

Техніка і технології

УДК 622.276.054

ВИКОРИСТАННЯ СКЛОПЛАСТИКОВИХ ПОРОЖНИСТИХ НАСОСНИХ ШТАНГ ДЛЯ ВИНЕСЕННЯ ПІСКУ З МАЛОДЕБІТНИХ СВЕРДЛОВИН

Б.В.Копей, О.О.Кузьмін, В.Б.Копей

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40543,
e-mail: kopeyb@nuing.edu.ua*

Розроблено принципово нову технологічну схему для видобування нафти із низькодебітних свердловин, ускладнених наявністю піску, згідно з якою для експлуатації свердловини, обладнаної ШСН, використовують порожнисті трубчасті склопластикові штанги. Основною технологічною перевагою використання останніх є їх економічність.

Ключові слова: пісок, пластовий флюїд, малодебітна свердловина, насос, порожниста насосна штанга, технологічна схема.

Разработана принципиально новая технологическая схема для добычи нефти из малодебитных скважин, усложненных присутствием песка, согласно которой для эксплуатации нефтяных скважин, оборудованных штанговыми насосными установками, используют полые трубчастые стеклопластиковые штанги. Основным технологическим преимуществом использования последних является их экономичность.

Ключевые слова: песок, пластовый флюид, малодебитная скважина, насос, полая насосная штанга, технологическая

Have developed a new technological scheme, which allows producing oil from small flow wells, complicated by the presence of sand for exploitation of oil wells equipped by pumping units, using hollow fiberglass sucker rods. Basic technological advantage of the use of hollow fiberglass sucker rods is an economy.

Keywords: sand, formation fluid, small flow well, pump, hollow sucker rod, technological scheme

Подальше збільшення об'ємів видобування вуглеводневої сировини в Україні найближчим часом буде обумовлено, в основному, не введенням в експлуатацію нових родовищ, а з підвищенням нафтовіддачі пластів на родовищах, що знаходяться на пізній стадії розробки. У цьому напрямі особливо важливо розвивати нові методи і технології, оскільки існуючі методи дають низькі коефіцієнти нафтовидобутку (30—50%). Однією з головних причин, що знижують продуктивність експлуатаційних свердловин на родовищах України, є пісок та піскопрояви, через котрі щорічно доводиться проводити багато додаткових промивань свердловин для очищення привибійної зони пласта. Боротьба з утворенням піщаних пробок – одна з найдавніших проблем нафтової промисловості. Пробкоутворення відбувається у ході експлуатації нафтових і водозабірних свердловин, а також у випадку теплового діяння на поклад.

Пісок (частинки породи) виносяться з пласта у стовбур свердловини в результаті руйну-

вання порід, зазвичай розсипчастих, слабкозцементованих, під дією фільтраційного напору за певної швидкості фільтрації або градієнта тиску. Винесення піску з пласта призводить до порушення стійкості порід у привибійній зоні, обвалу порід і, як наслідок, до деформацій (зім'яття) експлуатаційних колон і, нерідко, до виходу з ладу свердловин. Пісок, що надходить у свердловину, осідаючи на вибої утворює пробку, яка істотно знижує поточний дебіт свердловини. Видалення пробки з вибою потребує трудомістких ремонтних робіт і пов'язане з неминучими втратами у видобутку нафти. Пісок, який виносяться з пласта, призводить також до посиленого зношування експлуатаційного обладнання.

Вибір режиму експлуатації будь-якої свердловини, у продукції якої є пісок, полягає в тому, щоб на всьому шляху - від вибою до гирла - забезпечити винесення максимальної кількості піску як у межах фільтрової зони, так і вздовж колони піднімальних труб.

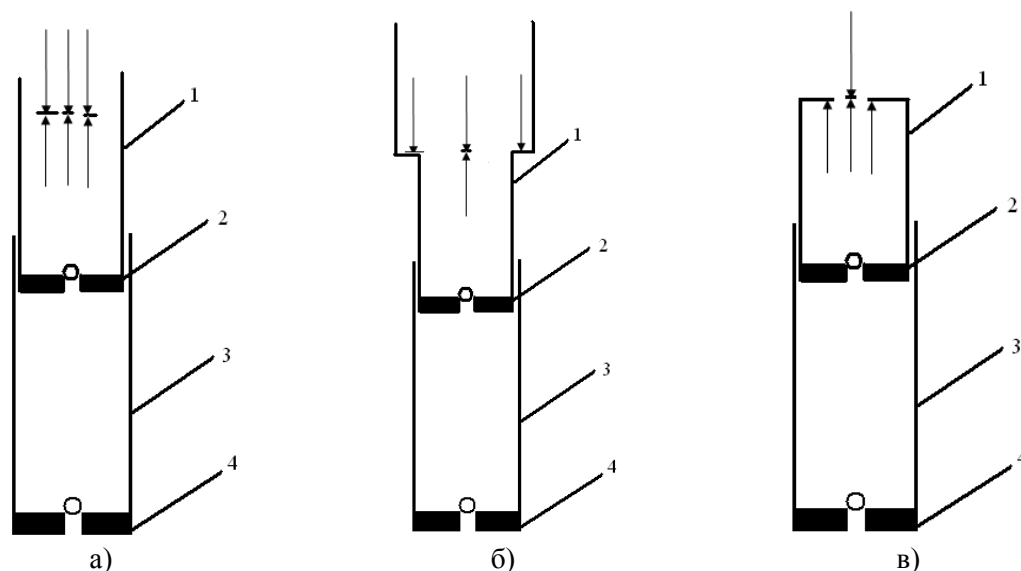


Рисунок 1 – Схеми роботи ШГН з порожнистими штангами

Для експлуатації низькодебітних свердловин з піском досить успішно застосовуються установки із трубчастими насосними штангами [1].

У звичайних установках із трубним насосом пісок під час осідання із піднімальних труб легко потрапляє в зазор плунжерної пари і викликає заклинювання плунжера [2].

На практиці можна стикнутися з трьома випадками роботи глибинного насоса з порожнистими штангами [3]. Всі три випадки показано на рисунку 1 (початок ходу вниз).

Перший випадок – діаметр плунжера насоса і внутрішній діаметр порожнистих штанг однаковий (рис. 1, а). При цьому все навантаження від стовпа рідини повністю передається на всмоктувальний клапан 4, і дія рідини на штангу рівна нулю.

Другий випадок – внутрішній діаметр порожнистих штанг більший за діаметр плунжера 3 (рис. 1, б). Тут частина стовпа рідини діє на всмоктувальний клапан, а інша частина – на колону порожнистих штанг 1. Ця частина рідини переміщується разом із штангами вниз, отримуючи від’ємне прискорення.

Третій випадок – діаметр плунжера більший за внутрішній діаметр порожнистих штанг (рис. 1, в). При цьому навантаження від маси стовпа рідини в порожнистих штангах і насосі передаються на всмоктувальний клапан останнього. В результаті виникає сила, рівна добутковій різниці площі плунжера і порожнистих штанг на градієнт тиску і на глибину спуску насоса, котра чинить супротив руху колони вниз. Ця сила намагається витиснути рідину вгору з прискоренням за рахунок маси колони штанг. Неврівноважена гідравлічна сила може бути виключена, якщо в між трубному просторі є стовп рідини, котрий зазвичай врівноважує неуврівноважену гідравлічну силу і виключає можливість поздовжнього вигину колони [3].

Устаткування із трубчастими штангами монтують або в насосно-компресорних трубах,

як і звичайне штангово-насосне устаткування, або безпосередньо в обсадній колоні за допомогою пакера. Ця практика широко застосовується на території США, коли відпадає необхідність у застосуванні труб.

Існує багато схем обладнання свердловин з використанням трубчастих штанг (рис. 2, а, б). Обладнання свердловини по системі «Canadian Steel» (рис. 2, а) включає в себе: полірований шток 1, сальник 2, викидну лінію 3, перехідник 4, газовий викид 5, втулку 6, перехідник 7, клапанну клітку 8, плунжер 9, трубчасті штанги 10, обсадну колону 11.

Таким чином, характерною рисою цієї системи є присутність камери, об’єм котрої змінюється протягом кожного ходу полірованого штоку.

Більш проста система «Body steel» (рис. 2, б). Для виходу рідини передбачений викид 1. До зажимного хомута 2 прикріплена втулка полірованого штока 3, що проходить через сальник 4 і з’єднана з колоною трубчастих штанг 6. Для виходу газу передбачено викид 5, закріплений на обсадній колоні 7.

Для експлуатації свердловини, обладнаної ШСН, де застосовуються трубчасті склопластикові штанги, авторами розроблено принципово нову технологічну схему, котра дає змогу проводити видобування нафти із низькодебітних свердловин, ускладнених наявністю піску (рис. 3).

Склопластикові насосні штанги являють собою склопластиковий стрижень з полімерного композиційного матеріалу (ПКМ), з’єднаний зі сталевими головками. Перші колони зі склопластикових насосних штанг були впроваджені в 1970-х роках у США [4, 5]. Спочатку основною областю їх застосування вважали свердловини з агресивним середовищем, так як скловолокно не піддається корозії. Проте швидко стали помітні інші переваги використання склопластикових штанг:

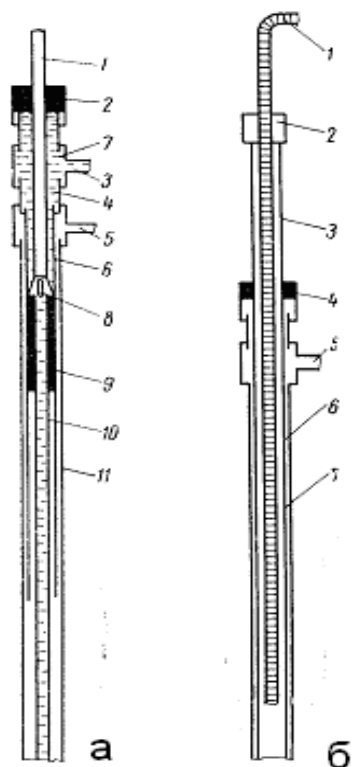


Рисунок 2 – Технологічні схеми обладнання свердловин із використанням трубчастих штанг

- менша вага (табл. 1), що дає змогу: експлуатувати свердловини з великою глибиною опускання свердловинного насоса та свердловини з перевантаженням наземного обладнання, зменшити споживання електроенергії, підвищити швидкість спуско-підйомних операцій при підземних ремонтах;

- корозійна стійкість, що дає змогу експлуатувати свердловини з агресивним корозійним середовищем та обводненою продукцією;

- вищий опір корозійній втомі. Число аварій, пов'язаних з втомою, становить для них 1,6 на 100 свердловин, у тому числі обриви по тілу штанг – 0,48, обриви в муфтових з'єднаннях – 1,12 на рік (для сталевих відповідно 3,74; 2,5; 1,69);

- малий модуль пружності (табл. 1.), що дає змогу дещо підвищити продуктивність видобутку нафти завдяки "перебігу" або збільшенню ходу плунжера насоса (деколи на 20-50% [4]);

- гідрофільна поверхня штанг, що зменшує інтенсивність смолисто-парафінових утворень (СПУ) на ній;

- технологічні дефекти, як правило, меншою мірою властиві склопластиковим насосним штангам.

Водночас, склопластикові штанги, порівняно зі сталевими, мають такі недоліки:

- більша вартість (в 1,5-2 рази);
- допустима температура середовища не перевищує 100°C;

- труднощі в проектуванні;

- високі вимоги до транспортування і зберігання;

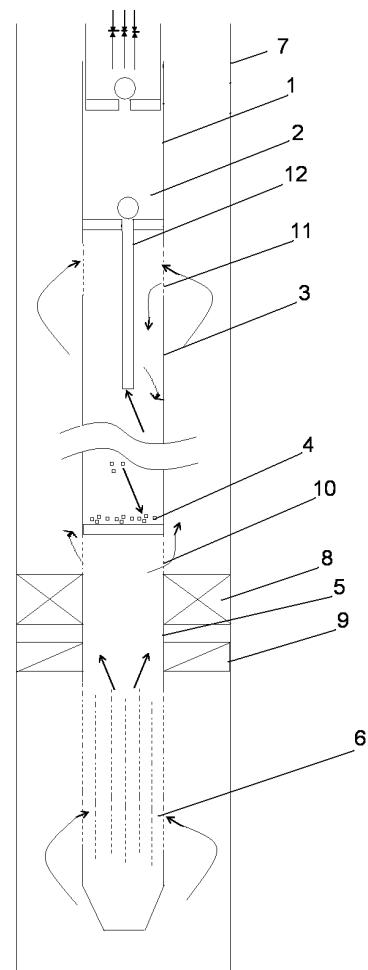


Рисунок 3 – Схема підземного обладнання із трубчастими склопластиковими штангами (стрілками показаний рух рідини)

- мала границя міцності на стиск і згин, що потребує застосування обваженого низу колони та унеможливує застосування їх в свердловинах з високою в'язкою нафтою;

- труднощі під час ремонту при обриві штанги по тілу, що потребує застосування спеціальних інструментів [4].

Експлуатація малодебітних свердловин за допомогою звичайного обладнання неефективна і складна. Застосування в даному випадку порожнистих склопластикових штанг є одним із найбільш раціональних варіантів вирішення даної проблеми.

Суть використання установок з порожнистими склопластиковими штангами полягає в тому, що останні є одночасно і ланкою, котра передає рух плунжерів насоса від поверхневого обладнання, і трубопроводом для відкачування рідини з піском із свердловини [1, 3].

Основною технологічною перевагою використання порожнистих насосних штанг є економічність, оскільки порожнисті склопластикові насосні штанги дають змогу піднімати на поверхню нафту, газ, воду, пісок та парафін.

У звичайних устаткуваннях з трубним насосом пісок під час осадження із підйомних труб легко потрапляє в зазор плунжерної пари і викликає заклинювання плунжера.

Таблиця 1 – Механічні характеристики сталевих і склопластикових насосних штанг

Характеристики	Сталеві	Склопластикові
Густина тіла штанги, кг/м ³	7500-7900	1900-2100
Допустиме напруження на розтяг, МПа	275	210
Модуль пружності тіла, МПа	207·10 ³	53·10 ³
Максимальне допустиме короткочасне напруження розтягу, МПа	-	280-365
Границя міцності на розрив, МПа	570-700	560
Допустиме осьове напруження зсуву, МПа	-	55
Допустиме поперечне напруження розтягу, МПа	688	22
Допустиме напруження кручення, МПа	238-337	7
Температура середовища, не більше, °С	-	100-115

В устаткуваннях із трубчастими штангами він не може проникнути в зазор плунжерної пари, але через значну висоту осаду в трубчастих штангах може вийти з ладу нагнітальний клапан [1].

Якщо ж використовується спосіб видобування нафти без використання НКТ – може відбутися прихоплення пакера глибинного насоса. Хоча, беручи до уваги високу швидкість винесення рідини, що є характерним для порожнистих штанг, небезпека утворення піщаних пробок неістотна.

У вітчизняній практиці замість склопластикових чи металевих порожнистих штанг використовувались труби діаметром 48 мм [1].

Очищення порожнистих склопластикових штанг від парафіну може бути виконано без їх підймання на поверхню. Кільцевий простір між обсадною колоною і порожнистими штангами використовується для відведення газу із вибою свердловини, для циркуляції гарячої нафти, котра використовується для промивання внутрішньої порожнини штанг [3].

Вважається, що при однакових параметрах експлуатації, свердловини, що обладнані порожнистими склопластиковими штангами, дають більші дебіти, ніж свердловини, котрі експлуатуються із застосуванням сталевих штанг [3].

У міру вилучення газу з вибою свердловини рівень рідини в міжтрубному просторі збільшується (між обсадною колоною і порожнистими штангами), що сприяє зменшенню максимального навантаження на головку балансира, і з'являється можливість значно знизити необхідну потужність наземного обладнання.

У міру збільшення глибини свердловин і швидкості відкачування рідини із них кількість аварій з порожнистими штангами збільшується.

Руйнування спостерігались у різьбовому з'єднанні. Аналіз аварійності порожнистих склопластикових штанг в США свідчить, що руйнування відбувається внаслідок дії згинаючих навантажень. Було розроблено декілька конструкцій муфтових з'єднань, але вони виявились ненадійними. Автором [5] було вдосконалено муфтові з'єднання насосних штанг з точки зору запасу втомної міцності. Використовуючи теоретичний та практичний досвід в даній проблемі, нами запропоновані варіанти

підвищення робочого ресурсу муфтових з'єднань порожнистих склопластикових насосних штанг [8].

Істотною проблемою у використанні склопластикових штанг є досить значне механічне спрацювання тіла штанги внаслідок тертя пари "порожністі штанги – обсадні труби". Щоб унеможливити це зношування, використовують центратори.

Через відносно малий внутрішній діаметр порожнистих склопластикових насосних штанг (порівняно з кільцевим перерізом між сталевую насосною штангою і обсадною колоною) та прекрасні показники роботи в ускладнених умовах доцільно використовувати порожністі штанги в малодобітних свердловинах, ускладнених проявами піску та винесенням піску.

Розглянемо принцип роботи підземного обладнання. На трубчастій колоні склопластикових штанг 1 закріплено свердловинний насос 2, до корпусу якого жорстко прикріплені металеві труби (гладкі НКТ), які виконують роль фільтра 3 та пісочної «кишені» 4, проміжного патрубку СБТ 5 та диспергатора 6. Колона склопластикових штанг розкріплена в обсадній колоні 7 за допомогою спеціального пакера 8 та якоря 9.

Газорідинна суміш з піском потрапляє в диспергатор, де відбувається перша ступінь очищення від піску, далі очищена рідина проходить крізь проміжний патрубок і через випускні отвори 10 потрапляє в надпакерний простір, де крізь перфоровані отвори 11 фільтра 3 потрапляє до всмоктувальної трубки 12 на прийом штангового насоса і колоною трубчастих склопластикових штанг піднімається на поверхню, де крізь трубчастий полірований шток направляється у викидну лінію.

Введення всмоктувальної трубки у конструкцію фільтра забезпечує гідравлічний поворот газорідинної суміші знизу вгору, при цьому швидкість суміші зменшується, і пісок випадає в пісочну «кишеню», а бульбашки газу піднімаються угору через кільцевий простір.

Гирлове обладнання призначене для герметизації затрубного простору, внутрішньої порожнини трубчастих склопластикових штанг, відведення продукції свердловини.

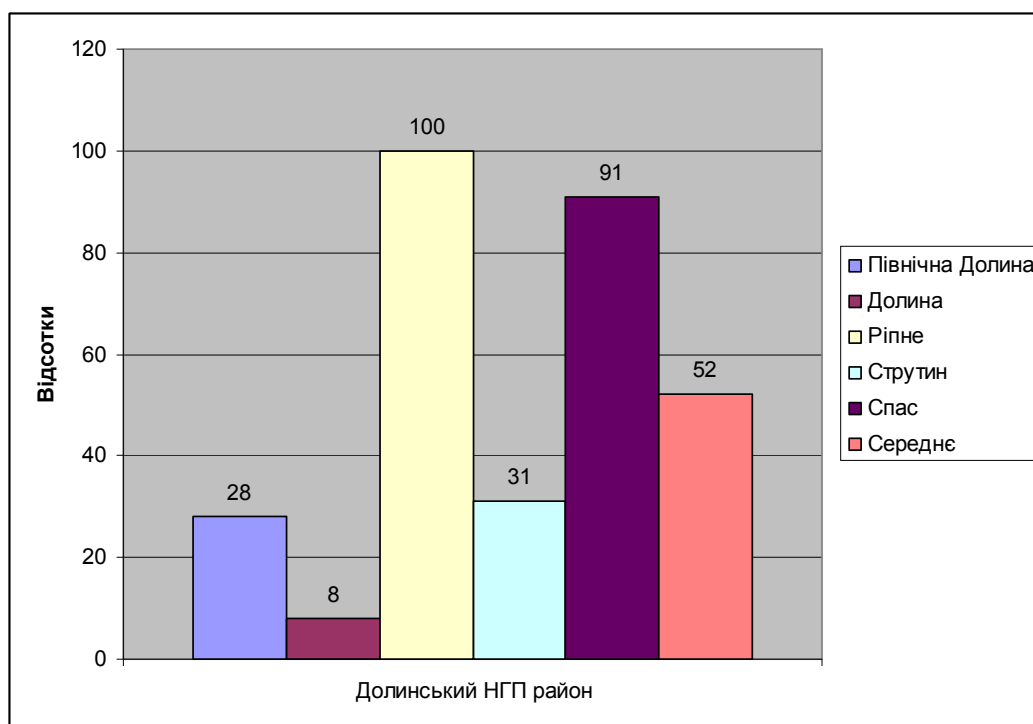


Рисунок 4 – Частка штангових насосів малих діаметрів (28-32 мм) у загальному фонді свердловин НГВУ «Долинаназтогаз»

Гирлове обладнання складається з гирлового сальника, хрестовини і запірних кранів.

Диспергатор фактично відіграє роль хвостовика. Як зазначено В.С. Бойком [7], висота пробки зменшується не тільки внаслідок зменшення дійсного вмісту піску у диспергаторі, але й внаслідок зменшення об'єму стовпа суміші. Причому використання трубчастих склопластикових штанг дасть змогу зменшити навантаження на головку балансира.

Для експлуатації свердловин за технологічною схемою, зображеною на рис. 3, пропонується використовувати трубні насоси діаметром 28 та 32 мм.

Для порівняння, на родовищах Долинського нафтогазопромислового району частка насосів малих діаметрів (28 і 32 мм) становить у відсотковому відношенні до загальної кількості не менше 52%. Детальні дані з розбивкою по родовищах наведені на діаграмі (рис. 4).

Більше 70% нафтових свердловин України обладнані свердловинними штанговими насосними установками (СПНУ), за допомогою яких видобувається 50% всієї нафти.

В цей же час, як свідчить практика, мають місце численні відмови підземного обладнання внаслідок неправильного його підбору та підбору наземного обладнання, що, в свою чергу, спричиняє, перевитрату матеріалів та електроенергії.

Поступ до зменшення матеріаломісткості та економії енергії сприяє введенню нових композиційних матеріалів, з яких виготовляють насосні штанги, насосно-компресорні труби, що потребує розроблення нових чи адаптації старих методик розрахунків для підбору обладнання.

Література

- 1 Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами / Адонин А.Н. – М.: Недра, 1979. – 278 с.
- 2 Бойко В.С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ: Підручник / Бойко В.С.; 3-є допов. видання. – К.: Реал-Прінт, 2003. – 730 с.
- 3 Муравьев И.М. Насосная эксплуатация скважин за рубежом / И.М.Муравьев, И.Т.Мищенко. – М.: Недра, 1967. – 239 с.
- 4 Насосні штанги і труби з полімерних композитів: проектування, розрахунок, виробування [Б.В.Копей, О.В.Максимук, Н.М.Щербина та ін.]. – Львів: ІППММ ім. Я.С.Підстригача НАН України, 2003. – 352 с.
- 5 Копей В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафінистих нафт: Автореферат. дис... канд. техн. наук: 05.05.12. – Івано-Франківськ, 2004.-175 с.
- 6 Gibbs S.G. Application of Fiberglass Sucker Rods, SPE, Nabla Corp. SPE Production Engineering, May 1991. – pp. 147-153.
- 7 Бойко В.С. Експлуатація свердловин у нестійких колекторах: Монографія / [Бойко В.С., Франчук І.А., Іванов С.І., Бойко Р.В.]. – К., 2004. – 400 с.
- 8 Копей Б.В. Механічні методи зняття відкладень парафіну та асфальто-смолистих речовин з поверхні свердловинного обладнання / Копей Б.В., Кузьмін О.О., Копей В.Б. // Нафтогазова енергетика. – 2008. – № 3(8). – С.10-14.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
20.01.10*

*Рекомендована до друку професором
Петриною Ю.Д.*

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ІМПУЛЬСНО-ХВИЛЬОВОЇ ДІЇ НА НАФТОНОСНІ ПЛАСТИ

¹Я.М.Бажалук, ¹О.М.Карпаш, ¹Я.Д.Климишин, ²Е.М.Короць, ¹М.В.Худін, ¹О.І.Гутак

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42002,
e-mail: karpash@nung.edu.ua

²Capital Oil Україна, 76000, м. Івано-Франківськ, вул. Мазепи, 42, тел. (0342) 507152,
e-mail: erko@capitaloil.se

Змодельовано та створено лабораторну установку, досліджено її роботу. Виготовлено дослідно-промислову установку імпульсно-хвильової дії на нафтоносний пласт та перевірено її роботу на нафтовій свердловині.

Ключові слова: нафтовий пласт, імпульсно-хвильова дія, свердловина, гідроімпульси тиску.

Смоделирована и создана лабораторная установка, исследована ее работа. Изготовлена опытно-промисленна установка імпульсно-волнового воздействия на нефтеносный пласт и проверена ее работа на нефтяной скважине.

Ключевые слова: нефтяной пласт, імпульсно-волновое воздействие, скважина, гидроімпульсы давления

A pilot pulse-wave action plant was modeled and studied in a laboratory setting. A functioning pilot pulse-wave action plant was created and its action on oil bearing layers tested on existing wells.

Keywords: oil layer, pulse-wave action, well, hydropulse of pressure

Останнім часом нафтові компанії проявляють зацікавленість до способів впливу на нафтові пласти полями пружних коливань різних частот і амплітуд. Розробляються технології і обладнання для впливу як на привибійну зону пласта з метою інтенсифікації видобутку нафти, так і на пласт в цілому для підвищення коефіцієнта нафтовилучення із пластів [1-6].

Однак на сьогодні недостатньо вивченими є процеси, що відбуваються у нафтонасиченому поровому середовищі під час дії на пласти пружних коливань у діапазоні частот 1-100 Гц з інтенсивністю, більшою 0,1 Вт/см².

У результаті розповсюдження у пласті пружних хвиль може відбуватися зміна термобаричних характеристик нафти за рахунок її дегазації [7]. При цьому відбувається підвищення тиску в зоні розгазування.

Для експериментальної перевірки дії на пласт пружних коливань сейсмічного діапазону в ІФНТУНГ спільно з УкрНДГаз проведені дослідження з дегазації проб нафти Луквинського нафтового родовища (ділянка Кубаш, гравітаційний режим розробки) під дією низькочастотних пружних коливань.

Результати досліджень свідчать, що під час дії пружних коливань частотою 50 Гц інтенсивністю 0,1 Вт/см² газонасиченої нафти об'ємом 1000 см³ протягом однієї години виділяється 0,3-0,5 см³ газу.

Таким чином, дія пружними коливаннями сейсмічного діапазону частот на газонасичену пластову пробу нафти призводить до виділення бульбашкового газу, збільшення об'єму газонафтової суміші і підвищення тиску в ємності із нафтою. Для створення таких умов у пласті спроектовано та виготовлено генератор високоамплітудних гідроімпульсів тиску з низькочас-

тотними гармонічними складовими у діапазоні 1-50 Гц.

Для підтвердження результатів лабораторних експериментів проведено промислові дослідження впливу пружних коливань на підвищення тиску у певних зонах пласта за рахунок збільшення об'єму газонафтової суміші при дегазації нафти. Дослідження проводились за допомогою розробленої в ІФНТУНГ експериментальної установки ПГУ-3 для впливу на пласти гідроімпульсами тиску. Схема установки ПГУ-3 зображена на рисунку 1.

Експериментальна установка змонтована на затрубній лінії свердловини 1-Кубаш. На реагуючій свердловині 5-Кубаш, що знаходиться на відстані 70 м від свердловини 1-Кубаш, проводились заміри буферного тиску, який до початку роботи установки складав 0,5 МПа.

При проектуванні установки ПГУ-3 враховувались такі вимоги до характеристик поля пружних коливань у міжсвердловинній зоні пласта:

- у створеній установкою послідовності гідроімпульсів тиску повинні виділятися низькочастотні гармонічні складові з максимумом інтенсивності коливань у діапазоні частот 1-50 Гц;

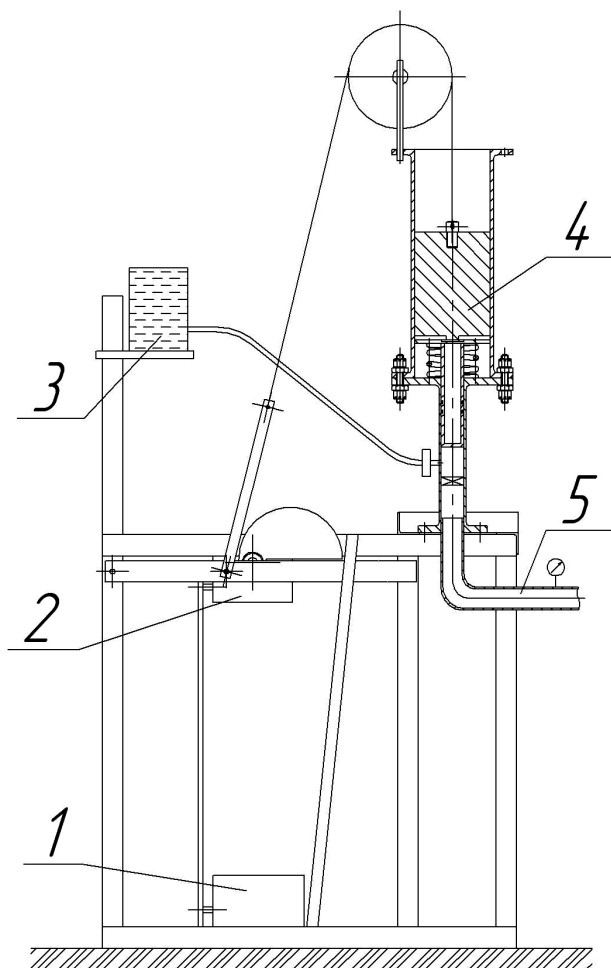
- інтенсивність пружних коливань у діапазоні 1-50 Гц у міжсвердловинній зоні пласта повинна складати не менше 0,1 Вт/см²;

- амплітуда імпульсів тиску, що створюються установкою, повинна бути не менше 10 МПа [7].

Під час роботи установки проведені записи періодичності імпульсів тиску з допомогою спеціального гідрофона [8], змонтованого у затрубному просторі фонтанної арматури.

Технічна характеристика установки ПГУ-3:

1 Продуктивність, м ³ /добу, не менше	0,15
2 Максимальний імпульсний тиск, МПа	15
3 Частота повторення імпульсів тиску, Гц	0,6
4 Тривалість переднього фронту імпульсів тиску, мс	1,0
5 Температура робочої рідини, не вище	+80 °С
6 Робоча рідина	пластова вода, нафта
7 Розмір приєднувальної різьби НКТ за ГОСТ 633, мм	73
8 Габаритні розміри, мм, не більше:	
довжина	1200
ширина	500
висота	2680
9 Маса установки, кг, не більше	150



1 – привод; 2 – трансмісія; 3 – система доливу робочої рідини; 4 – генератор імпульсів; 5 – приєднувальна частина

Рисунок 1 – Схема експериментальної установки ПГУ-3 для впливу на пласти гідроімпульсами тиску

Із представленого графіку періодичності імпульсів тиску (рис. 2), а також графіку спектрального розкладу даної періодичності (рис. 3) видно, що максимум інтенсивності гармонічних складових, генерованих установкою імпульсів, припадає на діапазон частот 4-45 Гц.

Установка ПГУ-3 працює так (рис. 1). Привод 1 через трансмісію 2 передає енергію до генератора імпульсів 4. Генератор створює імпульси тиску в робочій рідині, якою заповне-

ні генератор, приєднувальна частина 5 та свердловина. Через систему доливання 3 відбувається поповнення робочої рідини.

В установці ПГУ-3 можна регулювати такі робочі параметри:

- форму імпульсів тиску;
- частоту повторення імпульсів тиску;
- імпульсний тиск;
- тиск доливу рідини.

Регулюючи вказані параметри можна змінювати спектральний склад генерованої установкою послідовності імпульсів тиску з метою дії на пласт гармонічними складовими необхідної частоти та інтенсивності.

Під час роботи установки ПГУ-3 фіксувалися зміни тиску на буфері реагуючої свердловини, яка знаходиться на відстані 70 м від генеруючої свердловини.

Результати досліджень зображені на рисунку 4.

Висновки:

1 Промислові дослідження установки, проведені на свердловині 1-Кубаш, підтвердили можливість створення імпульсним гідравлічним генератором високоамплітудних пружних коливань у діапазоні частот 4-45 Гц.

2 Представлений графік вказує на зв'язок між імпульсно-хвильовими діями на пласт з допомогою установки ПГУ-3 і тиском на буфері реагуючої свердловини. Зростання тиску у реагуючій свердловині може відбуватися за рахунок створення у пласті локальних зон тиску під час дегазації нафти при проходженні пружних хвиль.

3 Можливе промислове застосування результатів досліджень: розглянутий спосіб імпульсно-хвильової дії на виснажений нафтовий поклад (гравітаційний режим розробки) дає змогу підвищити коефіцієнт нафтогазовилучення з покладу.

Література

1 Гадиєв С.М. Использование вибрации в добыче нефти / С.М. Гадиєв. – М.: Недра, 1977. – 160 с.

2 Гадиєв С.М. Использование гидравлических золотниковых вибраторов для обработки скважин / С.М. Гадиєв // Нефтяное хозяйство. – 1972. – №2. – С. 42-45.

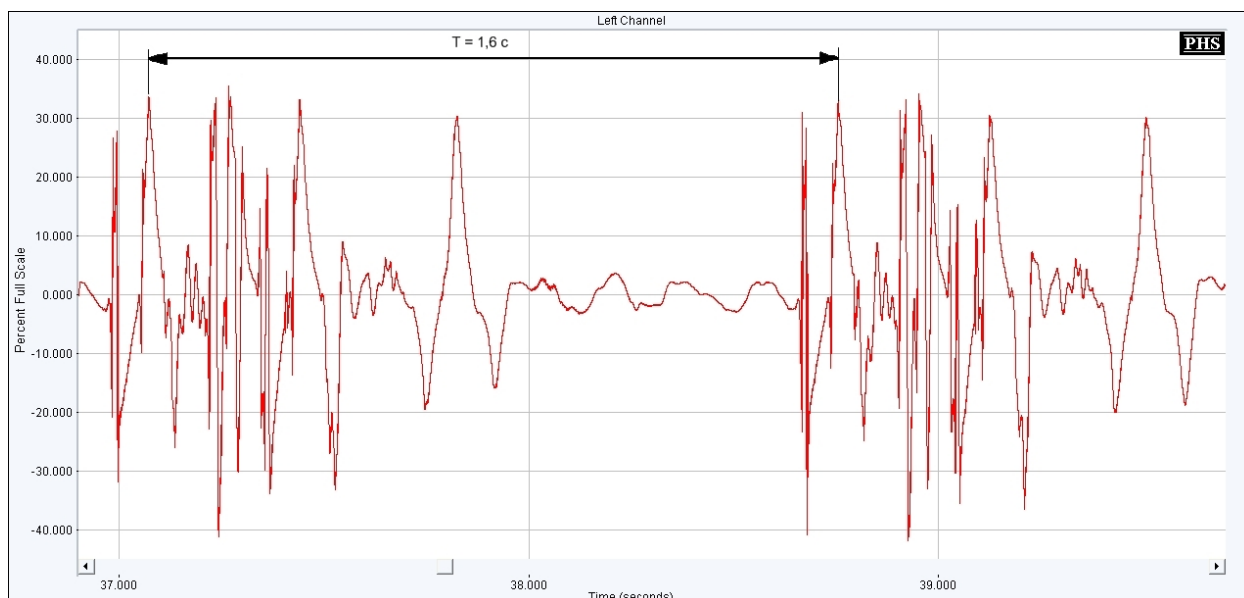


Рисунок 2 – Графік періодичності імпульсів тиску

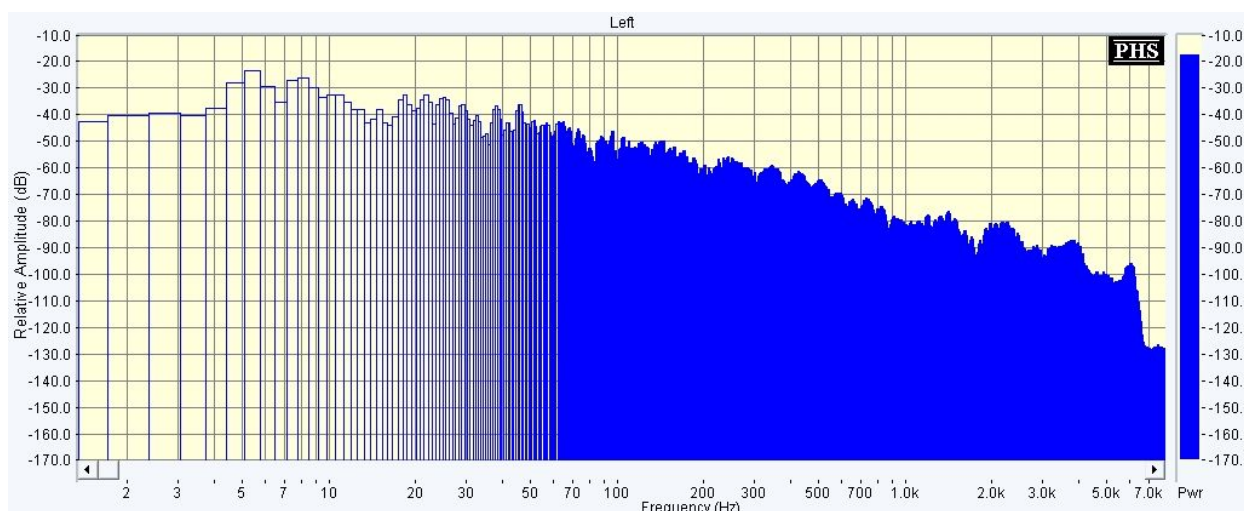


Рисунок 3 – Графік спектрального розкладу періодичності імпульсів тиску

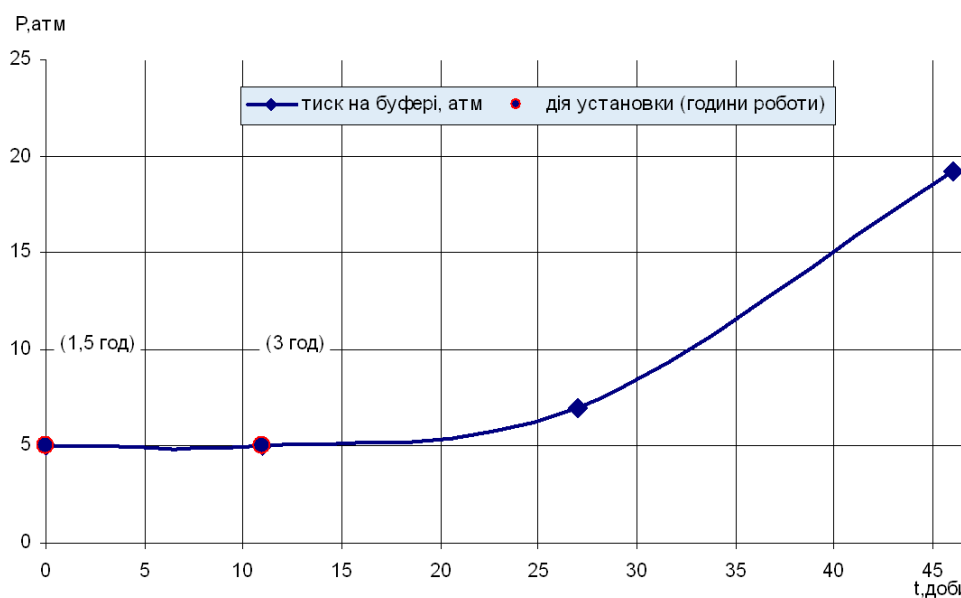


Рисунок 4 – Покази електронного манометра під час роботи установки ПГУ-3

3 Валиуллин А.В. Некоторые особенности технологии виброобработки продуктивного пласта / А.В. Валиуллин, Р.А. Максутов, Б.Е. Доброскок и др. // РНТС. Сер. Нефтепромысловое дело. – 1973. – №11. – С. 13-16.

4 Галлямов М.Н. Исследование воздействия виброударных волн на призабойную зону эксплуатационных и нагнетательных скважин / М.Н. Галлямов, Э.А. Ахметшин, М.Р. Мавлютов и др. // Нефтяное хозяйство. – 1970. – №8. – С. 46-49.

5 Аметов И.М. Добыча тяжелых и высоковязких нефтей / И.М. Аметов, Ю.Н. Байдуков, Л.М. Рузин – М.: Недра, 1985. – 205 с.

6 Дыбленко В.П. Повышение продуктивности и реанимация скважин с применением виброволнового воздействия / В.П. Дыбленко, Р.Н. Камалов, Р.Я. Шарифуллин – М.: Недра, 2000. – 381 с.

7 Кузнецов О.Л. Применение ультразвука в нефтяной промышленности / О.Л. Кузнецов, С.А. Ефимова – М.: Недра, 1983. – 192 с.

8 Бажалук Я.М. Дослідження акустичних властивостей менлітових відкладів / Я.М. Бажалук, О.М. Карпаш, Я.Д. Климишин та ін. // Нафтогазова енергетика. – 2008. – №4. – С. 53-56.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
20.01.10*

*Рекомендована до друку професором
Івасівим В.М.*

МЕТОДИ БЕЗВОГНЕВОГО ВРІЗАННЯ В ДІЮЧІ ТРУБОПРОВОДИ¹В.Б.Запхляк, ¹Т.П.Шиян, ²М.Д.Степ'юк¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
e-mail: public@pung.edu.ua²УМГ Прикарпаттрансгаз; 76000, м. Івано-Франківськ, вул. Незалежності 48,
e-mail: mseruik@gmail.com

Капітальний ремонт діючих трубопроводів (без зупинки транспортування продукту) методом спорудження нової нитки паралельно діючій неможливий без використання безвогневого врізання в трубопровід. Даний метод супроводжується приварюванням патрубків-відводів до діючого трубопроводу та встановленням запірної арматури з пристроєм для врізання. Проведено огляд пристроїв для виконання ремонтних робіт.

Ключові слова: трубопровідний транспорт, нафтотранспортна система, газотранспортна система, безвогневе врізання

Капітальний ремонт действующих трубопроводов (без остановки транспортировки продукта) по методу сооружения новой ветки параллельно к действующей невозможен без использования безогневой врезки в трубопровод. Данный метод сопровождается привариванием патрубка-отвода к действующему трубопроводу и установлением затворной арматуры с устройством для врезки. Проведен обзор устройств для выполнения ремонтных работ.

Ключевые слова: трубопроводный транспорт, нефтетранспортная система, газотранспортная система, безогневая врезка

Implementation of full repair of the operating ductings (without closing-in of hauling of product) by the method of construction of new filament parallel operating is impossible without the use of the cutting in ducting. This method is accompanied welding on of branch-bend to the operating ducting and determination of the fitting with attachment for cutting in. The review of attachments is conducted for the leadthrough of works

Keywords: pipeline transport, oil-transport system, gas-transport system, hot tapping

Трубопровідний транспорт вирізняється найменшою собівартістю і використовується для перекачування нафти, нафтопродуктів, газу, а також деяких хімічних продуктів. Він є одним з найефективніших, оскільки, порівняно із залізничним і автомобільним транспортом, постачання нафти ним є утричі дешевшим. Перевагами цього виду транспортування є можливість функціонування протягом усього року, висока продуктивність праці, відносно мала кількість обслуговуючого персоналу, мінімальні втрати, можливість прокладання трубопроводів за найкоротшою відстанню незалежно від рельєфу, безперервність процесу транспортування, а також його екологічна чистота.

Нафто- та газотранспортна система є однією із стратегічних галузей промисловості України. Завдяки своєму географічному розташуванню Україна є надзвичайно важливою країною транзиту енергоресурсів до Європи, що є важливим видом економічної діяльності, джерелом бюджетних надходжень і гарантією постачання енергії до країни. Україна є сполучною ланкою між основними видобувними регіонами на схід від України та європейськими споживачами на заході від України. Країна має велику транспортну мережу, що пов'язана з російськими, білоруськими, молдавськими, румунськими, угорськими, словацькими і польськими мережами газопроводів, а через них – з всією Європою.

Розглянемо більш детально питання, що стосуються транспортування нафти та газу територією України.

Нафтопровідною системою країни, оператором якої є НАК "Нафтогаз України" (ВАТ "Укртрансгаз"), здійснюються постачання нафти з Росії та Казахстану на нафтопереробні заводи України і прокачування її на експорт до країн Центральної і Західної Європи. Мережа транспортування нафти в Україні містить 19 магістральних нафтопроводів потужністю 114 млн. т на рік на вході та 56,3 млн. т на виході. Система транспортування нафти включає залізничний вантажний термінал у Бродях потужністю 4,5 млн. т на рік та нафтовий термінал у порту «Південний» нафтовідвантажувальною потужністю 14,5 млн. т на рік. Існує також експортний термінал для відвантаження нафтопродуктів в Одесі потужністю 315000 барелів/день (який фактично відвантажує 192000 барелів/день) та малий нафтовий термінал у Феодосії.

Нафтотранспортна система складається з трьох основних трубопроводів: «Дружба», «Придніпровський» та Одеса–Броди. Нафтопровід «Дружба» розділяється на дві гілки в Мозирі у Білорусі; його південна гілка перетинає дев'ять областей України та прямує до кордонів Угорщини та Словацької Республіки. Інша гілка постачає нафту до Дрогобицького та Надвірнянського нафтопереробних заводів. Система «Придніпровського» трубопроводу





— нафтопровід; □ – нафтоперекачувальна станція; - - - - нафтопровід, що знаходяться на стадії розробки;  – нафтопереробний завод;  – нафтовий термінал

Рисунок 1 – Нафтогнотранспортна система України

зв'язує між собою дев'ять трубопроводів, які заходять на територію України на північному сході та сході, та перетинають 11 областей у центральній, південній та східній Україні. Цей трубопровід транспортує сиру нафту до Одеського, Херсонського, Лисичанського та Кременчуцького нафтопереробних заводів, а також російську та казахську нафту на експорт через морський термінал в Одесі (рис. 1). Мережа транспортування нафти експлуатується ВАТ «Укртрансгаз», акціонерним товариством, що входить до холдингової компанії НАК «Нафтогаз України».

На рисунку 2 наведені обсяги трубопроводного транспортування нафти в Україні. Як бачимо, починаючи з 1991 року загальні обсяги транзиту нафти територією України зменшилися майже вдвічі, особливо зменшилися обсяги транспортування нафти до нафтопереробних заводів держави, проте і надалі нафтогнотранспортна галузь країни займає одне із чільних місць у світі.

Що стосується транспорту газу, то газотранспортна система (ГТС) України постачає газ внутрішнім споживачам та є основним коридором для експорту російського природного газу у Європейські країни. Україна володіє приблизно 38200 км магістральних газопроводів діаметром (500–1400) мм та робочим тиском (5,4–7,5) МПа (рисунком 3). Газорозподільні мережі мають загальну довжину 210000 км, робочий тиск 1,2 МПа та діаметри (50–1000) мм.

ГТС України, оператором якої є НАК «Нафтогаз України» (ДК «Укртрансгаз»), тісно пов'язана з системами транспортування газу Росії, Білорусі, Польщі, Словаччини, Угорщини, Румунії та Молдови, і через них інтегрована в загальноєвропейську газову мережу. Завдяки своєму вигідному географічному розташуванню система виконує роль своєрідного «газового моста» між газовидобувними районами Росії і Середньої Азії та споживачами Європи.

Основа ГТС становлять магістральні газопроводи, збудовані в 50-х і 60-х роках для експорту газу з України: Дашава – Київ – Москва, Шебелинка – Брянськ, Шебелинка – Острогжськ – Москва, Дашава – Мінськ – Вільнюс – Рига. Три перших газопроводи нині використовуються для постачання в Україну газу з Росії та Туркменистану. Для газифікації країни були споруджені газопроводи Дашава – Дрогобич, Дашава – Стрий, Дашава – Долина – Львів, Угорське – Івано-Франківськ, Шебелинка – Харків, Шебелинка – Дніпропетровськ – Кривий Ріг – Одеса – Кишинів, Шебелинка – Київ – Красилів – західні райони України. На вході ГТС здатна прийняти до 290 млрд. м³ природного газу, на виході – 178,5 млрд. м³, в тому числі 142,5 млрд. м³ – до країн Західної та Центральної Європи. Територією України до європейських країн подається понад 80% російського природного газу.

Компанія протягом останніх років транспортує для споживачів України (70–76) млрд. м³

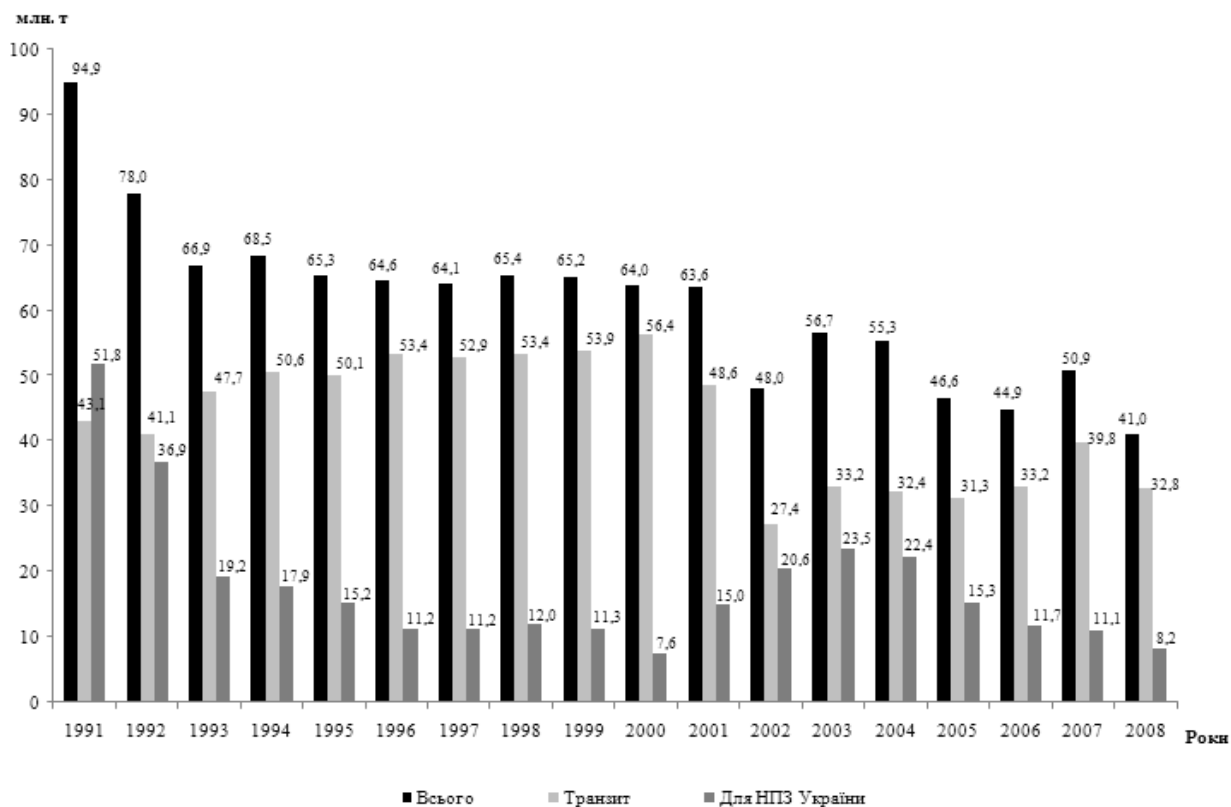


Рисунок 2 – Транспортування нафти українською нафтотранспортною системою, 1991-2008 рр.



→ – вхід; ← – вихід; ○ – підземне сховище газу; □ – компресорні станції;
 ● – газове родовище; ▲ – пункт обліку

Рисунок 3 – Газотранспортна система України

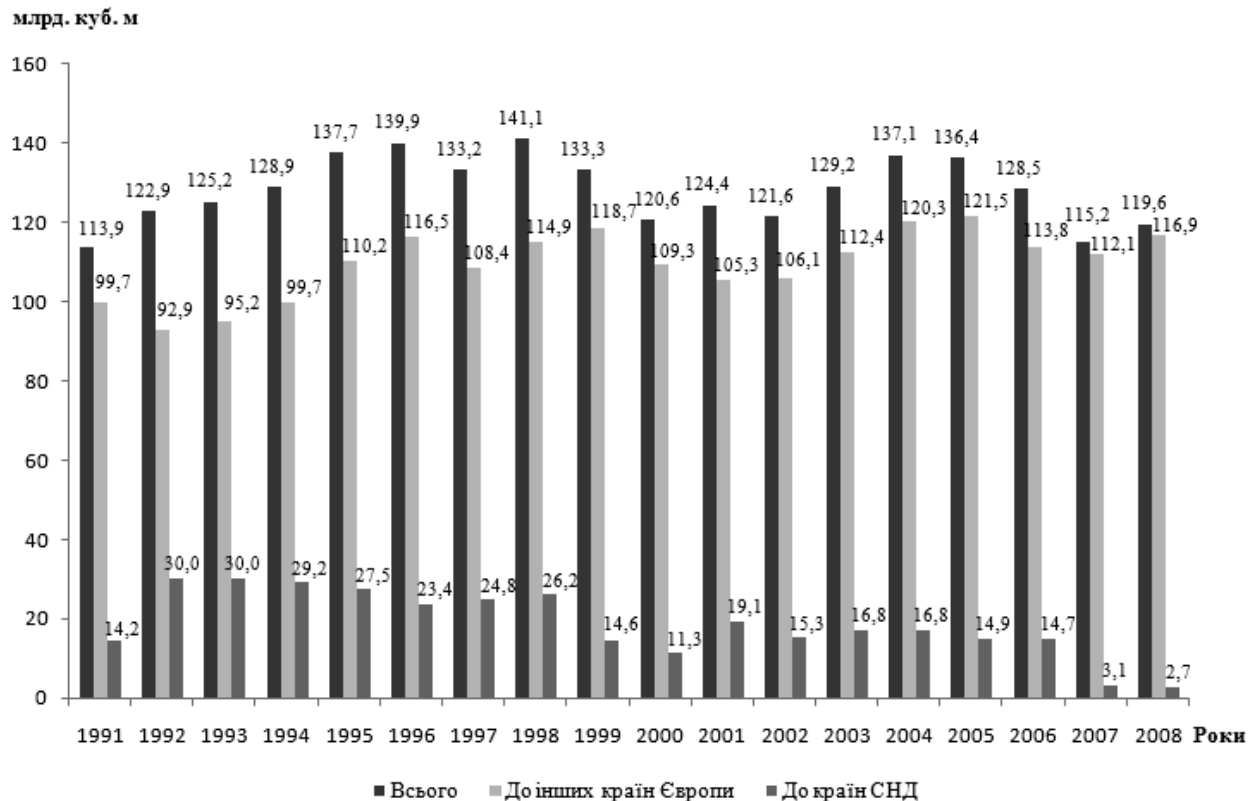


Рисунок 4 – Обсяги транзиту природного газу територією України

і транзитом до країн Західної та Центральної Європи та країн СНД, становив 115,2 млрд. м³ у 2007 р. і майже 120 млрд. м³ у 2008 р., що становило близько 68% транзитної потужності системи. Загальний обсяг транспортування, в тому числі для власного споживання, становив близько 200 млрд. м³ у 2008 р. На рисунку 4 наведено обсяги постачання природного газу в Європу та країни СНД через Україну з 1991 р. по 2008 рр.

Як бачимо, інфраструктура транспорту енергоносіїв є ключовим стратегічним активом для України – одним з тих, що зумовлений перевагами географічного її розташування. Інфраструктура транзиту нафти і газу відіграє важливу роль у визначенні геополітичного положення України, а також її економічних і політичних зв'язків з сусідніми країнами. Трубопроводи для транзиту нафти і газу зміцнюють енергетичну безпеку України, забезпечуючи потік постачання нафти і газу також на внутрішній український ринок. Транзитний сектор має велику економічну вагу і є основним джерелом бюджетних надходжень. Проте, існуюча система нафтогазопроводів знаходиться в експлуатації в середньому від 20 до 42 років (залежно від терміну введення в дію її складових). За цей час експлуатації значна частина магістральних нафтогазопроводів і технологічного обладнання вичерпала свій ресурс і застаріла морально. Саме тому, на даному етапі розвитку нафтогазового комплексу України, актуальними є питання, що стосуються забезпечення надійної та безперебійної роботи нафтогазотранспортної системи.

Підвищення надійності експлуатації і обслуговування нафтогазопроводів для забезпечення нормального безаварійного їх функціонування досягається за рахунок постійного виконання комплексу робіт, основними з яких є проведення планово-попереджувальних та капітальних ремонтів.

Планово-попереджувальний ремонт є комплексом робіт по систематичному і своєчасному обереганню окремих конструкцій від передчасного зношування шляхом проведення профілактичних заходів.

Капітальний ремонт лінійної частини магістральних трубопроводів полягає в заміні старої і дефектної ізоляції, відновленні пошкодженої корозією стінки труби або повній заміні дефектної ділянки. Причому, найбільш економічним та ефективним ремонтом, зокрема при заміні ділянки трубопроводу, є ремонт без зупинки транспортування продукту. Суть даного методу полягає в наступному:

1) на всій довжині ремонтної ділянки, паралельно діючому трубопроводу прокладають нову нитку того ж діаметра. Весь комплекс робіт з прокладання нової нитки слід проводити відповідно до діючих нормативних документів щодо будівництва трубопроводів і з урахуванням накопиченого досвіду будівельно-монтажних робіт на раніше побудованих магістральних трубопроводах. Відстань між нитками (старою і тією, що прокладається) залежить від конкретних умов траси і технічного стану діючого трубопроводу;

2) після прокладання нової нитки в діючий трубопровід врізають нову прокладену нитку трубопроводу методом безогневого врізання.

При проведенні такого ремонту одним із найвідповідальніших є процес безогневого врізання в діючий трубопровід, який виконують за такою схемою (рис. 5):

1) до трубопроводу 1 приварюється патрубок 2 з фланцем 3, до якого прикріплено засувку 4;

2) на засувку кріпиться пристрій для врізання 5 з шпинделем 6 і фрезою 7, за допомогою якого проводять вирізання отвору в трубопроводі;

3) після виконання врізання шпиндель 6 з фрезою 7 виводиться за межі засувки 4; останню закривають, а пристрій демонтують.

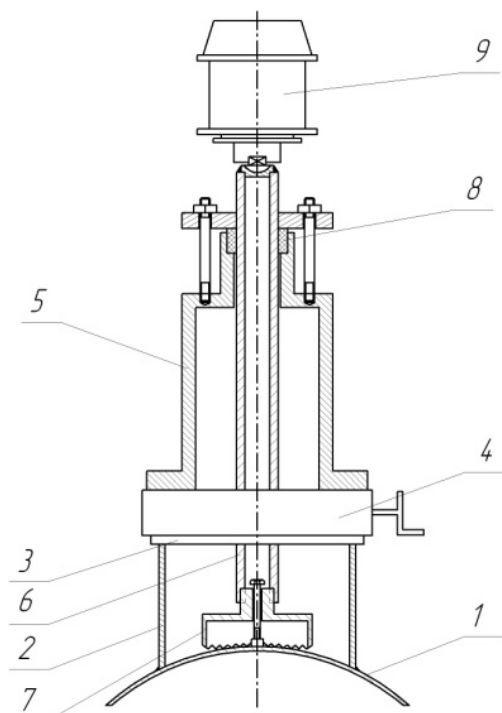


Рисунок 5 – Пристрій для безогневого врізання

У пристрої, зображеному на рисунку 5, обертання фрези здійснюється за допомогою електродвигуна 9, який знаходиться зовні. Таке розміщення двигуна є недоліком даного пристрою, оскільки при виконанні врізання не забезпечується безпека проведення робіт через можливість просочування транспортованого продукту через ущільнюючі елементи 8 в навколишнє середовище, що створює можливість виникнення пожежонебезпечної ситуації та веде до забруднення довкілля.

Для підвищення надійності і безпеки проведення врізання та покращення екологічної ситуації пропонується використання пристрою зображеного на рисунку 6. Двигун пристрою 6 та акумулятор 7, від якого він живиться, розміщені в герметичному кожуху 8. Таке розміщення забезпечує надійну герметизацію системи і виключає витіки транспортованого продукту в навколишнє середовище.

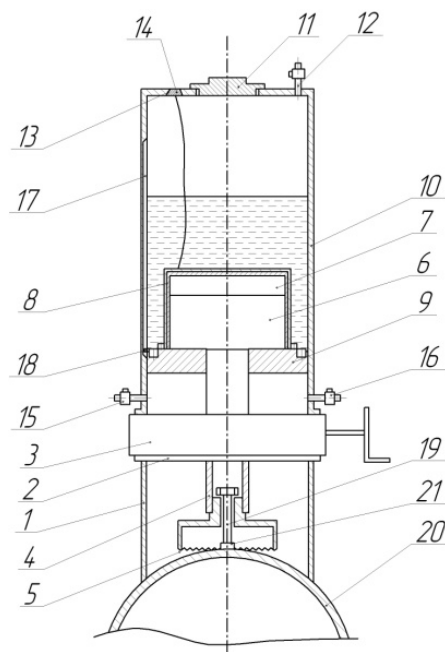


Рисунок 6 – Пристрій для безогневого врізання відводу в трубопровід, що забезпечує герметичність проведення робіт

Даний пристрій працює наступним чином.

До трубопроводу 20 приварюють гайку 21 та патрубок 1 з фланцем 2. Болт 19 через фрезу 5 вкручують в гайку 21. Приєднують до патрубку 1 засувку 3, відкривають її і до фрези 5 прикручують шпиндель 4, на який встановлюють поршень 9. На поршні кріплять двигун 6 з акумулятором 7, з'єднують вал двигуна з шпинделем 4. На двигун та акумулятор одягають герметичний кожух 8 і встановлюють корпус-циліндр 10, який кріплять до засувки 3. Через кришку 11 заливають в'язку рідину (масло). Через крани 15 і 16 продувають пристрій інертним газом, а після закінчення процесу продування їх закривають. У порожнині корпусу-циліндра 10 нагнітають тиск шляхом закачування робочого агента через кран 12.

Під дією тиску поршень 9 виконує рух вниз, вимикач 18 виходить з паза 17 корпусу-циліндра, що призводить до вмикання двигуна 6 і обертання шпинделя 4 з фрезою 5. Після закінчення вирізання отвору в трубопроводі 20, пробка 14 за допомогою троса відкриває отвір 13 і під дією тиску транспортованого продукту поршень з шпинделем та фрезою відходить назад, витісняючи крізь отвір 13 робочий агент та оливу, що забезпечує поступове переміщення поршня; вимикач 18 заходить в паз 17, що призводить до вимкнення двигуна. Після вимкнення двигуна і виходу шпинделя з фрезою з засувки, останню закривають, через кран 15 зливають транспортований продукт і пристрій демонтують. [3]

Даний пристрій забезпечує герметичність місця врізання, проте під час проведення врізання існує можливість виходу з ладу акумулятора (який живить двигун), що призводить до зупинки двигуна, який обертає шпиндель з фрезою, і до зупинки самого процесу врізання.

Щоб продовжити врізання необхідно замінити акумулятор, для цього потрібно демонтувати циліндричний корпус, тому, якщо вихід з ладу акумулятора відбувається в момент, коли трубопровід частково прорізаний фрезою і в середину корпусу поступає транспортований продукт, то під час проведення заміни акумулятора відбувається викид даного продукту в довкілля та виникає пожежонебезпечна ситуація. Отже, недоліком даного пристрою є ненадійність його роботи.

Для забезпечення надійності проведення врізання під тиском було винайдено пристрій, зображений на рисунку 7. Наведений пристрій є аналогічним з попереднім. Він містить перехідний патрубок 1 з фланцем 2, засувкою 3, циліндричний корпус 4, в якому розміщено шпindel 5 на підшипниках 6 і 7 з кільцевою фрезою 8, внутрішню обмотку 9, яка розміщена на шпindelі 5, який на кінці оснащений поршнем 10, який виконано з можливістю переміщення вздовж осі порожнистого циліндричного корпусу 4, що оснащений кришкою 11, краном 12 та отвором 13 з пробкою 14, яка з'єднана з поршнем 10 за допомогою троса 15 у верхній частині та кранами 16 і 17 у нижній. Крім того, складовою частиною циліндричного корпусу 4 є ділянка корпусу, виконана із пластмаси 18, з зовнішнього боку якого розміщено статор 19. Для центрування фрези та утримання вирізаної ділянки труби призначений центруючий пристрій, який містить гвинт 20, що вільно входить всередину фрези, та приварену до трубопроводу 21 гайку 22. [4]

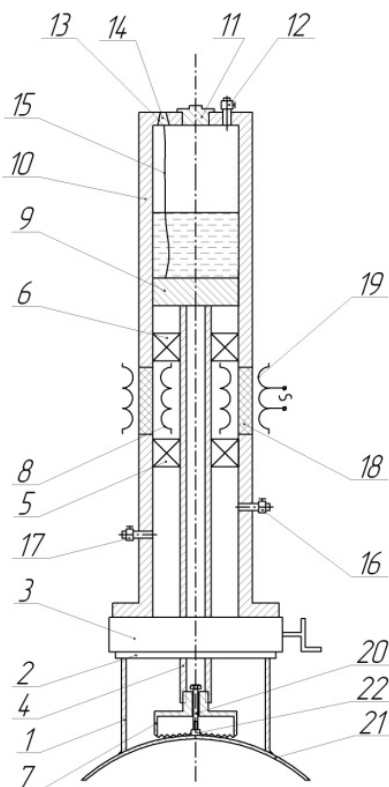


Рисунок 7 – Пристрій для врізання під тиском із застосуванням зовнішнього магнітного поля

Розміщення статора з зовнішнього боку герметичного циліндричного корпусу дає змогу безперервно подавати до нього струм від джерела живлення, що забезпечує безперебійне обертання ротора, розміщеного в середині корпусу на шпindelі, за рахунок впливу на нього сил магнітного поля, а водночас і безперервну роботу пристрою, а також дає змогу керувати процесом врізання іззовні.

Виконання частини герметичного циліндричного корпусу, в місці розміщення ротора і статора, з пластмаси не перешкоджає впливу магнітного поля статора на ротор, тобто не створює своєрідного екрану між ними. Така конструкція забезпечує герметичність місця врізання.

Даний пристрій для врізання може застосовуватися не тільки під час проведення капітального ремонту магістральних трубопроводів, але й для під'єднання трубопроводів-відводів, для влаштування камер прийому і пуску шкребків і роздільників, обвідних ліній або для встановлення вимірвальних і контрольних приладів, таких як витратоміри, давачі шкребків та ін. Він також може застосовуватися для влаштування місця входу в процесі перекриття трубопроводу.

Література

1 НАК Нафтогаз України. Електронний ресурс: <http://www.naftogaz.com>

2 Халлыев Н.Х. Ремонт магистральных газонефтепроводов [Текст] : учеб. пособ / Н.Х.Халлыев, Б.В.Будзуляк, М.А.Лежнев. – 2-е изд., исправ. и доп. – М.: 2005. – 144 с. – ISBN 5-7264-0326-8

3 Пат.33752 А Україна, МПК F 16 L 41/04. Пристрій для безвогневої врізки відводу в діючий трубопровід [Текст] / Грудз В.Я., Вржук Л.С., Мартинюк О.Т., Боднарчук В.М. ; заявник і власник патенту ІФНТУНГ. – № 99031774; заявл. 30.03.99 ; опубл. 15.02.01, Бюл. № 1. – 6 с.

4 Пат. 81332 А Україна, МПК F 16 L 41/00. Пристрій для безвогневого врізування відводу в діючий трубопровід [Текст] / Грудз В.Я., Запужляк В.Б., Клов А.К. ; заявник і власник патенту ІФНТУНГ. – № а 2006 00802; заявл. 30.01.06; опубл. 25.12.07, Бюл. № 21. – 4 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
20.01.10
Рекомендована до друку
за результатами Міжнародної конференції
професором Середюк М.Д.*

ВПЛИВ ТРИВАЛОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НАФТОГАЗОПРОВОДІВ НА УМОВИ КОРОЗІЙНО-ВТОМНОГО РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛУ ТРУБ

Д.Ю.Петрина

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

Розглянуто вплив напружено-деформованого стану на інтенсивність і локалізацію корозійного ураження трубної сталі 17Г1С внаслідок контактування з середовищами, що володіють різними значеннями рН. Запропоновано модель для визначення періоду зародження поверхневої корозійно-втомної тріщини. Вивчена деградація механічних і електрохімічних характеристик сталі 17Г1С магістральних газопроводів після їх експлуатації впродовж 40 років.

Ключові слова: трубна сталь, зародження тріщини, тріщиноподібні дефекти, деградація, робоче середовище, корозійне ураження.

Рассматривается влияние напряженно-деформированного состояния на интенсивность и локализацию коррозионного поражения трубной стали 17Г1С при контакте со средами, обладающими различными значениями рН. Предложена модель для определения периода зарождения поверхностной коррозионно-усталостной трещины. Изучена деградация механических и электрохимических характеристик стали 17Г1С магистральных газопроводов в результате их эксплуатации в течение 40 лет.

Ключевые слова: трубная сталь, зарождение трещины, трещиноподобные дефекты, деградация, рабочая среда, коррозионное поражение.

The influence of the stress-strain state on the intensity and localization of corrosive damages of the pipe steel 17G1C, which contact with the environments with different pH are observed. The model for determining of surface corrosion fatigue crack nucleation period are developed. Degradation of the mechanical and electrochemical characteristics of gas pipeline 17G1C steel after its service for 40 years has been investigated.

Keywords: pipe steel, crack nucleation, crack-like defects, degradation, working environment, corrosive damages.

Досвід експлуатації нафтогазопроводів свідчить, що більшість їх пошкоджень пов'язані з виникненням корозійних виразок, тріщин, пітингів. Найчастіше втрата робоздатності трубопроводами зумовлена кородуванням зовнішньої поверхні через порушення протикорозійного захисту [1]. Внутрішня корозія найбільш властива промисловим трубопроводам, що транспортують високоагресивні середовища [2]. Однак її можуть ініціювати наявні в очищеному газі у невеликій кількості волога, органічні речовини, CO₂, солі, сірковмісні речовини [3-5].

Вивчення явищ локальної корозії металів, які контактують з робочими поверхнево-активними середовищами, вимагає дослідження впливу напружено-деформованого стану матеріалу на його взаємодію з середовищем. Такі дослідження є актуальними для визначення залишкового ресурсу об'єктів тривалої експлуатації.

Водночас слід мати на увазі, що корозійно-втомне руйнування конструкційних сталей, яке є домінуючим для нафтогазопроводів, трактується як багатостадійний процес [6]. Вивчення цих стадій має важливе значення, оскільки кожна з них має свій вплив на довговічність труб загалом.

На даний час методи оцінки пошкоджених трубопроводів базуються на гранично-рівноважному стані труби із дефектами різних типів. Такий підхід дає змогу оцінювати момент катастрофічного руйнування труби, не розглядаючи при цьому стадії руйнування, які передують

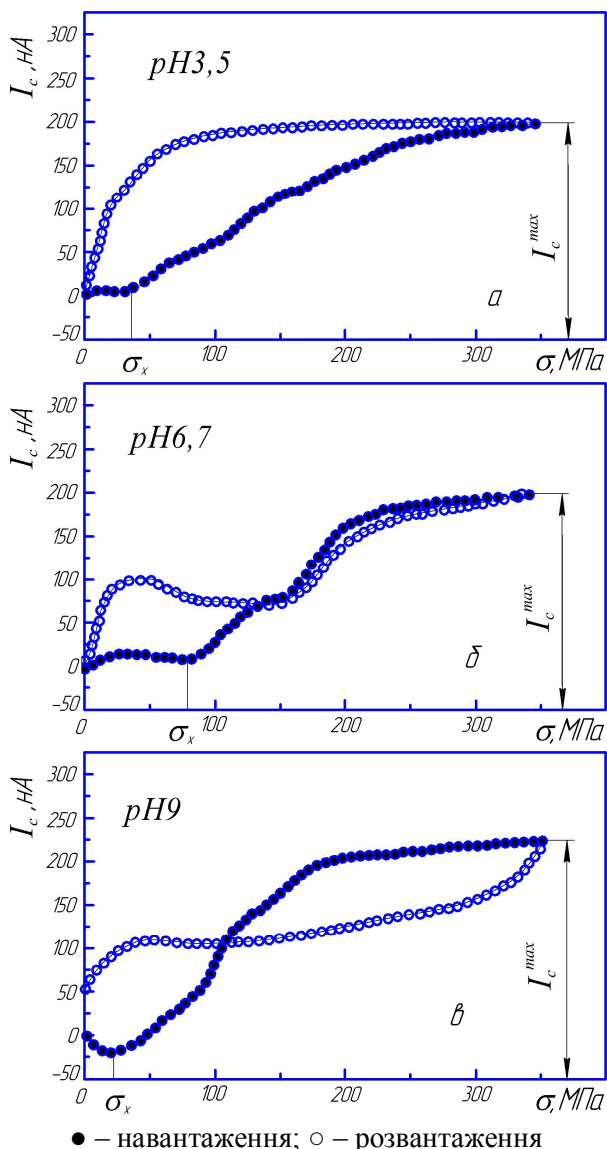
досягненню граничного стану. Ці процеси ще недостатньо вивчені, тому їх не враховують при оцінці робоздатності трубопроводів. Окрім того, тривала експлуатація нафтогазопроводів спричиняє деградацію властивостей металу, що ще більш ускладнює прогнозування робоздатності трубопроводів.

У зв'язку з цим вивчення впливу тривалої експлуатації нафтогазопроводів на умови корозійно-втомного руйнування матеріалу труб є актуальним науково-прикладним завданням.

У роботі вивчали зародження втомних тріщин на поверхні зразків, вирізаних з труб сталі 17Г1С у вихідному стані (контрольна труба у стані постачання) та після експлуатації впродовж 40 років, при їх циклічному тренуванні згином в корозійному середовищі за різних значень рН. Корозійним середовищем слугував 3%-ний водний розчин NaCl. Різні значення рН одержували додаванням до цього розчину HCl або NaOH. Частота циклічного тренування становила $f = 0,15$ Гц, форма циклу – синусоїдальна з коефіцієнтом асиметрії $R = 0$. Розмах амплітуди дорівнював границі плинності матеріалу, яка становила для зразків з контрольних труб 378 МПа, а з експлуатованих труб – 302 МПа. Значення рН корозійного середовища та електродного потенціалу поверхні зразка Е підтримувалися постійними протягом всього експерименту.

З метою встановлення особливостей впливу циклічного тренування на електрохімічний стан деформованих поверхонь вивчили тенден-

ції зміни корозійного струму в границях циклу навантаження (рис. 1). Із збільшенням напруження величина корозійного струму I_c зростає, досягаючи максимуму за границі пластичності $\sigma_{0,2}$.



● – навантаження; ○ – розвантаження
Рисунок 1 – Вплив робочого середовища на величину корозійного струму в новій сталі 17Г1С за один цикл навантаження

Розвантаження призводить до спаду значень I_c , яке сягає свого мінімуму за $\sigma = 0$. Однак воно є дещо вищим, ніж на початку циклу тренування. Тому зі збільшенням циклів навантаження будемо мати накопичувальний характер зміни інтегрального корозійного струму I_{cor} .

Найбільшого значення корозійний струм I_c^{\max} досягає при випробуваннях у середовищі з рН=9. У середовищі з рН=3,5 його величина зменшується, а при рН=6,7 максимальне значення I_c^{\max} є найменшим з усіх розглянутих середовищ. Характер спаду величини корозійного струму I_c при розвантаженнях у різних

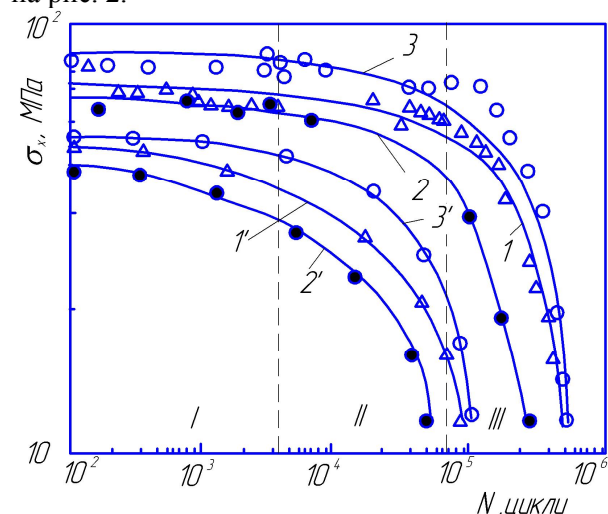
середовищах має свої особливості. Так, у середовищі з рН=3,5 величина I_c при розвантаженні була весь час вищою, ніж при навантаженні. Середовища з рН=6,7 і рН=9 призводили при розвантаженнях до початкового спаду I_c до значень нижчих, ніж при навантаженнях (особливо при рН=9). Відтак залежності $I_c = f(\sigma)$ при розвантаженнях перетинали аналогічні залежності при навантаженнях (для рН=6,7 при $\sigma \approx 130$ МПа і для рН=9 при $\sigma \approx 115$ МПа), і до кінця циклічного тренування мали вищі значення.

Слід також відзначити, що в межах розглянутих циклів навантаження зафіксоване певне значення напруження σ_x , з досягненням якого величина струму I_c починає різко зростати.

Побудовані також криві $I_c = f(\sigma)$ для експлуатованої впродовж 40 років сталі 17Г1С при аналогічних випробуваннях. Характер цих кривих подібний до характеру кривих для нової сталі. Відзначимо тільки зростання величини I_c^{\max} на 10–15% і деякий спад значень напружень σ_x . Останнє свідчить про те, що початок суттєвої електрохімічної активації деформованої поверхні зразків з експлуатованої впродовж 40 років сталі 17Г1С відбувається за нижчих напружень, ніж зразків з нової сталі.

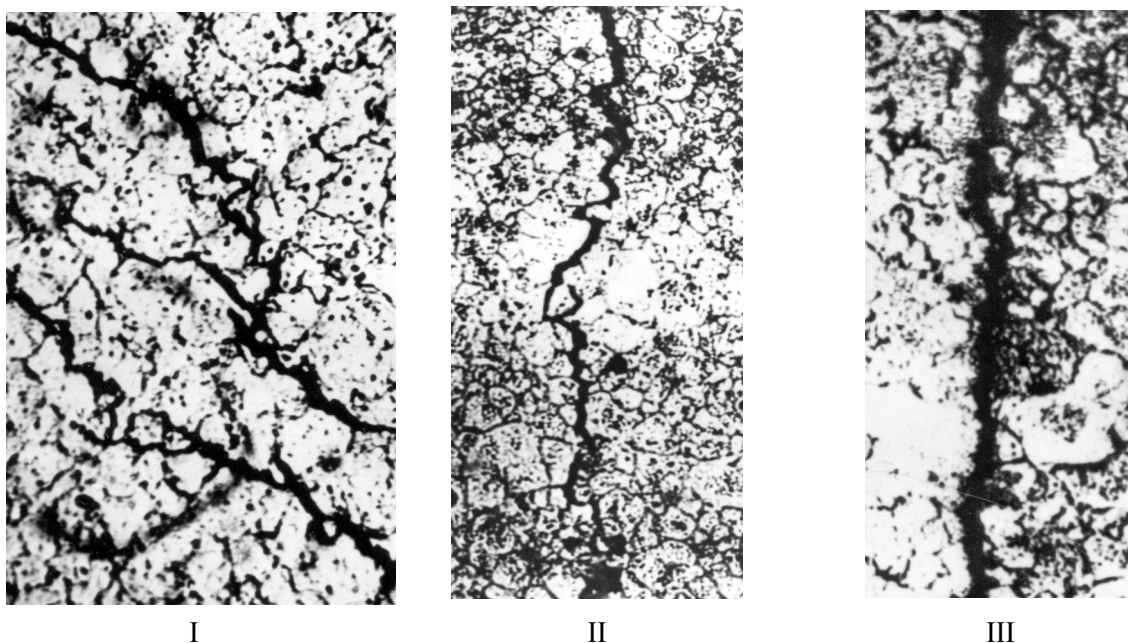
Таким чином, параметр σ_x можна прийняти за характеристику системи «матеріал-середовище», який залежить від матеріалу, робочого середовища та тривалості циклічного навантаження.

Базуючись на спектрі кривих $I_c = f(\sigma)$, одержаному при випробуваннях нової та експлуатованої сталі 17Г1С у середовищах із різним рН, були визначені відповідні значення параметра σ_x . Отримані залежності параметра σ_x від числа циклів навантаження N зображені на рис. 2.



Δ, 1, 1' – рН=3,5; ●, 2, 2' – рН=6,7; ○, 3, 3' – рН=9.

Рисунок 2 – Вплив числа циклів навантаження N на величину параметра σ_x для нової (1, 2, 3) та експлуатованої (1', 2', 3') сталі 17Г1С



I – зародження поверхневих тріщин (x500); II – ріст та злиття тріщин (x300);
III – утворення макротріщин (x300)

Рисунок 3 – Корозійно-втомна пошкоджувальність циклічно деформовані поверхні зразків з нової сталі 17Г1С при випробуваннях у середовищі з pH=6,7

Встановлено, що залежність $\sigma_x = f(N)$ корелює з кінетикою зародження поверхневих тріщиноподібних дефектів (рис. 3).

Сумісний аналіз даних, наведених на рисунках 2 і 3, дає можливість розділити процес руйнування матеріалу труби на три стадії: 1) зародження поверхневих тріщин, 2) їх ріст і злиття та 3) утворення макротріщини. Відповідно до цих стадій руйнування залежність $\sigma_x = f(N)$ для нової сталі 17Г1С на рис. 2 поділена на три частини.

Для вивчення процесів зародження та росту втомних мікротріщин поверхню зразка полірували. В процесі експерименту після певного напрацювання зразок знімали з випробувальної машини, встановлювали на мікроскоп «Neophot-2» і фотографували. На одержаних фотографіях вимірювали довжини мікротріщин, відстань між ними та кількість мікротріщин. Потім підраховували середню довжину мікротріщин

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

середню відстань між мікротріщинами

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

густину мікротріщин

$$q = k / F_n,$$

де: k – кількість мікротріщин; F_n – досліджувана площа поверхні зразка.

Аналіз поверхні зразків свідчить, що на першій стадії руйнування мікротріщини утворюються внаслідок циклічного ковзання у зер-

нах, які найбільш сприятливо орієнтовані до напрямку максимальних дотичних напружень. Тому мікротріщини на поверхні зразка утворювались, як правило, приблизно під кутом 45° по відношенню до осі зразка (рис. 3).

