварійних ситуацій, а й за нормальних умов проходження виробничого процесу. Це, в основному, пов'язано з утворенням значних об'ємів відходів, зокрема таких, як відпрацьована промивальна рідина (ВПР), видалена порода (ВП) і бурові стічні води (БСВ), питання утилізації яких на сьогоднішній день повністю не вирішене.

На сучасному етапі розвитку технології спорудження нафтогазових свердловин процес буріння супроводжується утворенням значної кількості бурових стічних вод (БСВ). За технологією поводження з відходами буріння, БСВ накопичуються в шламових амбарах чи ємностях, а після закінчення процесу буріння або в міру наповнення ємностей БСВ очищують і вивозять для подальшого використання в системах підтримки пластового тиску. На сьогоднішній день основним методом очищення БСВ є реагентна коагуляція. При цьому традиційно застосовують алюміній сульфат як реагент, що поєднує у собі експлуатаційні та економічні параметри на прийнятному рівні. Прийоми ведення технологічного процесу з використанням вказаного коагулянту достатньо відпрацьовані і

пониження експлуатаційних витрат можливе лише з впровадженням нових, більш ефективних реагентів.

Авторами проведено лабораторні дослідження процесів коагуляції з допомогою нових реагентів для очищення БСВ.

Для проведення досліджень були вибрані бурові майданчики, на яких застосовуються такі типи бурових розчинів: на бурових майданчиках 9-Микуличин, 1-Вигода-Витвиця – гуматний тип бурового розчину, 33-Улично – мінералізований тип бурового розчину, 123-Східні Решетняки та 83-Червонозаводська – лігносульфонатний тип бурового розчину. Проби води відбиралися безпосередньо із стічних жолобів перед потраплянням БСВ до амбарів (бурові 9-Микуличин, 33-Улично, 83-Решетняки, 123-Червонозаводська) чи ємностей (бурова 1-Вигода-Витвиця).

Для підвищення параметрів очищення стічних вод необхідно детально визначити усі чинники, що можуть впливати на процеси коагуляції з подальшим визначенням оптимальних умов проведення процесів коагуляції [1].

За аналогією з термінологією, прийнятою в теорії тепломасообміну (внутрішні і зовнішні завдання), електрокінетичні явища зручно розподіляти на внутрішні і зовнішні. Електрокінетичні явища в капілярних системах відносять до внутрішніх, а електрофорез і ефект Дорна – до зовнішніх. Для вивчення внутрішніх електрокінетичних явищ застосовували загальний метод, який базується на складанні виразу для ентропії в системі, що складається з двох резервуарів, з'єднаних пористою перетинкою за наявності перетоків крізь неї.

У роботі [2] встановлено взаємозалежність не тільки для внутрішніх, але і для зовнішніх

електрокінетичних явищ. Теорія електрокінетичних явищ в термодинаміці незворотніх процесів тлумачить ці явища як ефекти перехресування внаслідок взаємодії потоків речовини, електрики і визначає відношення між ними.

Проте у згаданих вище роботах феноменологічні коефіцієнти не виражені через величини, які б піддавалися безпосереднім вимірюванням. В зв'язку з цим нами представлені ефекти взаємодії потоків дифузії і заряду через безпосередньо вимірювані величини. Для неперервної „закритої”, ізобарно-термічної  $n$ -компонентної системи ( $i=1, 2, \dots, n$ ) загальне рівняння перенесення може бути представлене в такому вигляді:

$$I_i = \lambda \frac{kT}{Rh} \left(1 + \frac{C_i}{C_n}\right) \exp\left(\frac{\tilde{\mu}_i - g_i^*(T, p, 1)}{RT}\right) \text{grad}\left(-\frac{\mu_i}{T}\right) + \sum_{k=1}^{n-1} \lambda \frac{C_k}{C_n} \delta_{ik} \frac{RT}{Rh} \exp\left(\frac{\tilde{\mu}_i - g_i^*(T, p, 1)}{RT}\right) \text{grad}\left(-\frac{\mu_k}{T}\right), \quad (1)$$

де:  $\lambda$  – середня довжина пробігу;  $k$  – стала Больцмана;  $T$  – абсолютна температура;  $R$  – універсальна газова стала;  $h$  – стала Планка;  $\tilde{\mu}_i$  – електрохімічний потенціал  $i$ -того компонента;  $\tilde{\mu}_i = \mu_i + n_i F \varphi$ , де  $\mu_i$  – хімічний потенціал  $i$ -того компонента,  $n_i$  – заряд  $i$ -того іону;  $F$  – число Фарадея;  $\varphi$  – електричний потенціал;  $g_i^*(T, p, 1)$  – ізобарно-ізотермічний потенціал активації на 1 моль (вільна енергія активації);  $\delta_{ik}$  – символ Кронекера.

На основі цього рівняння складена система феноменологічних рівнянь для  $n-1$  потоків маси і загального потоку заряду:

$$I_i = \sum_{k=1}^{n-1} \left\{ \frac{kT}{Rh} \left( (1 - \delta_{ik}) \left(1 + \frac{C_i}{C_n}\right) + \delta_{ik} \frac{C_k}{C_n} \right) \times \right. \\ \left. \times \lambda \exp\left(\frac{\tilde{\mu}_i - g_i^*}{RT}\right) \text{grad}\left(-\frac{\mu_k}{T}\right) \right\} + \quad (2)$$

$$+ \sum_{k=1}^{n-1} \left\{ \lambda \frac{kT}{Rh} \left( n_i F (1 - \delta_{ik}) \left(1 + \frac{C_i}{C_n}\right) + n_k F \delta_{ik} \frac{C_k}{C_n} \right) \times \right. \\ \left. \times \exp\left(\frac{\tilde{\mu}_i - g_i^*}{RT}\right) \text{grad}\left(-\frac{\varphi}{T}\right) \right\};$$

$$I = \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{k=1}^{n-1} \left\{ \lambda n_i F \frac{kT}{Rh} \left( (1 - \delta_{ik}) \left(1 + \frac{C_i}{C_n}\right) + \delta_{ik} \frac{C_k}{C_n} \right) \times \right. \\ \left. \times \exp\left(\frac{\tilde{\mu}_i - g_i^*}{RT}\right) \text{grad}\left(-\frac{\mu_k}{T}\right) \right\} + \quad (3)$$

$$+ \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{k=1}^{n-1} \left\{ \lambda n_i F \frac{kT}{Rh} \left( (1 - \delta_{ik}) \left(1 + \frac{C_i}{C_n}\right) n_i F + \delta_{ik} \frac{C_k}{C_n} n_k F \right) \times \right. \\ \left. \times \exp\left(\frac{\tilde{\mu}_i - g_i^*}{RT}\right) \text{grad}\left(-\frac{\varphi}{T}\right) \right\}.$$

В рівнянні (2) коефіцієнти при градієнті хімічного потенціалу характеризують потоки маси і їх взаємодію, коефіцієнти при  $\text{grad}\left(-\frac{\varphi}{T}\right)$ , також як і коефіцієнти при

$\text{grad}\left(-\frac{\mu_i}{T}\right)$  рівняння (3), відображають взаємний вплив потоків маси з потоком заряду; коефіцієнт при  $\text{grad}\left(-\frac{\varphi}{T}\right)$  є власним коефіцієнтом потоку заряду. Феноменологічні коефіцієнти представлені у явному виді через параметри стану і термодинамічні функції  $\tilde{\mu}_i, \lambda, g_i^*$ . Їх можна представити через такі вимірювані величини, як питома електропровідність і коефіцієнт дифузії  $D_i^a$ :

$$L_{ii} = \frac{a_i}{R} D_i^a \left\{ (1 - \delta_{ik}) \left(1 + \frac{C_i}{C_n}\right) + \frac{\delta_{ik} C_k}{C_n} \right\},$$

$$L_{ik} = \frac{a_i}{R} D_i^a \left\{ (1 - \delta_{ik}) \left(1 + \frac{C_i}{C_n}\right) + \frac{\delta_{ik} C_k}{C_n} \right\},$$

$$L_{ki} = \frac{a_k}{R} D_k^a \left\{ (1 - \delta_{ik}) \left(1 + \frac{C_k}{C_n}\right) + \frac{\delta_{ik} C_i}{C_n} \right\},$$

$$L_{il} = \sum_{k=1}^{n-1} \frac{a_i}{R} D_i^a \left\{ n_i F (1 - \delta_{ik}) \left(1 + \frac{C_i}{C_n}\right) + \delta_{ik} n_k F \frac{C_k}{C_n} \right\},$$

$$L_{li} = \sum_{i=1}^{n-1} n_i F \frac{a_i}{R} D_i^a \left\{ (1 - \delta_{ik}) \left(1 + \frac{C_i}{C_n}\right) + \delta_{ik} \frac{C_k}{C_n} \right\},$$

$$L_{ll} = \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{k=1}^{n-1} T \chi_i F \frac{a_i}{R} D_i^a \left\{ (1 - \delta_{ik}) \left(1 + \frac{C_i}{C_n}\right) + \delta_{ik} \frac{n_k F C_k}{n_i F C_n} \right\}.$$

Як впливає з цих виразів, співвідношення взаємності Ознагера для коефіцієнтів  $L_{li}$ , які характеризують взаємодію коефіцієнтів дифузії з потоком заряду, будуть мати місце за умови симетричності коефіцієнтів  $L_{ik}$  і рівності зарядів всіх компонентів, а рівність  $L_{ik} = L_{ki}$  виконується за умови  $D_i / D_k = f_k / f_i$  ( $f$  – коефіцієнт активності).

На основі феноменологічних рівнянь (2), (3) для стаціонарних станів можна виразити в явному вигляді ефекти накладення, з частиною яких зустрічаються в електрохімічній практиці, зокрема під час вивчення електрофорезу.

Вивчення електрокінетичного потенціалу БСВ проводили методом рухомої межі з метою з'ясування впливу різних коагулянтів на стійкість дисперсних систем.

На основі наведених вище рівнянь ефекти накладення можна виразити в явному вигляді за величиною потенціалу седиментації ( $\varphi_c$ ). З електрокінетичним потенціалом ( $\zeta$ ) він пов'язаний таким рівнянням:

$$\varphi_c = \frac{\zeta \epsilon \epsilon_0 V (\rho - \rho_0) g}{\eta \chi}, \quad (4)$$

де:  $\rho$  і  $\rho_0$  – густина дисперсної фази;

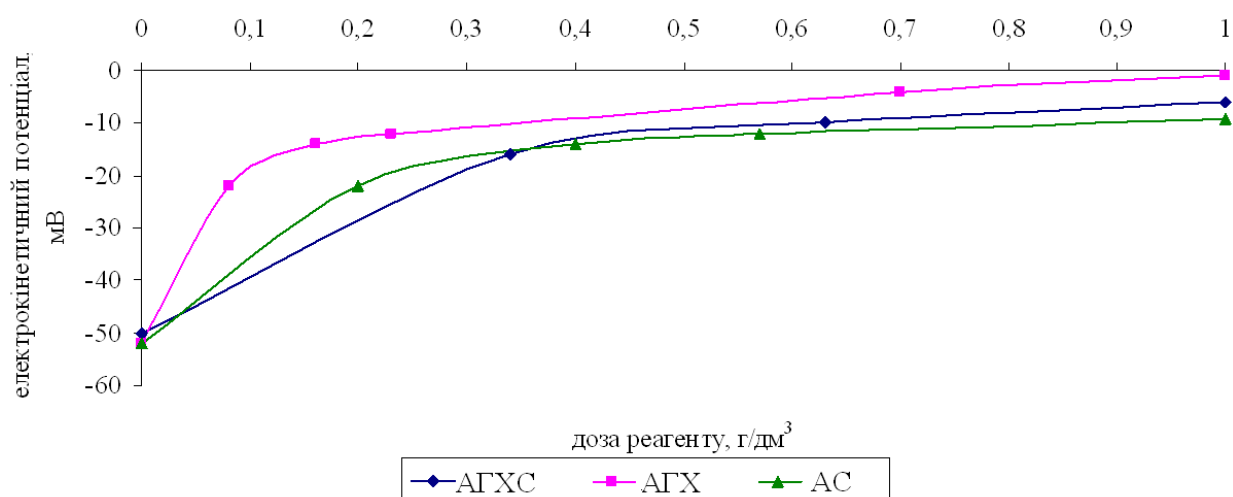


Рисунок 1 – Залежність електрокінетичного потенціалу від концентрації коагулянту

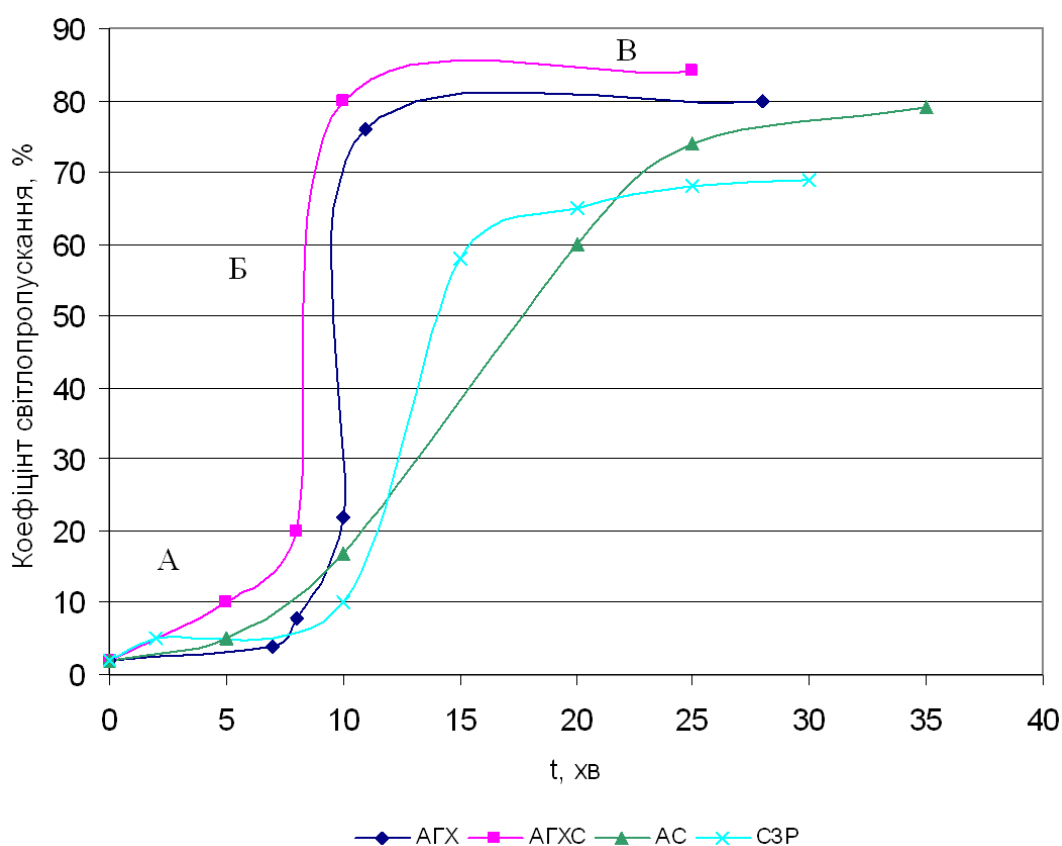


Рисунок 2 – Кінетика зміни коефіцієнта світлопропускання у процесі очищення стічних вод

$V$  – об’ємна частка дисперсної фази, що для сферичних частинок радіусом  $r$  і в кількості  $n$  в одиниці об’єму рівна  $\frac{4}{3}\pi r^3 n$ ;

$\chi$  – питома електрична провідність дисперсійного середовища;

$\eta$  – в’язкість дисперсійного середовища, Па·с;

$\varepsilon$  – діелектрична проникність;

$\varepsilon_0 = 8,854 \cdot 10^{-12}$  Ф/м.

Залежність електрокінетичного потенціалу від концентрації коагулянту зображена на рисунку 1. На отриманих графіках прослідкову-

ється достатньо інтенсивне падіння електрокінетичного потенціалу, що може свідчити про переважно нейтралізаційний механізм коагуляції.

За однакових умов алюміній гідроксохлорид (АГХС швидше зменшує  $\zeta$ -потенціал, ніж коагулянти алюміній гідроксохлорид сульфат (АГХС) та алюміній сульфат (АС).

Для вдосконалення процесів очищення БСВ велике практичне та теоретичне значення має вивчення протікання процесу коагуляції в часі. З цією метою нами побудовано кінетичні криві процесу очищення стічних вод.

Методика визначення кінетичних залежностей полягала в наступному: до 10-20 мл стічної води додавалась оптимальна доза коагулянту. Після змішування визначався коефіцієнт світлопропускання та фіксувався час проходження експерименту. За результатами проведених досліджень побудовано кінетичні криві, які зображені на рисунку 2.

На отриманих кінетичних кривих можна виділити три ділянки: ОА – повільна коагуляція, АВ – швидка коагуляція, ВВ – закінчення коагуляції. Під час повільної коагуляції злипання завислих частинок відбувається лише в результаті випадкових зближень, внаслідок того, що на поверхні колоїдних частинок ще зберігається подвійний електричний шар і сольватна оболонка. Під час швидкої коагуляції всі зближення частинок закінчуються їх злипанням і укрупненням під дією доданого коагулянту.

Порівняння кінетичних кривих коагуляції свідчить, що очищення стічних вод з допомогою коагулянтів АГХ і АГХС проходить швидше, індукційний період менше виражений, період швидкої коагуляції настає швидше і триває менший період часу, ніж у разі застосування сульфатзалізовмісного реагенту (СЗР) і АС.

#### Висновки:

1. Результати досліджень щодо підбору нових коагулянтів свідчать, що досягнення високих показників якості очищення БСВ можна досягнути шляхом заміни традиційного сульфату алюмінію на алюміній гідроксохлорид або алюміній гідроксохлоридсульфат.

2. Застосування нових коагулянтів дасть змогу удосконалити існуючі технології очищення БСВ та зробити їх більш зручними у користуванні в умовах бурового майданчика.

#### Література

1 Булатов А.И. Методы и техника очистки и утилизации отходов бурения / А.И. Булатов, В.А. Левшин, В.Ю. Шеметов. – М.: ВНИИО-ЭНГ, 1989. – 58 с.

2 Практикум по коллоидной химии и электронной микроскопии; под ред. С.С. Воюцкого и Р.М. Панич. – М.: Химия, 1974. – 224 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
18.02.10*

*Рекомендована до друку професором  
Адаменком О.М.*

## ДО ПИТАННЯ ПАЛИВОЗАОЩАДЖЕННЯ НА НАФТОГАЗОВОМУ ТЕХНОЛОГІЧНОМУ ТРАНСПОРТІ

<sup>1</sup>І.М.Богатчук, <sup>1</sup>Р.Я.Клюфінський, <sup>2</sup>Л.О.Богатчук

<sup>1</sup> ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15, тел. (03422) 42351  
e-mail: trans@nupq.edu.ua

<sup>2</sup> Івано-Франківська експедиція з геофізичних досліджень в свердловинах ДГП “Укргеофізика”,  
76000, Івано-Франківськ, вул. Українських Декабристів, 54, тел. (80342) 55-23-63;  
e-mail: bobo1983@meta.ua

*Показано актуальність обліку витрат палива та його вплив на паливо-заощадження у ході експлуатації автомобільного і нафтогазового технологічного транспорту. Проаналізовано методику визначення витрат палива на автомобільному транспорті через виконану транспортну роботу. Розглянуто методику визначення витрат палива на нафтогазовому технологічному транспорті та запропоновано методику визначення витрат палива через виконану роботу.*

Ключові слова: технологічний транспорт, розрахунок, витрати, паливо, заощадження, ресурсозбереження.

*Показана актуальність учета расхода топлива и его влияние на топливо-сбережение при эксплуатации автомобильного и нефтегазового технологического транспорта. Проанализирована методика определения расхода топлива на автомобильном транспорте за выполненную транспортную работу. Рассмотрена методика определения расходов топлива на нефтегазовом технологическом транспорте и предложена методика определения расходов топлива за выполненную работу.*

Ключевые слова: технологический транспорт, расчет, расходы, топливо, сбережение, ресурсосбережение.

*In work actuality of account of charges of fuel and his influencing is expounded on fuel saving during exploitation of motor and gas and oil technological transport. The method of determination of expense of fuel is analysed on a motor transport for the executed transport work. The method of determination of charges of fuel is considered on Gas And Oil Technological Transport and the method of determination of charges of fuel is offered for the executed work.*

Key words: technological transport, calculation, spending, fuel, sparing, source saving.

Суспільно-економічні зміни, що відбуваються у народному господарстві України, суттєво позначаються на ресурсозбереженні паливо-мастильних матеріалів [1], на внутрішньогосподарських та інших витратах, пов'язаних, з виконанням транспортної роботи, а саме: на кількості перевезеного вантажу, виконаній роботі установкою чи агрегатом нафтогазового технологічного транспорту.