З ростом кількості циклів втомного навантаження середня довжина \bar{l} і густина q мікротріщин збільшується, а середня відстань між ними \bar{r} зменшується (рис. 4). Відзначимо, що в межах першої стадії руйнування ці залежності мають практично лінійний характер. На другій стадії руйнування ($N \geq 10^4$) сповільнюється зростання параметрів \bar{l} і q і спад параметра \bar{r} . Це пов'язано із злиттям мікротріщин і утворенням макротріщини. Енергія, яка використовується на тренування зразка, реалізується, в основному, в утворенні та поширенні зростання макротріщини.

Оскільки на першій стадії руйнування на поверхні зразка відсутні корозійно-механічні пошкодження і відбувається тільки зародження поверхневих тріщин, то значення параметра σ_x практично не змінюються. При певному напрацюванні ($N \geq 10^4$ циклів), що пов'язане з появою на поверхні сталі тріщиноподібних дефектів, їх ростом і злиттям, значення параметра σ_x починають знижуватися. Відтак з ростом кількості циклів втомного навантаження ступінь пошкоженості тріщиновидними дефектами поверхні зразка зростає, що призводить до більш інтенсивного зниження параметра σ_x . Цей феномен може бути використаний в діагностиці пошкоженості тріщиновидними дефектами деформованих металевих поверхонь.

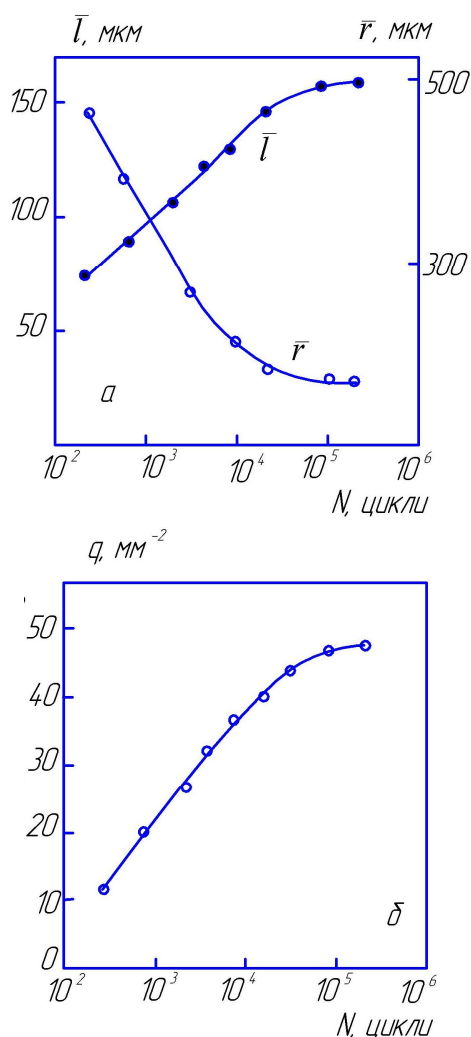


Рисунок 4 – Залежність середньої довжини мікротріщин, середньої відстані між ними (а) і густини мікротріщин (б) від кількості циклів втомного навантаження в новій сталі 17Г1С

Типове розташування внутрішнього поздовжнього поверхневого дефекту труби показано на рис. 5. Він моделюється півеліптичною тріщиною з півосями a і b .

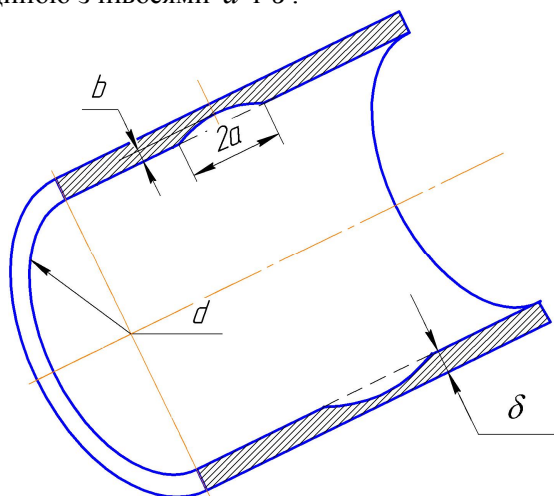


Рисунок 5 – Типове розташування тріщини на внутрішній поверхні труби

Будемо вважати зародженням поверхневої тріщини момент, коли вона досягне розміру $2a = 100 \pm 10$ μm . Спираючись на дане припущення, одержані залежності кількості циклів тренування N_3 до зародження поверхневої тріщини в новій (1) і експлуатованій впродовж 40 років сталі 17Г1С від рН середовища (рис. 6). Наведені результати досліджень свідчать, що процеси поверхневого тріщиноутворення суттєво залежать від рН середовища.

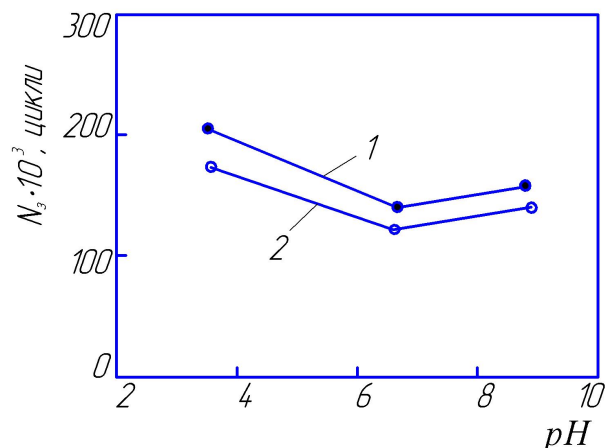


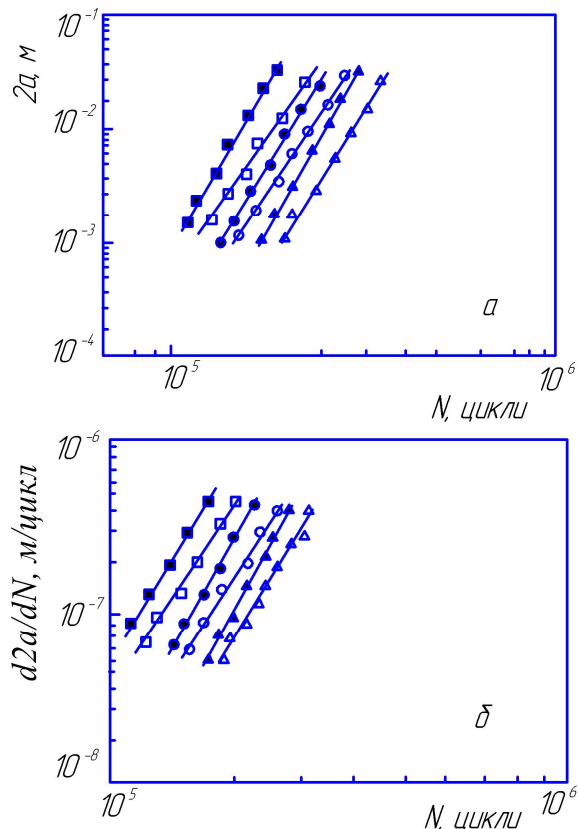
Рисунок 6 – Залежності кількості циклів тренування N_3 до зародження поверхневої тріщини в новій (1) і експлуатованій впродовж 40 років (2) сталі 17Г1С від рН середовища

Так, середовище з рН=6,7 спричиняє найбільш швидкий процес зародження поверхневої тріщини в сталі 17Г1С порівняно з лужним (рН=9) і кислим (рН=3,5) середовищами. Такий характер дії середовища властивий як новій, так і експлуатованій сталі. Зауважимо, що в експлуатованій сталі процес зародження тріщин відбувається за меншої кількості циклів тренування, тобто він полегшується в деградованому матеріалі. Однак це зменшення становить тільки 11...13%, а значить не може бути чутливою характеристикою до деградації сталі.

Для вивчення кінетики росту поверхневих корозійно-втомних тріщин у досліджуваних матеріалах будували залежності «довжина поверхневої тріщини $2a$ – кількість циклів навантаження N » за результатами механічних випробовувань у робочих середовищах із різним рН (рис. 7, а).

Одержані результати свідчать, що як на стадії початкової корозійної пошкодженості поверхні зразка, так і на стадії росту поверхневих тріщин спостерігається аналогічна тенденція щодо впливу рН середовища на досліджувані залежності. Середовище з рН=6,7 спричиняє найбільш прискорюючий ефект росту тріщини. З переходом до середовищ з рН=9 і рН=3,5 криві росту тріщини поступово спадає (рис. 7, а). Результати, представлені на рис. 7, а, були використані для побудови залежностей швидкості росту поверхневої корозійно-втомної тріщини від кількості циклів тренування (рис. 7, б). Ці дані свідчать, що швидкість по-

ширення поверхневих тріщин суттєво залежить від рН середовища. Зниження рН середовища з 9 до 6,7 при певному числі циклів тренування призводить до зростання в 7...8 разів швидкості росту тріщини як для нової, так й експлуатованої сталі. Зауважимо, що експлуатована сталь чутливіша до впливу середовища, і при переході від одного рН до іншого кратність зміни швидкості росту її тріщини більша, ніж у нової сталі.



Δ, ▲ – рН=3,5; □, ■ – рН=6,7; ○, ● – рН=9

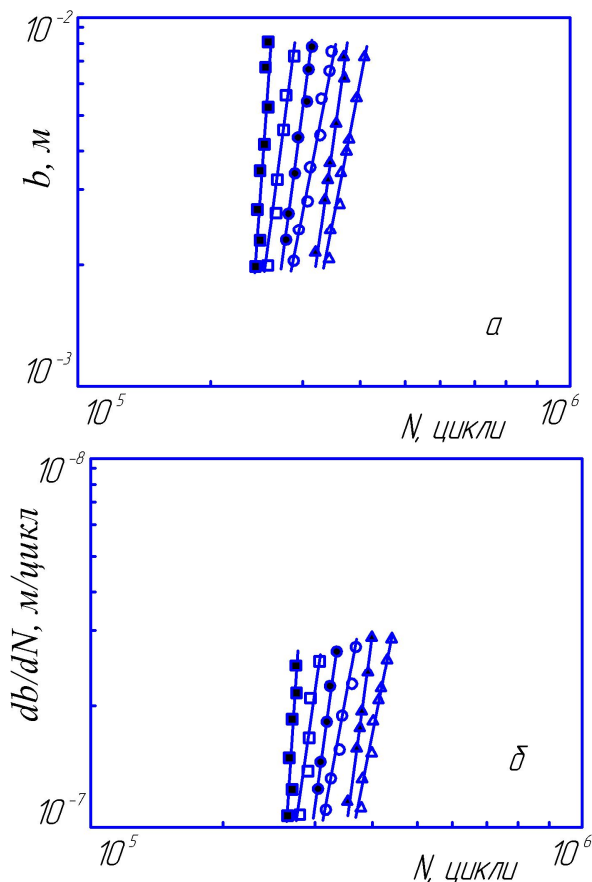
Рисунок 7 – Залежності довжини поверхневої корозійно-втомної тріщини (а) та її швидкості росту (б) від кількості циклів тренування для нової (світлі символи) та експлуатованої (темні символи) сталі 17Г1С при випробуваннях у середовищах з різним рН

У роботі вивчали також закономірності поширення тріщини у глибину металу. На рис. 8, а представлені залежності глибини тріщини від кількості циклів тренування, які послужили основою для побудови діаграм швидкості росту тріщини db/dN від параметра N (рис. 8, б), а також кінематичних діаграм втомного руйнування (рис. 9). Величину коефіцієнта інтенсивності напружень ΔK_1 визначали за формулою [6]

$$K_1 = (6M / w\sqrt{h^3}) \cdot \sqrt{\lambda} \cdot f(\lambda),$$

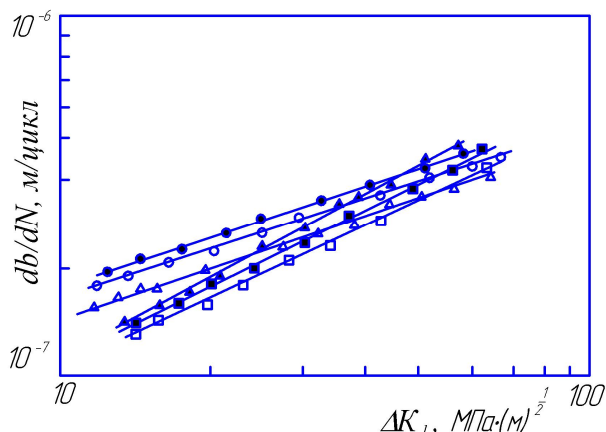
де: M – згинаючий момент; w – ширина зразка; h – висота зразка; $\lambda = b/h$; b – довжина тріщини в глибину зразка; $f(\lambda)$ – функція безрозмірної довжини тріщини, яка в діапазоні $0 \leq \lambda \leq 0,8$ визначалася за формулою

$$f(\lambda) = 1,99 - 2,47\lambda + 12,97\lambda^2 - 23,17\lambda^3 + 24,80\lambda^4 + 60,50\lambda^{16}.$$



Δ, ▲ – рН=3,5; □, ■ – рН=6,7; ○, ● – рН=9

Рисунок 8 – Залежності глибини корозійно-втомної тріщини (а) та її швидкості росту (б) від кількості циклів тренування для нової (світлі символи) та експлуатованої (темні символи) сталі 17Г1С при випробуваннях у середовищах з різним рН



Δ, ▲ – рН=3,5; □, ■ – рН=6,7; ○, ● – рН=9

Рисунок 9 – Кінетичні діаграми втомного руйнування нової (світлі символи) та експлуатованої (темні символи) сталі 17Г1С при випробуваннях у середовищах з різним рН

З даних, наведених на рис. 8, видно, що кінетика росту тріщини в глибину ідентична кінетиці росту поверхневих тріщин в усіх робочих середовищах з різними показниками рН. Проте діаграми втомного поширення тріщини показали на незначний вплив рН середовища на характер росту тріщини (рис. 9). Це пояснюється тим, що при випробуваннях у робочих середовищах з даним діапазоном рН у вершині тріщини встановлюється певне локальне постійне значення рН, яке знаходиться в межах 4,5...5,5 і практично не залежить від рН робочого середовища у загальному його об'ємі [7].

Висновки

Вивчено механізм зародження мікротріщин, їх злиття та утворення макротріщини на поверхні зразків сталі 17Г1С.

Встановлено, що кількість циклів тренування, необхідне для зародження тріщин, для експлуатованої сталі є меншим, ніж для нової сталі в усіх досліджуваних робочих середовищах з різними рН. Однак це зменшення не суттєве (11...13%), а тому даний параметр не доцільно використовувати для оцінки чутливості сталі 17Г1С до деградації.

Показано вплив рН середовища на характер поширення тріщини в новій та експлуатованій впродовж 40 років трубній сталі 17Г1С.

Література

- 1 Гончарук М.І. Корозія та розгерметизація газопроводів / М.І. Гончарук // Нафтова і газова промисловість. – 2003. – № 2. – С. 56–57.
- 2 Радкевич О.І. Пошкодження металу промислових трубопроводів у сірководневому середовищі / О.І. Радкевич, Г.В. Чумало // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2003. – № 4. – С. 112–114.
- 3 Петрина Ю.Д. Вплив параметрів перекачування сірководневих газів на корозійну тривалість трубної сталі / Ю.Д. Петрина, В.П. Рудко, О.О. Онишук // Машинознавство. – 2003. – № 6. – С. 24–26.
- 4 Detecting internal corrosion of natural gas Transmission pipelines: field tests of probes and systems for real-time corrosion measurement / B.S. Covino, Jr.S.J. Bullard, S.D.Cramer et al. // Proc. of the European Corrosion Congress “Eurocorr 2005”. – Portugal: Lisbon, 2005. – Paper № 396.
- 5 Корозія внутрішньої поверхні магістральних газопроводів / С. Поляков, Л. Ниркова, А. Клименко та ін. // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2006. – Спец. вип. № 5, т. 1. – С. 300–304.
- 6 Механика разрушения и прочность материалов: Справ. пособие в 4-х т. / [под общ. ред. В.В. Панасюка]. Т. 4: Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов / О.Н. Романив, С.Я. Ярема, Г.Н. Никифорчин [и др.] – К.: Наукова думка, 1990. – 680 с.
- 7 Turnbull A. The solution composition and electrode potential in pits, crevices and crack / A. Turnbull // Corrosion Science. – 1983. – Vol. 23, № 8. – P. 833–870.

Стаття надійшла до редакційної колегії
25.02.10

Рекомендована до друку професором
Грудзом В.Я.

ДОСЛІДЖЕННЯ НОВОГО МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОТИ ЗГОРЯННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ

І.Я.Дарвай

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42002,
e-mail: idarvaj@mail.ru*

В статті висвітлено теоретичне обґрунтування нового методу визначення теплоти згоряння природного газу, який полягає у комплексному вимірюванні таких параметрів, як швидкість поширення звуку в газі, вмісту діоксиду вуглецю та азоту. Розроблений метод перевірено за допомогою штучної нейронної мережі на довідкових значеннях параметрів природного газу та змодельовано за допомогою штучної нейронної мережі на реальних значеннях параметрів газу. Результати моделювання підтвердили спроможність реалізації методу.

Ключові слова: теплота згоряння, вміст діоксиду вуглецю, швидкість поширення ультразвуку в газі

В статье рассмотрено теоретическое обоснование нового метода определения теплоты сгорания природного газа, который состоит в комплексном измерении таких параметров, как скорость распространения звука в газе, содержания диоксида углерода и азота. Разработанный метод проверено с помощью искусственной нейронной сети на справочных значениях параметров природного газа и смоделировано с помощью искусственной нейронной сети на реальных значениях параметров газа. Результаты моделирования подтвердили осуществимость реализации метода.

Ключевые слова: теплота сгорания, содержание диоксида углерода, скорость распространения ультразвука в газе

In this article is considered theoretical proof of new method for determining of heating value, which is based on measuring such parameters as sound speed in gas, carbon dioxide and nitrogen content. New method is proved using artificial neural network on referenced data and modeled by artificial neural network on real data of natural gas parameters. Results of modeling confirmed possibility of the newly developed method implementation.

Keywords: calorific value, carbon dioxide content, ultrasound speed in natural gas

Завдяки географічному розташуванню та історичним особливостям Україна відіграє особливу роль на Європейському та світовому енергетичному ринку. Україна – енергозалежна держава, оскільки власними первинними енергетичними ресурсами забезпечена недостатньо [1]. Тому актуальним питанням для нашої держави є економія природного газу, що нерозривно пов'язано не лише з його кількістю, а й якістю.

На якість природного газу як основного енергоресурсу нашої держави впливає багато чинників, серед яких вміст вуглеводнів, інертних газів, вологи тощо. Основним показником якості природного газу можна назвати теплоту згоряння, оскільки вона визначає його енергетичну цінність, а транзит обсягів газу, що проходить через кордон України (за умовами договору) здійснюється з урахуванням його калорійності.

Теплоту згоряння природного газу в нашій державі визначають двома методами: розрахунковим методом (компонентний складом природного газу визначений хроматографічно) та експериментальним методом (визначення теплоти згоряння водяним калориметром) [2-4]. У роботі [5] проаналізовано переваги та недоліки кожного з методів, вказано на необхідність розроблення нового експрес-методу визначення теплоти згоряння природного газу, який одночасно давав би змогу вимірювати цей показник без визначення повного компонентного складу газу, був порівняно недорогим, точним та давав

можливість проводити вимірювання в режимі реального часу.

Важливим питанням також є система розрахунку за спожитий газ. Якщо практично в усіх країнах світу постачальник зі споживачем природного газу здійснює технічний розрахунок енергоємності E (обчислюється як добуток об'єму газу V та нижчої теплоти згоряння Q_H), тобто проводить коригування вартості природного газу залежно від його якості, то в Україні розрахунок споживачів за природний газ здійснюється за обсягами переданого газу без урахування його теплоти згоряння.

Метою даної роботи є теоретичне обґрунтування нового методу визначення теплоти згоряння природного газу за допомогою одержаних із сертифікатів якості на природний газ реальних параметрів.

У результаті виконаних теоретичних досліджень було запропоновано новий метод визначення теплоти згоряння газу, що полягає в нелінійній багатопараметровій апроксимації теплоти згоряння як функції від швидкості поширення звуку в газі, вмісту азоту та діоксиду вуглецю [5]. З метою вибору параметрів для визначення теплоти згоряння було проведено кореляційний аналіз низки стандартизованих фізико-хімічних показників газу – компонентного складу газу (вмісту горючих компонентів – вуглеводнів та вмісту негорючих компонентів – діоксиду вуглецю, азоту), швидкості поширення звуку в газі, густини, молярної маси тощо [6].

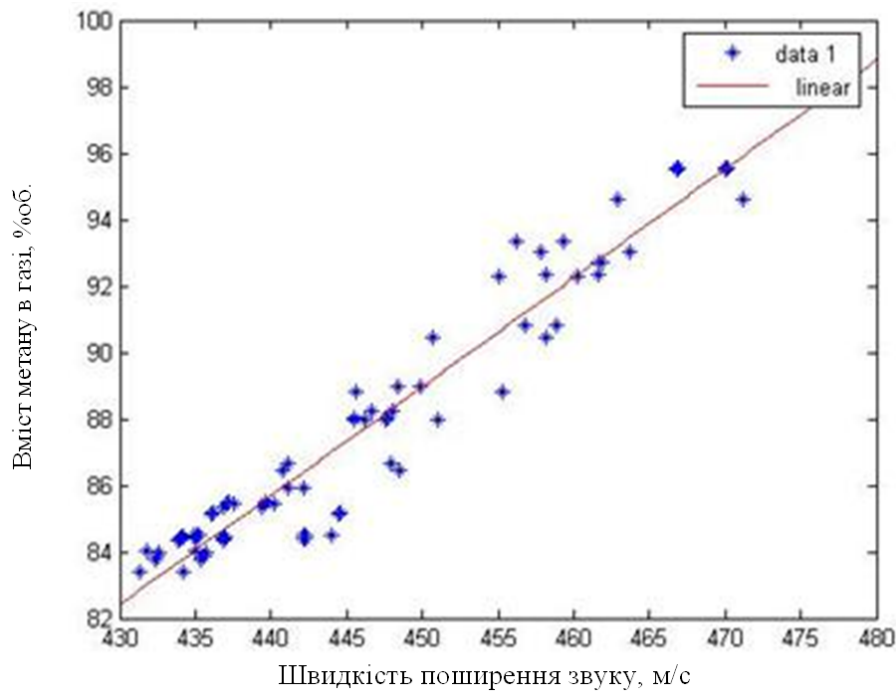


Рисунок 1 – Залежність вмісту метану від швидкості поширення звуку в природному газі

Результати кореляційного аналізу показали, що найвище значення мали коефіцієнти кореляції між швидкістю ультразвуку та вуглеводневим вмістом газу та його густиною. Коефіцієнти кореляції в цьому випадку становили: швидкість ультразвуку-метан $K=0,97$; швидкість звуку-етан $K=0,9$; швидкість звуку-пропан $K=0,8$; швидкість звуку-бутан $K=0,86$; швидкість звуку-густина $K=-0,99$. На рисунку 1 зображено залежність швидкості поширення звуку в газі від вмісту метану, який є основним компонентом природного газу; вміст його в газі перебуває в межах від 85% об. до 95% об.

Коефіцієнти кореляції між теплою згоряння та вуглеводнями становлять: для метану $K=-0,58$; для етану $K=0,86$; для пропану $K=0,92$. Оскільки ці значення коефіцієнтів є дещо нижчими порівняно зі швидкістю поширення звуку, то теплоту згоряння доцільніше визначати через цей параметр. Визначати густину не доцільно, оскільки між нею та швидкістю поширення звуку існує фізичний зв'язок, описаний нижче. Але при цьому слід врахувати також вміст діоксиду вуглецю та азоту у природному газі, які, як показали результати кореляційного аналізу, також здійснюють вплив на значення теплоти згоряння. Коефіцієнти кореляції між теплою згоряння та азотом і діоксидом вуглецю були однаковими ($K=-0,37$). Діоксид вуглецю та азот не виділяють тепла під час спалювання але можуть сприяти неповному згорянню інших компонентів природного газу [6].

Отже, описані вище результати кореляційного аналізу вказали на те, що теплота згоряння газу є функцією комплексу таких параметрів як швидкість поширення звуку в газі, вміст азоту та діоксиду вуглецю. Тому для визначення цієї характеристики за значеннями згаданих вище параметрів необхідно було розв'язати задачу

нелінійної апроксимації функції кількох параметрів. Для цього можна застосувати алгоритм штучних нейронних мереж (ШНМ) [7].

Для перевіряння запропонованого методу було проведено моделювання процесу визначення теплоти згоряння природного газу за допомогою алгоритму ШНМ. Як тренувальний обрано алгоритм зворотного поширення помилок Левенберга-Марквардта, який рекомендується для випадків, коли мережа та кількість навчальних пар у множині є невеликими.

Під час застосування ШНМ було використано базу довідкових даних, що складалася з 95 зразків сумішей природного газу [8]. Ця база є модифікованою множиною сумішей природного газу, значення показників якої одержано хроматографічним методом. Вихідним параметром для ШНМ була теплота згоряння природного газу, а вхідними параметрами – швидкість поширення ультразвуку в газі, вміст азоту та вміст діоксиду вуглецю. Для створення ШНМ базу даних розділено на 3 частини: для тренування обрано 78 варіацій якісних показників газу, для тестування – 8 (які не входили до 78), для моделювання – 9 (які не входили до жодного з попередніх наборів).

Теплота згоряння природного газу, що одержана в результаті моделювання роботи ШНМ, відповідає фактичним значенням теплоти згоряння газу, отриманим хроматографічним методом. Зведена до діапазону похибка визначення теплоти згоряння за допомогою довідкових даних складала 2,4%.

Для дослідження запропонованого методу на реальних даних використано 8 сертифікатів якості природного газу, одержаних на одному з підприємств Івано-Франківської області. У таблиці 1 наведено основні показники сертифіка-

Таблиця 1 – Основні показники природного газу із сертифікатів якості

Сертифікат	1	2	3	4	5	6	7	8
Вміст діоксиду вуглецю, %об.	0,017	0,057	0,627	0,072	0,042	0,064	0,063	0,062
Вміст азоту, %об.	3,514	0,512	0,702	1,661	0,666	0,759	0,759	0,762
Густина газу, кг/м ³	0,6878	0,6731	0,7363	0,6815	0,6737	0,6833	0,6830	0,6826

Таблиця 2 – Розраховані значення швидкості ультразвуку в газі

Сертифікат	1	2	3	4	5	6	7	8
Швидкість поширення звуку в природному газі, м/с	438,5261	442,8236	421,3084	440,1655	442,6557	439,2279	439,3349	439,4786

Таблиця 3 – Порівняння фактичних значень теплоти згоряння газу з одержаними за допомогою ШНМ

Сертифікат	1	2	3	4	5	6	7	8
Теплота згоряння газу вища із сертифікатів якості, ккал/м ³	8540,0	8830,0	9390,0	8760,0	8820,0	8910,0	8910,0	8900,0
Теплота згоряння, отримана за допомогою ШНМ, ккал/м ³	8592,1	8812,3	9393,4	8708,6	8797,5	8923,7	8919,5	8913,2

тів, значення параметрів газу в яких одержано хроматографічним методом.

Швидкість звуку в природному газі в Україні не регламентується вимогами нормативних документів, тому для його обчислення використано ГОСТ 30319.1 та ГОСТ 30319.2 [9, 10]. Розрахунки проведено з використанням програми MATLAB 7.0.

Швидкість звуку залежить від параметрів стану газу (температури та тиску), а оскільки у нашому випадку природний газ це суміш, то ще й від складу. Згідно з ГОСТ 30319.1-96 швидкість звуку визначають за формулою:

$$u=18,591 \cdot (T \cdot k \cdot K / \rho_c)^{1/2}, \quad (1)$$

де: k – показник адіабати;

K – коефіцієнт стискуваності;

ρ_c – густина природного газу за стандартних умов;

T – температура природного газу.

Показник адіабати природного газу розраховано за формулою Кобза [9].

Для розрахунку коефіцієнта стискуваності було використано модифіковане рівняння стану GERG-91, в якому враховують такі параметри, як густина газу, температура, тиск, а також вміст діоксиду вуглецю та азоту [10].

Розраховані значення швидкості ультразвуку природного газу за формулою (1) наведено в таблиці 2.

На вхід ШНМ, що використовувалася для перевіряння результатів кореляційного аналізу

та була натренована на значеннях з довідкової бази даних [5], було подано розраховану швидкість звуку за даними із сертифікатів якості на газ, вміст діоксиду вуглецю та азоту (також із сертифікатів якості на природний газ). На виході ШНМ було значення вищої теплоти згоряння газу. Результати моделювання за допомогою ШНМ наведено в таблиці 3.

Як бачимо на таблиці 3, значення фактичної теплоти згоряння природного газу відповідають значенням, одержаними за допомогою ШНМ. Коефіцієнт кореляції становить 0,9916, а зведена до діапазону похибка складає 1,5%.

Отже, одержані результати моделювання розробленого методу на реальних значеннях показників газу (із сертифікатів якості на природний газ), підтвердили результати кореляційного аналізу та моделювання ШНМ за довідковими значеннями. Це дало змогу стверджувати про адекватність запропонованого методу раніше встановленим вимогам. Тобто, теплоту згоряння природного газу з достатньою точністю можна одержати шляхом визначення швидкості поширення звуку в природному газі та вмісту шкідливих компонентів (азоту та діоксиду вуглецю).

Наступним етапом дослідження нового методу визначення теплоти згоряння природного газу буде експериментальне його перевіряння. Але труднощі виникають із визначенням вмісту азоту, оскільки азот практично не реагує з киснем, тому під час розрахунку процесу горіння його вважають інертним газом. Отже, доціль-

ним буде дослідження щодо оптимізації кількості інформативних параметрів для визначення теплоти згоряння природного газу і дослідження можливості визначення теплоти згоряння природного газу за швидкістю ультразвуку в газі та вмістом діоксиду вуглецю.

Література

1 Карпаш О.М. Проблемні питання оцінки якості природного газу / О.М. Карпаш, І.Я. Дарвай // Нафтогазова енергетика. – 2007. – № 2. – С.46-52.

2 ГОСТ 23781-87 Газы горючие природные. Хроматографический метод определения компонентного состава.

3 ГОСТ 22667-82 Газы горючие природные. Расчетный метод определения теплоты сгорания, относительной плотности и числа Воббе.

4 ГОСТ 27193-86 Газы горючие природные. Метод определения теплоты сгорания водяным калориметром.

5 Карпаш О.М. Нові інформативні параметри для визначення теплоти згоряння природного газу / О.М. Карпаш, І.Я. Дарвай, М.О. Карпаш // Нафтова і газова промисловість. – 2008. – № 4. – С.57-60.

6 Карпаш О.М. Теоретичне підґрунтя методу експрес-контролю теплоти згоряння природного газу / О.М. Карпаш, І.Я. Дарвай // Неруйнівний контроль та технічна діагностика: матеріали 6-тої Національної науково-технічної конференції і виставки; Київ, 9-12 червня 2009 р. – К., С.306.

7 Хайкин С. Нейронные сети: полный курс / С. Хайкин. – М.: Вильямс, 2006. – 1105 с.

8 T.B. Morrow, E. Kelner, A. Minachi. (2000). Development of a low cost inferential natural gas energy flow rate prototype retrofit module, Final report, DOE Cooperative Agreement No. DE-FC21-96MC33033, U.S. Department of Energy, Morgantown, WV. Southwest Research Institute, San Antonio, TX.

9 ГОСТ 30319.1-96 Газ природный. Методы расчета физических свойств. Определение физических свойств природного газа, его компонентов и продуктов его переработки.

10 ГОСТ 30319.2-96 Газ природный. Методы расчета физических свойств. Определение коэффициента сжимаемости.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
11.02.10*

*Рекомендована до друку професором
Мойсишиним В.М.*

Дослідження та методи аналізу

УДК 622.279/23.4

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ЗБІЛЬШЕННЯ ВУГЛЕВОДНЕВИЛУЧЕННЯ ІЗ ГАЗОВИХ І ГАЗОКОНДЕНСАТНИХ ПОКЛАДІВ З ПІДОШОВНОЮ ВОДОЮ

Р.М.Кондрат, Л.Р.Смоловик, О.Р.Кондрат

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

Запропоновано удосконалену математичну модель процесу нестационарного конусоутворення під час експлуатації свердловин на газових і газоконденсатних покладах з підшовною водою. Досліджено вплив на динаміку піднімання та осідання конуса води проникності пласта, депресії тиску на пласт і тривалості зупинки свердловини для осідання конуса води. Обґрунтовано методику максималізації відбору газу із свердловин шляхом вибору тривалості періоду їх зупинки після обводнення.

Ключові слова: поклад, свердловина, розробка, експлуатація, підшовна вода, конусоутворення, вуглеводневилучення, дебіт газу, періодична експлуатація свердловин, максималізація відборів газу

Предложена усовершенствованная математическая модель процесса нестационарного конусообразования при эксплуатации скважин на газовых и газоконденсатных залежах с подошвенной водой. Исследовано влияние на динамику подъема и оседания конуса воды проницаемости пласта, депрессии давления на пласт и продолжительности остановки скважины для оседания конуса воды. Обоснована методика максимализации отбора газа из скважин путём выбора продолжительности периода их остановки после обводнения.

Ключевые слова: залежь, скважина, разработка, эксплуатация, подошвенная вода, конусообразование, углеводородоотдача, дебит газа, периодическая эксплуатация скважин, максимализация отборов газа

Propounded an improved mathematical modeling of non-stationary coning process during the exploitation of the wells on gas and gas condensate bottom water reservoirs. Recognised the influence on the dynamics of lift and slump of water cone of bed permeability, differential pressure and shut-in time for slump of water cone. Proved the technique of maximalization of gas selection from the well by the choice of the period time of their shut-in after drowning.

Keywords: bed, well, development, exploitation, bottom water, coning, hydrocarbon extraction, discharge of gas, periodical well exploitation, maximalization of gas selection

Експлуатація видобувних свердловин на покладах природних газів з підшовною водою супроводжується деформацією межі розділу „газ-вода” під вибоями свердловин з утворенням конусів підшовної води, вершина яких знаходиться на осі свердловин. Висота і швидкість підняття конуса води зростає із збільшенням дебіту свердловини (депресії тиску на пласт). При досягненні граничного дебіту газу (гранично допустимої депресії тиску на пласт) конус підшовної води піднімається до вибою свердловини. З подальшим збільшенням депресії тиску на пласт вода з'являється в продукції свердловин, що призводить до зменшення дебі-

тів газу та виникнення ускладнень у ході експлуатації свердловин, збиранні і промислового підготовляння пластової продукції. Можливими напрямками досягнення високих значень коефіцієнта вуглеводневилучення газових і газоконденсатних покладів з підшовною водою є підтримування таких значень дебітів газу (депресій тиску на пласт), за яких для заданих характеристик пластових флюїдів, обладнання вибою свердловини і ступеня розкриття пласта попереджується поступлення підшовної води на вибій свердловини або забезпечується стабільна робота свердловини за наявності води у пластовій продукції.

Дослідженню процесу конусоутворення присвячені роботи М. Маскета, І.А. Чарного, Д.А. Ефроса, Ю.І. Сткляніна, А.П. Телкова, В.А. Кісіля, Ю.С. Абрамова, Б.Б. Лапука, А.Л. Брудно, Б.О. Сомова, З.С. Алієва, С.Н. Закірова, С.Н. Бузінова, Г.О. Зотова та ін., що базуються на розв'язанні фільтраційних задач у стаціонарній і нестаціонарній постановках. Отримані залежності для граничних безводних дебітів газу і депресій тиску на пласт та тривалості періоду безводної експлуатації свердловини дають наближені, а в окремих випадках і значно завищені результати, що пояснюється складністю самої задачі. Теоретичні дослідження нестаціонарного утворення конусів води в газонасному пласті маловідомі. Вони ускладнюються нелінійністю рівнянь неусталеної фільтрації газу, відмінністю між коефіцієнтами рухливості для газу і води, нелінійністю граничних умов. Недостатньо вивчена задача про кінетику конуса підшовної води після зупинки свердловини. Значний інтерес представляють дослідження деформації межі розділу „газ-вода” у ході періодичної експлуатації газових свердловин у пластах з підшовною водою і вибір оптимальної тривалості періоду осідання конуса підшовної води з метою максимізації поточних відборів газу. Це і викликає необхідність проведення додаткових аналітичних досліджень процесу конусоутворення.

Розглянемо удосконалену математичну модель процесу нестаціонарного конусоутворення, що описує вплив газу до досконалої за характером розкриття газонасного пласта свердловини у покладі з підшовною водою.

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{k_2}{\mu_2} h_2 P_2 \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \left(\frac{k_2}{\mu_2} h_2 P_2 \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial r} \right) - \quad (1)$$

$$- q_2(r, t) \cdot P_{атм} = m \frac{\partial (P_2 h_2)}{\partial t};$$

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{k_6}{\mu_6} h_6 \frac{\partial \bar{P}_6}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \left(\frac{k_6}{\mu_6} h_6 \frac{\partial \bar{P}_6}{\partial r} \right) + \quad (2)$$

$$+ q_6(r, t) \cdot P_{атм} = m \frac{\partial (h_6)}{\partial t},$$

де: $\bar{P}_2 = P_2 + \rho_2 g h_2$; $\bar{P}_6 = P_6 - \rho_6 g h_6$;
 $h_6 + h_2 = h_0$; $h_2 = h_2(r, t)$; $h_6 = h_6(r, t)$;
 $P_2 = P_2(t)$; $P_6 = P_6(t)$;
 $\bar{P}_2 = \bar{P}_2(t)$; $\bar{P}_6 = \bar{P}_6(t)$,
 h_2 і h_6 – відповідно висота газо- і водонасиченої зон пласта, що є шуканими функціями координати r і часу t ; h_0 – сумарна товщина газонасиченої і водонасиченої частин пласта; t – час підняття конуса води; P_2 і P_6 – тиски відповідно на покрівлі газонасиченої і підшві водонасиченої частин пласта; \bar{P}_2 і \bar{P}_6 – поточні тиски на покрівлі газонасиченої і підшві водонасиченої частин пласта, зведені до середньовагової площини, проведеної на відстані 1/3 висоти водонасиченої частини пласта від підшви; m – коефіцієнт відкритої пористості

пласта; $q_2(r, t)$ і $q_6(r, t)$ – об'ємні витрати, відповідно газу, що відбирається із покладу, і води, що надходить у поклад, віднесені до одиниці площі пласта радіусом r у момент часу t , зведені до атмосферного тиску $P_{атм}$ і пластової температури $T_{пл}$:

$$q_2(r, t) = \frac{Q_2(t)}{F} \cdot \delta(r), \quad q_6(r, t) = \frac{Q_6(t)}{F} \cdot \delta(r),$$

$$F = \pi r^2, \quad (3)$$

де: $Q_2(r, t)$ і $Q_6(r, t)$ – відповідно поточні дебіти газу і води, зведені до $P_{атм}$ і $T_{пл}$; $\delta(r)$ – функція Дірака.

У дослідженнях стосовно піднімання та опускання вершини конуса підшовної води приймається $F = \pi r_c^2$ (де r_c – радіус свердловини).

У ході розв'язання задачі приймається, що пласт розробляється центральною свердловиною.

У системі рівнянь (1) і (2) тиски P_2 і \bar{P}_2 , P_6 і \bar{P}_6 вважаються рівними відповідно тискам у газонасиченій і водонасиченій частинах пласта, а саме:

$$\bar{P}_2(t) = P_2(t) \cdot e^s, \quad (4)$$

$$\text{де } s = \frac{0,03415 \cdot \bar{\rho}_2 \cdot \frac{2}{3} h_2(t)}{z_{cp} \cdot T_{cp}},$$

$$\bar{P}_6(t) = P_6(t) \cdot e^{s_1} + \frac{2}{3} \rho_6 g h_6(t), \quad (5)$$

$$\text{де } s_1 = \frac{0,03415 \cdot \bar{\rho}_2 \cdot h_2(t)}{z_{cp1} \cdot T_{cp1}},$$

$$P_{нл}(t) = P_2 - \text{пластовий тиск на покрівлі газонасиченої частини пласта.}$$

Система рівнянь (1) і (2) розв'язується за таких початкових і граничних умов:

$$t = 0, \quad P_{зсер} = P_{нл}; \quad (6)$$

$$P_{всер} = P_{нл} + \frac{2}{3} \rho_6 g h_6(r, 0);$$

$$h_2 = h_2(r, 0); \quad h_6 = h_6(r, 0).$$

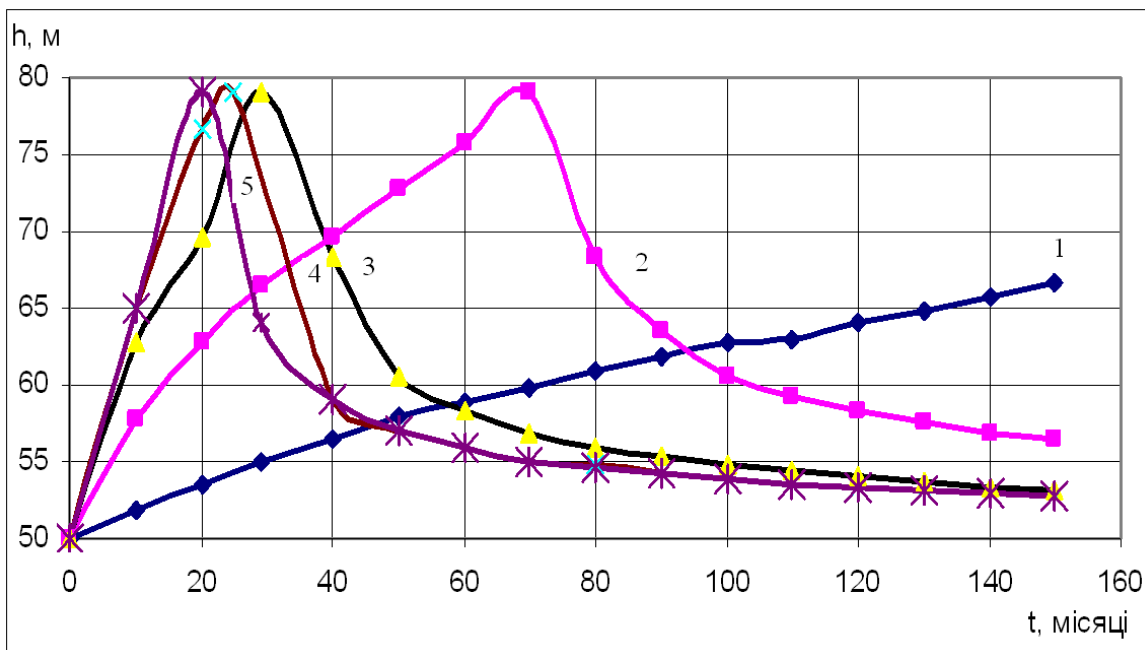
$$\frac{\partial P_{зсер}(0, t)}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial P_{зсер}(R_k, t)}{\partial r} = 0,$$

$$\frac{\partial P_{всер}(0, t)}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial P_{всер}(R_k, t)}{\partial r} = 0,$$

$$\frac{\partial h_2(0, t)}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial h_2(R_k, t)}{\partial r} = 0,$$

$$\frac{\partial h_6(0, t)}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial h_6(R_k, t)}{\partial r} = 0.$$

де R_k – радіус контура живлення.



1 – 0,001; 2 – 0,005; 3 – 0,01; 4 – 0,05; 5 – 0,1 мкм²
Рисунок 1 – Динаміка піднімання та осідання конуса підшовної води для різних значень коефіцієнта проникності пористого середовища (1-5)

Розрахунки здійснювалися для таких вихідних даних: товщини газо- і водонасичених частин пласта – 50 м; загальна товщина пласта – 100 м; радіус свердловини – 0,1 м; радіус контура живлення – 500 м; величина інтервалу розкриття газонасиченої частини пласта – 20 м; коефіцієнти фазової проникності для газу і води – 0,001; 0,005; 0,01; 0,05; 0,1 мкм²; динамічні коефіцієнти в'язкості для газу і води – 0,019 і 0,4 мПа·с відповідно; густини газу і води – 150 і 1000 кг/м³ відповідно; початковий пластовий тиск – 20 МПа; вибійний тиск – 15 МПа; коефіцієнт відкритої пористості пласта – 0,18.

У результаті виконаних досліджень отримано числові та графічні залежності (рис. 1), що описують динаміку піднімання та осідання конуса підшовної води. Аналіз результатів засвідчив, що для значення коефіцієнта проникності 0,01 мкм² впродовж 32 місяців спостерігається безводний період експлуатації свердловини. При цьому вершина конуса води сягає 79,4 м від підшови пласта. Після зупинки свердловини процес осідання конуса продовжувався 108 місяців.

Згідно з результатами досліджень із зменшенням коефіцієнта проникності пласта сповільнюється піднімання вершини конуса підшовної води. Так, для значень проникності пласта 0,001; 0,005; 0,01; 0,05; 0,1 мкм² за 20 місяців роботи свердловини конус води піднімається на висоту від підшови пласта відповідно 53,5; 62,7; 69,6; 74,2 і 77,5 м, а радіус збуреної зони становить відповідно 1,2; 2,3; 3; 3,2 і 4,1 м. Тривалість періоду безводної експлуатації свердловин за значень коефіцієнта проникності пласта 0,1; 0,05; 0,01; 0,005 мкм² становить відповідно 20; 24; 32 і 70 місяців, а для значення

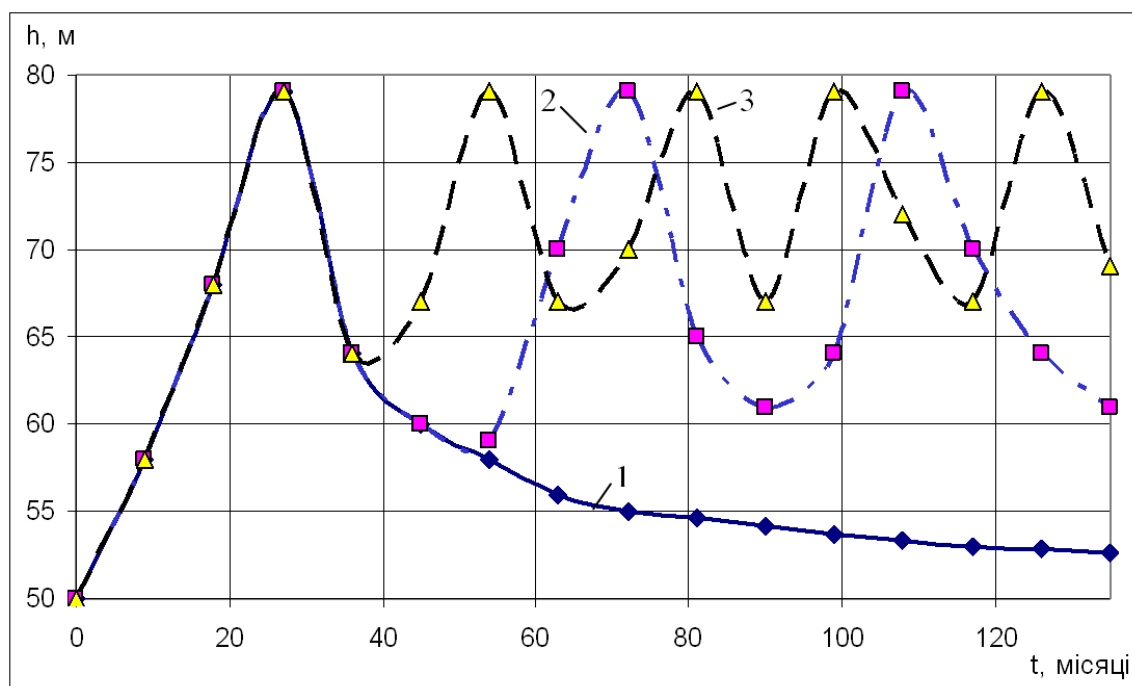
коефіцієнта проникності пласта 0,001 мкм² конус підшовної води за досліджуваний період (150 місяців) не досягає вибою свердловини, оскільки піднімається лише з 50 до 66,8 м від підшови пласта.

У зв'язку з великими втратами у видобутку газу через тривалу зупинку свердловини досліджено можливість її періодичної експлуатації з тривалістю періоду зупинки, меншою за тривалість періоду повного осідання конуса води. Для оцінки оптимальної тривалості періоду зупинки свердловини проведено дослідження для умов її експлуатації з різною постійною депресією тиску на пласт (1; 2; 3; 4; 5 МПа) і різною тривалістю періоду осідання конуса підшовної води (0,5; 1; 2; 3; 6; 12; 24; 144 місяці).

Результати досліджень динаміки конуса підшовної води для різних значень періоду осідання конуса води і депресії тиску на пласт 2 МПа зображено на рис. 2. Як видно з рис. 2, динаміка піднімання та осідання конуса підшовної води для різної тривалості періоду зупинки свердловини має аналогічний вигляд.

Згідно з результатами виконаних досліджень, із збільшенням тривалості періоду осідання конуса води з 3 до 144 місяців зменшується тривалість періоду безводної експлуатації свердловини з 126 до 61 місяця за депресії тиску на пласт $\Delta P = 2$ МПа, з 114 до 42 місяців при $\Delta P = 3$ МПа, з 103 до 33 місяців при $\Delta P = 4$ МПа, з 99 до 28 місяців при $\Delta P = 5$ МПа. Час безводної експлуатації свердловин тим більший, чим менша депресія тиску на пласт.

Залежно від значень депресії тиску на пласт і тривалості періоду безводної експлуатації свердловини досягаються такі величини сумарного видобутку газу.



1 – повне осідання; 2 – 24 місяці; 3 – 12 місяців

Рисунок 2 – Динаміка конуса підшовної води для різних значень періоду осідання конуса води (1-3) за депресії тиску на пласт 5 МПа

Для $\Delta P = 2$ МПа:

– при повному осіданні конуса підшовної води тривалість періоду безводної експлуатації свердловини становить 61 місяць, сумарний видобуток газу за цей період – $0,68 \cdot 10^8$ м³;

– при осіданні конуса підшовної води з періодами 24; 12; 6; 3 місяці тривалість періоду безводної експлуатації свердловини становить 96; 118; 120; 126 місяців, а сумарний видобуток газу за цей час – $1,06 \cdot 10^8$; $1,2 \cdot 10^8$; $1,22 \cdot 10^8$; $1,24 \cdot 10^8$ м³ відповідно;

– у разі зменшення тривалості періоду осідання конуса підшовної води до 2 місяців тривалість періоду безводної експлуатації свердловини зростає, однак зменшується сумарний видобуток газу до $1,23 \cdot 10^8$ м³;

– при подальшому зменшенні тривалості періоду осідання конуса води до 1 місяця продовжується зменшення сумарного видобутку газу до $1,22 \cdot 10^8$ м³ за 131 місяць роботи свердловини.

Для $\Delta P = 3$ МПа:

– при повному осіданні конуса підшовної води тривалість періоду безводної експлуатації свердловини становить 42 місяці, а сумарний видобуток газу – $0,62 \cdot 10^8$ м³;

– при осіданні конуса підшовної води з періодами 24; 12; 6; 3; 2 місяці тривалість періоду безводної експлуатації свердловини становить 93; 98; 108; 114; 117 місяців, а сумарний видобуток газу – $1,31 \cdot 10^8$; $1,66 \cdot 10^8$; $1,40 \cdot 10^8$; $1,49 \cdot 10^8$; $1,52 \cdot 10^8$ м³ відповідно;

– при осіданні конуса підшовної води з періодом 1 місяць тривалість періоду безводної експлуатації свердловини становить 120 місяців, а сумарний видобуток газу – $1,51 \cdot 10^8$ м³.

Для $\Delta P = 4$ МПа:

– при повному осіданні конуса підшовної води тривалість періоду безводної експлуатації свердловини становить 33 місяці, а сумарний видобуток газу – $0,58 \cdot 10^8$ м³;

– при осіданні конуса підшовної води з періодами 24; 12; 6; 3; 2; 1,5 місяці тривалість періоду безводної експлуатації свердловини становить 72; 95; 101; 103; 110; 112 місяців, а сумарний видобуток газу – $1,26 \cdot 10^8$; $1,54 \cdot 10^8$; $1,65 \cdot 10^8$; $1,67 \cdot 10^8$; $1,7 \cdot 10^8$; $1,75 \cdot 10^8$ м³ відповідно;

– зменшення тривалості періоду осідання конуса підшовної води до 1 місяця призводить до зниження сумарного видобутку газу до $1,73 \cdot 10^8$ м³ за 113 місяців роботи свердловини.

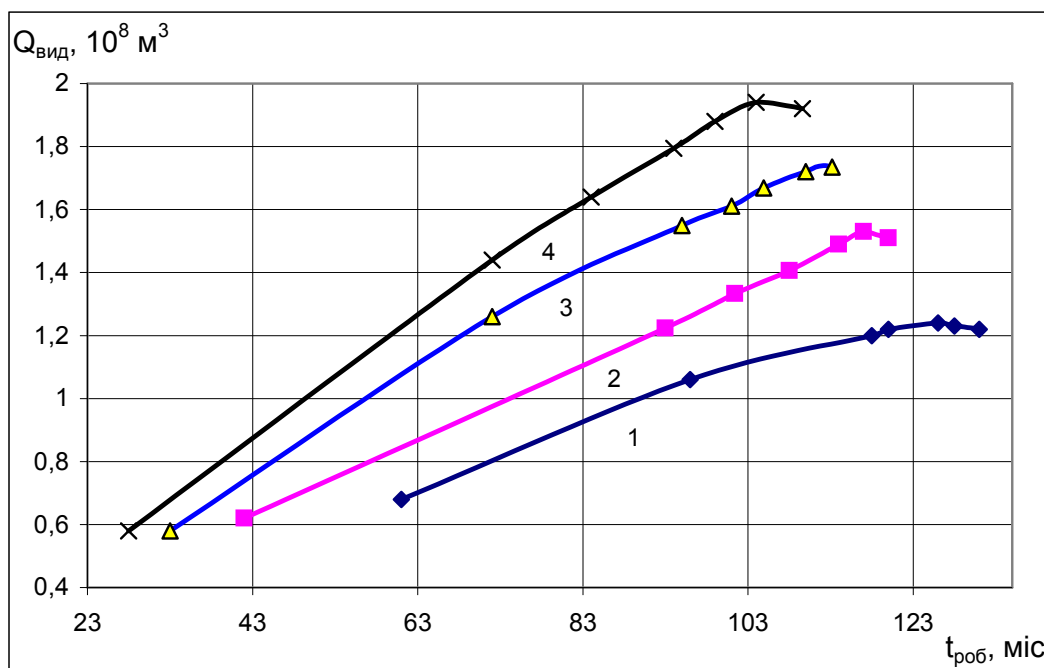
Для $\Delta P = 5$ МПа:

– при повному осіданні конуса підшовної води за 28 місяців безводної експлуатації свердловини видобувається $0,55 \cdot 10^8$ м³;

– при осіданні конуса підшовної води з періодами 24; 12; 6; 3; 2; 1 місяць тривалість періоду безводної експлуатації свердловини становить 72; 84; 94; 99; 102; 104 місяці, а сумарний видобуток газу – $1,44 \cdot 10^8$; $1,64 \cdot 10^8$; $1,77 \cdot 10^8$; $1,85 \cdot 10^8$; $1,89 \cdot 10^8$; $1,94 \cdot 10^8$ м³ відповідно;

– при зупинці свердловини на період 0,5 місяця спостерігається зниження сумарного видобутку газу до $1,92 \cdot 10^8$ м³ за 105 місяців її безводної експлуатації.

Узагальнені результати досліджень впливу тривалості періоду періодичної експлуатації свердловини і депресії тиску на пласт на сумарний видобуток газу зображено на рис. 3.



1 – 2; 2 – 3; 3 – 4; 4 – 5 МПа

Рисунок 3 – Залежність сумарного видобутку газу від часу роботи свердловини для різних значень депресії тиску на пласт (1-4)

Аналіз результатів проведених досліджень свідчить, що для всіх розглянутих варіантів із зменшенням тривалості періоду осідання конуса води спостерігається зростання відбору газу із свердловини. Це пов'язане із збільшенням часу її безводної експлуатації. Однак, у кожному випадку існує максимальне значення сумарного видобутку газу, якому відповідає оптимальна тривалість періоду осідання конуса води. Подальше зменшення періоду осідання конуса води призводить до зниження видобутку газу. Так, у ході експлуатації свердловини з постійною депресією тиску на пласт 2 МПа тривалість періоду зупинки свердловини, за якого досягається максимальний відбір газу, становить 3 місяці ($Q_{\text{сум}} = 1,24 \cdot 10^8 \text{ м}^3$), за депресії тиску на пласт 3 МПа – 2 місяці ($Q_{\text{сум}} = 1,52 \cdot 10^8 \text{ м}^3$); за депресії тиску на пласт 4 МПа – 1,5 місяці ($Q_{\text{сум}} = 1,75 \cdot 10^8 \text{ м}^3$); за депресії тиску на пласт 5 МПа – 1 місяць ($Q_{\text{сум}} = 1,94 \cdot 10^8 \text{ м}^3$).

Таким чином, з використанням розробленої математичної моделі можна оцінити динаміку підняття та осідання конуса підшовної води для різних геолого-промислових умов і вибрати оптимальні технологічні режими експлуатації газових свердловин у пластах з підшовною водою з метою отримання максимальних безводних відборів газу.

Література

- 1 Закиров С.Н. Разработка газовых и газоконденсатных месторождений / С.Н. Закиров. – М.: Струна, 1998. – 628 с.
- 2 Технологический режим работы газовых скважин / З.С. Алиев, С.А. Андреев, А.П. Власенко, Ю.П. Коротаев. – М.: Недра, 1978. – 276 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
17.02.10
Рекомендована до друку професором
Мислюком М.А.

ЕКСПРЕС-МЕТОДИКА ПОТОЧНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ РОБОТИ ФОНТАННОЇ СВЕРДЛОВИНИ ЗА ЕНЕРГЕТИЧНИМ КРИТЕРІЄМ

¹В.С.Бойко, ²Л.М.Кеба, ¹Р.Ф.Лагуш, ¹Я.В.Соломчак, ¹Р.В.Грибовський

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 994196, e-mail: public@nuing.edu.ua

²ТзОВ "КОМПЛЕКТ – ЛІГА", 612937, м. Полтава, вул. Зигіна, 29, офіс 407, тел./факс (0532) 611574, e-mail: klliga@poltava.velton.ua

На основі розділення загального потоку у свердловині на рідинний і газорідинний потоки розроблено методу поточної оптимізації роботи фонтанної свердловини за критерієм отримання найбільшого значення коефіцієнта корисної дії, що дає змогу повніше використати природну пластову енергію і продовжити термін її фонтанування.

Ключові слова: родовище, пласт, свердловина, фонтанування

По разделению общего потока в скважине на жидкостной и газожидкостной потоки разработано методу текущей оптимизации работы фонтанной скважины по критерию получения наибольшего значения коэффициента полезного действия, что позволяет в большей мере использовать природную пластовую энергию и продлить срок ее фонтанирования.

Ключевые слова: месторождение, пласт, скважина, фонтанирование

Methodology of current optimization of the operation of flowing well at the criteria of achieving the largest efficiency factor coefficient has been developed. It based on dividing gross flux into fluid and gas – liquid flows, that gives possibility for fully using natural reservoir energy and extending a term of well flowing.

Keywords: oilfield, formation, well, flowing

Фонтанний спосіб експлуатації нафтових свердловин є найдешевшим серед інших способів, тому в промисловій практиці виникає потреба продовжити тривалість фонтанування свердловини до якомога пізнішого терміну, а проблема залишається постійно актуальною. Фонтанування свердловин відбувається за рахунок природної пластової енергії, а раціональне чи оптимальне її використання у свердловині дасть змогу цього досягати [1]. Відомо дослідження з оптимізації роботи свердловин за критеріями одержання максимального прибутку підприємства, мінімальної собівартості видобутку [2]. Не вирішеною є проблема оптимізації роботи фонтанної свердловини за енергетичним критерієм, безпосередньо похідним від якого є критерій максимального коефіцієнта корисної дії фонтанного піднімача – фонтанної свердловини. Завданням даного дослідження є розроблення експрес-методики оптимізації роботи фонтанної свердловини за енергетичним критерієм.

Ефективність роботи будь-якої матеріальної системи визначається коефіцієнтом корисної дії (ККД), рівним відношенню корисної (віддаваної) потужності до підведеної (повної) потужності (чи енергії) [3]. При багатократному перетворенні або передаванні енергії віддавана потужність однієї ланки є одночасно підведеною потужністю наступної ланки системи. Тоді загальний коефіцієнт корисної дії всієї системи, як відношення віддаваної системою потужності до підведеної до неї потужності, дорівнює добутку коефіцієнтів корисної дії на всіх ступенях перетворення або передавання енергії.

Оскільки у фонтанній свердловині загалом маємо дві ділянки руху – газорідинної суміші і рідини, то загальний коефіцієнт корисної дії дорівнюватиме

$$\zeta = \zeta_{гс} \zeta_{р}, \quad (1)$$

де $\eta_{гс}$, $\eta_{р}$ – ККД на ділянках відповідно газорідинного потоку (газліфтне фонтанування) і потоку рідини (артезіанське фонтанування).

Основним завданням експлуатації свердловини є здійснення процесу піднімання продукції свердловини із вибою на поверхню з найбільшою ефективністю. Процес піднімання продукції від вибою до поверхні пов'язаний з відповідними втратами енергії, а сам процес піднімання можливий лише за певного співвідношення енергії E , якою володіє продукція свердловини, і втрат енергії під час її руху. Основними видами втрат під час руху рідини і газорідинної суміші у свердловині є:

а) втрата енергії на протидію вазі гідростатичного стовпа рідини або газорідинної суміші, $E'_{гс}$;

б) втрати енергії, що пов'язані з рухом її в піднімальних трубах і через гирлове обладнання, $E_{гс}$;

в) втрата енергії через підтримування деякого протитиску p_2 на викиді (гирлі) свердловини, який є необхідним для переміщення продукції свердловини в наземних комунікаціях до пункту збирання, $E_{в}$.

Загалом баланс енергій працюючої фонтанної свердловини можна записати так [1]:

$$E = E'_{гс} + E_{гс} + E_{в}. \quad (2)$$

Втрати енергії, що пов'язані з рухом суміші в піднімальних трубах і через гирлове обладнання, E_{pc} складаються із таких втрат:

а) втрати на гідравлічне тертя E_T , що пов'язана із рухом суміші в трубах, і втрати на тертя $E_{ковз}$, яка пов'язана із відносним "ковзанням" газу в рідині;

б) втрати на місцевих опорах (рух суміші через муфтові з'єднання, гирлову арматуру, вхід у НКТ), $E_{мо}$;

в) інерційних втрат, що зумовлені прискореним рухом суміші, $E_{ін}$.

Тоді рівняння балансу енергій (2) запишуться так:

$$E = E'_{гс} + E_T + E_{ковз} + E_{мо} + E_{ін} + E_B. \quad (3)$$

Аналіз результатів досліджень у свердловинах свідчить, що складовими $E_{мо}$ і $E_{ін}$ можна знехтувати через малість їх величин.

Втрату енергії на протидію вазі гідростатичного стовпа суміші зручно подати у вигляді, коли „ковзання” газу враховується густиною суміші, тобто записати:

$$E_{гс} = E'_{гс} + E_{ковз}. \quad (4)$$

Тоді рівняння балансу енергій запишуться так:

$$E = E_{гс} + E_T + E_B, \quad (5)$$

а звідси отримуємо загальну втрату енергії у свердловині

$$E_c = E - E_B = E_{гс} + E_T. \quad (6)$$

Отже, для мінімізації втрат енергії E_c у свердловині необхідно забезпечити зменшення втрат енергії на перемагання гідростатичного стовпа $E_{гс}$ і енергії на гідравлічне тертя E_T .

Піднімання рідини за рахунок гідростатичного напору пласта (артезіанське фонтанування, свердловина першого типу). В усталеному режимі роботи пласта і свердловини вибійний тиск p_B повинен врівноважувати тиск p_T від ваги гідростатичного стовпа рідини, втрати тиску на тертя Δp_T і протитиск на гирлі p_2 , тобто

$$p_B = p_T + \Delta p_T + p_2. \quad (7)$$

При цьому повинна виконуватися умова:

$$p_2 \geq p_H, \quad (8)$$

де p_H – тиск насичення нафти газом.

Гідростатичний тиск стовпа рідини високою H , якщо густина рідини рівна ρ_p , визначається так:

$$p_T = \rho_p g H, \quad (9)$$

де g – прискорення вільного падіння.

Густина рідини ρ_p береться постійною і не залежно від тиску p і температури T .

Втрати тиску на гідравлічне тертя можна визначити за формулою Дарсі-Вейсбаха [3]:

$$\Delta p_T = \lambda c_p \frac{H}{d} \frac{v^2}{2}, \quad (10)$$

де: λ – коефіцієнт гідравлічного опору; d – внутрішній діаметр піднімальних труб (ліфтових труб або труб експлуатаційної колони); v –

середня швидкість руху рідини, $v = \frac{Q}{F} = \frac{4Q}{\pi d^2}$;

Q – об'ємний дебіт рідини; $F = \pi d^2 / 4$ – площа поперечного прохідного перерізу піднімальних труб.

Тоді рівняння балансу тисків (7) набуває вигляду:

$$p_B = c_p g H + \lambda c_p \frac{8Q^2 H}{\pi^2 d^5} + p_2, \quad (11)$$

або, враховуючи рівняння припливу рідини у свердловину, наприклад, степеневого вигляду, виражене через вибійний тиск p_B ,

$$p_{пл} - n \sqrt{\frac{Q}{K_0}} = c_p g H + \lambda c_p \frac{8Q^2 H}{\pi^2 d^5} + p_2, \quad (12)$$

де: n – показник режиму фільтрації; K_0 – коефіцієнт пропорціональності; $p_{пл}$ – пластовий тиск.

При гирловому тиску $p_2 = p_H$ мінімальний вибійний тиск фонтанування p_{Bmin} або максимальний дебіт рідини Q_{max} визначаються із останніх двох формул.

Оцінка ефективності піднімання рідини за рахунок гідростатичного напору пласта може бути здійснена за значиною ККД процесу піднімання.

Коефіцієнт корисної дії піднімання рідини η_p є відношенням енергії, яка витрачена на корисну роботу E_K , до загальної поданої енергії E_c :

$$\eta_p = \frac{E_K}{E_c} = \frac{E_{гс}}{E_{гс} + E_T} = \frac{1}{1 + E_T / E_{гс}} = \frac{E_{гс}}{E - E_B}, \quad (13)$$

де $E_K = E_{гс}$; $E_c = E - E_B = E_{гс} + E_T$.

Відтак знаходимо ККД у вигляді:

$$\eta_p = \frac{1}{1 + \lambda \frac{8Q^2}{\pi^2 d^5 g}}. \quad (14)$$

Коефіцієнт гідравлічного опору λ в узагальненому вигляді в області, де $\lambda = \lambda(Re)$, Re – число Рейнольдса (тобто за винятком квадратичної області), може бути записаним у формі:

$$\lambda = A \frac{H^{n_1} d^{n_1}}{Q^{n_1}}, \quad (15)$$

де: A – числовий коефіцієнт, що залежить від режиму руху і рівний 50,265 у ламінарному режимі (закон Стокса) і 0,248 у турбулентному режимі (закон Блазіуса); n_1 – показник степеня, чисельна значина якого для ламінарного режиму рівна 1, а для турбулентного – 0,25. Тоді знаходимо:

$$\eta_p = \frac{1}{1 + A' \frac{H^{n_1} Q^{2-n_1}}{d^{5-n_1}}}, \quad (16)$$

де $A' = 8A / \pi^2 g = 0,826A$; відповідно для різних режимів $A' = 4,153$ і $A' = 0,0205$.

Звідси випливає, що при $Q \rightarrow 0$ (відсутній рух і втрати енергії) коефіцієнт $\eta_p \rightarrow 1$.

Коефіцієнт корисної дії не залежить від висоти підняття та густини рідини.

Для підвищення ККД артезіанського фонтанування (свердловина першого типу) необхідно, щоб піднімальні труби мали найбільший можливий діаметр, тобто піднімання необхідно здійснювати по експлуатаційній колоні.

Із різних причин (через відкладання парафіну у стовбурі свердловини, винесення піску із пласта тощо) може виникнути потреба в опусканні піднімальної труби меншого діаметра в експлуатаційну колонію.

Оскільки корисна енергія на одній ділянці труб є одночасно загальною енергією на наступній ділянці труб іншого діаметра, то ККД піднімання рідини у свердловині

$$\eta_p = \eta_1 \eta_2, \quad (17)$$

де η_1, η_2 – ККД відповідно на ділянках труб із діаметрами d_1 і d_2 .

Якщо висота підняття рідини рівна H , а масова витрата її – $Q\rho_p$, то корисна енергія E_k , як потенціальна енергія положення, буде такою:

$$E_k = Q\rho_p g H = Q p_r. \quad (18)$$

Енергію, котра витрачається на перемагання сил гідравлічного тертя, можна записати так:

$$E_r = Q p_r, \quad (19)$$

а тоді загальна втрата енергії у свердловині за (6) з урахуванням, що $E_{гс} = E_k$,

$$E_c = E_k + E_r = Q(p_r + p_r) = Q p_r \left(1 + \frac{p_r}{p_r}\right) = Q p_r \left(1 + \frac{8Q^2}{p^2 d^5 g}\right). \quad (20)$$

З іншого боку, загальну втрату енергії у свердловині можна також визначити за (6):

$$E_c = E - E_b = Q p_b - Q p_2 = Q(p_b - p_2) = Q \left(c_p g H + \frac{8H}{p^2 d^5} \right) = Q c_p g H \left(1 + \frac{8Q^2}{p^2 d^5 g} \right),$$

що збігається з попереднім виразом для енергії E_c .

Піднімання рідини за рахунок вільного газу, що виділяється із нафти у пласті і свердловині (газліфтне фонтанування, свердловина третього типу). Ефективність піднімання рідини за рахунок вільного газу також оцінимо за величиною ККД, тобто

$$z_{гс} = \frac{E_k}{E_c}. \quad (22)$$

Оскільки процес ліфтування полягає в підніманні рідини на висоту $(L - h_1)$ і створенні надлишкового протитиску p_2 на викиді свердловини, то корисна енергія

$$E_k = Q\rho_p g (L - h_1) + Q p_2 = Q [\rho_p g L - (p_1 - p_2)], \quad (23)$$

де: $p_1 = \rho_p g h_1$ – тиск біля башмака піднімальних труб; h_1 – висота підняття рідини відносно башмака піднімальних труб за рахунок енергії

гідростатичного напору; L – довжина піднімальних труб.

Енергія, якою володіє вільний газ, є загальною підведеною енергією, і може бути записана так:

$$E_c = V_0 p_0 \ln \frac{p_1}{p_2}, \quad (24)$$

де V_0 – витрата вільного газу, що зведена до атмосферного тиску p_0 .

Тоді коефіцієнт корисної дії за (22) одержуємо у вигляді:

$$z_{гс} = \frac{Q [c_p g L - (p_1 - p_2)]}{V_0 p_0 \ln \frac{p_1}{p_2}} = \frac{c_p g L - (p_1 - p_2)}{G_{еф} p_0 \ln \frac{p_1}{p_2}}, \quad (25)$$

де $G_{еф} = V_0 / Q$ – ефективний газовий фактор,

$$G_{еф} = \left[G_0 - \alpha_p \left(\frac{p_1 + p_2}{2} - p_0 \right) \right] (1 - n_b); \quad (26)$$

G_0 – експлуатаційний газовий фактор; α_p – коефіцієнт розчинності газу в нафті; n_b – частка води в продукції свердловини.

Оскільки газ виділяється із нафти при зменшенні тиску нижче тиску насичення p_n нафти газом, то треба взяти тиск $p_1 = p_n$, а точніше, стосовно до свердловин третього типу, тиск $p_1 = p_b$, де p_b – вибійний тиск.

Піднімальні труби повинні бути опущені до глибини, де тиск дорівнює тиску насичення p_n (в даному випадку – до вибою свердловини).

Таким чином, для підвищення ККД газліфтного фонтанування (свердловина третього типу) необхідно: а) збільшити глибину L опускання ліфтових труб (глибина відповідає рівню знаходження тиску p_n або тиску p_b); б) зменшити гирловий тиск p_2 ; в) не допускати великої обводненості продукції (наприклад, виконувати ремонтні роботи з ізоляції припливу пластової води).

Піднімання рідини за рахунок гідростатичного напору і вільного газу. Нехай у фонтанній нафтовій свердловині маємо співвідношення тисків: $p_b > p_n$, $p_2 < p_n$ (свердловина другого типу). Тоді у свердловині виділяються дві ділянки:

а) ділянка руху негазованої рідини в експлуатаційній колоні з внутрішнім діаметром D від вибою з вибійним тиском p_b до висоти, де тиск дорівнює тиску насичення нафти газом p_n ;

б) ділянку руху газорідинної суміші в ліфтових трубах діаметром d від тиску насичення p_n до гирлового тиску p_2 .

На першій ділянці ККД становить (див. вище)

$$z_p = \frac{1}{1 + \frac{8Q^2}{p^2 D^5 g}} \quad (27)$$

і на другій –

$$z_{гс} = \left\{ c_p g L - (p_H - p_2) \right\} \times \left[G_0 - \delta_p \left(\frac{p_H + p_2}{2} - p_0 \right) \right] \times \left\{ (1 - n_B) p_0 \ln \frac{p_H}{p_2} \right\}^{-1}, \quad (28)$$

а загальний ККД у фонтанній свердловині другого типу

$$\eta = \eta_p \eta_r, \quad (29)$$

де D – внутрішній діаметр експлуатаційної колони (ліфтові труби опущено до глибини з тиском p_H).

Висоту першої ділянки руху негазованої рідини визначаємо із рівняння балансу тисків (7) з урахуванням (9) і (10) або із (11) при $p_2 = p_H$, коли $H = h_0$, тобто

$$h_0 = \frac{p_H - p_H}{c_p g + \lambda c_p \frac{8Q^2}{p^2 D^5}}, \quad (30)$$

де $p_B = p_{пл} - \sqrt[3]{Q/K_0}$.

Довжина другої ділянки руху газорідинної суміші

$$L = H - h_0, \quad (31)$$

де H – глибина свердловини.

У випадку наявності води в продукції свердловини густина рідини

$$\rho_p = \rho_H (1 - n_B) + \rho_B n_B, \quad (32)$$

де: ρ_H , ρ_B – густини відповідно нафти і води при термобаричних умовах свердловини; n_B – обводненість продукції.

Якщо обводненість продукції $n_B > 0$, то за формулою Гатчика і Сабрі динамічний коефіцієнт в'язкості рідини [4].

$$M_p = \frac{M_{3c}}{1 - \sqrt[3]{\varphi}} \quad (33)$$

і кінематичний коефіцієнт в'язкості

$$v_p = \frac{M_p}{c_p}, \quad (34)$$

де μ_{3c} – динамічний коефіцієнт в'язкості зовнішнього середовища суміші, причому для емульсії типу вода в нафті (В/Н) μ_{3c} – динамічний коефіцієнт в'язкості нафти, для емульсії типу нафта у воді (Н/В) μ_{3c} – динамічний коефіцієнт в'язкості води; φ – відношення об'єму внутрішньої дисперсної фази до об'єму зовнішньої.

Для емульсії типу В/Н

$$\varphi = \frac{Q_B}{Q_H} = \frac{Q_B}{Q - Q_B} = \frac{n_B}{1 - n_B} \quad (35)$$

і для емульсії типу Н/В

$$\varphi = \frac{Q_H}{Q_B} = \frac{Q - Q_B}{Q_B} = \frac{1 - n_B}{n_B}. \quad (36)$$

Емульсія типу В/Н крапельної структури має місце за умови:

$$0,487 > Fr'_c > 0,064 \cdot 56^{n_B}, \quad n_B \leq 0,5 \quad (37)$$

та емульсійної структури

$$Fr'_c \geq 0,487, \quad n_B \leq 0,5, \quad (38)$$

а емульсія типу Н/В крапельної структури – за умови:

$$Fr'_c \leq 0,064 \cdot 56^{n_B}, \quad n_B \leq 0,5, \quad (39)$$

і

$$Fr'_c < 0,487, \quad n_B > 0,5$$

та емульсійної структури

$$Fr'_c > 0,487, \quad n_B > 0,5, \quad (40)$$

де: $Fr'_c = w_c / \sqrt{gD}$ – корінь квадратний із параметра Фруда; $w_c = 4Q/(\pi D_2)$ – швидкість водонафтової суміші в експлуатаційній колоні.

Оскільки для рідинного потоку ККД зростає із збільшенням діаметра піднімальних труб (d або D), то рідинний потік повинен мати місце тільки в експлуатаційній колоні.

Для газорідинного потоку гирловий тиск p_2 повинен бути найменшим, а діаметр ліфтових труб d повинен відповідати заданому дебіту свердловини на оптимальному режимі, тобто

$$d = 0,263 \sqrt{\frac{Lc_g}{p_1 - p_2}} \sqrt[3]{\frac{QLc_g}{Lc_g - (p_1 - p_2)}}. \quad (41)$$

Виконання цих умов забезпечить отримання найбільшої величини ККД.

Таким чином, на підставі розмежування потоку у свердловині на рідинний і газорідинний потоки у залежності від співвідношення тиску насичення нафти газом, вибієного і гирлового тисків за розробленою методикою маємо змогу оптимізувати роботу фонтанної свердловини за енергетичним критерієм, що забезпечує продовження строку її фонтанування.

Література

1 Бойко В.С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ: підручник / В.С. Бойко. – 4-те доповнене видання. – Київ: Міжнародна економічна фундація, 2008. – 448 с. ISBN 978-966-96506-6-5.

2 Адонин А.Н. Процессы глубиннонасосной нефтедобычи. / А.Н. Адонин. – М.: Недра, 1964. – 264 с.

3 Бойко В.С. Проекування експлуатації нафтових свердловин: підручник / В.С. Бойко; Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2002. – Частина 1. – 231с. ISBN 966-7327-40-X.

4 Щуров В.И. Технология и техника добычи нефти / В.И. Щуров. – Москва: Недра, 1983. – 510 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 08.02.10

Рекомендована до друку професором **Тарком Я.Б.**

ОЦІНКА ДІЇ ВИБУХОВОЇ ХВИЛІ НА ПРИХОПЛЕНУ ДІЛЯНКУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

В.М.Мойсишин, В.Д.Яцишин, В.І.Векерик

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42123,
e-mail: math@nupg.edu.ua

Проаналізовано розв'язок осесиметричної задачі динамічної пружності товстостінного колового циліндра методом просторових характеристик. Практичним втіленням розв'язку задачі став розрахунок напружено-деформованого стану прихопленої ділянки бурильної колони під дією вибухової хвилі на внутрішню стінку труби.

Ключові слова: метод просторових характеристик, осесиметрична задача динамічної пружності, напружено-деформований стан товстостінного колового циліндра, прихоплена бурильна колона, ударна хвиля вибуху.

Проанализированы результаты решения осесиметричной задачи динамической упругости толстостенного кругового цилиндра методом пространственных характеристик. Практическим воплощением решения задачи стал расчёт напряженно-деформированного состояния прихваченного участка бурильной колонны под воздействием взрывной волны на внутреннюю стенку трубы.

Ключевые слова: метод пространственных характеристик, осесиметрическая задача динамической упругости, напряженно-деформированное состояние толстостенного кругового цилиндра, ударная волна.

Analyzed the results of decision the axis of symmetry problem of dynamic elastic thick-walled circular cylinder method of spatial characteristics. A practical embodiment of the solution of the problem was the calculation of the stress-strain state stuck section of drill string under the influence of the blast wave on the inner wall of the tube.

Keywords: method of spatial characteristics, the axis of symmetry problem of dynamic elasticity, stress-strain state of thick-walled circular cylinder, the shock wave.

Актуальність задачі дослідження

Як правило, технологія ліквідації аварій та ускладнень, що виникають у процесі спорудження свердловин, передбачає послідовне застосування ряду дій і засобів або їх чергування. До таких дій, насамперед, слід віднести: розходження і повертання колони ротором, встановлення ванн, застосування простоїв імпульсної дії (ясів, вібраторів, гідрударників тощо), розгвинчування бурильної колони і витягання її частинами, обмуровання прихопленої ділянки труб, відновлення циркуляції і промивання свердловини.

Чільне місце серед цих способів займають торпедування і перфорація, що ґрунтуються на використанні енергії вибуху. В роботі [1] проаналізовано застосування протрільно-вибухової апаратури (ПВА) для ліквідації прихоплень бурильного інструменту на підприємствах Держкомгеології України за чверть століття (1973-1997 рр.). Торпеди і перфоратори використовувались на 283 із 506 розвідувальних свердловин, на яких мали місце прихоплення бурильного інструменту. Встановлено, що торпедування з метою розгвинчування різьбових з'єднань склали 78% від усіх випадків застосування енергії вибуху, торпедування з метою "струшування" бурильних труб – 18,4%, зрізування або обривання колони – 5,7%, інші випадки торпедування – 5%, перфорація з метою відновлення циркуляції промивальної рідини або подальшого встановлення ванн – 2,8%. Загальна успішність усіх випадків торпедування – 89,5%, а перфорації – 87,5%.

Зупинимось детальніше на застосуванні вибуху для "струшування" та розгвинчування труб.

Вибухове "струшування" бурильного інструменту застосовують у випадках, коли прихоплення пов'язане з "прилипанням" труб до стінки свердловин або частковим заповненням затрубного простору пухкою породою. Метод базується на використанні здатності ударних хвиль проходити, хоч і з ослабленням, крізь міцні перешкоди (у даному випадку – стінку труби) і, що не менш суттєво, викликати поступальний рух матеріалу середовища у напрямку поширення хвиль. При неоднорідній структурі середовища (а у даному випадку середовище складається з рідини і частинок породи – піску і глини) під час гальмування, що настає після проходження хвилі, частинки перерозподіляються в об'ємі, і вздовж них утворюються невеличкі порожнини, заповнені рідиною. У випадку "прилипання" утворення порожнини може "зняти" сили, що притискають труби до породи, вирівнявши тиск навколо неї, при втраті циркуляції – сприяти відновленню її, і зрештою, просто порушити зчеплення труб з породою, зменшити зусилля, необхідні для витягнення колони на денну поверхню.

Техніка "струшувань" досить проста. Після операцій розходження, промивання і перевірки прохідності труб у бурильну колону опускається заряд, який встановлюється навпроти зони прихоплення. До колони прикладають силу натягу, спрямовану на витягання труб, і крутний момент у напрямі затягування різьб з тим, щоб

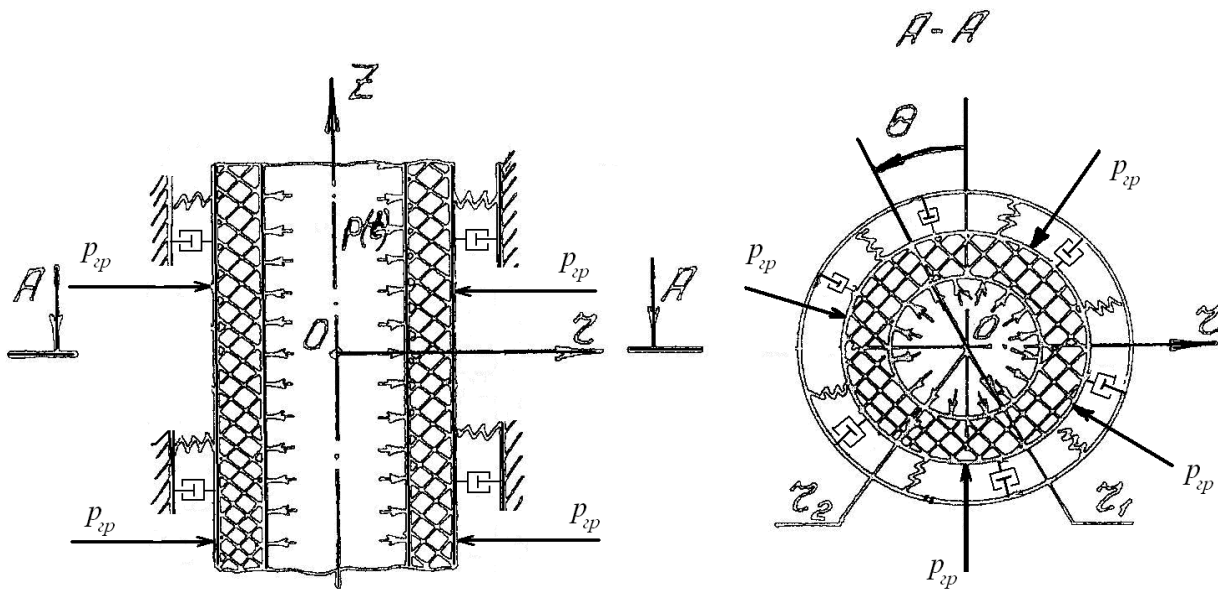


Рисунок 1 – Розрахункова схема

під час вибуху, коли труби максимально вивільнюються від утримуючих зусиль, надати їм додаткових переміщень.

Після виконання цих операцій проводять вибух. Ефективність використання торпед для ліквідації таких аварій тим більша, чим оперативніше вони застосовуються. З часом, як правило, умови ліквідації аварій ускладнюються внаслідок хімічних процесів та дії інших чинників, що сприяють зростанню сил, котрі утримують бурильний інструмент.

Техніка вибухового розгвинчування труб також складається з аналогічних операцій [2]. Після визначення місця прихоплення у свердловину на задану глибину опускають торпеду. Після цього до труб прикладають натяг і крутний момент у бік розгвинчування. Натягом розвантажують муфтове з'єднання, навпроти якого прикріплено заряд, від ваги труб, знизивши до мінімуму сили тертя в різьбі; а крутним моментом під час вибуху повертають колону. Величина натягу в першому наближенні визначається вагою верхньої частини (до місця прихоплення) колони, а крутного моменту – третинною числа обертів, які можуть бути (згідно з розрахунками) прикладені до колони даної конструкції і довжини при затягуванні різьб.

Рациональним є застосування коротких торпед (довжиною від 0,5 до 3 м), що перекривають тільки одне муфтове з'єднання, встановлених точно навпроти об'єкта роботи. Коли завдання обмежується тільки розгвинчуванням одного різьбового з'єднання, то після підривання торпеди відгвинчена частина колони витягається.

Якщо ж роботи проводяться до повної ліквідації аварій, то, не піднімаючи колону, крізь розгвинчені труби здійснюють ретельне промивання стовбура свердловини, чим усувають сили, що утримують труби вище точки відгвинчування. Після цього колону з'єднують знову. Зняття частини зусиль після промивання і по-

вторного згвинчування уможливорює проведення другого розгвинчування нижче. За сприятливих умов проведений декілька разів цикл “розгвинчування – промивання – згвинчування – розходження – і нове на більшій глибині розгвинчування” дає змогу повністю вивільнити прихоплений інструмент.

Отже, вивчення напруженого стану бурильних труб і визначення їх радіальних зміщень є актуальним завданням при проведенні вибухових робіт у свердловині з метою ліквідації прихоплень бурильної колони без руйнування елементів останньої.

Мета і постановка задачі дослідження

Метою даного дослідження є оцінка напружено-деформованого стану (НДС) прихопленої труби в умовах, що розглядалися вище.

Затрубний матеріал, який взаємодіє з зовнішньою стінкою колони радіусом r_2 (рис. 1), змодельємо силою тиску p_{zp} водонасиченого ґрунту, а також пружними і демпферувальними елементами. Силу, що діє на зовнішню стінку труби, подамо сумою трьох доданків

$$P_{зовн} = P_{zp} + P_k + P_\alpha, \tag{1}$$

де: $P_{zp} = p_0 + w = \rho_0 H A + \rho_p H$ – тиск [3] водонасиченого ґрунту, Па; p_0 – тиск ґрунту, Па; w – тиск рідини у безнапірному водонасиченому пласті, Па; ρ_0 – питома вага ґрунту, кг/м³; ρ_p – питома вага рідини (води), кг/м³; H – глибина, м; $A = tg^2(45^\circ - \varphi/2)$ – коефіцієнт горизонтального розпору; φ – кут внутрішнього тертя ґрунту, град; $P_k = \frac{k_0 u_r}{2\pi r_2 l}$,

$P_\alpha = -\rho_0 c_0 \frac{\partial u_r}{\partial t}$ – складові сили, пов'язані з

пружинними та демпферуючими властивостями ґрунту, Па; k_0 – коефіцієнт жорсткості породи, Н/м; l – довжина прихопленої ділянки бурильної колони, м; c_0 – швидкість поширення хвиль у прихоплюючому середовищі, м/с; $u_r, \frac{\partial u_r}{\partial t}$ – радіальні переміщення та швидкості поширення прихопленої труби.

Тиск ударної хвилі $p(t)$ на внутрішню стінку труби радіусом r_1 задамо залежністю

$$p(t) = \begin{cases} p_m \frac{t}{\theta_1}, & 0 \leq t \leq \theta_1; \\ p_m e^{-\frac{t-\theta_1}{\theta_2}}, & t \leq \theta_1, \end{cases}$$

де: p_m – амплітуда імпульсного тиску, Па; θ_1 – час наростання імпульсу, с; θ_2 – характерний час спаду навантаження, с.

У циліндричній системі координат r, z, θ для осесиметричного випадку, коли змінні є функціями координат r, z , рівняння руху можна подати у вигляді:

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = \rho \frac{\partial^2 u_r}{\partial t^2}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \tau_{rz}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\tau_{rz}}{r} = \rho \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2}. \quad (3)$$

Для одержання замкненої системи до рівнянь (2) додамо рівняння, записані на основі закону Гука:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \lambda \Omega + 2\mu \frac{\partial u_r}{\partial r}, \\ \sigma_z &= \lambda \Omega + 2\mu \frac{\partial u_z}{\partial z}, \\ \sigma_\theta &= \lambda \Omega + 2\mu \frac{u_r}{r}, \\ \tau_{rz} &= \mu \left(\frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial r} \right), \end{aligned} \quad (4)$$

λ, μ – сталі Ламе;

u_r, u_z – переміщення вздовж осей r та z відповідно;

Ω – об'ємна деформація,

$$\Omega = \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} + \frac{\partial u_z}{\partial z}. \quad (5)$$

Як бачимо, задачу сформульовано у двовимірній постановці. Розв'язок її будемо шукати у змішаній формі (в напруженнях $\sigma_r, \sigma_z, \sigma_\theta, \tau_{rz}$ і переміщеннях u_r, u_z).

Початкові умови прийемо наступними:

$$u_r(r, 0) = u_z(r, 0) = 0; \quad (6)$$

– розподіл напружень σ_r та σ_θ по товщині циліндра беремо із розв'язку задачі Ламе

[4] для товстостінного навантаженого по зовнішній поверхні циліндра

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r(r, 0) &= -\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_1^2}{r^2} \right) p_{zp}, \\ \sigma_\theta(r, 0) &= -\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_1^2}{r^2} \right) p_{zp}, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$\sigma_z(r, 0) = 0, \quad \tau_{rz}(r, 0) = 0. \quad (8)$$

Граничні умови прийемо такими:

– для внутрішньої поверхні труби ($r = r_1, 0 \leq z \leq l$)

$$\sigma_r(r_1, t) = p(t), \quad \tau_{rz}(r_1, t) = 0; \quad (9)$$

– для зовнішньої поверхні труби ($r = r_2, 0 \leq z \leq l$)

$$\sigma_r(r_2, t) = p_{зовн}, \quad \tau_{rz}(r_2, t) = 0; \quad (10)$$

– для торцевих поверхонь ($z = 0, r_1 \leq r \leq r_2$ та $z = l, r_1 \leq r \leq r_2$)

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r(0, t) = 0, \tau_{rz}(0, t) = 0, \\ \sigma_r(l, t) = 0, \tau_{rz}(l, t) = 0; \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

– для кутових точок 1, 2, 3, 4 (рис. 2) виконуються граничні умови для відповідних поверхонь (зовнішньої або внутрішньої) і торців. Так, наприклад, для точки 1 (рис. 2) отримаємо

$$\begin{aligned} \sigma_r(r_2, t) &= p_{зовн}, \quad \sigma_z(0, l) = 0, \\ \tau_{rz}(0, l) &= 0. \end{aligned} \quad (12)$$

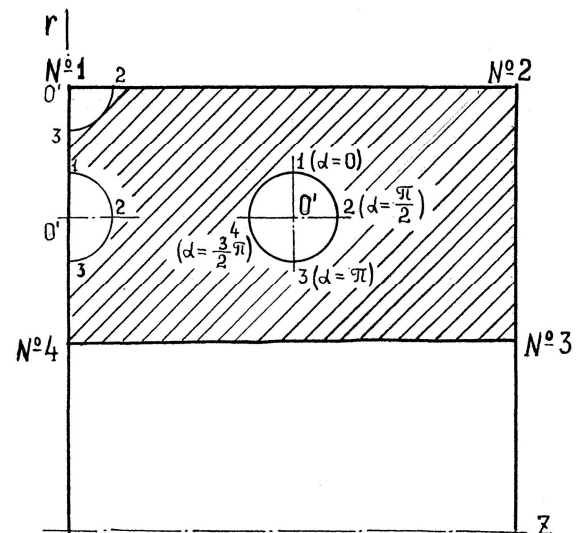


Рисунок 2 – Досліджувана ділянка труби, для якої складаємо граничні умови

Для з'ясування особливостей НДС прихопленої ділянки труб в умовах, що розглядаються, задачу (3) – (12) розв'язано методом просторових характеристик [5-7]. Для цього попередньо систему рівнянь (3) – (5) разом з початковими та крайовими умовами подано різнице-вими рівняннями в безрозмірному вигляді [5]. Далі було розроблено алгоритм і створено програму, за допомогою якої можна знаходити на-

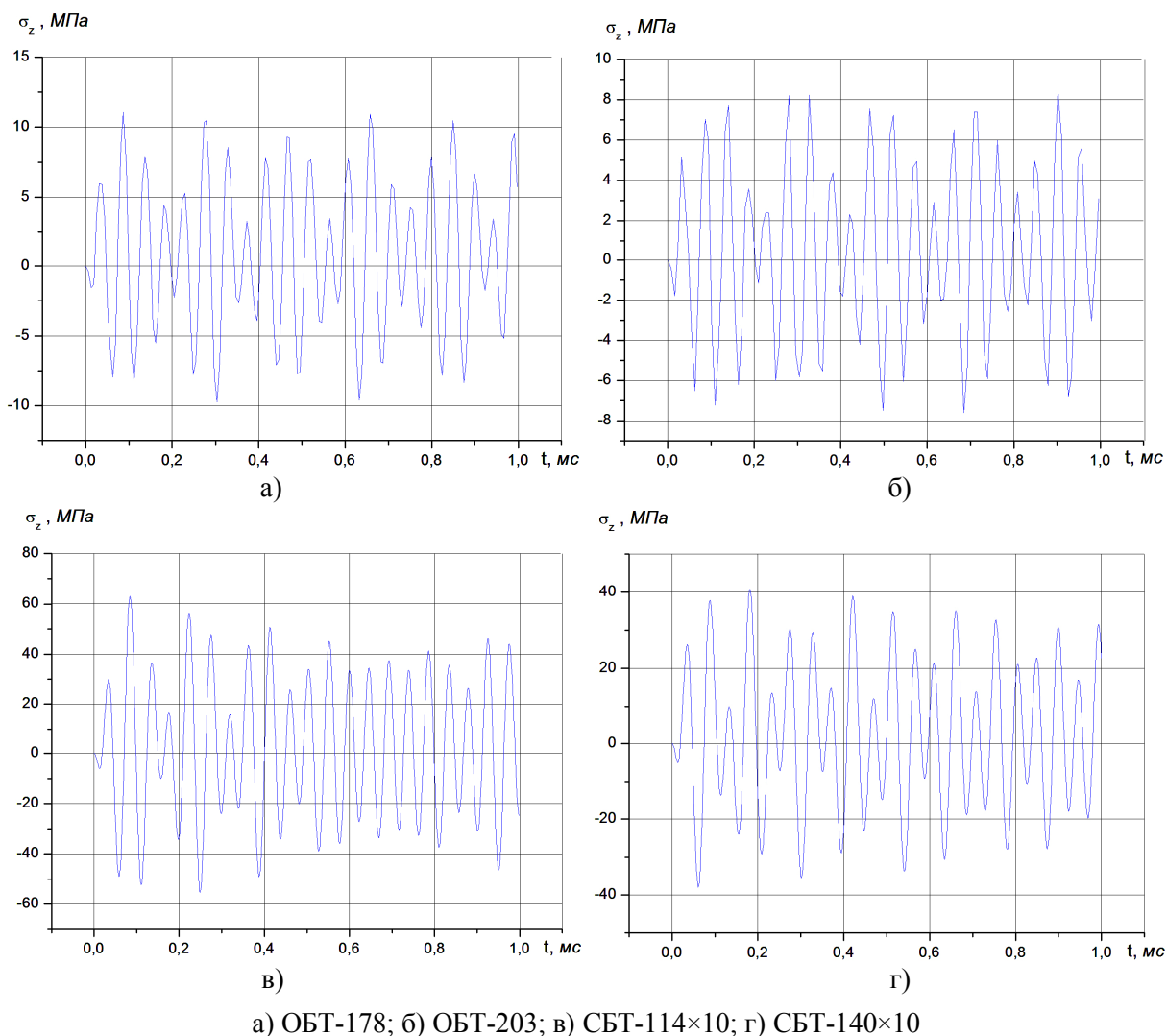


Рисунок 3 – Графіки зміни в часі осевого напруження σ_z на зовнішній поверхні прихопленої труби

пруження і переміщення (як функцій часу) в фіксованих точках циліндра (у нашому випадку – на зовнішній поверхні прихопленої труби).

Розрахунки проводились за таких вихідних даних:

амплітуда імпульсу тиску
 $p_m = 0,2 \cdot 10^6$ Па;

час наростання імпульсу $\theta_1 = 20 \cdot 10^{-6}$ с;

характерний час спаду навантаження
 $\theta_2 = 80 \cdot 10^{-6}$ с;

модуль Юнга $E = 0,19 \cdot 10^6$ МПа;

коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,27$;

густина матеріалу труби
 $\rho = 0,774 \cdot 10^4$ кг/м³;

густина матеріалу прихоплюючого середовища
 $\rho_0 = 0,2 \cdot 10^4$ кг/м³;

швидкість поширення хвиль у прихоплюючому середовищі $c_0 = 0,557 \cdot 10^4$ м/с;

верхня межа прихоплення $H = 1000$ м;

коефіцієнт горизонтального розпору
 $A = 0,57$;

питома вага рідини (води)
 $\rho_p = 0,1 \cdot 10^4$ кг/м³;

довжина прихопленої ділянки $l = 10$ м;

коефіцієнт жорсткості породи
 $k_0 = 50 \cdot 10^6$ Н/м.

Геометричні характеристики прихоплених труб наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Геометричні характеристики труб

Шифр	Зовнішній діаметр D, мм	Внутрішній діаметр d, мм	Товщина стінки Δ, мм
ОБТ-178	178	80	49
ОБТ-203	203	80	61,5
СБТ-114×10	114	94	10
СБТ-140×10	140	120	10

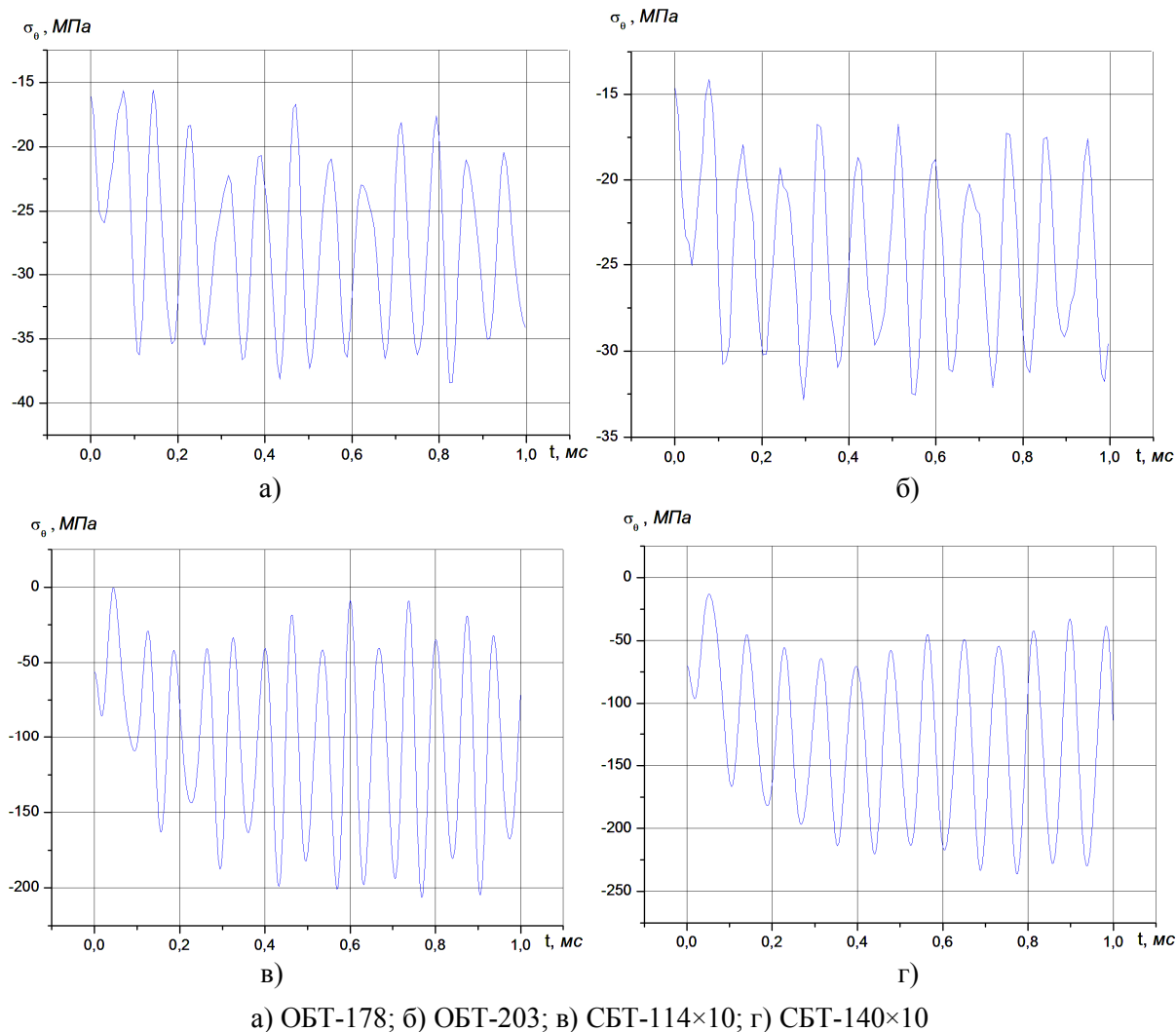


Рисунок 4 – Графіки зміни в часі колового напруження σ_θ на зовнішній поверхні прихопленої труби

Результати розрахунків свідчать [1], що зменшення амплітуд колових напружень на внутрішній поверхні ($r = r_1$) прихопленої труби призводить до змін характеру залежності $\sigma_\theta(t)$. На час дії імпульсу (0,2мс) амплітуди напружень σ_θ доволі значні, а після припинення дії імпульсу процес стає усталеним з амплітудою втричі меншою.

Так само характеризують процес графіки залежностей $u_r(t)$. На період дії імпульсу труба “дихає” з амплітудами у 5-6 разів більшими, ніж в усталеному режимі коливань. Це і сприяє вивільненню прихопленої ділянки бурильного інструменту.

Проаналізуємо рисунки 3-6, одержані за незначного демпфування. Рисунки 3, 4 свідчать, що товщина стінки труби Δ суттєво впливає на амплітуди осьових σ_z та колових σ_θ напружень на зовнішній стінці труби. Так, для ОБТ ці напруження в 5-6 разів менші відповідних напружень для СБТ.

Радіальні зміщення u_r зовнішньої поверхні труби при заданих параметрах збурення (рис.5) мають суттєво більші значення для СБТ 114×10, СБТ-140×10 у порівнянні з ОБТ-178, ОБТ-203, що свідчить про можливість руйнування накладених в’язей у цих випадках.

Появу субгармонік на графіках $\sigma_\theta(r_2, t)$, $u_r(r_2, t)$ можна пояснити відбиванням хвиль від зовнішньої та внутрішньої поверхонь труби.

Графіки зміни в часі безрозмірної повної енергії циліндра (рис.6) використовуються для оцінки збійності хвильового процесу. Зрозуміло, що чим менша жорсткість труби, тим більшу енергію вона здатна накопичити. Порівнюючи повну внутрішню енергію циліндра з роботою, виконаною ударною хвилею з деформування циліндра, можна оцінити похибку обчислень (у нас вона не перевищувала 2,3%). Оскільки графіки $W(t)$ подані на проміжку часу тривалістю 1 мс, то на них ще не видно характерного затухання процесу, обумовленого втратою частини енергії на виконання роботи з

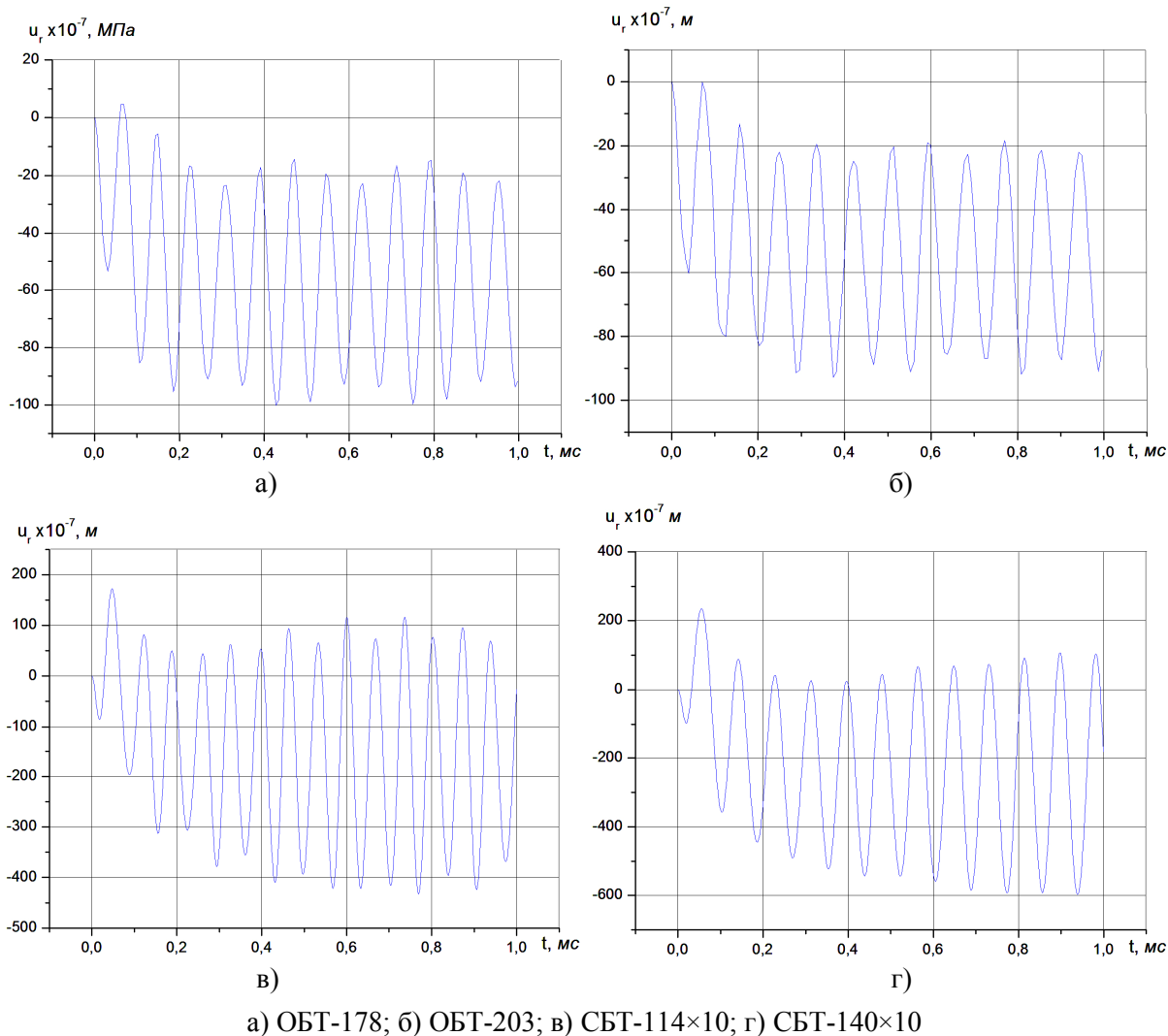


Рисунок 5 – Графіки зміни в часі радіальних переміщень u_r зовнішньої поверхні прихопленої труби

послаблення в'язей, накладених прихоплюючим середовищем. Якщо ж процес розбіжний, то спостерігається різке зростання повної внутрішньої енергії і дисбаланс між енергією та роботою.

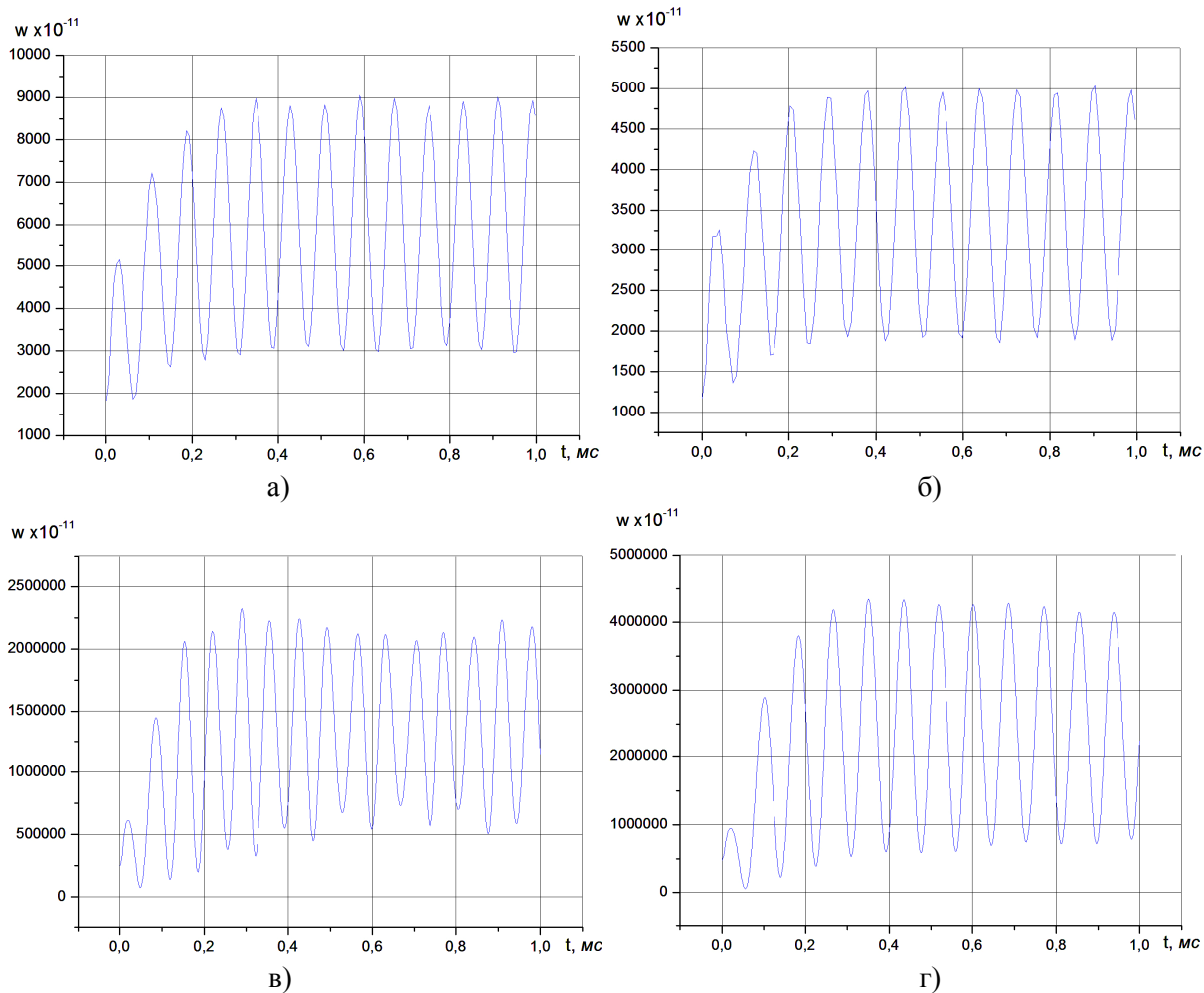
Висновки

Методом просторових характеристик розв'язано осесиметричну задачу динамічної пружності колового товстостінного циліндра.

Оцінено напружено-деформований стан прихопленої ділянки бурильної колони під дією вибухової хвилі на внутрішню стінку труби. На графіках зміни в часі радіальних переміщень зовнішньої поверхні труби та колових напружень на ній спостерігається поява субгармонік, що пояснюється відбиванням пружних хвиль від зовнішньої та внутрішньої поверхонь труби.

Література

- 1 Мойсшин В.М. Застосування прострільно-вибухової апаратури для ліквідації прихоплень в геологорозвідувальному бурінні / В.М.Мойсшин, С.В.Гошовський // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 1997. – Вип. 34. – С. 69-74. – Серія: Буріння нафтових і газових свердловин, Розвідка та експлуатація нафтових і газових родовищ.
- 2 Техническая инструкция по прострелочно-взрывным работам в скважинах. – М.: Недра, 1978. – 64 с.
- 3 Строительство подземных сооружений: Справочное пособие / [М.Н.Шуплик, Я.М.Месхидзе, И.О. Королёв и др.]; под ред. М.Н.Шуплика. – М.: Недра, 1990. – 384 с.
- 4 Справочник по сопротивлению материалов / Г.С.Писаренко, А.П.Яковлев, В.В.Матвеев; под ред. Г.С.Писаренко. – К.: Наукова думка, 1988. – 736 с.



а) ОБТ-178; б) ОБТ-203; в) СБТ-114×10; г) СБТ-140×10

Рисунок 6 – Графіки зміни в часі безрозмірної повної внутрішньої енергії W прихопленої труби

5 Мойсшин В.М. Застосування методу просторових характеристик для вивчення напружено-деформованого стану прихопленої бурильної колони під дією вибухової хвилі / В.М.Мойсшин, В.Д.Яцишин // Прикарпатський вісник НТШ. Число. – 2009. – №1(5). – С. 43-59.

6 Клифтон Р.Дж. Разностный метод в плоских задачах динамической упругости // Сб. переводов “Механика”. – 1968. – №1.

7 Сабодаш П.Ф. Применение метода пространственных характеристик к решению осесимметричных задач по распространению упругих волн / П.Ф.Сабодаш, Р.А.Чередниченко // ПМТФ. – 1971. – № 4.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
11.02.10
Рекомендована до друку професором
Коцкуличем Я.С.*

ДОСЛІДЖЕННЯ ВТОМНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ НАТУРНИХ ЗРАЗКІВ БУРИЛЬНИХ ТРУБ ЗА БАГАТОСТУПЕНЕВОГО НАВАНТАЖУВАННЯ

В.І.Артим, І.М.Гойсан

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40089,
e-mail: gstatus@mail.ru*

Проведено натурні експериментальні дослідження втомної довговічності натурних зразків бурильних труб ТБВ 140×11 Л в умовах блокового багатоступеневого навантажування консольним згином. На основі аналізу експериментальних даних зроблено висновок про необхідність коригування лінійної гіпотези накопичення втомних пошкоджень під час оцінювання експлуатаційної надійності бурильних колон у певних умовах експлуатації. Проаналізовано механізм поширення втомних тріщин для різних схем навантажування труб.

Ключові слова: довговічність, багатоступеневе навантаження, втомна тріщина.

Проведены натурные экспериментальные исследования усталостной долговечности натурных образцов бурильных труб ТБВ 140×11 Л в условиях блочного многоступенчатого нагружения консольным изгибом. На основании анализа экспериментальных данных сделан вывод о необходимости коррекции линейной гипотезы накопления усталостных повреждений при оценке эксплуатационной надежности бурильных колонн в определенных условиях эксплуатации. Проанализирован механизм распространения усталостных трещин для разных схем нагрузки труб.

Ключевые слова: долговечность, многоступенчатое нагружение, усталостная трещина.

The experimental model of TBV 140×11 L drilling pipes full-scale specimen fatigue endurance in the conditions of sectional multi-stage loading application bending through an angle is given. Conclusions about the necessity of hypothesis linear accumulation of fatigue damages correction are developed on the basis of experimental data analysis during the drilling strings operational reliability estimation in the conditions of certain exploitation. The analysis of fatigue cracks distribution mechanism was performed due to pipe breaks received during different charts of loading pipes.

Keywords: the durability, the multi-stage loading, the fatigue crack.

Як свідчить практика буріння, виникнення аварійних ситуацій з елементами бурильних колон здебільшого пов'язані з їх втомним та корозійно-втомним руйнуванням [1]. Зниження аварійності бурильних колон потребує вирішення значного обсягу складних завдань, пов'язаних з оцінкою надійності та довговічності елементів бурильних колон та їх підвищення.

Питанню оцінки втомної довговічності елементів бурильних колон присвячені численні наукові праці. Їх огляд можна знайти, наприклад, у посібнику [1]. У даний час достатньо повно досліджені питання оцінки параметрів кривих втоми елементів бурильних колон. У праці [2] обґрунтовано можливість використання лінійної гіпотези підсумовування втомних пошкоджень для оцінки експлуатаційної надійності бурильної колони за роторного буріння у визначених умовах експлуатації.

Але специфікою роботи елементів бурильної колони є змінність умов навантажування під час експлуатації. Наприклад, бурильні труби спочатку можуть знаходитись на викривленій ділянці свердловини, де підлягають впливу інтенсивного навантаження, а потім працювати на ділянці з полегшеними умовами навантаження, чи навпаки. Під час ліквідації прихоплень частина бурильної колони, розміщена вище місця прихоплення, сприймає досить інтенсивне навантаження, а розміщена нижче – його уникає. Про важливість дослідження цього питання свідчать і авторські дослідження матеріа-

лу бурильних труб, що вказують на значний вплив послідовності ступенів навантаження зразків на їх тріщиностійкість [3]. Тому метою даних досліджень є оцінка впливу зміни умов навантажування елементів бурильної колони у процесі їх експлуатації на накопичення втомних пошкоджень. Для такої оцінки необхідно провести експериментальні дослідження натурних елементів колони за багатоступеневою схемою навантажування, яке б імітувало варіанти змін умов навантажування.

Авторами проведено експериментальне дослідження довговічності натурального зразка бурильної труби ТБВ 140×11 Л із замковим з'єднанням 3-147 за багатоступеневого навантажування на випробувальному стенді УКІ-7 Фізико-механічного інституту імені Г.В.Карпенка НАН України.

Силовий вузол стенда із закріпленням зразком зображено на рис. 1.

На передньому плані видно супорт токарного верстата для обточування хвостовика, що забезпечує співвісність зразка з силовою головою.

Натурний зразок навантажується за допомогою відтарованих пружин стискання за м'якою схемою навантажування. Конструктивну схему навантажування наведено на рис. 2.

Обертальний момент до натурального зразка труби 9 з ніпелем 8 передається від електродвигуна 2 через пружну муфту 3, приводний вал 5, закріплений у підшипниках двох проміжних

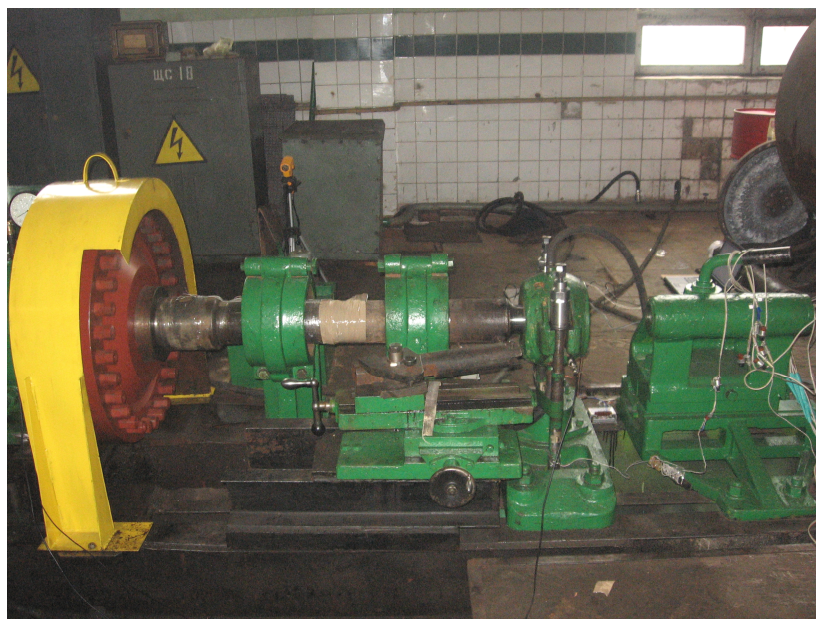
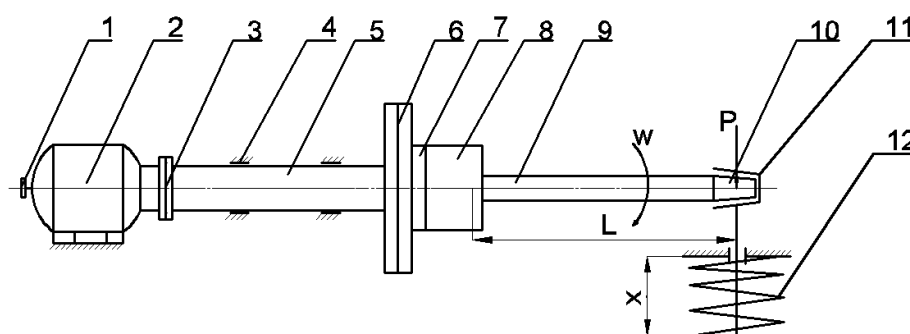


Рисунок 1 – Загальний вигляд силового вузла випробувального стенда УКІ-7



1 – лічильник кількості обертів; 2 – електродвигун; 3 – пружна муфта; 4 – проміжні опори; 5 – приводний вал; 6 – планшайба; 7 – муфта 3-147; 8 – ніпель 3-147; 9 – труба ТБВ 140 “Л”; 10 – конічний хвостовик; 11 – навантажувальна головка; 12 – пружини стиснення

Рисунок 2 – Конструктивна схема навантаження зразка

опор 4, і планшайбу 6, яка слугує маховиком обертальної системи та містить у собі приєднувальний елемент у вигляді муфти 7. Кількість обертів контролюється за допомогою лічильника обертів 1.

Зусилля P створюється чотирма пружинами стиснення 12 і передається до зразка через навантажувальну головку 11, в підшипниках якої закріплюється приварений до вільного кінця труби конічний хвостовик 10. Величина зусилля P регулюється зміною зазору x і контролюється штангенциркулем.

Закріплення зразка в планшайбі здійснюється за допомогою універсального машинного ключа. Момент згвинчування контролюється динамометром.

Амплітуду циклічних напружень, що виникають в небезпечному перерізі бурильної труби, визначаємо за формулою

$$\sigma_a = \frac{PL}{W}, \text{ МПа}, \quad (1)$$

де: $W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$, м^3 – момент опору небезпечного перерізу труби;

D, d – зовнішній і внутрішній діаметри труби відповідно.

Тарування пружин здійснювалось повірним динамометром. Результати тарування подано на рис. 3.

Як досліджуваний елемент бурильної колони вибрано бурильні труби ТБВ 140×11 “Л”, для яких попередньо визначено параметри кривої корозійної втоми [4]. Ще однією причиною вибору саме цього елемента є наявність у нього слабкої ланки - перший виток різьби, що контактує з ніпелем, по якому здебільшого і відбувається процес руйнування. Це дає можливість проводити спостереження зони майбутнього зламу протягом усього часу проведення експерименту різноманітними технічними засобами. У нашому випадку у ході експерименту проводився постійний облік температури тіла бури-

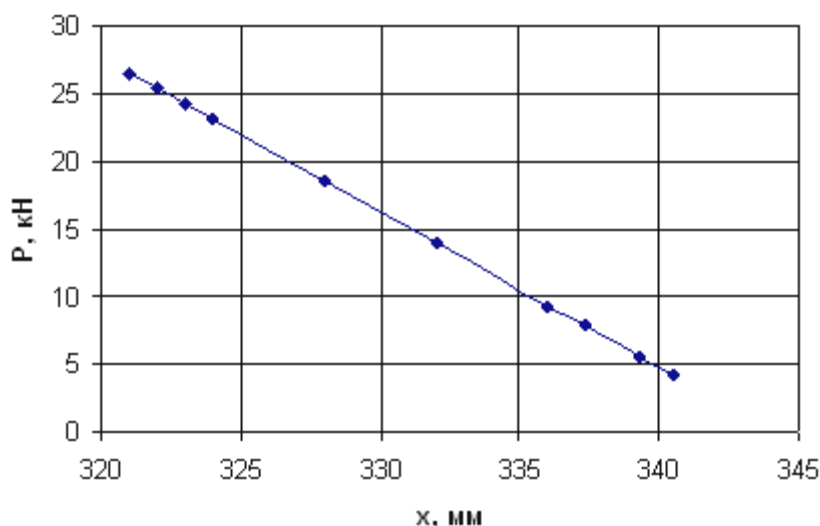


Рисунок 3 – Тарувальний графік навантаження

Таблиця 1 – Силві характеристики ступенів навантажування

Довжина пружини x, мм	Сила P, кН	Напруження у зоні зламу σ_a , МПа	Кількість циклів до руйнування N_i , 10^6
336	9,3	47,2	58,935
332	13,95	70,8	6,319
328	18,5	93,9	1,335
324	23,15	117,5	0,388
323	24,25	123,1	0,301
322	25,45	129,2	0,231
321	26,45	134,2	0,186

льної труби в зоні ймовірного зламу за допомогою спрямованих інфрачервоних променів, тензометрія і періодична ультразвукова дефектоскопія цієї зони. Крім того, проведені раніше дослідження вказують на близькість параметрів опору труб ТБВ 140 звичайній і корозійній втоми [5], що дає змогу використовувати результати втомних досліджень для реальних експлуатаційних умов із впливом корозійного чинника.

Для розрахунків на втомну довговічність використано рівняння кривої корозійної втоми різьбового з'єднання ТБВ 140×11 “Л” [4] у вигляді $\lg(\sigma_a) = b \lg(N) + a$:

$$\lg(\sigma_a) = -0,172 \cdot \lg(N) + 3,0369. \quad (2)$$

За тарувальним графіком (див. рис. 3) і рівняннями (1), (2) з умови охоплення області багаточислової втоми визначено зусилля, які будуть використовуватися як ступені навантажування.

Для бурильної труби ТБВ 140 “Л” у рівнянні (1) значення $D = 136$ мм; $d = 91$ мм.

Відповідно, $W = 1,97 \cdot 10^{-4}$ м³.

Результати розрахунків зведені до таблиці 1.

Дослідження втомної довговічності елемента бурильної колони проводилось за багатоступеневого навантажування, що близьке до експлуатаційного під час процесу буріння.

Для зразка №1 імітувалась експлуатація труби в бурильній колоні на інтенсивно навантаженій ділянці і напруження ступенів для зразка №1 охоплювало діапазон довговічності від 140 тис. до 569 тис. циклів.

Для зразків №2 і 3 діапазон збільшили до повного охоплення багаточислової втоми, а саме, від 1×10^5 до $1,5 \times 10^7$ циклів.

Для зразка №2 розміщення ступенів навантажування імітувало експлуатацію труби з умови поступового збільшення інтенсивності навантажування із короткочасними витримками за циклічного низькоамплітудного навантаження.

Для зразка №3 розміщення ступенів навантажування імітувало експлуатацію труби з умови поступового зменшення інтенсивності навантаження з короткочасними ступенями навантаження для зупинки фронту тріщини.

Результати експерименту зведені до таблиці 2.

Експеримент проводили до повної поламки зразків.

Дослідження втомної довговічності елементів бурильних колон потребує і аналізу механізму поширення втомних тріщин. Злами труб (рис. 4) дозволяють отримати інформацію щодо розвитку та розповсюдження втомних тріщин за багатоступеневого навантажування, яке більш чітко відповідає реальним умовам експлуатації бурильних труб.

Таблиця 2 – Схеми ступенів навантажування і результати досліджень довговічності зразків

№ зразка	№ ступені	Напруження σ_a , МПа	Кількість циклів n_i , тис.	Накопичене пошкодження d_i	Примітка
1	1	117,5	212	0,546	
	2	93,9	73	0,055	
	3	117,5	139	0,358	
	4	129,2	50	0,217	
	Усього:			474	1,176
2	1	70,8	77	0,012	
	2	93,9	64	0,048	Відкрутився зразок
	3	70,8	65	0,0102	
	4	93,9	105	0,079	
	5	70,8	31	0,005	
	6	47,2	63	0,001	Маркування
	7	70,8	37	0,006	
	8	93,9	100	0,075	
	9	117,5	238	0,613	
	10	47,2	28	0,0005	Маркування
	11	117,5	92	0,237	
	12	47,2	13	0,0002	Маркування
	13	117,5	23	0,059	
	14	134,2	69	0,37	
Усього:			1005	1,5159	
3	1	129,2	70	0,303	
	2	123,1	70	0,233	
	3	93,9	30	0,022	Маркування
	4	117,5	50	0,129	
	5	70,8	30	0,005	Маркування
	6	117,5	40	0,103	
	7	47,2	110	0,002	
	8	70,8	15	0,0024	
Усього:			415	0,7994	

Для зразка №1 характерною є кільцева тріщина, яка нерівномірно зростала з багатьох осередків (рис. 4, а).

Злам же зразка № 2 засвідчує півеліпсоїдний фронт тріщини з одним осередком (рис. 4, б). Хоча довговічність даного зразка вища, небезпека такого зруйнування в умовах експлуатації є більшою з причини значно меншої відносної площі перерізу зони поширення тріщини та її чіткої локалізації.

На нашу думку, зміна механізму поширення тріщини з кільцевої на півеліпсоїдну пояснюється не зміною схеми багатоступеневого навантажування, а високим ексцентриситетом тіла труби зразка № 2. Методика випробовувань зразка передбачає обточування хвостовика труби на конус безпосередньо після його закріплення в планшайбі за допомогою токарного різця, встановленого в супорті токарного верстата (див. рис. 1). Але й цим неможливо уникнути динамічного дисбалансу труби. За такої схеми навантажування установки ексцентриситет призвів до посиленого одностороннього

"биття" труби в навантажувальній головці і, відповідно, до збільшення напружень на локальній ділянці. Це підтверджується розміщенням тріщини саме на лінії найбільшого ексцентриситету. Посилене биття призвело навіть до аварійного відкручування труби (див. табл. 2).

Особливістю зламу зразка № 3 є надзвичайно мала зона доламу (рис. 4, в). Це пояснюється схемою навантажування даного зразка, яка передбачала поступове зниження амплітуди навантаження. Тріщина кільцева, але, на відміну від зразка № 1, достатньо рівномірна і згладжена, хоча й починалася з одного осередку (нижня права ділянка зламу). На даній ділянці спостерігаються маркувальні лінії зупинки тріщини, які свідчать про зміну фронту росту тріщини.

Під час досліджень на втомну довговічність труб ТБВ 140 Л проводились записи температури зони майбутнього зламу зразка труби в залежності від часу проведення експерименту за допомогою пірометра FLUKE 574.



а - №1; б - №2; в - №3

Рисунок 4 – Загальний вигляд зламів зразків труб

Досліджуючи зразок №1, на дисплеї пірометра спостерігали два стрибки температури. Різниця максимальних та мінімальних значень температури становила відповідно 4,5 і 8,5°C. Оброблені з допомогою комп'ютерного устаткування дані зображено на рис. 5, а, б. На нашу думку, миттєве підвищення температури пояснюється швидким вивільненням енергії руйнування під час стрибкоподібного об'єднання втомних тріщин, що поширювались від окремих осередків руйнування.

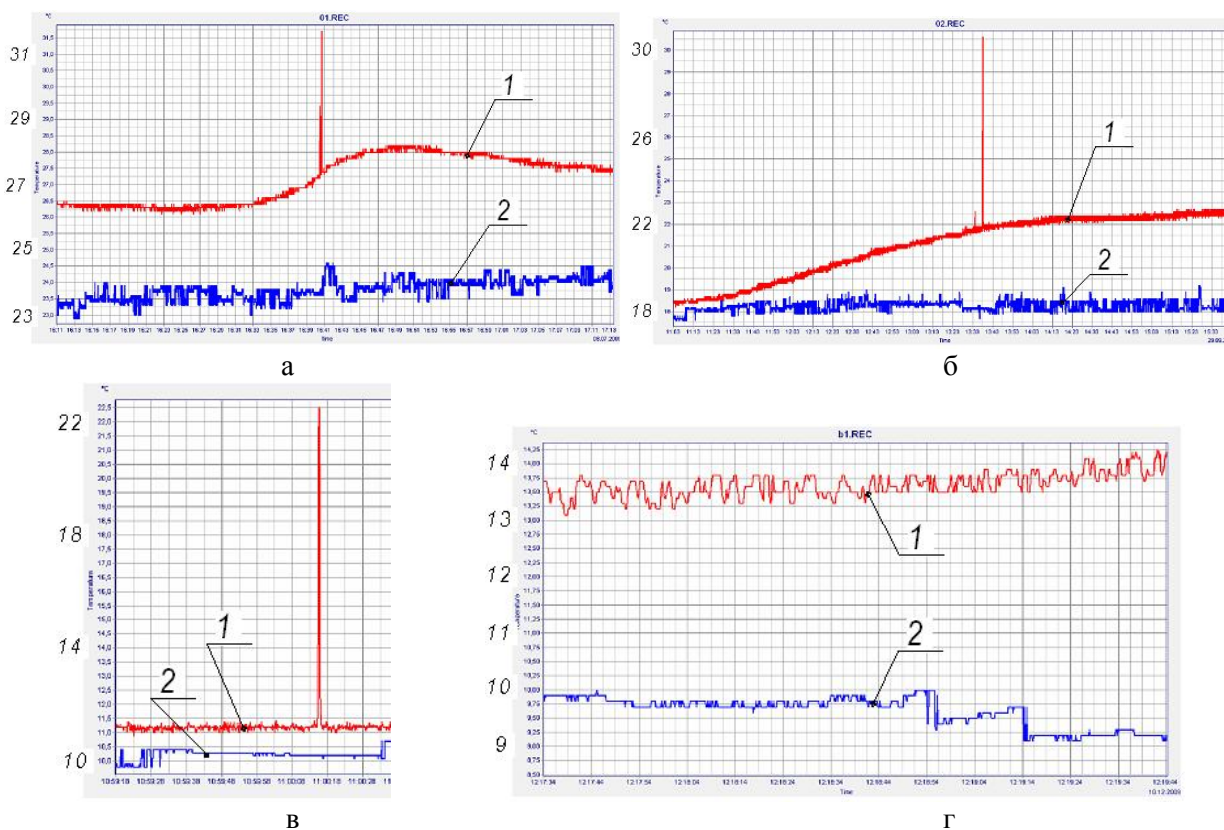
Для зразка № 2 спостерігався тільки один суттєвий стрибок температури. Різниця максимальної та мінімальної позначок температури складала приблизно 11,25°C (рис. 5, в). Даний стрибок відбувся за прискореного розвитку втомної тріщини перед остаточним руйнуванням (доламом), що підтверджується проведенням ультразвукової дефектоскопії з допомогою дефектоскопа ДІО-562 (рис. 6).

Для зразка №3 спостерігали незначне коливання зростаючої температури тіла труби в зоні ймовірного зламу. Різниця максимальної та мінімальної позначок температури складала в середньому 0,6°C (рис. 5, г). Періодична ультразвукова дефектоскопія зони руйнування вказала на стабільне підростання втомних тріщин (рис. 6).

Накопичене пошкодження обчислювали за рівнянням $d = \sum \frac{n_i}{N_i}$, де n_i – кількість циклів навантаження (табл. 2), N_i – кількість циклів до руйнування, розрахована за рівнянням (2) (табл. 1). Усі зразки показали різну довговічність. Так, за лінійною гіпотезою накопичення втомного пошкодження Майнера, для зразка № 1 відносна довговічність $d=1,18$, для зразка № 2 – 1,52, для зразка № 3 – 0,8.

Таким чином, за результатами експерименту зроблено висновок про вплив послідовності ступенів навантаження на втомну довговічність труби. Так, найменшу довговічність отримано за схеми навантажування з послідовним зменшенням інтенсивності навантаження, – навіть до рівня довговічності 15 млн. циклів (зразок № 3), середню – за постійної роботи в ускладнених умовах (зразок № 1), найбільшу – за схеми навантажування з послідовним збільшенням інтенсивності навантаження, навіть не зважаючи на додаткові напруження від "биття" і наявність півеліпсоїдної тріщини (зразок № 2).

Спостережене явище різниці довговічностей труб пояснюється тим, що кінетика накопичення втомних пошкоджень для матеріалів



а, б – зразок №1; в – зразок №2; г – зразок №3;
1 – температура зони зламу; 2 – температура повітря робочого середовища

Рисунок 5 – Температурні записи, отримані з допомогою пірметра FLUKE 574

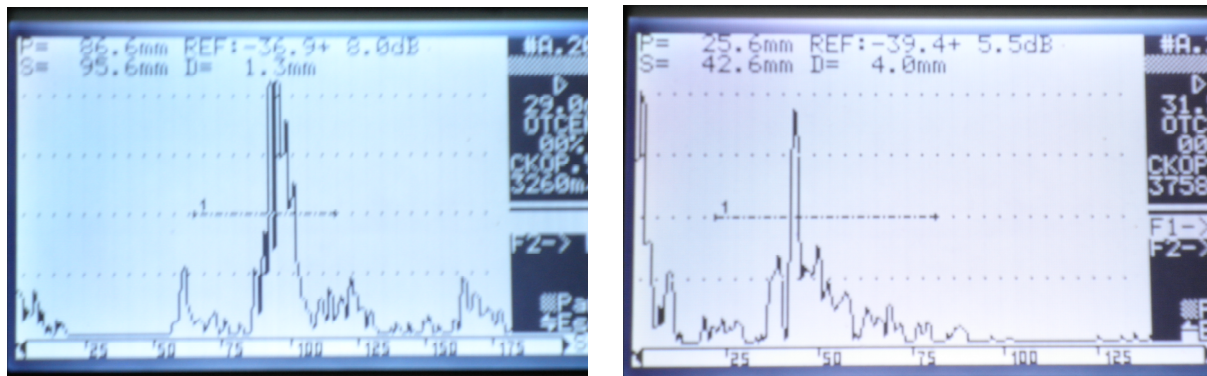


Рисунок 6 – Результати ультразвукової дефектоскопії

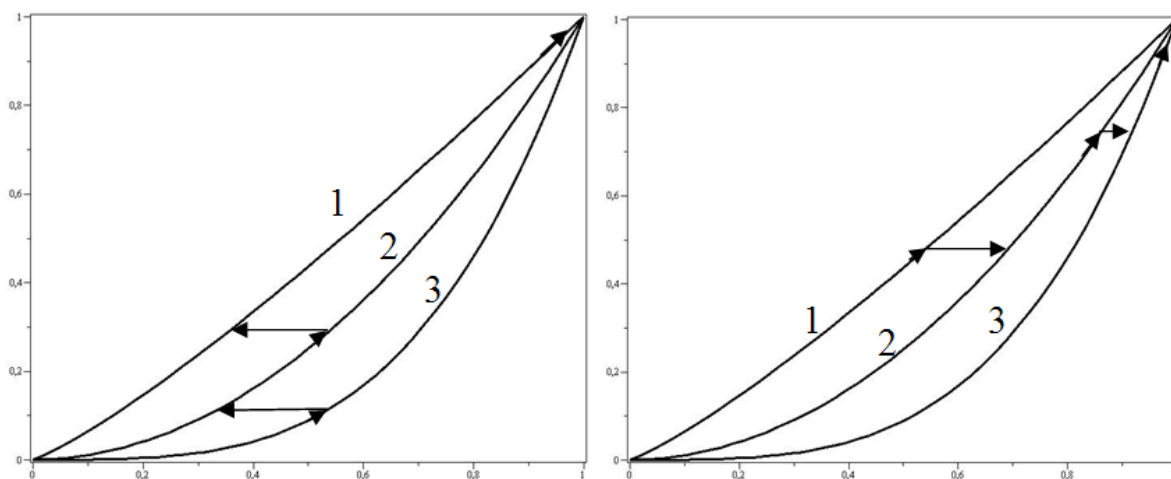
елементів бурильної колони, як і для усіх сталей [6], залежить від рівня навантаженості. Принципову картину видно на рис. 7, де безрозмірними координатами є відпрацьований ресурс вздовж осі *x* і відносне накопичене пошкодження вздовж осі *y*.

Як бачимо з рис. 7, а, за поступового збільшення навантаження відбувається гальмування процесу пошкодження. Так, за наведеним на рисунку прикладом загальна довговічність буде 1,35 і складається з 0,55 на рівні 3, 0,2 на рівні 2 і 0,6 на рівні 1. По іншому відбувається процес втомного пошкодження за поступового зменшення навантаження (рис. 7, б). Загальна довговічність складатиме всього 0,8: 0,55 – на рівні 1; 0,15 – на рівні 2 і 0,1 – на рівні 3. Ще

меншу довговічність отримали б за умови швидшого переходу на нижчий рівень (рис. 7, б). Відпрацювання бурильних труб здебільшого відбувається за схемою рис. 7, б (зразок № 3).

Таким чином, проведені дослідження на втомну довговічність бурильних труб вказують на значні резерви підвищення експлуатаційної надійності і ефективності використання елементів бурильної колони за умови врахування послідовності рівнів їх навантаженості.

Майбутні дослідження будуть спрямовані на вплив багатоступеневого навантажування на мікроефективність зародження та підростання втомних тріщин за допомогою проведення електронно-фрактографічного аналізу зламів бурильних труб.



а – поступове збільшення навантаження (зразок №2);
 б – поступове зменшення навантаження (зразок №3);
 1 – високе навантаження; 2 – середнє навантаження; 3 – низьке навантаження

Рисунок 7 – Схема впливу рівня навантаження на кінетику втомного пошкодження

Література

1 Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посібник / Під заг. ред. В.В. Панасюка. – К.: Наук. думка, 1988. – Т.10: Міцність та довговічність нафтогазового обладнання; під ред. В.І.Похмурського, Є.І.Крижанівського. – Львів–Івано-Франківськ: Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, 2006. – 1193 с.

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

3 Розрахунок втомної довговічності замкового з'єднання бурильних труб 3-147 при багатоступеневому навантажуванні / В.М.Івасів, В.І.Артим, М.М.Яворський та ін.// Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – № 2. – С. 116-120.

4 Янышевский М.Я. Прогнозирование усталостной долговечности бурильных колонн: автореф. дисс.на соиск. науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.12 "Машины нефтяной и газовой промышленности" / М.Я. Янышевский. – Москва, 1989. – 24 с.

5 Пришляк А.М. Исследование выносливости бурильных труб и некоторые методы повышения их работоспособности: автореф. дисс. канд. тех. наук: спец. 05.05.12 "Машины нефтяной и газовой промышленности" / А.М.Пришляк. – Москва, 1976. – 18 с.

6 Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций / В.В. Болотин. – М.: Машиностроение, 1990. – 448 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
 11.02.10
 Рекомендована до друку професором
 Івасівим В.М.*

ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ МОДЕЛІ ВИКРИВЛЕННЯ СВЕРДЛОВИНИ № 2 НОВОМИХАЙЛІВСЬКОЇ СВІТИ

М.В.Шавранський, І.І.Чигур, А.М.Шавранська, Г.Я.Процюк

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40089,
e-mail: a t p @ n u n g . e d u . u a

Наведено теоретичний опис побудови різних математичних моделей і їх ідентифікації за експериментальними даними. На основі експериментальних даних свердловини № 2 Новомихайлівської світи побудовано реальні моделі викривлення свердловини, а саме: кореляційна, спектральна і вісім параметричних, а також проведено їх ідентифікацію. За числовими оцінками середньоквадратичного розузгодження керуючих рішень визначена оптимальна модель вигляду **arx 321**. В програмному середовищі *Matlab* побудовано різні характеристики розроблених моделей: перехідні, імпульсні, частотні і спектральні.

Ключові слова: викривлення, модель, характеристика, ідентифікація, свердловина, система керування, буріння, параметри.

Приводится теоретическое описание построения разных математических моделей и их идентификации согласно экспериментальных данных. По экспериментальным данным скважины №2 Новомихайловской світи построены реальные модели искривления скважины: корреляционная, спектральная и восемь параметрических, а также проведена их идентификация. По числовым оценкам среднеквадратичного рассогласования управляющих решений определена оптимальная модель вида **arx 321**. В программной среде *Matlab* построены различные характеристики разработанных моделей: переходные, импульсные, частотные и спектральные.

Ключевые слова: искривление, модель, характеристика, идентификация, скважина, система управления, бурение, параметры.

Theoretical description of construction of different mathematical models and their authentication is resulted in obedience to experimental information. On the basis of experimental information of mining hole №2 Novomikhaylivskoy of retinue is built the real models of curvature of mining hole, namely: cross-correlation, spectral, and also eight self-reactance and their authentication is conducted. After the numerical estimations of среднеквадратичного рассогласования of managing decisions, the optimum model of type of **arx 321** is certain. Different descriptions are built in obedience to the developed models: transitional, impulsive, frequency and spectral in a software environment *Matlab*.

Keywords: curvature, model, description, authentication, mining hole, control the system, boring drilling, parameters

У процесі буріння всі свердловини з різних причин тією чи іншою мірою відхиляються від початкового напрямку. Цей процес називається викривленням. Ненавмисне викривлення називається природним, а викривлення свердловин за допомогою різних технологічних і технічних прийомів – штучним.

Викривлення свердловин супроводжується ускладненнями, до яких належать інтенсивніше зношування бурильних труб, підвищена витрата потужності, ускладнення під час проведення спуско-піднімальних операцій, обвалювання стінок свердловини тощо. Проте у деяких випадках викривлення свердловин дає змогу значно знизити витрати засобів і часу розробки родовищ нафти і газу. Таким чином, якщо викривлення свердловини небажане, його намагаються попередити, а якщо воно необхідне, – його розвивають. Цей процес називається спрямованим бурінням, яке може бути визначене як буріння свердловин з використанням закономірностей природного викривлення, і за допомогою технологічних прийомів і технічних засобів для виведення свердловини в задану точку. При цьому викривлення свердловин обов'язково піддається контролю і керуванню.

У процесі буріння спрямованої свердловини необхідно знати положення кожної її точки в просторі. Для цього визначаються координати її гирла і параметри траси, до яких відносяться зенітний кут, азимут свердловини та її довжина.

Зенітний кут – це кут між віссю свердловини (або дотичної до неї) і вертикаллю. Азимут – це кут між напрямом на північ і горизонтальною проекцією дотичної до осі свердловини, вимірний за годинниковою стрілкою. Довжина свердловини – це відстань між гирлом і забоем вздовж осі.

При вирівнюванні свердловини з горизонталлю відбувається збільшення зенітного кута (буріння з підйомом кута), а з вертикаллю – зменшення (буріння з падінням кута). При викривленні свердловини вліво азимут її зменшується, а вправо – збільшується [1].

Відхилення свердловин від проектного положення може відбуватися унаслідок неправильного зіставлення осі свердловини при забурюванні або викривлення в процесі буріння. У першому випадку існують причини суб'єктивного характеру, які можуть бути легко усунені. Для цього необхідно забезпечити співвісь літара вежі, прохідного отвору ротора і осі

Таблиця 1 – Параметри промивної рідини

Верх	Низ	Густина, г/см ³	Густина г/см ³ max	Умовна в'язкість min	Умовна в'язкість max	Фільтрат мл/30 хв min	Фільтрат мл/30 хв max	Вміст піску, % min	Вміст піску, % max	СНС min	СНС max
	881	1,160	1,180	55	80	6,0	8,0	1,5	2,0	35-40	70-100
881	2231	1,120	1,140	22	25	6,0	6,0	1,0	1,0	10-20	20-30
2231	2936	1,140	1,160	22	25	5,0	6,0	1,0	1,0	10-20	20-30

свердловини; горизонтальність стола ротора, прямолінійності провідної труби, бурильних труб і обважнених бурильних труб (ОБТ) згідно з технічними умовами.

Аналіз викривлення свердловин свідчить, що цей процес описується певними закономірностями, але для різних родовищ вони різні і можуть істотно відрізнятися.

В процесі буріння необхідний постійний контроль за положенням осі свердловини в просторі. Тільки в цьому випадку можна побудувати геологічний розріз і визначити дійсні глибини залягання продуктивних пластів, визначити положення вибою свердловини і забезпечити попадання його в задану проектом точку. Для цього необхідно знати зенітні і азимутні кути свердловини і глибини їх вимірювань. Такі виміри проводяться за допомогою спеціальних приладів, що називаються інклінометрами.

За вимірами зенітних кутів і азимутів свердловини в окремих точках здійснюється побудова фактичного профілю і плану свердловини. Фактична траса свердловини зіставляється з проектною, на підставі чого робиться висновок про можливість попадання свердловини в задане коло допуску. У випадку, якщо це попадання неможливе, ухвалюється рішення про застосування спеціальних технічних засобів спрямованого буріння з метою виведення свердловини на проектну трасу.

Вибір необхідної інтенсивності викривлення стовбура проводиться з урахуванням декількох чинників. Очевидно, що за значної інтенсивності викривлення погіршуються умови експлуатації всього устаткування і інструменту, при опусканні бурильних і обсадних колон можливі посадки і утворення жолобів. Проте довжина інтервалу викривлення в цьому випадку скорочується, що призводить до зменшення додаткових витрат часу на буріння з відхилювачем. За малої інтенсивності викривлення витрати за рахунок збільшення довжини інтервалу буріння з відхилювачем істотно вищі.

За раніше пробуреними на родовищі свердловинах визначаються закономірності викривлення і вплив на нього різних чинників. Ці дані дають змогу визначити інтенсивність природного викривлення на окремих інтервалах. [2]

Експериментальні дані свердловини №2 Новомихайлівської світи: проектна глибина – 2936 м; глибина свердловини по вертикалі – 2654 м; максимальний кут – 32 град., проектні горизонти АС 11-2; мета буріння – видобуван-

ня; магнітний азимут – 179,94; зміщення – 1095,4м; альтитуда ротора – 54,36 м; категорія свердловини – II. Параметри промивальної рідини наведено в таблиці 1.

Свердловина бурилася з 15.05.2009 по 29.05.2009 року. Нам відома база даних по цій свердловині, а саме: зеніт, азимут, глибина по вертикалі, відхід, відхилення, азимут до вершини круга, азимут до центру круга, азимут до низу круга, зеніт на дальній край, зеніт на центр круга, зеніт на ближній край залежно від глибини проходження свердловини.

Обробку експериментальних даних (вибір-ка складає 144 позиції) проводимо в програмному середовищі Matlab (System Identification Toolbox (SIT)). Цей інструментарій дає можливість будувати і досліджувати різні типи моделей (кореляційну, спектральну, параметричні з різними параметрами «вхідних» і «вихідних» даних) [3].

Моделі є математичним записом перетворення вхідного і вихідного сигналу системи.

Насправді, в будь-якій реальній системі на вихідні параметри впливають тією чи іншою мірою безліч чинників. Ці чинники можуть мати природу перешкод (шуму), а можуть бути параметрами, про які ми не маємо уяви. До першої категорії можна віднести технічні об'єкти. У них, як правило, можна виділити вхідні дії і вихідні параметри. До другої – економічні і фінансові процеси. На рис. 1 зображено класичне представлення динамічної системи.

На об'єкт діють вхідні сигнали u , випадкові дії e та вихідні параметри y , що є векторами довільної розмірності.

Схема ідентифікованої системи має вигляд, зображений на рис. 1, б). Нам відомі значення вхідних і вихідних параметрів, виміряні з певним інтервалом часу. Отже, вхідним і вихідним сигналами є дискретні функції, тобто вхід – $u(t)$; $t = 1, 2, \dots, N$; вихід – $y(t)$; $t = 1, 2, \dots, N$.

Припустимо, що сигнали пов'язані системою лінійно, тоді перетворення “вхід-вихід” може бути записане у вигляді

$$y(t) = G(q)u(t) + v(t), \quad (1)$$

де q – оператор зсуву;

$$G(q)u(t) = \sum_{k=1}^{\infty} g(k)u(t-k); \quad (2)$$

$$G(q) = \sum_{k=1}^{\infty} g(k)q^{-k}; \quad q^{-1}u(t) = u(t-1). \quad (3)$$

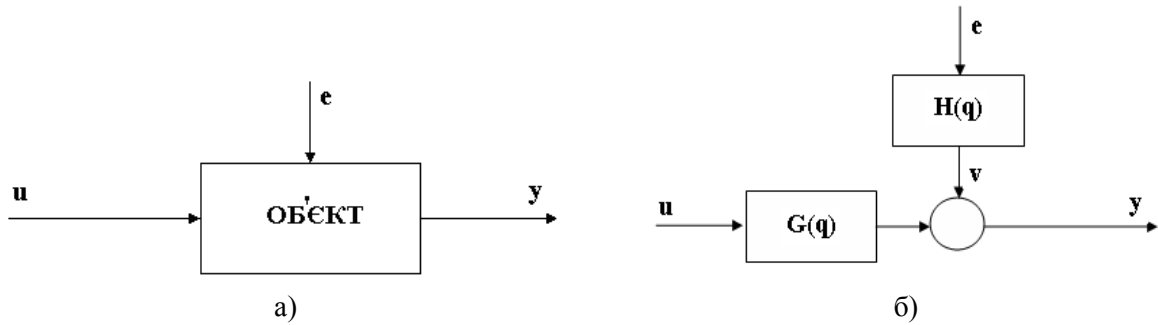


Рисунок 1 – Загальна модель системи

Числа $\{g(k)\}$ називаються імпульсною передавальною функцією системи. Зрозуміло, що $g(k)$ є виходом системи в час k , якщо в початковий момент часу на вхід системи подається імпульс. Функція $G(q)$ називається передавальною функцією системи. Ця функція, визначена на одиничному крузі ($q = e^{j\omega}$), дає частотну передавальну функцію

$$G(e^{j\omega}). \quad (4)$$

У (1) $v(t)$ – додаткова функція, що є шумом (перешкодами). Його характеристикою може бути спектральна щільність (спектр)

$$\Phi_v(\omega) \quad (5)$$

і визначається як

$$\Phi_v(\omega) = \sum_{\tau=-\infty}^{\infty} R_v(\tau) e^{-j\omega\tau}, \quad (6)$$

де $R_v(\tau)$ – коваріаційна функція шуму $v(t)$,

$$R_v(\tau) = M\{v(t)v(t-\tau)\}; \quad (7)$$

M – символ математичного очікування. Альтернативно перешкода може бути описана як відфільтровані білі шуми

$$v(t) = H(q)e(t), \quad (8)$$

де $H(q)$ – білі шуми з параметром λ і

$$\Phi_v(\omega) = \lambda |H(e^{j\omega})|^2. \quad (9)$$

Всі наведені вище рівняння (1) – (9) разом дають опис часової області системи

$$y(t) = G(q)u(t) + H(q)e(t), \quad (10)$$

де G – передавальна функція системи. Рівняння (4) і (5) складають опис частотної області:

$$G(e^{j\omega}); \Phi_v(\omega)$$

Імпульсна передавальна функція (3) і частотні характеристики (4-10) називаються непараметричними моделями, оскільки вони не визначені в термінах кінцевого числа параметрів.

Основний опис (10) може використовуватися за наявності безлічі змінних; тобто, коли система має декілька вхідних (nu) і вихідних (ny) сигналів. В такому разі $G(q)$ є матрицею розмірністю $ny \times nu$, а $H(q)$ $\Phi_v(\omega)$ – матрицями розмірністю $ny \times ny$.

Функції G і H можуть бути описані як раціональні функції від q^{-1} .

Однією з включених до системи ідентифікації (SIT) є модель ARX (рис. 2), яка має вигляд

$$G(q) = q^{-nk} \cdot \frac{B(q)}{A(q)}; \quad (11)$$

$$H(q) = \frac{1}{A(q)}, \quad (12)$$

де B і A – многочлен в операторі затримки q^{-1} :

$$A(q) = a_1 + a_2 q^{-1} + \dots + a_{na} q^{-na+1}, \quad (13)$$

$$B(q) = b_1 + b_2 q^{-1} + \dots + b_{nb} q^{-nb+1}.$$

Тут, числа na і nb – порядки відповідних поліномів, nk – число затримок від введення (входу) до виходу. Модель зазвичай записується у вигляді:

$$A(q)y(t) = B(q)u(t - nk) + e(t) \quad (14)$$

або явно

$$\begin{aligned} y(t) + a_1 y(t-1) + \dots + a_{na} y(t-na) = \\ = b_1 u(t-nk) + b_2 u(t-nk-1) + \dots + \\ + b_{nb} u(t-nk-nb+1) + e(t). \end{aligned} \quad (15)$$

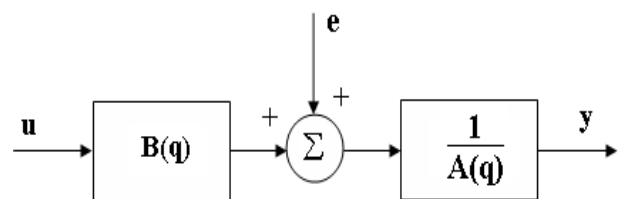


Рисунок 2 – Загальний вигляд ARX-моделі

Вирази (14) – (15) можуть бути узагальнені для випадку з багатьма змінними. Тоді $A(q)$ стане матрицею розмірністю $ny \times ny$, а $B(q)$ – матрицею розмірністю $ny \times nu$.

Іншою головною, і більш загальною моделлю є ARMAX структура (рис.3)

$$A(q)y(t) = B(q)u(t - nk) + C(q)e(t), \quad (16)$$

де $A(q)$ і $B(q)$ визначаються згідно з (13), а

$$C(q) = 1 + c_1 q^{-1} + \dots + c_{nc} q^{-nc}.$$

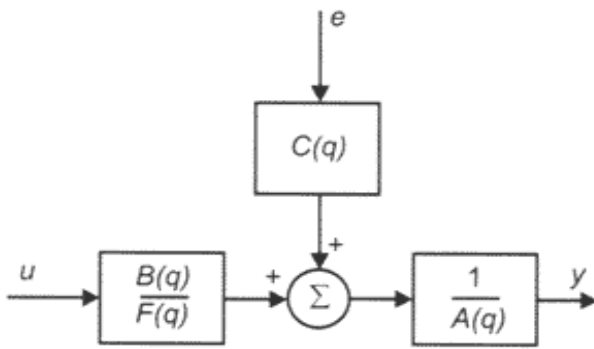


Рисунок 3 – Загальний вигляд ARMAX-моделі

Структура моделі помилки вихідної величини (ПВВ) отримана як

$$y(t) = \frac{B(q)}{F(q)} u(t - nk) + e(t) \quad (17)$$

з

$$F(q) = 1 + f_1 q^{-1} + \dots + f_{nf} q^{-nf}.$$

Так звана модель Бокса-Джекинса (БД) має вигляд

$$y(t) = \frac{B(q)}{F(q)} u(t - nk) + \frac{C(q)}{D(q)} e(t), \quad (18)$$

де

$$D(q) = 1 + d_1 q^{-1} + \dots + d_{nd} q^{-nd}.$$

Всі ці моделі – окремі випадки загальної параметричної моделі:

$$A(q)y(t) = \frac{B(q)}{F(q)} u(t - nk) + \frac{C(q)}{D(q)} e(t). \quad (19)$$

Параметри білого шуму $\{e(t)\}$ прийняті за 1.

В межах структури (19), можуть бути фактично отримані всі лінійні моделі систем типу “чорного ящика”. Так, модель ARX очевидно отримана при $nc = nd = nf = 0$. Структура ARMAX відповідає $nc = nf = 0$. Модель ПВВ отримана для $na = nc = nd = 0$, тоді як модель БД переписується з $nd = na = nf = 0$.

Той же тип моделей може бути визначений для систем з довільним числом входів. Вони мають форму

$$A(q)y(t) = \frac{B_1(q)}{F_1(q)} u_1(t - nk_1) + \dots + \frac{B_{nu}(q)}{F_{nu}(q)} u_{nu}(t - nk_{nu}) + \frac{C(q)}{D(q)} e(t). \quad (20)$$

Загальний підхід до опису лінійних систем полягає в тому, щоб використовувати моделі в просторі станів:

$$\begin{aligned} x(t+1) &= Ax(t) + Bu(t); \\ y(t) &= Cx(t) + Du(t) + v(t). \end{aligned} \quad (21)$$

Тут залежність між входом і виходом визначається через nx -мірний вектор станів. У

формі (21) передавальна функція переписується у вигляді

$$G(q) = C(qI_{nx} - A)^{-1} B + D, \quad (22)$$

де I_{nx} – одинична матриця розмірністю nx .

Зрозуміло, що (21) може розглядатися як один із способів параметризації передавальної функції. За (22) $G(q)$ стає функцією матриць $A, B, C, i D$.

У SIT використовується така модель в просторі станів:

$$\begin{aligned} x(t+1) &= Ax(t) + Bu(t) + Ke(t); \\ y(t) &= Cx(t) + Du(t) + e(t). \end{aligned} \quad (23)$$

Використання цих виразів дає змогу враховувати шуми і знаходити лінеаризовані рівняння нелінійних об'єктів.

У разі (23) $G(q)$ визначається за формулою (22), а $H(q)$ –

$$H(q) = C(qI_{nx} - A)^{-1} K + I_{ny}, \quad (24)$$

де ny розмірність $y(t)$ і $e(t)$.

Часто можна встановити опис системи одразу в (23). У інших випадках бажано описати спочатку шуми, які діють на систему. Це призводить до стохастичної моделі простору станів:

$$\begin{aligned} x(t+1) &= Ax(t) + Bu(t) + w(t); \\ y(t) &= Cx(t) + Du(t) + e(t), \end{aligned} \quad (25)$$

де $w(t)$ і $e(t)$ – стохастичні процеси з деякою мірою корельованості. В умовах стаціонарності і залежно від виду перетворення “вхід-вихід”, можна записати (25) еквівалентно (23). Тоді матриця K вибирається як фільтр Кальмана.