Із загального обсягу машин і механізмів, які виконують транспортну, спеціальну і різноманітну технологічну роботу, автомобільний транспорт становить до 95% від загальної кількості, а на його роботу витрачаються мільйони тонн палива. Саме тому розроблено методики для визначення витрат палива транспортними засобами загального призначення за пройдений шлях і виконану транспортну роботу.

Основна частина різноманітної техніки, яка приводиться в дію двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ) і споживає рідке паливо, була спроектована десятки років тому, тобто в період, коли вартість палива була у 100 разів дешевшою, ніж сьогодні, а питанню нормування витрат палива не приділялося значної уваги. Тому норми споживання встановлювали за годину роботи машини при максимальній потужності і продуктивності.

Відсутність обґрунтованих нормативів витрат паливо-мастильних матеріалів на нафтогазовому технологічному транспорті (НГТТ) у ході виконання технологічних операцій створює певні труднощі з обліком палива, що впливає на собівартість продукції. Нормативно-технічною документацією і галузевими нормативами витрати палива встановлені здебільшого на 1 годину роботи агрегата чи установки НГТТ. Теоретичні розрахунки і аналіз практичних спостережень за експлуатацією НГТТ показали, що за таким обліком витрат палива приховуються необґрунтовані перевитрати палива і можливі зловживання з боку обслуговуючого персоналу. Практичний досвід свідчить, що більш точним визначення витрат палива буде, якщо у ході розрахунку за основу брати виконану установкою (агрегатом) роботу, а не час її роботи, оскільки один і той же агрегат, залежно від режимів експлуатації, за годину роботи може мати різну продуктивність.

В нафтогазовому комплексі держави експлуатується різні за моделями автотранспортні засоби, спеціальний і спеціалізований нафтогазовий технологічний транспорт, призначений для перевезення одного або декількох видів вантажу і виконання спеціальних технологічних операцій: обслуговування та дослідження нафтогазових родовищ, експлуатації об'єктів з

транспортування, зберігання та переробки нафти і газу.

На більшості з цих засобів документація з технічними характеристиками, нормативами витрат паливо-мастильних та інших матеріалів, які використовуються у ході їх експлуатації, технічному обслуговуванні і ремонті відсутня. Для таких машин встановлюють тимчасові норми витрат палива за галузевими стандартами та методикою, розробленою міністерством транспорту і зв'язку України [2]. Відсутність обґрунтованих нормативів витрат паливо-мастильних матеріалів на нафтогазовому технологічному транспорті у ході виконання технологічних операцій створює певні труднощі з обліком палива, що впливає на собівартість продукції [3].

### Автомобільний транспорт

Експлуатаційна витрата палива автомобілями характеризує ефективність використання палива в реальних умовах руху. Під витратою розуміють кількість палива або газу, що використовується автомобілем в залежності від технічного його стану і умов експлуатації.

Експлуатаційна норма витрати палива на 100 км пробігу визначається сумарними витратами, віднесеними до пройденого шляху в реальних умовах руху [4] за формулою:

$$H_1 = 100 \frac{\sum Q_\ell}{S}, \text{ л/100 км}, \quad (1)$$

де:  $H_1$  – експлуатаційна витрата палива, л/100 км;

$\sum Q_\ell$  – загальна кількість палива, витрачена в процесі руху, л;

$S$  – пройдений автомобілем шлях, км.

Експлуатаційну витрату палива для автомобілів [5] обчислюють за формулою:

$$Q_e = H_1 \frac{L}{100} + H_2 \frac{P}{100}, \text{ л}, \quad (2)$$

де:  $H_1$  – норма витрати палива на 100 км пробігу, л/100 км;

$L$  – пройдений автомобілем шлях, км;

$H_2$  – норма витрати палива на 100 т-км транспортної роботи, л/100 т-км; для автомобілів, які не виконують транспортної роботи  $P=0$ . Згідно нормативних даних для автомобілів з карбюраторними двигунами він рівний 2 л на 100 т-км, а з дизельними – 1,3 л на 100 т-км [2, 4];

$P$  – транспортна робота, т-км.

Наведені показники (1, 2) прості, але не досконалі, оскільки не враховують швидкості руху, корисного навантаження автомобіля і виконаної транспортної роботи. Саме тому для оцінювання ефективності паливовикористання запропоновано показник ефективної паливної економічності, під яким розуміють здатність автомобіля здійснювати транспортну роботу з найменшими витратами палива і часу. Цей показник можна обчислити [4] за формулою:

$$q_{ef} = \frac{Q_t}{G \cdot V_m}, \text{ л-год/т-км}, \quad (3)$$

де:  $q_{ef}$  – ефективна паливна економічність автомобіля, л-год/т-км;

$Q_t$  – витрата палива, л;

$G$  – маса перевезеного вантажу, т;

$V_m$  – середня технічна швидкість руху автомобіля, км/год.

Згідно з [4] мінімальна витрата палива для вантажних автомобілів відповідає величині сталої швидкості, рівній 25...30 км/год, а легкових – 30...35 км/год. Однак ефективна паливна економічність відповідає для вантажних автомобілів швидкості, рівній 60...65 км/год, а легкових – 80...85 км/год.

Найбільш досконалий показник ефективності паливовикористання – витрата палива на одиницю виконаної транспортної роботи. Його визначають як відношення витрати палива на одиницю шляху до виконаної на цій ділянці роботи [4] і обчислюють за формулою:

$$Q_W = \frac{Q_{ек}}{P} \cdot 100, \text{ л/100 т-км}, \quad (4)$$

де:  $Q_{ек}$  – експлуатаційна витрата палива, л;

$P$  – об'єм транспортної роботи, т-км.

Ефективність використання палива [6] по автотранспортному підприємству, виробничому управлінню, загалом по міністерству планується (задається) у вигляді питомої норми (в г/т-км), яку розраховують за формулою:

$$Q_W = \frac{1000 \cdot Q_{П}}{P}, \text{ г/т-км}, \quad (5)$$

де:  $Q_{П}$  – плановий розхід палива, кг;

$P$  – плановий об'єм транспортної роботи, т-км.

Питома витрата палива в г/т-км [6] обчислюється за формулою:

$$Q_W = \frac{1000 \cdot Q_E \cdot \rho}{P}, \text{ г/т-км}, \quad (6)$$

де:  $Q_E$  – експлуатаційна витрата палива для вантажних автомобілів з самоскидним кузовом, л;

$\rho$  – густина палива, кг/дм<sup>3</sup>.

Плановий об'єм транспортної роботи [6] визначається за формулою:

$$P = L \cdot q \cdot \gamma_\delta \cdot \beta, \text{ т-км}, \quad (7)$$

де:  $L$  – загальний шлях, пройдений автомобілем, км;

$q$  – номінальна вантажопідйомність, т;

$\gamma_\delta$  – динамічний коефіцієнт використання вантажопідйомності;

$\beta$  – коефіцієнт використання пробігу.

На паливну економічність найбільше впливає вантажопідйомність і коефіцієнт використання вантажопідйомності автомобіля. Для порівняльної оцінки паливної економічності автомобілів, різних за вантажопідйомністю, і оцінки міри їх використання зручно користуватися питомими показниками  $Q_W$ , які характеризують витрату палива в літрах, віднесених до 100 км шляху і одиниці маси перевезеного вантажу. Найбільшу економію палива на одиницю маси перевезеного вантажу можна отримати при використанні автопоїздів. Це пояснюється,

перш за все, кращим використанням маси транспортного засобу [7].

Питома витрата палива [6] для вантажних автомобілів (крім автомобіля самоскида) обчислюється за формулою:

$$Q_W = 100 \cdot \rho \cdot \left( \frac{H_1}{q \cdot \gamma_d \cdot \beta} + H_2 \right), \text{ г/т·км.} \quad (8)$$

Питома витрата палива [6] обчислюється за формулою:

$$Q_P = Q_W \cdot l_{ig}, \text{ кг/т,} \quad (9)$$

де  $l_{ig}$  – відстань, яку долає автомобіль, км.

Питома витрата палива для автомобілів самоскидів [6] обчислюється за формулою:

$$Q_W = \frac{10 \cdot \rho \cdot H_1}{q \cdot \gamma_d \cdot \beta}, \text{ г/т·км.} \quad (10)$$

Очевидно, що розрахунок експлуатаційних та питомих витрат палива за наведеними формулами має і свої недоліки. Вони приховуються здебільшого в професійній майстерності водія і умовах експлуатації.

Аналіз собівартості транспортної роботи [3] свідчить, що на автомобільному транспорті тільки в результаті економії паливо-мастильних матеріалів до 20% від норми за рахунок досвіду роботи водіїв можна знизити на 3-4%. В межах держави це мільйонні заощадження.

Витрати палива суттєво залежать від вміння водія вибирати режим роботи двигуна, який забезпечує при заданих дорожніх умовах і вибраній швидкості мінімальні витрати палива. Від стилю водіння значною мірою залежить економія палива до 25% [4]. Необхідно по можливості рідше використовувати гальмівні системи, але все це залежить від психофізіологічних характеристик водія.

Отже, в залежності від швидкості руху автомобіля, а саме від включеної передачі автомобіль проходить різний шлях і виконує різну роботу. Водій, який добре володіє знаннями щодо керування автомобілем при різних транспортно-технологічних циклах і знає типові елементи цих циклів, через 1...3 роки буде автоматично правильно керувати автомобілем, не допускаючи перевитрат палива, а також по можливості економити його в міському циклі до 5...15% і до 10...30% за містом [4]. Наведене ще раз підтверджує гіпотезу про необхідність розробки нових підходів до нормування витрат палива на виконану транспортну роботу, оскільки значна ненормована економія палива може спонукати водія до зловживань і отримання додаткових доходів за заощаджене паливо.

#### **Нафтогазове технологічне обладнання**

В нафтогазовому комплексі держави експлуатуються десятки видів (моделей) технологічного устаткування, яке встановлено на шасі автомобілів. Всі ці установки, приводяться в рух двигунами внутрішнього згоряння. Значна частина агрегатних установок мають привод від тягового двигуна автомобіля: АЗИНМАШ-37А, УПТ-32, УПТ1-50, А-50У, КОРО1-80, УН1-100×200, УНЦ1-160×50К, УНЦ1-160×70К,

ППУА-1200/100, ППУА-1600/100, АДПМ, ОТК4-65×21, ПС-0,5К, ПС-6,5М, АЗА-3, 2АОП, 2АУМ, МЗ-4310СК, АОЭ-01, 2АВР та інші, а частина має змонтований на шасі автомобіля або окремо на рамах автономний стаціонарний двигун для приведення в дію тільки агрегатних установок: УНІ-630×70А, УНБ1-160×63, УНБ1-400×400, УНБ1Р-400, 1СМР-20, УСРР-63, ЛСГ2Р-16, СД-9/101М та інші, які залежно від типу двигуна також можуть споживати бензин або дизельне паливо [3].

Аналіз галузевих нормативів нафтогазового комплексу з нормативними витратами палива для обладнання встановленого на спецтехніці, що виконує спеціальні (технологічні) роботи під час зупинки, свідчить про те, що ці норми встановлені в л/год, і тільки для спецтехніки, обладнаної цистернами або самонавантажувачами для перевезення контейнерів, норма навантаження (або розвантаження) встановлюється в літрах на 1 цистерну або на один комплект контейнерів. В основу розрахунку нормативних витрат палива при виконанні транспортної роботи автомобільним транспортом загального призначення визначається з розрахунку витраченого палива в літрах (л) на виконану транспортну роботу (т·км) з врахуванням пробігу і ваги причепа.

Практичний досвід спостережень за експлуатацією НГТТ свідчить, що більш точним і обґрунтованим методом визначення витрат палива буде у випадку його розрахунку за виконану роботу, а не за годину роботи установки чи агрегату.

В даний час основна частина нафтогазового технологічного обладнання, яке використовується під час освоєння і ремонту свердловин, збору і підготовки нафти, газу і води, здебільшого імпортного виробництва. Це створює певні труднощі, пов'язані з їх експлуатацією через відсутність деяких техніко-експлуатаційних показників, а саме нормативів витрат паливо-мастильних матеріалів при виконанні технологічних операцій. Відсутність таких нормативів створює певні умови для зловживання з боку обслуговуючого персоналу, необґрунтованих перевитрат палива. Слід зауважити, що вказана інформація відсутня і для деяких установок вітчизняного виробництва.

В нафтогазовій галузі продукцією є видобуток нафти або газу, собівартість якої залежить від витрат на її видобування. Економія паливо-мастильних матеріалів забезпечить зниження витрат на видобуток кубічного метра нафти або газу, що дасть нафтогазовій промисловості певні прибутки. Економна витрата паливних матеріалів на підприємствах нафтогазової галузі забезпечується шляхом: чіткого його обліку, ефективної роботи механізмів, використання рекомендованих паливних матеріалів для певних умов експлуатації, правильно відрегульованої паливної апаратури і справних механізмів, кваліфікації і майстерності машиністів (операторів) агрегатів, скорочення витрат палива на його транспортування, зберігання, видачу та інші заходи.

Згідно з документом [2] норма витрат палива на роботу спеціального обладнання, встановленого на автомобілях ( $H_{об}$ ), які виконують спеціальні роботи під час стоянки (автокрани, компресорні, бурильні установки тощо), встановлюються в літрах на годину роботи обладнання, або в літрах на одну технологічну операцію.

Якщо в нормативних документах для роботи спеціального обладнання, встановленого на автомобілі, норми витрат палива відсутні, тоді розробляють тимчасові норми, або застосовуються технологічні норми, наведені в документації заводу-виробника обладнання, або розраховують їх з використанням технічних характеристик, наведених в документації на спецобладнання. Тимчасові норми розглядає комісія, що створюється із не менше ніж трьох спеціалістів підприємства і представника вищестоящої організації, який є куратором з питань енергоспоживання. За результатами розгляду оформляється акт.

Документом [2] передбачено: якщо в технічній документації заводу-виробника спеціального обладнання відсутні норми або технічні дані, необхідні для їх розрахунку, комісією проводяться контрольні заміри витрати палива. Для випробувань відбирають три технічно справні агрегати (якщо підприємство не має такої кількості агрегатів однієї моделі, то допускається проводити випробування на меншій кількості спецавтомобілів). Заміри витрат палива проводяться за температури навколишнього середовища не нижче  $10^{\circ}\text{C}$  (крім автомобілів, які призначені для роботи в зимовий період). Кількість замірів витрати палива на одну технологічну операцію (л) на годину роботи обладнання (л/год.) чи на пробіг спецавтомобіля при виконанні спеціальної роботи (л/100 км) повинна бути не менше трьох. Результати замірів оформляються актом, усереднюються і пропонуються для застосування як тимчасова норма витрати палива. Тимчасова норма витрати палива набуває чинності після її реєстрації та затвердження наказом керівника підприємства і погодження з вищестоящою організацією. Методика розрахунків нормативних витрат палива для спеціальних автомобілів наведена в [2]. Нормативні витрати палива для спецавтомобілів, які виконують спеціальні роботи під час стоянки, визначають за формулою:

$$Q_H = 0,01 \cdot H_S^c \cdot S \cdot (1 + 0,01 \cdot \sum K) + H_{об} \cdot T_{об} \cdot (1 + 0,01 \cdot \sum K_c), \text{ л (м}^3\text{)}, \quad (11)$$

де:  $H_S^c$  – базова лінійна норма витрати палива на пробіг спеціального автомобіля, л/100 км ( $\text{м}^3/100 \text{ км}$ );

$S$  – пробіг автомобіля, км;

$\sum K$  – сумарний коригуючий коефіцієнт до лінійної норми, %;

$H_{об}$  – норма витрати палива на роботу спеціального обладнання (л/год, або літри на виконану операцію (заповнення цистерни тощо));

$T_{об}$  – час роботи обладнання, години або кількість виконаних операцій;

$\sum K_c$  – сумарний коригуючий коефіцієнт до норми на роботу спеціального обладнання, %.

За відсутності в нормативних документах для певної моделі спецавтомобіля базової лінійної норми [2] витрати палива визначають тимчасову лінійну норму витрат палива л/100 км ( $\text{м}^3/100 \text{ км}$ ) за формулою:

$$H_S^T = H_S + \Delta G_{cn} \cdot H_g, \text{ л/100 км (м}^3/100 \text{ км)}, \quad (12)$$

де:  $H_S$  – лінійна норма для базового автомобіля, л/100 км ( $\text{м}^3/100 \text{ км}$ );

$\Delta G_{cn}$  – різниця споряджених мас базового спецавтомобіля і автомобіля, т;

$H_g$  – норма на одну тону спорядженої маси л/100 т·км ( $\text{м}^3/100 \text{ т·км}$ ). Вказана норма відноситься до виконаної транспортної роботи (т·км) і залежно від виду палива становить: бензин – 2,0 л/100 т·км; дизельне паливо – 1,3 л/100 т·км.

Отже тимчасові норми витрат палива для роботи спеціальних автомобілів [2], для яких відсутні нормативні дані в документації, можна визначити за формулою:

$$Q_H^T = 0,01 \cdot (H_S + \Delta G_{cn} \cdot H_g) \cdot S \cdot (1 + 0,01 \cdot \sum K) + H_{об} \cdot T_{об} \cdot (1 + 0,01 \cdot \sum K_c), \text{ л (м}^3\text{)}. \quad (13)$$

В наведеній формулі найбільш суттєвою складовою є  $H_{об}$  – норма витрат палива за годину роботи спецобладнання, л/год. Аналіз таблиць [2] з нормативними витратами палива для обладнання встановленого на спецтехніці, які виконують спеціальні (технологічні) роботи під час стоянки, свідчить про те, що норма витрат, встановлена  $H_{об}$ , л/год., тільки для спецтехніки, обладнаної цистернами або самонавантажувачами для перевезення контейнерів норма завантаження на роботу (завантаження або розвантаження) встановлюється в літрах на 1 цистерну або на один комплект контейнерів. В основу розрахунку нормативних витрат палива при виконанні транспортної роботи автомобільним транспортом загального призначення визначається з розрахунку витраченого палива (л) на виконану транспортну роботу (т·км) з врахуванням пробігу і ваги причепа.

Норми витрат паливно мастильних матеріалів на роботу будівельно-дорожньої, підйомно-транспортної і тракторної техніки – це інтегральне значення, яке враховує як самостійне переміщення технічних засобів, так і виконання робіт за призначенням [8].

Практично використовуються індивідуальні норми витрат паливно мастильних матеріалів. Індивідуальна норма – це норма витрат палива для даної марки в л/100 км пробігу (лінійна норма).

В рамках нормування витрат палива на пробіг автотранспортних засобів філії ДК “Укргазвидобування” використовуються лінійні (індивідуальні) норми витрат палива та офіційно затверджені підходи щодо визначення фактичного нормативного обсягу витрат палива на виконання конкретного обсягу робіт, на під-

ставі яких розраховуються планові і фактичні показники [9].

Розрахунок індивідуальних норм витрат палива на одиницю робочого часу машини [9, 10] виконувався за формулою:

$$q = q_e \cdot N_e \cdot k \cdot 10^{-3}, \text{ кг/(мото-год)}, \quad (14)$$

де:  $q$  – індивідуальна норма витрат палива, кг/(мото-год);

$q_e$  – питома витрата пального за номінальної потужності двигуна, г/(кВт·год);

$N_e$  – номінальна потужність двигуна машини, кВт;

$k$  – інтегральний нормативний коефіцієнт, що враховує середні умови експлуатації машини протягом робочої зміни.

Інтегральний нормативний коефіцієнт ( $k$ ), що враховує середні умови експлуатації машин протягом робочої зміни при розрахунку індивідуальних норм визначають за формулою [9]:

$$k = k_{об} \cdot k_{qN} \cdot k_{TN} \cdot k_{TЗ}, \quad (15)$$

де:  $k_{об}$  – коефіцієнт використання двигуна за часом;

$k_{qN}$  – коефіцієнт використання двигуна за потужністю;

$k_{TN}$  – коефіцієнт, що враховує зміну питомої витрати палива залежно від ступеня використання двигуна за потужністю;

$k_{TЗ}$  – коефіцієнт, що враховує витрату палива на запуск і регулювання роботи двигуна, а також щозмінне технічне обслуговування машин на початку зміни  $k_{TЗ}=1,03$  для всіх видів машин.

Попри це відомо, що при виконанні технологічних операцій виконується певна робота, яка безпосередньо пов'язана з продуктивністю агрегату чи установки, яка за один і той же час може мати різну продуктивність в залежності від виконуваних операцій і професійної майстерності операторів (машиністів). За день такі режими можуть змінюватися неодноразово.

Таким чином, в зв'язку з недосконалою методикою заміру витрат палива та специфікою обладнання використання усередненої норми витрат пального не дозволяє розраховувати витрати пального та встановити оптимальний запас пального в резервуарі для роботи агрегату чи установки.

Практичний досвід свідчить, що більш точним методом визначення витрат палива буде у разі його розрахунку за виконану роботу, а не за годину роботи установки (агрегату). Отже відомо, що витрати палива значною мірою залежать від професіоналізму машиніста (оператора) агрегату, який правильно вибирає режими роботи установки і передачі, що забезпечує найбільшу продуктивність агрегату.