Часто простіше описати систему у вигляді неперервної динамічної моделі. Причина полягає в тому, що, як правило, фізичними законами є диференціальні рівняння. Тому моделювання фізичних явищ зазвичай веде до описів простору станів

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Fx(t) + Gu(t); \\ y(t) &= Hx(t) + Du(t) + v(t). \end{aligned} \quad (26)$$

Тут, $\dot{x}_{kT} \leq t \leq (k+1)T$, тоді залежність між $u[k] = u(kT)$ і $y[k] = y(kT)$ може бути точно виражена (21), причому

$$A = e^{FT}; \quad B = \int_0^T e^{F\tau} G d\tau. \quad (27)$$

Неперервна динамічна модель простору станів в SIT –

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Fx(t) + Gu(t) + \tilde{K}e(t); \\ y(t) &= Hx(t) + Du(t) + e(t). \end{aligned} \quad (28)$$

Відповідність між \tilde{K} і K здійснюється на основі виразу

$$K = \int_0^T e^{F\tau} \tilde{K} d\tau. \quad (29)$$

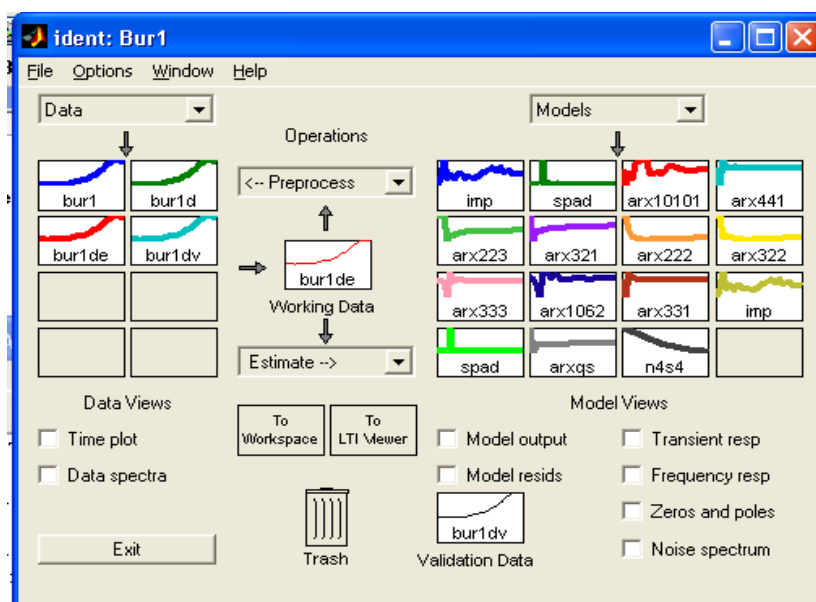


Рисунок 4 – Діалогове вікно редактора ідентифікації після формування вибірок

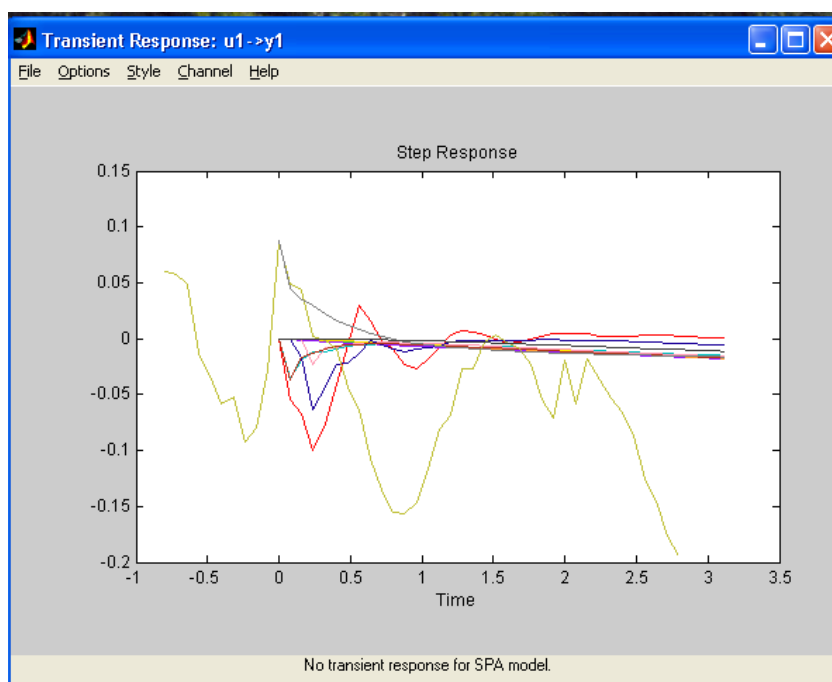


Рисунок 5 – Оцінки знайдених перехідних функцій

Для побудови кореляційної моделі в програмному середовищі SIT, вибираємо варіант Correlation Model із списку Estimate (оцінювання). В області Model Views з'являється знак з іменем **imp** (рис. 4), що означає отримання результату ідентифікації у вигляді такої моделі:

$$A_0 \cdot y(t) + A_1 \cdot y(t-T) + \dots + A_n \cdot y(t-nT) =$$

$$B_0 \cdot u(t) + B_1 \cdot u(t-T) + \dots + B_m \cdot u(t-nT) + e(t)$$

з параметрами A_n B_m . Значення параметрів відображаються в командному вікні Matlab [4]. Перехідну характеристику досліджуваної кореляційної моделі зображено на рисунку 5, а імпульсну характеристику – на рисунку 6.

Повторюємо оцінювання параметрів для іншого варіанту, а саме для спектральної моделі. В результаті отримаємо оцінку системи у вигляді частотних характеристик (рис. 7).

Перейдемо тепер до ідентифікації за допомогою параметричних моделей. В результаті налаштування параметрів і їх оцінки отримаємо характеристику з іменем **arx 10101** (рис. 1). Це означає побудову моделі з 10-ма параметрами «вхідних» даних, 10-ма параметрами «вихідних» даних і 1-м кроком затримки (пам'яті) системи керування.

Для проведення оцінки і порівняння побудуємо ще декілька параметричних моделей (**arx 441**, **arx 223**, **arx 321**, **arx 222**, **arx 322**, **arx 333**, **arx 1062**, **arx 331**, **arxqs**), що зображено на рис. 4.

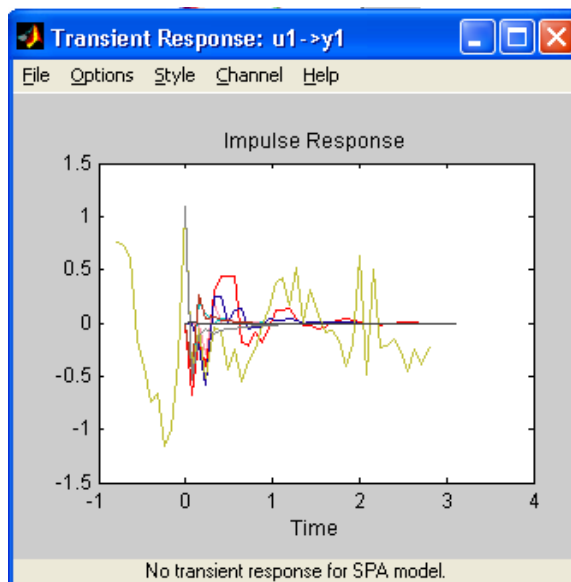


Рисунок 6 – Вікно графіків імпульсних характеристик системи

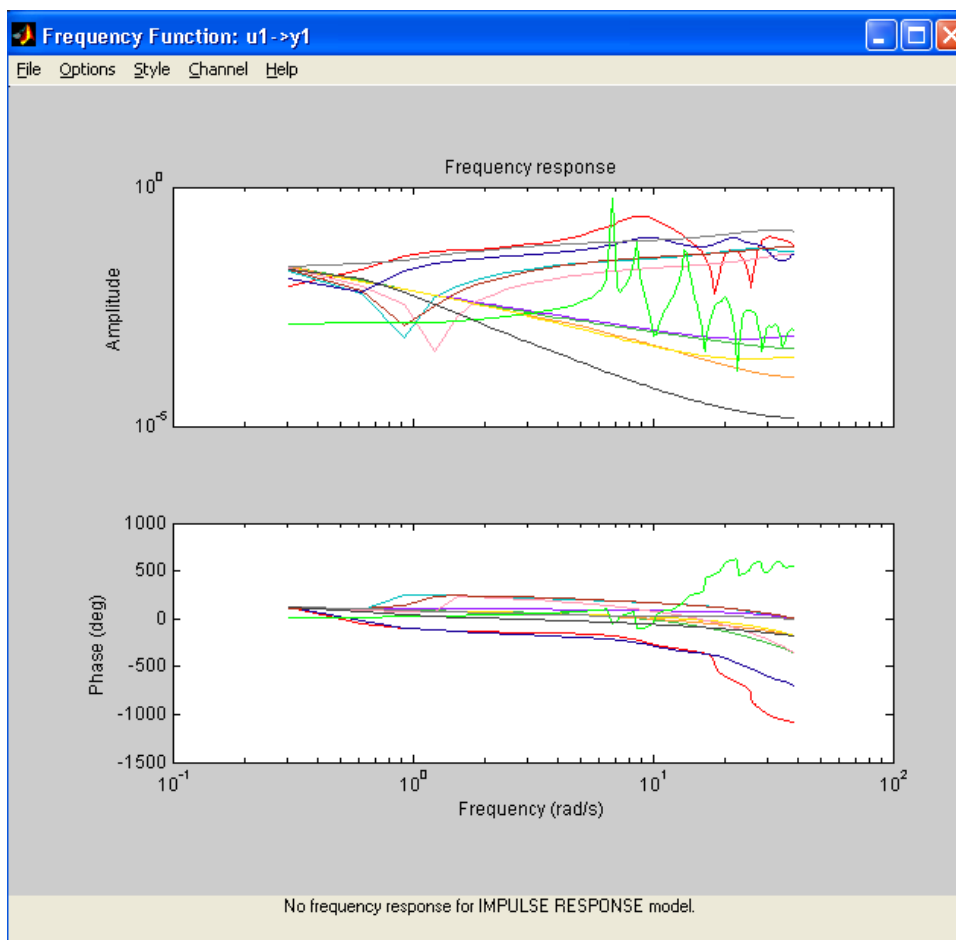


Рисунок 7 – Вікно оцінки системи у вигляді частотних характеристик

Всі характеристики і функції відповідно зображено на рисунках 5 – 9.

Виникає питання: яку з отриманих моделей прийняти в якості оптимального керуючого рішення? Для відповіді порівнюємо отримані моделі вивівши результати і рекомендації порівняння рішень (рис. 10).

Як видно за числовими оцінками середньоквадратичного розузгодження керуючих рішень, що представлені в правому вікні (рис.10), оптимальною є модель вигляду **арх 321**, рівняння якої наведено в командному вікні (рис. 11).

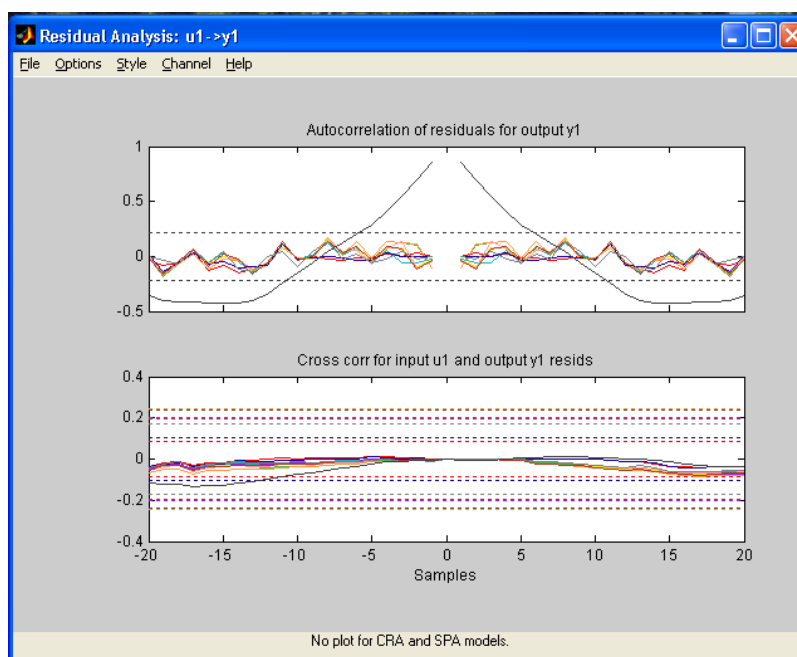


Рисунок 8 – Вікно автокореляційний функцій

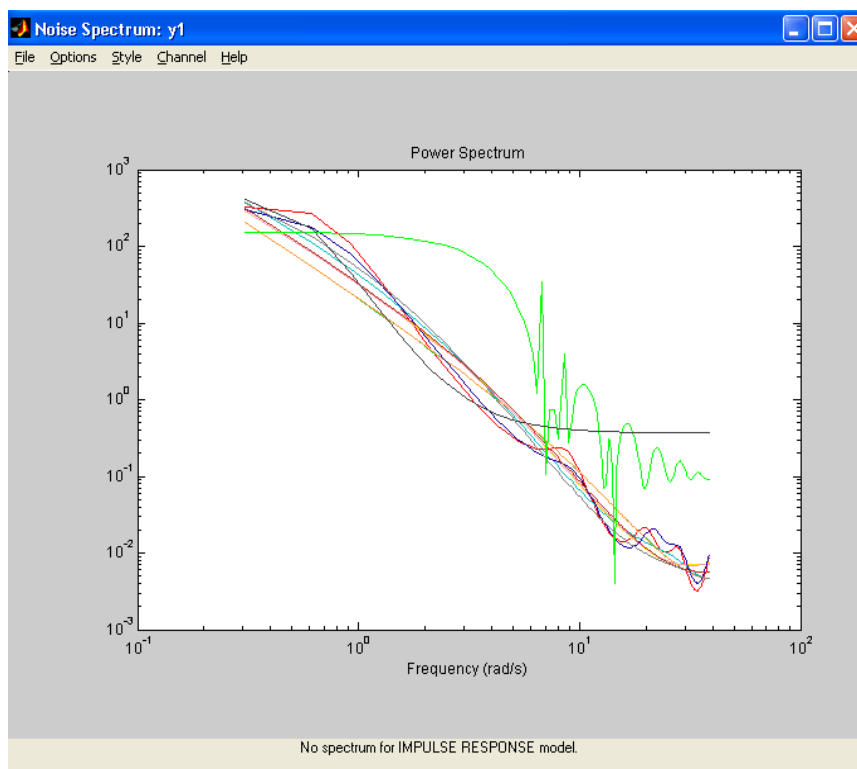


Рисунок 9 – Вікно оцінки спектральних характеристик

Висновки

Наведено теоретичний опис побудови різних математичних моделей та їх ідентифікації згідно з експериментальними даними.

На основі експериментальних даних свердловини №2 Новомихайлівської світи побудовано реальні моделі викривлення свердловини, а саме: *кореляційна, спектральна*, а також *вісім параметричних* і проведено їх ідентифікацію. За числовими оцінками середньоквадратичного

розузгодження керуючих рішень, визначена оптимальна модель вигляду **arx 321**

Побудовано різні характеристики згідно розроблених моделей: перехідні, імпульсні, частотні і спектральні в програмному середовищі Matlab.

Результати розрахунків можуть бути використані при корегуванні режимів буріння нафтових і газових свердловин на базі сучасних мікропроцесорних засобів контролю і управління.

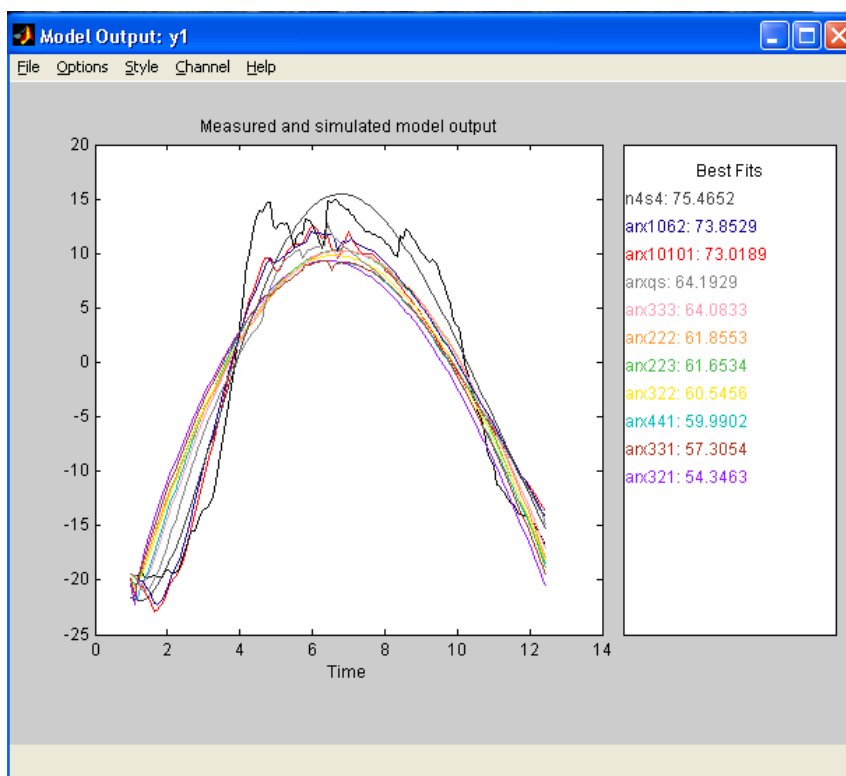


Рисунок 10 – Вікно аналізу отриманих моделей системи керування

```

>> ident
Opening ident ..... done.
Discrete-time IDPOLY model: A(q)y(t) = B(q)u(t) + e(t)
A(q) = 1 - 1.353 (+-0.0836) q^-1 + 0.1384 (+-0.1425) q^-2 + 0.2187 (
      +-0.08349) q^-3

B(q) = -0.0009822 (+-0.002773) q^-1 + 0.0007614 (+-0.002786) q^-2

Estimated using ARX from data set burlde
Loss function 0.441439 and FPE 0.473197
Sampling interval: 0.08
    
```

Рисунок 11 – ARX 321 (командне вікно)

Література

1 Мислюк М.А. Довідник: Буріння свердловин; у 5 т. / М.А.Мислюк, І.Й.Рибчич, Р.С.Яремійчук. – К.: Інтерпрес ЛТД, 2002. – Т.5: Ускладнення. Аварії. Екологія. – 2004. – 376 с.

2 Семенцов Г.Н. Автоматизація процесу буріння свердловин: [навчальний посібник]. ч. 3. – Івано-Франківськ: Факел, 1998. – 191 с.

3 Леоненков А.В. Нечеткое моделирование в среде MATLAB и fuzzyTECH / А.В.Леоненков // СПб.: БХВ-Петербург, 2003. – 736 с.

4 Шавранський М.В. Фаззи-модельювання для прогнозування прихоплень колони бурильних труб / М.В.Шавранський // Науковий вісник ІФНТУНГ. – № 1. – 2001. – С. 87-90.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
10.02.10
Рекомендована до друку професором
Тимківим Д.Ф.*

ВИЗНАЧЕННЯ ВІДХИЛЯЮЧОГО ЗУСИЛЛЯ НА ДОЛОТІ В КОМПОНОВЦІ НИЗУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ З КЕРОВАНИМ ПЕРЕХІДНИКОМ

А. А. Козлов

ДАТ «Чорноморнафтогаз», Департамент бурових робіт і флоту,
95000, м. Сімферополь, пр. Кірова 52, тел. (0652) 523764, e-mail: Akozlov@gas.cri.me.ua

На основі диференціальних рівнянь розроблено метод визначення відхиляючого зусилля на долоті залежно від кута перегину керованого перехідника. Зроблено висновок про можливість керування напрямом та модулем відхиляючого сили за допомогою осьового навантаження на долото, а також з використанням відхилювача.

Ключові слова: параметри проектного профілю свердловини, осьове навантаження на долото, відхиляюча сила, диференціальні рівняння, керований перехідник.

На основании дифференциальных уравнений разработан метод определения отклоняющего усилия на долоте в зависимости от угла перегиба управляемого переходника. Сделан вывод о возможности управления направлением и модулем отклоняющей силы при помощи осевой нагрузки на долото, а также с использованием отклонителя.

Ключевые слова: параметры проектного профиля скважины, осевая нагрузка на долото, отклоняющая сила, дифференциальные уравнения, управляемый переводник.

On the basis of differential equation the method of determination of deflection force on the bit dependent on deflection angle of bent sub has been developed. Conclusions have been made as for possibility to control direction and modulus of deflection force using axial bit load as well as different deflectors.

Key words: parameters of designed well profile, axial bit load, deflection force, differential equation, bent sub.

На сьогоднішній день нафта та газ залишаються основними енергоносіями у світі. Видобування цих вуглеводнів здійснюється шляхом спорудження свердловин глибиною від кількох сотень до кількох тисяч метрів. Осі таких свердловин дуже часто мають значні відхилення від вертикалі у вигляді криволінійних ділянок з різною інтенсивністю та тенденцією зміни зенітного чи азимутального кута, прямолінійних нахилених та горизонтальних ділянок. Такі свердловини називають похило-скерованими. Варто зазначити, що їх частка у об'ємах буріння невпинно зростає.

Попри переваги будівництва похило-скерованих свердловин (наприклад, збільшення об'ємів видобутої вуглеводневої сировини із одночасним зменшенням її собівартості) існує низка недоліків, основними з яких є ускладнення умов роботи бурильної колони та проблеми, пов'язані із забезпеченням проектного профілю свердловини. Останнє розглянемо детальніше.

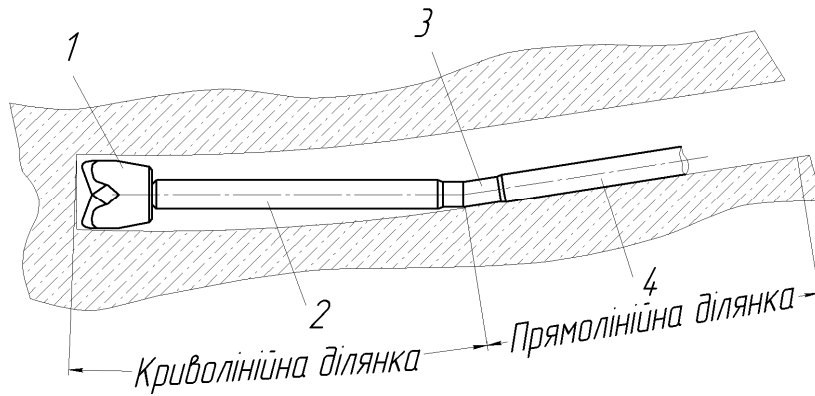
З теоретичної точки зору траєкторію свердловини обумовлює напрям та модуль вектора сили, точка прикладання якого знаходиться на долоті [1]. У двовимірній постановці задачі, що на даний час є найбільш поширеною, цю силу розкладають на дві складові. Першу складову спрямовану вздовж осі свердловини, називають осьовою силою, другу, перпендикулярну до осі свердловини - відхиляючою силою. Отже, для забезпечення проектного профілю свердловини необхідно контролювати та керувати величиною осьової та відхиляючої сил.

Контроль величини осьової сили може здійснювати бурильник безпосередньо на буро-

вій за допомогою гідравлічного вимірювача ваги бурильної колони. Він також може збільшувати чи зменшувати її величину в залежності від виробничих потреб. Що ж до відхиляючої сили, то на даний час не існує засобів, які б фіксували її величину в реальному часі. Засоби впливу на відхиляючу силу (серед яких найбільшого поширення набули відхилювачі) можуть забезпечувати її певну величину з деякою імовірністю. Адже напрямок та модуль відхиляючої сили залежать не тільки від кута перегину керованого перехідника, але й від форми пружної осі бурильної колони та стовбура свердловини.

Розглянемо напружено-деформований стан низу колони бурильних труб (рис. 1).

Змоделюємо дану конструкцію вагою балкою, що розміщена на трьох опорах (рис. 2). Використано такі позначення: T – осьова сила; R_A, R_B, R_C, R_D – реакції у відповідних точках; q, q_1 – вага одиниці довжини гвинтового вибійного двигуна та ОБТ відповідно (дані величини необхідно визначати за формулами $q = q_{ВД} \cos \alpha_3, q_1 = q_{ОБТ} \cos \alpha_3$, де α_3 – зенітний кут свердловини); l, l_1 – довжини вибійного двигуна та ОБТ. Середню опору, для зручності, позначимо двома літерами, адже в такій постановці балка статично невизначена. Для її аналізу скористаємося методом умовних моментів, для чого вводимо згинальний момент $M_{3Г}$ та умовно розділяємо балку на дві частини: AB та CD [2].



1 – долото, 2 – гвинтовий вибійний двигун, 3 – керований перехідник, 4 – обважені бурильні труби (ОБТ)

Рисунок 1 – Компонівка низу бурильної колони

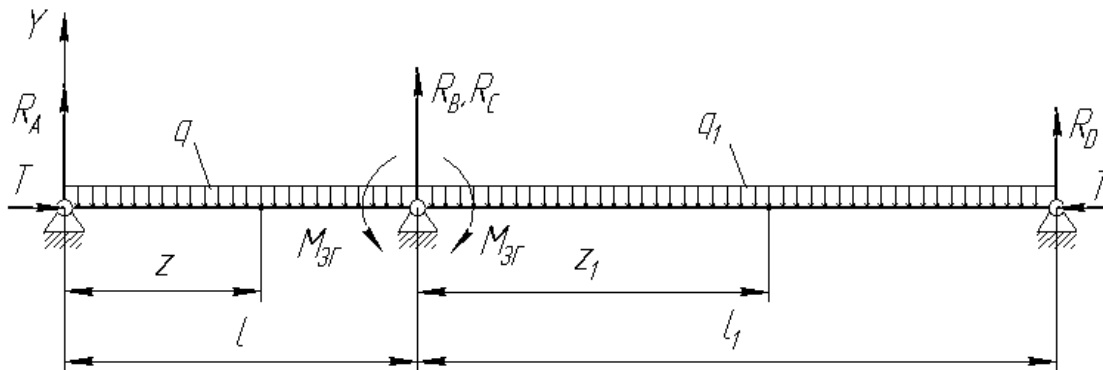


Рисунок 2 – Розрахункова схема

Запишемо диференціальні рівняння пружної осі та їх розв’язки для відповідних ділянок

$$EI \frac{d^2 y(z)}{dz^2} = R_A z - \frac{qz^2}{2}; \quad (1)$$

$$y(z) = -\frac{0,0417 q z^4}{EI} + \frac{0,17 R_A z^3}{EI} + C_1 z + C_2; \quad (2)$$

(у диференціальному рівнянні (1) та його розв’язку (2) не враховано осьову силу T , оскільки її вплив на деформацію вибійного двигуна незначний)

$$EI \frac{d^2 y_1(z_1)}{dz_1^2} = -T y_1(z_1) + T h_1 + R_C z_1 + M_{3Г} - \frac{q_1 z_1^2}{2}; \quad (3)$$

$$y_1(z_1) = \sin\left(\sqrt{\frac{T}{EI}} z_1\right) C_4 + \cos\left(\sqrt{\frac{T}{EI}} z_1\right) C_3 + \frac{2T^2 h_1 + T(2M_{3Г} + 2R_C z_1 - q_1 z_1^2) + 2EI q_1}{2T^2}; \quad (4)$$

де: $h_1 = d_{ПЕР} - d_{БК}$; $d_{ПЕР}$ – діаметр керованого перехідника; $d_{БК}$ – діаметр ОБТ; EI – жорсткість на згин гвинтового вибійного двигуна; EI_1 – жорсткість на згин обважнених бурильних труб; C_1, C_2, C_3, C_4 – сталі інтегрування.

Для однозначного визначення функцій (2) та (4) необхідно розрахувати невідомі реакції у опорах, сталі інтегрування, згинальний момент у середній опорі та довжину ділянки CD . Для цього запишемо систему рівнянь, що базується на крайових умовах:

$$\begin{cases} R_A + R_B - ql = 0; \\ R_A l - 0,5 q l^2 - M_{3Г} = 0; \\ C_2 = 0,5 d_{ДОЛ} + R_{КД} - R_{КД} \cos \alpha_1; \\ \frac{0,0417 q l^4}{EI} + \frac{0,17 R_A l^3}{EI} + C_1 l + C_2 = 0,5 d_{ПЕР}; \\ R_C + R_D - q_1 l_1 = 0; \\ R_C l_1 + M_{3Г} + T(0,5 d_{ПЕР} - 0,5 d_{БК}) - 0,5 q_1 l_1^2 = 0; \\ C_3 + \frac{0,5(2T^2 h_1 + 2T M_{3Г} + 2EI q_1)}{T^2} = 0,5 d_{ПЕР}; \\ \sin\left(\sqrt{\frac{T}{EI_1}} l_1\right) C_4 + \cos\left(\sqrt{\frac{T}{EI_1}} l_1\right) C_3 + \frac{2T^2 h_1 + T(2M_{3Г} + 2R_C l_1 - q_1 l_1^2) + 2EI_1 q_1}{2T^2} = 0,5 d_{БК}; \\ -\frac{0,17 q l^3}{EI} + \frac{0,5 R_A l^2}{EI} + C_1 = \sqrt{\frac{T}{EI_1}} C_4 + \frac{R_C}{T} + \text{tg} \alpha_{ПЕР} \end{cases}$$

Таблиця 1 – Значення реакції на долоті

Осьова сила, кН	Кут керованого перехідника $\alpha_{ПЕР}$, град	Інтенсивність викривлення свердловини i , град/10 м		
		1	2	3
Реакція на долоті, Н				
10	1	-177	+1197	+2563
	2	-4867	-3694	-2361
	3	-9300	-8050	-6899
150	1	+315	+1731	+2972
	2	-4014	-2909	-1759
	3	-8149	-7089	-5991
300	1	+787	+1907	+3067
	2	-3523	-2418	-1304
	3	-6897	-5804	-4743
700	1	+1177	+2135	+3645
	2	-1297	-973	+566
	3	-1739	-1648	-1547

Примітка: 1) знак «+» вказує на те, що напрям реакції збігається із напрямком, зазначеним на рис. 2, а «-» напрямком протилежний; 2) вектор відхиляючої сили, що лежить на лінії дії вектора реакції на долоті, має такий же модуль що і спрямований у протилежний бік.

Використовуючи рівняння (2) та (4) і систему крайових умов нами проаналізовано компоновку низу бурильної колони, схема якої зображена на рисунку 1: 1 – долото діаметром 269,9 мм; 2 – гвинтовий вибійний двигун ДГ-172 ($q_{ВД} = 1300$ Н/м, $EI = 3996,6 \cdot 10^3$ Н·м, $l = 5,3$ м); 3 – керований перехідник діаметром 203 мм ($\alpha_{ПЕР} = 1^0, 2^0, 3^0$); 4 – обважені бурильні труби діаметром 178 мм.

Результати розрахунку зведено до таблиці 1.

Результати аналізу умов буріння для КНБК (рис. 1), свідчить, що тут відбувається перехід від нахиленого прямолінійного стовбура до криволінійного із подальшим збільшенням зенітного кута.

Розглянемо роботу керованого перехідника із кутом $\alpha_{ПЕР} = 1^0$ у свердловині із інтенсивністю набору зенітного кута $i = 1^0 / 10$ м. При осьовому навантаженні у 10 кН значення реакції є від'ємним. Це означає, що дана компоновка «намагатиметься» збільшити інтенсивність набору зенітного кута. При подальшому збільшенні осьової сили (150, 300, 700 кН) відбувається зміна знака реакції стінок свердловини та збільшення її модуля. Отже, за даних умов вказана компоновка буде вирівнювати свердловину. Під час роботи даної компоновки у свердловинах із більшою інтенсивністю набору зенітного кута, картина якісно не буде змінюватися. Чим більша i та осьова сила, тим більшою буде реакція стінки свердловини, і тим інтенсивніше відбуватиметься вирівнювання свердловини. *Наведене свідчить про можливість керування напрямком та модулем відхиляючої сили за допомогою осьового навантаження на долото.*

Розглянемо роботу керованих перехідників із $\alpha_{ПЕР} = 2^0, 3^0$ в тих самих умовах. Судячи із отриманих результатів, у всіх випадках така наведена вище компоновка буде призводити до зростання зенітного кута. Причому, чим початкове його значення менше, тим інтенсивніше він буде зростати. Цікаво, що при збільшенні осьового навантаження на долото модуль реакції стовбура зменшується, що свідчить про зменшення відхиляючої сили. *Отже, впливає такий висновок: керування напрямком та модулем відхиляючої сили можна здійснювати за допомогою використання того чи іншого відхилювача.*

Слід зауважити, що кожен конкретний випадок буріння вимагає математичного моделювання напружено-деформованого стану компоновки низу бурильної колони з подальшим прийняттям заходів щодо збереження або зміни величини зенітного кута.

Література

1 Кучерявый Ф.И. Разрушение горных пород / Ф.И. Кучерявый, Ю.М. Кожушко. – М.: Недра, 1972. – 240 с.

2 Тимошенко С.П. Механика материалов [Перевод с английского Л.Г. Корнейчука] / С.П. Тимошенко, Дж. Гере. – М.: Мир, 1976. – 669 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії

11.02.10

Рекомендована до друку професором
Івасівим В.М.

ДИНАМІЧНЕ РЕГУЛЮВАННЯ ПИТОМИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ПАРАХ ТЕРТЯ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК (ЧАСТИНА 1)

Д.О.Вольченко, І.О.Бекіш, І.В.Бачук, Ю.М.Бурда

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

Наведено конструктивні принципи динамічного перерозподілу питомих навантажень в парах тертя стрічково-колодкового гальма при компоновці секціями рухомих фрикційних накладок на дузі охоплення гальмівною стрічкою шківів.

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

Приведены конструктивные принципы динамического перераспределения удельных нагрузок в парах трения ленточно-колодочного тормоза при компоновке секциями подвижных фрикционных накладок на дуге охвата тормозной лентой шкива.

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

Structural principles of dynamic redistribution of the specific loadings are resulted in the pair of friction of band brake at arrangement of mobile friction protective straps sections on the arc of circumference by the brake ribbon of pulley.

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

Актуальність дослідження

Однією з найважливіших проблем є квазі-вирівнювання питомих навантажень в парах тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок без зміни різниці натягів між набігаючою та збігаючою гілками його гальмівної стрічки. Відомі статичні методи регулювання питомих навантажень в парах тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, які полягають в тому, щоб на набігаючій (збільшити) та збігаючій (зменшити) гілці стрічки змінити площі взаємодії робочих поверхонь фрикційних накладок з біговою доріжкою шківів через їх експлуатаційний параметр, тобто коефіцієнт взаємного перекриття.

Методи статичного регулювання питомих навантажень в парах тертя стрічково-колодкового гальма залежно від компоновки накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки поділяються так:

- з нерівномірним кроком між накладками [1];
- з кроком між накладками, який описується арифметичною прогресією на набігаючій гілці стрічки, а на збігаючій гілці – геометричною прогресією [2];
- з різним сталим кроком на набігаючій та збігаючій гілці стрічки [3];
- зі сталим кроком між накладками, які мають однакові конструктивні параметри, але різні площі робочих поверхонь [4].

З наведених перших трьох методів статичного регулювання питомих навантажень в парах тертя гальма бачимо, що необхідно змінювати на гальмівній стрічці місцезнаходження розпірних планок між накладками. Крім того, наявність розпірних планок між накладками суттєво збільшує жорсткість гальмівної стрічки,

котра значною мірою впливає на її піддатливість. Більше того, ”жорстка” посадка накладок на стрічці не дає змоги здійснювати перерозподіл питомих навантажень при їхній експлуатації.

Стрічково-колодке гальмо з нерухомими та рухомими фрикційними накладками на гальмівній стрічці (заявка на винахід на патент Росії № 2009135535 від 23.09.2009 р.)

На рис. 1 зображено загальний вигляд стрічково-колодкового гальма; на рис. 2 а, б, в – поперечні розрізи фрикційного вузла гальма з нерухомою (а) та рухомою (б) фрикційною накладкою і кріпленням її пластини до накидного кожуха (в); на рис. 3 а, б – вигляди В і Г на ділянках набігаючої (а) та збігаючої (б) гілки гальмівної стрічки.

Стрічково-колодке гальмо з нерухомими та рухомими фрикційними накладками на гальмівній стрічці містить шків 1 з ребордами 2, закріпленій на валі 3 механізму. Гальмівна стрічка 4 своєю набігаючою гілкою (а) кріпиться до опори 5, а збігаючою гілкою (в) – до важеля керування 6 гальмом. На гальмівній стрічці 4 розташовано нерухомі фрикційні накладки 7, 8 і 9. Накладку 7 розміщено на початку гальмівної стрічки, тобто на її набігаючій гілці (а). Накладку 8 розташовано в середній частині (б) стрічки 4. Накладка 9 є крайньою на збігаючій гілці (в) стрічки 4. Таким чином, за допомогою бічних сторін нерухомих накладок 7 і 8 окреслюється кут охоплення набігаючої гілки (а) стрічки 4, а між бічними сторонами нерухомих накладок 8 і 9 – кут охоплення збігаючої гілки (в) стрічки 4. Нерухомі накладки 7, 8 і 9 мають зовнішню 10 і робочу 11 поверхні і кріпляться до стрічки 4 за допомогою болтового з'єднання 12, пропущеного крізь отвори 13 в них. На на-

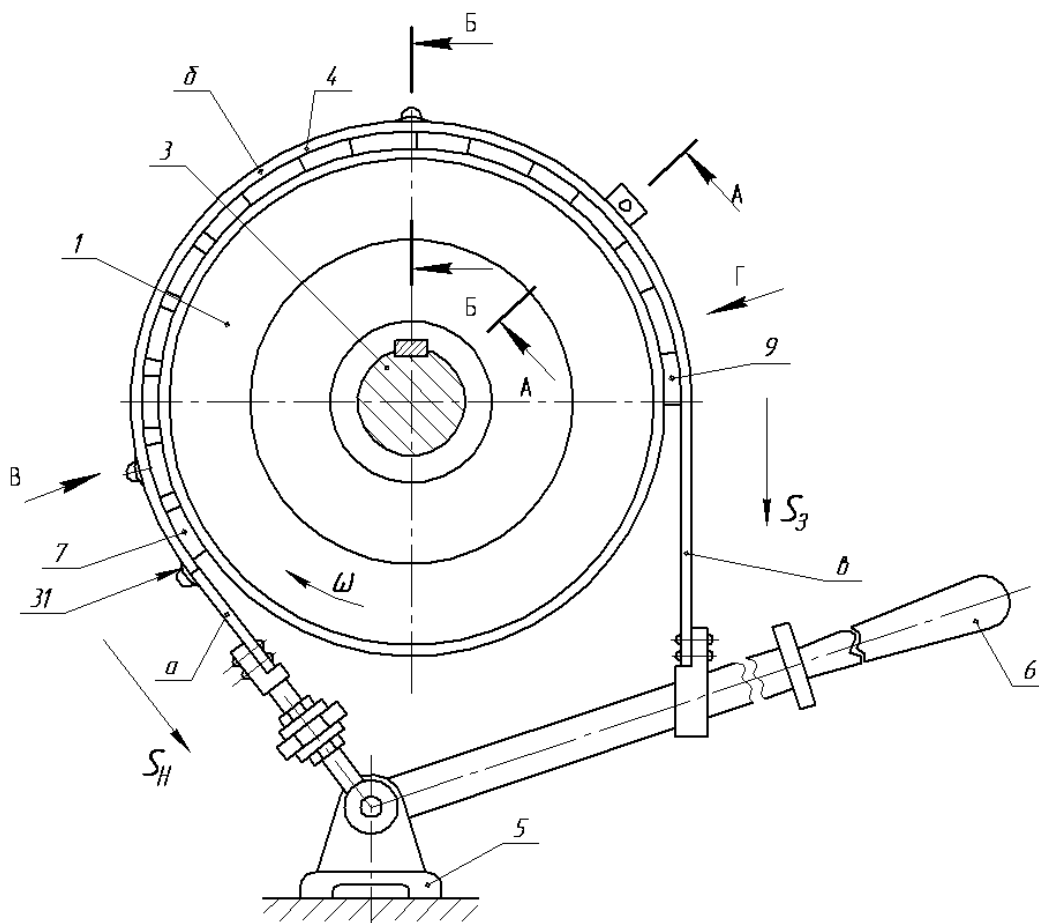


Рисунок 1 – Загальний вигляд стрічково-колодкового гальма

бігаючій (а) і збігаючій (в) гілках гальмівної стрічки 4 виконано поздовжні пази 14 однакового поперечного перерізу, але різної довжини.

Посередині кожного з пазів 14 стрічок 4 заведені виступи кріпильних пластин 15, які армуються дротом 16 в тілі рухомих накладок 17, які мають зовнішню 18 і робочу 19 поверхні. У накладному кожусі 20 з подвійними бічними стінками 21, між якими виконано пази 22, встановлено фрикційний елемент 23 у вигляді втулки, на внутрішній поверхні якої нарізана різьба 24. У подвійних бічних стінках 21 накладного кожуха 20, а також в кріпильних пластинах виконані наскрізні отвори 25. Останні просвердлюються тоді, коли за допомогою механічного або пневматичного натискного пристрою (на рис. 2 б не показано) поверхні фрикційного елемента 23 притискаються з одного боку до внутрішньої поверхні накладного кожуха 20, а з іншого боку – до зовнішньої поверхні гальмівної стрічки 4. Правильне позиціонування фрикційного елемента 23 забезпечується лише в тому випадку, якщо торці бічних стінок 21 накладного кожуха 20 після встановлення їх в пази 14 стрічок 4 розташовуватимуться на одному рівні з її внутрішньою поверхнею. Після цього встановлюють фрикційний елемент 23 за допомогою гвинта 26, який стопориться до шайб 27. Потім просвердлюються отвори 28 в подвійних бічних стінках 21 кожуха 20 і кріпильних пластинах 15, після чого в них встановлю-

ють заклепки 29. Таке встановлення фрикційних елементів 23 на зовнішній поверхні гальмівної стрічки 4 дає змогу збільшити коефіцієнт взаємного перекриття її внутрішньої поверхні із зовнішніми поверхнями 18 рухомих накладок 17. Використання накладного кожуха 20 над фрикційним елементом 23 захищає його поверхні від потрапляння пилу, вологи та мастила. При цьому внутрішня поверхня кожуха 20 виконує ще й функції металевого фрикційного елемента.

Умовою працездатності в парах тертя, що утворюються, завдяки рухомості фрикційних накладок 17, є наступне. Динамічні коефіцієнти тертя ковзання у фрикційних вузлах: «робоча поверхня гальмівного шківу 1 – робочі поверхні 19 рухомих накладок 17»; «внутрішня поверхня гальмівної стрічки 4 – зовнішні поверхні 18 рухомих накладок 17» мають бути однаковими. Для цього чистота обробки внутрішньої поверхні гальмівної стрічки 4 має бути такою ж, як і чистота обробки робочої поверхні гальмівного шківу 1. Крім того, зовнішні поверхні 18 рухомих накладок 17 мають бути механічно оброблені так, щоб мікрогеометрія була однаковою з мікрогеометрією їх робочих поверхонь 19. Фрикційний елемент 23 виготовлений з того ж матеріалу, що і нерухомі 7, 8, 9 й рухомі 17 накладки. У зв'язку з тим, що динамічний коефіцієнт тертя кочення фрикційного елемента 23 при взаємодії дотичними поверхнями набагато

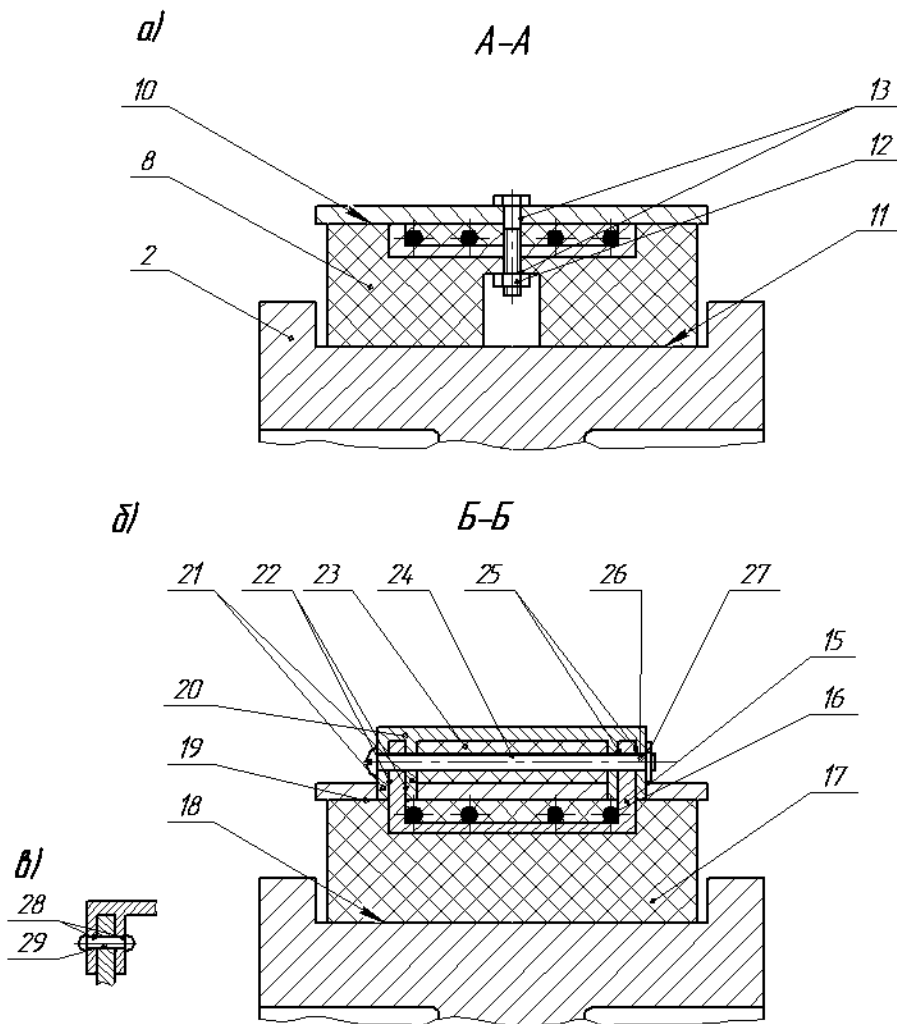


Рисунок 2 – Поперечні розрізи фрикційного вузла гальма з нерухомою (а) та з рухомою (б) фрикційними накладками і кріплення пластини останньої до накидного кожуха (в)

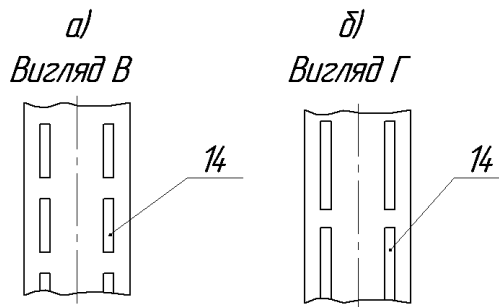


Рисунок 3 – Вигляд на ділянки набігаючої (а) та збігаючої (б) гілки гальмівної стрічки

менший, ніж динамічний коефіцієнт тертя ковзання, тому і вимоги до мікрогеометрії зовнішньої поверхні гальмівної стрічки 4 і внутрішній поверхні накидного кожуха 20 не є такими високими, як до пар тертя ковзання. При цьому необхідно враховувати, що кількість фрикційних накладок на набігаючій гілці (а) рівна « $n + k$ », а на збігаючій гілці (в) стрічки 4 – « n ».

Стрічково-колодкове гальмо з нерухомими та рухомими фрикційними накладками на гальмівній стрічці працює так. У момент натискання на важіль керування 6 відбувається замикання гальма. Розрізняють три стадії процесу

гальмування стрічково-колодкового гальма з нерухомими та рухомими фрикційними накладками на гальмівній стрічці: початкову, проміжну і завершальну.

На початковій стадії гальмування рухомі накладки 17, що знаходяться між нерухомими накладками 7 і 8, тобто на набігаючій гілці (а) гальмівної стрічки 4 своїми робочими поверхнями 11 і 19 першими взаємодіють з робочою поверхнею гальмівного шківa 1. При цьому накладки 17 захоплюються обертовим моментом шківa 1 і починають переміщуватися у напрямку його обертання, за умови, що буде подолано

опір сил тертя між зовнішніми поверхнями 18 рухомих накладок 17 і внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки 4, а також між контактними лініями циліндричного фрикційного елемента 23, що взаємодіє одночасно з внутрішньою поверхнею накидного кожуха 20 і зовнішньою поверхнею гальмівної стрічки 4. В цьому випадку відбувається переміщення рухомих накладок 17 відносно фрикційних елементів 23 за допомогою основи бічних стінок 21 накидного кожуха 20 у поздовжніх пазах 14 гальмівної стрічки 4 у бік її збігаючої гілки (в). Це, в першу чергу, пов'язано з тим, що зі збільшенням натягу набігаючої гілки (а) гальмівної стрічки 4 за допомогою важеля кренування 6, рухомі накладки 17 прагнуть ніби «вислизнути» і потрапити до сектора взаємодії пар тертя, де натяг набігаючої гілки (а) стрічки менший. Тому обмежувачами в цьому випадку і є вкорочені поздовжні пази 14 на набігаючій гілці (а) для кожної рухомої накладки 17 і бічна сторона нерухомої накладки 8, яка розміщена в середній частині (б) стрічки 4. Все це і створює додатковий опір для гальмівного шківів 1, що обертається, спричиняючи його пригальмовування. Наявність рухомих фрикційних накладок 17 на набігаючій гілці (а) стрічки 4 на «к» накладок більше, ніж на збігаючій (в), а їх розташування зі змінним кроком веде до збільшення площі взаємодії зовнішніх 18 та робочих 19 поверхонь рухомих накладок 17, до зменшення і вирівнювання питомої навантаженості в даному секторі взаємодії пар тертя гальма.

Проміжна стадія гальмування полягає в наступному поширенні фронту взаємодії у бік рухомих накладок 17 збігаючої гілки (в) гальмівної стрічки 4 при збільшенні сили її затягування за допомогою важеля керування 6 гальмом. За рахунок меншої кількості «к» рухомих накладок 17 на збігаючій гілці (в) гальмівної стрічки 4 і поздовжніх пазів 14 їхнє переміщення в ній буде більшим. Останнє продовжується до того часу, поки сили тертя, які розвиваються парами тертя ковзання і кочення: «робочі поверхні 19 рухомих накладок 17 - робоча поверхня гальмівного шківів 1»; «зовнішні поверхні 18 рухомих накладок 17 внутрішня поверхня гальмівної стрічки 4» і «зовнішня поверхня гальмівної стрічки 4 - лінії контактів циліндричних фрикційних елементів 23 - внутрішні поверхні накидних кожухів 20» не виявляться більшими за обертовий момент гальмівного шківів 1. Зменшення кількості рухомих накладок 17, що вишикувалися зі змінним кроком на збігаючій гілці (в) гальмівної стрічки 4, призводить до незначного збільшення питомої навантаженості на взаємодіючих поверхнях тертя і наближує їх значення до значень питомої навантаженості на набігаючій гілці (а) стрічки 4.

На завершальній стадії гальмування рухомі накладки 17 знаходяться в тому положенні, яке вони зайняли відносно набігаючої (а) і збігаючої (в) гілок гальмівної стрічки 4 в початковій і проміжній стадії гальмування. При цьому завершився перерозподіл питомої навантаженості між рухомими накладками 17 гілок (а) і (в) гальмів-

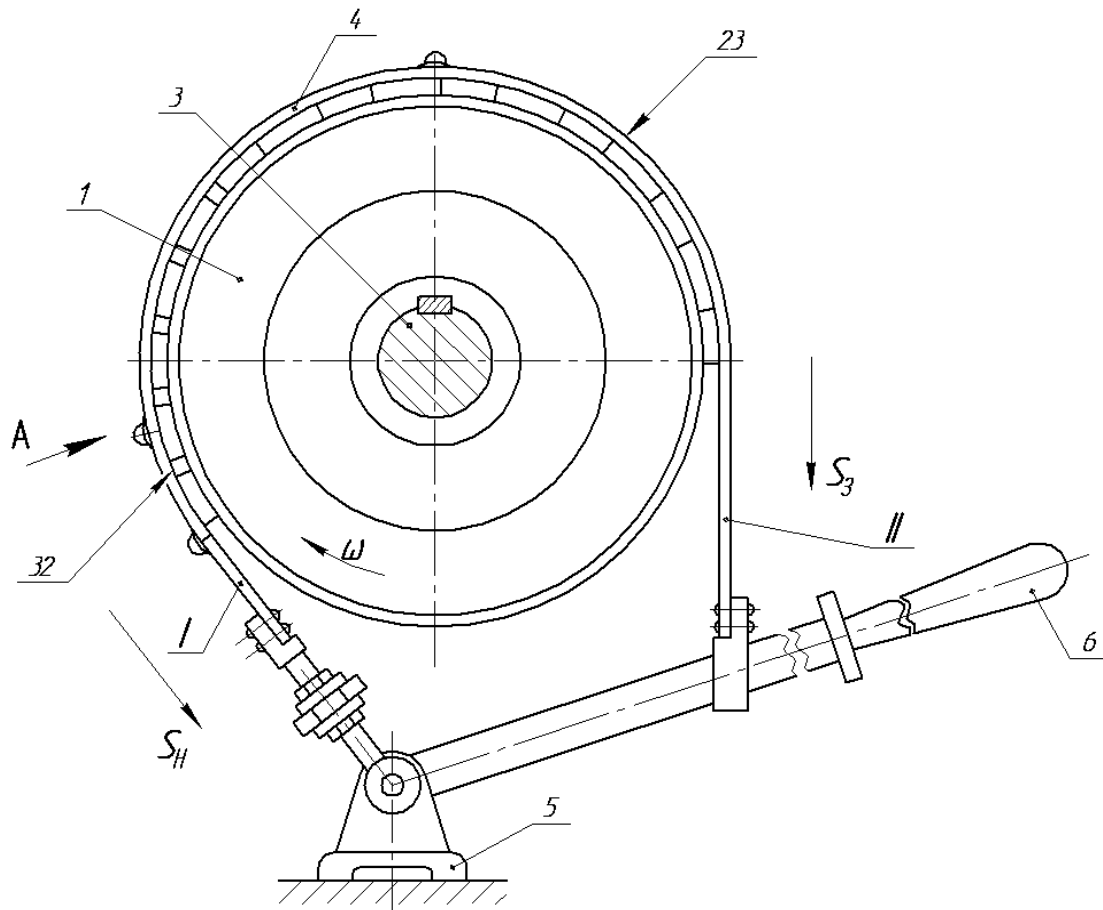
ної стрічки 4, що сприяло підвищенню ефективності гальма в цілому. На цій стадії реалізується пригальмовування шківів 1 із зусиллям затягування стрічки 4 попередньої стадії, або завершується гальмування до повної зупинки шківів 1 при помітному збільшенні затягування стрічки 4 за допомогою важеля керування 6 гальмом. При подальшому використанні гальма стадії гальмування повторюються. В разі реалізації важкого режиму навантаження пар тертя гальма, що викличе переміщення рухомих накладок 17 в крайні положення пазів 14 на набігаючій (а) і збігаючій (в) гілках стрічки 4 у напрямку обертання шківів 1 виконують реверсне гальмування, повертаючи тим самим накладки 17 у вихідне положення.

Таким чином, використання стрічково-колодкового гальма з нерухомими та рухомими фрикційними накладками на гальмівній стрічці дає змогу підвищити ефективність гальмування за рахунок створення опору переміщенню накладок відносно робочої поверхні шківів і внутрішньої поверхні стрічки, перерозподіляючи і вирівнюючи при цьому питомі навантаження між набігаючою і збігаючою гілками гальмівної стрічки і сприяючи тим самим майже рівномірному зношуванню робочих і зовнішніх поверхонь фрикційних накладок.

Стрічково-колодкове гальмо з секційними фрикційними накладками на гальмівній стрічці (заявка на винахід на патент Росії №2009138645 від 19.10.2009 р.).

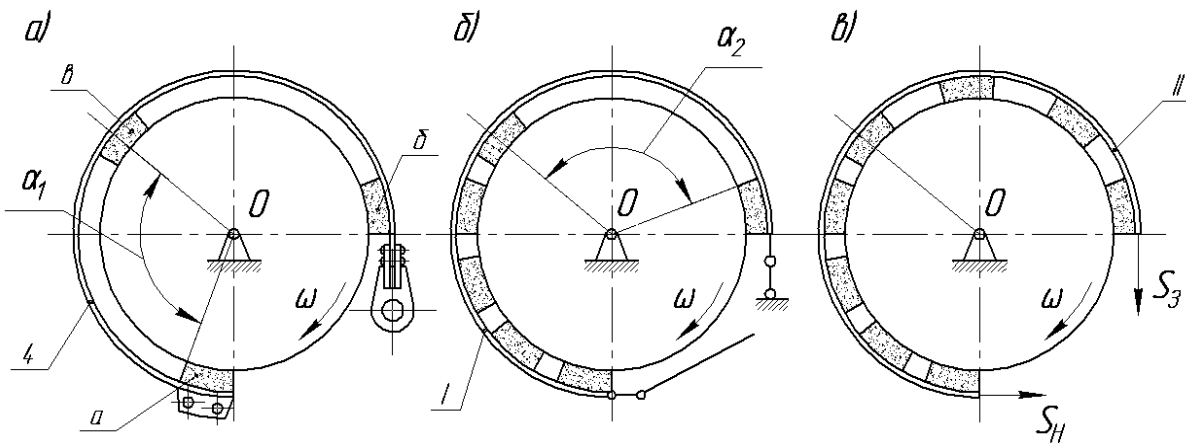
На рис. 4 зображено загальний вигляд стрічково-колодкового гальма; на рис. 5 а, б, в проілюстровані перший (а), другий (б) і третій (в) етапи компоновки накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки; на рис. 6 проілюстрована гальмівна стрічка з компоновкою накладок на набігаючій та збігаючій гілках з основними та додатковими підресорними відтяжками; на рис. 7 а, б зображено вигляд А на ділянку гальмівної стрічки з елементами поліспастичної системи (а) та кріплення кінця канату до поперечної планки стрічки (б); на рис. 8 – поздовжній розріз фрикційного вузла гальма з поліспастичною системою; на рис. 9 – кінематична схема секції фрикційних накладок з поліспастичною системою (без гальмівної стрічки).

Стрічково-колодкове гальмо з секційними фрикційними накладками на гальмівній стрічці містить шків 1 з ребордами 2, закріплений на валі 3 механізму. Гальмівна стрічка 4 своєю набігаючою гілкою (I) кріпиться до опори 5, а збігаючою гілкою (II) – до важеля керування 6 гальмом. На гальмівній стрічці 4 розміщені рухомі фрикційні накладки 7 з робочою 8 і неробочою 9 поверхнями, які встановлюються на її гілках з різним сталим кроком наступним чином. При визначенні розрахунковим шляхом раціональної кількості фрикційних накладок 7, які встановлюються з різним сталим зазором на набігаючій (I) і збігаючій (II) гілках гальмівної стрічки, визначають коефіцієнт взаємного перекриття контактуючих поверхонь окремо для кожної з її гілок. Оскільки коефіцієнт взаєм-



ω – кутова швидкість гальмівного шківця; S_H , S_3 – натяг набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки; S_1 , S_2 – натяг набігаючої і збігаючої гілок каната

Рисунок 4 – Загальний вигляд стрічково-колодкового гальма



а – перший; б – другий; в – третій

Рисунок 5 – Етапи компоновки накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки

ного перекриття пропорційний добутку площ контактуючих поверхонь тертя, то відношення k_H/k_3 дорівнює відношенню питомих навантажень, що виникають на набігаючій (I) (p_H) і збігаючій (II) (p_3) гілках гальмівної стрічки. Таким чином, по величині відношення p_H/p_3 можна визначити на скільки більше накладок необхідно встановити на набігаючій гілці (I) стрічки 4, ніж на збігаючій (II).

Перший етап полягає в такому розміщенні накладок по робочій довжині гальмівної стрічки, яке дозволяє однозначно намітити межу її набігаючої і збігаючої гілок. Згідно рис. 5а на кінцях гальмівної стрічки 4 встановлюють фрикційні накладки (а) і (б), а також одну накладку (в) в її середній частині, половини якої відносяться до кінця набігаючої (I) і початку збігаючої (II) гілок стрічки 4. Встановлення накладки (в) в середній частині стрічки 4 пов'язана з тим,

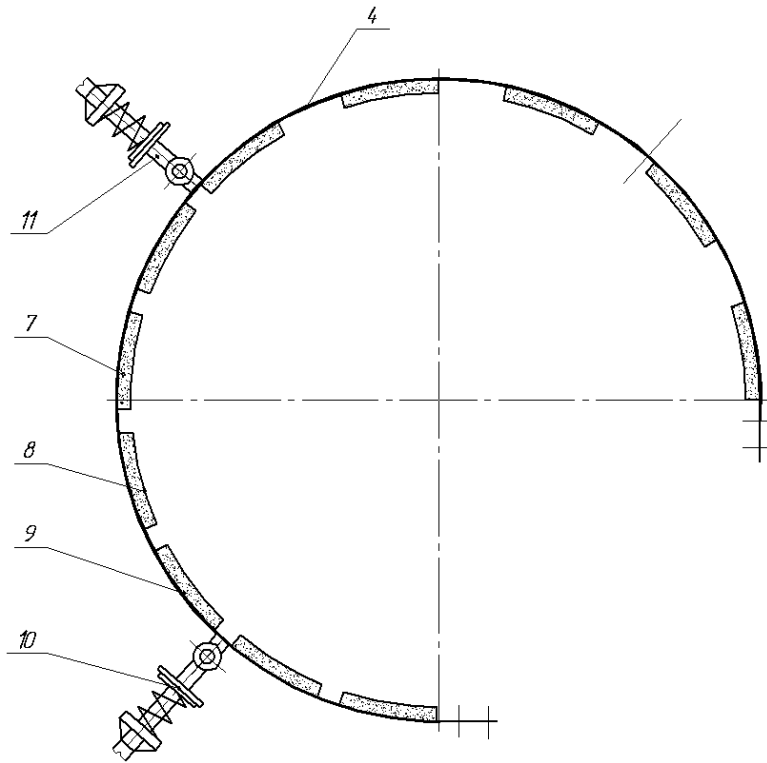


Рисунок 6 – Гальмівна стрічка з компоновкою фрикційних накладок на набігаючій та збігаючій гілках з основними та додатковими підресорними відтяжками

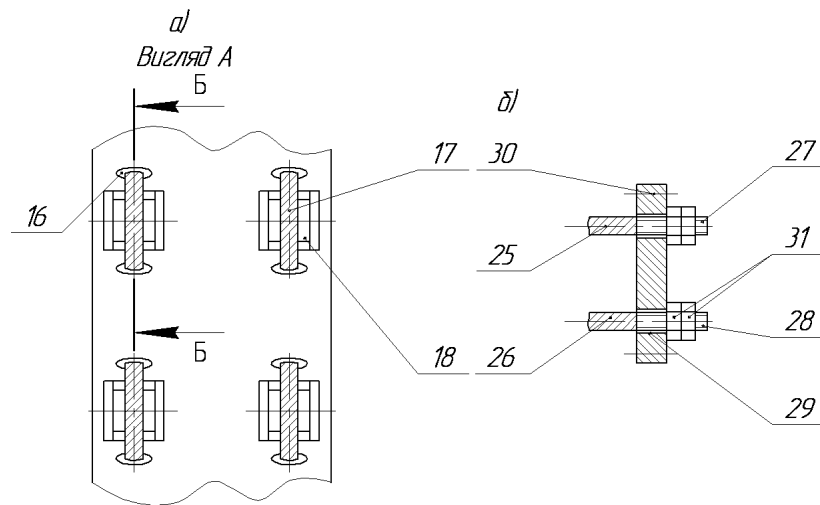


Рисунок 7 – Вигляд А на ділянку гальмівної стрічки з елементами поліспастиної системи (а) та кріплення кінців каната до поперечної планки стрічки (б)

що при замиканні гальма робоча поверхня саме цієї накладки першою почне взаємодіяти з робочою поверхнею гальмівного шківа 1.

Другий етап полягає у визначенні величини сталого кроку між торцями накладок (а) і (б) на набігаючій гілці (І) гальмівної стрічки 4. Спочатку, згідно з рис. 5,б, визначають центральний кут α_1^0 між торцями накладок (а) і (в). Для цього використовують залежність вигляду

$$\alpha_1^0 = \frac{360l}{\pi D} \quad (1)$$
 де l – відстань вздовж дуги стрічки 4 між торцями накладок (а) і (в); D – діаметр гальмівної стрічки ($D = d_{ш} + 2h_H$); $d_{ш}$ –

діаметр гальмівного шківа; h_H – товщина фрикційної накладки 7. Надалі користуються значенням добутку ширини накладки 7 на кількість накладок (n), які будуть розміщені на куті α_1 . Після чого від загальної довжини l набігаючої гілки (І) стрічки 4 віднімають довжину, яку займає намічена кількість накладок (n). Для розподілу довжини, яка залишилася для сталих зазорів між накладками (а) для набігаючої гілки стрічки, використовуючи залежність вигляду
$$\frac{l_H - b_H(n+0,5)}{n-1} \quad (2)$$
 де l_H – довжина набігаючої гілки стрічки; b_H – ширина фрикційної накладки (а). На цьому другий етап завершується.

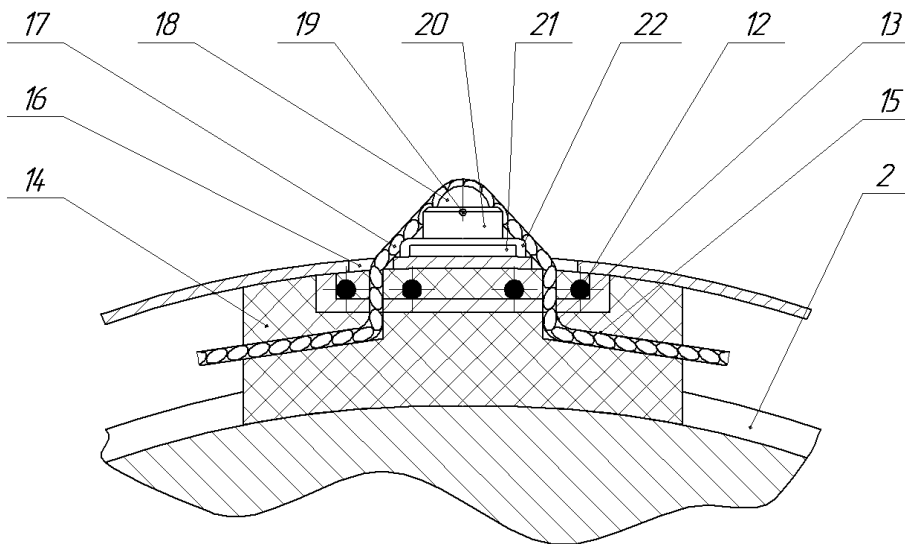


Рисунок 8 – Поздовжній розріз фрикційного вузла гальма з поліспаотною системою

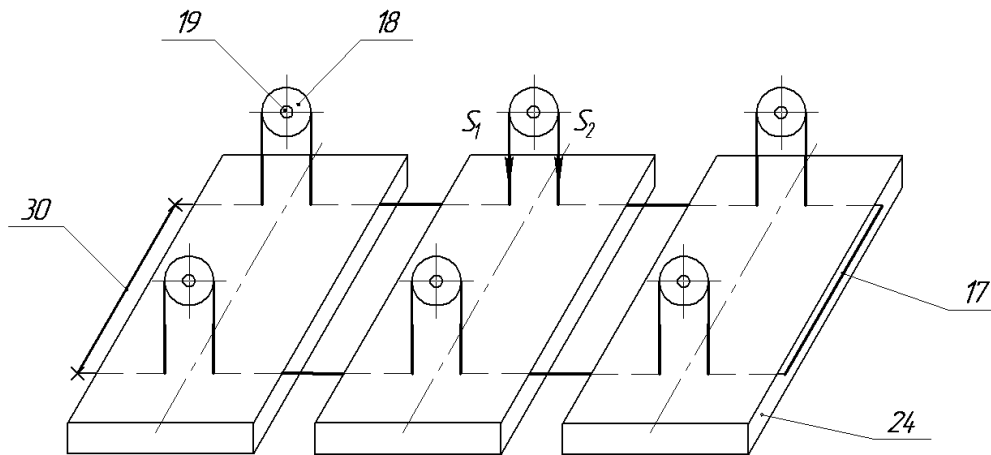


Рисунок 9 – Кінематична схема секції фрикційних накладок з поліспаотною системою (без гальмівної стрічки)

Третій етап полягає у визначенні величини сталого кроку між торцями фрикційних накладок (е) і (б) на збігаючій гілці (II) гальмівної стрічки, який визначається з формули $\frac{l_c - b_n(n+0,5)}{m-1}$ (3), де l_n – довжина збігаючої гілки стрічки з (m) накладками на ній (див. рис. 5в). Третій етап істотно не відрізняється від другого етапу. Використавши залежність (1), в якій $\alpha_1 = \alpha_2$, а також вираз (3), в якій необхідно підставляти замість n позначення m (кількість накладок на збігаючій гілці (II) гальмівної стрічки 4). На цьому третьому етапі завершується.

На рис. 6 проілюстровано приклад компоновки накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки та її основні та додаткові підресорні відтяжки. При цьому величина сталого зазору між накладками (б) збігаючої гілки (II) гальмівної стрічки 4 набагато більша за величину сталого зазору між накладками (б) її набігаючої гілки (I).

У зв'язку з тим, що вагове навантаження на збігаючу гілку (I) гальмівної стрічки 4 збільши-

лася на величину відношення $\frac{n}{m}$ для її швидкого відведення від гальмівного шківця 1, а також з метою дотримання сталого зазору між парами тертя гальма, разом з основними підресорними відтяжками 10 застосовують додаткову 11.

Таким чином, для цілеспрямованого статичного перерозподілу питомих навантажень між набігаючою і збігаючою гілками гальмівної стрічки з урахуванням її експлуатаційної можливості необхідно правильно визначити розрахунковим шляхом кількість накладок, що припадають на набігаючу і збігаючу гілки гальмівної стрічки, і встановити величини сталих зазорів між накладками.

При цьому під неробочою поверхнею 9 кожної накладки 7 розташовані армуючі стрижні 12 і пластина 13, що поширюється на всю її довжину. По ширині на одну третину довжини фрикційної накладки 7 по краях на відстані допустимого зношування її робочої поверхні 8 виконано отвори 14. Останні сполучені з радіальними отворами 15. Такі ж отвори 16 вико-

нано також і в гальмівній стрічці 4. Крізь отвори 14, 15 і 16 пропущено канати 17, що огинають блоки 18 з канавками. Для сталевих канатів 17 профіль канавок на ободі блока 18 виконують таким, щоб канат 17 лягав в жолоб щільно, без зайвих зазорів, але не заклинювався в ньому. Блоки 18 встановлені на нерухомих осях 19 кронштейнів 20 з основами 21, вставленими в пази виступів 22. Останні розташовані на зовнішній поверхні 23 гальмівної стрічки 4. За потреби, кронштейни 20 можуть стопоритися (на рис. 7 не вказано). Основа 21 кронштейнів 20 може виконуватися із циліндричним хвостовиком з різьбою, який загвинчується в гальмівну стрічку 4.

Фрикційні накладки 7 на гальмівній стрічці 4 формуються в секції залежно від кута її охоплення. Кількість накладок 7 в секції – від двох і більше. Крім того, секцій може бути різна кількість на гілках стрічки 4. Так, на набігаючій гілці (I) стрічки 4 кількість накладок 7 в секції більша, ніж на її збігаючій гілці (II). Пояснюється це істотною відмінністю розподілу сумарних робочих площ накладок 7 по гілках гальмівної стрічки, оскільки натяг набігаючої гілки (I) стрічки 4 в 2,0 - 2,5 рази більший, ніж її збігаючої гілки (II). Тому з боку збігаючої ділянки гальмівної стрічки 4 канат 15 огинає вздовж жолоба бічну поверхню 24 останньої накладки 7 секції, а з боку її першої накладки 7 виконується натяг його кінців 25 і 26. Останні заведені в порожнисті об'єми гвинтів 27 і 28, запресовані, і запаяні в них. Гвинти 27 і 28 пропущені крізь отвори 29 поперечної планки 30, яка кріпиться до внутрішньої поверхні 32 стрічок 4. Стопоряються гвинти 27 і 28 регулювальними гайками 31. Планки 30 з отворами 29, кінці каната 17, виконані у вигляді гвинтів 27 і 28, і регулювальні гайки 31 є, по-суті, натягувальним пристроєм.

Система рухомих блоків 18 з огинаючим канатом 17 в секції накладок є свого роду поліспастом, який забезпечує підтримку і переміщення накладок 7 в секції. При цьому зі збільшенням числа гілок каната 17, які кріплять накладки 7 до внутрішньої поверхні 32 гальмівної стрічки 4, зменшується діаметр каната 17 і кількість блоків 18, але при цьому збільшується швидкість каната 17, а, отже, і швидкість переміщення накладок 7 на гальмівній стрічці 4.

У даній конструкції використовується "чиста" гальмівна стрічка 4, на якій відсутні приклепані розпірні планки між накладками в порівнянні з серійною гальмівною стрічкою. При цьому збільшується загальна деформація набігаючої (I) і збігаючої (II) гілок гальмівної стрічки 4 за рахунок збільшення зазору між накладками 7 секцій і, як наслідок, буде більше $S_H - S_3$, тобто сила тертя на взаємодіючих поверхнях і створюваний гальмівний момент.

Канати 17 в секціях накладок 7 не є абсолютно гнучкими тілами. Це виражається в тому, що набігаюча гілка каната 17, що має натяг S_1 , не відразу потрапляє до жолоба блока 18, а збігаюча гілка каната 17 з натягом S_2 не відразу

випрямляється, а потребує додаткового зусилля. Крім того, при обертанні блока 18 на нерухомій осі 19 виникають втрати на тертя. Опір переміщенню каната 17 чинять отвори 16 в гальмівній стрічці 4, а також система отворів 14 і 15 у накладці. При цьому в секціях накладок 7 на гілках гальмівної стрічки 4 канат 17 має різні діаметри, тобто на набігаючій гілці I – менший, а на збігаючій гілці II – більший. Ця обставина пов'язана з різним кроком на гілках стрічки 4 і, як наслідок, з різною жорсткістю каната 17.

У процесі роботи стрічково-колодкового гальма внутрішня поверхня 32 стрічки 4 і неробоча поверхня 9 фрикційних накладок 7 в секціях утворюють зовнішні пари тертя, а робочі поверхні 8 накладок 7 з робочою поверхнею шківів 1 – внутрішні пари тертя.

Стрічково-колодкове гальмо з секційними фрикційними накладками на гальмівній стрічці працює так. При натисненні на важіль керування 6 відбувається замикання гальма. При цьому гальмівна стрічка 4 з накладками 7 взаємодіє з робочою поверхнею гальмівного шківів 1 своєю середньою частиною дуги охоплення, після чого фронт взаємодії поширюється на набігаючу гілку (I) стрічки 4, а відтак на збігаючу її гілку (II). При цьому в парах тертя "робоча поверхня 8 накладки 7 – робоча поверхня гальмівного шківів 1" виникає сила тертя F_{T1} , основним складовим якої є динамічний коефіцієнт тертя ковзання (f_k). Водночас між внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки 4 і неробочою поверхнею 9 накладки 7 виникає сила тертя спокою F_C . При цьому необхідно враховувати той факт, що чистота внутрішньої поверхні гальмівної стрічки 4 відповідає чистоті поверхні гальмівного шківів 1, а робоча 8 і неробоча 9 поверхні накладок 7 перед їх встановленням на стрічку 4 оброблені і мають однакову шорсткість. У певний момент часу гальмування зі збільшенням зусилля, що прикладається до важеля керування 6, сумарні сили F_{T1} і F_C в окремих секціях накладок 7 здолають сили опору, що діють на ділянки каната 17 в жолобах блоків 18, в системі отворів 14, 15 і 16 накладок 7 і стрічки 4, а також в жолобах блоків 18 і їх нерухомих осей 19, що і викличе обертання блоків 18, і, як наслідок, переміщення накладок 7 в секціях. Останнє сприятиме динамічному перерозподілу питомих навантажень в парах тертя стрічково-колодкового гальма, і, як наслідок, зупинці гальмівного шківів 1. 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 7 секцій, на набігаючій (I) і збігаючій (II) гілці стрічки 4 у напрямку обертання шківів 1 виконують реверсне обертання, повертаючи тим самим накладку 7 у вихідне положення.

Отже, застосування стрічково-колодкового гальма з секційними фрикційними накладками на гальмівній стрічці дає змогу підвищити ефективність гальмувань за рахунок створення опору переміщенню накладок в секціях віднос-

но робочої поверхні шківів і внутрішньої поверхні стрічки, перерозподіляючи і вирівнюючи при цьому питомі навантаження на ділянках дуги охоплення гальмівної стрічки і сприяючи тим самим майже рівномірному зношуванню робочих і неробочих поверхонь накладок.

Загальні висновки. В запропонованих конструкціях фрикційні накладки на дузі охоплення гальмівної стрічки компонується в секції з обмеженням, що дозволяє:

– підвищувати ефективність гальмувань за рахунок опору переміщення накладок в секціях відносно робочої поверхні шківів і внутрішньої поверхні стрічки;

– перерозподіляти та вирівнювати питомі навантаження завдяки переміщенню накладок в секціях та покращенню піддатливості гальмівної стрічки;

– забезпечувати рівномірне зношування робочих і неробочих поверхонь фрикційних накладок гальмівної стрічки.

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 Бекіш І. О. Розробка фрикційних вузлів з вирівнюванням питомих навантажень стрічково-колодкових гальм механізмів підйому вантажу: дис. канд. техн. наук: 05.05.05 / Бекіш Ірина Орестівна. – Київ, 2009. – 194 с.

4 Пат. 2357132 РФ МПК F16D49/08. Способ управления удельными нагрузками на ветвях тормозной ленты ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки / Вольченко А.И., Крыжановский Е.И., Вольченко Н.А., Вольченко Д.А., Бачук И.В.; заявитель и патентообладатель Ивано-Франковск. национал. техн. ун-т нефти и газа. – №2007128254/11, заявл. 23.07.2007; опубл. 27.05.2009, Бюл. №15. – 11 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
03.12.09*

*Рекомендована до друку професором
Копєєв Б.В.*

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОТЕКТОРА НАСОСНИХ ШТАНГ

П.Р.Гімер, Б.В.Копей, О.О.Онищук, С.Ю.Онищук, В.Б.Копей

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42166,
e-mail: kopeyb@pung.edu.ua

Наведено методику визначення раціональних параметрів протектора насосних штанг, що створює крутний момент під час роботи верстата-гойдалки. Розрахунок раціональних параметрів проводиться за формулою для визначення крутного моменту, створюваного протектором, із методики розрахунку осьових турбін. Наведено графічні залежності середнього значення крутного моменту, створюваного протектором за півперіод роботи верстата-гойдалки, від параметрів, що впливають на роботу системи протекторів. На основі аналізу графіків і з врахуванням умов експлуатації протектора зроблено висновки про раціональні значення параметрів. Виходячи із позиції збереження запасу наявної потужності в системі "колонна насосних штанг із протекторами – рідина в колоні НКТ", проведено розрахунок раціонального значення кута нахилу лопаті на виході з протектора.

Ключові слова: протектор, насосна штанга, лопать, крутний момент, осьова турбіна

Приведена методика определения рациональных параметров протектора насосных штанг, создающего крутящий момент при работе верстата-качалки. Расчет рациональных параметров проводится по формуле определения крутящего момента, создаваемого протектором из методики расчёта осевых турбин. Приводятся графические зависимости среднего значения крутящего момента, создаваемого протектором за полупериод работы верстата-качалки, от параметров, влияющих на работу системы протекторов. По результатам анализа графиков и с учётом условий эксплуатации протектора сделаны заключения об рациональных значениях параметров. Исходя из позиции сохранения запаса существующей мощности в системе "колонна насосных штанг с протекторами – жидкость в колонне НКТ", проведен расчёт рационального значения угла наклона лопасти на выходе из протектора.

Ключевые слова: протектор, насосная штанга, лопасть, крутящий момент, осевая турбина

The method of determination of rational parameters of sucker rods protector, which creates a torque during work of pumping unit, is given in the article. Determination of rational parameters is conducted on the basis of formula by the protector torque according to axial turbines calculation. Graphic dependences between mean value of the protector torque during half of period of pumping unit work, and parameters which influence to work of the protectors system are given, from. On the basis of analysis of the graphs and taking into account the working conditions of protector the conclusions about the rational values of parameters are done. Coming out the position of saving of existent power supply in the system from column of sucker rods with protectors and liquid in the tubing column the calculation of rational value of vane-blade slope angle on an outlet from the protector is conducted.

Keywords: protector, sucker rod, vane, torque, axial turbine

Метою статті є опис пропонованої авторами послідовності визначення раціональних параметрів протектора насосних штанг. Слід провести аналіз впливу геометричних параметрів протектора і експлуатаційних параметрів насосної установки на величину крутного моменту, створюваного протектором, а також визначити раціональні значення параметрів, що впливають на роботу системи протекторів і на основі цього сформулювати рекомендації щодо конструювання протектора.

Розглядуваний протектор колони насосних штанг являє собою суцільну циліндричну конструкцію з лопатями, яка кріпиться на тілі насосних штанг і під час руху колони штанг вниз створює крутний момент, що змушує обертатися колону насосних штанг. Схема протектора зображена на рисунку 1.

Для виділення параметрів, які впливають на величину крутного моменту, що створюється протектором насосних штанг (осьова турбіна), розглянемо формулу, яка впливає із теорії розрахунку осьових турбін [1]:

$$M_{KP} = R_C \cdot Q_T \cdot \rho \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1), \quad (1)$$

де: R_C – середній радіус лопаті протектора (рис. 1);

Q_T – витрата рідини крізь канали протектора;

ρ – густина рідини;

w_1, w_2 – швидкість рідини на вході і виході з каналу між лопатями;

β_1, β_2 – кут нахилу грані лопаті до горизонтальної площини на вході і виході з протектора.

В свою чергу, значення середнього радіуса протектора залежить від зовнішнього R_3 та внутрішнього R_B радіусів лопаті.

Витрата рідини крізь канали протектора Q_T визнається з умови, що вся рідина під час руху насосних штанг вниз пройде крізь площу, утворену сегментами кільцевого простору навколо лопатей протектора та площею перерізу каналів протектора:

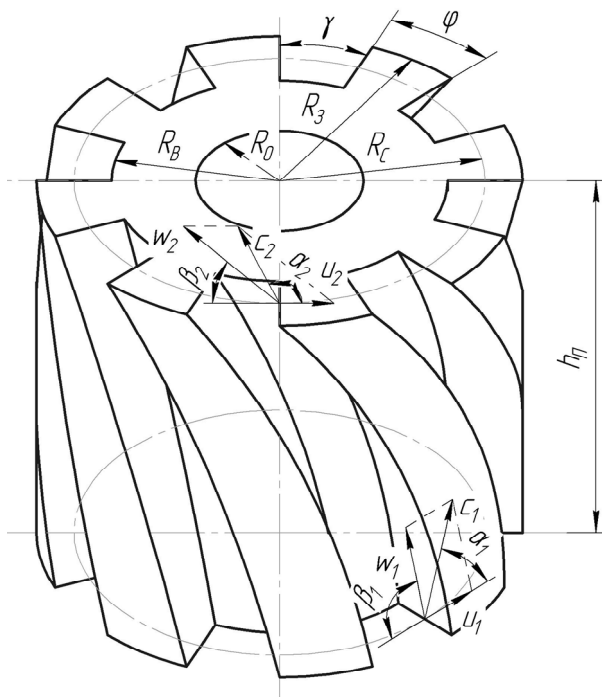


Рисунок 1 – Розрахункова схема протектора

$$Q_T = v_{НШ} \cdot \pi \cdot (R_{НКТ}^2 - R_0^2) \times \frac{n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}{(R_{НКТ}^2 - R_3^2) + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}, \quad (2)$$

де: $v_{НШ}$ – швидкість руху насосних штанг;
 n – кількість лопатей протектора;
 $R_{НКТ}$ – внутрішній діаметр НКТ;
 R_0 – діаметр насосної штанги;
 γ – радіальний кут між гранями лопаті в перерізі (рис. 1).