Значна частина спецобладнання нафтогазової галузі виконує технологічні операції з підтримки тиску в нафтогазових пластах шляхом закачування в них різних рідин, хімічно активних і неактивних речовин. Вказана в довіднику [8] спецтехніка обладнана різними за призначенням насосами, компресорами, підіймачами та іншими механізмами, які приводять-

ся в дію автономним двигуном або тяговим двигуном автомобіля.

Враховуючи той факт, що агрегатні установки працюють на різних передачах, питому витрату палива двигуна бажано розраховувати на  $1 \text{ м}^3$  закачаної суміші за певного тиску. Робота агрегату на різних передачах дає різні тиски ( $p$ , МПа) і подачу ( $Q$ , л/с), що в кінцевому результаті оцінюється потужністю яку споживає насос ( $p \cdot Q$ , кВт).

Потужність насоса [10] визначають за формулою

$$N_H = p \cdot Q, \text{ кВт}, \quad (16)$$

де:  $p$  – тиск, МПа;  $Q$  – витрата, л/с.

Знаючи потужність, яку споживає насос, можна визначити потужність приводного силового агрегату (двигуна внутрішнього згоряння) [10] за формулою:

$$N_{ДВ} = \frac{N_H}{\eta_H}, \text{ кВт}, \quad (17)$$

де  $\eta_H$  – коефіцієнт корисної дії насоса.

Якщо відома для даного двигуна внутрішнього згоряння питома витрата палива, можна визначити годинну витрату палива [10] для силового агрегату за формулою

$$G_T = N_{ДВ} \cdot q_e, \text{ кг/год}, \quad (18)$$

де  $q_e$  – питома витрата палива г/(кВт·год).

Для сталих оборотів дизельного двигуна, на яких працює агрегатна установка, питому витрату палива [10] визначають за формулою

$$q_n = \left[ q_e \cdot 10^3 \cdot \left[ 1,55 - 1,55 \cdot \frac{n_x}{n_n} + \left( \frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right] \right], \quad (19)$$

г/(кВт·год),

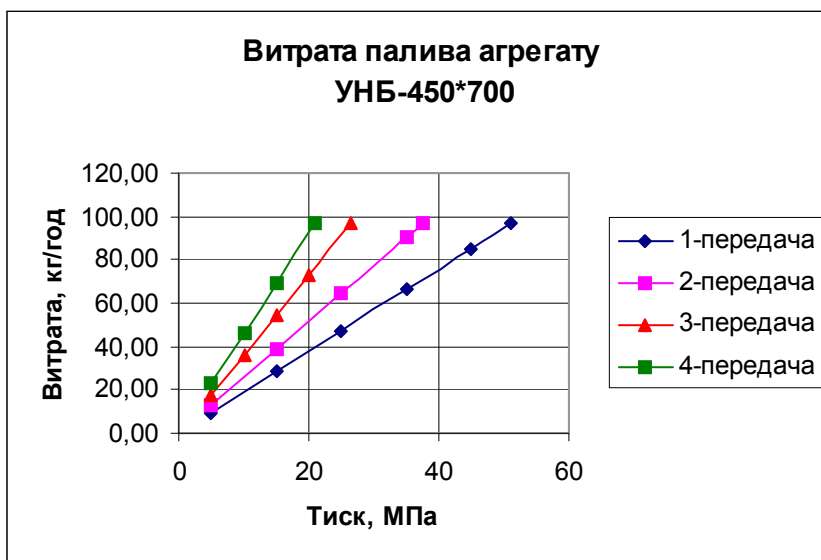
де:  $n_x$  – задана частота обертання колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння, об/хв;

$n_n$  – номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна, об/хв.

Витрати палива можна визначити за графіками, побудованими [10] на основі наведених аналітичних залежностей. Наприклад, на рис. 1 такі залежності побудовані для агрегату УНБ-450-70.

Аналіз графіків рис. 1, які побудовані на різних передачах коробки передач, свідчить, що значення витрат палива за одного і того ж тиску, які можна отримати на різних передачах, відрізняються удвічі і більше. Вказане свідчить, що витрати палива залежать від передачі, на якій експлуатується машиністом (оператором) агрегатна установка. Тобто витрати палива пов'язані з професійною майстерністю машиніста (оператора) агрегатної установки, що свідчить про не зовсім правильний підхід до обчислення витрат палива за 1 годину експлуатації установки.

З вищевказаного можна зробити висновок, що більш правильне обчислення витрат палива буде у разі його обчислення за виконану роботу, тобто на  $1 \text{ м}^3$  закачаного елемента за певного тиску. Вказаний метод підрахунку витрат, змусить машиністів (операторів) експлу-



Діаметр плунжера  $d=120$  мм; частота обертання вала двигуна  $n=1800$  об/хв;  
 $\eta_H=0,98$  (коефіцієнт взятий для трансмісії);  $q_e=0,20651$  г/(кВт·год);  
 1 – четвертий ступінь; 2 – третій ступінь; 3 – другий ступінь; 4 – перший ступінь

Рисунок 1 – Залежність витрат палива від тиску

атувати агрегатні установки на оптимальних режимах при оптимальному використанні потужності двигуна. Тимчасову витрату для нафтогазових насосних агрегатних установок [10] можна визначити за формулою:

$$Q^T_H = 0,01 \cdot (H_S + \Delta G_{СП} \cdot H_G) \cdot S \cdot (1 + 0,01 \cdot \sum K) + H^P_{ОБ} \cdot Q \cdot (1 + 0,01 \cdot \sum K_C), \text{ л (м}^3\text{)}, \quad (20)$$

де:  $H^P_{ОБ}$  – питома норма витрати палива на роботу силового агрегату при закачуванні  $1\text{ м}^3$  речовини, л ( $\text{м}^3$ );

$Q$  – кількість закачаної речовини,  $\text{м}^3$ .

Для кожного конкретного агрегату питому витрату палива на закачування  $1\text{ м}^3$  речовини за певного тиску необхідно розраховувати аналітичним методом і зіставляти з фактичними витратами шляхом їх заміру методом випробувань і наступним введенням коригуючих коефіцієнтів.

Питому витрату палива на закачування  $1\text{ м}^3$  речовини  $H^P_{об}$ , л для встановленого режиму при певній подачі рекомендуємо обчислювати за формулою

$$H^P_{об} = \frac{q_N \cdot k_C \cdot k_B \cdot N_H}{1000 \cdot Q_H \cdot 3600 \cdot \rho_{П}}, \text{ л/(м}^3\text{)}, \quad (21)$$

де:  $q_N$  – питома ефективна витрата палива, що відповідає максимальній потужності двигуна, г/(кВт·год). Питома ефективна витрата палива  $q_N$  відома із зовнішньої характеристики. За її відсутності [7] можна прийняти  $q_N = (1,15 \dots 1,05) \cdot q_{emin}$ . За стовідсоткового навантаження двигуна можна приймати: для карбюраторних двигунів  $q_{emin}=260 \dots 310$  г/(кВт·год); для дизельних двигунів  $q_{emin}=195 \dots 230$  г/(кВт·год). Найточніше визначення  $q_N$  проводиться при виконанні теплового розрахунку двигуна [11];

$k_C$  – коефіцієнт, що враховує зміну ( $q_N$ ) залежно від частоти обертання колінчастого вала [12], визначаємо за формулою

$$k_C = 0,8973 \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^5 - 2,0757 \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^4 + 1,4575 \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^3 + 0,4481 \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^2 - 1,0069 \left( \frac{n_e}{n_N} \right) + 1,2862, \quad (22)$$

де:  $n_e$  – частота обертання колінчастого вала двигуна на експлуатаційному режимі, об/хв;  
 $n_N$  – номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна, об/хв.

$k_B$  – коефіцієнт, що враховує зміну ( $q_N$ ) від ступеня використання потужності двигуна [12], визначаємо за формулою:

- для карбюраторних двигунів

$$k_B^K = -1,6876 \left( \frac{N_H}{N_N} \right)^5 + 12,63 \left( \frac{N_H}{N_N} \right)^4 - 26,74 \left( \frac{N_H}{N_N} \right)^3 + 26,438 \left( \frac{N_H}{N_N} \right)^2 - 13,322 \left( \frac{N_H}{N_N} \right) + 3,7241, \quad (23)$$

- для дизельних двигунів

$$k_B^D = 4,8752 \left( \frac{N_H}{N_N} \right)^5 - 10,459 \left( \frac{N_H}{N_N} \right)^4 + 8,8188 \left( \frac{N_H}{N_N} \right)^3 - 2,5748 \left( \frac{N_H}{N_N} \right)^2 - 1,1053 \left( \frac{N_H}{N_N} \right) + 1,4993, \quad (24)$$

де:  $Q_H$  – подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  
 $\rho_{П}$  – густина палива,  $\text{кг}/\text{дм}^3$ ;  
 $N_N$  – номінальна (максимальна) потужність двигуна, кВт;  
 $N_H$  – корисна потужність насоса, кВт.

Кількість закачаної речовини обчислюється за формулою:

$$Q = \frac{Q_H \cdot T}{3600}, \text{ м}^3, \quad (25)$$

де:  $T$  – час роботи спеціального обладнання, год;

$Q_H$  – подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Подачу насоса  $Q_H$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$  [13] обчислюємо за формулою

$$Q_H = k \cdot \left( \frac{\pi \cdot d_{пл}^2}{4} \right) \cdot 2 \cdot r \cdot \left( \frac{n}{60} \right), \text{ м}^3/\text{с}, \quad (26)$$

де:  $k$  – кількість циліндрів насоса;

$d_{пл}$  – діаметр поршня (плунжера) насоса, м;

$r$  – радіус кривошипа, м;

$n$  – частота обертання кривошипа, об/хв.

Результати наведених досліджень доповідали на Міжнародній науково-технічній конференції “Нафтогазова енергетика: проблеми та перспективи” [14] і отримали схвальні позитивні відгуки.

Кафедра нафтогазового технологічного транспорту і теплотехніки Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу має можливість розробити тимчасові і базові норми витрат палива на агрегатні установки різного типу, що експлуатуються в нафтогазовій та інших галузях.

Контактний телефон кафедри 4-23-51.

### Література

1 ДСТУ 3051-95. Ресурсозбереження. Основні положення. – Чинний від 01.01.1997-К.: Держстандарт України, 1996.- 7 с.

2 Норми витрати палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті (друга редакція). Наказ Мінтрансу України від 16.02.2004 р. № 99. – Київ: Мінтранс України, ДП “ДЕРЖАВТОТРАНСНДПРОЕКТ”, 2004. – 72 с.

3 Нефтепромышленное оборудование: справочник; под ред. Е.И. Бухаленко. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1990. – 559с.

4 Ерохов В.И. Экономичная эксплуатация автомобиля / В.И. Ерохов. – М.: ДОСААФ, 1986. – 128 с.

5 Евдокимов Б.П. Задачник по теории автомобиля / Б.П. Евдокимов. – М.: Высшая школа, 1965. – 124 с.

6 Грузовые автомобильные перевозки / Воркут А.И. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1986. – 447с.

7 Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатации основных свойств: учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

8 Киселев М.М. Топливо-смазочные материалы для строительных машин: справочник / М.М. Киселев. – М.: Стройиздат, 1988. – 271с.

9 Дутчак Д. І. Актуальність нових підходів до нормування витрат палива спеціальних і спеціалізованих автомобілів, будівельно-дорожньої і тракторної техніки, бурового та геологічного обладнання // Питання розвитку газової промисловості України: Зб. наук. праць. Випуск XXXVII-2009 (до 50-річчя УкрНДІгазу). Розділ: Економіка, патентоведення та стандартизація. – Український науково-дослідний інститут природних газів. – Харків: УкрНДІгаз, 2009. – С.319-321.

10 Богатчук І.М. Методика визначення витрат палива агрегатних установок нафтогазового технологічного транспорту: Анотований збірник / І.М. Богатчук, В.М. Мельник, М.І. Богатчук, Т.В. Дикун // Міжнародна науково-технічна конференція “Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці “ІФНТУНГ-40””: 16-20 квітня 2007 р.; Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2007. – 4 с. [trans@nung.edu.ua](mailto:trans@nung.edu.ua).

11 Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / Колчин А.И., Демидов В.П. – М.: Высш. школа, 1980. – 400 с.

12 Богатчук І.М. Методика визначення витрат палива на припрацювання двигунів внутрішнього згоряння / І.М. Богатчук, М.І. Богатчук, В.Д. Кучеренко // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – 2008. – №3(46). – С. 18-27. – Серія: Технічні науки.

13 Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов; 2-е изд., перераб. / [Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др.] – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

14 Богатчук І.М. До питання паливозаощадження на нафтогазовому технологічному транспорті: анотований збірник / І.М. Богатчук, Р.Я. Ключинський, Л.О. Богатчук // Міжнародна науково-технічна конференція [“Нафтогазова енергетика: проблеми та перспективи”]; Івано-Франківськ 20-23 жовтня 2009 р.; Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2009. – 9 с. [trans@nung.edu.ua](mailto:trans@nung.edu.ua).

Стаття надійшла до редакційної колегії  
18.02.10

Рекомендована до друку професором  
Середюк М.Д.

# Виробничий досвід

УДК 656.56:620.193; 656.56:620.197

## ВІДНОВЛЕННЯ І ЗМІЦНЕННЯ НАФТОГАЗОПРОВОДІВ

Т.П. Венгринюк

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40534,  
e-mail: koreyb@nuing.edu.ua

*Проведений порівняльний аналіз способів відновлення і зміцнення діючих трубопроводів, встановлення на них бандажів з металевих і композиційних матеріалів та їх оптимізація свідчить про істотну перевагу металевих і металокомпозиційних бандажів. Також запропоновано конструкційне виконання способу зміцнення трубопроводів з врахуванням впливу різних чинників його відновлення.*

Ключові слова: бандаж, металеве кільце, стрічка.

*Проведенный сравнительный анализ способов восстановления и упрочнения действующих трубопроводов путем установления на них бандажей из металлических и композиционных материалов и их оптимизация показал существенное преимущество металлических и металокомпозиционных бандажем. Также предложено конструкционное выполнение способа упрочнения трубопроводов с учетом влияния различных факторов его восстановления.*

Ключевые слова: бандаж, металлическое кольцо, лента.

*The comparative analysis of methods of revitalizing and reinforcing the active pipelines by installing and optimizing the bandages made out of metallic and composite materials showed that metallic and composite bandages have essential advantages. The structural execution of the method of reinforcing the pipelines in consideration of effect of different factors of pipeline revitalizing is suggested.*

Keywords: bandage, metallic hoop, tape.

Трубопровідний транспорт має для України стратегічне значення і визначає її енергетичну безпеку. Тривала експлуатація трубопроводів, яка в багатьох випадках перевищує нормативний термін, зумовила експлуатаційне старіння металу, яку останнім часом називають деградацією структури, чи деградацією властивостей металу. Дослідженнями встановлено, що тривала експлуатація газопроводів спричинює незначне погіршення стандартизованих механічних і електрохімічних властивостей низьколегованих трубних сталей, яке за належного контролю зміни геометрії стінки труби не є загрозованим [1]. Враховуючи це, експлуатація трубопроводів вимагає якісного технічного та ремонтного їх обслуговування. Для визначення фактичного стану трубопроводів застосовують методи внутрішньотрубного діагностування, які уможливають проведення дослідження його лінійної частини, виявляючи різного типу дефекти, і точне вимірювання його внутрішніх геометричних розмірів. Відтак, на основі даних діагностики виконують розрахунки на міцність небезпечних зон трубопроводу і визначають ймовірність його руйнування. Результатом досліджень буде встановлена черговість зміцнен-

ня ділянок трубопроводу. Однак, враховуючи значення трубопроводу для безперебійного постачання, зміцнення бажано здійснювати без зупинки його роботи, при цьому можна зменшити внутрішній тиск до регламентованого [2].

Найбільш поширеним способом зміцнення ділянок трубопроводу є встановлення на них бандажів. Бандаж (франц. bandage – пов'язка) – це металеве кільце (пояс, обід), яке одягають на частини машин для їх зміцнення або подовження терміну експлуатації [3].

На практиці бандажування трубопроводу є підсиленням по периметру його стінки кільцями, стрічкою, дротом і неметалічними матеріалами. Щодо типу матеріалу, бандажі бувають металічними і композитними. Найважливішою вимогою до способу бандажування є забезпечення спільної роботи труби і бандажу таким чином, щоб бандаж брав на себе навантаження не менше 30% від внутрішнього тиску трубопроводу.

З метою оптимізації вибору способу зміцнення діючого трубопроводу необхідно врахувати всі чинники, що впливають на відновлення системи магістральних трубопроводів. Серед чинників найвпливовішими є техніко-техноло-

гічні, які враховують стан магістральних газопроводів, якість технічного і ремонтного обслуговування, модернізацію та реконструкцію трубопроводів, автоматизацію, механізацію та прогресивність технологічних процесів, а також ризикологію у ході експлуатації трубопроводів [4].

Важливим чинником проведення відновлювальних робіт на трубопроводах є збільшення частки робіт в стаціонарних умовах, на заводі або майстерні відносно робіт в польових умовах. Наприклад, виготовлення бандажу здійснювати в майстерні, де можна використати високопродуктивне прогресивне обладнання, а встановлення і монтаж – безпосередньо на трубопроводі.

Для ремонту магістральних трубопроводів на основі композитних матеріалів ще не існує таких відпрацьованих та стабільних технологій, як для класичних конструкційних матеріалів. Велика кількість різновидів композитів та технологічних прийомів, висока чутливість їх механічних властивостей до зміни параметрів вимагає особливо ретельного врахування технологічних чинників ще на стадії проектування конструкцій із композитів. Технологічні фактори і їх поєднання суттєво впливають на міцність, довговічність та інші якісні характеристики композитів, на характер технологічних полів і деформацій у процесі виготовлення виробів із композитів, на зміну коефіцієнта і структури армування, адгезію до наповнювача і ступінь пористості зв'язуючого.

Для вивчення роботи системи “трубопровід – композитний бандаж” на металеву трубу було нанесено композитний бандаж із двох шарів поліпропілену (ППС) загальною товщиною 10,0 мм завширшки 1,0 м. Результати проведених експериментальних досліджень напружено-деформованого стану міцності системи “трубопровід – композитний бандаж” під статичним навантаженням внутрішнім тиском засвідчили, що композитний бандаж у разі правильного вибору технологічних чинників сприяє розвантаженню трубопроводу та зменшує рівень напружень у металі труби [5].

Основними критеріями вибору матеріалу для бандажування є їх межа плинності і модуль пружності, які у металі на порядок вищі, ніж у композитів. Границя тривалої міцності металів також значно вища. Крім вказаних недоліків, повзучість композитів сягає суттєвих значень за кімнатної температури, що обмежує їх ресурс в конструкціях. Іншим обмеженням спільної роботи композитних бандажів є те, що ефективна робота композитів системи “трубопровід – композитний бандаж” характеризується деформаціями від 1,5 до 2,5%, при цьому сталь деформується всього на 0,2...0,3%, проте використання композитів спільно з полімерними наповнювачами у випадку правильного вибору матеріалів і технологій зменшує ці недоліки.

Проведений аналіз сукупності всіх чинників відновлення системи магістральних трубопроводів засвідчив перевагу використання металічних бандажів. З метою вибору оптималь-

ного варіанту конструкції пристрою для зміцнення трубопроводу і з метою створення зовнішнього тиску на трубу по її периметру було запропоновано і розглянуто дванадцять видів конструкцій, які відрізнялись між собою матеріалом бандажу, способами кріплення і натягування.

В результаті порівняльного аналізу конструкцій запропоновано спосіб ремонту діючого трубопроводу. Метою створення корисної моделі було зміцнення трубопроводу металічною стрічкою з встановленим на неї композитним матеріалом без припинення його експлуатації з можливістю отримання попереднього напруження в трубі і досягнення високої продуктивності процесу.

Запропоновано спосіб виготовлення полімерного бандажу під час ремонту трубопроводу, що включає шпаклювання трубною поверхні, намотування армуючого матеріалу на основі скловолокна, нанесення поліефірної смоли на трубну поверхню і армуючий матеріал після його намотування. За даним способом на трубну поверхню намотують металічну смугу довжиною не менше двох обводів труби, на початку якої, завчасно, закріплюючи склотканину довжиною в один обвід труби, склотканиною до труби. Відтак, підігріваючи металічну смугу, натягують її і скріплюють кінцями між собою. Далі на сформований бандаж намотують термоусадочну плівку, скріплюють її кінці і термоусаджують.

Використання металічної смуги з закріпленою на ній склотканиною дасть змогу об'єднати позитивні властивості склопластиків – високу адгезію їх до тіла труби, низький коефіцієнт теплопровідності, антикорозійні властивості і металу – високу міцність на розтяг, високі теплопровідність і коефіцієнт теплового розширення.

Використання металічної смуги довжиною не менше двох обводів труби зумовлює відсутність зусилля переміщення смуги відносно труби у процесі її підігрівання і натягування, яке зменшується пропорційно куту охоплення труби смугою і забезпечує при її натягуванні необхідне збільшення її довжини, що при закріпленні і охолодженні смуги створює в бандажі напруження стиску, а також створює оптимальні умови для формування склопластику – високу температуру і підвищений зовнішній тиск [6].