Розрахунок витрати рідини через протектор за формулою (2) проводиться на основі припущення, що співвідношення потоків рідини в каналах між лопатями і в кільцевому каналі навколо протектора пропорційне співвідношенню площ їх перерізів. В дійсності дане співвідношення обернено пропорційне співвідношенню гідравлічних опорів перерізів. Однак за рахунок малого проміжку між гранями лопатей і трубою НКТ, яка прийнята в розрахунковій моделі, різниця між обчисленою за формулою (2) величиною витрати і витрати, прийнятої з припущення, що вся рідина проходить каналами між лопатями, складає до 10%. Зрозуміло, що частина потоку рідини проходить кільцевим каналом навколо протектора і реальне значення витрати рідини через канали протектора буде більшим за значення, обчислене за формулою (2), і менше за витрату, прийняту з припущенням, що вся рідина проходить каналами між лопатями. З огляду на невеликий відсоток похибки, з метою спрощення розрахунків далі припустимо, що співвідношення між кількістю рідини, що проходить крізь канали протектора,

і кількістю рідини, що проходить крізь кільцевий переріз навколо протектора, рівне співвідношенню площ перерізу каналів протектора і площі кільцевого перерізу каналу навколо протектора.

Закон зміни величини миттєвої швидкості руху колони насосних штанг $v_{НШ}$ залежить від частоти коливань балансира f .

Отже, виділимо параметри, які впливають на величину крутного моменту:

- кількість лопатей протектора (n);
- величина кута між гранями міжлопатєвого каналу в горизонтальній площині (γ);
- внутрішній радіус лопаті протектора (R_B);
- зовнішній радіус лопаті протектора (R_3);
- нахил грані лопаті до горизонтальної площини на вході (β_1) і виході (β_2) з протектора;
- частота коливань балансира (f).

Задавшись вхідними даними – параметрами типової свердловини і підставляючи числові значення у формулу (1), по черзі залишатимемо кожен із описаних параметрів змінним для побудови графіків залежностей величини створюваного протектором крутного моменту від відповідного параметра. При цьому визначатимемо середнє за півперіод роботи верстата-гойдалки значення крутного моменту, підставляючи у формулу (1) величину середньої витрати рідини, визначеної з умови, що за половину тривалості циклу роботи верстата-гойдалки через протектор і кільцевий простір навколо протектора пройде об'єм рідини, рівний добутку площі кільцевого перерізу в колоні НКТ під протектором на довжину ходу устьового штока.

$$Q_{ТС} = \frac{2s \cdot \pi \cdot (R_{НКТ}^2 - R_0^2)}{T} \times \frac{n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}{(R_{НКТ}^2 - R_3^2) + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}, \quad (3)$$

де T – період роботи верстата-гойдалки.

1) Вплив кількості лопатей протектора на величину крутного моменту.

Для розрахунку приймемо положення, що коефіцієнт співвідношення між кутом лопаті φ та кутом каналу між лопатями γ (рис. 1) є сталим.

Графічна залежність між середнім значенням крутного моменту і кількістю лопатей наведена на рисунку 2.

Бачимо, що величина крутного моменту не залежить від кількості лопатей протектора за постійного коефіцієнту співвідношення між кутом, утворюваним гранями лопаті, і кутом, утворюваним гранями каналу. Однак теорія розрахунку крутного моменту осьової турбіни [1] містить припущення про те, що в розрахунковій моделі протектор складається із нескінченного числа нескінченно тонких лопатей. З

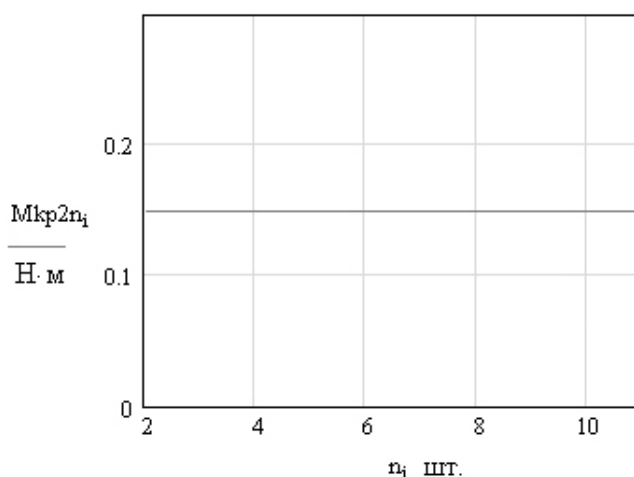


Рисунок 2 – Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, зі зміною кількості лопатей

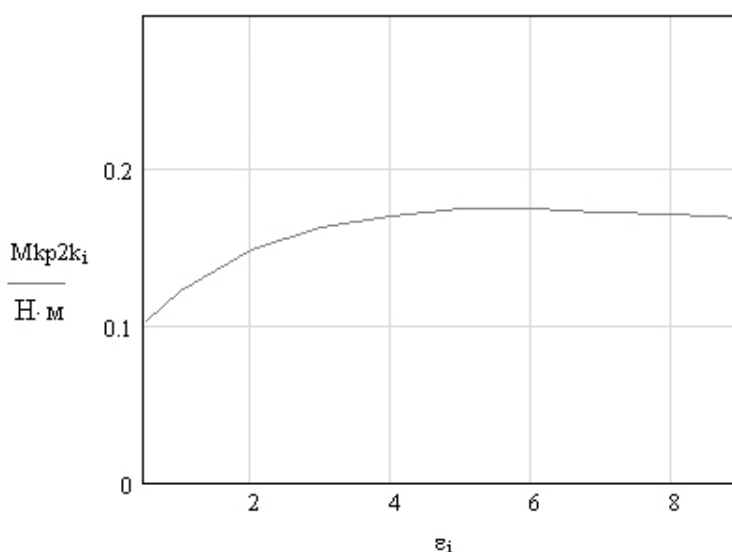


Рисунок 3 – Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, при зміні коефіцієнта ε

огляду на вказане припущення, чим більшим буде реальне число лопатей, тим реальне значення крутного моменту буде наближатись до розрахункового. Тому умовою раціоналізації приймемо наявність такого максимального числа лопатей, за якого товщина лопаті буде мати достатню міцність на згин при експлуатації.

2) Для визначення впливу величини кута між гранями каналу між лопатями в горизонтальній площині (γ) на величину крутного моменту, введемо в розрахунки величину коефіцієнта співвідношення між кутом, утворюваним гранями лопаті (φ), і кутом, створеним гранями каналу (γ):

$$\varepsilon = \frac{\varphi}{\gamma}. \quad (4)$$

Для розрахунку приймемо кількість лопатей рівною 6 (кут γ змінюється від 0° до 60°).

Графічна залежність між середнім значенням крутного моменту і коефіцієнтом ε наведена на рисунку 3.

Бачимо, що залежність між величиною крутного моменту і коефіцієнтом співвідношення між кутом, утворюваним гранями лопаті і кутом, утворюваним гранями каналу, нелінійна і має максимум, за координатами якого можна визначити раціональне співвідношення між вказаними кутами ($\varepsilon = 5, \gamma = 10^\circ, \varphi = 50^\circ$). З огляду на вплив описаного коефіцієнта на величину гідравлічного опору протектора та ризик закупорювання каналу між лопатями парафіновими відкладеннями, слід відступити від розрахованого раціонального значення розглядуваного коефіцієнта в бік ширшого каналу між лопатями. З огляду на схожість призначення описаної конструкції протектора і турбін турбобурів, значення коефіцієнта співвідношення між кутами приймемо за теорією конструювання турбін турбобурів рівним 0,5. При цьому значення середнього крутного моменту буде меншим від пікового значення на 40%, однак у такий спосіб ми уникнемо ризику заку-

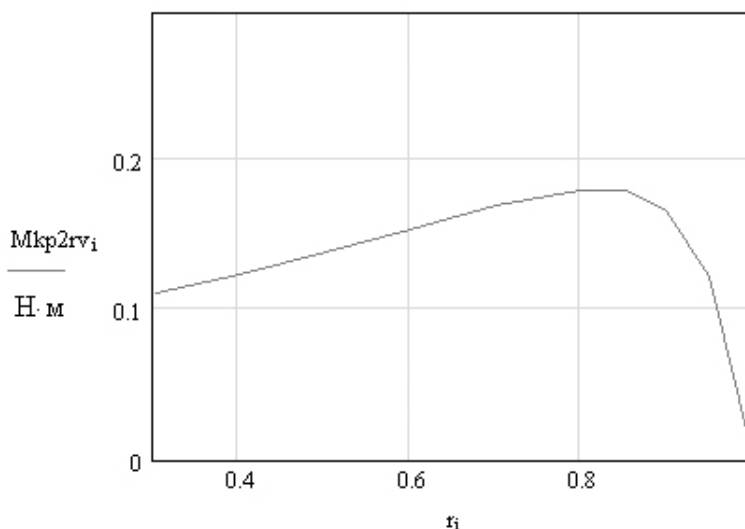


Рисунок 4 – Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, від величини коефіцієнта співвідношення між внутрішнім та зовнішнім радіусом лопаті протектора

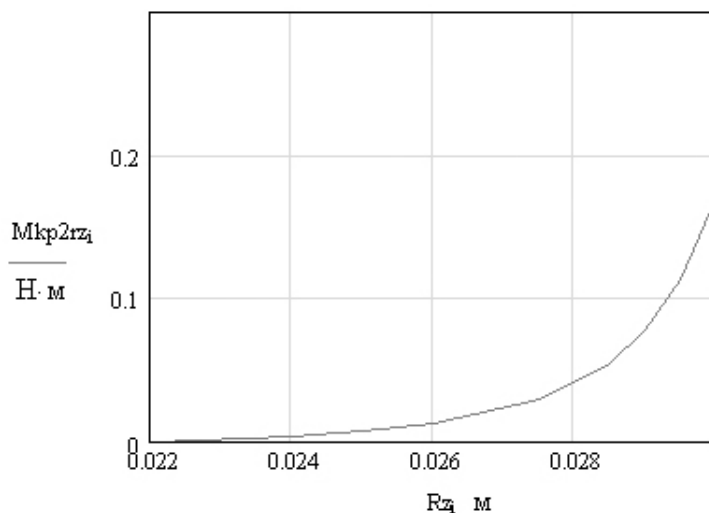


Рисунок 5 – Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, від величини зовнішнього радіуса лопаті протектора

порювання каналу парафіністими сполуками і зменшуємо гідравлічний опір протектора.

3) Величина внутрішнього радіуса лопаті протектора.

Для визначення впливу величини внутрішнього радіуса лопаті на величину крутного моменту, введемо в розрахунки коефіцієнт співвідношення між внутрішнім і зовнішнім радіусом протектора r :

$$r = \frac{R_B}{R_3} \quad (5)$$

На рисунку 4 зображено графік залежності крутного моменту від коефіцієнта r .

Залежність між величиною крутного моменту, створюваного лопатями протектора, і величиною коефіцієнта r нелінійна і має максимум при $r = 0,8$, за координатами якого можна визначити раціональне значення внутрішнього радіуса лопаті протектора (приймавши значення зовнішнього радіуса лопаті

$R_3 = 30$ мм, раціональне значення внутрішнього становитиме $R_B = 24$ мм). Однак з огляду на ризик закупорювання каналу між лопатями протектора парафіністими сполуками, величину внутрішнього радіуса лопаті слід прийняти меншою за раціональне значення в межах, коли виникатиме незначне (до 5%) зниження величини створюваного крутного моменту. При цьому існуватиме менший ризик закупорювання каналу між лопатями. Тож для подальших розрахунків приймемо $R_B = 22$ мм.

4) Зовнішній радіус лопаті протектора

Графічна залежність між середнім значенням крутного моменту і величиною зовнішнього радіуса лопаті наведена на рисунку 5.

При збільшенні величини зовнішнього радіуса лопаті протектора величина крутного моменту, створюваного протектором, постійно зростає. Величину зовнішнього радіуса лопаті протектора слід знаходити із умови забезпе-

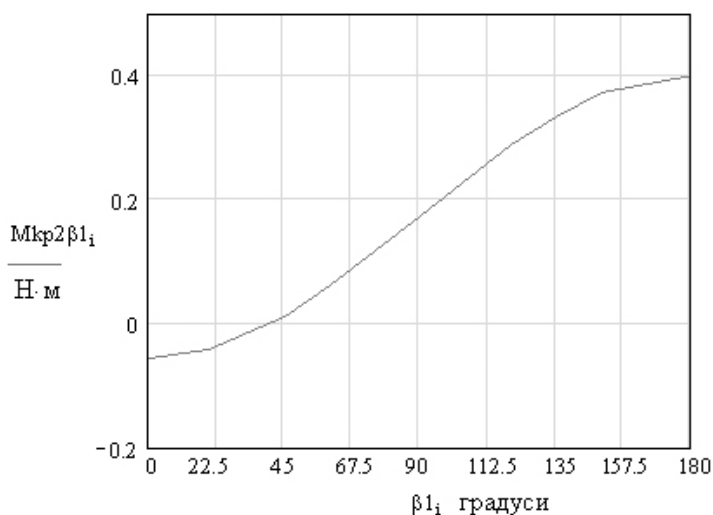


Рисунок 6 – Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, при зміні величини кута нахилу лопаті на вході в протектор

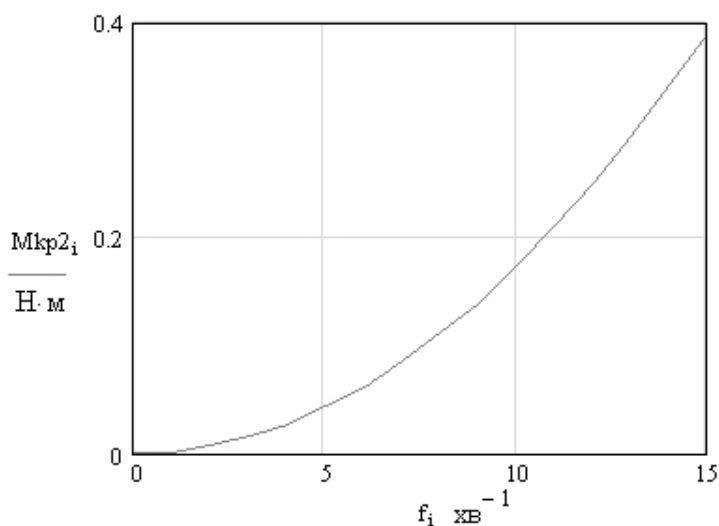


Рисунок 7 – Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, при зміні частоти коливань верстата-гойдалки

чення мінімального розміру радіального проміжку між стінками НКТ і зовнішньою циліндричною поверхнею протектора.

5) Кут нахилу лопаті до горизонтальної площини на вході в протектор.

При зміні кута між напрямом грані лопаті до горизонтальної площини на вході в протектор від 0° до 180° крутний момент постійно зростає. Однак раціональне значення кута нахилу грані лопаті до горизонтальної площини на вході в протектор слід вибрати із умови безударного входження рідини в канал між лопатями протектора [2] (напрямок потоку на вході дотичний до середньої лінії профілю), в даному випадку кут приймемо рівним $\beta_1 = 90^\circ$.

6) Частота коливань балансира.

Зі збільшенням частоти коливань балансира величина крутного моменту, створюваного протектором, постійно зростає за параболічною залежністю. Для досягнення високих значень крутного моменту доцільним є застосування описаної конструкції на високих частотах коливань балансира.

7) Кут нахилу лопаті до горизонтальної площини на виході з протектора.

При зміні кута між напрямом грані лопаті до горизонтальної площини на виході з протектора від 0° до 90° , крутний момент постійно спадає. З огляду на значний вплив величини вказаного кута на величину гідравлічного опору, створюваного протектором, провести окремий розрахунок з метою визначення раціонального значення кута β_2 .

Для визначення оптимальної форми лопаті протектора, приймемо до уваги два положення:

– величина крутного моменту на протекторі залежить від величини кута між напрямком лопаті і горизонтальною площиною на виході з протектора;

– конфігурація каналу між лопатями протектора впливає на величину гідравлічного опору протектора.

Розрахунок проведемо, виходячи із позиції збереження запасу наявної потужності в системі “колона насосних штанг із протекторами – рідина в колоні НКТ”.

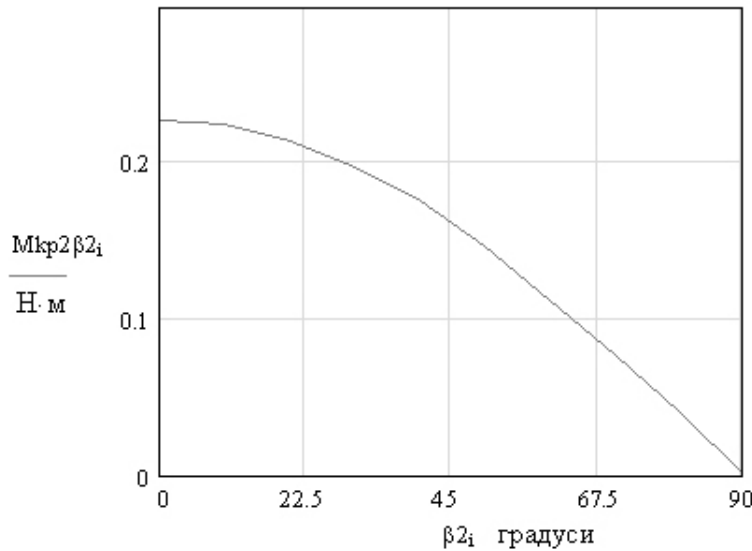


Рисунок 8 – Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, при зміні величини кута нахилу лопаті на виході з протектора

Під час руху колони насосних штанг вниз джерелом потужності виступає вага колони насосних штанг, що рухається в рідині вниз під дією сили тяжіння. Запас потужності можна знайти за формулою:

$$N_0 = G_{НШ} \cdot v_{НШ}, \quad (6)$$

де: $G_{НШ}$ – вага колони насосних штанг;

$v_{НШ}$ – швидкість руху колони насосних штанг.

Дана потужність буде споживатись на гідравлічне тертя в кільцевому просторі навколо протекторів та у каналах між лопатями протекторів, на подолання вертикальної складової сил опору в каналах протекторів, а на подолання сил опору по довжині колони штанг в просторі навколо насосних штанг, а також на провертання колони насосних штанг і на гальмування двигуном верстата-гойдалки:

$$N_0 = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5 + N_6, \quad (7)$$

де: N_1 – потужність, що затрачається на подолання втрат напору по довжині насосних штанг в просторі навколо насосних штанг;

N_2 – потужність, що затрачається на втрати тиску під час проходження рідини крізь канали протектора;

N_3 – потужність, що витрачається на втрати тиску в просторі із сегментів кільцевого простору навколо лопатей протектора;

N_4 – потужність вертикальної складової сил опору в каналах протекторів, яка залежить від величини кута нахилу лопаті на виході з протектора;

N_5 – потужність, що затрачається на провертання колони насосних штанг;

N_6 – потужність гальмування двигуном верстата-гойдалки.

Для знаходження максимально можливого значення N_4 потужністю N_5 нехтуємо у зв'язку з її малою величиною порівняно із

іншими величинами у формулі (7). Величину N_6 приймаємо рівну 0 з огляду на припущення про те, що весь запас потужності насосних штанг витрачається на подолання втрат.

1) Втрата напору на тертя по довжині в кільцевому просторі навколо насосних штанг. Величину втрат напору на тертя по довжині в кільцевому просторі навколо насосних штанг визначимо за формулою Дарсі [3]:

$$h_{ТЕР} = \lambda \cdot \frac{l}{D_{ГДР}} \cdot \frac{v_1^2}{2g}, \quad (8)$$

де: λ – коефіцієнт гідравлічного опору;

l – довжина кільцевої ділянки;

$D_{ГДР}$ – гідравлічний діаметр перерізу;

v_1 – швидкість течії в кільцевому просторі.

Для визначення коефіцієнта гідравлічного опору визначимо число Рейнольдса [3]:

$$Re = 4R_{ГДР} \frac{v_1}{\nu}, \quad (9)$$

де: v_1 – середня швидкість течії рідини;

$R_{ГДР}$ – гідравлічний радіус перерізу;

ν – кінематична в'язкість.

Величина гідравлічного радіуса визначається:

$$R_{ГДР} = \frac{D - d}{4}, \quad (10)$$

де: D – внутрішній діаметр НКТ;

d – діаметр тіла насосної штанги.

Після одержання значення $Re < 2320$, коефіцієнт гідравлічного опору визначатиметься за формулою Стокса [3]:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (11)$$

Для значення $Re > 2320$, коефіцієнт визначаємо:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (12)$$

Значення гідравлічного діаметра для кільцевого перерізу обчислюється за формулою:

$$D_{\text{ГДР}} = D - d. \quad (13)$$

Таким чином, величину втрат напору в кільцевому просторі обчислимо за формулою:

$$h_{\text{ТЕР}} = \lambda \cdot \frac{l}{D-d} \cdot \frac{v_1^2}{2g}, \quad (14)$$

де величина коефіцієнта гідравлічного опору λ визначається за формулою (11) або (12) залежно від режиму течії рідини.

Для обчислень використовуватимемо значення швидкості течії рідини, що відповідає максимальній лінійній швидкості опускання колони насосних штанг, тому що в цьому випадку втрати напору будуть максимальними.

Потужність, що затрачається на подолання втрат напору можна визначити за формулою:

$$N_1 = \rho \cdot g \cdot h_{\text{ТЕР}} \cdot Q_K. \quad (15)$$

В формулі (14) значення швидкості течії рідини рівне швидкості руху колони насосних штанг, тому:

$$N_1 = 0,5 \cdot \rho \cdot \pi \cdot \lambda \cdot \frac{l}{D-d} \cdot v_{\text{НШ}}^3 \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2). \quad (16)$$

2) Втрати тиску в каналах між лопатями протектора. Величину втрат тиску в каналах між лопатями протектора визначимо як для місцевого гідравлічного опору [4].

Коефіцієнт гідравлічного опору розраховано як для випадку раптового звуження потоку з послідовно приєднаним раповим розширенням потоку (вхід в канал між лопатями і вихід з каналу) [4]. В даному випадку коефіцієнт місцевого опору обчислюється за формулою:

$$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{S_1}{S_H} \right) + \left(1 - \frac{S_1}{S_H} \right)^2, \quad (17)$$

де: S_H – площа перерізу кільцевого простору під протектором;

S_1 – площа перерізу каналів між лопатями протектора.

Значення вказаних вище площ можна визначити:

$$S_H = \pi \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2); \quad (18)$$

$$S_1 = \pi \cdot n \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360^\circ}. \quad (19)$$

Тоді за формулою (17):

$$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{n \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360^\circ}}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2} \right) + \left(1 - \frac{n \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360^\circ}}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2} \right)^2. \quad (20)$$

Далі визначимо величину втрат тиску на протекторі:

$$\Delta p_K = \xi \frac{\rho \cdot w_1^2}{2}, \quad (21)$$

де w_1 – швидкість руху рідини в просторі між лопатями на вході в протектор.

Швидкість w_1 визначимо за формулою:

$$w_1 = v_{\text{НШ}} \cdot \frac{R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (22)$$

Тоді за формулою (21):

$$\Delta p_K = \frac{1}{2} \cdot \left(0,5 \left(1 - \frac{n \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360^\circ}}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2} \right) + \left(1 - \frac{n \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360^\circ}}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2} \right)^2 \right) \times \left(\frac{v_{\text{НШ}} \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2)}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}} \right)^2 \cdot \rho. \quad (23)$$

Потужність, що затрачається на втрати тиску під час проходження рідини крізь канали протектора, враховуючи кількість протекторів k :

$$N_2 = \Delta p_K \cdot Q_{\text{КА}} \cdot k, \quad (24)$$

де: k – кількість протекторів по довжині колони насосних штанг,

$Q_{\text{КА}}$ – витрата рідини через переріз, утворений гранями стінок каналу між лопатями, стінками НКТ і внутрішнім циліндром протектора.

$$Q_{\text{КА}} = v_{\text{НШ}} \cdot \pi \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2) \times \frac{n \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (25)$$

Тоді формула розрахунку потужності втрат тиску (23) набуде вигляду:

$$N_2 = 0,25k \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{n \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360^\circ}}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2} \right) \times \left(\frac{(R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2)}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}} \right)^3 \times v_{\text{НШ}}^3 \cdot \pi \cdot n \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}. \quad (26)$$

3) Втрати тиску в кільцевому просторі навколо протектора. Потужність, що витрачається на втрати тиску в просторі із сегментів кільцевого простору навколо лопатей протектора можна визначити:

$$N_3 = F_T \cdot v, \quad (27)$$

де F_T – сила тертя рідини до поверхні протектора.

Величину сили тертя визначимо за гідродинамічною теорією змащення [3]:

$$F_T = \mu \cdot \frac{S_{\text{Л}} \cdot v}{\delta}, \quad (28)$$

де: $S_{\text{Л}}$ – повна поверхня дотику зовнішньої поверхні лопатей протектора з рідиною;

v – швидкість потоку рідини в кільцевому просторі навколо лопатей протектора;

μ – коефіцієнт в'язкості рідини;

δ – різниця радіусів НКТ і зовнішнього циліндра протектора.

Площа $S_{\text{Л}}$ може бути обчислена за формулою:

$$S_{\text{Л}} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot R_3 \cdot h_{\text{П}} \cdot \frac{\varphi}{360}. \quad (29)$$

Обчислимо величину миттєвої подачі рідини, яка проходить сегментами кільцевого простору між лопатями протектора і НКТ.

$$Q_{\text{П}} = v_{\text{НШ}} \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2) \times \frac{n \cdot \pi (R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2) \cdot \frac{\varphi}{360}}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_{\text{В}}^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (30)$$

Величину швидкості течії в просторі сегментів кільцевого простору визначимо як відношення подачі $Q_{\text{П}}$ до площі сегментів кільцевого простору.

$$v = \frac{Q_{\text{П}}}{n \cdot \pi (R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2) \cdot \frac{\varphi}{360}} = \frac{v_{\text{НШ}} \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2)}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_{\text{В}}^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (31)$$

Значення потужності за формулою (27) із врахуванням кількості протекторів k :

$$N_3 = \frac{\mu}{R_{\text{НКТ}} - R_3} \cdot 2 \cdot k \cdot \pi \cdot n \cdot R_3 \cdot h_{\text{П}} \cdot \frac{\varphi}{360} \times \left(\frac{v_{\text{НШ}} \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2)}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_{\text{В}}^2) \cdot \frac{\gamma}{360}} \right)^2. \quad (32)$$

4) Втрати тиску від дії вертикальної складової сил опору в каналах протектора. Потужність вертикальної складової сил опору в каналах протекторів можна обчислити за формулою:

$$N_4 = F_{Ry} \cdot w, \quad (33)$$

де w – швидкість руху рідини в каналі між лопатями протектора.

Величину вертикальної складової сил опору в каналах протектора обчислимо, спроектувавши сили, що діють на рідину між лопатями на вертикальну вісь (рис. 9). В розрахунковій моделі нами прийняті припущення, що площа поперечного перерізу каналу між лопатями не змінюється при переміщенні вздовж осі каналу і немає гідралічного тертя до стінок каналу. Сила тиску в верхньому перерізі протектора рівна силі нижнього тиску, збільшеній на величину ваги рідини в просторі між лопатями, тому можна записати:

$$F_{Ry} = -Q_T \cdot \rho \cdot (w_2 \cdot \sin \beta_2 - w_1 \cdot \sin \beta_1). \quad (34)$$

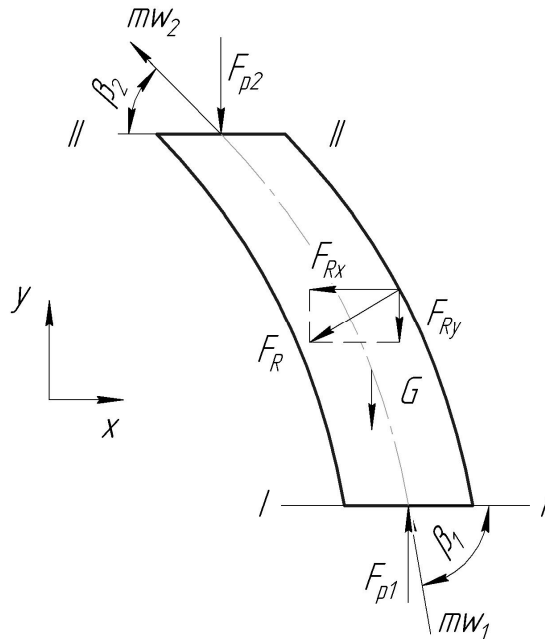


Рисунок 9 – Розрахункова схема каналу між лопатями протектора

Від'ємний знак вказує на спрямованість вектора \bar{F}_{Ry} в бік, протилежний напрямку осі Oy. Можна записати:

$$F_{Ry} = Q_T \cdot \rho \cdot (w_1 \cdot \sin \beta_1 - w_2 \cdot \sin \beta_2). \quad (35)$$

Величина швидкості руху рідини в каналі між лопатями протектора

$$w = w_1 = w_2. \quad (36)$$

Значення швидкості w_1 обчислюємо за формулою (22).

Значення потужності, що затрачається на подолання сили реакції стінок лопатей протектора, із врахуванням кількості протекторів:

$$N_4 = \rho \cdot \pi \cdot n \cdot (R_3^2 - R_{\text{В}}^2) \cdot \frac{\gamma}{360} \cdot (w_1 \cdot \sin \beta_1 - w_2 \cdot \sin \beta_2) \times \left(\frac{v_{\text{НШ}} \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2)}{n \cdot (R_3 - R_{\text{В}}) \cdot \frac{\gamma}{360} + R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2} \right)^2. \quad (37)$$

Раціональне значення кута β_2 визначимо, підставивши отримані значення потужностей у формулу (5) та прирівнявши праві частини (4) і (5).

Розрахунки із використанням даних типової свердловини (внутрішній радіус НКТ – 62 мм, частота коливань верстата-гойдалки – 10 хв^{-1} , довжина ходу плунжера – 3 м, радіус тіла насосної штанги – 19 мм, густина пластової рідини – 900 кг/м^3) і визначених вище раціональних геометричних параметрах протектора, дають підстави стверджувати, що для типової конфігурації свердловини і компоновки колони насосних штанг, раціональне значення кута нахилу лопаті на виході з протектора становить близько 35° . Через наявність на стінках НКТ парафінових відкладень, вплив яких на опір руху протектора спрогнозувати важко, величину кута β_2 приймемо із запасом. Згідно рекомендацій щодо конструювання турбін турбобурів [2] за раціональне значення приймемо кут $\beta_2 = 40^\circ$.

Отже, в статті подано розрахунок для визначення раціональних параметрів протектора. Визначено параметри, які впливають на величину крутного моменту, створюваного протектором: кількість лопатей протектора, величина кута між гранями міжлопатевого каналу в горизонтальній площині, внутрішній радіус лопаті протектора, зовнішній радіус лопаті протектора, нахил грані лопаті до горизонтальної площини на вході і виході з протектора, частота коливань балансира.

В ході аналізу впливу описаних параметрів на величину крутного моменту, створюваного протектором, отримано ряд графічних залежностей середньої за половину циклу роботи верстата-гойдалки величини крутного моменту від кожного з перелічених параметрів. За отриманими графіками зроблено висновки про те, що:

- розрахункове значення крутного моменту не залежить від кількості лопатей у разі збереження співвідношення між кутами лопаті та каналу між лопатями. Згідно теорії розрахунку осьових турбін та враховуючи технологічність виготовлення протектора, кількість лопатей прийнято рівним 6;

- залежність між величиною крутного моменту і співвідношення між кутами каналу і лопаті в перерізі нелінійна і має максимум, координати якого вказують на раціональне значення коефіцієнта співвідношення між кутами. Для зниження гідравлічного опору протектора і запобігання закупорюванню каналів між лопатями парафіновими пробками ми відступили від обчисленого раціонального значення коефіцієнта і прийняли його рівним 0,5;

- графік зміни величини крутного моменту зі змінною коефіцієнта співвідношення між внутрішнім і зовнішнім радіусами лопаті має нелінійний характер з чітким максимумом. За координатами максимуму визначено раціональне значення вказаного співвідношення, з якого обчислено величину внутрішнього радіуса – 24 мм. Для зниження гідравлічного опору про-

тектора приймаємо величину радіуса меншою – 22 мм, при цьому крутний момент знизиться на 4%;

- збільшення величини зовнішнього радіуса лопаті протектора веде до збільшення величини крутного моменту. Величину зовнішнього радіуса лопаті прийнято із умови забезпечення мінімального розміру радіального проміжку між стінками НКТ і зовнішньою циліндричною поверхнею протектора – 30 мм;

- при зміні кута між напрямом грані лопаті до горизонтальної площини на вході в протектор від 0° до 180° , крутний момент постійно зростає. Раціональне значення кута нахилу грані лопаті до горизонтальної площини на вході в протектор вибираємо із умови безударного входу рідини в канал між лопатями 90° ;

- в результаті аналізу графіка залежності крутного моменту від частоти коливань балансира зроблено висновок, що доцільним є застосування описаної конструкції на високих частотах коливань балансира;

- в ході аналітичних розрахунків визначено раціональне значення кута нахилу лопаті до горизонтальної площини на виході з протектора для даних типової свердловини. Раціональне значення кута нахилу лопаті на виході з протектора становить близько 35° . Згідно рекомендацій щодо конструювання турбін турбобурів за раціональне значення прийнято кут $\beta_2 = 40^\circ$.

Література

- 1 Угинчус А.А. Гидравлика и гидравлические машины / А.А. Угинчус. – Харків: В-во Харківського у-ту, 1970. – 396 с.
- 2 Любимов Г.А. Теория и расчет осевых многоступенчатых турбин турбобуров / Б.Г. Любимов, Г.А. Любимов. – Л.: Гостоптехиздат, 1963. – 180 с.
- 3 Гідравліка. Навчальний посібник / [М.П. Андрієшин, Л.В. Возняк, Р.Ф. Гімер, К.Г. Донець, М.І. Мердух]. – Івано-Франківськ: Факел, 2000. – 253 с.
- 4 Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
20.01.10
Рекомендована до друку професором
Петриною Ю.Д.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КОНТРОЛЮ ПИТОМОГО ЕЛЕКТРИЧНОГО ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ ЕЛЕКТРОКОНТАКТНИМ ЧОТИРИЗОНДОВИМ МЕТОДОМ

Є.Р.Доценко

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 504708,
e-mail: dotsenko@nuing.edu.ua

Здійснено математичне моделювання процесу контролю питомого електричного опору матеріалів чотиризондовим методом, що дало змогу встановити оптимальне співвідношення відстаней між зондами з метою досягнення високої чутливості методу. Аналітично встановлено функції поправки, які необхідно враховувати для розрахунку питомого опору зразків з різними геометричними розмірами.

Ключові слова: питомий електричний опір, чотиризондовий метод, геометрична функція поправки

Проведено математическое моделирование процесса контроля удельного электрического сопротивления материалов четырехзондовым методом что позволило установить оптимальное соотношение расстояний между зондами с целью достижения высокой чувствительности метода. Аналитически установлены функции поправки, которые необходимо учитывать при расчете удельного сопротивления образцов с различными геометрическими размерами.

Ключевые слова: удельное электрическое сопротивление, четырехзондовый метод, геометрическая функция поправки

A mathematical simulation of the control of the materials resistivity by four-point method, which helped set the optimal distance between probes in order to achieve high sensitivity method. The geometric correction functions have to be considered for calculating the resistivity of samples with different geometric dimensions was studied.

Keywords: electrical resistivity, four-point method, geometric correction function

1. Вступ

У практиці неруйнівного контролю та технічної діагностики вимірювання питомого електричного опору застосовують для сортування металів, ідентифікації сплавів, моніторингу режимів термічного оброблення конструкційних сталей та виявлення дефектів, які змінюють електропровідність матеріалу. Також за зміною питомого електричного опору можна судити про мікроструктурні зміни в металах [1]. На попередніх етапах досліджень авторами було розроблено новий підхід до визначення фізико-механічних характеристик конструкційних сталей з врахуванням їх структури [2] та досліджено чутливість питомого електричного опору до мікроструктурних змін, що виникають в матеріалі металоконструкцій під час тривалої експлуатації [3]. Також, в роботі [4] вказується на можливість визначення ударної в'язкості сталей за вимірними значеннями питомого електричного опору.

Для точного визначення питомого опору сталей найбільшого поширення набули вихрострумівий та електроконтактні методи [5]. Вихрострумивий метод застосовується тільки для немагнітних металів, оскільки на вихідний сигнал вихрострумівого перетворювача впливає магнітна проникність магнітного матеріалу. Тому найбільш доцільним є застосування електроконтактних методів на постійному струмі, які, окрім того, дають змогу отримати інформацію щодо питомого опору за об'ємом металу, що неможливо досягнути вихрострумивим методом через присутність скін-ефекту.

До електроконтактних методів відносяться дво-, чотиризондовий методи та метод Ван-дер-Пау [6]. Двзондовий метод можна застосовувати тільки для зразків правильної геометричної форми і, окрім того, технологія проведення контролю вимагає створення омичних контактів на торцях зразка. Зрозуміло, що застосування двзондового методу на реальних сталених об'єктах є досить проблематичним. Метод Ван-дер-Пау дає змогу вимірювати питомий електричний опір зразків з довільною геометричною формою, проте його доволі складно реалізувати в технічному плані: вимагає індивідуального розміщення зондів в залежності від форми зразка. Тому найбільш універсальним методом вимірювання питомого електричного опору матеріалів слід вважати класичний чотиризондовий метод.

Як правило, чотиризондовий метод реалізується за допомогою чотиризондового сенсора-затискача, який прикладається до об'єкта контролю (ОК), та вимірювача активного електричного опору – мікроомметра. Розраховуючи питомий електричний опір за результатами вимірювання електричного опору деякої ділянки матеріалу чотиризондовим методом, необхідно знати, яким чином впливають кінцеві розміри та товщина об'єкта контролю на покази мікроомметра.

З огляду на вказані обставини, необхідно провести математичне моделювання контролю питомого опору з метою встановлення оптимального співвідношення відстаней між зондами, а також впливу реальних геометричних розмірів та товщини ОК на результати вимірювання.

2. Теоретичні основи методу

Розглянемо теоретичні основи чотиризондового методу вимірювання питомого електричного опору на зразку, який являє собою напівнескінченний об'єм, обмежений плоскою поверхнею. На поверхні зразка вздовж однієї прямої лінії розміщують чотири металеві електроди-зонди з невеликою площею контакту (рис. 1). Через два зовнішні зонди пропускають електричний струм, генерований джерелом постійного струму. На двох внутрішніх зондах вимірюють падіння напруги. За виміряними значеннями різниці потенціалів та струму можна визначити величину питомого електричного опору матеріалу зразка.

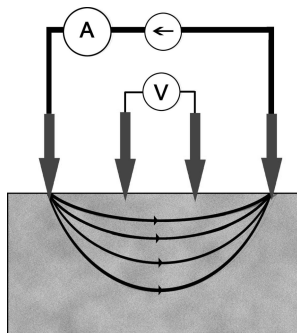


Рисунок 1 – Чотиризондовий метод вимірювання питомого електричного опору

Використання чотиризондового методу контролю питомого електричного опору сталей дає можливість уникнути впливу на результати вимірювань перехідних опорів контактів. На рис. 2 зображено еквівалентну схему електричного кола при чотиризондовому підключенні до об'єкта контролю. Із схеми видно, що перехідні опори R_{C1} і R_{C2} струмових контактів 1 і 4 не впливають на напругу U , пропорційну вимірюваному опору R_x . Очевидно, що U не залежить від перехідних опорів $R_{П1}$ і $R_{П2}$ потенціальних контактів 2 і 3, оскільки у вимірювальному колі можна знехтувати струмом (високе значення вхідного опору вимірювача напруги U).

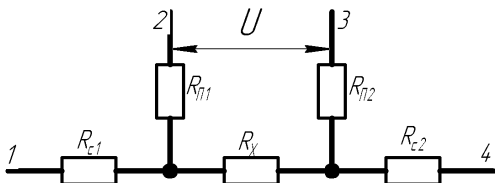


Рисунок 2 – Еквівалентна схема електричного кола для чотиризондового підключення до ОК

Основна перевага чотиризондового методу полягає в тому, що не потрібно створювати омичні контакти на зразку та є можливість вимірювати питомий опір зразків різних форм і

розмірів. Умовою для його застосування, з точки зору форми об'єкта контролю, є наявність плоскої поверхні, лінійні розміри якої перевищують лінійні розміри системи зондів. Багато особливостей реальних зразків, пов'язаних з їх формою, можна легко врахувати, застосовуючи чотиризондовий метод вимірювання.

Для того щоб знайти аналітичну залежність між питомим електричним опором ρ , виміряними струмом I та напругою U , необхідно вирішити простішу задачу, пов'язану з протіканням постійного струму через окремих зонд, який контактує з плоскою поверхнею об'єкта контролю напівнескінченного об'єму [7] (рис. 3).

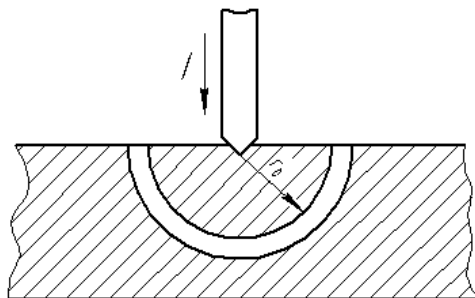


Рисунок 3 – Модель зонда

Відомо, що рух електричних зарядів у провідному середовищі характеризується густиною електричного струму j . З постійним (стаціонарним) струмом нерозривно пов'язані електричне та магнітне поля.

Ці поля не залежать один від одного і можуть розглядатися окремо. В даному випадку обмежимося аналізом електричного поля, яке є потенціальним.

Розподіл потенціалу в провідному об'єкті підпорядковується лінійному диференціальному рівнянню з частинними похідними – рівнянню Лапласа:

$$\nabla^2 \phi = \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} = 0, \quad (1)$$

де $\phi(x, y, z)$ – потенціал точки в тривимірному евклідовому просторі.

Дослідження таких потенціалів і, зокрема, розв'язків диференціального рівняння Лапласа відоме в математиці як *теорія потенціалу* [8].

Оскільки розподіл потенціалу в напівнескінченному об'ємі володіє сферичною симетрією, то для розрахунку потенціалу $\phi(r)$ в об'ємі зразка залежно від відстані r до контакту достатньо розв'язати рівняння Лапласа, в якому залишений тільки член, залежний від r , в сферичній системі координат:

$$\Delta \phi(r) = \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) = 0 \quad (2)$$

за умови, що потенціал в точці $r = 0$ позитивний і прямує до нуля при великих значеннях r .

Розв'язавши рівняння (2), отримуємо вираз для розрахунку потенціалу:

$$\phi(r) = \frac{I\rho}{2\pi \cdot r}. \quad (3)$$

Очевидно, що розподіл потенціалу буде таким самим, якщо зонд матиме з поверхнею зразка контакт у вигляді напівсфери скінченного діаметра. Нехай радіус контакту рівний r_1 , тоді падіння напруги на зразку рівне потенціалу зонда і складає

$$\phi = \frac{I \cdot \rho}{2\pi} \cdot \frac{1}{r_1}. \quad (4)$$

Прирівнюючи падіння напруги на приконтактному шарі товщиною $r_2 - r_1$

$$\phi(r_1) - \phi(r_2) = \frac{I \cdot \rho}{2\pi} \cdot \frac{r_2 - r_1}{r_1 r_2} \quad (5)$$

і повного падіння напруги на зразку (4), можна спостерігати основну зміну потенціалу, ближче до зонда. Для наочності при $r_2 = 10r_1$ повне падіння напруги на зразку перевищує падіння в шарі $r_2 - r_1$ лише на 10%. Це свідчить про те, що величина струму, що протікає крізь зонд, визначається, здебільшого, опором приконтактної області, протяжність якої тим менше, чим менший радіус контакту.

Отже, враховуючи вище сказане, необхідними умовами застосування чотиризондового методу для вимірювання питомого електричного опору матеріалів є:

- 1) вимірювання проводяться на плоскій поверхні однорідного ізотропного ОК, лінійні розміри якого в кілька раз більші за розміри системи зондів;
- 2) зонди мають контакти з поверхнею ОК в точках, розміщених вздовж прямої лінії;
- 3) межа між струмопідвідними електродами і ОК мають форму напівсфери малого діаметру;
- 4) діаметр контакту зонда малий порівняно з відстанню між зондами.

Потенціал в будь-якій точці зразка рівний сумі потенціалів, які створюються в цій точці струмом кожного електрода (рис. 4). При цьому потенціал має додатній знак для струму, що втікає в зразок (зонд 1), і від'ємний для струму, що вигікає зі зразка (зонд 4).

Таким чином, потенціали вимірювальних зондів 2 і 3 можна записати відповідно:

$$\phi_2 = \frac{I \cdot \rho}{2\pi} \left(\frac{1}{S_1} - \frac{1}{S_2 + S_3} \right); \quad (6)$$

$$\phi_3 = \frac{I \cdot \rho}{2\pi} \left(\frac{1}{S_1 + S_2} - \frac{1}{S_3} \right). \quad (7)$$

Різниця потенціалів при цьому рівна:

$$U = \phi_2 - \phi_3 = \frac{I \cdot \rho}{2\pi} \left(\frac{1}{S_1} - \frac{1}{S_2 + S_3} - \frac{1}{S_1 + S_2} + \frac{1}{S_3} \right). \quad (8)$$

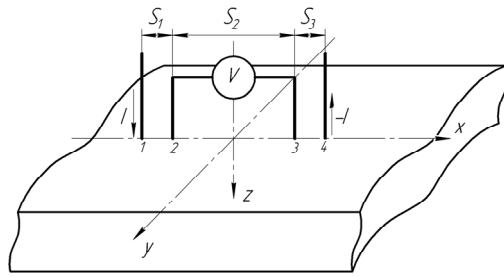


Рисунок 4 – Ілюстрація до виведення формули для питомого електричного опору при чотиризондовому методі вимірювання

З виразу (8) отримуємо формулу для визначення питомого електричного опору матеріалу зразка:

$$\rho = \frac{U}{I} \cdot \frac{2\pi}{\left(\frac{1}{S_1} - \frac{1}{S_2 + S_3} - \frac{1}{S_1 + S_2} + \frac{1}{S_3} \right)}. \quad (9)$$

У випадку коли відстань між зондами однакова ($S_1 = S_2 = S_3 = S$), то

$$\rho = \frac{U}{I} \cdot 2\pi S. \quad (10)$$

Слід зазначити, що вираз (9) справедливий тільки для напівнескінченного об'єкта, тобто зразка, лінійні розміри якого набагато більші за відстань між зондами S . Для розрахунку питомого електричного опору об'єкта з кінцевими поперечними розмірами та товщиною, необхідно вводити геометричну функцію поправки, яка залежить від розмірів системи зондів, орієнтації сенсора відносно країв зразка та габаритних розмірів зразка.

3. Теоретичні дослідження щодо покращення чутливості чотиризондового методу та оптимізації взаємного розміщення зондів

Вираз (10) для випадку рівності відстані між зондами, як правило, використовують для розрахунку відносно великих значень питомого електричного опору напівпровідників. Для вимірювання малих значень питомого електричного опору металів є доцільним підвищити чутливість чотиризондового сенсора.

Як впливає з виразу (8), чутливість чотиризондового методу за напругою прямопропорційна величині постійного струму та оберненопропорційна еквівалентній відстані між зондами:

$$\frac{1}{S_{\text{екв}}} = \frac{1}{S_1} + \frac{1}{S_3} - \frac{1}{S_1 + S_2} - \frac{1}{S_2 + S_3}. \quad (11)$$

Оскільки збільшення сили струму, що протікає крізь зразок, обмежене допустимим нагріванням зразка, то підвищити чутливість методу можна, зменшуючи еквівалентну відстань між зондами $S_{\text{екв}}$ за рахунок збільшення відстані S_2 між внутрішніми вимірювальними зондами 2 і 3 і зменшення відстаней S_1 та S_3 між стру-

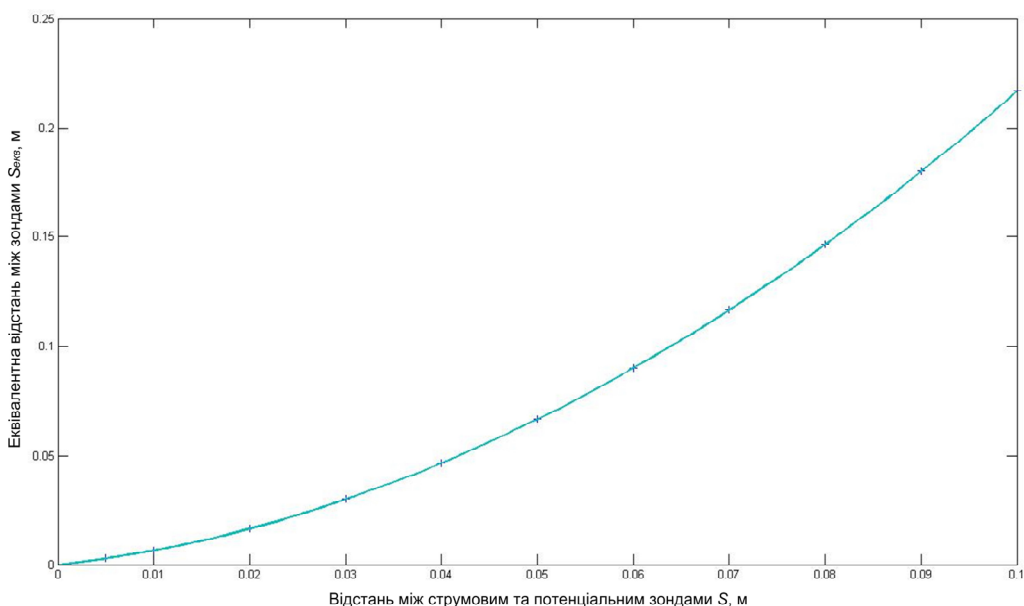


Рисунок 5 – Графік залежності еквівалентної відстані між зондами від відстані між відповідними струмовими та потенціальними зондами (при $S_2 = 30$ мм)

мовими та потенціальними зондами (відповідно 1-2 і 3-4). Для наочності проілюструємо графічно залежності еквівалентної відстані від зміни лінійних розмірів системи зондів.

На рис. 5 зображено графічну залежність еквівалентної відстані між зондами $S_{екв}$ від відстані між струмовими та потенціальними контактами S ($S_1 = S_3 = S$) при фіксованій відстані між потенціальними зондами ($S_2 = 30$ мм).

Аналізуючи графічну залежність (рис. 5), можна стверджувати, що зменшення відстані S призводить до зменшення еквівалентної відстані $S_{екв}$ і, відповідно, до збільшення чутливості чотиризондового методу. Враховуючи те, що в реальній конструкції чотиризондового сенсора діаметр одного зонда становить кілька міліметрів, то оптимальна відстань між струмовими та відповідними їм потенціальними контактами повинна становити 10 мм.

Проілюструємо тепер, яким чином змінюється еквівалентна відстань $S_{екв}$ залежно від зміни відстані S_2 між потенціальними зондами при фіксованій оптимальній відстані $S = S_1 = S_3 = 10$ мм (рис. 6). Отже, збільшення відстані S_2 між потенціальними контактами до 20-30 мм призводить до різкого зменшення еквівалентної відстані $S_{екв}$ і, відповідно, до збільшення чутливості чотиризондового методу. В області $S_2 > 40$ мм зменшення значення $S_{екв}$ відбувається повільніше, а при $S_2 > 60$ мм

зменшення еквівалентної відстані не є значимим. Це свідчить про недоцільність конструювання сенсора з досить високим значенням відстані S_2 , оскільки при $S_2 \geq 60$ мм незначне підвищення чутливості чотиризондового методу не є пріоритетним. В даному випадку пріоритетним є питання зменшення габаритних розмірів сенсора, що реалізує чотиризондовий метод.

Враховуючи сказане вище, оптимальні лінійні розміри системи зондів є такими: відстань між струмовими та відповідними їм потенціальними контактами – $S = S_1 = S_3 = 10$ мм; відстань між потенціальними контактами – $S_2 = 60$ мм.

4. Застосування методу до зразків простої геометричної форми

4.1. Зразок напівнескінченного об'єму з ізолюючою границею

Як вже зазначалося, вираз (9) можна застосувати для визначення питомого електричного опору об'єкта напівнескінченного об'єму, лінійні розміри якого набагато більші за розміри системи зондів. Даний критерій застосування формули (9), по-суті, є напівкількісним, оскільки не враховує точного співвідношення між розмірами зразка і лінійними розмірами системи зондів. З метою отримання більш строгих критеріїв застосування виразу (9) розглянемо частковий випадок вимірювання питомого електричного опору зразків з обмеженими лінійними розмірами, що дуже часто зустрічається на практиці.

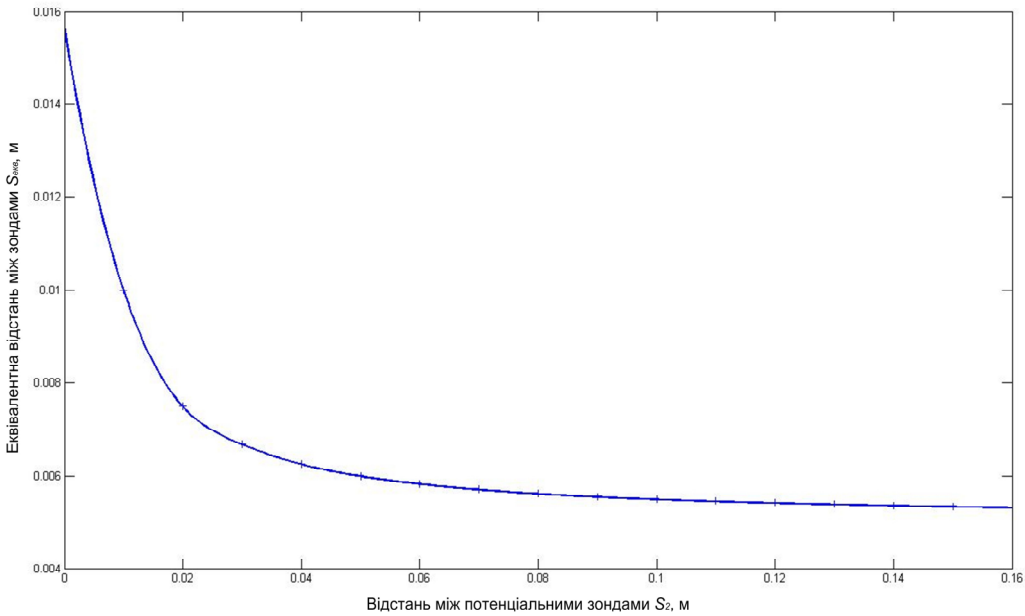


Рисунок 6 – Графік залежності еквівалентної відстані між зондами від відстані між потенціальними зондами (при $S_1 = S_3 = 10\text{ мм}$)

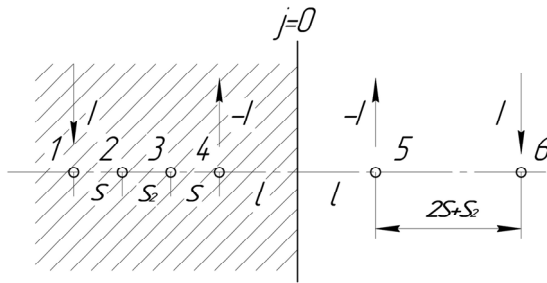


Рисунок 7 – Система джерел дзеркальних відображень на зразку напівнескінченного об'єму з ізолюючою границею

Проаналізуємо детально такий випадок. Зразок напівнескінченного об'єму має плоску ізолюючу границю. Зонди розміщені на лінії, перпендикулярній до цієї границі (рис. 7). Наявність ізолюючої границі на одній із граней зразка вимагає виконання однорідної граничної умови Неймана, тобто на ізолюючій границі нормальна складова струму, а, відповідно, і електричного поля, рівна нулю. Дана гранична умова буде виконана, якщо знаки дзеркальних джерел струму збігатимуться зі знаками реальних струмів, що протікають крізь зонди 1 і 4.

Використаємо метод дзеркальних відображень, який широко використовується в електростатиці. Для цього на продовженні лінії розміщення зондів симетрично відносно ізолюючої границі розмістимо два уявних контакти джерела струму 5 і 6 таких, щоб задовольнити граничну умову Неймана на ізолюючій границі. Граничну умову на ізолюючій границі буде ви-

конано, якщо, вважаючи зразок напівнескінченим, в точку 5 помістити від'ємне джерело струму $-I$, а в точку 6 – додатне джерело струму I . Оскільки для даної граничної умови існує єдиний розв'язок задачі, то розв'язок для системи джерел струму 1, 4, 5 і 6 буде шуканим. Розраховуючи потенціали в точках 2 і 3 з врахуванням чотирьох джерел струму, і, враховуючи співвідношення $m = S_2/S$, одержуємо вираз для розрахунку питомого електричного опору зразка:

$$\rho = \frac{U}{I} \cdot 2\pi S \cdot f(m, l/S), \quad (12)$$

де: l – відстань від зонда 4 до ізолюючої границі;

$f(m, l/S)$ – геометрична функція поправки, що залежить від лінійних розмірів системи зондів (S), їх співвідношення ($m = S_2/S$) та

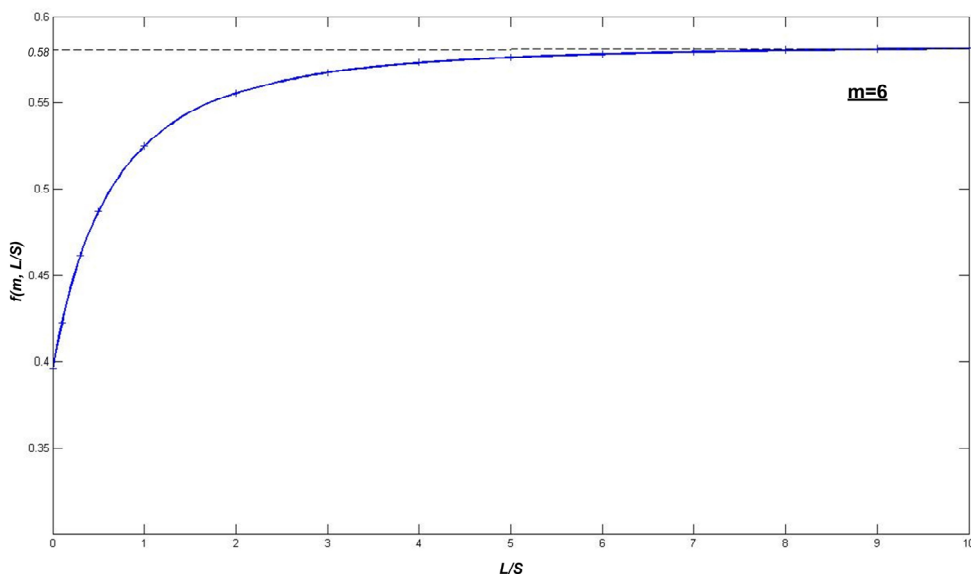


Рисунок 8 – Геометрична функція поправки $f(m, l/S)$ для зразка напівнескінченного об'єму з ізолюючою границею (за умови $m = S_2/S = 6$)

відстані ізолюючої границі до найближчого зонда.

Геометрична функція поправки для даного випадку дорівнює:

$$f(m, l/S) = \left(\frac{2m}{m+1} - \frac{1}{m+1+2l/S} + \frac{1}{3+2m+2l/S} + \frac{1}{1+2l/S} - \frac{1}{3+m+2l/S} \right)^{-1} \quad (13)$$

Графік геометричної функції поправки $f(m, l/S)$ зображено на рис. 8.

У випадку, якщо $l \geq 5S$, то геометрична функція поправки наближається до значення 0.583 (коефіцієнт поправки K). За умови, якщо $m = 1$ (зонди розміщені на одній відстані один від одного), то при $l \geq 5S$ геометрична функція поправки майже не відрізняється від одиниці. В такому разі ($K=1$) для розрахунку питомого електричного опору можна використовувати формулу (10).

Для випадку, коли лінія зондів розміщена паралельно до ізолюючої границі, питомий електричний опір напівнескінченного зразка розраховується так:

$$\rho = \frac{U}{I} \cdot 2\pi S \cdot q(m, l/S), \quad (14)$$

де $q(m, l/S)$ – геометрична функція поправки, яка розраховується так:

$$q(m, l/S) = \left(\frac{2m}{m+1} + 2 \left[1 + (2 \cdot l/S)^2 \right]^{-1/2} - 2 \left[(m+1)^2 + (2 \cdot l/S)^2 \right]^{-1/2} \right)^{-1} \quad (15)$$

Графік геометричної функції поправки $q(m, l/S)$ зображений на рис. 9.

Якщо $l \geq 5S$, то геометрична функція поправки наближається до значення 0.583 (коефіцієнт поправки K). За умови, якщо $m = 1$ (зонди розміщені на одній відстані один від одного), то при $l \geq 5S$ геометрична функція поправки майже не відрізняється від одиниці. В такому разі ($K=1$) для розрахунку питомого електричного опору можна використовувати формулу (10).

4.2. Зразок напівнескінченних лінійних розмірів та кінцевої товщини

Значення питомого електричного опору зразка напівнескінченних лінійних розмірів та кінцевої товщини за результатами вимірювання чотиризондовим методом, як і для зразка напівнескінченного об'єму з ізолюючою границею, зводиться до розрахунку геометричної функції поправки.

Розглянемо простий випадок плоскої пластини безкінечних розмірів, але скінченної товщини h із ізолюючими верхньою та нижньою границями, на яких повинна виконуватися однорідна гранична умова Неймана ($j_n = 0$). Використовуючи метод дзеркальних відображень, одержимо вираз для розрахунку питомого електричного опору зразка:

$$\rho = \frac{U}{I} \cdot 2\pi S \cdot f(m, h/S), \quad (16)$$

де $f(m, h/S)$ – геометрична функція поправки, яка залежить від відношення товщини пластини h до відстані між зондами S .

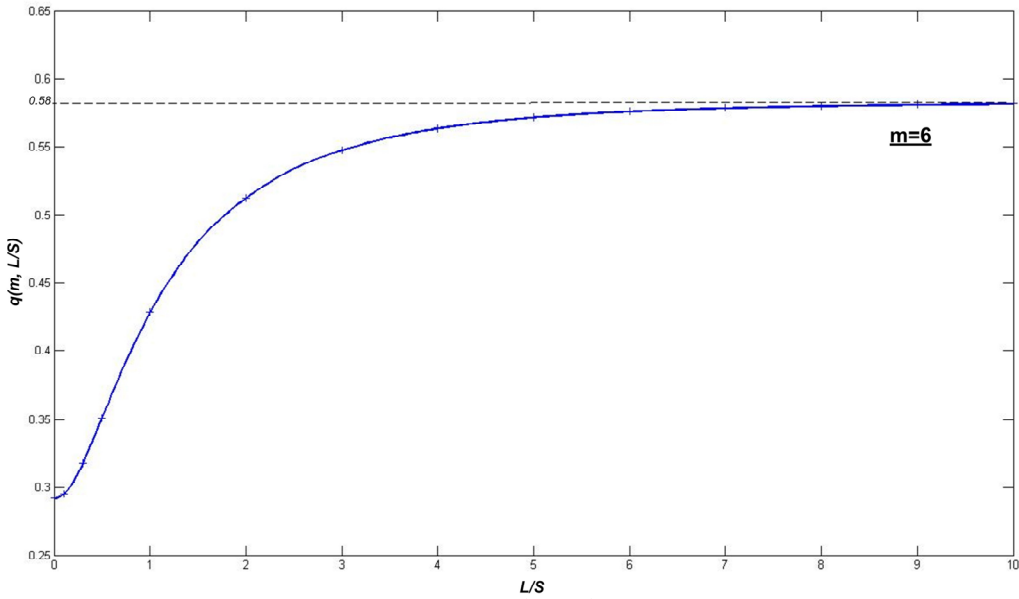


Рисунок 9 – Геометрична функція поправки $q(m, l/S)$ для зразка напівнескінченного об’єму з ізолюючою границею (при паралельному розміщенні системи зондів відносно границі, $m = 6$)

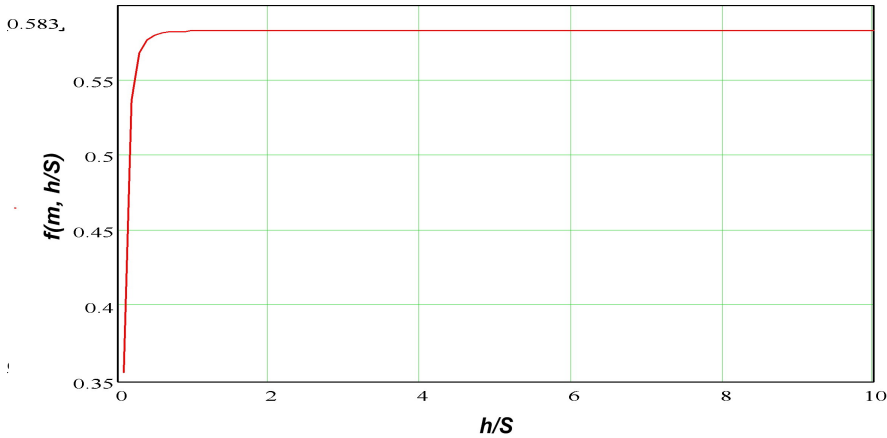


Рисунок 10 – Геометрична функція поправки $f(m, h/S)$ для пластини з двома ізолюючими границями

При цьому геометрична функція поправки рівна:

$$f(m, h/S) = \left\{ \frac{2m}{m+1} + 4 \sum_{n=1}^{n=\infty} \left[1 + 4n^2 (h/S)^2 \right]^{-1/2} - \left[(m+1)^2 + 4n^2 (h/S)^2 \right]^{-1/2} \right\}^{-1} \quad (17)$$

де n – рівень дзеркального відображення джерела струму.

Графік геометричної функції поправки $f(m, h/S)$ зображено на рис. 10.

З рис. 10 бачимо, що зі зменшенням товщини зразка і досягнення значення, яке рівне приблизно $4S$, наявність нижньої поверхні починає впливати на орієнтацію ліній струму. В дуже тонких пластинках струм поширюється майже однорідно по товщині, про що свідчить лінійна залежність геометричної функції поправки від h/S в інтервалі значень від 0 до 0.4. В роботі [7] вказано, що в даному інтервалі при $m=1$ геометрична функція поправки прямує до значення $(2 \ln 2)^{-1} h/S$. В такому випадку, питомий електричний опір зразка розраховується

як $\rho = \frac{\pi \cdot h}{\ln 2} \cdot \frac{U}{I}$ і не залежить від відстані між зондами.

4.3. Зразок кінцевих лінійних розмірів та кінцевої товщини

Реальні зразки мають бокові грані, які впливають на поширення струму. Тому наявність кінцевих розмірів за всіма координатами зразка зумовлює необхідність введення відповідних геометричних функцій поправки. Такі функції можуть бути розраховані за результатами розв'язання рівняння Лапласа з відповідними граничними умовами на бокових гранях зразка.

Застосувавши метод дзеркальних відображень для зразка прямокутної форми, можна розрахувати геометричні функції поправки, які залежать від геометричних розмірів зразка. З метою врахування товщини пластини прямокутної форми на результати вимірювання питомого електричного опору чотиризондовим методом, тобто для більш точного розрахунку геометричної функції поправки, необхідно врахувати вплив потенціалів тривимірної системи диполів.

Для зразків прямокутної форми кінцевої товщини, які часто зустрічаються на практиці, при розміщенні зондів вздовж центральної лінії, паралельній більшій стороні прямокутника, питомий електричний опір розраховується так:

$$\rho = \frac{U}{I} \cdot 2\pi S \cdot f(m, a/S, b/S, h/S), \quad (18)$$

де $f(m, a/S, b/S, h/S)$ – геометрична функція поправки, яка залежить від реальних кінцевих розмірів (довжини a , ширини b та товщини h) пластини та від співвідношення лінійних розмірів системи зондів m .

$$f\left(m, \frac{a}{S}, \frac{b}{S}, \frac{h}{S}\right) = \left[\frac{2m}{m+1} + 4 \sum_{n=1}^{\infty} \left(\left[1 + 4n^2 (h/S)^2 \right]^{-1/2} - \left[(m+1)^2 + 4n^2 (h/S)^2 \right]^{-1/2} \right) + 4 \left[1 + (b/S)^2 \right]^{-1/2} - 4 \left[(m+1)^2 + (b/S)^2 \right]^{-1/2} + 4(a/S) \times \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n \left(n \cdot \left[n^2 (a/S)^2 - 1 \right]^{-1} - n \cdot \left[n^2 (a/S)^2 - (m+1)^2 \right]^{-1} \right) \right], \quad (19)$$

де a, b, h – відповідно довжина, ширина та товщина зразка.

Отже, у всіх випадках, коли розміри зразка набагато більші за лінійні розміри системи зондів, зразок можна вважати напівнескінченим, і тоді питомий електричний опір розраховується так:

$$\rho = \frac{U}{I} \cdot 2\pi S \cdot K, \quad (20)$$

де $K = \frac{m+1}{2m}$ – коефіцієнт поправки, який залежить тільки від співвідношення відстаней між зондами. Для випадку, коли $m=1, K=1$, для $m=6, K=0.583$.

5. Висновки

Підеумовуючи наведене, можна зробити такі висновки:

Чотиризондовий метод, порівняно з іншими методами вимірювання питомого електричного опору провідних матеріалів, є простим в реалізації, нечутливим до магнітної проникності феромагнітних матеріалів та може бути застосований для об'єктів різних геометричних розмірів.

З метою підвищення чутливості методу розглянуто теоретичні основи чотиризондового методу, що дало змогу встановити оптимальне співвідношення відстаней між зондами. При цьому, оптимальною відстанню між струмовими та відповідними їм потенціальними контактами повинна становити $S = 10 \text{ мм}$; відстань між потенціальними контактами – $S_2 = 60 \text{ мм}$.

Проведено математичне моделювання, що дало змогу розрахувати геометричні функції поправок до формули, яка застосовується для визначення питомого електричного опору напівнескінчених об'єктів, лінійні розміри яких набагато більші за розміри системи зондів. Розглянуто основні випадки, за яких необхідно вводити коригування у загальну формулу, та розраховано відповідні функції поправок.

Удосконалено математичну модель розрахунку питомого електричного опору матеріалів зразків прямокутної форми кінцевих розмірів шляхом розрахунку геометричної функції поправки, що враховує співвідношення лінійних розмірів зразка (довжини, ширини, товщини) і лінійних розмірів системи зондів.

Графічний аналіз свідчить, що у всіх випадках, коли відстань від системи зондів до будь-якого краю об'єкта контролю перевищує відстань між струмовим та потенціальним зондами, більше ніж в 5 разів, то розрахунок питомого електричного опору можна проводити за формулою (10), помноженою на коефіцієнт поправки $K=0.583$.

Чотиризондовий метод може бути використаний і для зразків іншої геометричної форми, наприклад, для циліндричних об'єктів, шляхом введення додаткових функцій поправок, які залежатимуть від кривизни поверхні.

Література

1 Горкунов Э.С. Взаимосвязь между магнитными, электрическими свойствами и структурным состоянием термически обработанных сталей – основа определения прочностных характеристик изделий неразрушающими методами. Методические рекомендации / Э.С. Горкунов. – Свердловск: УЦ АН СССР, 1985. – 130 с.

2 Карпаш М.О. Новий підхід до визначення фізико-механічних характеристик сталей з врахуванням їх структури / М.О. Карпаш, Є.Р. Доценко, О.М. Карпаш // Фізичні методи та засоби контролю середовищ, матеріалів та виробів (серія): зб. наук. праць. – Львів, 2008. – випуск 13: Теорія і практика неруйнівного контролю матеріалів і конструкцій. – С. 203–208.

3 Карпаш О.М. Питомий електричний опір як інформативний параметр визначення фактичних фізико-механічних характеристик матеріалів металоконструкцій довготривалої експлуатації / О.М. Карпаш, Є.Р. Доценко, М.О. Карпаш // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 2009. – № 1. – С. 36 – 41.

4 Nahm S.H. Evaluation of fracture toughness of degraded Cr-Mo-V steel using electrical resistivity / S.H. Nahm., Y.I. Kim, K.M.Yu, A. Kim // [Journal of Materials Science](#). – 2002. – V.37. – N16. – pp. 3549-3553.

5 Bowler N. Electrical conductivity measurement of metal plates using broadband eddy-current and four-point methods / N. Bowler, H. Yongqiang // *Measurement science & technology*. – 2005. – V.16. – N11. – pp. 2193-2200.

6 Michael B. Heaney. Electrical Conductivity and Electrical Conductivity and Resistivity // *The Measurement, Instrumentation and Sensors Handbook* / Michael B. Heaney. – CRC Press LLC, 1999. – Chapter 43. – ISBN 084932145X.

7 Павлов Л.П. Методы измерения параметров полупроводниковых материалов: учеб. для вузов / Л.П. Павлов. – М.: Высш. шк., 1987. – 239 с.

8 Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров: определения, теоремы, формулы / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1974. – 832 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії

11.02.10

Рекомендована до друку професором

Костишиним В.С.

ЗНОСОСТІЙКІСТЬ КАРБІДОКРЕМНІЄВОЇ КЕРАМІКИ В ГАЗОАБРАЗИВНОМУ ПОТОЦІ

А.О.Криль, П.М.Присяженюк, Я.А.Криль

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42166,
e-mail: zvd@nuing.edu.ua

Досліджено зносостійкість самозв'язаного карбїду кремнію в умовах газоабразивного зношування при зміні кута атаки абразивних частинок. Установлено, що за великих кутів атаки ($\alpha > 60^\circ$) карбїд кремнію характеризується меншою зносостійкістю ніж твердий сплав, проте за малих кутів атаки ($\alpha < 60^\circ$) SiC показав кращі результати. Таким чином, самозв'язаний карбїд кремнію можна рекомендувати для виробництва аероабразивних сопел, що застосовуються для очищення труб у процесі відновлення нафто- і газопроводів.

Ключові слова: зносостійкість, газоабразивне зношування, кут атаки, карбїд кремнію, сопло.

Исследовано износостойкость самосвязанного карбида кремния в условиях газоабразивного изнашивания при изменении угла атаки абразивных частиц. Установлено, что при больших углах атаки ($\alpha > 60^\circ$) карбид кремния характеризуется меньшей износостойкостью, чем твердый сплав, однако при малых углах атаки ($\alpha < 60^\circ$) SiC показал лучшие результаты. Таким образом, самозвязанный карбид кремния можно рекомендовать для производства аэроабразивных сопел, использующихся для очистки труб при восстановлении нефте- и газопроводов.

Ключевые слова: износостойкость, газоабразивное изнашивание, угол атаки, карбид кремния, сопло.

It is investigated wear resistance of self-connected silicon carbide in conditions of gasabrasive wear at the change of an angle of attack of abrasive particles. It is set, that though at greater angles of attack ($\alpha > 60^\circ$) the silicon carbide is characterized by smaller wear resistance than hard metal, however at small angles of attack of SiC ($\alpha < 60^\circ$) demonstrated the best results. Thus, self-connected silicon carbide can be recommended for production of aeroabrasive nozzles that are used for cleaning of pipes at renewal oil- and gas pipelines.

Keywords: wear resistance, gasabrasive wear, impact angle, silicon carbide, nozzle.

В умовах дефіциту вуглеводневої сировини в Україні є актуальною проблема збільшення власного видобутку нафти, газу і конденсату, їх транспортування та зберігання. У зв'язку з цим першочерговими завданнями є відновлення старих та будівництво нових нафто- і газопроводів, а також сховищ нафтопродуктів. Велике значення під час ремонту та будівництва нафтогазопроводів та нафтогазосховищ має проведення антикорозійних робіт – очищення поверхонь до необхідної якості і покриття їх антикорозійними покриттями. Очищення цих поверхонь проводяться різними абразивами, починаючи з піску і закінчуючи електрокорундом.

Найважливішим елементом обладнання для очищення є аероабразивоструменеві сопла. Сопла призначені для прискорення абразивно-повітряної струмини до надзвукової швидкості. Ресурс їх роботи визначає ефективність роботи обладнання.

Стальні сопла підлягають швидкому зношуванню, що вимагає їх часті заміни. Провідні закордонні фірми-виробники виготовляють сопла із твердих сплавів і матеріалів на основі карбїдів бору і кремнію. Імпорتنі сопла відзначаються високими експлуатаційними характеристиками, але є відносно дорогими.

Вітчизняні виробники сопел на ринку України представлені мало, хоча постійно зростаючий попит на сопла дає підстави для збільшення їх випуску. Важливим завданням є роз-

роблення та організація виробництва вітчизняних сопел із зносостійких матеріалів (кераміки, керметів, твердих сплавів) з необхідним ресурсом роботи, які б за якістю не поступалися імпортним і були б дешевшими. Ця проблема для України є вельми актуальною, а її вирішення потребує проведення наукових досліджень, дослідно-конструкторських та технологічних робіт для розробки промислової технології та серійного випуску вітчизняних сопел.

Як свідчить аналіз літературних джерел та Internet за останні 20 років кількість фірм виробників та фірм споживачів аероабразивних сопел зростає (рис. 1). Розробка та освоєння виробництва конкурентноспроможних вітчизняних сопел уможливить їх постачання не тільки на внутрішній, але і на світовий ринок. Результати досліджень проведені із залученням рекламних матеріалів багатьох закордонних фірм (Clemco, Airblast, Sintec, Kelko) та Internet свідчать, що застосування зазначених сопел підвищить продуктивність праці підприємств на 40%, знизить використання сталених сопел у 80 разів, енерговитрати під час процесу обробки поверхні – на 30% і підвищить продуктивність праці у 1,7 рази. Собівартість виробів при цьому може бути знижена на 15-20%.

За рахунок використання зносостійких керамічних матеріалів можна підвищити довговічність не тільки абразивоструменевих сопел, але й деталей запірної та регулюючої арматури. Найбільш перспективним керамічним матеріа-

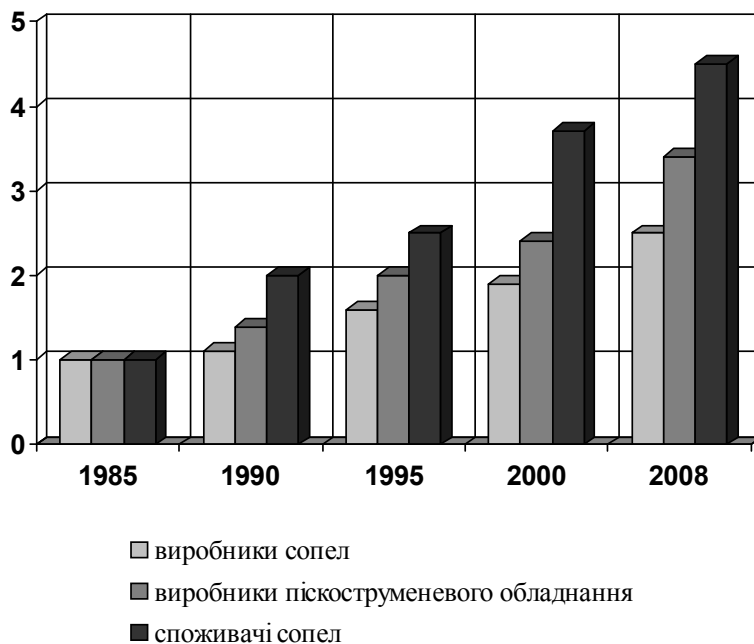


Рисунок 1 – Зростання відносної кількості фірм (порівняно з 1985 р.) виробників і споживачів сопел

Таблиця 1 – Фізико-механічні властивості досліджуваних матеріалів

Матеріал	Питома маса ρ , г/см ³	Твердість HV, ГПа	Коефіцієнт тріщиностійкості K_{Ic} , МПа·м ^(1/2)	Модуль пружності E, ГПа	Міцність на згин σ , МПа
Твердий сплав BK8	14,4 - 14,8	1350 - 1400	11 - 13	590 - 600	1700
Самозв'язаний SiC	3,1	2700	3,5 - 4,0	240 - 260	350 - 450

лом для деталей нафтогазового обладнання, що працюють в умовах інтенсивного газоабразивного зношування є, зокрема, карбід кремнію (SiC), що зумовлено його високою зносостійкістю, твердістю, і хімічною стійкістю. Це забезпечує перевагу карбїду кремнію перед металевими аналогами. Аналіз вітчизняних і зарубіжних літературних даних свідчить, що вивченню закономірностей і механізму газоабразивного зношування карбідокремнієвої кераміки для деталей нафтогазового обладнання присвячено порівняно незначна кількість робіт [1].

Нами досліджувалась газоабразивна стійкість керамічного матеріалу на основі самозв'язаного карбїду кремнію (SiC) порівняно з твердим сплавом BK8 за різних кутів атаки абразивних частинок. Твердосплавні зразки BK8 були виготовлені в Інституті надтвердих матеріалів НАН України. Зразки з самозв'язаного карбїду кремнію виготовлялися у лабораторії керамічних конструкційних матеріалів ФНТУНГ.

Фізико-механічні властивості досліджуваних матеріалів наведені у табл. 1 [1, 2].

Зносостійкість при газоабразивному зношуванні досліджуваних матеріалів визначалась за методикою, передбаченою ГОСТ 23.201-78, на відцентровому прискорювачі твердих частин конструкції І. Клейса [3].

Дослідні і еталонні зразки виготовлялися розмірами 20 × 15 × 4(5) мм, шорсткїстю робочої поверхні Ra=0,16 – 0,32, без гострих країв. Еталонні взірці виготовлялися зі сталі 45 за ГОСТ 1050-74 у відпаленому стані з твердістю 48-56 HRC.

Абразивний матеріал – пісок Рогатинського родовища з розміром зерен $d_r = 0,4-1,0$ мм. Маса абразиву – 5 кг. Зношування матеріалів здійснювалось за кутів атаки абразивних частинок 30, 60 і 90°, та швидкості частинок $V_p = 76$ м/с.

Перед проведенням випробовувань зразки маркувались, знежирювались в бензині та ацетоні згідно з ГОСТом 2603-71 і просушувались на повітрі.