Нагрівати смугу можна електрорушником чи іншими нагрівними пристроями.

Довжина прикріпленої склотканини, рівна одному обводу труби, забезпечить повну її термоізоляцію, а за необхідності – підвищення механічних властивостей бандажу. Склотканину можна скласти і в декілька шарів.

Завчасне кріплення склотканини до металічної смуги дозволяє реалізувати процес в умовах заводу або майстерні, використовуючи необхідні тиск і температуру, що покращить якість кріплення і підвищить продуктивність праці при виготовленні бандажу на дільниці трубопроводу.

З'єднати кінці металічної смуги після натягування можна, наприклад, поліефірною смолою, обтискаючи при цьому смугу пристроєм. Після закінчення процесу полімеризації пристрій знімають.

Намотування з натягом термоусадочної плівки (наприклад, плівка поліетиленова термоусадочна ГОСТ 25951 – 83), в один або декілька шарів, закріплення внаклад її кінець між собою і нагрівання її до температури 100...120°C зумовить зменшення лінійних розмірів плівки, що забезпечить герметичне охоплення бандажу і його антикорозійний захист. Закріплення плівки проводиться тим же пристроєм, що і при з'єднанні металічної смуги. Після термооброблення пристрій знімається. [7].

Недоліками цього способу є важкість натягування металічної стрічки з приклеєною до неї склотканиною, а також скріплення стрічки після натягування, що викликало необхідність у розробленні способу відновлення і зміцнення трубопроводів.

Поставлена задача вирішується тим, що трубопровід зміцнюють стрічкою, сформованою в замкнуте кільце з двох і більше її шарів. Кінці стрічки з'єднують з сусіднім шаром, причому боковою поверхнею кільця охоплюють зміцнювану трубу з нанесеним на неї адгезивом. Після повного охоплення кінці кільця стягують між собою вставленими в нього стрижнями, при цьому кінці кільця опираються на підкладку у вигляді сегмента, яка перекриває проміжок (рис. 1).

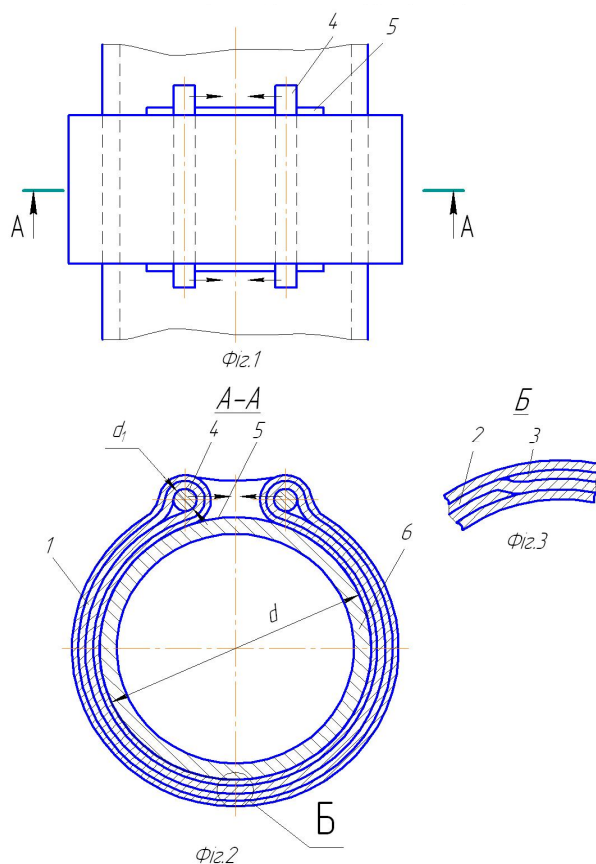
Використання стрічки у вигляді замкнутого кільця з двох і більше її шарів дає змогу поєднати високу міцність декількох шарів стрічки і їх гнучкість, а використання стрижнів для натягування стрічки забезпечить зручність і можливість використання серійного інструменту, наприклад струбцини.

Використання підкладки у вигляді сегмента дає змогу рівномірно розподілити зусилля від натягу кільця по поверхні труби.

Спосіб дозволяє використовувати стрічки з високоміцних композитних матеріалів або металеві.

Стрічка 1 сформована в замкнуте кільце з двох і більше її шарів, а її кінці 2 і 3 з'єднують з сусіднім шаром адгезивом, при цьому боковою поверхнею кільця охоплюють зміцнювану трубу 6 з нанесеним на неї адгезивом з проміжком до повного охоплення, і кінці кільця стягують між собою вставленими в нього стрижнями 4 за допомогою струбцин. Кінці кільця опираються на підкладку 5.

Ремонт діючого трубопроводу проходить у декілька етапів. Відомим способом підготовлюють дефектну поверхню трубопроводу. Потім на трубу в певному місці закріплюють підкладку 5. Стрічку 1, завчасно в умовах майстерні намотують на оправку діаметр якої вдвічі більший за діаметр трубопроводу 6. З'єднують кінці 2 і 3 стрічки 1 з сусідніми її шарами адгезивом. В польових умовах підготовлене кільце розтягують, вставивши в нього стрижні 4, і боковою поверхнею кільця охоплюють трубопро-



1 – вигляд зверху; 2 – поперечний переріз трубопроводу; 3 – фрагмент кріплення кінців ізолюючої стрічки

**Рисунок 1 – Спосіб кріплення полімерного бандажа на трубопроводі**

від 6 з нанесеним на нього і на підкладку 5 адгезивом. Відтак стягують між собою стрижні 4 (наприклад, струбцинами) і витримують час полімеризації адгезиву. Наприклад, для зміцнення трубопроводу діаметром 500 мм застосовують композиційну стрічку товщиною  $s = 1,5$  мм. На оправку діаметром 1000 мм у три шари намотують стрічку. Довжина розгортки кільця становить

$$L = 4\pi nd = 4 \times 3,14 \times 3 \times 1000 = 37680 \text{ мм} = 37,68 \text{ м.}$$

Діаметр стрижня для розтягування кільця

$$d = (12 \dots 15) s = (12 \dots 15) \times 1,5 = 18 \dots 22,5$$

Приймають  $d = 20$  мм

При цьому товщина композиту, який зміцнює трубопровід, становить  $2 \times 3 \times 1,5 = 9$  мм.

Отже, використання стрічки у вигляді замкнутого кільця з двох і більше її шарів дозволяє поєднати високу їх міцність і гнучкість, а також можливість виготовлення кільця в майстернях. Стягування між собою вставлених в кільце стрижнів (наприклад, струбцинами) дає змогу створити попереднє напруження на трубопроводі, що підвищує ефективність спільної роботи труби і стрічки. Спосіб ремонту згідно з корисною моделлю підвищує продуктивність і економічність процесу і може бути використаний для відновлення і зміцнення різноманітних резервуарів.

## Висновок

Проведено порівняльний аналіз способів відновлення і зміцнення діючих трубопроводів встановленням бандажів з металічних і композитних матеріалів і їх оптимізація виявив перевагу металічних або метало-композитних бандажів, а також запропоновано конструктивне виконання способу зміцнення трубопроводів з врахуванням впливу різних чинників його відновлення.

## Література

- 1 Похмурський В.І. Зміна механічних та електрохімічних характеристик сталі газопроводів після тривалої експлуатації / В.І. Похмурський, Є.І. Крижанівський // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2009. – №3(21). – С. 5-10.
- 2 Мазур И.И. Безопасность трубопроводных систем / И.И. Мазур, О.М. Иванцов. – М.: Издательский центр “Елима”, 2004. – 1097 с.
- 3 Словник іншомовних слів за ред. О.С. Мельничука. – К.: Головна редакція УРЕ АН УРСР, 1974. – С. 86.
- 4 Федорович І.В. Класифікаційна модель чинників відновлення лінійної частини магістральних газопроводів / І.В. Федорович, Г.О. Зелінська // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2009. – №3(21). – С. 140-143.
- 5 Шлапак Л.С. Експериментальні дослідження міцності системи “трубопровід – композитний бандаж” / [Л.С. Шлапак, С.І. Кадай, М.В. Беккер та ін.] // Нафтова і газова промисловість. – 2008. – № 5. – С. 23-27.
- 6 Циркин М.З. Стеклопластики в электромашиностроении / М.З.Циркин, С.Н.Кострицкий. – Л.: Ленэнергоатомиздат, 1986. – С. 165-166.
- 7 Патент України № 15437 МПК F 16L 55/18, F 16L 57/00, Спосіб виготовлення полімерного бандажа при ремонті трубопровода / Копей Б.В., Івасишин М.В.; № u 2006 01277; заявл.09. 02. 2006; опубл. 17. 07. 2006, Бюл. № 7, 2006 р.
- 8 Патент України № 44948 МПК F 16L 55/18, F 16L 57/00, Спосіб ремонту діючого трубопроводу / Копей Б.В., Венгринюк Т.П., Івасишин М.В. № u 2009 03436; заявл. 10.04.2009; опубл. 26.10.2009, Бюл. № 20, 2009 р.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*

*21.04.10*

*Рекомендована до друку професором*

*Петриною Ю.Д.*

## ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОСУШКИ ГАЗА С ПРИМЕНЕНИЕМ НОВОГО АБСОРБЕНТА

А.Н.Гурбанов

ГНКАР «Институт научных исследований», Азербайджан, г. Баку, ул. Зардаби, 88,  
тел./факс (99412) 4335390, e-mail: aznsell@eidata.net

Подаются результаты розробляння нового абсорбенту як осушувача газу та інгібітору гідратоутворення на базі місцевих хімічних продуктів та його використання з метою запобігання технологічним ускладненням у процесі підготовки природного і супутнього газу до його транспортування, а також розрахунки технологічного процесу.

За результатами технологічного розрахунку і впровадження монопропіленгликолю для осушування газу вибрано оптимальний склад абсорбенту та технологічний режим роботи установки осушування газу.

Крім того, подається розрахунок матеріального балансу установки регенерації абсорбенту насичення водяною парою, що використовується.

Результати випробовування нового абсорбенту для осушування газу на діючих установках осушування в НГДУ «Гум адасы» підтвердили точність технологічних показників, отриманих шляхом розрахунку.

Ключові слова: адсорбент, гідратоутворення

Приведены результаты разработки нового абсорбента на основе местных химических продуктов для использования в качестве осушителя газа и ингибитора гидратообразования, а также представлены результаты его применения для предотвращения технологических осложнений при подготовке природного и попутного газа к транспорту. Приводится расчет технологического процесса.

По результатам технологического расчета и внедрения монопропиленгликоля для осушки газа выбран оптимальный состав абсорбента и технологический режим работы установки осушки газа.

Кроме того, приведен расчет материального баланса установки регенерации используемого абсорбента насыщенным водяным паром.

Результаты испытания нового абсорбента для осушки газа на действующих установках осушки в НГДУ «Гум адасы» подтвердили точность технологических показателей, полученных расчетным путем

Ключевые слова: адсорбент, гидратообразование

Detailed data about the results of new hydrate forming inhibitors and gas appliance on the base of local chemical products in order to prevent technological complications during natural and associated gas recovery and transportation presented. Also the estimation of process technology presented. On the base of results of design material balance rich absorbent.

Also the results of production experiments introduced absorbent – monopropylene glycol of dry gas in return for import triethylene glycol have been presented.

On the base of the results development monopropylene glycol for gas dewatering select optimal composition of absorbent and operating practices of gas dewatering.

The results of testing new absorbent of gas dewatering on operating facility at NGDU after “Gum adasi” with process design have been confirmed.

Keywords: adsorbent, gas dehumidifiers

При добыче, сборе и промышленной обработке природного газа в связи с изменением термодинамических условий в системе имеют место различные технологические осложнения, в том числе и образование гидратных пробок. В свою очередь, это явление нарушает нормальный режим работы скважин, установки комплексной подготовки газа, а также магистральных газопроводов. Во избежание указанных явлений, а также потери огромного количества газа и химического реагента, необходимо проводить мероприятия, направленные на обеспечение условий бесперебойной транспортировки газа на нефтегазодобывающие объекты. С этой целью требуется решить проблемы осушки газа и борьбы с гидратообразованием в системе промышленной подготовки газа к дальнему транспорту.

Учитывая вышеизложенное, настоящая работа посвящена выбору оптимального технологического режима работы установки осушки

газа с применением нового абсорбента – монопропиленгликоля (МППГ) в качестве осушителя и ингибитора гидратообразования при подготовке газа к транспорту с рассмотрением математического описания процесса.

Расчет проведен на примере установки осушки газа действующей в НГДУ «Гум адасы» Производственного Объединения «Азнефть».

Сырой газ поступает в сепаратор первой ступени, где происходит его грубая очистка. Для определения количества газовой смеси, выводимой из сепаратора, рассчитывается количество парогазовой смеси, получающейся при однократной конденсации (ОК) исходной смеси при давлении  $P_1=12,0$  МПа и температуре  $20^\circ\text{C}$ . Алгоритм расчета однократного испарения (ОИ) является одним из самых распространенных при расчетах технологических процессов газопереработки (1).

Процесс однократного испарения может протекать при известных (заданных) темпера-

туре и давлении входящего потока. Перед расчетом процесса однократной конденсации или испарения необходимо определить фазность системы. Если система находится в однофазном парообразном состоянии, то процесс однократной конденсации или испарения невозможен. Определив фазность системы и убедившись в том, что процесс ОК-ОИ возможен, можно приступать к расчету самого процесса. Рассмотрен более простой вариант расчета процесса, когда известны температура и давление газа. В этом случае исходной информацией является количество  $\Phi$ , состав исходной смеси  $C_{i0}$ , температура  $T$  и давление  $P$  системы, при которых требуется определить количество паровой и жидкой фаз и их составы ( $y_i$  и  $x_i$ ), выводимые из сепаратора. Таким образом, нужно определить  $2n+2$  неизвестных, где  $n$  – число компонентов. Для их определения использованы:

– уравнение общего материального баланса:

$$F = G + L, \quad (1)$$

где:  $\Phi$  – количество;  $G$  – газовая фаза;  $L$  – жидкая фаза;

– уравнение многокомпонентного материального баланса:

$$F c_{fi} = G y_{fi} + L x_{fi}, \quad (2)$$

где  $y_i$  и  $x_i$  – молярная доля любого компонента, соответственно, газовой или жидкой фазы.

– уравнение соотношения состава фаз из условий равновесия:

$$y_i = k_i \cdot x_i, \quad (3)$$

где  $k_i$  – константы равновесия.

Расчет заканчивается при

$$\frac{|l^{(n+1)} - l^{(n)}|}{l^n} \cdot 100\% \leq 5\%.$$

Затем составляются уравнения материального и теплового балансов отпарной колонны и десорбера.

После второй ступени сепарации газ, пройдя через контактор, где производится окончательная его осушка по точке росы, должен соответствовать отраслевому стандарту. С этой целью газ после первой ступени сепарации подвергается дросселированию и во избежание гидратообразования перед дросселированием в него вводится МПГ 97-98% вес. Расчет количества ВПГ ведем по следующему алгоритму.

Определяем температуру начала гидратообразования. Понижение температуры гидратообразования за счет ингибирования определяется по формуле Гамершмидта: (2)

$$\Delta t = \frac{K \cdot W_{инг}}{M \cdot (100 - W_{инг})}, \quad (4)$$

где:  $K = 4000$ ;

$M$  – молекулярная масса ингибитора;

$W_{инг}$  – массовая доля ингибитора, %.

Затем уточняем, укладывается ли возможный режим работы аппарата по температуре в полученный диапазон понижения температуры гидратообразования. Если укладывается, то гидрат образовываться не будет, и потому необ-

ходимо увеличить концентрацию ингибитора гидратообразования и повторить расчет понижения температуры гидратообразования. Температура газа после дроссель-эффекта  $T_2$  определяется на основании теплового баланса:

$$G_{газ} H(T_1, P_1) + G_{МПГ} C_{МПГ}(P_1, T_1) = G_{газ} H(T_2, P_2) + G_{МПГ} C_{МПГ}(P_2, T_2), \quad (5)$$

где:  $T_1$  – температура газа до дроселя,  $^{\circ}C$ ;

$P_1$  – давление до дроселя, МПа;

$P_2$  – давление после дроселя, МПа;

$T_2$  – искомая температура,  $^{\circ}C$ ;

$G_{газ}$  – количество газа после сепаратора 1 ступени,  $м^3/час$ .

Точка росы осушенного газа ограничена отраслевым стандартом, ее величина задана. Таким образом, зная температуру в аппарате и точку росы осушенного газа (рис. 1), находим необходимую концентрацию МПГ- $X_1$ .

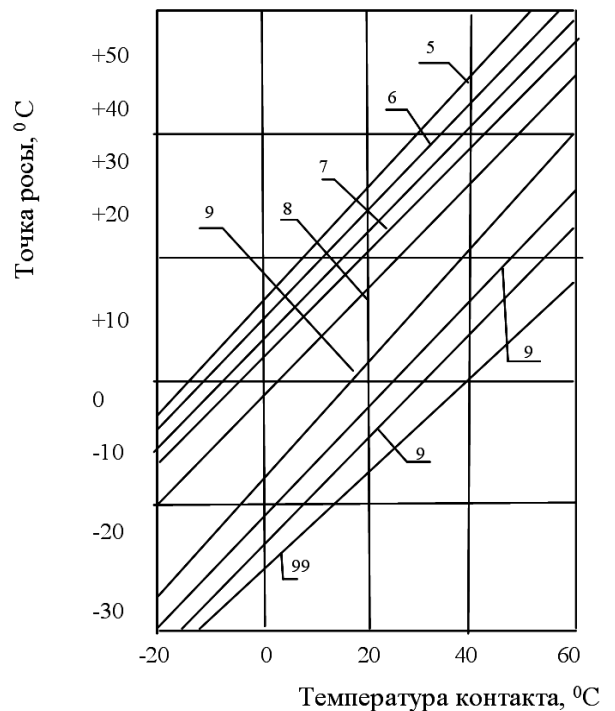


Рисунок 1 – Зависимость точки росы осушаемого газа при различных температурах контакта водных растворов МПГ

Сравниваем  $W_{инг}$  и  $X_1$ . Если  $X_1 < W_{инг}$ , то заданная точка росы не будет обеспечиваться, поэтому необходимо  $X_1$  взять равным  $W_{инг}$  и повторить расчет, начиная с момента определения понижения температуры гидратообразования.

Для определения расхода монопропиленгликоля сначала необходимо найти количество извлекаемой влаги. Влагосодержание газа можно определить, воспользовавшись следующим уравнением:

$$W = A/P + B, \quad (6)$$

где:  $A$  – коэффициент влагосодержания идеального газа;

$B$  – коэффициент, зависящий от состава газа;

$P$  – давление газа.

Значение коэффициентов А и В приведены в работах (3). Тогда количество извлекаемой влаги определится по формуле:

$$W = G_{\text{газ}} [W(P_2, T_2) - W(P_2, T_p)] . \quad (7)$$

Зададимся концентрацией МПГ на выходе из аппарата  $X_2$ . Тогда расход МПГ составит:

$$G_{\text{МПГ}} = W X_2 / (X_1 - X_2) . \quad (8)$$

Сравним рассчитанное количество с первоначально взятым. Если значения не совпадают с точностью до 5%, то делаем пересчет, начиная с расчета температуры после дросселя.

Количество осушенного газа, выводимого из сепаратора второй ступени, образованное при однократном испарении при давлении  $P_2$  и температуре  $T_2$ , определяется по описанной выше методике. В результате расчета получим состав и количество осушенного газа, количество выделившейся влаги, МПГ и состав выделившегося конденсата.

Конденсат и МПГ направляются в отстойник, где они разделяются. МПГ собирается в специальной емкости, откуда направляется в отпарную колонну.

### Материальный баланс аппарата регенерации

Уравнение материального баланса отпарной колонны имеет вид:

$$G_{\text{НМПГ}} + G_{\text{ж}} = G_{\text{ПС}} + G_{\text{ж}} G^1_{\text{ж}} . \quad (9)$$

Левая часть уравнения соответствует приходу материальных потоков, (кг/ч):

$G_{\text{НМПГ}}$  – насыщенный раствор МПГ, подаваемый на регенерацию;

$G_{\text{ж}}$  – жидкость из испарителя;

Правая – расходу материальных потоков (кг/ч):

$G_{\text{ПС}}$  – расход пара;

$G_{\text{ж}}$  – жидкость в испарителе;

$G^1_{\text{ж}}$  – регенерированный раствор МПГ.

Для определения количества пара, выводимого из аппарата, рассчитывается количество пара, образованного при однократном испарении насыщенного раствора монопропиленгликоля. Однократному испарению раствор МПГ подвергается дважды: первый раз - при вводе сырья ( $G_{\text{НМПГ}}$ ) в аппарат и второй – при однократном испарении сырья. Мольная доля отгона  $L^1$  рассчитывается по методу А.М.Трегубова. (4)

Константы фазового равновесия для раствора МПГ рассчитываются по формуле:

$$K_{\text{МПГ}} = P_{\text{МПГ}} : \pi , \quad (10)$$

где  $P_{\text{МПГ}}$  – давление насыщенного пара МПГ, Па.