На досліджувальній установці одночасно встановлювали 12 зразків у положеннях, які відповідають різним кутам атаки абразивних частинок. При цьому одночасно встановлювали

Таблиця 2 – Результати випробовувань зразків на газоабразивне зношування

Матеріал зразка	Кут атаки α , град	Початкова маса m_0 , г	Маса після випробувань m_1 , г	Втрата маси $\Delta m = m_1 - m_0$, г	Середня втрата маси Δm , г
Сталь 45	30	9,0785	9,0537	0,0248	0,0248
	60	8,9844	8,9526	0,0318	0,0318
	90	9,0544	9,0332	0,0202	0,0202
BK8	30	22,7292	22,7270	0,0022	0,0022
	60	23,1862	23,1809	0,0053	0,0053
	90	23,0039	23,0008	0,0031	0,0031
SiC	30	2,3355	2,3350	0,0005	0,0005
	30	2,2299	2,2294	0,0005	
	60	2,3296	2,3271	0,0025	0,0062
	60	2,4319	2,4220	0,0099	
	90	2,2646	2,2298	0,0348	
	90	2,3205	2,3003	0,0202	

з однаковими кутами атаки не менше трьох дослідних і трьох еталонних зразків. Розміщення цих зразків довкола ротора було рівномірним.

Попередньо всі зразки припрацьовувались, після чого проводились основні дослідження. Відомо, що на початковій стадії процес зношування протікає зі змінною інтенсивністю. Припрацювання потрібне для стабілізації інтенсивності процесу зношування. Режими припрацювання були ті ж, що й при основних випробуваннях. Для швидкості абразивних частинок 76 м/с період припрацювання склав 3 хв.

Величину зношування досліджуваних і еталонних зразків визначали шляхом зважування на аналітичній вазі ВЛР-200 з похибкою не більше 1% до і після випробувань. Результати дослідження зносостійкості вибраних матеріалів порівняно з покращеною сталлю 45 під дією газоабразивного потоку наведені у табл. 2.

Відносну зносостійкість ϵ (табл. 3) оцінювали шляхом порівняння величин зношування досліджуваного і еталонного зразків за формулою [3]:

$$\epsilon = \frac{\Delta m_e \cdot \rho_d}{\Delta m_d \cdot \rho_e}$$

де: Δm_e і Δm_d – втрати маси еталонного і досліджуваного зразків; ρ_e і ρ_d – питома маса еталонного і досліджуваного матеріалу відповідно, г/см³.

Таблиця 3 – Відносна зносостійкість ϵ матеріалів за різних кутів атаки (швидкість потоку 76 м/с, еталонний матеріал – сталь 45)

Матеріал	Відносна зносостійкість ϵ		
	$\alpha=30^\circ$	$\alpha=60^\circ$	$\alpha=90^\circ$
Сталь 45	1	1	1
SiC	20,7	2,04	0,29
BK8	19,8	11,15	15,65

На рис. 2 зображена залежність інтенсивності зношування випробовуваних матеріалів від кута атаки абразивних частинок.

Після випробувань характер руйнування зношених поверхонь зразків досліджувались із застосуванням металографічного аналізу з використанням оптичного та растрового електронного мікроскопа. Поверхня зношування самозв'язаного SiC під ковзаючою дією газоабразивного потоку представлена на рис. 3, 4. На поверхні спостерігається безліч невеликих виривів, що вказує на наявність бокових тріщин. Через те, що абразивні частинки м'якші, ніж SiC, бокові тріщини зароджувались за рахунок втомного руйнування. Проконзування частинок спричинило також згладжування поверхні між виривами. Поверхневі радіальні тріщини призводять до звичайного відколювання частинок матеріалу від поверхні, що добре видно на шліфі. Внутрішні тріщини, очевидно, не впливають на зношування, оскільки їх сполучення не відбулося. Зносостійкість самозв'язаного SiC визначається, здебільшого, особливостями його мікроструктури і фазового складу. Найбільш стійкою до впливу абразивних частинок є фази первинного і вторинного карбиду кремнію, тому ідеальною здатністю цього матеріалу можна вважати 100%-ний вміст в ньому карбиду кремнію. Наявність в матеріалі вільного кремнію (неминуче за технологічних причин), надто висока крихкість і низька мікротвердість якого знецінює матеріал і знижує опір до газоабразивного зношування.

Результати досліджень вказали на стабільно високу зносостійкість у твердого сплаву BK8, що пояснюється його оптимальним структурним складом і властивостями, зокрема в'язка кобальтова зв'язка добре утримує карбиди від викришування. Процес руйнування сплаву BK8 відбувається за рахунок "вимивання" кобальтової зв'язки з міжкарбідного простору і викришування самих карбідів [5].

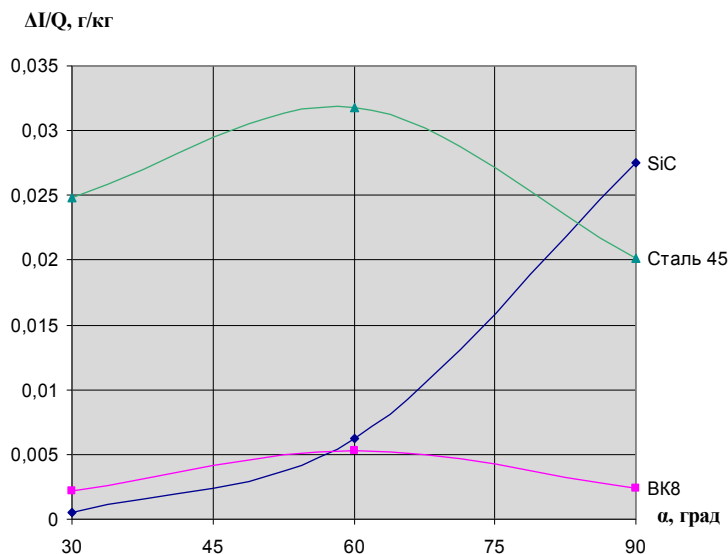


Рисунок 2 – Залежність інтенсивності зношування різних матеріалів від кута атаки при $V_{п} = 76\text{м/с}$, $dr = 0,4...1,0\text{ мм}$

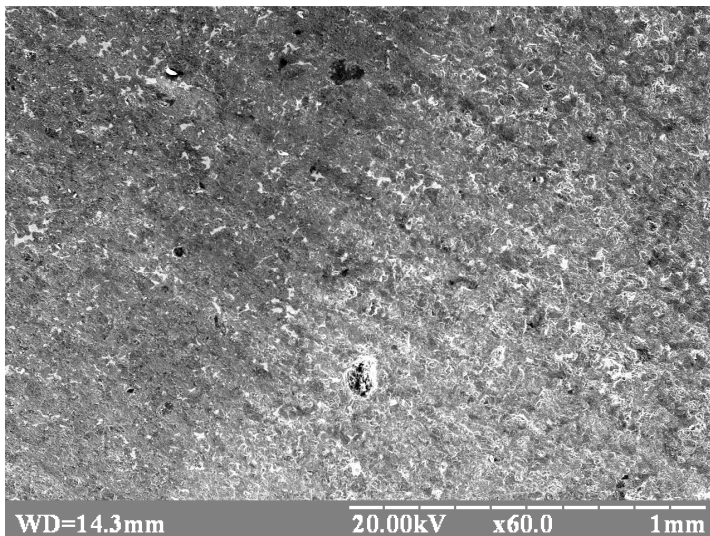


Рисунок 3 – Поверхня зношування самозв'язаного SiC при $\alpha = 30^\circ$, $V_{п} = 76\text{м/с}$, $dr = 0,4...1,0\text{ мм}$

Встановлено, що за малих кутів дії абразивних частинок ($\alpha < 30^\circ$) інтенсивність зношування самозв'язаного SiC менша, ніж за аналогічних умов сплаву BK8, проте за кутів 60° і 90° твердий сплав показав значно кращий результат (рис. 2).

Висновки

1. Як і всі крихкі матеріали, SiC найбільш зносостійкий за малих кутів атаки, а при $\alpha = 90^\circ$ відбувається максимальне зношування та крихке руйнування поверхні зразка.

2. Враховуючи те, що карбід кремнію показав вищий показник зносостійкості порівняно з твердим сплавом за малих кутів атаки, самозв'язаний SiC можна широко застосовувати як зносостійкий матеріал для виготовлення сопел піскоструменевих чи шротоструменевих установок для очищення поверхонь нафтогазопроводів від продуктів корозії, шарової окалини, старих багатшарових покриттів.

3. Здатність протистояти газоабразивному зношуванню дає змогу також використовувати карбід кремнію у вузлах регулюючої та запірної арматури в нафтогазопромисловому і хіміч-

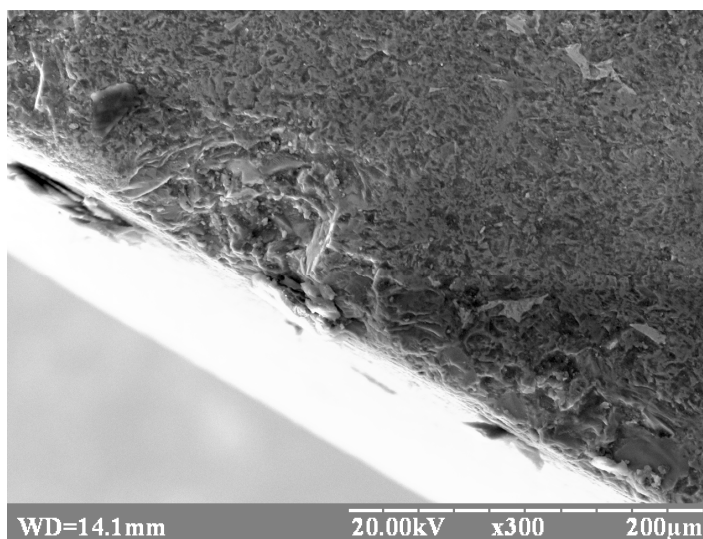


Рисунок 4 – Фрактограма зламу поверхні зношування самозв’язаного SiC при $\alpha = 30^\circ$, $V_p = 76 \text{ м/с}$, $d_r = 0,4 \dots 1,0 \text{ мм}$

ному обладнанні у газоподібних агресивних і абразивних середовищах. Високотемпературні і зносостійкі кульові крани з вузлами затвора із карбідокремнєвої кераміки – дуже перспективний, надійний і ефективний вид запірної арматури.

Результати проведених досліджень свідчать, що застосування карбиду кремнію і матеріалів на його основі для абразивоструменевих сопел та деталей запірно-регулюючої арматури є доцільним і перспективним.

Література

1 Гнесин Г.Г. Бескислородные керамические материалы / Г.Г. Гнесин. – К.: Техніка, 1987. – 150 с.

2 Киффер Р. Твердые сплавы / Р. Киффер, Ф. Бенезовський. – М.: Металлургия, 1971. – 391 с.

3 Клейс И.Р. Износостойкость элементов измельчителей ударного действия / И.Р. Клейс, Х.Х. Ууэмыйс. – М.: Машиностроение, 1986. – 160 с.

4 Pmar Kleis, Priit Kulu. Solid Particle Erosion: Occurrence, Prediction and Control / London : Springer, 2008, P. 207.

5 Клейс И.Р. Исследование ударного износа металлокерамических твердых сплавов разной твердости / И.Р. Клейс // Труды ТПИ, 1965. – № 219. – С. 11-16.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
10.02.10*

*Рекомендована до друку
за результатами Міжнародної конференції
професором Петриною Ю.Д.*

ВПЛИВ ТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ, ТИПУ ЗРАЗКІВ І НАПРЯМКУ ЇХ ВИРІЗАННЯ НА ХОЛДНОЛАМКІСТЬ СТАЛЕЙ 20 і 17Г1С

Ю. Д.Петрина, С.С.Вуйцік

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

Вивчено холодноламкість сталей 20 і 17Г1С, які випускаються для виготовлення труб магістральних газопроводів. Показано, що нормалізація та покращення підвищують холодноламкість сталей. При переході від зразків типу I до зразків типу IV температура переходу в крихкий стан підвищується. Холодноламкість поздовжньо та поперечно вирізаних зразків залежить від хімічного складу сталі.

Ключові слова: холодноламкість сталей, холодостійкість сталей, нормалізація, покращення, крихкий стан, ударна в'язкість.

Изучена хладноломкость сталей 20 и 17Г1С, используемых для изготовления труб магистральных газопроводов. Показано, что нормализация и улучшение повышают хладостойкость сталей. При переходе от образцов типа I к образцам типа IV температура перехода в хрупкое состояние повышается. Хладноломкость продольно и поперечно вырезанных образцов зависит от химического состава стали.

Ключевые слова: хладноломкость сталей, хладостойкость сталей, нормализация, улучшение, хрупкое состояние, ударная вязкость.

Studied is cold brittleness of steel 20 and 17Г1С which is used in manufacturing pipes for gas mains. It is shown that its normalization and improvement in hance steel cold brittleness in going fran the type I specimens to the type IV specimens with the transition temperature being increased in going info the state of cold brittleness being increased. Cold brittleness of lateral and longitudinal cuttings depend on chemical composition of steel.

Keywords: cold brittleness of steel, cold resistance, normalization, improvement, state of cold brittleness, impact resistance.

Згідно з нормативним документом [1] оцінка міцності та поточного технічного стану трубопроводу включає такі питання:

- вивчення технічної та експлуатаційної документації;

- визначення механічних характеристик металу;

- розрахунки на міцність з врахуванням експлуатаційних і пошкоджувальних чинників.

При визначенні механічних характеристик металу використовують значення границі міцності матеріалу (σ_B), границі плинності (σ_T), ударної в'язкості (KCV) і критичного коефіцієнта інтенсивності напружень (K_{IC}). Поточні значення характеристик матеріалів визначаються шляхом експериментальних випробовувань матеріалу конкретного трубопроводу під час комплексного діагностичного обстеження. Обсяг випробовувань визначається обсягом необхідної вхідної інформації і обов'язково включає визначення ударної в'язкості за ГОСТ 9454-78.

Крім того, метод серійних випробовувань на ударну в'язкість за різних температур є основним, найбільш поширеним якісним методом порівняльної оцінки схильності матеріалів до крихкого руйнування. Накопичено величезний експериментальний матеріал, що дає змогу порівнювати різні сталі, зокрема, для сталі 17Г1С такий матеріал представлено в роботі [2]. Цей метод є найбільш простим і поки що єдиним, що може проводитись в умовах заводського контролю масової продукції. Тому можна вважати, що найближчим часом метод ударної в'язкості залишиться основним методом конт-

ролю холодостійкості сталей на металургійних підприємствах.

Поряд із зазначеними перевагами, оцінка схильності сталей до холодноламкості за результатами випробовувань на ударну в'язкість за однієї заданої низької температури або низки температур в інтервалі падіння ударної в'язкості має суттєві, неодноразово описані та проаналізовані недоліки [3]. Насамперед – це суб'єктивність побудови кривих температурної залежності ударної в'язкості за даними експерименту і, як наслідок, відповідне „свавілля” при визначенні критичних температур холодноламкості.

З метою подолання цього недоліку були проведені дослідження, спрямовані на пошуки методів об'єктивного математичного описання температурної залежності ударної в'язкості сталей в інтервалі переходу від в'язкого до крихкого руйнування. В роботі [4] одним із винахідників цієї сталі запропоноване рівняння холодноламкості

$$P = \exp[-\nu \exp(-\frac{U}{kT})], \quad (1)$$

де: $P = 1 - \frac{KCV}{KCV_B}$, KCV – середнє значення

ударної в'язкості за температури T , KCV_B – значення ударної в'язкості в температурній області повністю в'язких зламів (максимальна ударна в'язкість); U – енергія активації пластичної плинності; k – константа Больцмана; ν – передекспоненціальний коефіцієнт, що зале-

Таблиця 1 – Хімічний склад сталей 20 і 17Г1С

Марка сталі	Вміст елементів, %					
	C	Mn	Si	P	S	Ni
Сталь 20	0,18	0,54	0,28	0,027	0,025	0,12
Сталь 17Г1С	0,17	1,4	0,55	0,03	0,025	0,11

Таблиця 2 – Параметри переходу сталей в крихкий стан

Стан сталі, напрямок і тип зразка	<i>i</i>	<i>U, eB</i>	<i>ln v</i>	KCV _{B₂} Дж/см ²	Температура крихкості, К за критеріями			
					<i>P = e⁻¹</i>	<i>P = 0,1</i>	<i>P = 0,9</i>	KCV = 40 Дж/см ²
Сталь 20								
ГК, вд, I	0,994	0,256	11,67	129	253	277	212	232
ГК, вд, IV	0,959	0,301	12,46	128	278	297	235	258
ГК, пп, I	0,976	0,138	3,07	30,7	253	302	182	203
ГК, пп, IV	0,993	0,249	9,56	95,8	302	331	244	283
Н, вд, I	0,988	0,165	8,41	84,1	226	251	179	192
Н, вд, IV	0,978	0,189	8,87	88,7	247	273	195	218
Н, пп, I	0,979	0,097	4,41	44,1	251	318	166	197
Н, пп, IV	0,997	0,167	7,08	70,6	273	310	207	244
П, вд, I	0,987	0,078	4,12	41,2	223	279	144	155
П, вд, IV	0,984	0,164	8,51	85,1	224	248	177	192
П, пп, I	0,991	0,071	3,34	33,4	250	331	147	182
П, пп, IV	0,976	0,091	3,68	36,8	287	371	178	221
Сталь 17Г1С								
ГК, вд, I	0,984	0,185	8,39	103	255	283	201	244
ГК, вд, IV	0,984	0,174	7,12	94	285	322	218	263
ГК, пп, I	0,994	0,173	8,69	68	231	254	183	226
ГК, пп, IV	0,967	0,180	6,59	158	319	364	237	267
Н, вд, I	0,942	0,078	2,70	158	250	358	136	172
Н, вд, IV	0,997	0,141	6,49	128	254	292	188	218
Н, пп, I	0,989	0,091	4,58	148	233	285	156	186
Н, пп, IV	0,998	0,172	7,78	125	251	281	197	225
П, вд, I	0,988	0,059	2,68	208	256	369	139	166
П, вд, IV	0,975	0,107	5,19	125	241	287	166	203
П, пп, I	0,990	0,106	5,37	154	230	270	161	186
П, пп, IV	0,936	0,125	5,98	129	244	283	177	209

жить від складу та структури металу та умов випробування.

У зв'язку з цим метою даної роботи є встановлення можливості об'єктивного опису впливу термічної обробки, типу зразків і напрямку їх вирізання на схильність сталей до крихкого руйнування при випробуваннях на ударну в'язкість рівнянням холодноламкості.

Для дослідження були вибрані сталі 20 і 17Г1С, що використовуються для виготовлення труб магістральних газопроводів, хімічний склад яких наведено в таблиці 1.

Сталі досліджувались в гарячекатаному стані, після нормалізації та покращення. Використовувались зразки, вирізані з нових труб вздовж і перпендикулярно до їхньої осі (тобто до напрямку прокатування). Термічна обробка проводилась на заготовках для ударних зразків. Ударна в'язкість визначалась в області крихко-в'язкого переходу через $T=20\text{K}$, а нижче та ви-

ще критичних температур холодноламкості – через $T=50\text{K}$. Інтервал температурних досліджень – у межах від 193К до 373К. Випробувались зразки типів I і IV за ГОСТ 9454-60. За кожної з температур випробовувалось по п'ять зразків, відтак обчислювались середні значення ударної в'язкості.

За знайденими значеннями KCV_v, *ln v* і *U* обчислювали умовні критичні температури переходу сталі до крихкого стану за критеріями $P = 0,1$ (верхня критична температура крихкості $T_{0,1}$), $P = 0,9$ (нижня критична температура крихкості $T_{0,9}$), $P = 0,99$ (температура повної крихкості $T_{0,99}$), а також температура, що відповідає імовірності крихкого руйнування $P = e^{-1} = 0,366(T_{e^{-1}})$, і температура, за якої ударна в'язкість була 40 Дж/см² ($T_{KCV=4}$). Для всіх серій вираховували індекси кореляції $i_{KCV,T}$. Результати підрахунків зведено до таблиці 2.

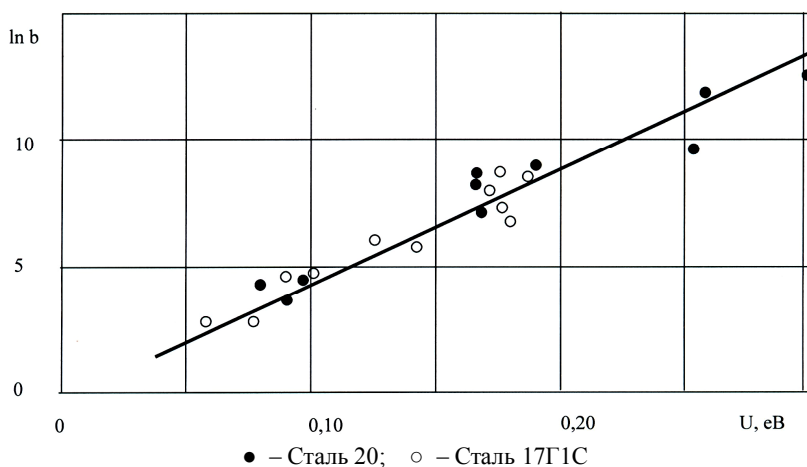


Рисунок 1 – Зв’язок між коефіцієнтами рівняння (1) для всієї сукупності спостережень

В цій таблиці використано такі умовні позначення: ГК, Н і П – гарячекатаний, нормалізований і покращений стани сталі, відповідно; вд і пп. – напрямки вирізання зразків вздовж і впоперек напрямку прокатування відповідно.

Як бачимо, у всіх випадках розрахункові криві залежності ударної в’язкості від температури були дуже близькими до експериментальних точок.

Індекс кореляції між температурою випробувань і ударною в’язкістю був не нижчим 0,908, а в половині всіх спостережень перевищував 0,971.

Енергія активації пластичної плинності при випробуваннях зразків типу I була, як правило, менша, ніж при випробуваннях зразків типу IV. Винятком були поздовжні зразки сталі 17Г1С в гарячекатаному стані. Термічна обробка суттєво зменшує енергію активації, що спостерігається при переході від гарячекатаного стану до нормалізованого та від нормалізованого до покращеного на сталі 20 у всіх без винятку випадках. Для сталі 17Г1С винятком є перехід від нормалізованого стану до покращеного на поперечних зразках типу I.

Для досліджуваних сталей спостерігаються досить тісний зв’язок між енергією активації та перед експоненціальним членом рівняння (1). Цей зв’язок представлений на рис. 1. Для цього зв’язку з використанням відповідної програми методом найменших квадратів підібране таке лінійне рівняння.

$$U = k_0 + k_1 \cdot \ln b \quad (2)$$

Коефіцієнти цього рівняння для всієї сукупності спостережень і для кожної сталі зокрема наведено в таблиці 3.

Таблиця 3 – Значення коефіцієнтів у рівнянні (2)

Вибірка-серія	k_0	k_1
Сталь 20	0,0150	0,021
Сталь 17Г1С	0,0087	0,023
Обидві сталі	0,0165	0,022

Критична температура крихкості для заданої імовірності крихкого руйнування Р визначається рівнянням [4].

$$T_p = \frac{U}{k[\ln b - \ln(-\ln P)]} \quad (3)$$

З цього рівняння випливає, що зв’язок між енергією активації та логарифмом передекспоненціального члена має стохастичний характер. Варіації температури переходу до крихкого стану в межах даної сукупності спостережень визначаються відхиленням від зв’язку, що описується рівнянням (2). Незважаючи на такий характер зв’язку між $\ln b$ і U його аналіз для оцінки впливу різних чинників на схильність сталі до холодноламкості викликає певний інтерес

На рис. 2 зображено вказані зв’язки для всіх експериментальних даних, згрупованих за ознакою термічної обробки. Рівняння, що описують ці зв’язки для різних станів, мають такий вигляд:

- гарячекатаний стан
 $U = 0,053 + 0,017 \ln b$;
- нормалізований стан
 $U = 0,037 + 0,016 \ln b$;
- покращений стан
 $U = 0,013 + 0,017 \ln b$.

Зіставлення цих зв’язків для різних станів виявляє, що незалежно від марки сталей, типу зразків і напрямку їх вирізування схильність сталі до холодноламкості повинна зменшуватися при переході від гарячекатаного стану до нормалізованого та покращеного, оскільки за даного значення енергії активації зростає величина передекспоненціального члена b .

При групуванні дослідних даних, отриманих при випробуваннях всіх сталей, за типами зразків або за напрямком вирізання зразків, різниця між групами менш помітна. Рівняння (2) в цих випадках набудуть вигляду:

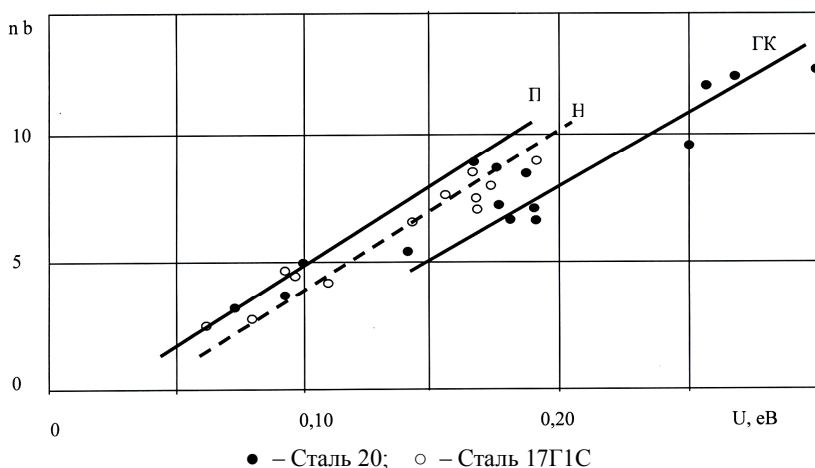


Рисунок 2 – Зв’язок між коефіцієнтами рівняння (1) для станів гарячекатаного (ГК), нормалізованого (Н) та покращеного (П)

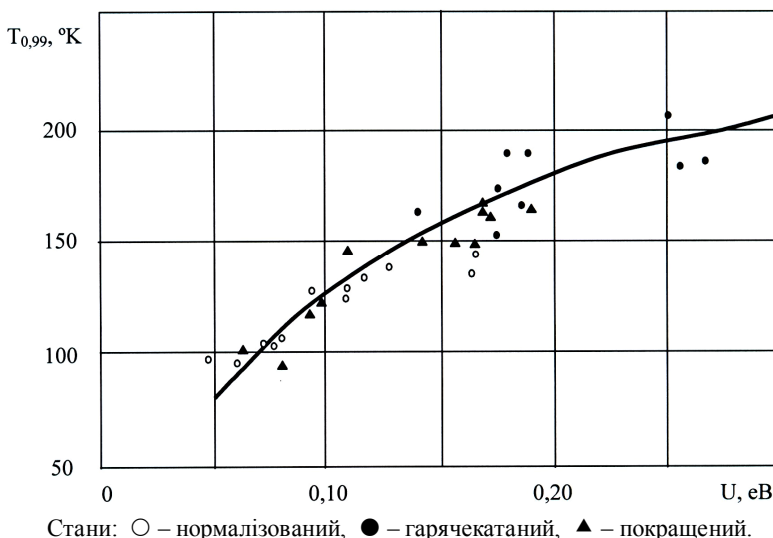


Рисунок 3 – Залежність критичної температури крихкості ($T_{0,99}$) за критерієм $P=0,99$ від енергії активації U для сталей 20, 17Г1С

- зразки типу I
 $U = 0,011 + 0,020 \ln b$;
- зразки типу IV
 $U = 0,043 + 0,021 \ln b$;
- зразки поздовжні
 $U = -0,0031 + 0,022 \ln b$;
- зразки поперечні
 $U = 0,0098 + 0,022 \ln b$.

З рівняння (3) випливає також, що роль $\ln b$ у визначенні критичної температури крихкості залежить від критерію, вибраного для цього визначення. Ця роль зменшується з ростом заданої імовірності крихкого руйнування P . Тому чим вища імовірність, для якої обчислюється умовна критична температура крихкості,

тим чіткіше виступає зв’язок між цією температурою та енергією активації пластичної плинності.

На рис. 3 зображено такий зв’язок для критичної температури, що відповідає імовірності крихкого руйнування 0,99. З цього рисунка видно, що найбільш суттєво підвищується критична температура крихкості з підвищенням енергії активації до 0,20 eV.

Наявність у наших дослідженнях даних про вплив вуглецю, марганцю та фосфору на параметри переходу сталі до крихкого стану дають можливість орієнтовно оцінити вклад цих елементів у зміну енергії активації пластичної плинності сталі 17Г1С порівняно зі сталлю 20. Результати цієї оцінки для нормалізованого стану представлено в таблиці 4.

Таблиця 4 – Оцінка можливої зміни енергії активації під впливом зміни хімічного складу

Хімічний елемент	Зміна складу (%) сталі 17Г1С порівняно зі сталлю 20	Очікувана зміна енергії активації (eВ) сталі 17Г1С порівняно зі сталлю 20
C	-0,01	+0,032
Mn	+0,86	-0,043
P	+0,003	-0,007

Для сталі 17Г1С оціночний розрахунок дає значення енергії активації пластичної плинності 0,085 eВ проти 0,078 eВ, знайдених експериментально.

Висновки

1. Підтверджена можливість об'єктивного опису впливу термічної обробки, типу зразків і напрямку їхнього вирізання на схильність сталей до холодноламкості при випробуваннях на ударну в'язкість за допомогою рівняння переходу сталі до крихкого стану.

2. Встановлено, що термічна обробка сталі за режимами нормалізації та покращення підвищує холодостійкість сталі внаслідок зниження енергії активації пластичної плинності.

3. Підвищення температури переходу до крихкого стану, особливо нижнього порогу холодноламкості, при переході від зразків типу I до зразків типу IV пов'язане з підвищенням енергії активації пластичної плинності.

4. Зміна енергії активації при переході від поздовжніх зразків до поперечних залежить від хімічного складу сталі. Для вуглецевої сталі 20 енергія активації при випробуванні поперечних зразків завжди нижча, а для сталі 17Г1С – завжди вища, ніж при випробуванні поздовжніх зразків.

Література

1 ВБН В.2.3-00018201.04-2000. Розрахунки на міцність діючих магістральних трубопроводів з дефектами. – К.: Держнафтогазпром, 2000. – 57 с.

2 Оцінка тріщиностійкості магістральних трубопроводів за критичними коефіцієнтами інтенсивності напружень / Є.І. Крижанівський, В.П. Рудко, О.О. Онищук, Д.Ю. Петрина // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – № 1(6). – С. 6-11.

3 Сухарев И.П. Экспериментальные методы исследования деформаций и прочности / И.П.Сухарев. – М.: Машиностроение, 1987. – 212 с.

4 Петрина Д.Ю. Статистична модель залежності ударної в'язкості трубної сталі 17Г1С від температури випробувань / Д.Ю. Петрина // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 4(17). – С. 73-77.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
11.02.10*

*Рекомендована до друку професором
Грудзом В.Я.*

ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ ДВО- ТА ТРИКОМПОНЕНТНОГО З'ЄДНАНЬ “ШАРОШКА – ТВЕРДОСПЛАВНА ВСТАВКА”

¹В.А.Корнута, ²І.П.Шацький

¹ ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 45369,
e-mail: ikg@nuing.edu.ua

² Івано-Франківський сектор Інституту прикладних проблем механіки і математики
ім. Я. С. Підстригача, НАН України, 76002, м. Івано-Франківськ, вул. Микитиницька, 3а,
e-mail: opt@nuing.edu.ua

В рамках теорії пружності проведена порівняльна оцінка оптимальних за несучою здатністю дво- та трикомпонентного з'єднань з натягом. Показано переваги трикомпонентної конструкції. Розглядаються можливості застосування в з'єднанні “шарошка-зубець”.

Ключові слова: з'єднання з натягом, напружено-деформований стан, напруження, шарошкове долото, з'єднання зубок-шарошка

В пределах теории упругости проведена сравнительная оценка оптимальных по несущей способности двух- и трёхкомпонентных соединений с натягом. Показаны преимущества трёхкомпонентной конструкции. Обсуждаются возможности применения в соединении “шарошка-зубок”.

Ключевые слова: соединение с натягом, напряженно-деформированное состояние, напряжения, шарошечное долото, соединение зубок-шарошка

The comparative assessment of load-carrying capability is executed for constructions with optimum by load-carrying capability characteristics within the limits of elasticity theory. Advantages of three-component structure are disclosed. The capabilities of results application for design bonds «compacts-cone» are discuss.

Keywords: pressure coupling, mode of deformation, stress, rolling cutter bit, junction tooth – roller

Вступ

Удосконалення породоруйнівних елементів з метою підвищення їх експлуатаційних можливостей є актуальним завданням машинобудування нафтогазової галузі.

Праці [1, 2] присвячено огляду та аналізу сучасних підходів до моделювання та проектування з'єднання з натягом, зокрема з'єднання “твердосплавний зубець-шарошка бурового долота”. За результатами аналізу апріорної інформації у роботі [2] запропоновано використовувати трикомпонентну конструкцію з'єднання. Схожі конструкції розглядалися і в [3, 4] та ін. У статті [5] показано, що, регулюючи натяги в трикомпонентному циліндрі, можна добитись певного вирівнювання технологічних напружень на етапі складальних операцій. Як впливає таке вирівнювання на несучу здатність конструкцій під експлуатаційним навантаженням, і чи перевищує очікуваний вигравш наперед очевидні втрати в технологічності, пов'язані зі збільшенням числа деталей, ці питання на сьогодні лишаються відкритими.

Мета роботи – на основі порівняння оптимальних проектів оцінити переваги щодо несучої здатності трикомпонентного з'єднання з натягом над двокомпонентним.

Прагнучи досягнути результату негромідкими аналітичними засобами, дослідження проведемо в рамках лінійної теорії пружності на якомога простіших моделях з'єднання з натягом у випадку осевого навантаження.

Двокомпонентне з'єднання

У циліндричній системі координат r , θ , z розглянемо двокомпонентне з'єднання з натягом “шарошка – твердосплавна вставка” (рис. 1). Внутрішнє тіло 1 моделюємо абсолютно жорстким циліндром, зовнішнє тіло 2 розглядаємо як безмежний пружний шар з циліндричною порожниною. Композиція зібрана з натягом δ_1 на поверхні спряження $r = r_1$ та навантажене осевою силою Q , прикладеною до внутрішнього циліндра. Необхідно встановити найбільшу силу Q , яку може витримати з'єднання.

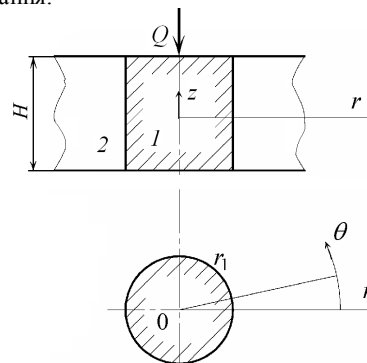


Рисунок 1 – Схема двокомпонентного циліндра

Натяг при складанні призводить до осесиметричного плоского напруженого стану, а осьове навантаження – до осесиметричної антиплоскої деформації.

Для знаходження відмінних від нуля компонент тензора напружень σ_r , σ_θ , τ_{rz} , які залежать від радіальної координати, сформулювали такі крайові задачі [6]:

$$\frac{d}{dr} \left(\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (ru_r) \right) = 0, \quad r \in (r_1, \infty);$$

$$u_r(r_1) = \delta_1, \quad \sigma_r(\infty) = 0; \quad (1)$$

та

$$\frac{d\tau_{rz}}{dr} + \frac{\tau_{rz}}{r} = 0, \quad r \in (r_1, \infty);$$

$$\tau_{rz}(r_1) = Q/S. \quad (2)$$

Тут u_r – радіальне переміщення, $S = 2\pi r_1 H$ – площа бічної поверхні циліндра.

За розв'язками крайових задач (1), (2) визначили напруження в циліндрі 2:

$$\sigma_r = -\frac{E}{1+\nu} \frac{\delta_1 r_1}{r^2}, \quad \sigma_\theta = \frac{E}{1+\nu} \frac{\delta_1 r_1}{r^2}, \quad (3)$$

$$\tau_{rz} = \frac{Q}{S} \frac{r_1}{r}, \quad (4)$$

де: E – модуль Юнга; ν – коефіцієнт Пуассона матеріалу зовнішнього циліндра.

Для комбінації плоскої та антиплоскої задач еквівалентне за Мізесом напруження обчислюється за формулою:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2 - \sigma_r \sigma_\theta + 3\tau_{rz}^2}. \quad (5)$$

Несуча здатність композиції вважається забезпеченою у разі виконання умов:

$$\max_r \sigma_{eq} \leq [\sigma], \quad (6)$$

$$|\tau_{rz}| \leq -f\sigma_r(r_1), \quad (7)$$

$$\sigma_r(r_1) \leq 0. \quad (8)$$

Тут $[\sigma]$ – допустиме напруження для зовнішнього циліндра, f – коефіцієнт тертя ковзання в контакті.

Досягнення рівності у формулі (6) означає початок руйнування матриці (зовнішнього циліндра), у формулі (7) – початок фрикційного проковзування на поверхні спрощення, у формулі (8) – розкриття стику. Очевидно, що при $\delta_1 > 0$ нерівність (8) забезпечується тотожно. Циліндр 1 вважається абсолютним міцним.

Уведемо безрозмірні змінні:

$$x_1 = \frac{1}{(1+\nu)} \frac{E}{[\sigma]} \frac{\delta_1}{r_1}, \quad x_3 = \frac{Q}{S[\sigma]}. \quad (9)$$

Враховуючи, що $\max_r \sigma_{eq}(r) = \sigma(r_1)$, нерівності, які забезпечують цілісність конструкції, подамо у зручному вигляді:

$$3(x_1^2 + x_3^2) \leq 1, \quad |x_3| \leq f x_1.$$

На рис. 2 область допустимих значень x_1 , x_3 заштриховано.

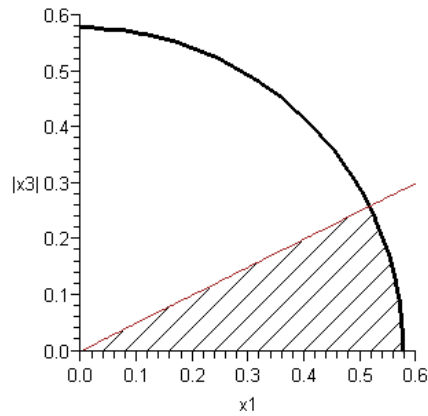


Рисунок 2 – Область допустимих значень x_1 , x_3

Найбільші значення $|x_3|$, а отже і $|Q|$, досягаються на перетині кола та прямої (рівномірна конструкція). Абсцису точки перетину $x_1^* = 1/\sqrt{3(1+f^2)}$ вважатимемо оптимальним натягом, який забезпечує найбільшу несучу здатність:

$$\max_{x_1} |x_3| = |x_3(x_1^*)| = f/\sqrt{3(1+f^2)}. \quad (10)$$

У розмірних величинах:

$$\max |Q| = f[\sigma]S/\sqrt{3(1+f^2)}$$

– максимальна несуча здатність, якої можна досягти у оптимальному проекті двокомпонентного з'єднання. Як бачимо, ключовим регулятором тут виступає добуток $f[\sigma]S$.

Трикомпонентне з'єднання

Розглянемо композицію, яка складається з трьох компонент: циліндра 1, порожнистої пружної втулки 2 та безмежного пружного шару з циліндричним отвором 3 (рис. 3).

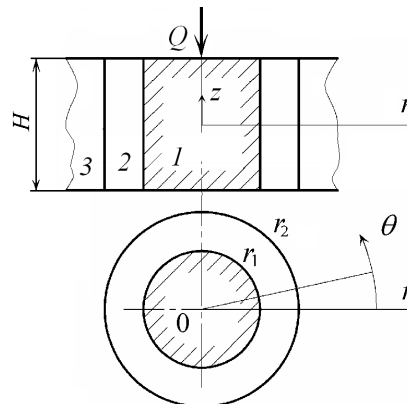


Рисунок 3 – Схема трикомпонентного циліндра

Матеріал тіла 1 абсолютно жорсткий, пружні властивості тіл 2 та 3 прийемо однаковими. На поверхнях спряження $r = r_1$ та $r = r_2$ має місце ідеальний контакт із заданими натягами δ_1 та δ_2 , внутрішній циліндр навантажено осьовою силою Q . Дослідимо напружений стан та максимальну несучу здатність конструкції.

Подібно до попереднього пункту слід розв'язати крайові задачі для плоского напруженого стану, зумовленого натягами:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dr} \left(\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (ru_r) \right) &= 0, \quad r \in (r_1, r_2) \cup (r_2, \infty); \\ u_r(r_1) &= \delta_1, \quad u_r(r_2 + 0) - u_r(r_2 - 0) = \delta_2, \\ \sigma_r(r_2 + 0) - \sigma_r(r_2 - 0) &= 0, \quad \sigma_r(\infty) = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

та антиплоскої деформації, зумовленої осьовим навантаженням:

$$\begin{aligned} \frac{d\tau_{rz}}{dr} + \frac{\tau_{rz}}{r} &= 0, \quad r \in (r_1, \infty), \\ \tau_{rz}(r_1) &= Q/S. \end{aligned} \quad (12)$$

Розв'язок задачі (11) дає наступні вирази для напружень:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= -\frac{E}{1+\nu} \left(\frac{1+\nu}{2} \frac{\delta_2}{r_2} + \left(\frac{\delta_1}{r_1} + \frac{1-\nu}{2} \frac{\delta_2}{r_2} \right) \frac{r_1^2}{r^2} \right), \\ \sigma_\theta &= \frac{E}{1+\nu} \left(-\frac{1+\nu}{2} \frac{\delta_2}{r_2} + \left(\frac{\delta_1}{r_1} + \frac{1-\nu}{2} \frac{\delta_2}{r_2} \right) \frac{r_1^2}{r^2} \right), \quad r \in (r_1, r_2); \\ \sigma_r &= -\frac{E}{1+\nu} \left(k^2 \frac{\delta_1}{r_1} + \left(\frac{1+\nu}{2} + k^2 \frac{1-\nu}{2} \right) \frac{\delta_2}{r_2} \right) \frac{r_2^2}{r^2}, \\ \sigma_\theta &= \frac{E}{1+\nu} \left(k^2 \frac{\delta_1}{r_1} + \left(\frac{1+\nu}{2} + k^2 \frac{1-\nu}{2} \right) \frac{\delta_2}{r_2} \right) \frac{r_2^2}{r^2}, \quad r \in (r_2, \infty), \end{aligned} \quad (13)$$

де $k = r_1/r_2$.

Розв'язок задачі (12) внаслідок однорідності середовища щодо поздовжнього зсуву співпадає з розв'язком задачі (2) (див. формулу (4)).

Еквівалентні напруження знаходимо за формулою (5).

Цілісність композиції буде забезпечена при неруйнуванні матриці, за відсутності проковзування на поверхнях спряження та у разі нерозкриття стиків:

$$\begin{aligned} \max_r \sigma_{eq} &\leq [\sigma], \\ |\tau_{zr}(r_i)| &\leq -f_i \sigma_r(r_i), \quad i = 1, 2; \\ \sigma_r(r_i) &\leq 0, \quad i = 1, 2. \end{aligned} \quad (14)$$

Формули (13), (4) свідчать, що напруження є загалом кусково-монотонними функціями радіальної координати, отож небезпечний стан композиції досягається на границях розділу

областей. Докладний аналіз свідчить про те, що найбільші еквівалентні напруження можуть досягатись або на внутрішній поверхні тіла 3:

$$\max_r \sigma_{eq} = \sigma_{eq}(r_2 + 0), \quad (15)$$

або на внутрішній поверхні тіла 2:

$$\max_r \sigma_{eq} = \sigma_{eq}(r_1 + 0), \quad (16)$$

залежно від значень ν , f_i , k , які є вхідними параметрами задачі.

Окрім змінних (9) введемо безрозмірний натяг:

$$x_2 = \frac{1}{(1+\nu)} \frac{E \delta_2}{[\sigma] r_2}. \quad (17)$$

Враховуючи результати (13), (16), безпечну область функціонування з'єднання (14) подамо у вигляді системи нерівностей:

$$3x_1^2 + 3(1-\nu)x_1x_2 + (1-\nu+\nu^2)x_2^2 + 3x_3^2 \leq 1, \quad (18)$$

$$3 \left(k^2x_1 + \left(\frac{1+\nu}{2} + k^2 \frac{1-\nu}{2} \right) x_2 \right)^2 + 3k^2x_3^2 \leq 1, \quad (19)$$

$$|x_3| \leq f_1(x_1 + x_2), \quad (20)$$

$$k|x_3| \leq f_2 \left(k^2x_1 + \left(\frac{1+\nu}{2} + k^2 \frac{1-\nu}{2} \right) x_2 \right), \quad (21)$$

$$x_1 + x_2 \geq 0, \quad (22)$$

$$k^2x_1 + \left(\frac{1+\nu}{2} + k^2 \frac{1-\nu}{2} \right) x_2 \geq 0. \quad (23)$$

Таким чином, область допустимих значень безрозмірних натягів x_1 , x_2 та безрозмірного навантаження $|x_3|$ обмежена поверхнями еліпсоїда (18), циліндра (19) та належить півпросторам (20)–(23), обмеженим плоскими поверхнями.

Задача оптимізації трикомпонентного з'єднання полягає у тому, щоб знайти комбінацію натягів x_1^* , x_2^* , які забезпечують найбільше значення $\max_{x_1, x_2} |x_3|$ при заданих геометрії з'єднання (параметр k) та фізичних властивостях матеріалів (ν) і поверхонь (f_1 , f_2).

Як свідчать результати аналізу, екстремум $|x_3|$ досягається там, де лінія перетину поверхонь еліпсоїда (18) та циліндра (19) проходить через нижчу із площин, що обмежують півпростори (20) та (21). При цьому забезпечується рівномірність матеріалів на поверхнях r_1 та r_2 , але не обов'язково є рівномірність стиків щодо проковзування.

Аналітичне відшукування оптимальних x_1^* , x_2^* зводиться до розв'язання системи квадратних рівнянь. Однак відділення однозначного розв'язку такої системи, який задовольняє усі нерівності, можливе лише для конкретних числових значень ν , k та f_i . Тому остаточні обчислення виконуються з використанням ПЕОМ.

Оптимальні значення безрозмірних натягів дво- та трикомпонентної моделі

$\frac{r_2}{r_1}$	f	Три тіла			Два тіла		Виграш, %
		x_1^*	x_2^*	$\max x_3 $	x_1^*	$\max x_3 $	
1,2	0,1	0,464	0,282	0,074	0,574	0,057	29,8
	0,4	0,398	0,285	0,27	0,536	0,21	28,6
	0,7	0,287	0,298	0,41	0,473	0,33	24,2
1,8	0,1	0,293	0,639	0,093	0,574	0,057	63,2
	0,4	0,178	0,649	0,33	0,536	0,21	57,1
	0,7	-0,022	0,689	0,47	0,473	0,33	42,4

Порівняльний аналіз та висновки

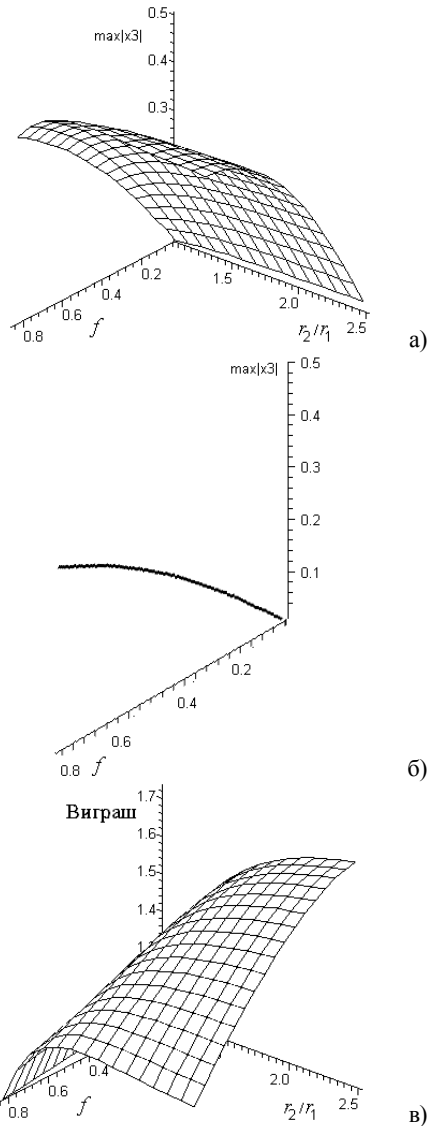
При розрахунках прийняли $\nu = 0,3$. Варіювали значення $r_2/r_1 = 1,1 \div 2,5$ ($k = 0,91 \div 0,40$) та $f_1 = f_2 = f = 0,05 \div 0,85$. Окремі результати обчислень наведено в таблиці. Тут же для порівняння подано результати (10) для двокомпонентного циліндра – виграш у несучій здатності оптимального проекту трикомпонентного з’єднання відносно оптимального проекту двокомпонентного з’єднання. Повна картина результатів подана графічно на рис. 4.

Основним чинником, який впливає на допустимі навантаження, для конструкції з трьох тіл також залишається коефіцієнт тертя. Зміна відношення радіусів контакту слабше впливає на несучу здатність. Практично для всіх значень f варто обирати r_2/r_1 в межах $1,2 \div 1,8$.

В рамках розглянутих моделей трикомпонентна конструкція дає виграш у десятки відсотків.

Застосуємо отримані результати для з’єднання “шарошка – твердосплавна вставка” із наближеними до використовуваних у практиці проектування шарошкових доліт параметрами: $r_1 = 5 \text{ мм}$, $r_2 = 6 \text{ мм}$, $H = 10 \text{ мм}$, $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, $\nu = 0,3$, $f_1 = f_2 = 0,1$, $[\sigma] = 8 \cdot 10^8 \text{ Па}$.

Маємо $r_2/r_1 = 1,2$, $f = 0,1$. Скориставшись першим рядком таблиці та формулами (9), (17), у розмірних величинах отримали допустимі натяги та найбільші допустимі навантаження. Для двокомпонентного з’єднання $\delta_1^* = 0,014 \text{ мм}$, $\max|Q| \approx 14,3 \text{ кН}$; для трикомпонентної конструкції $\delta_1^* = 0,011 \text{ мм}$, $\delta_2^* = 0,007 \text{ мм}$, $\max|Q| \approx 18,6 \text{ кН}$. Виграш — 29,8%. Однак такі оптимальні проекти складно реалізувати технологічно через необхідність прецизійного виготовлення деталей. Практично економічно обґрунтовані досяжні величини натягів вимірюються в сотих долях міліметра [7], це гарантовано призведе до переходу матеріалів у пластичний стан.



а – трикомпонентне; б – двокомпонентне з’єднання; в – виграш (рази)
Рисунок 4 – Максимальна несуча здатність

Таким чином, отримані в рамках теорії пружності результати свідчать про істотну перевагу трикомпонентного з'єднання зубця з шарошкою і дають мотивацію для подальших пошуків. Варто продовжити дослідження пропонуваної конструкції з'єднання "шарошка – твердосплавна вставка", використовуючи тривимірні моделі з урахуванням реальної геометрії деталей, пластичності та довговічності матеріалів і експериментальні лабораторні чи промислові випробування.

Література

1 Корнута В. А. Використання механіко-математичних моделей роботи з'єднань з натягом під час проектування з'єднання зубок – шарошка / В. А. Корнута, О. В. Корнута // Нафтогазова енергетика. — 2008. — № 4. — С. 68–74.

2 Корнута В. А. Вдосконалення твердосплавного озброєння шарошок на основі аналізу роботи з'єднань з натягом / В. А. Корнута, О. Т. Драганчук // Нафтогазова енергетика. — 2009. — № 1 (10). — С. 5–15.

3 Пат. 38856 U Україна, МПК (2009) E 21 B 10/46. Породоруйнівна вставка / Петрина Ю. Д., Яким Р. С., Пасинович Т. Б.; заявник та патентовласник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. — № u200809040; заявл. 10.07.2008; опубл. 26.01.2009, Бюл. № 2.

4 Кулиш Е. В. Напряженно-деформированное состояние и нагрузочная способность прессовых полисоединений: автореф. дисс. на соиск. научн. степени канд. техн. наук: спец. 01.02.06 "Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры" / Е. В. Кулиш — Ижевск, 2009. — 20, [1] с.

5 Корнута В. А. Моделирование напряженно-деформированного stanu нової конструкції з'єднання "корпус (шарошка) – твердосплавна вставка" / В. А. Корнута // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. — 2009. — № 4 (22). — С. 101–109.

6 Тимошенко С. П. Механика материалов / С. П. Тимошенко, Д. М. Гере — М.: Мир, 1976. — 550 с.

7 Міренський І. Г. Основи технології машинобудування: навчальний посібник / Міренський І. Г. — Харків: ХНАМГ, 2007. — 275 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
11.02.10*

*Рекомендована до друку професором
Мойсишиним В.М.*

АНАЛІЗ СИЛОВИХ ФАКТОРІВ В ЕЛЕМЕНТАХ РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ ПРИ ОДНОСТОРОННЬОМУ СПОСОБІ НАВАНТАЖЕННЯ

В.Я.Василишин

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 45369,
e-mail: public@nung.edu.ua

Запропоновано аналітичний підхід до аналізу силових факторів в елементах різьбового з'єднання. Наведені епюри розподілу зовнішнього погонного навантаження і нормальних осьових сил в елементах різьбового з'єднання при односторонньому способі навантаження.

Ключові слова: силові фактори, елементи різьбового з'єднання, односторонній спосіб навантаження.

Предложен аналитический подход к анализу силовых факторов в элементах резьбового соединения. Приведены эпюры распределения внешней погонной нагрузки и нормальных осевых сил в элементах резьбового соединения при одностороннем способе нагружения.

Ключевые слова: силовые факторы, элементы резьбового соединения, односторонний способ нагружения.

The analytical approach to the power factors analysis in the elements of threaded connection is suggested. The epuury partitions of external linear load and normal axial forces are resulted in the elements of screw-thread connection at the one-sided method of loading.

Keywords: power factors, threaded connection elements, one-sided method of loading.

У дослідженнях [1,2] наводиться розв'язок, який дає диференціальну залежність між внутрішніми силовими чинниками, що виникають у поперечних перерізах елементів різьбового з'єднання, та інтенсивністю розподілу зовнішнього навантаження по довжині різьби. Взято випадок зустрічної передачі осьового зусилля з однієї труби на другу за допомогою гострокутної різьби. Для цього із складових циліндрів різьбового з'єднання виділено смужку довільної довжини і одиничної ширини. Початок відліку координати x розташовано в перерізі, який збігається з першою ниткою різьби у торці зовнішнього циліндра, позначеного індексом 2. Внутрішній циліндр позначено індексом 1. Поздовжнє зусилля Q вважається прикладеним до обох кінців труб паралельно осі різьбового з'єднання.

На відстані x в околі деякої точки на контакті з'єднання виділено елементарні паралелепіпеди матеріалу завдовжки dx , завширшки 1, заввишки $d\delta$.

З умови рівноваги елементарних паралелепіпедів дотичні сили рівні за величиною і протилежні за напрямом:

$$\begin{aligned} T &= \frac{dQ_2}{dx} = Q_2'; \\ T &= -\frac{dQ_1}{dx} = Q_1'. \end{aligned} \quad (1)$$

Оскільки поздовжнє зусилля від одного елемента до іншого передається за допомогою зв'язків зсуву, то різниця абсолютних видовжень пропорційна зовнішній дотичній силі T і обернено пропорційна деякому коефіцієнту пропорційності k , який характеризує певне різьбове з'єднання і може бути визначений експериментально, тобто

$$u = u_2 - u_1 = \frac{T}{k}. \quad (2)$$

Диференціюючи вираз (2), отримаємо

$$T' = k(\varepsilon_2 - \varepsilon_1). \quad (3)$$

Підставивши в рівняння (3) значення відносних видовжень, які за законом Гука дорівнюють

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{\sigma_1}{E_1} = \frac{Q_1}{E_1 F_1}; \\ \varepsilon_2 &= \frac{\sigma_2}{E_2} = \frac{Q_2}{E_2 F_2}, \end{aligned}$$

отримаємо

$$T' = k \left(\frac{Q_2}{E_2 F_2} - \frac{Q_1}{E_1 F_1} \right).$$

Враховуючи рівняння (1) та рівняння статки $Q_1 + Q_2 = Q$, отримано рівняння

$$Q_2'' - k \left(\frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \right) Q_2 = -\frac{kQ}{E_1 F_1}. \quad (4)$$

У рівнянні (4) змінною величиною, що залежить від координати x , є нормальна осьова сила Q_2 . Інші величини є константами, що характеризують матеріал і конструктивні параметри даного різьбового з'єднання.

Для аналізу силових факторів в елементах різьбового з'єднання при зустрічному способі навантаження використано диференціальне рівняння (4), яке переписано у вигляді

$$Q_2'' - m^2 Q_2 = -\frac{kQ}{E_1 F_1},$$

де

$$m^2 = k \left(\frac{1}{E_2 F_2} + \frac{1}{E_1 F_1} \right).$$

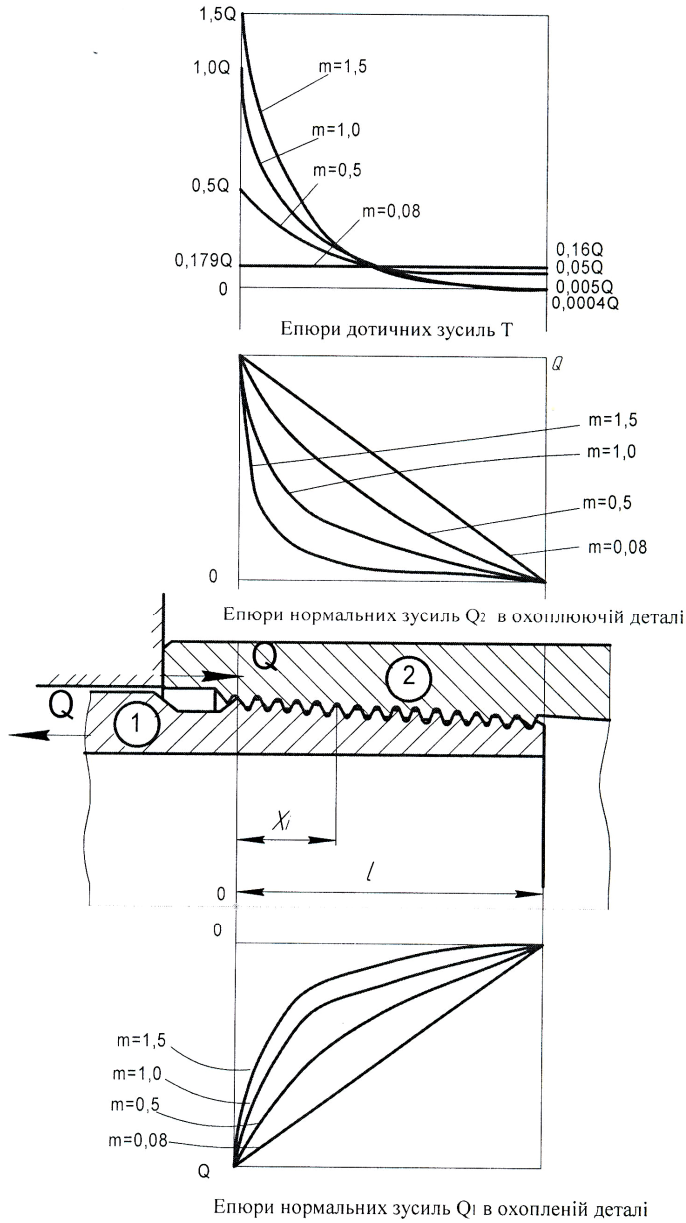


Рисунок 1 – Епюри розподілу зовнішнього погонного навантаження і нормальних осевих сил в елементах різьбового з’єднання при односторонньому способі навантаження і різних значеннях параметра *m*

Інтеграл однорідного рівняння $Q_2'' - m^2 Q_2 = 0$ з врахуванням часткового розв’язку записано у вигляді

$$Q_2 = A \operatorname{sh} mx + B \operatorname{ch} mx + \beta Q, \quad (5)$$

де

$$\beta = \frac{k}{m^2 E_1 F_1}.$$

Для випадку осевого стиску муфти і розтягнутої труби, як це показано на рис. 1, у загальному розв’язку диференціального рівняння (5) частковий розв’язок враховується з від’ємним знаком

$$Q_1 = Q_2 = A \operatorname{sh} mx + B \operatorname{ch} mx - \beta Q. \quad (6)$$

Внутрішні нормальні сили в муфті

Постійні інтегрування A і B визначаються з граничних умов, які маємо на кінцях муфти (зовнішньої стиснутої деталі):

при $x=0$ $Q_2 = -Q$;

при $x=l$ $Q_2 = 0$.

Розв'язуючи рівняння (6) при цих граничних умовах, отримуємо

$$A = \frac{Q(1-\beta)chml}{shml} - \frac{\beta Q}{shml};$$

$$B = -Q(1-\beta).$$

Після підстановки постійних інтегрування в рівняння (6) отримаємо

$$Q_2 = \left(\frac{Q(1-\beta)chml}{shml} - \frac{\beta Q}{shml} \right) shmx - (Q(1-\beta))chmx - \beta Q.$$

Після деяких перетворень отримаємо вираз для визначення внутрішньої нормальної осрової сили в муфті у такому вигляді:

$$Q_2 = -\frac{Qsh m(l-x)}{shml}. \tag{7}$$

Інтенсивність розподілу зовнішнього навантаження по довжині різьби при стиснутій муфті і розтягнутій трубі визначається на основі формули (1) диференціюванням виразу (7)

$$T = \frac{dQ_2}{dx} = \frac{mQch m(l-x)}{shml}. \tag{8}$$

Внутрішні нормальні сили в трубі

Постійні інтегрування для внутрішньої розтягнутої деталі визначаються з таких граничних умов:

при $x=0$ $Q_1 = Q$;

при $x=l$ $Q_1 = 0$.

Після підстановки граничних умов в рівняння (6) отримуємо такі значення постійних інтегрування:

$$A = -\frac{\beta Q}{shml} - \frac{Q(1-\beta)chml}{shml};$$

$$B = Q(1+\beta).$$

Після підстановки отриманих значень постійних A і B в рівняння (6) отримаємо

$$Q_1 = \left(-\frac{\beta Q}{shml} - \frac{Q(1-\beta)chml}{shml} \right) shmx + Q(1+\beta)chmx - \beta Q.$$

Після виконання деяких перетворень рівняння (6) приймає вигляд

$$Q_1 = \frac{Qsh m(l-x)}{shml}. \tag{9}$$

Інтенсивність розподілу зовнішнього навантаження по довжині різьби визначається за формулою (1) шляхом диференціюванням виразу (9)

$$T = \frac{dQ_1}{dx} = -\frac{mQsh m(l-x)}{shml}. \tag{10}$$

Для аналізу силових факторів в елементах різьбового з'єднання при односторонньому способі навантаження взято такі ж обсадні труби діаметром $d=146$ мм з товщиною стінки $\delta=10$ мм, як і при аналізі силових факторів при зустрічному способі навантаження [2]. У з'єднанні труб використовується різьба конусністю 1:16, з кроком 3,175 і з кутом профілю 60° . Розміри труби і муфти різьбового з'єднання взяті такі, як на рис.2 [2], а профіль різьби – як на рис.3 [2].

На рис. 1 зображені епюри розподілу внутрішніх нормальних осрових сил, а також епюри інтенсивності розподілу зовнішнього навантаження по витках різьбового з'єднання, які збережені за формулами (7,9,10) при $m=0,08$ 1/см, $m=0,5$ 1/см, $m=1,0$ 1/см, $m=1,5$ 1/см.

Для більш точного розрахунку площ поперечних перерізів F_i^1 та F_i^2 відповідно охопленої (1) та охоплюючої (2) деталі по довжині різьби (нитки з повним профілем), починаючи від основної площини, як і в роботі [2], взято 20 перерізів (від 0 до 19) з інтервалом, що дорівнює кроку різьби. Приведена схема i -того перерізу різьбового з'єднання з позначенням внутрішнього та зовнішнього діаметрів різьби, а також приведеного діаметра, який використовується при обчисленні площ i -того поперечного перерізу охопленої та охоплюючої деталі взята як на рис.4 [2], а чисельні значення указаних вище параметрів – з табл.1 [2].

Таким чином, для розрахунку різьбових з'єднань на міцність необхідно приймати до уваги закономірність розподілу внутрішніх нормальних сил, що виникають в поперечних перерізах елементів різьбового з'єднання.

Література

1 Мочернюк Д.Ю. Исследование и расчет резьбовых соединений труб, применяемых в нефтедобывающей промышленности / Д.Ю.Мочернюк. – М.: Недра, 1970. – 135 с.

2 Василичин В.Я. Аналіз силових факторів в елементах різьбового з'єднання при зустрічному способі навантаження / В.Я. Василичин // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2008. – №2(27). – С.62-66.

Стаття надійшла до редакційної колегії 18.02.10

Рекомендована до друку професором Коцкуличем Я.С.

ЧИСЕЛЬНИЙ МЕТОД ОЦІНЮВАННЯ НАДІЙНОСТІ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

Д.Ф.Тимків, М.В.Крихівський, Д.Д.Матісшин

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

Пропонується чисельний метод для оцінювання надійності газотранспортних систем з використанням теорії нечітких множин і теорії прийняття рішень

Ключові слова: газотранспортна система, функція якості, альтернатива

Предлагается численный метод для оценивания надежности газотранспортных систем с использованием теории нечетких множеств теории принятия решений

Ключевые слова: газотранспортная система, функция качества, альтернатива

A numeral method is offered for the evaluation of reliability of the gas-transport systems with the use of theory of fuzzy sets of theory of making a decision

Keywords: gas-transport system, function of quality, alternative

Вступ

Системи магістрального транспорту газу є складними технічними системами [1], які характеризуються специфічними особливостями: великою територіальною протяжністю, величезною кількістю складових елементів, нестационарністю процесів, ієрархічністю структури, наявністю централізації керування технологічним процесом транспорту і децентралізацією розподілу цільового продукту, можливістю створення оперативних та стратегічних запасів енергетичної сировини у сховищах.

Основна мета обслуговування газотранспортної системи (ГТС) полягає у задоволенні потреб споживачів у цільовому продукті за оптимальних значень техніко-економічних критеріїв та виконанні технологічних обмежень. Необхідно враховувати, що реальним ГТС, середовищам, в яких вони функціонують і критеріям керування характерні різні типи невизначеностей.

Сказане дає підстави зробити висновок про те, що процес оцінювання надійності складних газотранспортних систем, а також таких їх елементів, як магістральний газопровід, який, в свою чергу, є складною системою, здійснюється в умовах впливу суттєвих невизначеностей, частина яких має стохастичний характер, а частина обумовлена факторами, які не мають випадкової природи. У відповідності з цим при розробці методів оцінювання надійності ГТС доцільне комплексне застосування ймовірнісних і детермінованих моделей, елементів теорії прийняття рішень з тим, щоб максимально знизити ступінь невизначеності.

Постановка задачі

У даний час для контролю працездатності складних газотранспортних систем застосовуються методи, які використовують ймовірність безвідмовної роботи як критерій якості роботи

системи в цілому. При цьому розуміється можливість існування двох станів компонентів системи і всієї системи, а саме – робочий та неробочий. Більш ефективним при оцінюванні якості є врахування можливості перебування компонентів і системи в кількох станах. Необхідно знайти чисельне вираження стану надійності ГТС.

Метод оцінювання

ГТС можна умовно розділити на послідовність паралельно об'єднаних компонентів [2]. Розглянемо приклад, коли ГТС складається з п'яти модулів (рис. 1). Оцінимо якість роботи системи з урахуванням взаємодії, яка відбувається за послідовною схемою з'єднання перших чотирьох модулів і попарно-паралельного з'єднання цих модулів з п'ятим. Структурну функцію $\emptyset(S)$ такої взаємодії можна записати формулою

$$\emptyset(S) = (\emptyset(A) \cup \emptyset(E)) \cap (\emptyset(B) \cup \emptyset(E)) \cap (\emptyset(C) \cup \emptyset(E)) \cap (\emptyset(D) \cup \emptyset(E)) \quad (1)$$

де $\emptyset(A), \emptyset(B), \emptyset(C), \emptyset(D), \emptyset(E)$ – структурні функції відповідно модулів, а A, B, C, D, E – нечіткі множини станів цих модулів.

Функція якості системи $\psi(S)$ описується формулою

$$\psi(S) = \psi((A \cup E) \cap (B \cup E) \cap (C \cup E) \cap (D \cup E)) = \min[\max(\vec{A}, \vec{E}), \max(\vec{B}, \vec{E}), \max(\vec{C}, \vec{E}), \max(\vec{D}, \vec{E})], \quad (2)$$

де $\vec{A}, \vec{B}, \vec{C}, \vec{D}, \vec{E}$ – нечіткі множини з функціями належності до заданих станів відповідних модулів [3].

Для задання функцій належності за умови можливості перебування модулів у двох станах можна використати ймовірності безвідмовної роботи, які отримані обробкою статистичних даних з відмов роботи модулів у процесі ек-

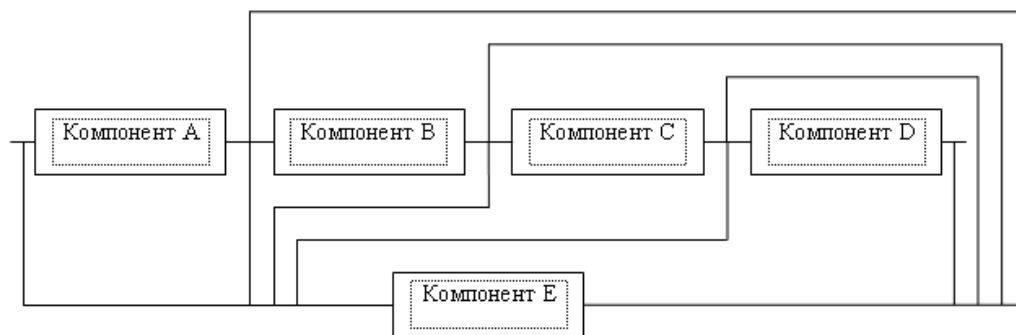


Рисунок 1 – Структурна схема ГТС

платуації. Функції належності $\mu_A(t), \mu_B(t), \mu_C(t), \mu_D(t), \mu_E(t)$ нечітких множин A, B, C, D, E при такому підході залежать від часу експлуатації системи і обчислюються як різниця 1 і відповідної імовірності безвідмовної роботи відповідного модуля в конкретний момент часу. Використовуючи формулу (2), можна записати:

$$\psi(S) = \min[\max(\mu_A(t), \mu_E(t)), \max(\mu_B(t), \mu_E(t)), \max(\mu_C(t), \mu_E(t)), \max(\mu_D(t), \mu_E(t))] \quad (3)$$

Урахування можливості перебування модулів ГТС та ГТС загалом в багатьох станах якості передбачає задання шкали станів. Задамо 5 значень: ідеальна робота модулів ($\mu_A = \mu_B = \mu_C = \mu_D = \mu_E = 1$), модулі працюють добре ($\mu_A = \mu_B = \mu_C = \mu_D = \mu_E = 0.8$), модулі працюють задовільно ($\mu_A = \mu_B = \mu_C = \mu_D = \mu_E = 0.6$), модулі погано працюють ($\mu_A = \mu_B = \mu_C = \mu_D = \mu_E = 0.4$), модулі не працюють ($\mu_A = \mu_B = \mu_C = \mu_D = \mu_E = 0$).

Опитуючи експертів [4], одні й ті ж знання про стан ГТС від різних експертів можна отримати з різними коефіцієнтами впевненості та значенням невизначеності на даний момент. Досить часто при виборі знань використовують семантичну метрику: на множині інформаційних одиниць задають відношення, які характеризують ситуаційну близькість цих одиниць, але для моделей з нечіткістю та невизначеністю це є неефективним.

Кожне однотипне знання можна охарактеризувати корисністю, яка співвідноситься з коефіцієнтами впевненості або ступенем належності при нечіткості [5]. Позначимо її q . Невизначеність при виборі відповідного знання враховується ризиками. Позначимо їх через r . Система при виведенні знань перебувати у різних станах. Об'єднаємо їх у множину A .

Оцінюванню стану ГТС властива можливість вибору альтернативи. Для однозначного визначення альтернатив і виборів необхідно для кожної альтернативи (або кожного вибору) задати дійсну послідовність корисностей $[q_i]_1^n$

і ризиків $[r_i]_1^n$. Це справедливо, коли потужність множини A дорівнює n . Якщо множини альтернатив для всіх станів скінченні, тоді можна задати матрицями корисності і ризиків. Рядками цих матриць є послідовності відповідно $[q_i]_1^n$ і $[r_i]_1^n$.

Назвемо елементи множини A виборами із альтернатив. Об'єднаємо всі альтернативи у множину B і назвемо її множиною альтернатив. Нехай задані множини виборів A й альтернатив B . Потужність множини $|A| = n$, а множини $|B| = m$. Системи з нечіткими та неповністю визначеними знаннями при цьому описується матрицями $\|q_{n,m}\|$ і $\|r_{n,m}\|$. Задача чисельного опису надійності ГТС зводиться до вибору найкориснішого знання з найменшим ризиком.

Розв'язком цієї задачі є знаходження натурального числа $i \in \mathbb{N}, i \leq m$. Для знаходження цього числа і необхідно ввести метрику у просторі розв'язків.

Розв'язком поставленої задачі може бути будь-яка одна з заданих альтернатив. При відображенні множини альтернатив у множину дійсних чисел кожній альтернативі можна співставити число, яке назвемо нормою нечіткого знання з невизначеністю. Для послідовності корисностей $[q_i]_1^n$ норму позначимо $|[q_i]_1^n|$. Визначаючи норму $\|[q_i]_1^n\|$ необхідно кожній альтернативі поставити у відповідність число з відрізка $[0; 1]$.

Пропонується два варіанти норми корисності: норму корисності альтернатив і норму альтернатив [6]. Для визначення норми корисності альтернатив вводимо поняття модуля корисності. Він обчислюється через скалярний добуток

$$|[q_i]_1^n| = \sqrt{\sum_j^n q_j^2} \quad (4)$$

Нормою корисності альтернативи є значення модуля n -вимірного простору, розділене на максимальне значення із цих модулів:

$$\|a_i\| = \frac{[q_j]_1^n}{\max_i([q_j]_1^n)}, i = 1, 2, \dots, m. \quad (5)$$

Норма ризику альтернативи вводиться аналогічно.

При визначенні норми альтернатив порядок альтернатив, тобто номери рядків матриць корисностей і ризиків, впливають на їх значення. Як і у випадку норми корисності, норма альтернатив ставить у відповідність кожній альтернативі число з відрізка [0;1].

Альтернатива, лінійна норма якої 0, є нижньою межею розв'язків задачі. Знайти її можна методом «боягуза», яким знаходиться номер альтернативи з найменшою одинарною корисністю. Критерій цього методу за принципом крайнього оптимізму обчислюється

$$K_b = \min_i \min_j q_{ij}, j = 1, 2, \dots, n, i = 1, 2, \dots, m. \quad (6)$$

Верхню межу розв'язків, лінійна норма якої 1, визначимо методом крайнього оптимізму. За допомогою цього методу можна знайти альтернативу з найбільшою одинарною корисністю. Критерієм знаходження такої альтернативи буде число, обчислене як

$$K_o = \max_i \max_j q_{ij}, j = 1, 2, \dots, n, i = 1, 2, \dots, m. \quad (7)$$

Лінійна норма для інших альтернатив визначається за порядком з однаковим збільшенням від нижньої до верхньої межі. Лінійна норма ризиків вводиться аналогічно.

Перспективним є використання кутової норми. Кут між альтернативою і набором максимальних корисностей станів обчислюється так:

$$\tau_a = \arccos\left(\frac{\sum_{j=1}^n q_{ij} \max_i q_{ij}}{\sqrt{\sum_{j=1}^n q_{ij}^2} \sqrt{\sum_{j=1}^n (\max_i q_{ij})^2}}\right), \quad (8)$$

$$i = 1, 2, \dots, m, 0 \leq \tau \leq \pi.$$

Кутовою нормою $\|\tau_a\|$ m -кількості альтернатив є значення її кута у n -вимірному просторі, розділене на максимальне значення із цих кутів.

Для визначення трикутної норми альтернатив необхідно, крім верхньої межі (значення 1), і нижньої межі (значення 0), знайти ще одну альтернативу, норма якої буде мати значення 0.5. Альтернативу зі значенням норми 0.5 можна знайти методом обережного ризику.

Методом обережного ризику визначається альтернатива, яка містить найменший ризик. Трикутна норма для інших альтернатив обчислюється з однаковим збільшенням від нижньої межі до цієї альтернативи та від неї до верхньої межі також з однаковим збільшенням.

У методі обережного ризику використовується критерій, чисельне значення якого можна знайти за формулою

$$K_O = \min_i \min_j r_{ij}, \quad (9)$$

$$j = 1, 2, \dots, n, i = 1, 2, \dots, m,$$

де r_{ij} – ризики, що визначаються за формулою

$$\|r_{ij}\| = \left\| \max_i q_{ij} - q_{ij} \right\|, i = 1, 2, \dots, m, \quad (10)$$

$$j = 1, 2, \dots, n.$$

Експонентна норма альтернатив визначається за допомогою функції

$en(x) = b \cdot e^{-(a(x-c))^2}$. $en(x)$ є неперервною та має один максимум і дві точки перегину, які є симетричними відносно прямої, що паралельна осі ординат і проходить через максимум.

Оскільки норма повинна мати значення із відрізка [0,1], тому коефіцієнт $b = 1$. Коефіцієнт a визначаємо за допомогою точок перегину графіка $y(x)$, абсциси яких

$$x_1 = c - \frac{1}{a\sqrt{2}} \quad (11)$$

$$x_2 = c + \frac{1}{a\sqrt{2}}. \quad (12)$$

Коефіцієнт c є номером найкориснішої альтернативи за методом крайнього оптимізму.

Альтернатива, що відповідає точкам перегину є найкориснішою альтернативою згідно з методом обережного ризику [7]. Для знаходження коефіцієнта a використовується x_1 або x_2 залежно від того, чи номер цієї альтернативи менший, чи більший від c .

Обчислення норми для кожної із заданих альтернатив проводиться за допомогою знайденої функції. Аргументом цієї функції є номер альтернативи, а значенням – експонентна норма альтернатив.

У деяких випадках важливо провести згладжування. Використовуємо його у випадках, коли додаткова інформація про корисність альтернатив не завжди узгоджується з аксіомами теорії ймовірностей. Таку інформацію іноді називають „суб’єктивною” достовірністю. Її часто використовують для аналізу наслідків прийняття рішення. Їх, як правило, визначають на основі експертних оцінок. Проте, в ряді випадків їх можна отримати шляхом статистичних досліджень. Вважається, що чим складніша ситуація, у якій приймається рішення, тим значення коефіцієнта впевненості потрібно брати ближчим до одиниці, тобто перестраховуватися.

Згладжування [8] пропонується виконувати за допомогою критерію згладженого оптимізму-песимізму K_{GQ} . Цим зроблено спробу поєднати для аналізу найбільші та найменші корисності альтернатив. Критерій K_{GQ} цього методу іноді називають критерієм виграшу Гурвіца

$$K_{GQ} = \min_i [\lambda \max_j q_{ij} + (1-\lambda) \min_j q_{ij}], \quad (13)$$

$$j = 1, 2, \dots, n, i = 1, 2, \dots, m,$$

де λ – коефіцієнт упевненості.

Аналіз прийняття рішення [9] за критерієм ризику Гурвіца схожий на аналіз за критерієм згладженого оптимізму-песимізму. Обчислення проводяться з ризиками альтернатив, які у випадку визначення альтернатив користностями обчислюються за допомогою критерію

$$K_{GR} = \min_i [\lambda \min_j r_{ij} + (1-\lambda) \max_j r_{ij}], \quad (14)$$

$$j = 1, 2, \dots, n, \quad i = 1, 2, \dots, m.$$

Критерій Ходжеса-Лемана [10], дозволяє враховувати як „об’єктивну”, так і „суб’єктивну” додаткову інформацію про користність альтернатив. Критерій Ходжеса-Лемана можна записати як

$$K_{XL} = \max_i [\lambda \sum_{j=1}^n p_{ij} q_{ij} + (1-\lambda) \min_j q_{ij}]. \quad (15)$$

Висновок

Запропонований метод оцінювання надійності газотранспортних систем дає змогу використовувати статистичні дані, які були отримані раніше в процесі експлуатації останніх, та кількісно оцінювати поточний стан.

Література

1 Грудз В.Я. Обслуживание газотранспортных систем / В.Я.Грудз, Д.Ф.Тымкив, Е.И.Яковлев. – К.: УМКВО, 1991. – 159 с.
 2 Сухарев М.Г. Оптимальное развитие систем газоснабжения / М.Г.Сухарев, Е.Р.Ставровский, В.Е.Брянских. – М.: Недра, 1981. – 294 с.

3 Кофман А. Введение в теорию нечетких множеств / А.Кофман. – М.: Радио и связь, 1982. – 432 с.

4 Шер А.П. Согласование нечетких экспертных оценок и функция принадлежности в методе размытых множеств / А.П.Шер. – Владивосток: ДВИЦ АН СССР, 1978. – 143 с.

5 Мелихов А.Н. Ситуационные советующие системы с нечеткой логикой / А.Н.Мелихов, Л.С. Бернштейн, С.Я.Коровин. – М.: Наука, 1990. – 234 с.

6 Юрчишин В.М. Практикум з теорії прийняття рішення / В.М. Юрчишин, М.В.Крихівський, Р.І.Храбатин. – Івано-Франківськ.: Факел, 2004. – 57 с.

7 Орловский С.А. Проблемы принятия решений при нечеткой исходной информации / С.А.Орловский. – М.: Наука, 1981. – 206 с.

8 Трухаев Р.И. Модели принятия решений в условиях неопределенности / Р.И.Трухаев. – М.: Наука, 1981. – 258 с.

9 Информационно-вычислительные системы принятия решений / В.В.Хаджинов, В.А.Быков, И.А.Храмова., В.Т.Усачев. – К.: Наукова думка, 1993. – 140 с.