Давление насыщенного пара МПГ в интервале температур от 70 до 100°C можно вычислить по уравнению

$$\lg P_{\text{МПГ}} = \alpha - B/T,$$

где  $T$  – температура, °С.

Для подачи в сепаратор осушки газа требуется раствор, содержащий  $X_1$  масс. долей МПГ,

поэтому величину массовой доли МПГ после вторичного однократного испарения необходимо сравнить с  $X_1$ . Если расчетная величина не меньше исходной, то условие регенерации выполняется, если меньше - то необходимо изменить температуру подачи НМПГ.

После первого однократного испарения имеем:

количество парогазовой смеси

$$G^1_n = \mathcal{E}_n \text{ НМПГ (кг/ч);}$$

количество жидкости

$$G_{\text{ж}} = G_{\text{НМПГ}} - G_n \text{ (кг/ч).}$$

После второго однократного испарения имеем:

количество парогазовой смеси

$$G^1_n = I_2 G_{\text{ж}} \text{ (кг/ч);}$$

количество жидкости

$$G^1_{\text{ж}} = G_{\text{ж}} - G^1_n \text{ (кг/ч).}$$

Для проведения расчета материального баланса отпарной колонны необходимо учесть следующие факторы, приведенные в таблице 1.

Уравнение теплового баланса десорбера в общем виде имеет вид:

$$QG_{\text{НМПГ}} + QG_{\text{ж}} + QG_o = = Q^1 G_{\text{ж}} + QG_{\text{ж}} + QG^1_{\text{ж}} + QG^1_o . \quad (11)$$

Левая часть уравнения отвечает притоку тепла (кВт):

$QG_{\text{НМПГ}}$  – с насыщенным раствором МПГ, подаваемым в аппарат на регенерацию;

$QG_{\text{ж}}$  – с нагретым в испарителе жидким остатком после однократного испарения потока;

$QG_o$  – с орошением верха аппарата;

Правая – расходу тепла (кВт):

$Q^1 G_{\text{ж}}$  – с жидким остатком первого однократного испарения сырья, направляемым в испаритель;

$QG^1_{\text{ж}}$  – с паром;

$QG_{\text{ж}}$  – с регенерированным раствором МПГ;

$QG^1_o$  – с испаряющимся водяным орошением.

Количество тепла, вносимое в аппарат насыщенным раствором МПГ, рассчитывается по уравнению:

$$QG_{\text{НМПГ}} = G_{\text{НМПГ}} / \Psi_{T_2} l_1 + h_{T_2} (l - l_1) , \quad (12)$$

где:  $\Psi_{T_2}$  – энтальпия парогазовой смеси,  $\mathcal{E}_{\text{ж}}$  образовавшейся при однократном испарении сырья при  $t_2$ , кДж/кг;

$h_{T_2}$  – энтальпия жидкости  $G_{\text{ж}}$ , образовавшейся при однократном испарении сырья при той же температуре, кДж/кг.

Энтальпия парогазовой смеси  $G_n$  рассчитывается по формуле:

$$\Psi_{T_2} = G_n T_2 , \quad (13)$$

где  $G_n$  – теплоемкость парогазовой смеси, кДж/кг.

Теплоемкость пара раствора МПГ определяется по формуле:

$$C_{\text{МПГ}} = H_{\text{МПГ}} / T_2 , \quad (14)$$

где  $H_{\text{МПГ}}$  – энтальпия пара МПГ при температуре  $T_2$ , кДж/кг.

Таблица 1 – Материальный баланс отпарной колонны

Поток, поступающий в колонну	Количество, кг/ч	Поток, выводимый из колонны	Количество, кг/ч
Насыщенный раствор МПГ	$G_{нМПГ}$	Парогазовая смесь	$G_n$
Жидкость из испарителя	$G_{ж}$	Жидкость в испарит.	$G_{ж}$
Орошение	$G_o$	Орошение	$G_o$
---		Регенерир.раствор	$G_{ж}$
$\Sigma$	$\Sigma_1$		$\Sigma_2$

Таблица 2 – Зависимость теплоты испарения МПГ от температуры

Температура, °С	40	60	80	100	120	140	160
Теплота испарения, Дж/г	871	854	837	816	795	779	754
Кал/г	208	204	200	195	190	186	180

Таблица 3 – Тепловой баланс отпарной колонны

Наименование теплового баланса	Температура	Кол-во тепла
Приход		
Насыщенный раствор	$T_2$	$G_{нМПГ}$
Жидкость из испарителя	$T_1$	$G_{Эж}$
Орошение	$T_0$	$G_{Эo}$
Расход		
Жидкость в испаритель	$T_2$	$Q^1 G_{ж}$
Пар из аппарата	$T_n$	$Q G_n$
Регенерированный МПГ	$T_1$	$Q G_{ж}$
Испаренное орошение	$T_n$	$Q G_o$
$\Sigma_2 + Q G_o$		

Энтальпия пара МПГ рассчитывается по формуле:

$$H_{МПГ} = h_{МПГ} + r,$$

где:  $h_{МПГ}$  – энтальпия жидкого МПГ при той же температуре  $T_2$ , кДж/кг;

$r$  – теплота испарения МПГ при той же температуре, кДж/кг;

Энтальпия жидкого МПГ равна

$$h_{МПГ} = C T_2,$$

где  $C$  – теплоемкость МПГ при температуре  $T_2$ , кДж/кг, °Ж.

Зависимости теплоты испарения монопропиленгликоля от температуры приведены в таблице 2.

Количество тепла, которое вносится в аппарат раствором МПГ при температуре  $T_1$ , рассчитывается по уравнению:

$$Q G_{ж} = G_{ж} [H_{t_1} l_2 + h_{t_1} (1-l_2)]. \quad (15)$$

Расчет проводится аналогично описанному выше. Количество тепла, выносимое из аппарата жидким остатком первого однократного испарения сырья при температуре  $T_2$ , равно:

$$Q^1 G_{ж} = G_{ж} \times h_{t_2} \text{ (кВт)}. \quad (16)$$

Количество тепла, выносимое из аппарата паровая смесь при температуре  $T_n$ , равно:

$$Q G_n = G_n C_n t_n \text{ (кВт)}. \quad (17)$$

Количество тепла, выносимое из аппарата регенерированный раствор МПГ при температуре  $T_1$  составляет:

$$Q G_{ж}^1 = G_{ж}^1 h_{t_1} \text{ (кВт)}. \quad (18)$$

Количество тепла, выносимое из аппарата регенерированный МПГ при температуре  $T_1$ , составляет:

$$G_{Эж}^1 = \Theta_{жщ}^1 T_1 \text{ (кВт)}. \quad (19)$$

Тепловой баланс аппарата представлен в таблице 3.

Из теплового баланса отпарной колонны имеем:

$$\Sigma_1 + Q G_o = \Sigma_2 + Q^1 G_o \quad (20)$$

или

$$Q^1 G_o - Q G_o = \Sigma_1 - \Sigma_2 = \Delta. \quad (21)$$

Решая последнее уравнение относительно количества оросительной воды, получим:

$$G_o = (3600 \times \Delta) : (\Psi_{T_n} \text{ кг/ч}), \quad (22)$$

где:  $H_{T_n}$  – энтальпия водяного пара при температуре  $T_n$ ;

$H_{T_o}$  – энтальпия воды при температуре  $T_o$ .

На основании вышеизложенного алгоритма, экспериментальных и промышленных данных по использованию монопропиленгликоля для осушки газа и предупреждения гидратообразования проведены расчеты на примере установки осушки газа НГДУ «Гум адасы»:

Исходные данные для расчета были следующие:

Относительная плотность газа, г/см <sup>3</sup>	– 0,6
Давление газа, МПа	– 12,0
Температура газа, °С	– 20,0
Влагосодержание газа, г/м <sup>3</sup>	– 0,6
Производительность установки по газу, тыс. м <sup>3</sup> /Г	– 74,0

В результате расчета влагосодержание газа при вышеуказанных параметрах составляет 0,6 г/м<sup>3</sup>. После дросселирования газа (от 12,0 до 5,5 МПа) температура газа снижается до минус 8°С. При работе сепаратора С-2 без применения ингибитора при указанном режиме наблюдается интенсивное образование гидратов.

Расчетным путем установлено, что безгидратный режим работы установки обеспечивается С<sub>1</sub>=67%-ным водным раствором монопропиленгликоля. Согласно результатам расчета для обеспечения точки росы осушенного газа по влаге согласно требованиям отраслевого стандарта необходим впрыск монопропиленгликоля в газовый поток с концентрацией С<sub>2</sub>=98% масс. Сравнивая С<sub>1</sub> и С<sub>2</sub>, выбираем С<sub>2</sub>=98%, которая полностью обеспечивает осушку газа и безгидратный режим работы установки.

Влагосодержание газа после дросселирования до 5,5 МПа составляет 0,21 г/м<sup>3</sup>.

Количество извлекаемой влаги Q = 29,6 кг/час.

Концентрация монопропиленгликоля на выходе из сепаратора С-2 С<sub>3</sub>= 71%, тогда расход МПГ составит Q = 87,56 кг/час.

Расход 71% насыщенного монопропиленгликоля составляет 123,32 кг/час. Насыщенный раствор МПГ подается в отпарную колонну с температурой 30°С. Давление в аппарате 0,1 МПа; при данных условиях однократного испарения не происходит. В испарителе поддерживается температура 130°С.

Мольный состав насыщенного монопропиленгликоля:

$$X_{МПГ} = 0,2546;$$

$$X_{H_2O} = 0,7454.$$

Константы равновесия при 0,1 МПа и t = 130°С:

$$K_{МПГ} = 0,03448;$$

$$K_{H_2O} = 3,545.$$

$$\text{Мольная доля отгона } E^1 = 0,6719.$$

Состав жидкой фазы мольной доли, уходящей из отпарной колонны:

$$X_{МПГ} = 0,725;$$

$$X_{H_2O} = 0,275.$$

Состав газовой фазы (мольные доли):

$$Y_{МПГ} = 0,025;$$

$$Y_{H_2O} = 0,975.$$

Массовая доля отгона:

$$E = 0,2546.$$

Весовой состав полученной жидкой фазы:

$$X_{МПГ} = 0,9815;$$

$X_{H_2O} = 0,0185$ , т.е. получен 98% масс. регенерированный монопропиленгликоль.

Расход полученной жидкости равен 88 кг/час – 98% МПГ, т.е. 100% МПГ – 83,73 кг/час. Количество потерь гликоля в системе равно  $87,56 - 83,73 = 3,83$  кг/час или 52г/1000м<sup>3</sup> газа.

Результаты, полученные при промышленных испытаниях на установки осушки газа на промыслах НГДУ «Гум адасы» с использованием монопропиленгликоля полностью подтвердились расчетными данными.

При сравнении результатов установлено, что по всем показателям монопропиленгликоля погрешность составляет 2-6%, что допустимо для промысловых условий. Результаты расчета дали возможность выбрать оптимальный технологический режим работы установки осушки газа с применением монопропиленгликоля в НГДУ «Гум адасы».

### Литература

- 1 Скобло А.И. Процессы и аппараты нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности / А.И. Скобло, И.А. Трегубова, Ю.К. Молоканов; Изд. 2-е. – М.: Химия, 1982. – 584 с.
- 2 Бекиров Т.М. Сбор и подготовка к транспорту природных газов / Т.М.Бекиров, А.Т.Шаталов. – М.: Недра, 1986. – 260 с.
- 3 Кембел Д.М. Очистка и переработка природных газов / Д.М. Кембел. – М.: Недра 1981. – 345 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*  
24.04.10

*Рекомендована до друку професором*  
**Кондратом Р.М.**

# Сертифікація, стандартизація, якість

УДК 378:005.6

## УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ – ОСНОВА ДОСКОНАЛОСТІ НАУКОВОЇ ЧАСТИНИ ІФНТУНГ

*М.О.Карпаш, Я.М.Зінчак, Н.І.Мельник, О.В.Броніцький, Г.М.Козут*

*ІФНТУНГ, 76019, г. Івано-Франковск, ул. Карпатская, 15, тел. (03422) 42002,  
e-mail: mkarpash@nunge.edu.ua*

*Розглянуто стан та перспективи впровадження системи управління якістю наукової частини ІФНТУНГ. Описано систему управління якістю Науково-дослідного інституту нафтогазової енергетики та екології. Запропоновано та обґрунтовано ряд заходів у напрямку впровадження та використання політики якості у НДІ НГЕіЕ. Вказано на необхідність розроблення СУЯ освітнім процесом ІФНТУНГ.*

Ключові слова: конкурентоспроможність, політика якості, система управління якістю, стандарти, управління.

*Рассматривается состояние и перспективы внедрения системы управления качеством научной части ИФНТУНГ. Описана система управления качеством в Научно-исследовательском институте нефтегазовой энергетики и экологии. Предложен и обоснован ряд мер по внедрению и использованию политики качества в НИИ НГЭиЭ. Указывается на необходимость разработки СУК образовательного процесса ИФНТУНГ.*

Ключевые слова: конкурентоспроможність, політика якості, система управління якістю, стандарти, управління.

*The situation and the perspectives of Quality Management System implementation in scientific part of IFNTUOG are considered. The Quality Management System of Scientific and Research Institute of Oil and Gas Energy and Ecology is described. A number of measures for Quality Policy implementation and realization is proposed. The necessity of Quality Management System development for educational process of IFNTUOG is declared.*

Keywords: marketability, quality policy, Quality Management System, standards, management.

В умовах глобалізації ринків товарів і послуг керівники підприємств, установ, компаній усе частіше звертають увагу на підвищення якості. Якість стала не просто невід'ємною частиною конкурентоспроможності, вона є необхідною частиною виживання багатьох підприємств та цілих країн. Особливо гостро це питання постає для країн, які тільки-но вступили в ринкову економіку, до яких належить і Україна.

Донедавна в Україні панувала жорстка система державного регулювання у всіх сферах життя. Не була винятком і система технічного регулювання. Державні стандарти, якими встановлювались вимоги до продукції та послуг, були обов'язковими, а порушення їх вимог переслідувалося законом. Після прийняття у 2001 р. Закону України «Про стандартизацію» ситуація істотно змінилася. Стандарти втратили свій обов'язковий статус і вже не підлягають

регулюванню з боку держави. Обов'язковими стали лише норми технічних регламентів, які визначають параметри безпеки відповідно до Європейських директив. Усі інші характеристики продукції, в тому числі і ті, що включені до державних стандартів України, визначають самі виробники, виходячи з вимог ринку.

Національні та міждержавні стандарти фіксують лише середні досягнення в певному напрямку та регламентують уже апробовані технічні норми і правила. Конкурентна ж боротьба в умовах насиченого ринку ведеться понад нормами, встановленими стандартами. Тому, для збереження конкурентоспроможності доцільно орієнтуватися на перевищення норм національних та міждержавних стандартів.

Другою умовою конкурентоспроможності та фінансової стабільності підприємств є їхня здатність підтримувати рівень якості товарів та послуг протягом дії контрактів (договорів).

Зважаючи на постійне зростання вимог до продукції з боку споживачів, важливого значення набуває здатність виробників швидко та адекватно реагувати на ці зміни.

За таких умов утриматися на ринку лише у разі постійного вдосконалення своєї діяльності.

Світова практика переконливо вказує, що перемагають лише ті, хто керується загально-визнаними принципами управління якістю. До таких принципів належать:

- орієнтація на споживача (маркетингові дослідження та аналіз ринку);
- лідерство (мало бути начальником, треба бути лідером);
- залучення працівників (створення єдиної команди, делегування повноважень, моральний клімат, стимулювання ініціативи та якості);
- процесний підхід (алгоритм виконання дій, що присутні в організації);
- системний підхід до управління (представлення організації як комплексу взаємопов'язаних процесів);
- безупинне удосконалювання (персоналу, навколишнього середовища, процесів, знань);
- прийняття рішень на підставі фактів (фінансово-економічних, задоволення споживачів, характеристики внутрішніх процесів, можливостей для навчання і росту персоналу);
- взаємовигідні відносини з постачальниками (дотримання відносин «разом зробимо – разом виграємо»).

Реалізація вказаних вище принципів здійснюється шляхом створення та запровадження на підприємствах систем управління якістю (СУЯ).

Система якості – сукупність взаємопов'язаних та взаємодіючих елементів організаційної структури, визначених механізмів відповідальності, повноважень та процедур організації, які забезпечують здійснення загального керівництва якістю та її відповідність встановленим вимогам.

Система управління якістю – сукупність органів і об'єктів управління, взаємодіючих за допомогою інформаційних засобів під час управління якістю продукції.

При цьому під продукцією розуміється будь-яких виріб, процес чи послуга, що виготовляється, встановлюється, здійснюється чи надається для задоволення суспільних потреб.

У 1987 р. Міжнародна організація зі стандартизації (ISO) затвердила сімейство стандартів серії ISO 9000, які вперше у світовій практиці встановили єдині вимоги до СУЯ. З того часу ці стандарти неодноразово покращувалися і поширювалися у більшості країн світу.

У світі близько мільйона фірм підтвердили відповідність своїх СУЯ вимогам стандартів ISO 9000. Щороку сертифікати на СУЯ отримують 70-80 тис. фірм. Стандарти серії ISO 9000 прийняті в Україні як національні.

Ці стандарти встановлюють чіткий поділ функцій, повноважень та відповідальності персоналу, прозорість усіх процесів забезпечення і управління якістю, всебічну узгодженість рішень, що стосуються якості.

Стандарти серії ISO 9000 придані для всіх типів діяльності. Вони здатні допомогти будь-якому підприємству незалежно від того, чи продає воно продукти, чи квіти, чи автомобілі, виробляє сувеніри чи ракети, надає послуги у навчанні або з технічного діагностування. Важливо не кількість персоналу, а метод, за яким підприємство функціонує.

Стандарти ISO 9000 вказують, що саме має бути відображено в СУЯ, але не регламентують її зміст. Це зроблено спеціально з метою запобігання появи систем-«двійників». Ці системи повинні бути індивідуальними для кожного підприємства (організації).

Деякі організації все ще продовжують сприймати стандарти ISO 9000 як неефективні і вважають, що супутня документація – це гори непотрібного паперу. Дійсність доводить, що стандарти ISO 9000 і відповідна документація не страшні, не шкідливі, а корисні для підприємства. Невдача часто є причиною того, що люди не можуть або не хочуть достатньо швидко сприймати зміни.

Запровадження та сертифікація СУЯ підвищує довіру з боку споживачів. Це особливо важливо за недосконалості чи відсутності процедур акредитації та сертифікації, коли застосовуються неякісні знаки та ярлики відповідності, діють застарілі стандарти, недостатній контроль за якістю. Ці недоліки у світі розглядають як основні перепони для розвитку торгівлі.

Вигоди із впровадження СУЯ, як свідчить світовий досвід, очевидні:

- покращення організації виробництва;
- постійність і повторюваність результатів;
- покращення якості;
- зменшення грошових витрат;
- підвищення довіри замовників;
- конкурентоспроможність.

Поштовхом до розроблення та впровадження СУЯ в Україні став Указ Президента України «Про заходи щодо підвищення якості вітчизняної продукції» від 23.02.2001 р. № 113 [1].

На сьогоднішній день в Україні розроблено та сертифіковано понад 2000 СУЯ.

Багато замовників під час проведення тендерних торгів вимагають від виконавця наявності сертифікованої системи якості.

Проблема забезпечення якості гостро стоїть перед вищою освітою. Україна переживає початковий етап впровадження СУЯ у ВНЗ. Основними світовими тенденціями у сфері забезпечення якості навчального процесу за даними досліджень Міносвіти Росії є:

- розроблення єдиних критеріїв і стандартів гарантії якості освіти (наприклад, документ «Стандарти і Директиви для агентств гарантії якості у вищій освіті на території Європи»);
- створення і впровадження СУЯ ВНЗ на базі рекомендацій стандартів ISO 9000, європейської моделі EFQM та ін.;
- перенесення центру ваги з процедур зовнішнього контролю освітнього процесу і його результатів на базі національних систем акредитації та атестації в бік внутрішньої самооцінки.

Сьогодні можна констатувати невідомий розвиток концепції управління якістю освітнього процесу, що виражається у міжнародних заходах щодо інтеграції та централізації управління освітою і в національних програмах підвищення якості освіти. Цей розвиток можна прослідкувати за такими подіями:

- вперше у світі у 1985 р. ініційовано процеси із забезпечення якості у вищій освіті Великої Британії, Франції та Нідерландах;

- у 1994-98 роках розроблено пілотний проект Європейського Союзу, спрямований на забезпечення якості освіти;

- у 2000 р. створено Європейську мережу агентств з якості (ENQA), що в даний час представляє національний рівень забезпечення якості освіти на території Європи;

- у червні 1999 р. 30 Європейськими країнами підписані декларації про реформи у вищій освіті в т.ч. у питаннях управління якістю;

- у 2000 р. підписана Лісабонська програма, що ініціює розвиток економіки знань в європейському регіоні;

- у травні 2003 р. підписана декларація Європейської асоціації університетів (EUA) в Греції, спрямована на створення внутрішньої культури якості, досягнення надійності освіти, запобігання процедурам бюрократизації оцінки якості;

- у жовтні 2003 р. відбулася 32 сесія Генеральної конференції ЮНЕСКО, на якій вироблено спільні принципи із забезпечення якості трансграничної вищої освіти;

- у 2005 р. відбулася зустріч Міністрів освіти країн Євросоюзу у Бергені з метою розширення Європейського простору вищої освіти.

Прийняті європейські стандарти та директиви для Агентств гарантії якості на території Європи (ENQA) призначені для:

- покращення освіти студентів у ВНЗ на території Європи;

- надання допомоги ВНЗ у управлінні і покращенні якості і, тим самим укріплення їх організаційної незалежності;

- формування передумов для роботи акредитаційних агентств;

- можливості прозорого оцінювання і спрощення його для розуміння всіх задіяних у процес сторін.

Сьогодні наявні позитивні зрушення із впровадження СУЯ у навчальних закладах України (Національний університет «Київський політехнічний інститут», Національний університет «Львівська політехніка», Національний авіаційний університет та ін.).

Беручи до уваги європейські ініціативи та позитивні результати із впровадження СУЯ у вказаних вище ВНЗ, Вчена рада ІФНТУНГ прийняла рішення від 27.05.2009 р. № 05/49 про розроблення та впровадження в університеті СУЯ.

СУЯ вищого навчального закладу (ВНЗ) – це елемент загальної системи управління, який скеровує та контролює ВНЗ у освітній діяльності (тобто навчальний процес, його матеріально-технічне, інформаційне, кадрове, фінансове,

наукове, організаційне забезпечення) та її продукти – випускники (доктор наук, кандидат наук, магістр, спеціаліст, бакалавр, молодший спеціаліст, робітник), наукова та науково-технічна продукція фундаментальних та прикладних наукових досліджень, соціальний та діловий імідж університету; документована інформація.

СУЯ ВНЗ може охоплювати й інші допоміжні процеси.

Основні елементи СУЯ ВНЗ зображені на рис. 1.

Складовою СУЯ університету є СУЯ НДІ НГЕіЕ, рішення про впровадження якої оформлено наказом ректора університету від 22.06.2009 р. № 07/2. Цим же наказом затверджена робоча група з розроблення документів СУЯ.

Розроблення та впровадження СУЯ НДІ НГЕіЕ відбувалося за такими проектними етапами:

- створення організаційної структури;

- складання вимог до СУЯ;

- складання плану розроблення документів СУЯ;

- розроблення Політики керівництва НДІ НГЕіЕ у сфері якості;

- розроблення документів СУЯ;

- пробне впровадження СУЯ;

- підготовка СУЯ до сертифікації.

У відповідності із вимогами стандартів ISO 9000 було призначено представника керівництва з якості.

В обов'язки представника керівництва входить:

- забезпечення розроблення, впровадження і підтримування у робочому стані процесів СУЯ;

- представлення звітів вищому керівництву про функціонування СУЯ і пропозицій щодо покращення;

- сприяння поширенню розуміння всіма працівниками вимог споживачів;

- підтримування зв'язків із зовнішнім середовищем з питань, що стосуються СУЯ.

Розпорядженням по НДІ НГЕіЕ у кожному структурному підрозділі НДІ НГЕіЕ були призначені відповідальні особи з якості, які відповідають разом із керівниками підрозділів за впровадження та функціонування СУЯ у підрозділах.

Робочою групою складені вимоги до СУЯ та план розроблення документів СУЯ.

Вищим керівництвом сформована політика НДІ НГЕіЕ у сфері якості, яка полягає у:

- підвищенні репутації ІФНТУНГ у суспільстві та нафтогазовій галузі як якісного виконавця фундаментальних, пошукових, прикладних науково-дослідних і науково-дослідних робіт, науково-технічних послуг;

- забезпеченні повного використання наукових та інших досягнень, одержаних науковими школами університету для інноваційного розвитку економіки України.

Проголошена політика охоплює такі основні напрямки:



Рисунок 1 – Основні елементи системи управління якістю ВНЗ

**Організація:**

- реалізація науково-технічного та інноваційного потенціалу вчених ІФНТУНГ у пріоритетних напрямках розвитку науки, техніки та технологій;
- інтеграція в європейський науково-технологічний та економічний простір;
- створення разом з академічними та галузевими науковими закладами спільних структур;
- постійне удосконалення діяльності, поліпшення системи управління якістю;
- орієнтація на унеможливлення виникнення (а не на усунення) невідповідностей.

**Замовники:**

- розуміння та задоволення існуючих і майбутніх потреб, очікувань і побажань замовника;
- безумовне виконання договірних зобов'язань, надання гарантій щодо якості відповідно до задокументованих вимог.

**Постачальники:**

- налагодження й підтримання партнерських відносин, у т.ч. із зарубіжними постачальниками.

**Персонал:**

- формування командного духу, цінування персоналу як основного джерела добробуту НДІ НГЕіЕ, культивування корпоративної системи цінностей;
- залучення кожного працівника до повсякденної реалізації проголошеної політики у сфері якості;
- створення атмосфери довіри та взаємодопомоги у колективі, підтримки відкритих взаємовідносин, визнання внеску кожного працівника;
- постійне підвищення рівня компетентності та професійного рівня працівників, дотримання об'єктивності та неупередженості в роботі.

**Суспільство:**

- популяризація сучасних енергозощаджуючих технологій як у нафтогазовій галузі, так і у місті й області;

- формування серед підприємств нафтогазової галузі попиту на наукомісткі технічні засоби і технології, розроблені НДІ НГЕіЕ;

Керівництво НДІ НГЕіЕ взяло на себе зобов'язання дотримуватися проголошеної Політики й забезпечувати систему управління якістю усіма ресурсами, необхідними для її ефективного функціонування й постійного поліпшення.

У відповідності із проголошеною Політикою з якості та вимогам стандарту ДСТУ ISO 9001 [2] були розроблені такі документи СУЯ:

Н.НДІ.01:2009 Настанова з якості Науково-дослідного інституту нафтогазової енергетики і екології.

**Основні методики з якості:**

М.НДІ.01:2009 Методика. Аналізування з боку керівництва результативності функціонування системи управління якістю.

М.НДІ.02:2009 Методика. Управління документацією.

М.НДІ.03:2009 Методика. Управління протоколами.

М.НДІ.04:2009 Методика. Планування системи управління якістю.

М.НДІ.05:2009 Методика. Проведення внутрішніх аудитів системи управління якістю.

М.НДІ.06:2009 Методика. Управління персоналом.

М.НДІ.07:2009 Методика. Управління запобіжними діями.

М.НДІ.08:2009 Методика. Управління коригувальними діями.

М.НДІ.09:2009 Методика. Поводження з невідповідною продукцією.

М.НДІ.10:2009 Методика. Маркетинг.

М.НДІ.11:2009 Методика. Забезпечення ресурсами.

М.НДІ.12:2009 Методика. Контроль виконавчої дисципліни.

М.НДІ.13:2009 Методика. Вимоги до укладання договорів про закупівлю та реалізацію товарів, робіт, послуг.

М.НДІ.14:2009 Методика. Внутрішнє інформування.

М.НДІ.15:2009 Методика. Оцінка задоволеності замовників продукцією (послугами).

**Інструкції з якості, які встановлюють вимоги та описують порядок виконання робіт:**

І.НДІ.01:2009 Інструкція. Порядок розроблення, оформлення, погодження, затвердження та впровадження документів системи управління якістю.

І.НДІ.02:2009 Інструкція. Виконання науково-дослідних робіт.

І.НДІ.03:2009 Інструкція. Виконання дослідно-конструкторських робіт.

І.НДІ.04:2009 Інструкція. Формування баз даних.

І.НДІ.05:2009 Інструкція. Вхідний контроль матеріалів та комплектуючих.

І.НДІ.06:2009 Інструкція. Поводження із засобами вимірювальної техніки.

І.НДІ.07:2009 Інструкція Організація та проведення заходів із науково-технічної пропаганди.

І.НДІ.08:2009 Інструкція. Нормоконтроль та метрологічна експертиза документації.

І.НДІ.09:2009 Інструкція. Порядок державної реєстрації та обліку науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт.

І.НДІ.10:2009 Інструкція. Планування, моніторинг та аналізування фінансової діяльності.

І.НДІ.11:2009 Інструкція. Складання звітів щодо діяльності для Міністерства освіти і науки України та управління статистики.

І.НДІ.12:2009 Інструкція. Надання послуг.

Наказом ректора університету від 13.11.2009 р. № 15/06 вище названі документи набрали чинності, і СУЯ запущена в дію. З персоналом НДІ НГЕіЕ проведено навчання із вивчення документів СУЯ і надані рекомендації із їх застосування.

У вирішенні усіх виробничих завдань, у т.ч. і впровадженні СУЯ, важлива роль належить персоналу НДІ НГЕіЕ, який є найбільшою цінністю організації. Тому вище керівництво сформулювало систему цінностей НДІ НГЕіЕ, яка встановлює:

**Кваліфікацію персоналу:**

- початково високу з бажанням подальшого вдосконалення;

- розширення сфери компетентності та відповідальності.

**Відносини на засадах партнерства:**

- між працівниками НДІ НГЕіЕ з представниками ІФНТУНГ та інших організацій, у т.ч. замовників та постачальників;

- дотримання принципу «разом зробимо – разом виграємо».

**Особиста відповідальність і причетність:**

- усвідомлення кожним працівником свого впливу на формування позитивного внутрішнього та зовнішнього іміджу ІФНТУНГ, особистої відповідальності як за результати власної діяльності, так і за результати діяльності НДІ НГЕіЕ в цілому, реагування на запити споживачів, принциповість і твердість у проведенні політики у сфері якості;

- почуття гордості за свою причетність до діяльності в ІФНТУНГ;

- дотримання загальноприйнятих людських моральних принципів;

- дотримання субординації у відносинах із керівниками;

- бажання максимально погодити індивідуальні цілі з цілями всіх співробітників;

- самоорганізованість та акуратність у процесі виконання виробничих завдань та у спілкуванні зі співробітниками, замовниками, постачальниками.

**Ініціативність:**

- творчих підхід до виконання завдань;

- бажання і вміння реалізувати свій потенціал;

- пропагування досягнутих результатів, практичного та наукового досвіду роботи.

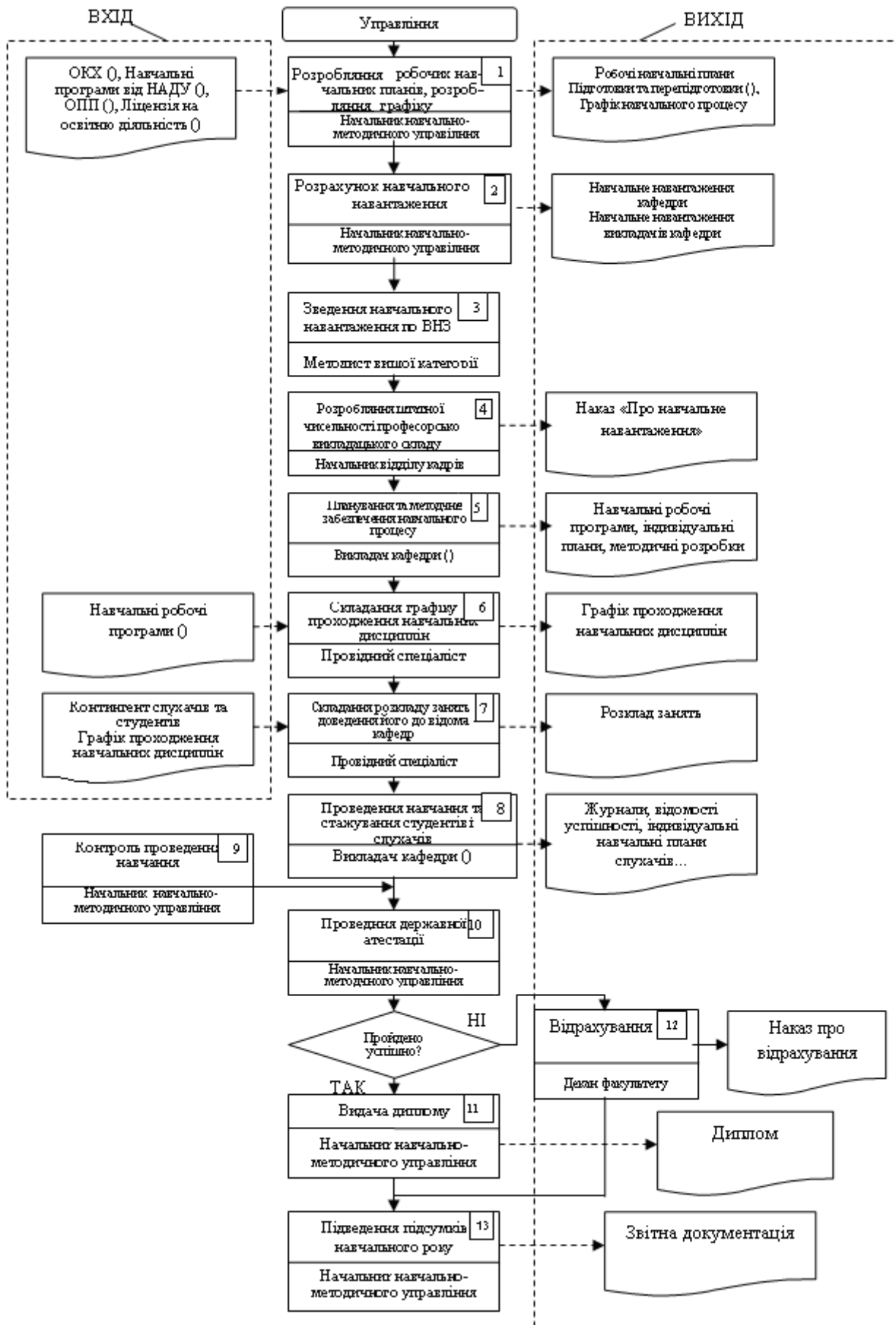


Рисунок 2 – Блок-схема освітнього процесу

В даний час намічено план проведення внутрішнього аудиту СУЯ, складено опитувальні анкети для проведення аудиту, і роздано їх у всі підрозділи НДІ НГЕіЕ.

На етапі впровадження внутрішній аудит СУЯ проводиться з метою отримання об'єктивних доказів щодо дотримання всіх вимог, встановлених в документації СУЯ, та готовності СУЯ до сертифікації.

За результатами внутрішнього аудиту будуть проведені коригувальні та запобіжні дії у відповідності із методиками М.НДІ.07:2009 та М.НДІ.08:2009, після яких СУЯ буде представлено до Органу із сертифікації систем.

Досвід із розроблення та впровадження СУЯ НДІ НГЕіЕ буде застосовано під час розроблення СУЯ освітнього та інших процесів ІФНТУНГ. На нашу думку, освітній процес може здійснюватись за блок-схемою, зображеною на рис. 2.

### Література

1 Про заходи щодо підвищення якості вітчизняної продукції: Указ Президента України станом на 23 лютого 2001 р. № 113/2001. [Електронний ресурс].

Режим доступу: <http://zakon.rada.gov.ua/cgi-bin/laws/main.cgi?nreg=113%2F2001>. – Заголовок з екрану.

2 Системи управління якістю. Вимоги: ДСТУ ISO 9001:2009. – [Чинний від 01-09-2009]. – Київ: Держстандарт України, 2009. – 33 с.

*Стаття поступила в редакційну колегію  
09.04.10*

*Рекомендована до друку професором  
Карнашем О.М.*

# Історія нафтогазової науки і техніки

---

---

## КОРОТЕНЬКІ ЕСЕЇ ПРО ПРИКАРПАТСЬКИХ ІНЖЕНЕРІВ-БУРОВИКІВ ДРУГОЇ ПОЛОВИНИ ХХ СТОРІЧЧЯ (продовження)

*Р. С. Яремійчук*

*доктор технічних наук, професор,  
декан спільного факультету нафтогазових технологій ІФНТУНГ  
і Національної академії природоохоронного та курортного будівництва у м. Сімферополі*

Нижче подано мої спогади про деяких буровиків, з якими мені довелося працювати з 1959 року до кінця минулого століття. Це були яскраві постаті, яких виділяла серед інших людей якась особлива інтелігентність, порядність у відношеннях зі своїми колегами, висока відповідальність перед людьми і талант інженерів. Звичайно, можна було би написати і про інших людей, проте багатьох я особисто не знав чи менше спілкувався з ними, тому і зупинився на тих, з котрими мої робота і доля зводила мене не один раз.

### **Райхерт Людвіг Адольфович (1941-2006)**

Л. Райхерт походив з родин німців та поляків. Батько Людвіга працював ковалем в Долинському нафтопромисловому управлінні. Людвіг закінчив газонафтопромисловий факультет Львівської політехніки. Два роки працював буровим майстром у Криму, а пізніше перевівся на роботу у Долинську контору буріння. З цієї посади я його загітував перейти на роботу в Український відділ промислових випробувань ВНДІ бурової техніки. У нього була чудова, красива дружина, народилось двоє дітей – Наталка і Сергій. Це була типова інтелігентна працелюбна сім'я, що поєднала в собі традиції поляків, німців та українців.

Людвіг жив в м. Долині і за своїми обов'язками відповідав за технологічний супровід буріння найглибшої тоді в СРСР свердловини №1 Шевченкова, здійснював організацію промислових випробувань реактивно-турбінних бурів при бурінні свердловин великого діаметра, розширювачів, турбобурів, електробурів. Підключали його і до інших важливих технологіч-

них робіт у цьому регіоні – буріння свердловин на площі Спас за м. Рожнятів електробурами з продуванням вибою повітрям.

За що би не брався Людвіг, все у нього виходило добре. Він умів працювати з виробниками, мав свій досить значний виробничий досвід і до його пропозицій прислухались виробники, де б це не було – в Долині, Стрию чи Бориславі.

Це був красивий, високий зростом молодий чоловік з чорним кучерявим волоссям та темними очима, що швидше нагадували не німця чи поляка, а половця чи турка.

З самого початку роботи у відділі ВНДІБ Людвіг почав роботу над кандидатською дисертацією, яка була присвячена роботі розширювачів при бурінні стовбурів великого діаметра. Після того, як ми з ним обговорили схему експериментальної установки, минуло три місяці. За цей час Людвіг розробив конструкцію надскладної установки, яка могла моделювати буріння свердловини на натурних взірцях з промиванням цієї міні-свердловини та його розширенням. Моделі міні-доліт я привіз йому з Москви. Всі параметри цього буріння записувалися самописцями потенціометра.

Ще за три або чотири місяці вся ця надзвичайно складна установка була готова до роботи. Я не знаю жодного з відомих мені аспірантів, який би міг виконати таку величезну роботу самотужки. Ще через півроку експериментальні дослідження було виконано, а його домашній робочий стіл нагадував лабораторію дослідників, де працювали десятки людей – на ньому лежали графіки, креслення, математичний опис процесів.

У світовій практиці уже на той час набули широкого застосування спіральні калібратори-центратори стовбура свердловини. Одного дня

Людвіг зателефонував мені і попросив приїхати у Долину і оглянути перший взірєць цього калібратора. Він віднайшов старий австрійський верстат, на якому можна було згинати по спіралі металеві пластини за розміром контура калібратора. Він притягнув цей верстат в кузню до свого батька, і нагріті пластини приймали уже спіралевидну форму. Потім ці спіралі приварювались до корпусу, а робочі грані її армувалися твердим сплавом або твердосплавними штирями зі сплаву ВК.

Пізніше виготовлення цих калібраторів було організовано в м. Дрогобичі на двох заводах – долотному та газової арматури і обладнання. Через 2-3 роки ці спіральні калібратори стали обов'язковим елементом серійних компонок у процесі буріння свердловин у всіх газонафтових регіонах СРСР.

Ще двома розробками займався Людвіг Райхерт – розробкою надважких та ступеневих розширювачів. За допомогою цих інструментів бурилися десятки свердловин великого діаметра на Прикарпатті.

У 1976 році ми з Л.А. Райхертом видали у видавництві “Недра” (м. Москва) монографію “Бурение стволов большого диаметра”. Цю книгу з дозволу редакції видано у Пекіні китайською мовою.

Рік перед тим Людвіг блискуче захистив на вченій Раді ВНДІ бурової техніки кандидатську дисертацію. Вів Радю директор інституту Асан-Нурі А. А. Після захисту дисертації Асан Абдулаєвич сказав мені, щоб я через 20 хвилин прийшов до нього з Райхертом. В короткій розмові він привітав Людвіга з успішним захистом дисертації та запропонував йому роботу керівника відділу у Москві. Відмовлятися Людвігу від цієї пропозиції не було підстав. Через півроку Людвіг отримав 4-х кімнатну квартиру і уже до своєї раптової смерті працював у цьому інституті. Людвіг залишився за духом українцем. Обоє його дітей Наталя і Сергій розмовляють українською мовою і навіть його внучка, завжди по телефону відповідає мені українською мовою, хоча народилася і навчається у Москві.