10 Ларичев О.И. Качественные методы принятия решений: Вербальный анализ решений / О.И.Ларичев, Е.М.Мошкович. – М.: Наука: Физматлит, 1996. – 207 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
17.02.10*

*Рекомендована до друку професором
Грудзом В.Я.*

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ СИМЕТРИЧНИХ ДВОШАРОВИХ ТРИФАЗНИХ СХЕМ ОБМОТОК ДВОШВИДКІСНИХ ЕЛЕКТРИЧНИХ МАШИН ЗМІННОГО СТРУМУ

Р.Б.Гаврилюк

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 48003,
e-mail: feivt@nuing.edu.ua*

Описано характеристики варіантів симетричних трифазних схем обмоток двошвидкісних асинхронних електродвигунів зі співвідношенням кількості пар полюсів 4:5 та кількістю пазів $z = 72$.
Ключові слова: обмотка, симетричний, двошвидкісний електродвигун

Описаны характеристики вариантов симметричных трехфазных схем обмоток двухскоростных асинхронных электродвигателей с соотношением чисел пар полюсов 4:5 и числом пазов $z = 72$.
Ключевые слова: обмотка, симметрический, двухскоростные электродвигатели

The variants of symmetric three-phase winding charts of two-layer asynchronous electric motors are possible with the relation of amount of pole pairs 4:5 and by the amount of slots of $z = 72$ are described.
Keywords: winding, symmetric, two-layer electric motors

З метою регулювання швидкості обертання виконавчого механізму інтенсивно використовують асинхронні короткозамкнені електричні двигуни з перемиканням кількості пар полюсів у співвідношенні 4:5 в усіх галузях промисловості, зокрема в нафтогазовій для привода pomp у процесі транспортування нафти [10], що сприяє заощадженню значних енергетичних ресурсів. У процесі проведення експериментів виявлено, що основним недоліком двошвидкісних двигунів є створення струмами у структурі схеми обмотки шкідливих гармонік намагнічуючої сили, які інколи унеможливають роботу двигуна [10].

Схема обмотки статора асинхронного короткозамкненого двигуна впливає на всі показники ефективності роботи електропривода. У світовій практиці постійно тривають пошуки оптимальної схеми. Перша схема обмотки з перемиканням кількості пар полюсів у співвідношенні 1:2 запропонована в позаминулому столітті Даландером [1]. Відтоді теорію симетричних схем обмоток з перемиканням кількості пар полюсів невпинно вдосконалюють та пропонують нові схеми, одержані на підставі різних теоретичних підходів. Опубліковано сотні статей, ми ж відзначимо публікації, які практично створили потужні школи, наприклад [2÷6]. Давно назрівала необхідність створення єдиної теорії проектування всіх можливих схем, наведених в [7÷9].

В даній статті на підставі єдиної теорії проаналізовано всі теоретично можливі варіанти створення схем обмоток з діаметральним розтушуванням котушок у кожній фазі та перемиканням кількості пар полюсів у співвідношенні 4:5.

Надалі розглянемо пошук всіх можливих варіантів симетричних схем обмоток з реверсуванням половини котушок у кожній фазі обмотки, тобто за відомими схемами сполучення фаз

[2]: № 1 ($\Delta/Y/Y$), № 2 ($Y/Y/\Delta$), № 3 ($Y/Y/Y$), № 4 ($Y/Y/Y$) і № 5 (Y/Y). Підставою для проектування схем обмоток для $z = 72$ є [8, табл. Д12]. Кількість різних теоретично можливих симетричних структур схем обмоток електричних машин змінного струму визначають на підставі [7, 8].

Домінантні схеми обмоток (домінантною схемою вважаємо схему, яка хоча б за одним параметром є кращою від інших схем) описано параметрами (нижній індекс 1 або 2 вказує відповідно на першу або другу кількість пар полюсів):

- крок вкорочення обмотки y , критерій оптимальності – мінімум;
- обмотковий коефіцієнт K_{p1} , критерій оптимальності – максимум;
- коефіцієнт диференційного розсіяння τ_{d1} - критерій оптимальності – мінімум;
- коефіцієнт диференційного розсіяння для вищих гармонік τ_{d1n} , критерій оптимальності – мінімум;
- коефіцієнт ефективності використання схеми обмотки E_{p1} (відношення номінальної потужності двошвидкісного двигуна для заданої кількості пар полюсів до потужності одношвидкісного двигуна), критерій оптимальності – максимум;
- обмотковий коефіцієнт K_{p2} , критерій оптимальності – максимум;
- коефіцієнт диференційного розсіяння τ_{d2} , критерій оптимальності – мінімум;
- коефіцієнт диференційного розсіяння вищих гармонік τ_{d2n} , критерій оптимальності – мінімум;
- коефіцієнт ефективності використання схеми обмотки E_{p2} , критерій оптимальності – максимум;
- усереднений коефіцієнт ефективності використання схеми обмотки –

$E_{p\Sigma} = \alpha \cdot E_{p1} + (1 - \alpha) \cdot E_{p2}$ ($0 \leq \alpha \leq 1$, у даній статті $\alpha = 0,5$), критерій оптимальності – максимум;

– сумарний коефіцієнт диференційного розсіяння $\tau_{d\Sigma} = \beta \tau_{d1} + (1 - \beta) \tau_{d2}$ ($0 \leq \beta \leq 1$, у даній статті $\beta = 0,5$), критерій оптимальності – мінімум;

– сумарний коефіцієнт диференційного розсіяння для вищих гармонік $\tau_{d\Sigma} = \tau_{d\Sigma1} + \tau_{d\Sigma2}$, критерій оптимальності – мінімум.

Окрім того, введемо додаткові параметри, які визначимо у процесі проектування усіх можливих варіантів схем обмоток:

NC — номер структури;

N_n — номер порядку нижчої шкідливої гармоніки;

F_n — амплітуда нижчої шкідливої гармоніки з номером N_n в % до амплітуди основної гармоніки;

N_n — номер порядку вищої шкідливої гармоніки, яка має найвищу відносну амплітуду від усіх вищих гармонік для заданої кількості полюсів;

F_n — амплітуда вищої шкідливої гармоніки з номером N_n у % до амплітуди основної гармоніки;

C — схема сполучення фаз;

$C = 1$, сполучення $\Delta \backslash Y Y$; $C = 2$, сполучення $Y Y \backslash \Delta$; $C = 3$, сполучення $Y \backslash Y Y$; $C = 4$, сполучення $Y Y \backslash Y$; $C = 5$, сполучення $Y \backslash Y$;

B_{p1}/B_{p2} — відношення індукцій у повітряному проміжку електричної машини у відповідних кількостях полюсів і заданій схемі сполучення фаз.

Кожному з 12 перелічених вище критеріїв присвоюють логічну змінну, якщо ця логічна змінна, має значення – *true* (T), то параметр враховують у пошуку домінант, в іншому випадку (значення *false* (F)) – не враховують.

На основі [8, табл. Д12] відразу довідуємося, що для m фазної схеми обмотки в половині кожної фази є $n = 12$ елементів (секцій) і що кількість різних структур схеми шару обмотки $kw = 7635$. Окрім зазначених 7635 структур інші симетричні структури теоретично виконати неможливо.

Усі структури обмоток, з урахуванням діагетральної симетрії кожної фази, для заданої кількості пазів наведено в [8, табл. Д12]. На підставі кожної структури створимо схему симетричної двошарової петлевої (або двошарової концентричної) обмотки з перемиканням кількості пар полюсів у співвідношенні $p_1 : p_2 = 4 : 5$ та кроком вкорочення схеми обмотки y , який є в діапазоні 2 - 24. Отже розглянемо $kw * (24-1) = 175605$ можливих варіантів побудови схем обмоток.

Алгоритм побудови схеми обмотки з перемиканням кількості пар полюсів на підставі [8, табл. Д1 ÷ Д12] детально пояснено в [9].

Для всіх 175605 варіантів схем обмоток розрахуємо зазначені вище критерії та параметри і з них виберемо домінантні схеми обмоток на підставі двох критеріїв – $E_{p\Sigma}$ та $\tau_{d\Sigma}$.

Значення усіх критеріїв (див. рядки 1-13) наведено в табл. 1, в якій затінені чорним ко-

льором у кожному стовпчику клітинки з екстремальними (мінімум або максимум у залежності від критерію) значеннями.

У табл. 2 наведено інформацію про розташування котушок у схемах обмоток та з'єднання котушок між собою у кожній половині фази. З'єднання половин фаз здійснюють на підставі значення параметра C , який вибрано таким чином, щоб задовольнити максимальне значення критерію $E_{p\Sigma}$.

У результаті дослідження параметрів у 175605 варіантах схем одержано 13 домінантних схем, а серед них є 11 різних структур схем (з 7635 досліджуваних).

У ранзі домінантних схема з номером структури $NC = 232$ зустрічається 1 раз. Скорочено запишемо це таким чином: $NC232(1)$. Отже ряд структур домінантних схем матиме вигляд: $NC232(1)$, $NC233(1)$, $NC1051(1)$, $NC1189(2)$, $NC1910(1)$, $NC1991(2)$, $NC2679(1)$, $NC3046(1)$, $NC3870(1)$, $NC4385(1)$, $NC4688(1)$.

Досить важко з'ясувати, яка з 13 домінантних схем найкраща в 12 вимірному просторі критеріїв. Для аналізу властивостей схем, наведених у табл. 1, на рис. 1 ÷ 5 зображено залежності між деякими критеріями.

На рис. 1 зображено залежність сумарного коефіцієнта диференційного розсіяння - $\tau_{d\Sigma}$ від усередненого коефіцієнта ефективності використання схеми обмотки - $E_{p\Sigma}$ за умови, що пошук проведено тільки за двома ($E_{p\Sigma}$ та $\tau_{d\Sigma}$) параметрами. Це схеми з порядковими номерами 13 рядків у табл. 1, а на рис. 1 відповідні точки в напрямі осі абсцис розташовані зліва направо.

На рис. 2 зображено амплітуди нижчих шкідливих гармонік (у відсотках до основних гармонік) для обох кількостей пар полюсів.

На рис. 3 зображено найбільші амплітуди вищих шкідливих гармонік (у процентах до основних гармонік) для обох кількостей пар полюсів.

На рис. 4 зображено обмоткові коефіцієнти для обох кількостей пар полюсів.

Рис. 5 демонструє залежності співвідношень індукцій в повітряному проміжку електричного двигуна залежно від кількості пар полюсів та значення параметра C , який для представлених схем обмоток наведено у табл. 1.

Схеми з порядковими номерами 1 і 2 унікальні за додатковим критерієм $\tau_{d\Sigma}/E_{p\Sigma} = 7,99$, а — з № 4 за критерієм мінімальної суми максимальних шкідливих гармонік ($F_{n1} + F_{n2} + F_{n1} + F_{n2} = 3,72 + 5,58 + 8,65 + 3,91 = 21,86$) в обох кількостях пар полюсів.

У табл. 2 наведено конструктивні параметри схем обмоток, на підставі яких, з урахуванням параметра C (див. табл. 1) та ґрунтовних пояснень, наведених в [9], можемо спроектувати розгорнені схеми обмоток для усіх структур.

У процесі проектування електричних асинхронних машин змінного струму надзвичайно важливим є забезпечення оптимального співвідношення амплітуд магнітних індукцій в повітряному проміжку, що уможливило максимальне використання магнітопровода.

Таблиця 1 – Домінантні схеми обмоток (кількість пазів $z = 72$)

Загальні показники		Кількість пар полюсів $p_1 = 4$										Кількість пар полюсів $p_2 = 5$										Загальні показники				
№	NC	γ	K_{p1}	τ_{d1}	τ_{dH1}	E_{p1}	N_{H1}	F_{H1}	N_{B1}	F_{B1}	K_{p2}	τ_{d2}	τ_{dH2}	E_{p2}	N_{H2}	F_{H2}	N_{B2}	F_{B2}	$E_{p\Sigma}$	$\tau_{dH\Sigma}$	C	B_{p1}/B_{p2}				
1	2679	6	0,769	3,39	1,85	0,734	2	12,43	32	4,55	0,759	2,67	2,52	0,794	1	3,84	17	5,34	0,764	6,06	4,37	2	0,911			
2	1189	10	0,769	3,39	1,85	0,734	2	12,43	32	4,55	0,759	2,67	2,52	0,794	1	3,84	17	5,34	0,764	6,06	4,37	2	0,911			
3	3870	6	0,725	2,89	2,57	0,759	2	5,59	8	5,85	0,799	3,74	2,75	0,822	1	9,96	7	7,39	0,790	6,62	5,32	2	1,018			
4	4688	6	0,667	3,40	3,26	0,688	2	3,72	14	8,65	0,822	2,79	2,48	0,860	1	5,58	31	3,91	0,774	6,19	5,74	5	0,986			
5	4385	6	0,701	2,89	2,43	0,698	2	6,79	14	6,71	0,833	3,52	2,47	0,872	1	10,28	7	5,68	0,785	6,42	4,90	5	0,951			
6	1910	7	0,785	3,94	2,48	0,821	2	12,06	14	9,91	0,855	4,17	4,01	0,889	1	4,02	13	10,34	0,855	8,10	6,49	2	1,007			
7	3046	7	0,781	4,02	2,75	0,818	2	11,30	14	11,25	0,856	2,92	2,82	0,885	1	3,09	13	7,61	0,852	6,94	5,57	2	1,012			
8	1991	6	0,698	3,61	2,58	0,721	2	10,14	14	8,10	0,861	3,25	3,19	0,902	1	2,58	7	10,38	0,811	6,86	5,77	5	0,987			
9	1051	7	0,796	5,66	2,53	0,834	2	17,70	14	9,67	0,868	5,24	4,39	0,903	1	9,20	7	10,43	0,868	10,90	6,92	2	1,007			
10	232	8	0,824	8,33	3,40	0,849	2	22,20	14	12,01	0,877	8,23	4,67	0,919	1	18,88	13	11,39	0,884	16,56	8,06	2	0,983			
11	1991	8	0,794	5,49	4,18	0,831	2	11,46	14	14,03	0,878	3,96	3,85	0,900	1	3,35	13	9,65	0,866	9,45	8,03	2	1,021			
12	233	8	0,806	7,03	4,04	0,844	2	17,28	14	13,72	0,891	4,83	4,06	0,914	1	8,80	7	10,32	0,879	11,86	8,10	2	1,021			
13	1189	7	0,734	5,55	4,60	0,769	2	9,75	14	15,34	0,925	3,77	3,71	0,961	1	2,24	7	11,54	0,865	9,32	8,31	5	1,009			
14	ПАМ4	6	0,831	1,41		0,870	2	0	20	4,53	0,592	47,32		0,544	1	59,08	7	27,76	0,707	48,73		4	1,139			
15	ПАМ4	7	0,902	1,11		0,944	2	0	28	2,15	0,612	56,78		0,590	1	66,35	7	23,43	0,767	57,89		4	1,086			
16	ПАМ4	8	0,945	1,15		0,990	2	0	20	2,96	0,603	76,61		0,619	1	76,51	13	25,23	0,804	77,76		4	1,021			
17	ПАМ5	6	0,502	61,13		0,386	2	70,30	8	19,06	0,923	2,497		0,966	1	6,12	7	5,80	0,676	63,62		3	0,735			
18	ПАМ5	7	0,549	67,65		0,400	2	74,34	14	20,47	0,954	2,781		0,999	1	6,86	7	4,90	0,6995	70,43		3	0,701			
19	ПАМ5	8	0,571	72,11		0,598	2	79,49	14	21,22	0,941	2,638		0,863	1	7,84	7	3,74	0,730	74,75		1	1,142			

Таблиця 2 – Конструктивні параметри схем обмоток

NC	Кількість груп котушок у схемі обмотки	Номери груп котушок у половині фази (знак мінус вказує на реверс)	Чергування кількості котушок у групі (повторення шість разів)
232	24	1, -3, 6, -8,	1, 4, 4, 3, ...
233	24	1, -3, 6, -8,	2, 4, 4, 2, ...
1051	36	1, 3, -5, 10, -12, -14,	1, 1, 1, 4, 4, 1, ...
1189	30	1, -4, 7, -10, 13,	1, 4, 1, 3, 3, ...
1910	36	1, -3, -5, 8, -12, 16,	1, 4, 2, 1, 1, 3, ...
1991	36	1, -3, -5, 8, -12, 16,	1, 4, 1, 1, 2, 3, ...
2679	42	1, -4, -6, 10, -14, -16, 19,	1, 2, 4, 2, 1, 1, 1, ...
3046	42	1, -4, -6, 10, -14, -16, 19,	1, 1, 4, 1, 1, 2, 2, ...
3870	48	1, 3, -5, -7, 12, -16, -18, 22,	1, 1, 1, 4, 2, 1, 1, 1, ...
4385	48	1, 3, -5, -7, 12, -16, -18, 22,	1, 1, 1, 4, 1, 1, 2, 1, ...
4688	48	1, -5, -7, 10, 12, -16, 22, -27,	1, 1, 1, 2, 1, 2, 1, 3, ...
ПАМ4	24	1, -4, 7, -10	3,3,3,3,
ПАМ5	30	1, -4, 7, -10, 13,	3,2,3,2,2, ...

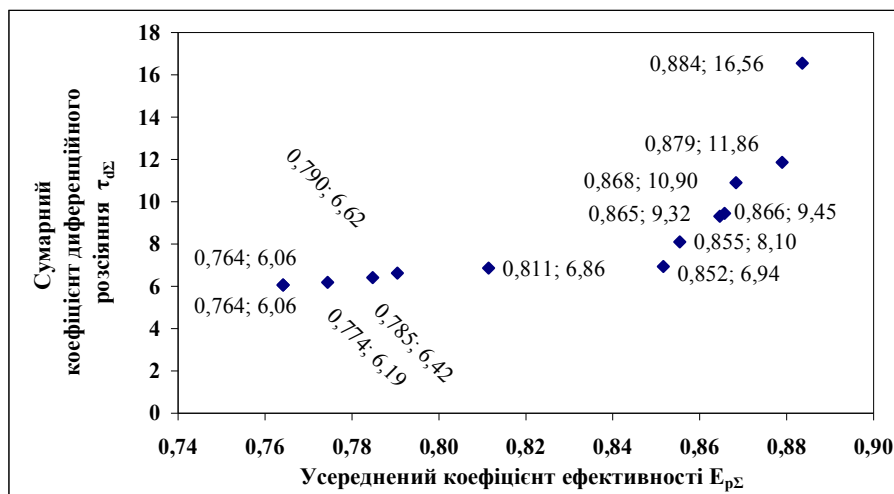


Рисунок 1 – Узагальнені показники схеми обмотки

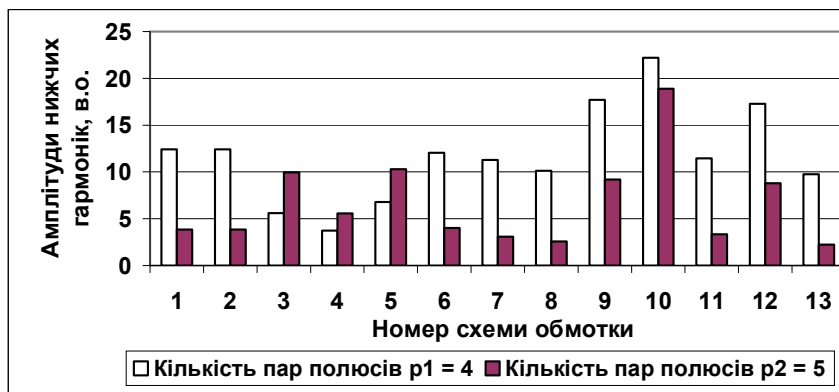


Рисунок 2 – Відносні амплітуди нижчих гармонік

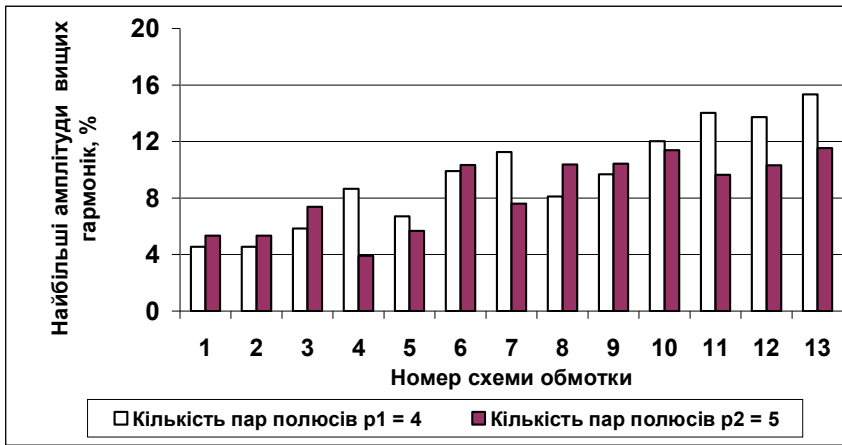


Рисунок 3 – Відносні найбільші амплітуди вищих гармонік

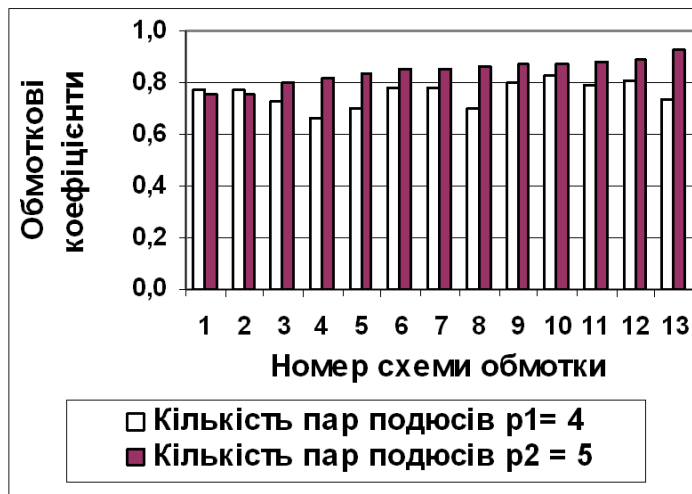


Рисунок 4 – Обмотковий коефіцієнти

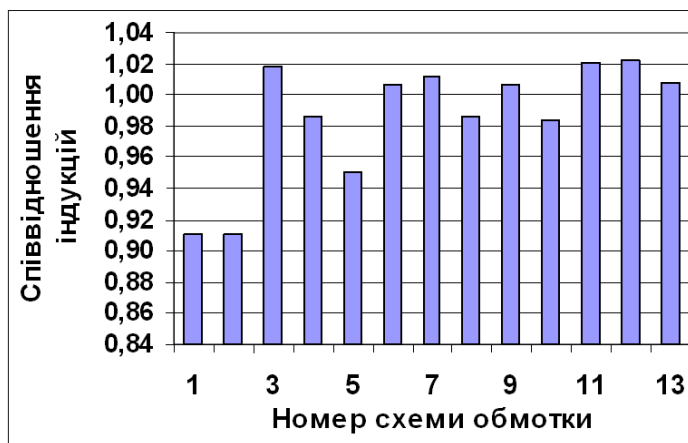


Рисунок 5 – Співвідношення індукцій B_{p1}/B_{p2}

На підставі рис. 5 можна уявити собі, який діапазон співвідношень амплітуд магнітних індукцій можливий для вибору різних структур схем обмоток. Такий підхід раніше практично був неможливим для дослідників. Єдиною варіацією для вирішення цієї проблеми були крок вкорочення обмотки та вибір схеми з'єднання фаз обмоток, що, практично, було серйозним обмеженням для пошуку оптимальних розв'язків. У нашому випадку проектування можна здійснювати з урахуванням й оптимальних співвідношень магнітної індукції.

Теорія повністю-амплітудної модуляції (ПАМ) [2], уможливило проектування схеми обмотки двошвидкісної електричної машини із заданим співвідношенням кількості пар полюсів, наприклад 4:5. Підставою для проектування може бути відома схема обмотки одношвидкісної електричної машини з кількістю пар полюсів $p_1 = 4$ (ПАМ4) або $p_2 = 5$ (ПАМ5).

Параметри петлевих схем обмоток, спроектованих за ПАМ [2] на підставі схем обмоток ПАМ4 та ПАМ5 наведено в рядках 14-19 табл. 1 та останніх двох рядках табл. 2.

Відмітимо, що спроектовані за теорією ПАМ схеми обмоток були вилучені програмно з проекту як не домінуючі. Ці схеми обмоток характеризуються найкращими параметрами для кількості пар полюсів, на підставі яких вони спроектовані, та дуже поганими показниками для кількості пар полюсів, на які можна перемикаєти схему, наприклад, амплітуди максимальних шкідливих гармонік під час перемикаєння за ПАМ4 (див. рядки 14-16 табл.1) є в діапазоні 59,08 % - 79,49 %, коефіцієнти диференційного розсіяння відповідно 48,73 % - 77,76 %. Відповідні показники для схем обмоток (див. рядки 1-13 табл.1) для амплітуд максимальних шкідливих гармонік: 8,65% - 22,2% (тобто менші в 9,189 - 2,661 разів), а для коефіцієнтів сумарного диференційного розсіяння: 6,06 - 16,56 (отже менші в 12,83 - 2,94 разів). За цими показниками всі схеми обмоток (див. рядки 1 - 13 табл. 1) кращі від схем, створених на підставі ПАМ (див. рядки 14 - 19 табл. 1).

Є можливість покращити показники наведених вище двошарових схем обмоток двошвидкісних електричних машин змінного струму, якщо замість петлевих двошарових схем обмоток застосувати концентричні двошарові схеми обмоток з різною кількістю провідників у секціях, що визначені на підставі мінімізації коефіцієнта $\tau_{\Sigma 2}$, та однакової кількості провідників у пазах.

Продемонструємо покращення показників деяких схем обмоток, наведених у табл. 1, за допомогою демонстрації параметрів деяких оптимізованих схем обмоток у табл. 3. Оптимізацію здійснимо за рахунок зміни витків у кожній котушці обмотки таким чином, щоб кількість витків в усіх пазах була константою (наприклад, рівною 20).

На підставі аналізу даних табл. 3 можемо стверджувати, що оптимізація на підставі зміни кількості витків у котушках схем обмоток призводить до покращення показників $\tau_{\Sigma 2}$ не опти-

мізованих схем обмоток. Наприклад, для схеми NC2679 показник зменшився в $6,06/5,59 = 1,084$ раз, для ПАМ4 - в 2,901 раз, для ПАМ5 - 4,06 раз. Максимальна амплітуда шкідливої гармоніки (на обох швидкостях роботи асинхронного двигуна) для оптимізованої схеми обмотки NC2679 дорівнює 8,24%, для ПАМ4 - 29,95%, для ПАМ5 - 23,12%. Зауважимо, що усереднений крок вкорочення схеми обмотки у в NC2679 дорівнює 6, для ПАМ4 - 8,136, для ПАМ5 - 7,664. Зменшення значення у призводить до зменшення втрат електроенергії у двигуні. За цим показником та амплітудами шкідливих гармонік схема NC2679 - найкраща.

ВИСНОВОК

1. З наведеного вище аналізу даних таблиць 2 та 3 й дослідження графіків, зображених на рисунках 1 ÷ 5, можемо констатувати:

- якщо найкращі значення створені на підставі ПАМ критеріїв для однієї кількості пар полюсів, то для іншої кількості пар полюсів ці ж значення можуть бути найгіршими, це стосується, зокрема, коефіцієнтів диференційного розсіяння та максимальних амплітуд шкідливих гармонік;

- вибір оптимальної схеми обмотки значною мірою залежатиме від співвідношення часу роботи на кожній зі швидкостей (у цьому випадку бажано змінити формулу визначення сумарного коефіцієнта ефективності), необхідних номінальних потужностей чи моментів та вимоги забезпечення максимальної ошадності енергетичних ресурсів;

- існують схеми з мінімальними у відносному значенні амплітудами шкідливих гармонік за умови дещо зменшених значень коефіцієнтів ефективності порівняно з їх оптимальними величинами, що можна було б перефразувати таким чином: за одночасне одержання понижених амплітуд шкідливих гармонік в обох кількостях пар полюсів необхідно "платити" зменшенням усередненого коефіцієнта використання.

2. Запропонований алгоритм є фундаментальним та єдиним для пошуку всіх можливих варіантів створення двошвидкісних симетричних двошарових схем обмоток електричних машин змінного струму оскільки уможливорює одержання всіх відомих та невідомих схем обмоток електричних машин змінного струму з кількістю виводів 6 або 9 (9 виводів для значення $C = 5$).

3. Наведені основні характеристики схем обмоток електричних машин змінного струму та їх конструктивні параметри уможливають створення оптимальних двошвидкісних електроощадних асинхронних двигунів для різних специфічних електроприводів з урахуванням їх особливостей.

4. У подальшому, за допомогою математичного моделювання у процесі проектування й експериментальних досліджень електричних асинхронних двигунів необхідно виявити найефективніші схеми обмоток для конкретних умов їх застосування.

Література

1 Dahlander R. Drehstrommotoren mit variabler polzahl / Rob. Dahlander // ETZ. -1897. -№ 18. - S. 257-259.

2 Rawcliffe G.H. Induction motor speed-changing by pole-amplitude modulation / G.H. Rawcliffe, R.F. Burbidge, W. Fong // Proc. IEE. - 1958. 105a. -№ 22. -P.411-419.

3 Rawcliffe G.H. Speed changing induction motors: father developments for pole-amplitude modulation / G.H. Rawcliffe, W. Fong // Proc. IEE. 1960. -107a. -№ 36. -P.513-528.

4 Дегтев В.Г. Сдвиг модуляционной волны при построении двухскоростных обмоток методом полюсно-амплитудной модуляции / В.Г. Дегтев, И.Н. Радимов // Электромашиностроение и электрооборудование. - 1973. - Т. 16. - С.87-96.

5 Захаров М.К. Сравнительная оценка образования многоскоростных обмоток методом амплитудного и фазного модулирования / М.К. Захаров, И.Н. Радимов, В.Г. Дегтев // Электричество. - 1977. - Т 2. - С. 70-81.

6 Дартау А.А. Общая методика составления схем многофазных двухскоростных обмоток / А.А. Дартау // Электричество. - 1970. - Т. 3. - С. 43-47.

7 Гаврилюк Р.Б. Множество неэквивалентных симметричных токовых слоев машин переменного тока / Р.Б. Гаврилюк // Электромеханика. - 1989. - Т. 7. - С. 28-35. (Изв. высш. учебн. завед).

8 Гаврилюк Р.Б. Множини структур схем обмоток електричних машин змінного струму / Роман Гаврилюк – Івано-Франківськ: Видавничий центр Львівського національного університету імені Івана Франка, 2003. - 396 с. - ISBN 978 966-694-093-6.

9 Гаврилюк Р.Б. Схеми симетричних трифазних двошарових обмоток з перемикуванням кількості пар полюсів у співвідношенні 1:2 (кількість пазів $z = 24$) / Р.Б. Гаврилюк // Промелектро. - 2007. - № 5. - С. 21-28.

10 Такахаси Т. Современные асинхронные двигатели с переключением числа полюсов : перевод № 3030 / Т. Такахаси , Ё. Цудзи ; пер. с япон. Р.Г. Голубевой; - Торгово-пром. палата СССР, Свердл. отд-ние, Бюро переводов. - Свердловск, 1982. - 17 с. Источник : Денки Гаккай дзасси (япон. журн.). - 1980. - Т.100, №12. - С.1143-1150.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
11.02.10*

*Рекомендована до друку
за результатами Міжнародної конференції
професором Костишиним В.С.*

Наука — виробництву

УДК 550.341

ПРОБЛЕМА ВИКОРИСТАННЯ ГІДРОТЕРМАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ ЗЕМЛІ ЯК АЛЬТЕРНАТИВИ ВУГЛЕВОДНЕВИМ ДЖЕРЕЛАМ ЕНЕРГОНОСІВ В УКРАЇНІ

О.О.Орлов, В.Г.Омельченко

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40155

e-mail: ovg eo@n ung. edu. ua

Коротко описуються геотермічні критерії, якими характеризується тепловий режим Землі. Наводиться інформація про заміряні температури в свердловинах по всій території України, яка зіставляється з розподілом інтенсивності теплового потоку Землі на території України. Розглядаються методи використання петротермальної і гідротермальної енергії в адміністративних областях України.

Ключові слова: земля, геотермічні критерії, тепловий режим, гідротермальна енергія.

Кратко рассматриваются геотермические критерии, характеризующие тепловой режим Земли. Приводится информация о замерах температур в скважинах по всей территории Украины, которые сопоставляются с данными о распределении интенсивности теплового потока Земли на территории Украины. Рассматриваются методы использования петротермальной и гидротермальной энергии в административных областях Украины.

Ключевые слова: земля, геотермические критерии, тепловой режим, гидротермальная энергия.

Geothermal criteria characteristic to the thermal conditions of the Earth are shortly described. Given are the data about measured temperatures within the boreholes on the whole territory of Ukraine which are compared with the distribution of the rate of the Earth heat flux on the territory Ukraine. The methods of petrothermal and hydrothermal power application in the administrative regions of Ukraine are considered.

Keywords: Earth, geothermal criteria, rate, hydrothermal power.

Поверхневі джерела термальних вод, а також пластові термальні води, що залягають в осадовій оболонці земної кори, використовувалися людством ще до початку нашої ери. Відомо, що термальні води із джерел і колодязів застосовувалися в давньому Римі для обігрівання штучних басейнів і лазень вельможних патриціїв. І у наш час у деяких областях Італії використовують термальні пластові води в побутових і, навіть, промислових цілях, яскравим прикладом чого може бути експлуатація родовища високотемпературних вод Лардерелло в області Тоскано, де ще в минулому столітті видобували пару, на якій працювала побудована електростанція потужністю 200 тис. кВт на рік. У Каліфорнії (США) в районі розвитку гейзерів споруджені електрогенератори виробляють електроенергію сумарною потужністю понад 400 тис. кВт на рік. Можна навести також приклади промислового використання енергії термальних вод у Новій Зеландії та в інших країнах.

Не зважаючи на те, що Україна володіє значним енергетичним потенціалом підземних термальних вод, про що свідчать прямі заміри

температур у пробурених свердловинах в усіх трьох нафтогазоносних регіонах (Західному, Східному і Південному) проблема використання гідротермальних ресурсів як першочергове завдання тут до даного часу не розглядається. Замість серйозного вирішення вказаної проблеми державні чиновники радять обігрівати житлові та службові будівлі шляхом спалювання соломи, деревинних відходів (стружки, із якої виробляють чудовий будівельний матеріал - плити ДСП) та, навіть, деревини. Так, наприклад, у місті Івано-Франківську на початку опалювального сезону 2009-2010 року перед телекамерою для державного чиновника спалили зібрану із наколишніх населених пунктів солому і деревинну стружку в такій кількості, що потім цілий місяць у магазинах не було в продажі ДСП. Не можна також переводити опалення будинків і, особливо промислових будівель, на вугілля. Ми живемо у ХХІ, а не у ХVІІІ столітті, коли в Україні можна було зустріти спорадично тільки кузні та дуже малі (що тільки виникали) індустріальні установи, які спалювали вугілля в дуже малому об'ємі, що на той час ще не могло значною мірою за-

бруднювати атмосферу. До речі, вугілля є дуже цінною сировиною для багатьох галузей промисловості.

Одним із перспективних екологічно чистих і вигідних енергетичних джерел, альтернативних вуглеводневому і вугільному паливу в Україні є, безумовно, теплова енергія термальних вод.

Ще наприкінці ХІІІ століття геологами було встановлено, що температура в надрах осадової оболонки Землі з глибиною зростає і залежить від геологічної будови району. Для того, щоб оцінити зростання температури, були введені поняття "геотермічного ступеня" і "геотермічного градієнта". Геотермічний ступінь (G) – це віддаль по вертикалі в метрах, що відповідає збільшенню температури на 1°C . Геотермічний ступінь на глибині (H) визначається за формулою:

$$G = (H - h) / (T - t),$$

де: h – товщина поверхневого шару (в метрах), нижче якого температура з глибиною закономірно зростає, t – середньорічна температура у певному районі або області. Середнє значення геотермічного ступеня в земній корі у світі дорівнює 33 м на 1°C . Геотермічний градієнт – це величина обернена до геотермічного ступеня, тобто це – кількісне значення температури в градусах за Цельсієм, що змінюється на 100 м зміни глибини. В середньому у світі геотермічний градієнт дорівнює $3,33^{\circ}\text{C}$ на 100 м.

За даними геотермічних досліджень не можна вважати, що температура (як це спостерігається з глибиною у верхніх шарах земної кори) так само зростає і в її нижніх шарах, а також у глибинних оболонках планети. Наведемо такі розрахунки [12]. Радіус Землі вздовж великої осі дорівнює 6377397 м. Якщо вважати, що збільшення температури відбувається закономірно однаково по всьому радіусу Землі згідно закономірності збільшення G , то в центрі земної кулі температура мала б бути 193254°C . Це неможливо, адже земна куля не витримала б такої температури і перетворилася на газоподібну речовину. Відомо, що навіть на поверхні Сонця, згідно з астрофізичними дослідженнями, температура не перевищує 900°C . Закономірне збільшення температури, відповідно геотермічного ступеня, пов'язане з радіоактивним шаром Землі, товщина якого дорівнює, згідно з дослідженнями В.Г.Хлопіна 91км [19]. Вважається, що геотермічний ступінь нижче сіалічної оболонки різко збільшується і температура в напрямку до центру Землі, починаючи з покривлі сімачної оболонки, підвищується дуже повільно і в центрі Землі не повинна перевищувати $2000-4000^{\circ}\text{C}$. За В.О. Магницьким, на глибині 100 км температура дорівнює приблизно 1300°C . Тому вважається, що геотермічний ступінь, встановлена для верхніх шарів земної кори, зберігається до глибини близько 20 км. Нижче збільшення температури сповільнюється [17, 19].

У верхніх шарах земної кори встановлена наявність занижених значень геотермічного ступеня по відношенню до середньої її величи-

ни по світу в межах міжгірських і передгірських прогинів, де гірські породи знаходяться в умовах тектонічних напружень (геотермічний градієнт відповідно збільшується). Те саме спостерігається в районах розвитку магматичних і вулканічних процесів. В межах стабільних платформ і, особливо, на щитах геотермічний ступінь збільшується, а геотермічний градієнт зменшується (за даними Д.І.Дьяконова - до $0,9-0,6^{\circ}\text{C}$ на 100м).

Що стосується природи тепла Землі, то щодо цієї проблеми існує багато теорій і гіпотез. Але з впевненістю можна сказати, що походження тепла Землі пов'язане як з екзогенними, так і з ендегенними процесами. Насамперед, слід зазначити, що Земля постійно одержує теплову енергію від Сонця, яка за межами земної атмосфери оцінюється у $2 \text{ кал}/60 \text{ сек}$ на $0,01 \text{ м}^2$ [3]. Одна частина цієї енергії відбивається, а інша - поглинається атмосферою, ґрунтом та поверхневими, не глибоко зануреними шарами корінних порід осадової оболонки Землі, а також поверхневими водами, частина яких може мігрувати у низ тектонічними розломами, де відбувається їх каптаж у підґрунтових пластах з аномально низькими пластовими тисками, які ми називаємо п'єзомінімумами. Існує також астрономічна гіпотеза про виділення тепла в космосі за рахунок ущільнення небесних тіл і взаємопритягання космічних матеріальних частинок, що також обумовлює поступлення певної кількості тепла на Землю [3]. Має право на існування також гіпотеза, за якою природа теплових процесів у надрах Землі пов'язана з поступовим її застиганням [1, 21]. Крім того, значна кількість авторів достатньо обґрунтовано вважає, що в земній корі відбувається розігрівання гірських порід за рахунок складкоутворюючих процесів, а також в результаті рухів великих блоків гірських порід у різних напрямках (фрикційний ефект) за яких механічна енергія переходить у теплову [10,16]. Крім вказаного на даний час одержано результати наукових досліджень осадової оболонки земної кори, які свідчать про суттєву роль магматичних процесів і вулканізму, а також впливу їх на фізико-хімічне перетворення гірських порід, за яких виділяється тепло. Впливають і висхідні рухи гарячих ювенільних вод по тектонічних розломах та сублатеральних переміщень пластових вод у проникних товщах осадової оболонки Землі, за яких розігріваються вищезалігаючі товщі гірських порід.

Але на даний час більшість вчених в галузі геотермії надають перевагу у вивченні проблеми походження тепла Землі постійно діючим радіоактивним процесам, які є головними причинами теплових потоків Землі. Астрогеологи приділяють також велику увагу гравітаційним конвекційним потокам (переміщенням) мантії речовини у підкорових оболонках Землі [1].

Головними фізичними критеріями, що характеризують теплові процеси в надрах Землі і застосовуються при розрахунках, окрім розглянутих вище геотермічного ступеня та геотермічного градієнта, є температура гірських порід,

теплота (тепловий потік), теплоємність і теплопровідність. Температура вимірюється за шкалою Цельсія, вихідними значеннями якої є 0°C і 100°C , що відповідають точкам замерзання і кипіння прісної води. Початкова позначка температури, що відповідає мінімальному її значенню, нижче якої вона опуститися не може та котра Кельвіном названа "абсолютним нулем" (0°K), дорівнює мінус $273,15^{\circ}\text{C}$. Теплота (тепловий потік) Землі вимірюється в калоріях. Одна калорія – це кількість теплоти, необхідна для нагрівання $0,001$ кг прісної води на 1°C (прийнято від $14,5^{\circ}\text{C}$ до $15,5^{\circ}\text{C}$). У практичних розрахунках частіше застосовують "велику" калорію (ккал), що дорівнює 1000 калорій.

Теплоємність того чи іншого матеріального тіла дорівнює кількості теплоти, що необхідна для збільшення його температури на 1°C . Наприклад, теплоємність граніту дорівнює $0,155$ кал., вапняку - від $0,16$ до $0,23$ кал., пісковиків - від $0,19$ до $0,22$ кал. Питому теплоємність одержують із добутку величини теплоємності матеріального тіла на величину її густини [3]. Теплопровідність матеріального тіла - це властивість передавати теплову енергію без переміщення тіла і без променевого теплообміну. В металічних кристалах механізмом теплопровідності є передавання енергії електронами в матеріальних тілах, а якщо тіла володіють властивостями діелектриків, то теплопровідність, в основному, пов'язана з енергією коливань зв'язаних вузлів молекулярної ґратки тіла. Теплопровідність, як правило, виражається в позасистемних одиницях $\{\text{кал/сек}\cdot\text{см}^2 \times \text{температурний градієнт } (^{\circ}\text{C/см}), \text{ або ккал/год} \times \text{м}^2 \times \text{температурний градієнт } (^{\circ}\text{C/м})\}$ [20].

Передавання теплоти в Землі здійснюється трьома головними способами:

- контактним (кондуктивним) шляхом, коли передавання теплоти проходить від більш нагрітої до менш нагрітої матеріальної частинки;
- механічним (конвективним), шляхом переміщення нагрітих матеріальних частинок газу або рідини;
- променевим теплообміном, електромагнітним опромінюванням матеріальних тіл, яке проявляється при їх порівняно значному нагріванні. Наприклад, при нагріванні певних силікатних гірських порід до $200\text{-}300^{\circ}\text{C}$ променевий теплообмін в осадовій оболонці земної кори відіграє не меншу роль, ніж кондуктивне перенесення теплоти. Для малих температур ефект променевого теплообміну проявляється тільки в умовах вакууму [3].

Гідротермальні води зосереджені в гірських породах, що володіють колекторськими властивостями (піски, пісковики, органогенні вапняки, тріщинуваті хемогенні вапняки і доломіти). Їх накопичення (поклади і родовища) формуються в пастках різного типу (пластових склепінних, пластових тектонічно екранованих, літологічно обмежених, стратиграфічно обмежених та інших). Значну роль у формуванні, і, особливо, збереженні в них тепла, відіграють покришки з низькими значеннями питомої теплопровідності. За Ж. Гогелемю [3] питома теп-

лопровідність гірських порід (n) складає ($n \cdot 10^{-3}$ кал/сек $\cdot\text{см}^2$ за температурного градієнту в 1°C/см): крейда – $2,2$; сланець (метаморфізований аргіліт) – $2,0\text{-}4,0$; граніт – $5,7$; вапняк – $5,0\text{-}7,0$, мармур – $7,5$; доломіт – $10,0$; дуніт – $12,0$; кварцит – $13,0$; кам'яна сіль (галіт) – $27,0$.

При тектонічному порушенні порід покришок в рухомих зонах Землі, у випадку їх малої товщини і малих глибин залягання природних резервуарів, насичених термальними водами, формуються гейзери, тобто виходи термальних вод (часто мінералізованих) на денну поверхню.

При високій аномальності тиску висота гейзерових фонтанів може сягати понад 5 метрів. Із гейзерових вод дуже часто відкладається мінеральна речовина, в результаті чого на поверхні формуються екзотичні форми евапоритів. З часом гейзери, після втрати своєї пластової енергії, можуть "згасати". Якщо у водоносний пласт гейзера тектонічними розривами здійснюється надходження гарячих вод із залягаючих нижче флюїдоносних шарів або здійснюється підтікання гарячих вод за рахунок надходження вод із залягаючих нижче ділянок пласта водонапірної системи, то гейзери перебувають у "робочому стані" дуже довгий час. Нам довелося спостерігати такі геологічні феномени в горах Атласу, в районі міста Хамман-Маскутин (Алжир), де із мінералізованих вод існуючих в минулому гейзерів відкладалися евапорити у вигляді конусів висотою $1\text{-}2$ метри. Форма їх подібна до копиці складеного сіна у сільських районах Передкарпаття (рис. 1), а на схилах горбів у рельєфі місцевості екзотичних натічних форм із кальцитового матеріалу (CaCO_3) – (рис. 2). Гейзери (як діючі, так і "затухлі"), природа яких пов'язана з гідротермальними водами, відомі в Росії (п-в Камчатка), США (Іеллоустонський парк), Ісландії, Новій Зеландії.

Розглянемо температурні умови розкритих свердловинами відкладів осадової оболонки Землі і насичуючих їх флюїдів на території України.

Найбільш сприятливі температурні умови в осадових відкладах існують на заході України в Закарпатському прогині, а також на півдні України на Скіфській плиті та в Індольському прогині, де середні значення геотермічного ступеня знижуються відповідно до $17,5\text{ м/}1^{\circ}\text{C}$ (Русько-Комарівське газове родовище) і до $15,3\text{ м/}1^{\circ}\text{C}$ (Глібівське газове родовище). Геотермічні градієнти в цих родовищах відповідно збільшуються до $4,76^{\circ}\text{C}$ і $4,17^{\circ}\text{C}$ на 100 м. В порівнянні з середнім значенням геотермічних характеристик по світу у вказаних регіонах України температурні умови можуть вважатися аномальними. Дані про середньорічні температури повітря (t), товщини шару з постійною температурою ($h_{\text{ном}}$) і розраховані геотермічні ступені для всіх нафтогазоносних регіонів України наводяться в таблиці 1. Методика визначення аномальності температурних умов наводиться в [11, 13].



Рисунок 1 – Евапорити, що утворились від гейзерів на околиці міста Гюельма Маскутін (фото О.О.Орлова [14])



Рисунок 2 – Екзотичні евапоритові натічні форми [14]

Таблиця 1 – Температури і геотермічні ступені у природних резервуарах в нафтогазоносних областях України (за О.О.Орловим [1980, 1982, 2009])

Родовище, площа	Глибина Н, м	Заміряна температура в пласті, °С на глибині Н	Геотермічний ступінь на глибинах Н	Коефіцієнт аномальності початкового пластового тиску, K_a
1	2	3	4	5
п. 1.1 Закарпатський прогин				
Русько-Комарівське (газове)	1019	68,0	17,5	1,15
-//-	1663	94,0	19,8	1,20
Станівське (газове)	300	37,0	17,5	1,21
Королівське (газове)	710	48,0	18,7	1,07
Солотвинське (газове)	1340	49,0	34,3	1,09
-//-	1530	55,0	33,9	1,11
Дібровське (газове)	1492	91	18,4	1,14
Мартівське (CO ₂)	600	38	21,2	1,00
-//-	900	50	22,5	1,00

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5
Грушевська площа	1000	52	23,7	1,00
-//-	3170	124	27,8	1,04
Буштинська площа	450	33	19,4	1,38
-//-	1530	102	16,6	1,14
Тереблянська площа	500	28,7	26,7	1,2
-//-	1000	59,3	20,3	1,2
Середнє значення геотермічного ступеня у межах досліджуваних глибин становить для Закарпатського прогину 22,5 м на 1°C за $h_{\text{пост}}=3$ м і $t = 10^\circ\text{C}$				
п. 1.2 Внутрішня зона Передкарпатського прогину і Скибової зони Карпат				
Старо-Самбірське	3460	89	43,2	1,34
Бориславське	2350	64	42,7	1,37
Орів-Уличнянське	3767	93	43,8	1,15
Стинявське	3785	102	40,7	1,08
Північно-Долинське	3255	80	43,1	1,04
Долинське	2303	66	40,4	1,27
Долинське	3204	76	47,8	1,18
Космацьке	2950	86	38,3	1,23
Росільнянське	3002	75	45,4	1,3
Гвіздецьке	1457	38,85	48,7	1,9
-//-	1690	41,85	51,4	1,8
-//-	1919	46,85	51	1,7
-//-	1985,5	47,5	51,5	2,02
Пнівське	2390	57	49,7	—
Битківське	2475	48	63,3	1,12
площа Луги, св.№1	3000	78	43,4	—
площа Луги, св.№1	4000	100	43,9	—
площа Луги, св.№1	5000	120	45,0	1,72
площа Луги, св.№1	6000	140	45,7	1,61
Пл. Шевченково, св.№1	4000	102	42,0	1,48
-//-	5000	121	43,8	1,50
-//-	6000	140	45,8	1,55
-//-	7000	140	26,5	1,55
Середнє значення геотермічного ступеня у межах досліджуваних глибин становить для Внутрішньої зони прогину і Скибової зони Карпат 42,2 м на 1°C за $h_{\text{пост}} = 3$ м і $t = 9^\circ\text{C}$				
п. 1.3 Зовнішня зона Передкарпатського прогину				
Залужанське	2075,5	65	37	1,08
Пинянське	2058	64	37,4	1,17
Садковицьке	1345	37	47,9	0,87
Кавське	851	33	35,3	0,9
Мединицьке	1393	59	27,8	0,98
Більче-Волицьке	1116	42,7	33	0,95
Угерське	1091	39	36,3	0,93
Косівське	792	26	46,4	0,90
Ковалівсько-Черешенське	2025	66	35,5	0,91
Великомостівська площа	2394	60	46,9	1,04
Середнє значення геотермічного ступеня у межах досліджуваних глибин становить для Зовнішньої зони 38,4 м на 1°C за $h_{\text{пост}} = 3$ м і $t = 9^\circ\text{C}$				

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5
п. 1.4 Львівський палеозойський прогин Волино-Подільської плити				
Великомостівське	2330	60	45,6	1,04
Локачівське	815	23	40,3	1,04
-//-	860	27	45,1	1,10
-//-	910	29	45,4	1,05
Середнє значення геотермічного ступеня у межах досліджуваних глибин становить для Львівського палеозойського прогину Волино-Подільської плити 44,1 м на 1°C за $h_{ном} = 3\text{ м}$ і $t = 9^\circ\text{C}$				
п. 1.5 Дніпровсько-Донецька западина				
Монастирищенське	3355	97	37,6	1,10
Прилуцьке	1602	63	29,1	1,16
Мільковське	3000	89	36,9	1,03
Лесяківське	1850	48	46,1	1,02
Богданівське	2495	85	31,9	1,09
Гнідинцівське	1730	45	46,6	1,02
Великобубнівське	3105	95	35,6	1,02
Чижівське	3750	105	38,6	1,07
Глинсько-Розбишівське	3748	101	40,2	1,13
Новотроїцьке	3400	87	42,9	1,04
Чорнухинське	2957	84	38,8	1,00
Рибальське	3384	91	40,7	1,17
Малосорочинське	2257	79	31,7	1,06
Потічанське	1720	59	33,6	1,03
Лиманське	1700	54	36,8	1,00
Зачепилівське	1350	36	48,0	1,10
Машівське	4060	108	40,5	1,11
Опішнянське	3695	101	39,6	1,22
Солохівське	3120	88	38,9	1,20
Новогригорівське	2000	70	32,1	1,00
Перещепинське	2640	75	39,3	1,02
Східно-Новоселівське	1922	53	42,6	1,01
Миколаївське	2693	94	32,7	1,02
Західно-Соснівське	3676	78	52,4	1,07
Шебелинське	2430	64	43,3	1,15
Мирлобівське	2420	73	37,1	1,04
Голубівське	984	31	42,6	1,05
Левенцівське	750	30	33,9	1,02
Західно-Хрестищенське	3400	76	49,9	1,18
Мелехівське	3100	72	45,5	1,19
Верхньоланнівське	3400	74	51,4	1,18
Західномедведицьке	3190	75	47,5	1,26
Кременівське	2215	64	39,4	1,10
Волохівське	3060	83	40,7	1,02
Краснопопівське	2311	92	27,4	—
Борівське	1510	55	35,0	1,02
Вергунське	1165	35	43,0	1,05
Вільхівське	1669	57	33,9	1,05
Середнє значення геотермічного ступеня у межах досліджуваних глибин становить для ДДЗ 39,5 м на 1°C за $h_{ном} = 4\text{ м}$ і $t = 8^\circ\text{C}$				

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5
п. 1.6 Скіфська плита (Крим) і Індольський прогин (Керченський півострів)				
Чорноморське (Скіф. плита)	2144	108	21,9	0,51
Карлавське -//-	3342	131	27,6	0,99
Краснополянське -//-	1096	61	21,6	1,00
Західно-Октябрське -//-	3380	107	34,9	1,19
Октябрське -//-	2709	95	31,9	1,10
Міжводненська пл. -//-	225	25	15,3	0,84
Кіровське -//-	987	67	17,4	0,94
Глібівське -//-	918	60,25	15,3	1,19
-//- -//-	1090	63,5	20,5	1,00
Джанкойське -//-	545,5	36	21,2	1,14
Стрілкове -//-	475	28	26,8	0,99
Мошкарівське (Ін-дол. прогин)	1767	80	23,7	1,52
Куйбишевське -//-	2133	95	25,2	1,88
Малобабченське -//-	272	20,8	25,4	—
Середнє значення геотермічного ступеня у межах досліджуваних глибин становить для Північного Криму і Керченського півострова 23.5 м на 1°C за $h_{\text{пост}} = 2$ м і $t = 10.4^\circ\text{C}$				
п. 1.7 Передобрудзький прогин				
Східно-Саратське	2630	-	-	1,0
Жовтоярське	3100	78	45.5	1,1
Середнє значення геотермічного ступеня у межах досліджуваних глибин становить для Передобрудзького прогину 22.8 м на 1°C за $h_{\text{пост}} = 3$ м і $t = 10^\circ\text{C}$				

Як видно із таблиці 1 (п.1.1), у Закарпатському прогині найбільш високі температури в пробурених свердловинах зафіксовані у розрізах Русько-Комарівського газового родовища (Мукачівська западина) та Королівського і Дібрівського газових родовищ (Солотвинська западина).

Температурні умови в Закарпатському прогині ймовірно пов'язані з проявами в недавньому геологічному минулому магматичних і вулканічних процесів. У надрах Закарпатського прогину мало місце застигання магматичних інтрузивних тіл порід, що спостерігається в неоген-палеогенових відкладах розрізу Русько-Комарівського родовища газу [6]. Крім цього, в Закарпатському прогині відклалися в неогеновий час вулканогенні осади, представлені дацитовими і ріоліт-дацитовими туфами та туфитами, які сприяють збереженню високих температур та аномальності пластових тисків у деяких природних резервуарах. Подібну роль в неогенових відкладах Закарпатського прогину відіграють, ймовірно, і відклади солі.

За дослідженнями Р.І.Кутаса [7, 8, 9] і узагальнених даних Ю.З.Крупського в Закарпатському прогині тепловий потік є максимальним в Карпатському регіоні, де він перевищує величину 2 Мккал/0,01м²·сек, в той час, як у складчастих Карпатах він зменшується до 1,2 Мккал/0,01м²·сек. Подібні значення теплового потоку існують в Словенській, Панонській і Трансільванській западинах [6].

На карті теплового поля України, складеної В.В.Гордієнко (рис.3 [4]), інтенсивність те-

плогового потоку в Закарпатській западині в західному напрямку від міста Ужгород сягає понад 90 МВт/м². У східному напрямку від Закарпатської западини інтенсивність теплового потоку поступово зменшується, і в зоні Кросно, Скибовій зоні Карпат та у Внутрішній зоні Передкарпатського прогину величини інтенсивності теплового потоку коливаються в межах 50-70 МВт/м², сягаючи максимальних величин на ділянці Мармарошського масиву в районі міста Рахів, та на не великій ділянці в північно-західній частині зони Кросно і в районах міст Львів та Чернівці (60-70 МВт/м²), а також в районі с. Великі Мости Львівського палеозойського прогину Волино-Подільської плити (50-60 МВт/м²).

Заміряні початкові пластові тиски в свердловинах Закарпатського прогину (див. табл. 1, п.1.1) як правило є підвищеними. Максимальні коефіцієнти аномальності початкового пластового тиску (Ка) становлять 1.20 (Русько-Комарівське родовище, глибина 1663 м); 1.21 (Станівське родовище, глибина 300 м); 1.38 (Буштинська площа, глибина 450 м). На нашу думку, це може бути обумовлено тут не тільки тектонічними причинами, але і діючими тепловими потоками. Підвищена аномальність пластових тисків у природних резервуарах Закарпатського прогину сприятиме експлуатації покладів термальних вод фонтанним способом і подальшому транспортуванню їх до споживача.

Використання термальних вод із пробурених свердловин на родовищах, які обводнилися, а також свердловин, які, можливо, необхід-

но пробурити з метою розкриття покладів термальних вод, значно скоротить використання природного газу для опалення будинків і промислових підприємств у Закарпатській адміністративній області України.

В інших західних нафтогазоносних зонах України, а саме: в Скибовій зоні Карпат, Внутрішній та Зовнішній зонах Передкарпатського прогину інтенсивність теплового потоку в порівнянні із Закарпатським прогином за даними [4] зменшується.

Але заміряні температури в свердловинах вказаних областей свідчать про підвищені температурні умови природних резервуарів, насичених нафтою, газом і водою. При цьому у Внутрішній зоні Передкарпатського прогину завдяки інтенсивній дії тектонічних складкоутворюючих сил [11, 12, 14] майже всі флюїдоносні природні резервуари характеризуються високими коефіцієнтами аномальності початкових пластових тисків (див.табл.1, п.1.2). Найбільші з них в надрах родовищ: Гвіздецького (2.02, глибина 1985,5м); Бориславського (1.37, глибина 2350м); Росільнянського (1.30, глибина 3002м), на площах Луги і Шевченково (відповідно 1.72 і 1.55, на глибинах 5000-6000м). Високі пластові тиски флюїдів у природних резервуарах Внутрішньої зони Передкарпатського прогину сприятимуть транспортуванню їх на денну поверхню і відтак трубопроводами до споживача.

Температурні характеристики флюїдоносних природних резервуарів Зовнішньої зони Передкарпатського прогину представлені в таблиці 1-п.1.3. Визначені K_a початкових пластових тисків в природних резервуарах цієї області нижчі ніж у Внутрішній зоні Передкарпатського прогину, оскільки ця зона є вже платформним схилом Східно-Європейської платформи і складена консолідованими мезопалеозойськими і більш древніми породами, які не піддавалися інтенсивному складкоутворенню під час Альпійського тектогенезу. Але в цій зоні відкрито вже велика кількість водоносних і газоносних природних резервуарів у сарматських і торгонських відкладах на невеликих глибинах [10, 14], які володіють температурами до 65°C. До того ж тут багато газових родовищ, що знаходяться на завершальній стадії експлуатації. Більшість з них мала газоводонапірний режим роботи. Безумовно, свердловини, що обводнилися в Зовнішній зоні Передкарпатського прогину, разом із свердловинами високонапірних природних резервуарів Внутрішньої зони раціонально не ліквідувати, а використовувати як видобувні термальних вод, які є альтернативою нафтогазовим енергоносіям для забезпечення теплом будинків у населених пунктах Львівської, Івано-Франківської і Чернівецької адміністративних областей.

На території Волино-Подільської плити відкрито на даний час тільки одне промислове газове родовище – Локачі (теверська серія нижнього і лопушанська, пелчинська, струтинська світи середнього девону) і одне родовище газу, що за запасами не визнане промисловим (ейфельський і живецький яруси середнього дево-

ну). Але на Волино-Подільській плиті геофізичними дослідженнями і структурно-пошуковим бурінням на нафту і газ встановлено понад 55 локальних структур, що ускладнюють діапазон відкладів від кембрію, силуру і девону до сучасних утворень. Всюди із пробурених свердловин одержано значні припливи води, часто з газонафтопроявами [2]. Замірам температур у свердловинах, на жаль, не приділялось особливої уваги. Однак із корінних порід, починаючи вже з глибин в декількох сотнях метрів, поступаючі води, із усної інформації працівників бурових установ, були теплими. Заміряна температура на глибині 2330 м на площі Великі Мости дорівнювала 60°C (табл. 1, п. 1.4). Перспективи наявності термальних вод і їх використання у Волинській і Тернопільській адміністративних областях безумовно повинні увійти до плану геологічних досліджень у найближчому майбутньому.

Що стосується центральної частини території Східно-Європейської платформи (Український кристалічний щит і далі до Воронежського масиву), то вона, в принципі, характеризується слабкою інтенсивністю теплового потоку (від 30 до 40 МВт/м²). Деяке підвищення інтенсивності теплового потоку, згідно з картою теплового потоку [4] на окремих ділянках збільшується у напрямку Дніпровсько-Донецької западини (ДДЗ), але не перевищує 50-60 МВт/м² (район м. Полтава). Суттєве підвищення інтенсивності теплового потоку (60-70 МВт/м²) спостерігається в області зануреної гірської споруди Донбасу на північний захід від міста Донецька (рис.3).

Безпосередньо в ДДЗ, що простягається з північного заходу на південний схід на територіях Чернігівської, Київської, Сумської, Полтавської та Харківської областей і далі через перехідну зону з'єднується із складчастою спорудою Донбасу, заміри температур в свердловинах свідчать про підвищені температури у відкритих нафтових (північно-західна частина ДДЗ), газоконденсатних (центральна частина ДДЗ) і газових (південно-східна частина ДДЗ) родовищах (див. табл. 1, п. 1.5). Поклади нафти, газоконденсату і газу в ДДЗ, як правило, характеризуються підвищеною аномальністю початкових пластових тисків. Майже всі вуглеводневі родовища північно-західної і центральної частин ДДЗ є на завершальному етапі експлуатації (за сучасного рівня видобувної техніки) або в стадії обводнення продуктивних горизонтів, що дає підстави розглядати природні резервуари деяких з них як об'єкти експлуатації термальних вод в кожній із вказаних адміністративних областей.

На півдні України зона підвищеної інтенсивності теплового потоку охоплює велику територію Індольського прогину (Керченський півострів і на північ від нього), проходить через Скіфську плиту (Крим) і далі простягається в напрямку Добруджинського прогину (50-60 МВт/м²). Максимальних значень інтенсивність теплового потоку сягає на північ від міста Симферополя і на Тарханкутському півострові

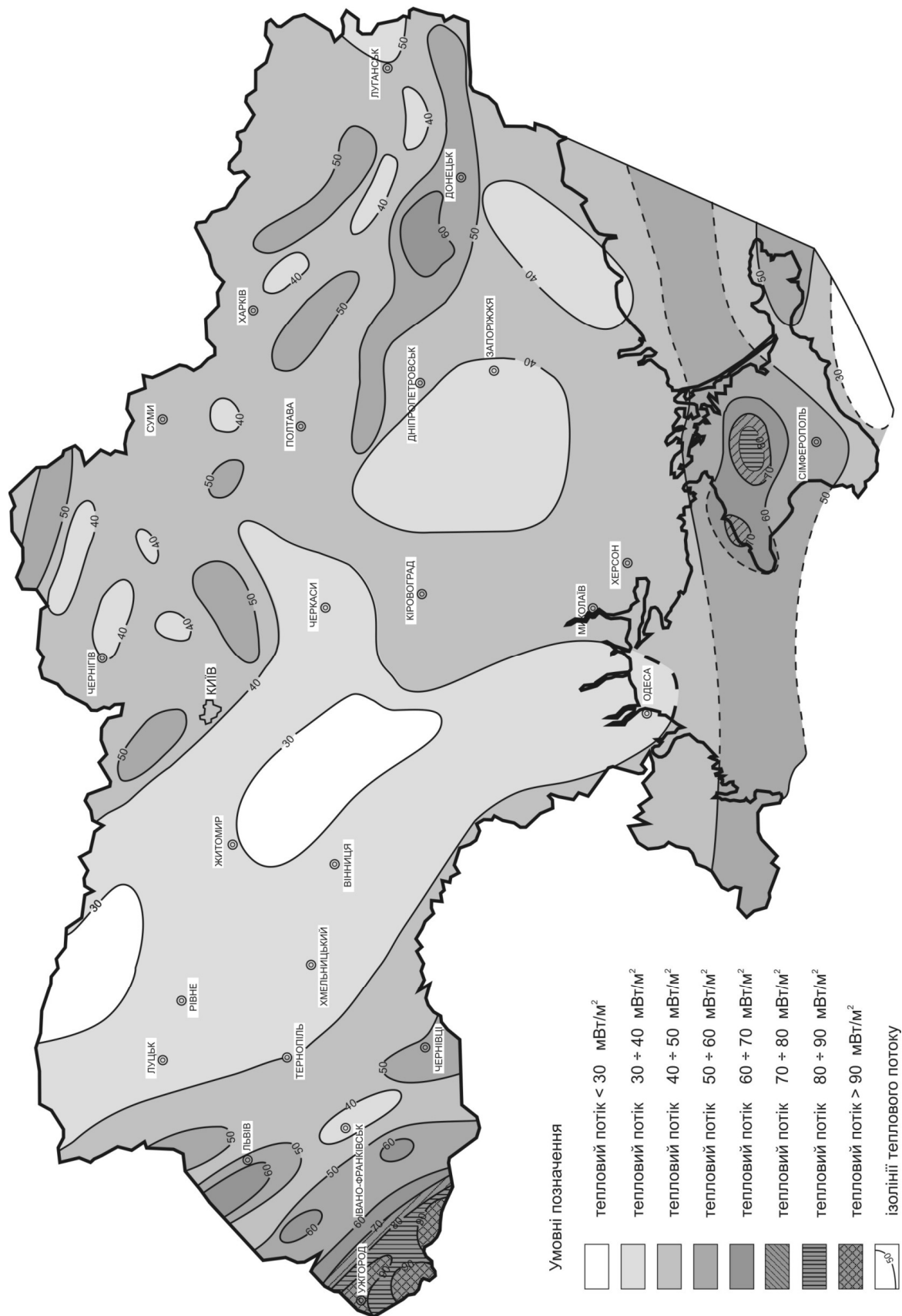


Рисунок 3 – Карта інтенсивності теплового потоку території України (за В.В. Гордієнко [4])

в районі Глібівського родовища газу на Новоселівському піднятті, що співпадає також із замірами температур і підрахунками геотермічних ступенів в свердловинах вказаного родовища (див. табл. 1, п. 1.6).

Замірні температури на Скіфській плиті (Кримський півострів) і в Індольському прогині (Керченський півострів) свідчать, що флюїдоносні природні резервуари знаходяться, починаючи від глибини 225м (Міжводненська площа) до 3342м і 3380м (відповідно Карлавське та Західно-Октябрьське нафтові родовища), за сприятливих температурних умов і можуть бути використані для видобутку гідротермальної енергії з метою опалення житлових будинків та об'єктів місцевої промисловості. Стосовно західної частини півдня України (Передобруджинський прогин), то тут на даний час ще пробурено мало глибоких свердловин із замірами температур. У розрізі Жовтоярського нафтового родовища заміряна температура на глибині 3100 м дорівнює 78°C (див. табл. 1, п. 1.7).

Виснаження традиційних енергетичних джерел, особливо ресурсів газу в осадовій оболонці земної кори, із року в рік поглиблює увагу фахівців до проблеми пошуку альтернативних джерел енергії. На даний час проблема використання геотермальних ресурсів Землі є дуже актуальною.

Щодо порушеної проблеми існує два напрямки: 1 – використання петротермальної енергії Землі; 2 – використання енергії гідротермальних флюїдів. Так використання на практиці петротермальної енергії пов'язане з великими труднощами і величезними затратами коштів оскільки потребує буріння спеціальних свердловин на глибини, де залягають розігріті із значною теплоємністю гірські породи (наприклад, граніти). Для закачування в них води слід буде застосовувати методи штучного утворення в них великих тріщин, потім дрібних і тільки після цього можна в тріщинну породу закачати воду з денної поверхні, а нагріту воду викачати через інші свердловини для використання її тепла. Існуюча ідея, що нами запатентована у 2002 році [12], передбачає закачування у тріщини консолидованих порід рідкої вибухової речовини (ракетного палива), а відтак – ще не впроваджена у виробничих умовах. Відомі способи тріщиноутворення (гідророзрив пласта та інші) в консолидованих породах на великих глибинах, на нашу думку, не зможуть забезпечити формування необхідних колекторських властивостей порід (ємкісних і фільтраційних) для здійснення прокачування через них значних об'ємів води та їх розігрівання і досягнути рентабельності процесу опалення побутових, і особливо, промислових об'єктів.

Використання гідротермальних ресурсів є значно простішим і набагато економічно вигіднішим, особливо в Україні, де в нафтогазоносних регіонах пробурено вже тисячі глибоких свердловин, значна частина яких вже обводнилася, або знаходиться на стадії обводнення.

Використання енергії термальних вод передбачає два основних типи робіт. Це – використання пари із глибоких і надглибоких свердловин з дуже розігрітих відкладів та використання термальних вод з температурою меншою 100°C.

При використанні пари, теплоносії надходить трубопроводами до турбін різного типу електростанцій (як свідчить американський досвід використання пари в Каліфорнії – до електростанцій невеликої потужності), відтак відпрацьована пара після охолодження конденсується у воду і утилізується. Взагалом спосіб використання пари на детально описане в літературі.

Розробка родовищ термальних вод не відрізняється від способу використання пари із свердловин. В принципі пароутворення з гарячої води (температурою нижче 100°C) можна спровокувати шляхом встановлення у місці виходу води із свердловини рефрежераторної системи в комбінації з пристроями, що змінюють тиск на воду [3]. Однак (наприклад, у Рейк'явіку, Ісландія) гарячу воду подають безпосередньо у розподільчу мережу, а відтак під штучно створеним тиском транспортують трубопроводами до споживачів.

У разі використання теплової енергії термальних вод виникає проблема утилізації цих вод після їх охолодження і конденсації пари, оскільки пластові води із глибин осадової оболонки Землі, як правило, є мінералізованими, і утилізувати їх у гідромережі на поверхні, тобто скидання їх в річки та інші водойми без спеціальної обробки неприпустимо. А очищення пов'язане із значними витратами. Проте в нафтогазопромисловій справі можливий "circlegross" (коловий процес), коли конденсат залишається на поверхні, а сухий газ закачується в той же газоконденсатний природний резервуар. Розробка ведеться у такий спосіб по колу до повного виснаження конденсату із газоконденсатного покладу. Коловий процес при експлуатації гідротермальних покладів буде ефективним, оскільки у разі його застосування не потрібно шукати шляхів утилізації пластових мінералізованих вод на поверхні. Тому досягається довготривала підтримка пластового тиску в покладі термальних вод.

Література

- 1 Горшков Г.П. Общая геология / Г.П.Горшков, А.Ф.Якушева. – М.: Изд-во Московского государственного университета, 1962. – 592 с.
- 2 Доленко Г.Н. Геология и нефтегазоносность Вольно-Подольской плиты / Г.Н.Доленко, Б.П.Ризун, Ю.Н.Сеньковский. – К.: Наукова думка, 1980. – 106 с.
- 3 Гогель Ж. Геотермия / Ж. Гогель. – М.: Мир, 1978. – 171 с.
- 4 Гордиенко В.В. Карта теплового потока территории Украины и Молдовы 1:2500000 / В.В.Гордиенко // В атласі: Геологія і корисні копалини України. – Київ: вид-во Інституту геофізики НАН України, 2001. – С.24.

- 5 Кларк С. Справочник геофизических констант горных пород / С. Кларк. — М.: Мир, 1969. — 543 с.
- 6 Крупський Ю.З. Геодинамічні умови формування і нафтогазоносність Карпатського та Волино-Подільського регіонів України / Ю.З.Крупський.- К.: вид-во УкрДГРІ, 2001. — 144 с.
- 7 Кутас Р.И. Геолого-геофизический анализ и карта тепловых потоков для территории Европейской части СССР / Р.И.Кутас, Е.А.Любимова, Я.В. Смирнов // Исследование теплового и электромагнитного полей в СССР. — М.: Наука, 1975. — 124с.
- 8 Кутас Р.И. Тепловой поток и структура литосферы / Тези міжнар. конф. ["Глибинна будова та нетрадиційне використання надр Землі"]. — Київ, 1996. — С. 195-196.
- 9 Кутас Р.И. Тепловая модель литосферы Восточных Карпат / Тези міжнар. конф. ["Глибинна будова та нетрадиційне використання надр Землі"]. — Київ, 1996. — С. 196-197.
- 10 Лурье Р.И. Геотермические аномалии и нефтегазоносность (на примере юго-восточной части Восточно-Европейской платформы): Автореф. докт. Диссертации. — 1989. — 38 с.
- 11 Орлов А.А. Аномальные пластовые давления в нефтегазоносных обалстях Украины / А.А.Орлов. — Львів: изд-во "Вища школа" при Львов. гос. университете, 1980. — С. 109-113.
- 12 Орлов О.О. Нафтогазопромислова геологія / О.О.Орлов, М.І.Євдошук, В.Г.Омельченко, М.І.Чорний, О.М.Трубенко. — К.: Наукова думка, 2005. — 427 с.
- 13 Орлов О.О. Методика кількісного визначення температурного впливу на енергетичні властивості покладів вуглеводнів / О.О.Орлов, В.Г.Омельченко, О.М.Трубенко, Т.В.Омельченко // Науковий вісник ІФНТУНГ. — 2009. — №2(20). — С.37-43.
- 14 Орлов О.О. Геодинамічна концепція походження аномальних пластових тисків в осадковій оболонці земної кори та методи їх прогнозування / О.О.Орлов. — Івано-Франківськ: Факел, 2007. — 276 с.
- 15 Пат. 47294 UA, МПК G01V 3/00. Спосіб гідровибухового розриву пласта / Орлов О.О, Трубенко О.М., Локтев А.В., Омельченко В.Г.; Орлов Олександр Олександрович, Трубенко Олександр Миколайович, Локтев Андрій Валентинович, Омельченко Валерій Григорович. — № u2002021685; заявл. 28.02.2002, Бюл. № 7. — 4 с.
- 16 Осадчий В.Г. Геотермические критерии нефтегазоносности недр / В.Г.Осадчий, А.И.Лурье, В.Ф.Ерофеев. — К.: Наукова думка, 1976. — 143 с.
- 17 Серпухов В.И. Радиоактивность и тепло Земли: в кн. Курс общей геологии. — Москва: Госнаучтехиздат литературы по геологии и охране недр, 1960. — 592 с.
- 18 Павлов С.Д. Применение геотермических методов исследований в процессе контроля за разработкой газовых месторождений / С.Д.Павлов. автореферат диссертации на соиск. уч. степени кандидата г.-м. наук. — Ивано-Франковск, 1984. — 17 с.
- 19 Чарыгин М.М. Теплота Земли; в кн. Общая геология. — М.: Гостоптехиздат нефтяной и горно-топливной литературы, 1963. — 592 с.
- 20 Яворский В.М. Справочник по физике / В.М. Яворский, А.А. Деглаф. — М.: Наука, 1977. — 902 с.
- 21 Goguel J. Notes sur le refroidissement du Globe. Arral. de Géophys. VI, fax.3, 1948. — p.p. 253-258.

Стаття надійшла до редакційної колегії
18.02.10

Рекомендована до друку професором
Федоришиним Д.Д.

ВРАХУВАННЯ ГЛИНИСТОСТІ ПОРІД-КОЛЕКТОРІВ ПРИ ВИЗНАЧЕННІ КОЕФІЦІЄНТА ПОРИСТОСТІ ЗА МАТЕРІАЛАМИ АКУСТИЧНОГО КАРОТАЖУ

С.Є.Муц

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42098

e-mail: p n g g @ n i n g . e d u . u a

Запропоновано новий спрощений оперативний спосіб врахування глинистості під час визначення коефіцієнта пористості за даними акустичного каротажу. З цією метою пропонується використання подвійного різницевого параметру гамма-каротажу. Отримані результати тісно корелюють з даними дослідження ядра.

Ключові слова: коефіцієнт пористості, глинистість, акустичний каротаж, подвійний різницевий параметр гамма-каротажу, кореляційний зв'язок.

Предложен новый упрощенный оперативный способ учета глинистости при определении коэффициента пористости по данным акустического каротажа. Для этого предлагается использование двойного разностного параметра гамма-каротажа. Полученные результаты тесно коррелируют с данными исследования ядра.

Ключевые слова: коэффициент пористости, глинистость, акустический каротаж, двойной разностный параметр гамма-каротажа, корреляционная связь.

A new simplified operative method of using clayness parameter for determination of coefficient of porosity from acoustic well log data is offered. The use of gamma-ray double difference parameter is assumed. The results closely correlate with the core analysis data.

Keywords: coefficient of porosity, clayness, acoustic well log, gamma-ray double difference parameter, correlation link.

Колекторські властивості розкритого свердловиною розрізу залежать від цілої низки чинників, що змінюються не тільки по площі (родовищу), а навіть у межах одних стратиграфічних відкладів у окремій свердловині. Тому врахування цих чинників є актуальним завданням. При вивченні колекторських властивостей теригенних порід особливо увагу приділяють вмістові та кількісному співвідношенню в пласті глинистих мінералів. Практикою ГДС доведено, що ці чинники є основними, що впливають на достовірність визначення відкритої пористості, яка є кількісною характеристикою колекторських властивостей пластів. Оскільки відкриту пористість визначають здебільшого за даними акустичного каротажу (АК) [1], то саме глинистість є одним із важливих чинників, що вносять похибку в результати її визначення цим методом.

Для знаходження оптимального оперативного способу проаналізуємо вже існуючі підходи врахування глинистості для визначенні коефіцієнта пористості за даними акустичного каротажу.

Першим і найбільш простим за формою способом оцінки коефіцієнта пористості (k_n) за даними АК є рівняння середнього часу, відоме ще під назвою "рівняння Уїллі – Грегори" [2]. Вплив глинистості та флюїдонасичення колекторів враховують розширеним рівнянням середнього часу [1,3]. Усі параметри цього рівняння, пов'язані з глинистістю (коефіцієнт об'ємної глинистості (k_{zt}) та інтервальний час поширення поздовжньої хвилі в твердій частині

глинистої компоненти (Δt_{zt})), приймають різні значення для шаруватої, структурної (у вигляді гранул) і дисперсної (розсіяної) глинистості. На практиці визначення типу глинистості та значень Δt_{zt} , k_{zt} викликає значні труднощі [4, 5, 6], тому для оперативної інтерпретації необхідно застосовувати інші підходи до оцінки глинистості порід-колекторів.

Одним із таких підходів є спосіб фірми Schlumberger [7]: якщо метод самочинної поляризації (ПС) характеризується досить доброю диференціацією розрізу, то вплив глинистості можна виключити шляхом введення поправки до рівняння середнього часу, яке при вираженні через k_n набуває вигляду

$$k_n = \frac{\Delta t - \Delta t_{ск}}{\Delta t_{\phi} - \Delta t_{ск}} \cdot \frac{1}{(2 - \alpha_{ПС})} = R_{ПС} k_n^{AK}, \quad (1)$$

де: k_n – "істинна" пористість глинистого колектора; Δt_P – зареєстрований інтервальний час поширення поздовжньої хвилі; $\Delta t_{ск}$ – інтервальний час пробігу поздовжньої хвилі в непористому мінеральному скелеті; Δt_{ϕ} – інтервальний час пробігу поздовжньої хвилі у флюїді, значення якого залежать від складу флюїду, який заповнює пори, пластових температур, тисків і мінералізації пластової води; $\alpha_{ПС}$ – відносна амплітуда методу самочинної поляризації; k_n^{AK} – пористість, визначена за АК.

Недоліками цього способу визначення пористості глинистих колекторів комплексом методів АК+ПС є малоінформативність методу ПС у ряді випадків та неможливість його проведення в обсаджених свердловинах.

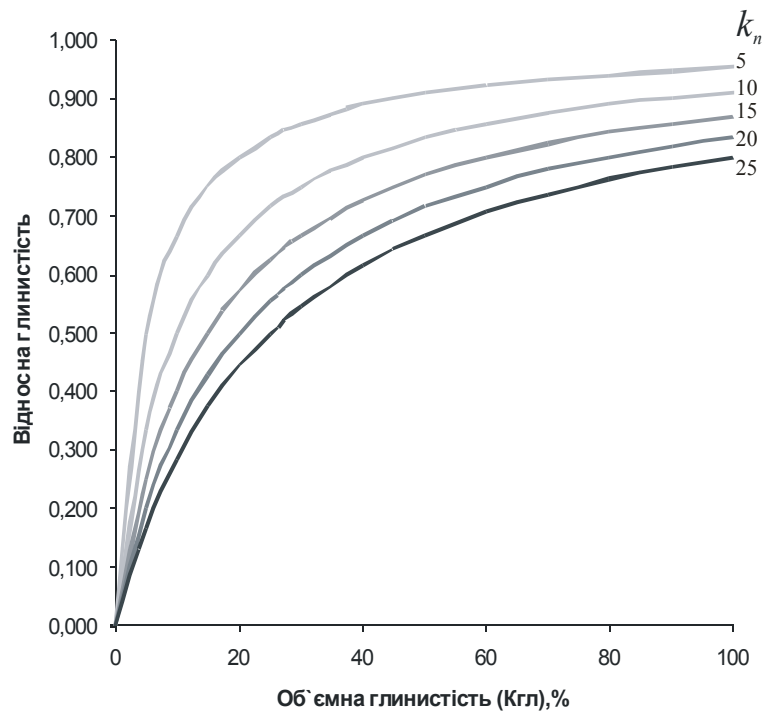


Рисунок 1 – Залежність між відносною і об'ємною глинистостями (шифр кривих – коефіцієнт пористості)

На сьогодні відомий спосіб оцінки пористості колекторів з врахуванням їх глинистості на основі комплексу методів акустичного та гамма-каротажу (АК+ГК). Перевагою такого способу є можливість використання його в обсаджених свердловинах [8]. Цей спосіб полягає в тому, що пористість глинистих колекторів визначають у мультиплікативній формі двох множників

$$k_n = R_{ГК} k_n^{AK} = k_n^{AK} \frac{1}{1 + \frac{g \Delta J_\gamma}{g \Delta J_\gamma + k_n^{AK}}}, \quad (2)$$

де: $R_{ГК}$ – поправочний коефіцієнт за глинистість на основі методу ГК, ΔJ_γ – подвійний різницевий параметр ГК, який визначається об'ємною глинистістю $K_{2л}$ і, на відміну від параметра $\alpha_{ПС}$, не залежить від пористості, g – числовий коефіцієнт.