У 2007 році я був на міжнародній виставці “Нефть и газ 2007” у Москві, зустрів там Сергія, і він одразу почав спілкуватися зі мною українською.

Л. Райхерт успадкував від своїх батьків не лише любов до праці, а і притаманну їм культуру. Скільки ми з ним не їздили автобусом або тролейбусом у Москві він завжди поступався своїм сидячим місцем жінкам, старшим і молодим. Не терпів неправди, був завжди одночасно толерантним до слабких якостей деяких своїх колег. За його пропозицією на роботу у відділ були запрошені молоді інженери-буровики – Ярослав Іваськевич і Петро Здрок, життя яких зупинилося раптово на порозі своїх інженерних та наукових звершень.

## Семак Григорій Григорович (1938-1989)

Він був лише на рік молодшим від мене і за рік після мене закінчив Львівську політехніку. Подальші роки працював у Надвірнянській конторі буріння, пізніше переведений для роботи в трест «Прикарпатбурнафта». Коли я, в середині 1969 року, приїхав до м. Івано-Франківська і почав працювати начальником Українського відділу промислових випробувань ВНДІ бурової техніки, то одним із перших був запрошений до роботи у відділ Григорій Семак. На той час у нього уже була добра репутація інженера-буровика. Він був одним із авторів декількох винаходів, зокрема з конструкції гратознімача у процесі опускання у свердловину стикозварних колон. На той час припадає пік застосування цього способу для кріплення свердловин, народженого в Інституті електрозварювання ім. Є. О. Патона. У нашому відділі Г. Г. Семак почав працювати технологічним керівником робіт з буріння свердловин з продуванням вибою пінами та аерованими розчинами. Однією з найвагоміших робіт, над якою працював Г. Семак, було розкриття продуктивних горизонтів з продуванням вибою газами-повітрям, пізніше – природним газом, а ще пізніше – азотом. На Битківському родовищі було поставлено нечуваний навіть в нинішніх умовах промисловий експеримент на трьох свердловинах Битківського родовища, коли менілітові відклади розкривалися потоком піни, природного газу та азоту.

Всі плани робіт, підбір обладнання, розроблення технологій буріння здійснювалися під керівництвом Семака. Звичайно, ми отримували велику допомогу від московських колег – Ю.С. Лопатіна, І.В. Белея, Зоре та інших.

Особливо важливим було розкриття битківських менілітів природним газом та азотом. Що стосується останнього, то мені здається, що це був унікальний буровий експеримент не лише в колишньому Радянському Союзі, але і у світі.

У творчої людини часто буває роздвоєння. Так, Семак займався розкриттям пласта, а для себе розробляв теоретичні основи проектування трас похило-скерованих свердловин, досліджував механізми їх природного викривлення, вивчав роботу різних компонок низу бурильної колони.

У процесі буріння однієї із свердловин з продуванням вибою пінами на Делятинській структурі ми змогли отримати фотографії стінок свердловин в діапазоні глибин від однієї до двох тисяч метрів. Для цього було розроблено спосіб фотографування, освітлення вибою спрямованим прожектором, було використано двооб'єктивний фотоапарат, що давав об'ємне зображення (такі фотоапарати вже ніде не випускаються виробництвом). Оскільки коштів на розробку цього обладнання у нас не було, то використали гроші з фіктивного відрядження у м. Львів.

Ці фотографії пізніше було передруковано в наукових виданнях США та Росії і до цього часу вони не втрачали своєї цінності, бо нешо-

давню А. І. Булатов (2009 р.) вмістив їх у своїй останній книзі.

Г. Семак в числі своїх винаходів розробляв і новий тип каверноміра і спосіб орієнтування керна. До речі, з заявкою на цей останній спосіб вийшов цікавий курйоз – з Комітету по винаходах цій заявці протиставили патент США. Яким же було наше здивування, коли виявилось, що предмет винаходу збігся майже слово в слово. Тут не було жодного плагиату ні зі боку Семака, ні з боку американців.

Разом з Г. Семаком і М. Гликом, тодішнім головним інженером Дрогобицького долотного заводу, ми розробили конструкцію розширювача стовбура свердловини зі змінними шарошками. Цей розширювач було ретельно випробувано. Але в серійне виробництво його не запустили, оскільки для заводу вигідніше було виготовляти у сім разів більше розширювачів стандартної конструкції, ніж один нашої конструкції.

Біля Г. Семака згрупувалася група здібних інженерів, які постійно щось розробляли. Але основна ініціатива належала Семаку, і він працював дуже плідно та самовіддано. В нашому відділі працювали три найплідніші інженери – Михайло Шумада, Людвіг Райхерт і Григорій Семак. Всі вони передчасно пішли з життя, але залишили після себе вагомий інженерний доробок.

У 1982 році у видавництві «Недра» (Москва) вийшла наша спільна з ним монографія «Обеспечение надежности и качества стволов глубоких скважин». Пізніше цю книгу видали у Пекіні китайською мовою (піратське видання). Я і досі вважаю, що це одна з кращих книг, до видання якої я мав відношення.

Взимку 1989 року я лікувався у м. Кисловодськ, і у січні місяці зателефонував до Григорія, щоб привітати його з днем народження. Він сказав, що почуває себе погано, йому важко вести заняття зі студентами. Коли я через два тижні повернувся додому, то ми з ним пішли до мого знайомого професора отоларинголога на огляд. Після огляду професор скерував Семака на здачу аналізів та дообстеження, а коли ми уже йшли від нього, той попросив мене залишитися. Наодинці він повідомив мені, що жити Григорію залишилося найбільше три місяці. Так воно і сталося.

Г. Г. Семака пам'ятають у нашому Університеті, оскільки його внесок в науку і техніку, зокрема у розробку бурової техніки, є вагомим: результати його досліджень випереджали американські, багато сучасних дослідників досі черпають ідеї з його праць.

### **Скальська Уляна Любомирівна (народилась у 1930 р.)**

На початку 60-х років минулого століття на Прикарпатті в лабораторіях, що розробляли та впроваджували нові типи бурових розчинів, почали працювати випускники хімічних факультетів Львівського та Чернівецького університетів. Серед цих спеціалістів була Уляна Скальська, Аркадій Семенаш, Лілія Склярська, Стефанія Питель.

Всі вони відрізнялися від нас, буровиків, своїми специфічними знаннями та захопленням і відданістю професії буровика. В Карпатах, як, можливо, мало в якій нафтогазоноспроможній провінції, сконцентровано розмаїття умов буріння – аномальні пластові тиски, великі товщі солей та засолонених глин, перемежування порід різної міцності, пластичності, досить високі температури у пластах. На цей час припадає освоєння великих, як на той час, глибин буріння – від двох до трьох-чотирьох тисяч метрів. Буріння супроводжувалося частим газонафтопроявами, обвалюванням порід, звуженням стовбура свердловини в інтервалах залягання солей та глин. Буровий розчин вимагав регулювання його властивостей за рахунок використання хімічних реагентів. Ці спеціалісти працювали в Бориславі, Долині, Надвірній, Львові і були своєрідними вчителями для нас, випускників нафтового факультету Львівського політехнічного інституту, нашими помічниками.

У процесі буріння однієї з розвідувальних свердловин на Орівській плиті ми зіткнулися з таким «зварюванням» бурового розчину, коли він великим валом повільно рухався жолобами, і робітники з лопатами прогрібали цей густий розчин, що уже не міг очиститися від вибуреної породи. З м. Івано-Франківська приїхав до нас Аркадій Семенаш, і ми під його керівництвом почали готуватися до «вапнякування» цього розчину. На це знадобився майже тиждень. Але яким було моє здивування, коли протягом одного циклу циркуляції бурового розчину у свердловині потік рідини легко почав рухатися жолобною системою, тиски на бурових насосах впали, а буріння свердловин помітно пришвидшилося. Під час навчання у Львові нас не вчили мистецтву регулювання властивостей бурового розчину, і Аркадій Семенаш прочитав для мене впродовж двох тижнів повний курс фізико-хімії бурових розчинів.

Найбільш колоритною серед спеціалістів з бурових розчинів була Уляна Скальська. Вона отримала прекрасну фахову підготовку у Львівському університеті і надовго присвятила себе розробці нових типів хімічних реагентів та способів регулювання властивостей бурових розчинів. Уляна Скальська приїжджала на бурові за першими нашими викликами, вчила нас, картала за нашу «малограмотність», не шкодувала часу на роботу з регулювання властивостей розчинів. Серед нас, буровиків, вона виділялася своєю інтелігентністю, образною мовою.

Після захисту моєї дисертації у 1969 році і приїзду до м. Івано-Франківська ми спілкувалися частіше, бували один в одного сім'ями. І тоді Уляна Скальська сказала мені, що її батько служить у Ворохті священником, що вони з родини Глібовицьких, які за походженням з родини Лепких.

В середині 70-х років вона підготувала кандидатську дисертацію, в якій досліджувала реагент – стабілізатор (РС) на основі поліакриламідів виробництва Калуського «Хлорвінілу». Під терміном «РС» ми розуміли «реагент Скальської». Керівником її дисертаційної роботи був академік Ф. Овчаренко, який на той час

він працював секретарем ЦК Компартії України з ідеологічних питань.

Багато членів спеціалізованої ради (М. О. Ашрафян, Е. Б. Чекалюк) вважали, що цю роботу (після деякого допрацювання) можна було би представити до захисту докторської дисертації.

Після захисту дисертації Ф. Овчаренко поїхав до батька Скальської у село Дору поблизу містечка Яремче. Це був мужній поступок, оскільки комуністична ідеологія і релігія були антагоністами.

До речі, тато Уляни Скальської охрестив нашу дочку Олю в своїй домашній церкві, а сама Уляна стала її хресною мамою.

Ще за якийсь час У. Л. Скальська перейшла працювати в лабораторію ВНДІ бурової техніки, яку фактично сама й створила.

Але настали інші часи – українські буровики були зорієнтовані для роботи у Західному Сибіру, фінансування наукових робіт припинилося, і Уляна Скальська оформила пенсію.

У. Скальська активно влилася в громадянське життя уже незалежної України, створила клуб української інтелігенції імені Богдана Лепкого, бути членом якого було і залишається почесною справою. Громадські ініціативи, акції, публікації, звернення до влади були завжди чіткими і дуже актуальними. Однією з найважливіших її справ було відкриття Івано-Франківської української гімназії. За це взялася пані Уляна з усією притаманною їй енергією і залучила до цієї справи окрім мене професора Богдана Ступарика, художника Панаса Заливаха. Ми і склали основу опікунської ради, а головою цієї ради було обрано мене, на цілих 12 років.

З ініціативи пані Скальської було сформульовано вимоги до педагогічного колективу, на конкурсній основі обрано першим директором гімназії Зіновія Береговського. Ми не помилилися, наш вибір був вірним.

Пані Сальська готувала у той час різні звернення до влади, збирала людей, щоб ми могли впливати на владу у багатьох питаннях, і це їй майже завжди вдавалося. Такою є ця інтелігентна жінка міста Івано-Франківська.

### Струс Ярослав Михайлович (1930-2001)

На початку 60-х років минулого століття Я. Струс працював начальником дільниці буріння в Бориславській конторі розвідувального буріння. В цей час ми і познайомилися з ним. Це був красивий чоловік з гарним обличчям, темним кучерявим волоссям, він вмів сміятися і гніватися, володів гарним голосом, знав і співав у відпочинковий час багато пісень. Разом з Омеляном Мрозеком вони були нерозлучні. Обидва гарно одягалися, і навіть робітничий спецодяг лежав на них якось особливо гарно. Була у Я. Струса ще одна важлива риса – все, що він робив, повинно було бути красивим. На його бурових завжди панував вірцевий порядок та чистота. Не лише у культбудках, але й на всій території бурової все було прибрано, по-

фарбовано, навіть доріжки були викладені побіленими каміннями. Я часто приїжджав до Струса і Мрозека, щоб подивитися на їхню роботу, повчитися у них. У вільний час (а його було дуже мало) ми збиралися компанією, пригощалися та співали, жартували та підсміювалися один з одного. Коли Я. Струс почав керувати Бориславською конторою буріння, то за дуже короткий час турбінний цех, трубна база були так переобладнані, що кращих на той час в Україні не було. Я. Струс ввів в експлуатацію стенд для підготовки обсадних труб до спуску в свердловину, на якому кожна труба піддавалася гідравлічним випробуванням, різі труб перевірялися калібрами, труби маркувалися. Працювати буровим майстрам стало легше і безпечніше.

У 70-х роках у Ярослава Струса з'явилися проблеми у стосунках з партійними органами, і він змушений був виїхати з м. Борислава на роботу в Уренгой (Сибір), де керував буровими підприємствами, дружив з російськими вельможами Віктором Черномирдіним та Ремом Вяхіревим. Там відбувалася справжня велика битва за освоєння надпотужних газових родовищ Півночі Західного Сибіру.

У Сибіру Ярослава Михайловича почало турбувати серце, і за рахунок «Газпрому» його відправили на операцію в Канаду, оплатили поїздку для його дружини.

Я. М. Струс, ще працюючи в м. Бориславі, був одним із перших інженерів-буровиків, хто збудував собі дім. Все у цьому житті було продумано до дрібниць – від розміщень кімнат до допоміжних приміщень та до внутрішнього і зовнішнього оздоблення.

Після розпаду СРСР Я. Струс повернувся до м. Борислава заможною людиною, де збудував автозаправну станцію, аптеку, продуктовий магазин.

Влітку 2001 року я лікувався у курортному містечку Трускавці, і до мене приїхав Я. Струс. Я побачив людину, що і в свої 70 років мало змінилася зовнішньо. Він багато мені оповідав зі свого сибірського життя. На прощання він запросив мене і мою дружину до колиби на шашлик. У день нашої зустрічі я виїжджав з Трускавця, а, крім того, почувався не зовсім здоровим, тому відмовився від його запрошення, але пообіцяв, що через 10 днів я приїду до нього в м. Борислав. Рівно через 10 днів я з м. Львова приїхав до Я. Струса, але виявилось, що дев'ять днів тому в автомобілі раптово зупинилося його серце. Ми з дружиною поїхали на цвинтар. Була сильна серпнева спека, квіти та вінки на могилі висохли, а я все стояв і ніяк не міг відійти від його могили, бо не міг усвідомити, що Я. Струса уже серед нас немає.

Це був надзвичайно працьовитий інженер, дуже вимогливий до інженерної праці. Він знав глибинну сутність буріння свердловин, і у нього було чому навчитися.

(далі буде)

## РІВЕНЬ ГЕОЛОГО-ГЕОФІЗИЧНОЇ ПІДГОТОВКИ ФАХІВЦІВ УНІВЕРСИТЕТУ ЗВІРЕНО ЗІ СВІТОВИМИ ЗРАЗКАМИ

*О.П.Петровський*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 501041,  
e-mail: alexbip@optima.com.ua*

*Робота присвячена професійному міжнародному конкурсу Imperial Barrel Award (IBA), що проводився під егідою Американської Асоціації нафтогазових геологів в м. Прага Чеської республіки і в якому вперше прийняла участь команда студентів геологорозвідувального факультету Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. В статті наведено історію виникнення конкурсу, перелічені етапи конкурсу та нагороди. Також описано вихідні дані, мету досліджень і висвітлено досягнення команди ІФНТУНГ.*

Ключові слова: Американська Асоціація нафтогазових геологів, конкурс.

*Робота посвящена профессиональному международному конкурсу Imperial Barrel Award (IBA), проводившемуся под эгидой Американской Ассоциации нефтегазовых геологов в г. Прага Чешской республики и в котором впервые приняла участие команда студентов геологоразведочного факультета Ивано-Франковского национального технического университета нефти и газа. В статье приведена история возникновения конкурса, перечислены этапы конкурса и награды. Также изложены исходные данные, цель исследований и отображено достижения команды ИФНТУНГ.*

Ключевые слова: Американская Ассоциация нефтегазовых геологов, конкурс.

*The article is devoted to the professional international Imperial Barrel Award competition (IBA), which has been held under the auspices of the American Association of Petroleum Geologists in Prague Czech Republic. Student team from Exploration department of Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas took part in the competition for the first time. The history of the competition, its stages and awards are described in the article. Also there's information about input data, research methods and IFNTUOG student team accomplishments.*

Keywords: American Association of Petroleum Geologists, competition.

Як зазначають провідні вчені та свідчить досвід останньої фінансової кризи, майбутній розвиток суспільства пролягає через повернення до збалансованого матеріального і нематеріального виробництва. Причому з точки зору розвитку науки і технології першочергового розвитку повинні набувати саме природничі науки – астрономія, біологія, географія, механіка, фізика, геологія та математика, яка хоча і не входить до переліку природничих наук, але є їх лаконічною і зрозумілою мовою. Базуючись на цьому при погляді у майбутнє нашого університету (ІФНТУНГ), саме ці напрямки розвитку повинні бути прийняті як основні і перспективні. Тим паче, що тут накопичено значний досвід як у проведенні науково-дослідних робіт, так і підготовці фахівців на факультетах, безпосередньо пов'язаних з природничими науками, – геологорозвідувальний факультет, інженерно-екологічний факультет, газонафтопромисловий факультет, Інститут фундаментальної підготовки та Науково-дослідний інститут нафтогазових технологій. Іншим важливим напрямком розвитку університету є перехід на підготовку фахівців на рівні світових вимог, де в якості оцінки досягнутого рівня є участь студентів в міжнародних професійних конкурсах. Саме такий професійний міжнародний конкурс – Imperial Barrel Award (IBA) відбувся під егідою Американської Асоціації нафтогазових геологів (American Association of Petroleum Geologists – AAPG) з 26 по 27 березня 2010 року в м. Прага Чеської республіки, в якому взяла участь

команда геологорозвідувального факультету ІФНТУНГ.

Декілька слів про конкурс.

### Історія виникнення

Захід під назвою «Barrel Award» («Переможна бочка (нафти)») був започаткований у 1975, коли викладач Геологічного факультету Imperial College (університет, Лондон, Великобританія) Дік Селі повернувся після п'яти років роботи у нафтових компаніях, пропрацювавши у Північній Африці та Північному морі. Його досвід роботи у нафтовій промисловості засвідчив, що важливі не лише технічні знання «як зробити», але й професійні навички, протилежні академічним, зокрема здатність працювати в строго окреслених часових рамках, працювати в команді, приймати рішення на основі неповних або некоректних даних, робити публічні презентації. У зв'язку з цим, він підняв питання про реорганізацію програми навчання магістрів з нафтової геології. Відповідно до його пропозиції програма навчання магістрів була зорієнтована на серію персональних та командних проєктів. Основним з цих проєктів був «Barrel Award», згідно з яким група студентів розподілялася на команди з урахуванням статі, національності та досвіду. Проєкт тривав до двох місяців, після чого команди повинні були зробити презентацію своєї роботи та захистити рекомендовані пошукові об'єкти перед журі з експертів від промисловості. Команда-перемо-

жець нагороджувалась барелем (бочкою), але не нафти, а пива! Останнім студенти насолоджувались разом з журі після закінчення конкурсу.

Спочатку серед проектів, які пропонувались студентам, основна увага приділялась регіональному вивченню Північного моря, а інтерпретація геолого-геофізичних даних проводилась на папері за допомогою кольорових олівців! З часом, у міру накопичення даних щодо території Північного моря, наголос змістився до більш детальних пошукових робіт з використанням 3D сейсмічних даних та їх комп'ютерної обробки, яка ставала все важливішою складовою при роботі над оцінкою нафтогазоперспективності територій. Сьогодні «Barrel Award» використовує геолого-геофізичні дані з усіх куточків світу, в тому числі і з мало розвіданих територій. Оцінка регіональних 3D сейсмічних даних наразі є основною частиною кожного проекту. При цьому наголос робиться на аналізі нафтогазових систем та оцінці перспективних об'єктів в межах площі досліджень з використанням різноманітних засобів, в т.ч. моделювання басейнів осадонагромадження, структурних реконструкцій, встановлення резервуарів-аналогів та оцінки потенційних ресурсів.

Хоча технології інтерпретації змінилися, ключові навчальні елементи «Barrel Award» залишилися незмінними, зокрема щодо п'яти аспектів:

- ретельної та творчої технічної оцінки всіх наявних геолого-геофізичних даних;
- здатність студентів працювати в межах чітко визначеного терміну;
- ефективна командна роботи (саме команда, а не окремі учасники, оцінюються в змаганні);
- здатність приймати рішення базуючись на недостатніх або частково некоректних даних;
- вміння публічно виступати перед командою експертів від промисловості, висвітлюючи виявлені ризики та невизначеності.

На даний час професійний конкурс Imperial Barrel Award вийшов за межі університету Imperial College і проводиться міжнародною організацією AAPG в рамках їх освітньої програми як змагання на кращий геологорозвідувальний проект між командами із 4-6 студентів-магістрів з університетів усього світу. Програма є відкритою для всіх вищих навчальних закладів, що проводять підготовку спеціалістів за напрямками «Нафтова геологія», «Нафтова геофізика» та споріднених спеціальностей і повністю фінансується із бюджету AAPG.

### Вихідні дані та мета досліджень

Як вихідні дані університетським командам надаються комплекти реальних геолого-геофізичних даних з басейнів різних частин світу. Всі набори даних є близькими за обсягом та геологічною складністю та типово включають 3D та/або 2D сейсмічні дані, декілька свердловин (як правило, від 4 до 10).

Основна мета роботи полягає у складанні кожною з команд незалежної оцінки нафтога-

зоносного потенціалу певного басейну осадо-нагромадження, який, з точки зору наявних геолого-геофізичних даних, знаходиться на ранніх стадіях пошукового процесу.

Термін виконання роботи складає не більше восьми тижнів, що є аналогічним процесу промислової оцінки з метою розв'язання питання перспективності території та взяття (відмови від) ліцензії на розробку. Проект вимагає інтеграції всіх основних принципів геологорозвідки та демонстрації знань про послідовність та етапність геологорозвідувального процесу.

Результати роботи представляються студентами у 25-хвилинній презентації перед журі з професіоналів геологів, які працюють в нафтогазовій промисловості.

### Етапи конкурсу та нагороди

Враховуючи охоплення змаганнями університетів із всього світу конкурс проводиться по територіальних дивізіонах та в декілька етапів. Перший етап проходить в межах університету, за результатами якого команда-переможець бере участь у півфінальному змаганні в своєму дивізіоні. Переможці напівфіналів із кожного дивізіону змагаються між собою у фіналі, що проводиться під час щорічної загальної конференції AAPG в США. За результатами фінального змагання визначаються три переможці. Університети, де навчаються переможці, нагороджуються грошовими преміями у розмірі 20 000 \$ – за 1-е місце, 10 000 \$ за 2-е місце та 5 000 \$ за 3-е місце.

### Найвищий промисловий успіх

Найвищим досягненням «Barrel Award» було виявлення однією з команд нового родовища Беатріс у лимані р. Могау як найбільш перспективного пошукового об'єкта, хоча всі пробурені до цього свердловини в межах досліджуваного регіону були сухими, і чотири нафтові компанії відмовились від розвідки вказаного блоку.

### Участь ІФНТУНГ

Вперше, представники ІФНТУНГ прийняли участь у конкурсі «Imperial Barrel Award» в 2009 році як спостерігачі. Цей крок дав змогу ознайомитися з умовами і порядком проведення конкурсу та разом із журі прослухати підготовлені презентації різних університетів (в 2009 році перемогу спочатку на рівні Європейського дивізіону, а потім – і у фіналі отримала команда Московського державного університету). Це дало поштовх до впровадження цього конкурсу в ІФНТУНГ, і як результат в 2010 році команда студентів Геологорозвідувального факультету вперше безпосередньо взяла участь в професійному конкурсі «Imperial Barrel Award». До команди увійшли студенти четвертого та п'ятого курсів геологорозвідувального факультету (рис. 1).



Рисунок 1 – Команда ІФНТУНГ під час церемонії нагородження Imperial Barrel Award (зліва-направо: Трачук А., Поплавський А., Петровський О., Боднарчук В., Крикливий Ю., Думенко С.)



Рисунок 2 – Прогулянка Прагою та урочиста вечір

Трачук Андрій, спеціальність «Геофізика», студент групи ГФ-06-1;

Поплавський Андрій, спеціальність «Геофізика», студент групи ГФ-05-3;

Боднарчук Володимир, спеціальність «Геологія нафти і газу», студент групи ГНГ-06-1;

Крикливий Юрій, спеціальність «Геологія нафти і газу», студент групи ГНГ-05-1;

Думенко Сергій – капітан команди, спеціальність «Геологія нафти і газу», студент групи ГНГ-05-1.

Консультантами команди виступали завідувач кафедри Польової нафтогазової геофізики Петровський Олександр та аспірант кафедри Федченко Тетяна. Завданням команди ІФНТУНГ було проектування оцінки перспектив нафтогазоносності басейну Купер-Ероманга, що відноситься до найбільшої нафтогазоносною провінції Австралії.

Всього в півфіналі Європейського дивізіону приймали участь 13 команд. Переможцями Європейського півфіналу стали команда з Франції (IFP School), яка зайняла перше місце, та команди Великобританії (Суатгемптон, Велибританія) і Австрії (Леобен), які посіли відповідно друге та третє місце.

За результатами конкурсу всі учасники були нагороджені пам'ятними медалями та сертифікатами про участь. Виступ нашої команди був оцінений журі як технічно грамотний і такий, що відповідає задачам і вимогам, задекларованим умовами проведення конкурсу. З врахуванням результатів оцінки зробленої презентації керівництво конкурсу запросило наш університет прийняти участь у професійному конкурсі «Imperial Barrel Award» 2011 року.

## Подяки

Команда професійного конкурсу «Imperial Barrel Award» від геологорозвідувального факультету ІФНТУНГ висловлює подяку ректору Крижанівському Є.І. за підтримку участі студентів у конкурсі, декану ГРФ Омельченко В.Г., завідувачам кафедр факультету – Масєвському Б.Й., Петровському О.П., Федоришину Д.Д. та викладачам цих кафедр, які допомагали членам команди у підготовці проекту, а також організаціям спонсорів Shlumberger, Paradigm, MicroSeismicTechnologies та НТФ «БПЕКС лтд.» за надане програмне та комп'ютерне забезпечення для інтерпретації геолого-геофізичних даних.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*

*19.05.10*

*Рекомендована до друку професором*  
*Масєвським Б.Й.*

## СТАТИСТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗВ'ЯЗКУ МІЖ УСПІШНІСТЮ СТУДЕНТІВ ІФНТУНГ ТА РЕЗУЛЬТАТАМИ ЇХ ЗОВНІШНЬОГО НЕЗАЛЕЖНОГО ОЦІНЮВАННЯ

<sup>1</sup>І.М.Гураль, <sup>2</sup>М.М.Осипчук, <sup>1</sup>Л.Р.Смоловик

<sup>1</sup>ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342),  
e-mail: math@nung.edu.ua

<sup>2</sup>Прикарпатський національний університет імені Василя Стефаника,  
76018, Івано-Франківськ, вул. Шевченка, 57, e-mail: tuosur@ukr.net

*З допомогою кластерного та дискримінантного аналізу досліджено статистичний зв'язок між успішністю студентів та результатами їх зовнішнього незалежного оцінювання.*

Ключові слова: зовнішнє незалежне оцінювання, успішність, кластерний аналіз, дискримінантний аналіз.

*С помощью кластерного и дискриминантного анализа исследована статистическая связь между успеваемостью студентов и результатами их внешнего независимого оценивания.*

Ключевые слова: внешнее независимое оценивание, успеваемость, кластерный анализ, дискриминантний анализ.

*With the help of cluster and discriminant analysis statistic connection between student success and their outer independent assessment results was being analyzed.*

Keywords: outer independent assessment, success, cluster analysis, discriminant analysis.

Усі проблеми, що існують в галузі вищої освіти, неможливо розглядати без урахування проблем сучасної середньої школи. Одним з інструментів оцінювання якості середньої освіти на рівні випускника школи стало впровадження зовнішнього незалежного оцінювання (ЗНО). Процес визначення навчальних досягнень випускників у ході ЗНО нерозривно пов'язаний із запровадженням системних процедур комплексного всебічного вивчення результатів функціонування всієї освітньої галузі та всіх її підсистем і елементів та порівняння цих результатів з поставленими цілями, а саме отримання висококваліфікованого випускника вищого навчального закладу (ВНЗ). При вступі до вищих навчальних закладів освіти абітурієнти повинні надати до приймальних комісій сертифікати з певних предметів, які вони одержали у результаті проведення ЗНО. У контексті сучасних перетворень та змін, що відбуваються у суспільстві, набуває актуальності питання: наскільки ЗНО є ефективним інструментом відбору студентів до вищих навчальних закладів?

Для дослідження статистичного зв'язку між успішністю студентів та оцінками сертифікатів ЗНО було обрано студентів, які вступили до Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу в 2008 році на газонафтопромисловий факультет (ГНПФ), факультет автоматизації та комп'ютерних наук (ФАКН) та факультет управління галузевим регіональним економічним розвитком (ФУГРЕР). При вступі абітурієнти подавали сертифікат з української мови та літератури і з профільного предмету: з математики або фізики

(ГНПФ, ФАКН) та з математики або економіки (ФУГРЕР).

За результатами трьох сесій з допомогою кластерного аналізу [1] студенти кожного факультету були поділені на дві групи (кластери): 1 група – студенти, які вчаться краще і 2 група – студенти, які вчаться гірше. Кластерний аналіз є статистичним інструментом класифікації об'єктів деякої сукупності за значеннями їх певної кількості характеристик. В роботі використано метод  $k$ -середніх кластерного аналізу. Його суть полягає в тому, що значення характеристик об'єктів (в нашому випадку результатів студентів на іспитах) розглядаються, як координати точок в багатовимірному просторі (кількість вимірів дорівнює кількості характеристик). Задавшись потрібною кількістю кластерів ( $k = 2$  – студенти 1-ої та 2-ої груп) розбиваємо сукупність на групи так, щоб між елементами однієї групи була якнайменша відмінність. Цей метод реалізовано в пакеті статистичного аналізу STATISTICA [2]. На рис. 1 зображено середні значення результатів іспитів (за 100-бальною шкалою) студентів 1-ої та 2-ої груп для факультетів ГНПФ, ФУГРЕР та ФАКН. Верхня лінія в кожному випадку стосується 1-ої групи студентів, нижня – 2-ої групи.

Виникають питання: чи можливо відрізнити одну групу від іншої, використовуючи результати сертифікатів ЗНО, і який з сертифікатів найбільш інформативний? Відповідь на ці питання дає дискримінантний аналіз. Задача дискримінантного аналізу полягає в наступному: якщо набір об'єктів (описаних багатьма показниками – багатовимірними векторами) уже поділено на групи, то потрібно встановити

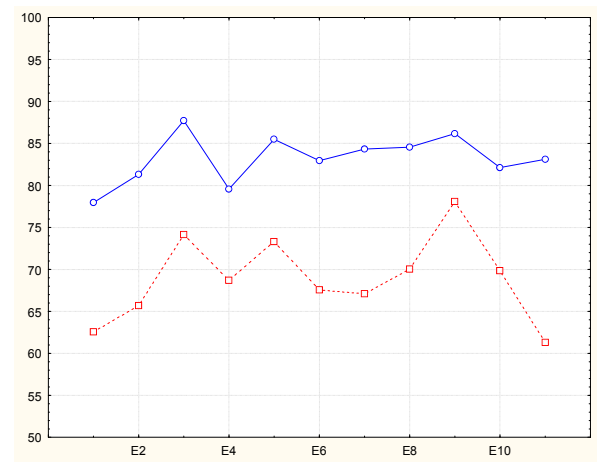
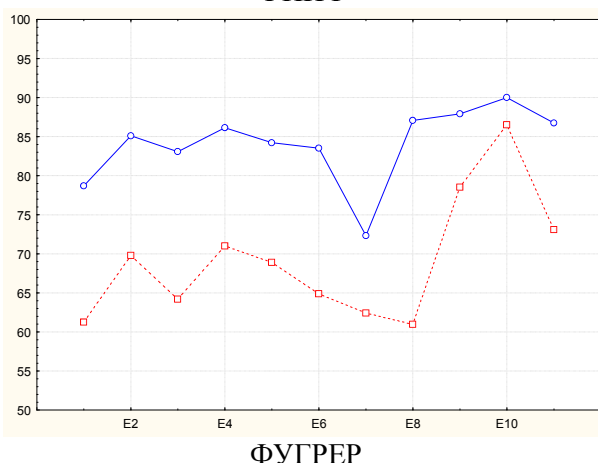
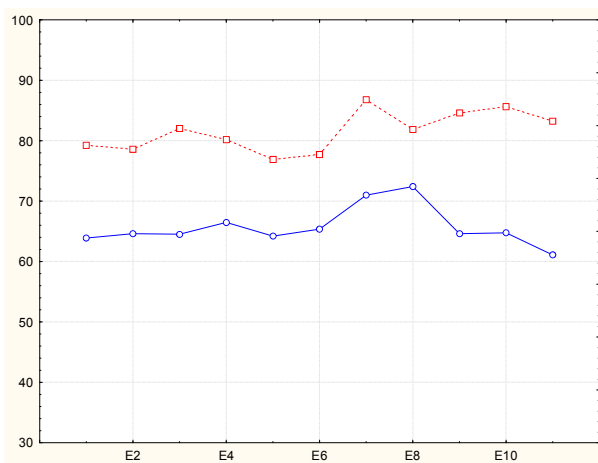


Рисунок 1 – Середні значення результатів іспитів

“правило” віднесення до однієї зі згаданих груп нового об’єкта. В цьому відмінність дискримінаційного та кластерного аналізу, який було розглянуто раніше. В останньому відсутній наперед визначений поділ на групи, таке розбиття саме шукають за характеристиками набору об’єктів. “Дискримінаційний аналіз” – це загальний термін, який об’єднує методи інтеграції міжгрупових відмінностей та методи класифікації спостережень за групами. Методи, пов’язані з класифікацією, передбачають отримання набору функцій (можливо, однієї), що забезпе-

чують можливість віднести кожен об’єкт до тієї чи іншої групи. Такі функції називають дискримінаційними. Будуємо дискримінаційну функцію виду  $f = \alpha x + \beta y$ , де  $x$  – результат ЗНО з профільюючого предмету,  $y$  – з української мови та літератури, і знайдемо таку сталу  $c$  (відокремлюючу константу), що, якщо для абітурієнта  $f > c$ , то його потрібно віднести до 1-ої групи, в протилежному випадку – до 2-ої. Дискримінаційний аналіз також реалізовано в пакеті статистичного аналізу STATISTICA.

В результаті аналізу одержано такі дискримінаційні функції і відокремлюючі константи для факультетів:

- ГНПФ:  $f = 0,103x + 0,01y$ ;  $c = 19,1$ ;

- ФУГРЕР:

$$f = 0,121x + 0,012y; \quad c = 23,0;$$

- ФАКН:  $f = 0,082x + 0,05y$ ;  $c = 22,7$ .

Для всіх розглянутих факультетів коефіцієнти  $\alpha$  і  $\beta$  дискримінаційних функцій  $f = \alpha x + \beta y$  такі, що  $\alpha > \beta$ . Це свідчить про те, що оцінка ЗНО з профільюючого предмету є більш інформативною для прогнозування подальшої успішності студентів.

Зауважимо, що для коректності побудови дискримінаційних функцій та перевірки якості одержаних процедур класифікації, початкова вибірка випадковим чином була поділена на дві рівноправні (за кількістю елементів). За однією частиною будувалися дискримінаційні функції, а інша використовувалась для аналізу якості розробленої процедури класифікації. В результаті нами одержано, що всередньому у 75% випадків наші процедури класифікації давали правильний результат (студенти 1-ої групи за результатами здачі іспитів потрапляли в цю ж групу і за результатами ЗНО, а студенти 2-ої групи – в 2-гу).

Оскільки 2008 рік був першим роком всеохоплюючого тестування, для перевірки стабільності виявлених тенденцій розглядалися оцінки сертифікатів ЗНО та результати іспитів першої сесії студентів факультетів ГНПФ, ФУГРЕР та ФАКН, які вступили до ІФНТУНГ в 2009 році. За оцінками сертифікатів ЗНО з допомогою знайдених вище дискримінаційних функцій та відокремлюючих констант студентів було поділено на дві групи: перша група – студенти, які за прогнозом мають вчитися краще (I) і друга група – студенти, які за прогнозом мали б вчитися гірше (II). Використовувався критерій Манна-Уїтні для порівняння двох незалежних вибірок, тобто перевірялась гіпотеза  $H_0$ , яка стверджує, що вибірки одержані з різних генеральних сукупностей. Критерій реалізовано в пакеті статистичного аналізу STATISTICA. Результат роботи зведено до таблиці 1.

В одержаних таблицях  $Z$  – вибіркове значення статистики критерію,  $P$  – рівень значущості, при якому можна вважати, що гіпотеза  $H_0$  не суперечить статистичним даним. Резуль-

Таблиця 1 – Результати критерію Манна-Уїтні

Іспит	ГНПФ		ФУГРЕР		ФАКН	
	Z	P	Z	P	Z	P
E1	3,561459	0,000369	2,977446	0,002907	5,223606	0,000000
E2	5,444361	0,000000	3,947025	0,000079	7,434279	0,000000
E3	5,011950	0,000001	2,694971	0,007040	4,770265	0,000002
E4	4,398912	0,000011	3,259922	0,001115	6,292271	0,000000

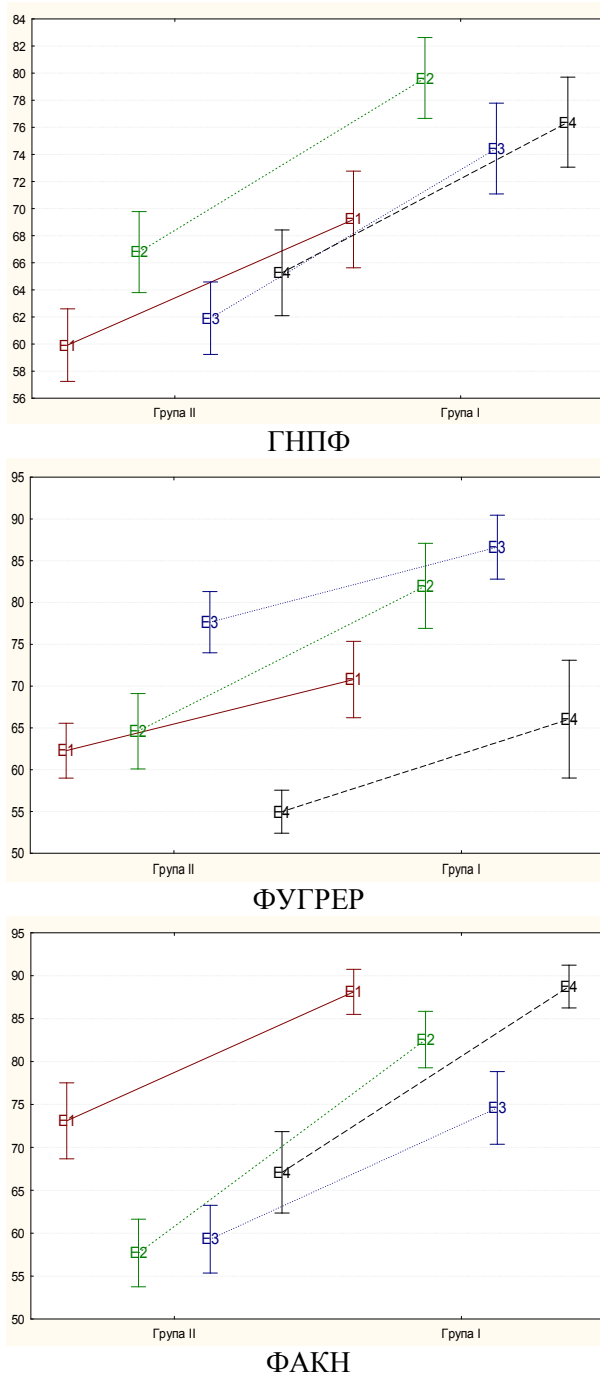


Рисунок 2 – Середні оцінки та їх надійні інтервали

тати, одержані нами, дають підстави стверджувати, що гіпотеза  $H_0$  узгоджується з наявними даними, тобто існує суттєва різниця між результатами навчання студентів першої та другої груп.

Візуально порівняємо середні та 95% надійні інтервали для середніх в різних групах (рис. 2).

Тут вертикальні відрізки – надійні інтервали для математичного сподівання при рівні надійності 0,95; графічні представлення надійних інтервалів для середньої оцінки одного і того ж іспиту в обох групах з'єднані прямою лінією. Видно, що в тій групі, де студенти мали б за прогнозом краще вчитись, вони і вчаться краще.

Результати проведених досліджень свідчать, що оцінки сертифікатів ЗНО дають можливість прогнозувати успішність студентів і тому є достатньо ефективним інструментом відбору студентів до ВНЗ. Оскільки оцінка ЗНО з профільюючого предмету є більш інформативною для прогнозування подальшої успішності студентів, то під час організації конкурсу абітурієнтів варто було б застосовувати вагові коефіцієнти до результатів із різних предметів для визначення конкурсного балу.

### Література

1 Факторный, дискриминантный и кластерный анализ / Дж.-О.Ким, Ч.У.Мьюллер, У.Р.Клекка и др. – М.: Финансы и статистика, 1989. – 215 с.

2 Мамчич Т.І. Статистичний аналіз даних з пакетом STATISTICA. Навчально-методичний посібник / Т.І.Мамчич, Ф.Я.Оленко, М.М.Осипчук, В.Т.Шпортюк. – Дрогобич: Відродження, 2006. – 208 с., з іл.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
20.05.10

Рекомендована до друку професором  
Мойсишиним В.М.