Для спрощення поправки за глинистість за даними ГК проаналізуємо і окремо розглянемо петрофізичні засади врахування глинистості за методами ПС і ГК.

Зауважимо, що як міру глинистості колектора використовують значення масової, об'ємної та відносної глинистості або геофізичних параметрів $\alpha_{ПС}$ та ΔJ_γ [1]. Кількісно глинистість характеризують масовим вмістом ($C_{2л}$) в мінеральній матриці породи фракції з розмірами зерен менше 0,01 мм або вміст нерозчинного залишку.

Коефіцієнт об'ємної глинистості породи ($k_{2л}$) визначається виразом [1]

$$k_{2л} = \frac{1 - k_n}{(\sigma_{2л} / C_{2л} \sigma_{СК}) + 1},$$

де $\sigma_{2л}$, $\sigma_{СК}$ – мінеральні густини глинистої фракції й основного породоутворювального мінералу. Якщо $\sigma_{2л} = \sigma_{СК}$, то $k_{2л} = C_{2л} (1 - k_n)$.

Відносна глинистість $\eta_{2л}$ характеризує ступінь заповнення глинистими частинками простору між зернами породи і залежить від коефіцієнтів об'ємної глинистості та пористості

$$\eta_{2л} = \frac{k_{2л}}{k_{2л} + k_n}.$$

Збільшення коефіцієнта пористості не впливає на характер залежності між коефіцієнтами відносної та об'ємної глинистості: лише згладжує криву, зменшуючи її градієнт в області значень $k_{2л} = 0 \div 20\%$ (рисунок 1).

При вмісті в колекторі глин у вигляді прошарків, їхня відносна глинистість, яку класично позначають як $\chi_{2л}$, визначається відносним вмістом по товщині глинистих прошарків у товщі колектора.

Відносну глинистість порід ($\eta_{2л}$ і $\chi_{2л}$) визначають за відносною амплітудою ПС навпроти досліджуваних пластів. Коефіцієнти масової $C_{2л}$ і об'ємної $k_{2л}$ глинистості знаходять за даними ПС, ГК, комплексів ГГК-П і ННК-Т, АК і ін. [9, 10].

Петрофізичною основою визначення відносної глинистості за відносною амплітудою ПС є емпіричні залежності між $\alpha_{ПС}$ і параметрами $\eta_{2л}$ і $\chi_{2л}$ (рис. 2, 3) [1]. Для конкретних відкладів вигляд залежностей визначається мінеральним складом глинистих фракцій, формою та розподілом їх в колекторі, пористістю порід, хімічним складом і мінералізацією води, що контактує з породою і насичує її. Для розрі-

зів ДДЗ з високою мінералізацією пластових вод і незначною активністю глинистого каоліново-гідролудистого цементу ця залежність є пологою в області невисоких значень η_{gl} і стає більш крутою в області неколекторів, тобто наближається до вигляду кривої 1 на рисунку 2. Відносну глинистість η_{gl} знаходять безпосередньо за емпіричною залежністю між $\alpha_{ПС}$ і η_{gl} , встановленою для порід конкретного горизонту.

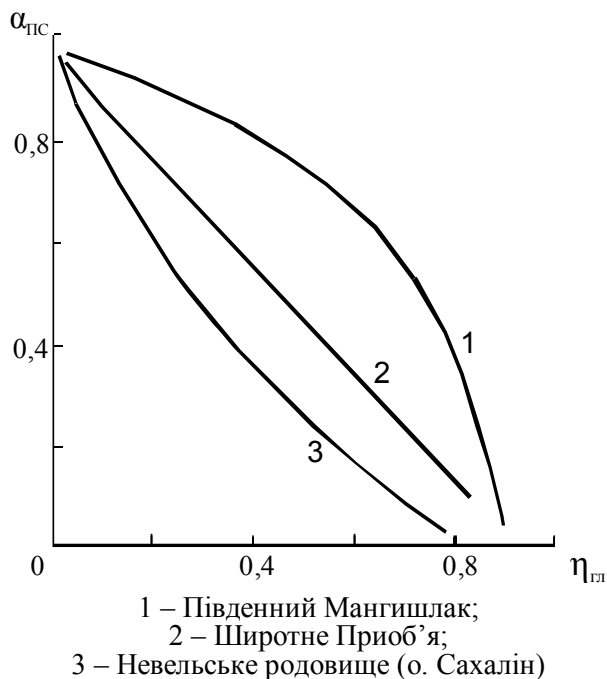


Рисунок 2 – Залежність між параметрами $\alpha_{ПС}$ і η_{gl} для продуктивних теригенних відкладів

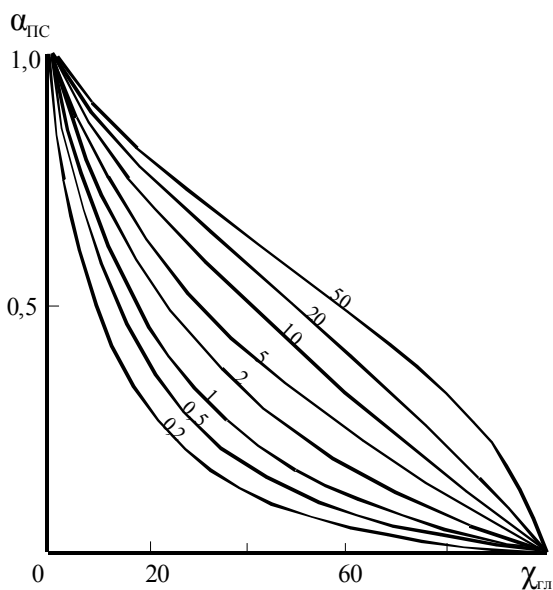


Рисунок 3 – Палетка для визначення відносної глинистіості шаруватого глинистого колектора за відносною амплітудою $\alpha_{ПС}$ (шифр кривих – ρ_n / ρ_{zn})

Похибку визначення глинистості колекторів за ПС спричинюють наявність фільтраційної складової, зон кольматації та глинизації стінок свердловини, глибока зона проникнення, нафтонасиченість колектора і наявність в промивній рідині поверхнево-активних речовин [1].

Натомість основою для визначення глинистості за матеріалами ГК є те, що гамма-активність глин на порядок вища за гамма-активність кварцових пісковиків, карбонатних і хемогенних відкладів. У тих випадках, коли мінеральний скелет породи не містить радіоактивних елементів, гамма-активність не залежить від структури породи та типу глинистості (розсіяна або шарувата) і визначається, насамперед, складом глин, інших дрібнодисперсних частинок і нерозчинного залишку, а також їхньою радіоактивністю.

При стандартному способі інтерпретації матеріалів ГК з використанням подвійного різницевого параметра ΔJ_γ користуються залежністю

$$\Delta J_\gamma = \frac{J_\gamma - J_{\gamma min}}{J_{\gamma max} - J_{\gamma min}} = a \cdot C_{gl}^{\alpha_{gl}}, \quad (3)$$

де: J_γ – гамма-активність досліджуваного пласта; $J_{\gamma min}$ та $J_{\gamma max}$ – інтенсивності гамма-випромінювань опорних пластів, для яких C_{gl} дорівнює 0 та 100% відповідно; a – коефіцієнт пропорційності, враховуючий розмірності одиниць; α_{gl} – емпіричний коефіцієнт.

Залежності (3) між ΔJ_γ і C_{gl} (або k_{gl}) отримують за результатами лабораторних досліджень природної радіоактивності та фракційного складу порід (рис. 4). Як правило, вони нелінійні. Із зростанням k_{gl} покази ΔJ_γ збільшуються одночасно за рахунок глинистості і збільшення питомої поверхні скелета: поступове зменшення кривизни із збільшенням k_{gl} у міру наближення активності скелета порід до активності глин.

Для оцінки об'ємної глинистості використовують також вирази [1]

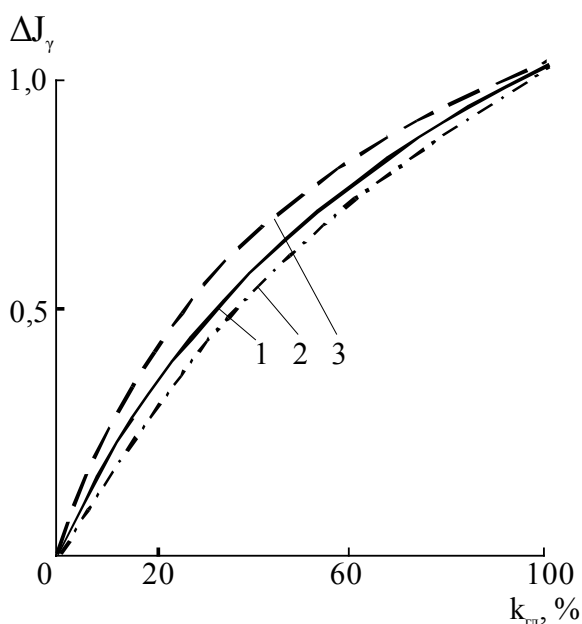
для порід третинного віку

$$k_{gl} = 0,083 \cdot (2^{3,7\Delta J_\gamma} - 1), \quad (4)$$

для більш давніх товщ.

$$k_{gl} = 0,33 \cdot (2^{2\Delta J_\gamma} - 1). \quad (5)$$

Як видно з рисунка 4, вирази (4) і (5) є близькими до формули (3), що визначає залежність ΔJ_γ від масової, а не об'ємної глинистості. За сприятливих умов, коли гамма-активність порід визначається в основному їх глинистістю, похибка оцінки глинистості за даними ГК визначається дисперсією залежності між ΔJ_γ і C_{gl} або k_{gl} .



1-3 – графіки залежностей (3) (за В.В.Ларіоновим), (4) і (5) відповідно

Рисунок 4 – Залежності відносного різницевого параметра ΔJ_γ від глинистості порід $k_{кл}$

Основою визначення мінеральної глинистості за матеріалами ПС і ГК є різний вплив на ці види досліджень глинистості та дрібнодисперсних неглинистих мінералів. Електрохімічна активність порід визначається вмістом в них глинистих мінералів, тому відносні амплітуди $\alpha_{ПС}$ будуть великими в чистих піскових

ках і алевролітах та низькими — в сильнозаглинизованих пластах і чистих глинах. Гамма-активність тих же порід залежить від вмісту в них глинистих мінералів і алевроитової фракції, що характеризуються високою питомою поверхнею.

Отже, зв'язок між параметрами методів ПС і ГК, визначеними навпроти глинистих колекторів, слід очікувати оберненопропорційний.

Для з'ясування цього факту нами було зіставлено інтерпретаційні параметри гамма-методу і методу самочинної поляризації для глинистих колекторів різних стратиграфічних горизонтів башкірського ярусу середнього карбону (C₂b), розкритих свердловинами на Лобачівському, Дружелюбівському, Північно-Коробочкінському родовищах ДДЗ (рис. 5).

Як видно з рисунка 5, для кожного з досліджуваних горизонтів спостерігається тісний кореляційний зв'язок між відповідними параметрами, тому методи ГК і ПС рівноцінно можна використовувати при визначенні пористості АК за методикою Schlumberger для глинистих пластів-колекторів. Причому коефіцієнт біля аргументу у рівняннях регресії наближений до -1, що дає підстави для спрощення поправки $R_{ГК}$ у рівнянні (2).

Отже, проведений аналіз петрофізичних засад визначення глинистості за методами ПС і ГК та отримані результати зіставлення параметрів цих методів дають підстави стверджувати, що

$$\alpha_{ПС} + \Delta I_\gamma \approx 1.$$

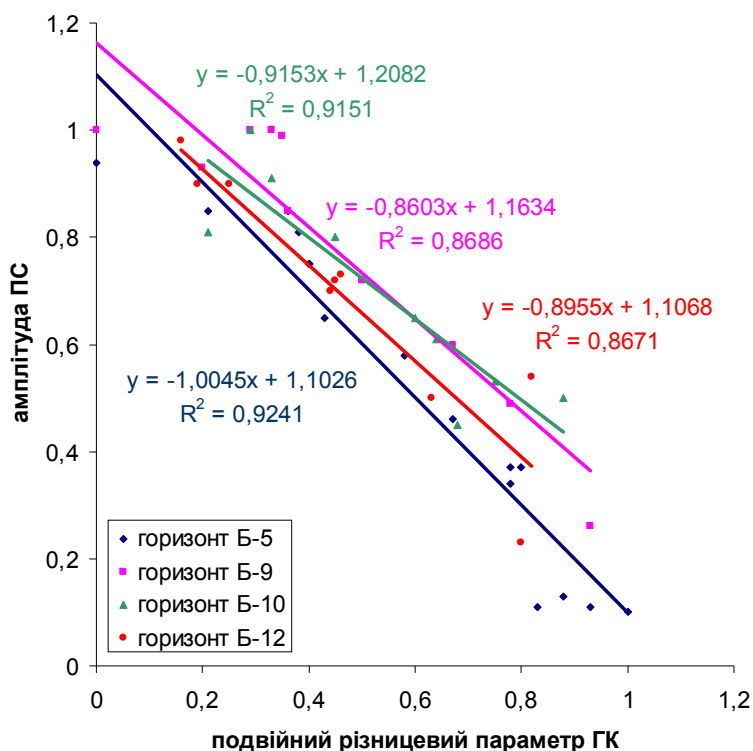


Рисунок 5 – Зіставлення відносної амплітуди ПС та подвійного різницевого параметра інтенсивності природного гамма-поля для глинистих колекторів ДДЗ (Лобачівське, Дружелюбівське, Північно-Коробочкінське родовища)

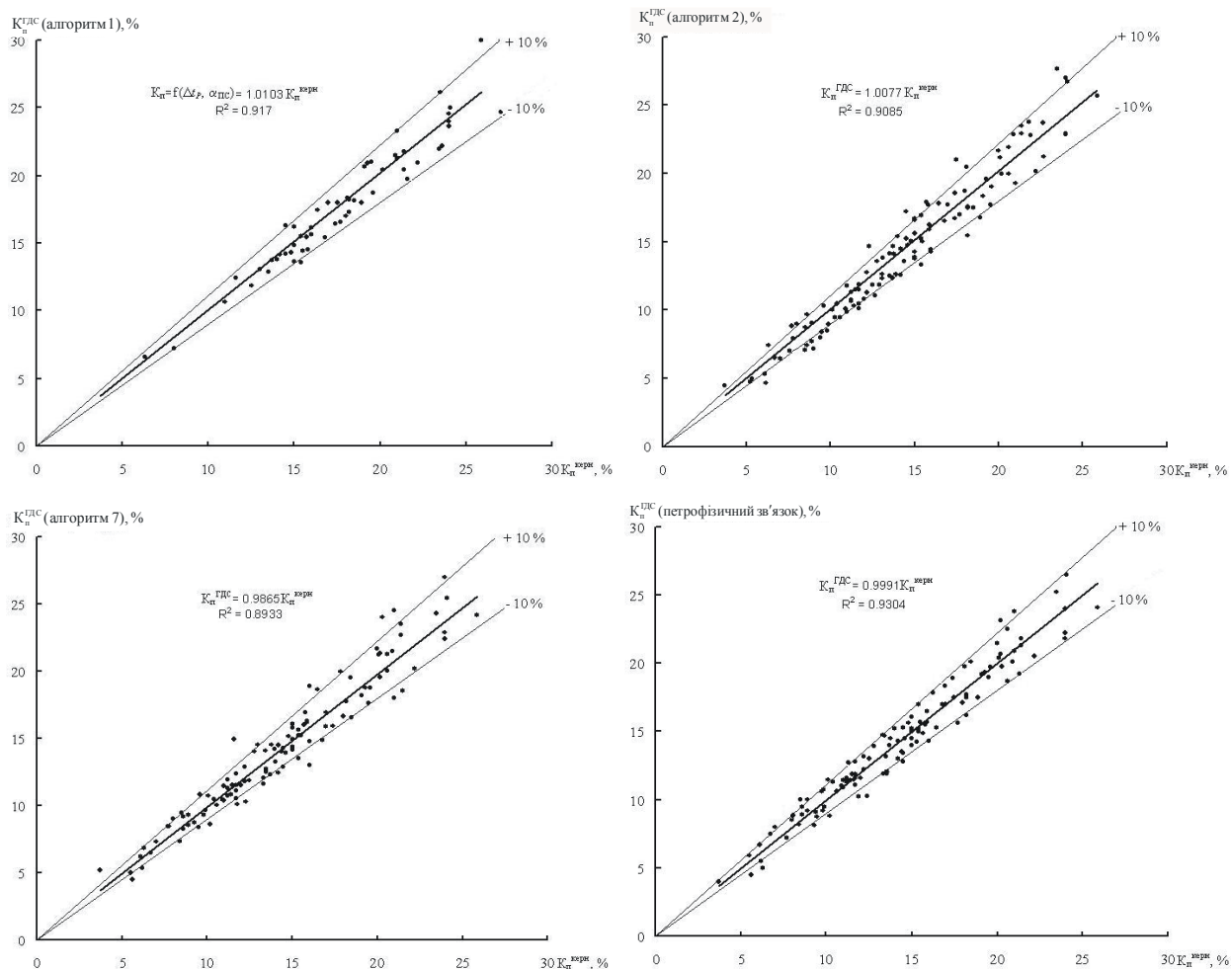


Рисунок 6 – Зіставлення пористості, визначеної на керовому матеріалі та за даними алгоритмів (1), (2), (7) і петрофізичних зв’язків, отриманих для конкретних стратиграфічних відкладів родовищ північно-східної та центральної частини ДДЗ

Тобто отримуємо рівність

$$\alpha_{ЛС} \approx 1 - \Delta I_{\gamma} \tag{6}$$

Якщо замінити у рівнянні (1) значення $\alpha_{ЛС}$ виразом (6), отримуємо доволі просте розширення рівняння середнього часу для врахування глинистості колекторів

$$k_n = \frac{\Delta t_P - \Delta t_{СК}}{\Delta t_{\phi} - \Delta t_{СК}} \cdot \frac{1}{1 + \Delta I_{\gamma}} \tag{7}$$

Підтвердженням правомірності наших міркувань є багатомірні петрофізичні зв’язки типу $k_n = f(\Delta t_P, \Delta I_{\gamma})$, які отримують за даними керового матеріалу і ГДС при узагальненні геолого-геофізичних параметрів для підрахунку запасів ВВ [11].

Запропонований спрощений алгоритм введення поправки за глинистість на основі використання даних ГК (7) перевірений нами на великій кількості свердловин згаданих родовищ. Отримані результати досить добре зіставляються із керовими даними, що дає підставу рекомендувати його до використання на практиці.

На рисунку 6 подається результат зіставлення величин пористості, визначеної за керовим матеріалом, та пористості, визначеної за даними залежностей (1), (2) та (7) і петрофізичних зв’язків, отриманих для конкретних стратиграфічних відкладів родовищ північно-східної та центральної частин ДДЗ [12].

Проілюстровані тісні кореляційні зв’язки дають підстави рекомендувати описані вище алгоритми для визначення пористості глинистих колекторів.

Безперечно, що отримані при підрахунку запасів петрофізичні зв’язки дають можливість більш точно визначити пористість, але при непередставницькій вибірці керових даних можуть призводити до суттєвих похибок. Натомість отримані узагальнені алгоритми визначення пористості, на основі узагальнення великої кількості даних ГДС та керн по родовищах північно-східної та центральної частини ДДЗ, дають підстави стверджувати, що вони є доволі точними й їх використання необхідне при непередставницькій вибірці керового матеріалу та оперативній інтерпретації.

Література

- 1 Методические рекомендации по определению подсчетных параметров залежей нефти и газа по материалам геофизических исследований скважин с привлечением результатов анализов керна, опробования и испытаний продуктивных пластов; под. ред. Б.Ю. Вендельштейна, В.Ф. Козяра, Г.Г. Яценко. – Калинин: НПО “Союзпромгеофизика”, 1990. – 261 с.
- 2 Willie M.R.J. Elastic wave velocities in heterogeneous and porous media // M.R.J.Willie, A.R.Gregory, L.W.Gardner. – Geophysics. – 1956. – V. 21, № 1. – P. 41 – 70.
- 3 Дахнов В.Н. Геофизические методы определения коллекторских свойств и нефтегазонасыщения горных пород / В.Н.Дахнов. – М.: Недра, 1975. – 344 с.
- 4 Интенберг С.С. Интерпретация результатов геофизических исследований разрезов скважин / С.С.Интенберг. – М.: Недра, 1972. – 312 с.
- 5 Вендельштейн Б.Ю. Геофизические методы определения параметров нефтегазовых коллекторов (при подсчете запасов и проектировании разработки месторождений) / Б.Ю.Вендельштейн, Р.А.Резванов. – М.: Недра, 1978. – 318 с.
- 6 Козяр В.Ф. Акустические исследования в нефтегазовых скважинах – состояние и направления развития [В.Ф. Козяр, Д.В. Белоконь, Н.В. Козяр и др.] // Каротажник. – 1999. – Вып.63. – С. 11 – 117.
- 7 Патент кл. 340 – 15.5 ВН, (G01V1/40), № 3909775 США/ Lavigne J.C.Methods and apparatus for acoustic logging through casing. [Schlumberger Technology Corp.]: Заявл. 26.10.73, № 409.788. – Оpubл. 30.09.75.
- 8 Патент № 86678, МПК G01V 1/28, G01V 5/00. Спосіб визначення пористості глинистих порід в нафтогазових свердловинах / Кашуба Г.О., Кулик В.В., Бондаренко М.С.; заявник і патентовласник Інститут геофізики НАН України. – Заявка № а200707907; заявл. 13.07.2007; опубл. 12.05.2009, Бюл. № 9.
- 9 Определение емкостных свойств и литологии пород в разрезах нефтегазовых скважин по данным радиоактивного и акустического каротажа (наставление по интерпретации с комплексом палеток) / И.В.Голвацкая, Ю.А.Гулин, Ф.К.Еникеева и др. – Калинин: изд. ВНИГИК, 1984.
- 10 Мрозовская С.В. Изучение влияния глинистых минералов на показания акустического, нейтрон-нейтронного и плотностного каротажа в терригенном разрезе / Мрозовская С.В. // Каротажник. – 2006. – Вып.9(150). – С.22-35.
- 11 Федоришин Д.Д. Теоретико-експериментальні основи петрофізичної та геофізичної діагностики тонкопрошаркових порід-колекторів нафти і газу (на прикладі Карпатської нафтогазоносної провінції): Дис. ... д-ра геол.наук. – Львів, 1999. – 288 с.
- 12 Кашуба Г.О. Деякі аспекти визначення пористості глинистих колекторів за даними АК / Г.О.Кашуба, С. Є. Муц : Матеріали ІХ Міжнар. наук. конференції «Моніторинг геологічних процесів» (14-17 жовтня 2009р, Київ) – 2009. – С.178-180.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
12.02.10
Рекомендована до друку професором
Федоришиним Д.Д.*

УРАХУВАННЯ ВПЛИВУ ПРОФІЛЮ ТРАСИ НА РЕЗУЛЬТАТИ ГІДРАВЛІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ ГАЗОВИХ МЕРЕЖ НИЗЬКОГО ТИСКУ

А.І.Ксенич, М.Д.Середюк

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42166

e-mail: s e r e d j u k @ n u n g . e d u . u a

Доведено необхідність урахування впливу профілю траси на результати проектних та експлуатаційних розрахунків газових мереж низького тиску. Запропоновано методику урахування зміни надлишкового тиску газу за рахунок профілю траси на технологічні та економічні параметри систем газопостачання населених пунктів.

Ключові слова: газові мережі низького тиску, профіль траси, гідравлічний розрахунок

Доказана необхідність урахування впливу профілю траси на результати проектних та експлуатаційних розрахунків газових мереж низького тиску. Предложена методика учета изменения избыточного давления газа за счет профиля трассы на технологические и экономические параметры систем газоснабжения населенных пунктов.

Ключевые слова: газовые сети низкого давления, профиль трассы, гидравлический расчет

The necessity taking into account pipeline route profile effect on the results of hydraulic calculations of low-pressure gas networks. Proposed the new technique of accounting changes of gas pressure by including a pipeline route profile on the technological and economic parameters of gas supply pipeline networks.

Keywords: low-pressure gas networks, pipeline route profile, hydraulic calculations

За останні роки, попри на кризу, продовжується розвиток та реконструкція газових мереж населених пунктів України. Газові мережі населених пунктів – це складні трубопровідні системи, що характеризуються різним робочим тиском, різноманітною геометричною конфігурацією, різним профілем траси. Якісне проектування та ефективне обслуговування газових мереж вимагає удосконалення методів їх проектних та експлуатаційних гідравлічних розрахунків. Це визначає актуальність досліджень, виконаних у даній роботі, оскільки вони присвячені удосконаленню методики гідравлічного розрахунку газових мереж низького тиску з урахуванням впливу особливостей профілю траси.

Чинні нормативні документи [1] передбачають урахування профілю траси газопроводів виключно при гідравлічних розрахунках внутрішніх газових мереж будівель. При гідравлічних розрахунках зовнішніх газових мереж високого, середнього і низького тиску зазначений чинник не враховується. На сьогодні відсутні роботи, в яких науково обґрунтовані умови врахування особливостей профілю траси на технологічні розрахунки газових мереж населених пунктів.

Метою досліджень, результати яких наведені нижче, є розробка методики, яка уможливує врахування особливостей профілю траси як при проектних, так і при експлуатаційних розрахунках газових мереж низького тиску систем газопостачання населених пунктів.

Складову, що враховує вплив профілю траси на гідравлічний опір газових мереж, будемо вводити як у нормативну методику розрахунку, що рекомендована [1], так і в уточнену авторами методику розрахунку газових мереж низького тиску, розроблену у роботі [2].

У разі застосування уточненої методики втрати тиску від тертя на ділянці газових мереж низького тиску визначаються за формулою Дарсі-Вейсбаха. Коефіцієнт гідравлічного опору розраховується за модифікованою формулою Колбрука. Фізичні і термодинамічні властивості транспортованого природного газу обчислюються за умов газових мереж [2]. У разі застосування традиційної методики зазначені розрахунки виконуються згідно з рекомендаціями нормативних документів [1].

Додатковий перепад тиску на ділянці газопроводу низького тиску, зумовлений впливом профілю траси на величину надлишкового тиску газу, може бути обчислений за наближеною формулою

$$\Delta P_{zc} = g(h_n - h_k)(\rho_{нов} - \rho), \quad (1)$$

де: g – прискорення сили тяжіння; h_n – геодезична позначка початку ділянки газопроводу; h_k – геодезична позначка кінця ділянки газопроводу (за рухом газу); $\rho_{нов}$ – густина повітря за умов газових мереж; ρ – густина газу за умов газових мереж.

Враховуючи те, що надлишковий тиск у газових мережах низького тиску не перевищує 3000 Па, формула (1) може бути записана у вигляді

$$\Delta P_{zc} = g(h_n - h_k)(\rho_{новн} - \rho_n), \quad (2)$$

де: $\rho_{новн}$ – густина повітря за нормальних умов; ρ_n – густина газу за нормальних умов.

Із формул (1) і (2) видно, що якщо геодезична позначка кінця ділянки більша за геодезичну позначку початку, то гідростатичний перепад тиску буде від'ємний, в іншому випадку – додатний.

Спочатку дослідимо вплив профілю траси на результати проектного розрахунку газової мережі низького тиску кільцевої структури.

Розглянемо газову мережу низького тиску довільної структури, яка складається з будь-якої кількості контурів. Кожний контур складається з довільної кількості ділянок низького тиску. Кожний контур може мати ділянки, які межують з будь-яким іншим контуром.

Вхідні дані для проектного розрахунку кільцевої газової мережі такі:

- конфігурація газової мережі;
- набір значень стандартних внутрішніх діаметрів труб, які застосовуються для прокладання газових мереж низького тиску;
- масиви довжин, розрахункових витрат газу і геодезичних позначок на початку та в кінці ділянок газової мережі;
- допустимий перепад тиску у газовій мережі $\Delta P_{\text{дон}}$;
- фізичні властивості газу;
- середня температура газу в газовій мережі T ;
- абсолютна еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні труб k_e .

Мета розрахунків полягає у визначенні діаметрів ділянок мережі, при яких максимально використовується заданий перепад тиску і виконуються закони Кірхгофа із необхідною точністю.

Позначаємо кількість контурів у газовій мережі n_k . Номер контура позначаємо індексом $k(k=1, \dots, n_k)$, номер ділянки у контурі в довільному порядку позначаємо індексом $i(i=1, \dots, n_{\text{ок}})$. Таким чином, довільна ділянка одержує подвійний індекс: перша цифра вказує номер контура, друга – номер ділянки у контурі. Для розпізнавання структури газової мережі для кожної ділянки вводимо третій індекс j , який показує номер контура, з яким межує i -а ділянка k -ого контура. Для ділянок, які не межують з іншими контурами, приймаємо $j=0$.

Знаходимо середній гідравлічний нахил у газовій мережі

$$I_{cp} = \frac{\Delta P_{\text{дон}}}{1,1 \cdot L_o}, \quad (3)$$

де: L_o – довжина найбільш протяжного основного напрямку руху газу в газовій мережі; $1,1$ – коефіцієнт, що враховує додаткові втрати тиску в місцевих опорах.

Розрахунок передбачає виконання однотипних операцій для кожної ділянки газової мережі, тому для проведення цих розрахунків у комп'ютерній програмі організуються цикли. У межах двох циклів, зовнішнього за індексом k і внутрішнього за індексом i , виконуються такі операції. Для кожної ділянки газової мережі задаємося найменшим стандартним значенням внутрішнього діаметра труби $D_{k,i} = D_{\text{min}}$.

Визначаємо розрахункове значення гідравлічного нахилу на ділянці за прийнятого діаметра труби

$$I_{k,i} = \frac{\Delta P_{k,1}}{1,1 \cdot l_{k,i}}, \quad (4)$$

де: $\Delta P_{k,i}$ – загальний перепад тиску на i -ій ділянці k -ого контура,

$$\Delta P_{k,1} = \Delta P_{T_{k,i}} + \Delta P_{z_{ck,i}}; \quad (5)$$

$\Delta P_{T_{k,i}}$ – втрати тиску від тертя і у місцевих опорах на i -ій ділянці k -ого контура; $\Delta P_{z_{ck,i}}$ – зміна гідростатичного тиску, спричинена профілем траси i -ої ділянки k -ого контура; $l_{i,k}$ – геометрична довжина i -ої ділянки k -ого контура.

Втрати тиску газу від тертя та у місцевих опорах $\Delta P_{k,i}$ для кожної ділянки визначаємо згідно з рекомендаціями чинних нормативних документів [1] або за уточненою методикою розрахунку газових мереж, розробленою нами у роботі [2].

Зміну гідростатичного тиску, спричинену впливом профілю траси для кожної ділянки газової мережі, знаходимо за формулою

$$\Delta P_{z_{ck,i}} = g(h_{n_{k,i}} - h_{k_{k,i}})(\rho_{\text{новн}} - \rho_n), \quad (6)$$

де: $h_{n_{k,i}}$ – геодезична позначка початку (за рухом газу) ділянки газопроводу; $h_{k_{k,i}}$ – геодезична позначка кінця (за рухом газу) ділянки газопроводу.

Загальний перепад тиску газу на ділянці обчислюємо за формулою

$$\Delta P_{k,i} = \Delta P_{T_{k,i}} + \Delta P_{z_{ck,i}}. \quad (7)$$

Порівнюємо розрахункове значення гідравлічного нахилу на ділянці з середнім значенням цього параметра для газової мережі. За виконання умови

$$I_{pk,i} > I_{cpo} \quad (8)$$

вибираємо для ділянки наступне найближче більше значення стандартного внутрішнього діаметра труби і розрахунки повторюємо, розпочинаючи з формули (4).

Те значення діаметра, за якого відбувається зміна знаку нерівності у формулі (8), вважаємо кінцевим значенням діаметра для i -ої ділянки k -ого контура.

Для перевірки ступеня виконання другого закону Кірхгофа витраті газу на ділянці $Q_{k,i}$ і перепаду тиску на ділянці $\Delta P_{k,i}$ присвоюємо знак “плюс”, якщо рух газу на ділянці відбувається за годинниковою стрілкою, і знак “мінус” – якщо газ на ділянці рухається проти стрілки годинника.

Для всіх контурів газової мережі обчислюємо значення похибки, величина якої вказує на ступінь виконання другого закону Кірхгофа. Якщо хоча би для одного контура похибка перевищує задану точність розрахунку, то необхідно виконати гідравлічну ув'язку шляхом уведення поправочних витрат газу. Гідравлічна ув'язка кілець виконується за методикою, наве-

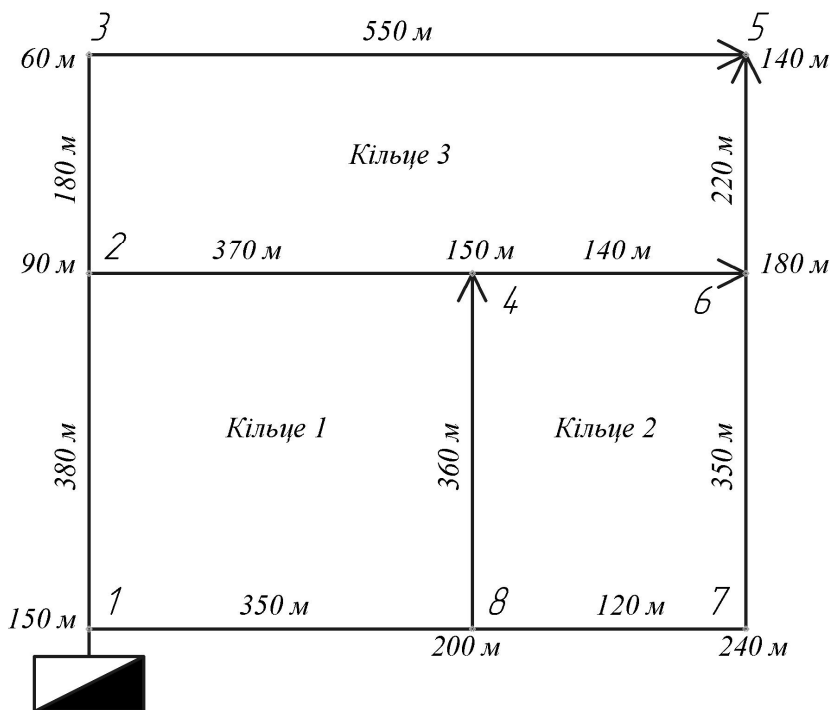


Рисунок 1 – Розрахункова схема газової мережі низького тиску кільцевої структури

Таблиця 1 – Результати розрахунку витрат газу в кільцевій газовій мережі

Ділянка	Довжина l_i , м	Витрата газу, м ³ /год		
		шляхова $Q_{ш}$	транзитна Q_m	розрахункова Q_p
3-5	550	66,0	0	33,0
2-3	180	21,6	66,0	76,8
4-6	140	16,8	0	8,4
2-4	370	44,4	16,8	39,0
1-2	380	45,6	148,8	171,6
5-6	220	26,4	0	13,2
7-6	350	42,0	26,4	47,4
8-7	120	14,4	68,4	75,6
8-4	360	43,2	0	21,6
1-8	350	42,0	126,0	147,0

деною в [3]. Розрахунок повторюється до тих пір, доки похибка Кірхгофа для всіх контурів не стане меншою від заданої точності розрахунку.

Описаний вище алгоритм реалізований нами у програмі PROFK, яка дає змогу методом комп'ютерного моделювання дослідити вплив профілю траси на результати гідравлічного розрахунку газових мереж низького тиску кільцевої структури.

Аналогічно дослідимо вплив профілю траси на результати проектного розрахунку газової мережі низького тиску розгалуженої структури. Алгоритм розрахунку довільної ділянки розгалуженої газової мережі співпадає з алгоритмом розрахунку довільної ділянки кільцевої газової мережі. Відмінність методики гідравлічного розрахунку полягає у тому, що у газових мережах розгалуженої структури не діють закони Кірхгофа, і відпадає необхідність у виконанні

процедури гідравлічної ув'язки. Розроблена нами програма PROFR дає змогу методом комп'ютерного моделювання дослідити вплив профілю траси на результати гідравлічного розрахунку розгалужених газових мереж низького тиску. За один захід розраховуються послідовно з'єднані ділянки газопроводів – певний напрям руху газу. Спочатку розглядається основний напрям руху газу, а далі – всі відгалуження і відводи.

Виконаємо апробацію методик шляхом виконання гідравлічних розрахунків елементів систем газопостачання населених пунктів. Спочатку виконаємо проектний розрахунок газової мережі низького тиску кільцевої структури сільського населеного пункту, розрахункова схема якої наведена на рисунку 1.

Результати визначення розрахункових витрат газу для ділянок газової мережі низького тиску кільцевої структури наведені у таблиці 1.

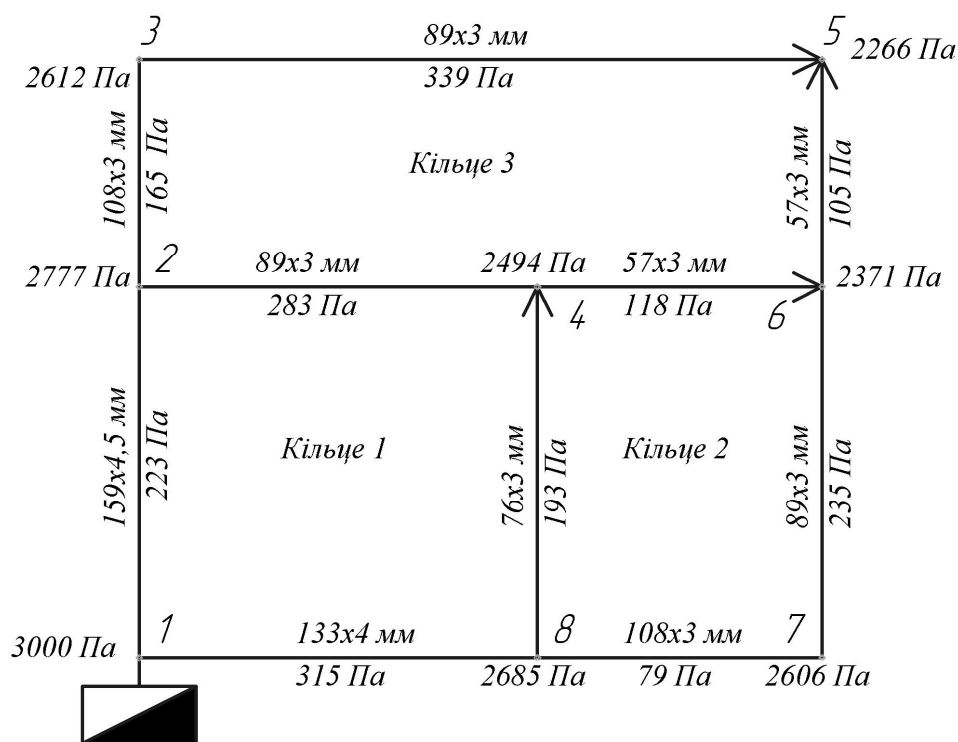


Рисунок 2 – Результати проектного розрахунку газової мережі низького тиску кільцевої структури без урахування профілю траси газопроводів

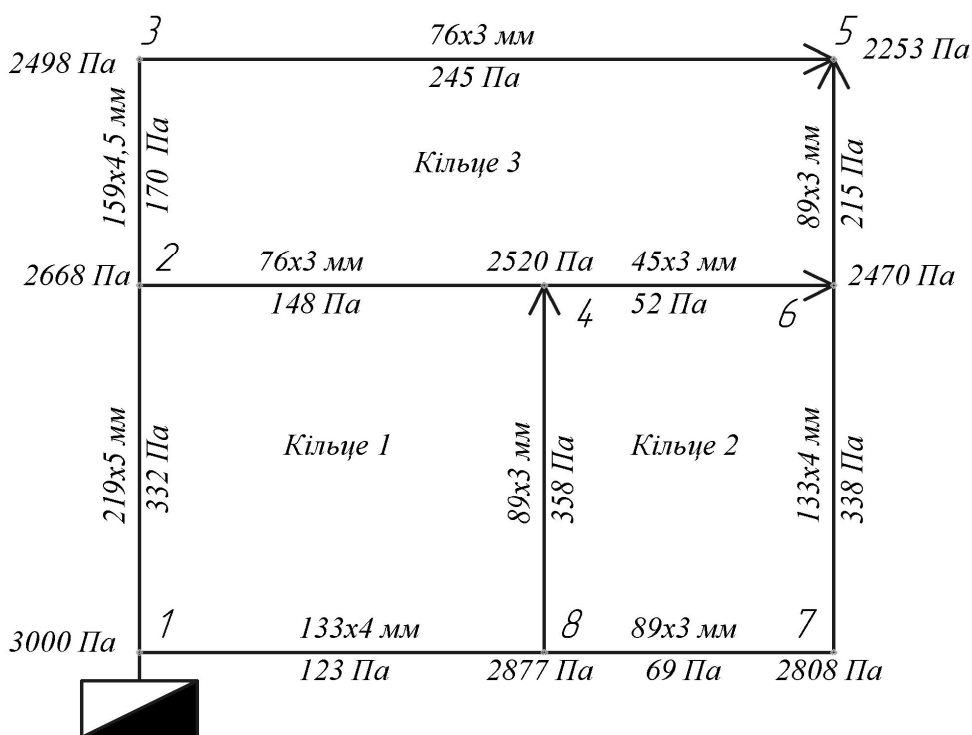


Рисунок 3 – Результати проектного розрахунку газової мережі низького тиску кільцевої структури з урахуванням профілю траси газопроводів

За програмою PROFK виконуємо гідравлічні розрахунки кільцевої газової мережі, наведеної на рисунку 1, без урахування та з урахуванням профілю траси. Одержані результати необхідних діаметрів ділянок, перепадів тиску і надлишкових тисків газу у характерних точках мережі показані на рисунках 2 і 3. Тут наведені

проектні діаметри ділянок, перепади тисків газу на ділянках і величина надлишкового тиску на початку і в кінці кожної ділянки.

Аналіз результатів розрахунків засвідчив, що урахування профілю траси суттєво вплинуло на технологічні параметри кільцевої газової мережі низького тиску. Змінилися як проектні

Таблиця 2 – Результати розрахунку витрат газу в розгалуженій газовій мережі

Ділянка	Довжина l_i , м	Витрата газу, м ³ /год		
		шляхова $Q_{ш}$	транзитна Q_m	розрахункова Q_p
6-8	420	50,4	0	25,2
6-7	320	38,4	0	19,2
4-6	260	31,2	88,8	104,4
4-5	230	27,6	0	13,8
2-4	210	25,2	147,6	160,2
2-3	210	25,2	0	12,6
1-2	280	33,6	198	214,8

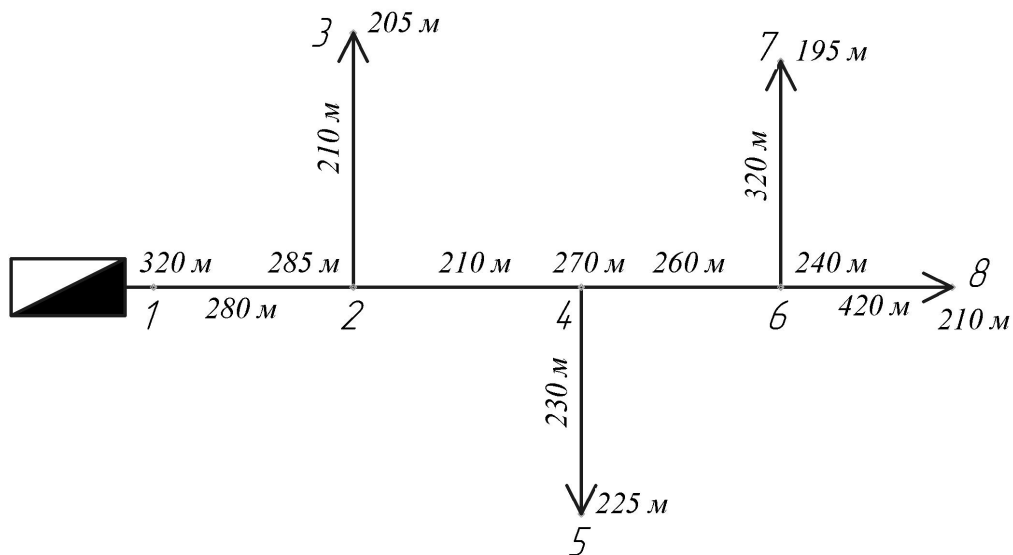


Рисунок 4 – Розрахункова схема розгалуженої газової мережі низького тиску

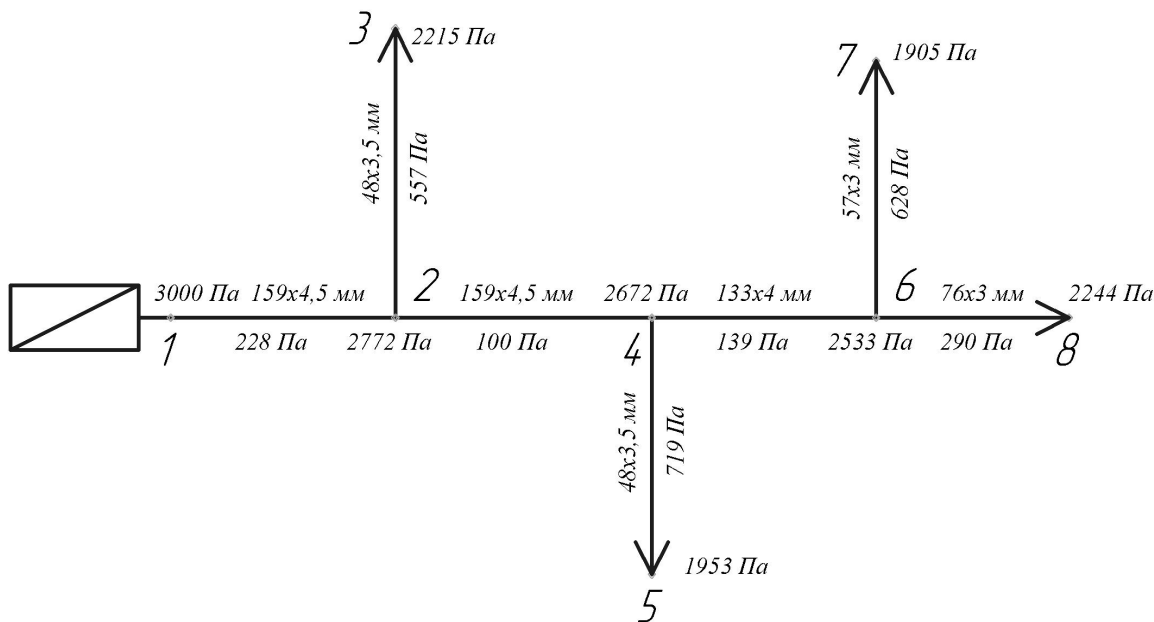


Рисунок 5 – Результати розрахунку розгалуженої газової мережі низького тиску без урахування профілю траси газопроводів

діаметри низки ділянок газової мережі, так і величина надлишкового тиску у характерних точках мережі.

Аналогічно виконаємо проектний розрахунок газової мережі низького тиску розгалуженої структури сільського населеного пункту,

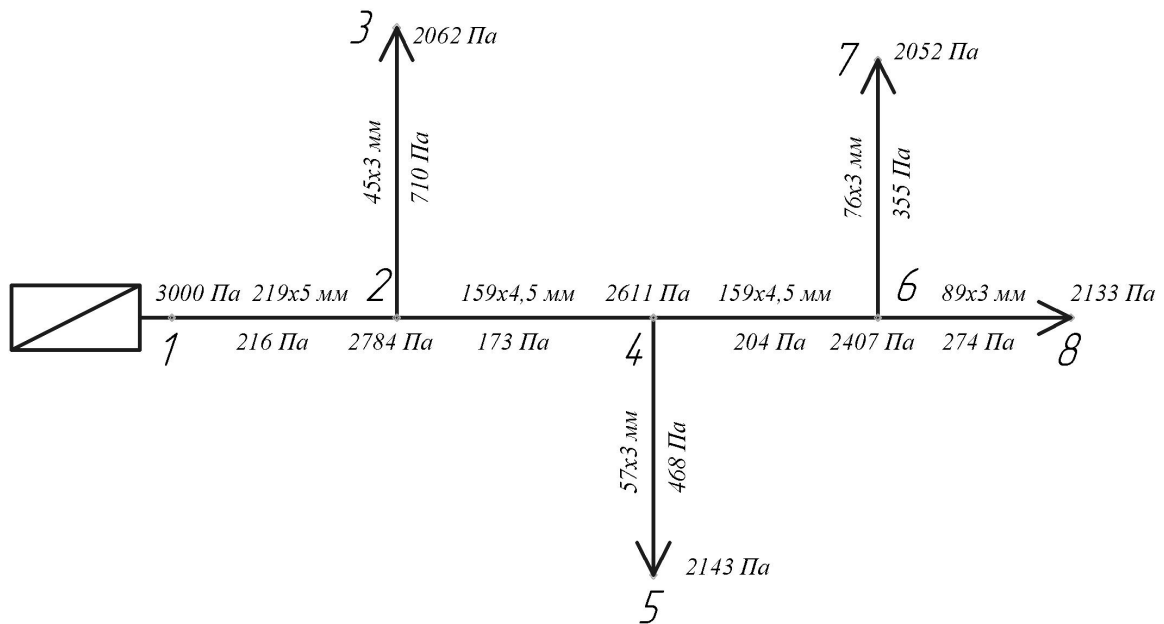


Рисунок 6 – Результати розрахунку розгалуженої газової мережі низького тиску з урахуванням профілю траси газопроводів

розрахункова схема якої зображена на рисунку 4. Результати визначення розрахункових витрат газу наведені у таблиці 2.

За програмою PROFR виконуємо гідравлічні розрахунки розгалуженої газової мережі, наведеної на рисунку 4, без урахування та з урахуванням профілю траси. Одержані результати необхідних діаметрів ділянок, перепадів тиску і надлишкових тисків газу у характерних точках мережі зображені на рисунках 5 і 6.

Слід зауважити, що зміна необхідних діаметрів ділянок газової мережі спричинює відповідні зміни капітальних вкладень у будівництво системи газопостачання населеного пункту. Відмінності тисків газу в елементах газової мережі спричинюють відповідні зміни режиму роботи газових приладів споживачів газу.

Таким чином, дослідження засвідчили, що урахування профілю траси газових мереж низького тиску кільцевої та розгалуженої конфігурації дає змогу виконати більш якісний проект газопостачання населених пунктів, підвищує достовірність визначення технологічних параметрів газових мереж, дає можливість більш точно обчислити економічні показники системи газопостачання.

У процесі експлуатації газових мереж урахування профілю траси дає змогу більш точно прогнозувати витрати і тиски газу в елементах газової мережі, забезпечуючи нормальний режим газопостачання споживачів.

Література

- 1 Газопостачання: ДБН В 2.5. – 20 – 2001. – [Чинний від 2001-08-01]. – К.: Держбуд України, 2001. – 286 с. – [Держанні будівельні норми України].
- 2 Ксенич А.І. Розрахунок газових мереж з використанням формули Колб рука / А.І.Ксенич // Нафтогазова енергетика. – 2007. – № 4(5). – С. 81-85.
- 3 Середюк М.Д. Проектування та експлуатація систем газопостачання населених пунктів / М.Д. Середюк, В.Я. Малик, В.Т. Болонний. – Івано-Франківськ: Факел, 2003. – 435 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
24.02.10
Рекомендована до друку професором
Грудзом В.Я.

ЗАКОНОМІРНОСТІ ПЕРЕБІГУ НЕСТАЦІОНАРНИХ ПРОЦЕСІВ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ В АВАРІЙНИХ РЕЖИМАХ

Ю. Г. Мельниченко

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42166
e-mail: informatik@nung.edu.ua

Досліджено процес витікання газу крізь аварійний дефект в магістральному газопроводі. Визначено межі використання автоматів аварійного закриття кранів для газопроводу діаметром 1400 мм. Для уточнення газодинамічних параметрів у перерізі дефекту запропоновано використовувати тримірну модель, отриману за допомогою газодинамічного програмного комплексу Ansys CFX.

Ключові слова: аварійне витікання, магістральні газопроводи, автомати аварійного закриття кранів, Ansys CFX

Исследован процесс истечения газа сквозь аварийный дефект в магистральном газопроводе. Определены границы использования автоматов аварийного закрытия кранов для газопровода с диаметром 1400 мм. Для уточнения газодинамических параметров в разрезе дефекта предлагается использовать трехмерную модель, полученную с помощью газодинамического программного комплекса Ansys CFX.

Ключевые слова: аварийная утечка, магистральные газопроводы, автоматы аварийного закрытия кранов, Ansys CFX

The accident gas leak on main gas pipeline was discovered. The limits of emergency cock closure devices for the pipelines with nominal diameter 1400 mm were defined. For the gas dynamic parameters specification in accident leaks, the 3D model, made in gas dynamic program complex Ansys CFX, was offered.

Keywords: gas accident leak, gas mains, emergency cock closure devices, Ansys CFX

Режимами роботи газотранспортних систем (ГТС) вважаються сукупності параметрів газового потоку в характерних точках технологічних ємностей магістральних газопроводів у визначені моменти часу.

Аварійними вважаються режими роботи газотранспортних систем, або їх складових частин на проміжку часу від моменту виникнення несправностей або відмов, під впливом яких відбуваються зміни значень режимних параметрів системи до моменту повної стабілізації режимних параметрів ГТС після усунення несправностей та наслідків відмов і виведення ГТС на робочий режим. Такі несправності та відмови, як правило, є наслідками аварій. Аварії на магістральних газопроводах (МГ) можуть виникати як на лінійній частині, так і на інших об'єктах ГТС.

Основними відмовами, які можуть спричинити аварійні режими, є:

- порушення герметичності газопроводу;
- відмова одиниці технологічного обладнання КС;
- відмова систем телемеханіки технологічного обладнання ГТС;
- відмова систем телеметрії технологічного обладнання ГТС;
- несанкціоноване оперування запірною арматурою та ін.

Залежно від стану ГТС, в якому вона перебувала в момент виникнення аварійного режиму, варто виділити аварійні режими, які виникли в процесі експлуатації, ремонту та випробування МГ.

До причин встановлення аварійних режимів, які можуть виникнути в процесі експлуатації МГ можна, віднести:

- порушення герметичності технологічного обладнання ГТС;
- робота нагнітачів в помпажних режимах;
- активізація процесів гідратуотворення, які можуть призвести до часткового або повного закупорювання ділянки МГ.

Розглянемо найпоширеніший вид несправностей – витікання газу.

На інтенсивність перехідних режимів роботи ГТС, викликаних утворенням аварійного витоку, впливають:

- величина витоку;
- робочий тиск в газопроводі;
- масова витрата в газопроводі;
- геометричні характеристики газопроводу (діаметр, довжина, профіль траси) та ін.

Витік можна виявити використовуючи дані вимірювального обладнання, а саме:

- факт локального падіння тиску в околі точки виникнення витоку;
- швидкість локального падіння тиску в околі точки виникнення витоку.

На вітчизняних магістральних газопроводах використовують останню з вказаних характеристик. Як відомо, автомати аварійного закриття кранів (ААЗК) спрацьовують в разі перевищення швидкістю падіння тиску на лінійних кранах значення понад 10-15% протягом 1-3 хв. [1]. Вибір саме такого значення мінімальної швидкості зниження тиску, на яке реагують ААЗК зумовлений тим, що експлуатаційні збурення потоку в газопроводах ніколи не досяга-

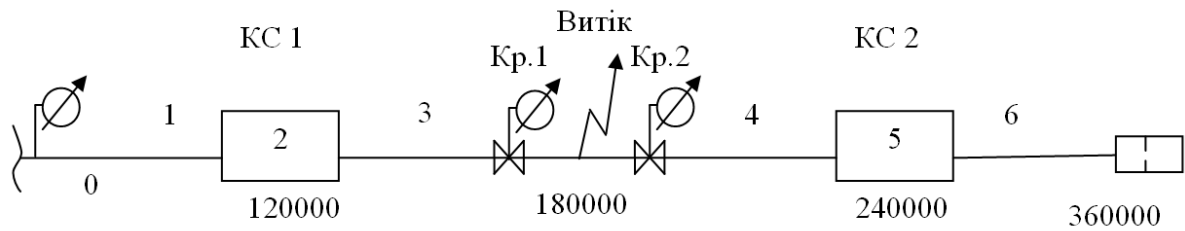


Рисунок 1 – Схема газопроводу з витоком

ють таких швидкостей зміни тиску в газопроводі. Для локалізації ж витоків, внаслідок яких швидкість падіння тиску буде меншою зазначеної, необхідно використовувати спеціальні методи пошуку витоків. Одним з методів локалізації таких витоків є метод на основі моделювання параметрів безаварійної роботи ГТС в режимі реального часу.

Для того, щоб оцінити можливість здійснення контролю за роботою ГТС методом «безперервного» порівняння вимірних та «безаварійних», змодельованих газодинамічним імітатором, параметрів ГТС, необхідно змодельовати цим же імітатором аварійний режим. Постає проблема побудови моделі витoku газу крізь дефект у трубопроводі.

Для визначення масової витрати крім отвір в посудині під тиском (якою до певної міри можна вважати магістральний трубопровід) правомірно використовувати формулу Сен-Венана-Вентцеля [2]:

– якщо виконується умова

$$\frac{p_0}{p_1} \geq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \text{ то}$$

$$M = \mu_0 F_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \rho_1 p_1 \left[\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (1)$$

де: μ_0 – коефіцієнт витрати отвору; F_0 – площа поперечного перерізу отвору; k – стала Больцмана для газу; p_1, ρ_1 – тиск і густина газу в трубопроводі в точці витікання; p_0, ρ_0 – тиск навколишнього середовища і густина газу під тиском навколишнього середовища.

– якщо виконується умова

$$\frac{p_0}{p_1} < \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \text{ то}$$

$$M = \mu_0 F_0 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \rho_1 p_1}. \quad (2)$$

Коефіцієнт витрати μ_0 залежить від ступеня стиснення газу в отворі, режиму руху газу, структури розподілу швидкостей у перерізі струменя, яка, в свою чергу, залежить від форми отвору. Даний коефіцієнт, здебільшого, визначається експериментально.

Припускаємо, що залежності (1)-(2) є справедливими для аварійного режиму з витоком. Враховуючи важливість та розповсюдженість газопроводів великого діаметру на території України, саме для таких газопроводів важливо оцінити особливості виникнення аварійних режимів, зумовлених утворенням витoku. Змодельуємо аварійний режим, викликаний утворенням витoku на магістральному газопроводі Ду 1420 мм, схема якого зображена на рис. 1.

Для застосування агрегативно-імітаційного методу [3], даний газопровід необхідно розбити на елементарні агрегати, кожному з яких необхідно присвоїти порядковий номер. Тиск на вході агрегату 1 підтримується постійним, і становить 6 МПа. Масова витрата на виході агрегату 6 теж підтримується постійною і становить 480 кг/с. Температуру ґрунту по довжині ділянки приймаємо рівною 278 К. Припускаємо, що засоби телеметрії знаходяться на відстані 15 км в обидві сторони від місця витікання газу. Ця відстань прийнята в якості найгірших умов з огляду на те, що засоби телеметрії на лінійній частині змонтовані здебільшого на лінійних запірних вузлах, вузлах запуску-приймання очисних пристроїв, а також на вузлах підключення відводів. При цьому максимальна відстань між лінійними кранами на МГ, згідно з [4], не повинна перевищувати 30 км.

У момент часу $t=0$ на газопроводі утворюється витік, що спричинює надходження в навколишнє середовище газу відразу на повний переріз дефекту в трубопроводі. Таке припущення є умовним, однак ми нехтуємо динамікою розвитку отвору в газопроводі. Методом проб було встановлено, що для розглянутої ділянки газопроводу ААЗК спрацюють у випадку витікання газу в точці аварії (рис. 1) через отвір, еквівалентний діаметр якого є не меншим 700 мм. Це видно з різниці тисків на Кр.2 в моменти часу $t=45$ с і $t=105$ с (рис. 2). Протягом цього часу тиск на крані Кр. 2 понизився на 0,49 МПа, що приблизно дорівнює 10% від початкового тиску в трубопроводі.

Розподіл тиску по довжині ділянки в момент утворення витoku і через 300 с після моменту утворення зображений на рис. 3.

Очевидно, що діаметр отвору 700 мм є надзвичайно великим дефектом. У разі виникнення витoku такої величини відбувається викид ґрунту. У цей момент внаслідок тертя в ґрунті виникає іскра, тому практично кожен крупний витік на магістральних газопроводах супроводжується пожежами. Під час пожежі

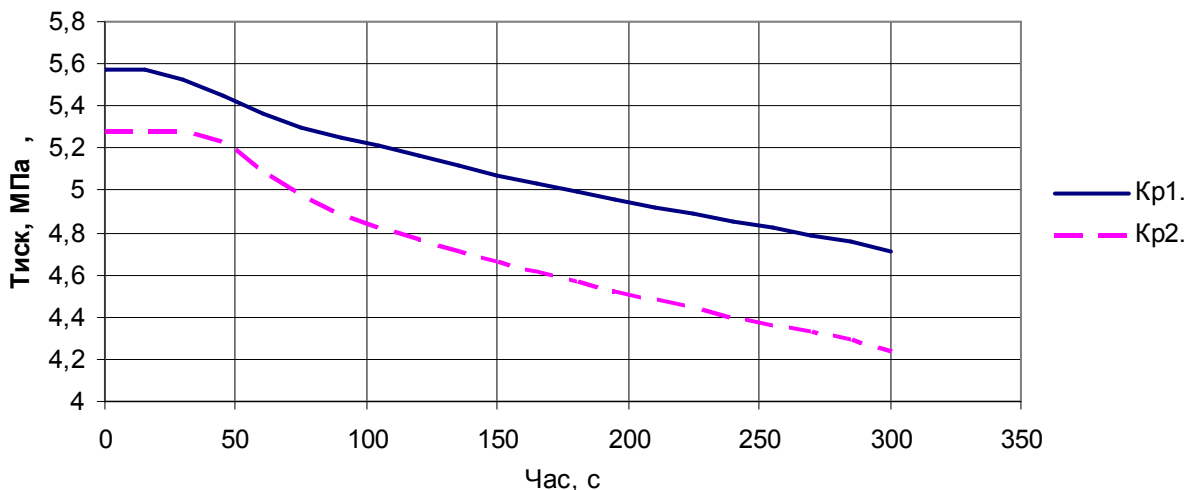


Рисунок 2 – Динаміка зміни тиску на крані до Кр1

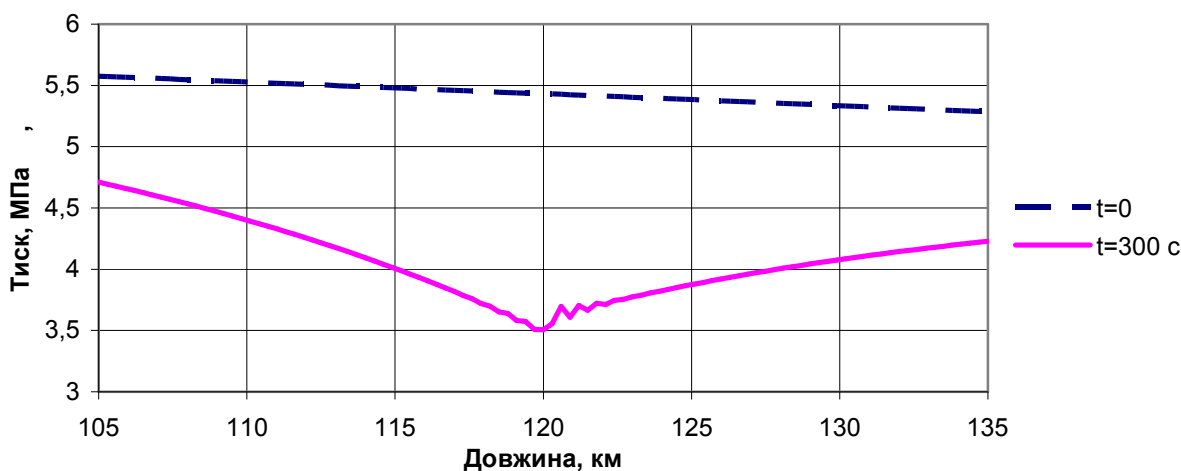


Рисунок 3 – Розподіл тиску по довжині ділянки між кранами Кр1 і Кр2 в момент утворення витоку та через 300 с після утворення витоку

внаслідок високої температури отвір розширюється і відбувається повний розрив труби. Таким чином, для розглянутого газопроводу ААЗК спроможні локалізувати виключно розриви на магістральних газопроводах.

Для того, щоб дослідити можливість локалізації дрібних витоків (свищів) на магістральних газопроводах за показами вимірювального обладнання, необхідно дати відповідь на такі запитання:

- яке мінімальне значення падіння тиску може бути ідентифіковане системою контролю в режимі реального часу як падіння внаслідок виникнення витоку;

- за яких розмірів отвору не відбувається викид ґрунту і, відповідно, займання струменя газу.

Для вирішення першого запитання необхідно розглянути нормальний розподіл тиску в часі, який реєструється засобами телемеханіки під час роботи ГТС в стаціонарному режимі. Такий розподіл отримано на МГ «Союз». Так на рисунку 4, а зображено розподіл на виході з компресорної станції, на рисунку 4, б – на лінійному крані перегону.

З діаграм видно, що середнє значення тиску під час умовного стаціонарного режиму роботи магістрального газопроводу коливається в межах $\pm 0,75 \text{ кгс/см}^2$. Приймаємо подвійний запас цього коридору коливання режимних параметрів, тобто відміну виміряного значення тиску в діапазоні $\pm 1,25 \text{ кгс/см}^2$ від середньозваженого значення вважаємо наслідком пульсації показів манометра (рисунку 4 а)), або наслідком затухання нестационарних процесів, викликаних зміною режиму роботи газопроводу (рисунку 4 б)).

Методом проб встановлено, що для трубопроводу діаметром 1420 мм мінімальний умовний діаметр витоку, який може бути виявлений шляхом порівняння падіння значення тиску з його змодельованим за методом сіток [5] значенням за умови безаварійності роботи газопроводу, становить 80 мм (рисунку 5).

З рисунку 5 видно, що протягом 5000 с тиск на крані 1 падає від значення 5,405 МПа до значення 5,277 МПа, тобто на 0,129 МПа= $1,315 \text{ кгс/см}^2$, а на крані 2 – від значення 5,117 МПа до значення 4,987 МПа, тобто на 0,130 МПа= $1,325 \text{ кгс/см}^2$.

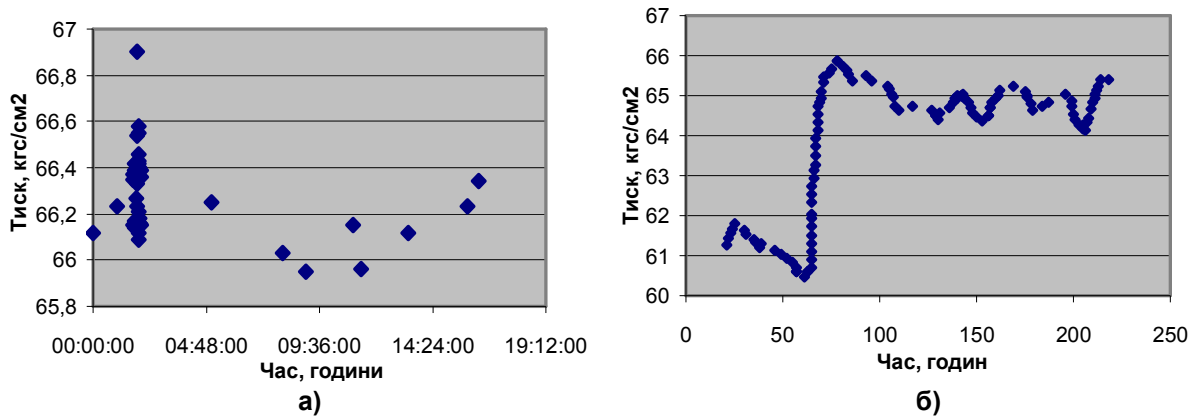


Рисунок 4 – Розподіл в часі тиску в заданій точці МГ за умови його роботи в стаціонарному режимі

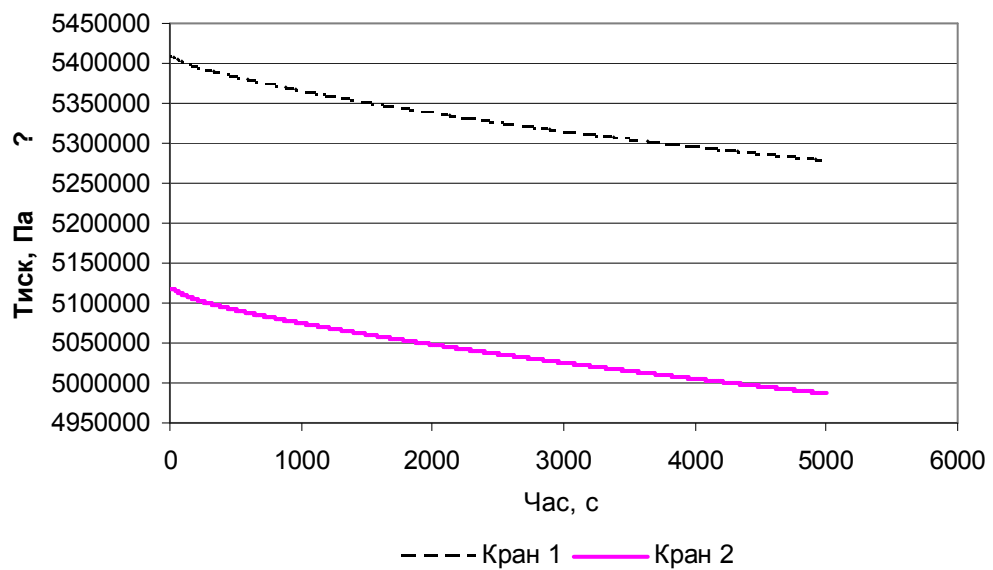


Рисунок 5 – Розподіл в часі тиску для отвору діаметром 80 мм

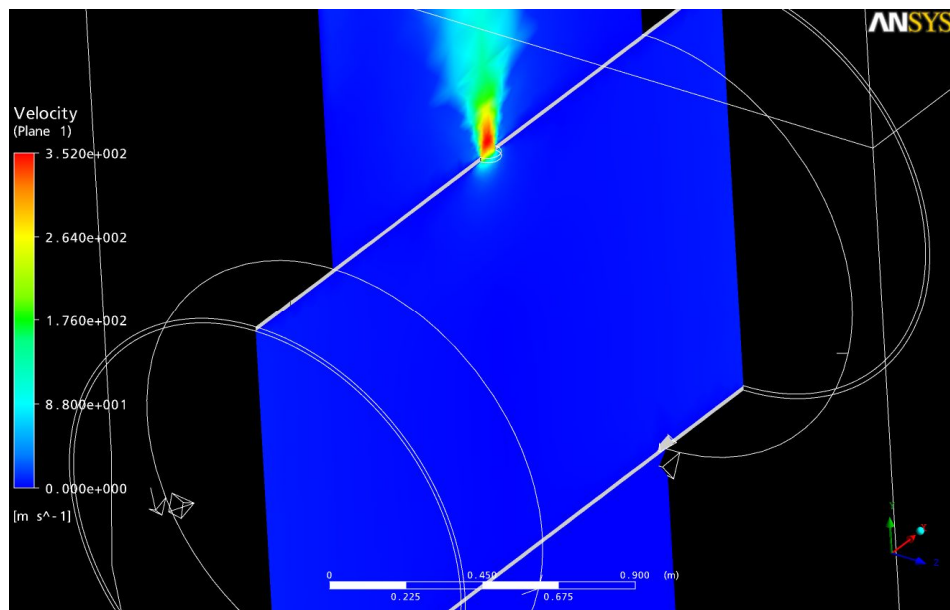


Рисунок 6 – Просторовий розподіл швидкості руху газу під час аварійного витікання газу

Для перевірки достовірності формул (1)-(2) побудована трьохмірна модель витoku газу через отвір площею, рівною площі круга діаметром 80 мм та розрахована швидкість руху газу на виході отвору за допомогою комплексу Ansys CFX. Просторовий розподіл швидкості руху газу під час витікання з газопроводу зображено на рисунку 6.

Через переріз витoku відбувається витікання з масовою витратою 15,7 кг/с. Тиск на перерізі перерізу становить 1,857 МПа.

Згідно з розрахунком за формулами (1)-(2), масова витрата за такими даними через отвір становить 17,0 кг/с. При цьому, коефіцієнт витрати прийнятий 1. Така різниця пояснюється складною формою перерізу розриву газопроводу.

Отримані результати дають підстави зробити висновок, що існує діапазон допустимих витоків на магістральних газопроводах, які не можуть бути локалізовані за допомогою ААЗК, однак успішно можуть бути виявлені системами контролю за безаварійністю роботи ГТС в режимі реального часу за показами штатного обладнання, що підтверджує доцільність розробки таких систем та встановлення їх на вітчизняних ГТС.

Література

- 1 ОНТП 51-1-85. Общесоюзные нормы технологического проектирования. Магистральные трубопроводы. – М: Мингазпром, 1985.
- 2 Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям: под ред. М.О.Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
- 3 Яковлев Є.І. Режимы газотранспортных систем / [Яковлев Є.І., Казак О.С., Михалків В.Б., та ін.]. – Львів: Світ. 1992. – 172 с.
- 4 Магістральні трубопроводи. СНиП 2.05.06-85. – [чинний від 1985-03-18]. – М.: Госстрой СССР, 1985. – 70 с. – (Будівельні норми та правила).
- 5 Мельниченко Ю.Г. Особливості розв'язування крайової задачі при розрахунку нестационарних неізотермічних потоків в магістральних газопроводах / Ю.Г. Мельниченко, Д.Ф. Тимків // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – № 1(22). – С. 27-29.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
25.02.10
Рекомендована до друку професором
Грудзом В.Я.*

РЕГУЛЮВАННЯ ТЕРМІНІВ ДЕСТРУКЦІЇ ЕКСТРУЗИВНОГО КРОХМАЛЮ

О.С.Бейзик, М.І.Оринчак

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42153

e-mail: drill@nuing.edu.ua

Для регулювання і управління процесом деструкції колоїдного розчину крохмалю у процесі буріння свердловин, розширення області застосування екструзивного крохмального реагента (ЕКР), як понижувача фільтрації, а у ході випробувань продуктивних горизонтів штучного прискорення деструкції крохмалю, руйнування кольматційного екрану і покращення проникності продуктивних горизонтів, проведено комплекс лабораторних досліджень впливу різних хімічних речовин на деструкцію та ферментацію ЕКР

Ключові слова: екструзивний крохмаль, ферментація, деструкція

Для регулирования и управления процессом деструкции коллоидного раствора крахмала в процессе бурения скважин, расширения области применения экструзивного крахмального реагента (ЭКР), как понизителя фильтрации, а при испытании продуктивных горизонтов искусственного ускорения деструкции крахмала, разрушения кольматационного экрана и улучшения проницаемости продуктивных горизонтов, проведен комплекс лабораторных исследований влияния различных химических веществ на деструкцию и ферментацию ЭКР

Ключевые слова: экструзионный крахмал, ферментация, деструкция

For adjusting and process control of destruction of colloid solution of starch in the process of well-drilling, expansion of application of Extrusive Starch Reagent (ESR) domain, as lover of filtration, and at the test of productive horizons artificially to accelerate destruction of starch, prang a kolmatation faucet and improve permeability of productive horizons the conducted complex of laboratory researches of influence of different chemical matters on destruction and fermentation of ESR.

Keywords: extrusive starch, fermentation, destruction

Одним із способів зниження кольматції продуктивного горизонту є зменшення кількості фільтрату, який під дією перепаду тиску проникає у його пори і відтісняє пластовий флюїд від вибою до свердловини. Для зменшення фільтрації у буровий розчин вводять хімічні реагенти, здебільшого полімери. Під час проникнення у гірські породи полімер адсорбується на поверхні пор, викликаючи їх звуження, що призводить до зменшення проникності продуктивного горизонту. З іншого боку, полімери запобігають і сповільнюють гідратацію та набухання материнських глин. Після достатнього накопичення полімеру у пласті можливе закупорювання пор.

Тому, з метою підвищення якості розкриття продуктивних горизонтів слід застосовувати такі полімери для обробки бурових розчинів, структура яких після виконання ними основного призначення могла б бути зруйнована у процесі випробування пластів.

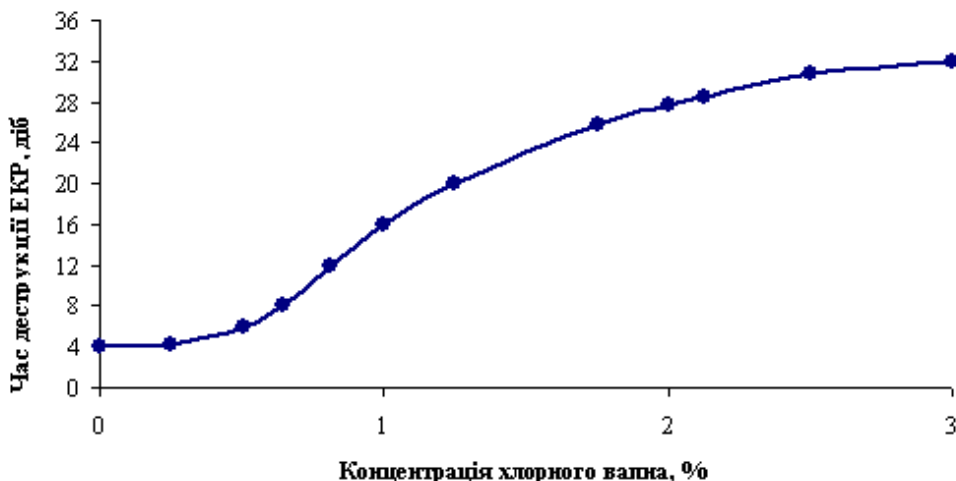
З цією метою найбільш доцільно застосовувати крохмаль [1], до складу якого входять 20-25% амілози, 75-80% амілопектину із загальною хімічною формулою $(C_6H_{10}O_5)_n$. Молекула амілози складається переважно із лінійних слабкорозгалужених спіралеподібних ланцюжків. Амілопектин, навпаки, сильно розгалужений, володіє діхематомічною структурою, стійкий у розчині, не схильний до ретроградації.

Крохмаль слабкорозчинний у воді. Для підвищення його розчинності воду нагрівають і зерна крохмалю руйнуються, утворюючи клейстер. Клейстеризація – це складний процес, що відбувається поетапно у три стадії. Спочатку зерна крохмалю набухають, приєднуючи до себе незначну кількість води, а з підвищенням температури - приєднують велику кількість води, дуже набухають, збільшуються в об'ємі у сотні разів, призводять до підвищення в'язкості розчину. Набухання крохмалю відбувається внаслідок розриву водневих зв'язків та гідратації макромолекул полісахаридів. Цей процес незворотний. На останній стадії зерна крохмалю втрачають форму і, взаємодіючи з водою, перетворюються у дрібні частинки, що утворюють з водою колоїдний розчин.

У процесі буріння свердловини колоїдний розчин крохмалю піддається фізичній, хімічній та біологічній деструкціям. Процес деструкції¹ здійснюється внаслідок руйнування хімічних зв'язків у головному ланцюгу макромолекули, утворюючи макрорадикали. Вільні макрорадикали можуть за певних обставин ініціювати реакцію деструкції.

Мета роботи – уможливити управління деструкцією колоїдного розчину крохмалю у процесі буріння свердловини, розширити область застосування ЕКР, як понижувача фільтрації, а у ході випробувань продуктивних гори-

¹ Деструкція – процес руйнування макромолекул високомолекулярних сполук, який супроводжується зміною їх структури, зменшенням молекулярної маси, що зумовлюють зміну фізико-хімічних, механічних, електричних та інших властивостей.



Рисунки 1 – Вплив хлорного вапна на деструкцію 10% водного розчину ЕКР

зонти штучно спричинити деструкцію крохмалю, зруйнувати кольматаційний екран і покращити проникність продуктивного горизонту.

Для досягнення поставленої мети проведення дослідження впливу різних хімічних речовин на процес деструкції колоїдного розчину крохмалю. Умовно ці хімічні речовини були поділені на дві групи:

1) інгібітори деструкції колоїдного розчину крохмалю, або, як їх ще по-іншому називають, антиферментатори чи антисептики;

2) ініціатори ферментації² колоїдного крохмального розчину або ферментатори.

Для проведення всіх лабораторних досліджень було взято за основу 10% водний розчин кукурудзяного екструзивного крохмалю (ЕКР). Така концентрація кукурудзяного ЕКР найширше застосовується у практиці буріння свердловин для обробки бурових розчинів.

Для вивчення впливу інгібіторів деструкції та ініціаторів ферментації у дві групи скляних пробірок по 4 штуки в кожній наливали по 10 мл 10% водного розчину ЕКР. Потім вводили хімічні речовини різної концентрації, причому однаково дозу в пробірці першої та другої групи. Після перемішування першу групу пробірок поміщали у штатив і за температури 20±2°C визначали час деструкції, а другу групу пробірок поміщали у сушильну шафу і визначали межу термостійкості кожної проби.

Час деструкції у лабораторних умовах визначали як період від початку змішування компонентів до моменту, коли візуально фіксували розділення крохмальної суміші на рідку і тверду фази.

Як інгібітори деструкції ЕКР використовували хлорне вапно, Кристал-1000, пергідрат сечовини та формалін, а як ферментатори – пекарські дріжджі та амілокс [2].

Хлорне вапно – порошок білого кольору, розчинний у воді, застосовують для хлорування води, відбілювання паперу, целюлози, дезінфе-

кції, для виробництва хлороформу, хлорпикрину тощо, є сумішшю гіпохлориту та хлориду кальцію, яка утворюється при взаємодії хлору з гашеним вапном:



Вплив хлорного вапна на сповільнення деструкції 10% водного розчину кукурудзяного ЕКР наведена на рисунку 1.

Як бачимо, час деструкції крохмалю зі збільшенням концентрації хлорного вапна збільшується. Після досягнення концентрації хлорного вапна понад 3% стійкість 10% водного розчину крохмалю до деструкції зростає незначно.

Оцінку термостійкості хлорного вапна проводили на другій групі проб, розміщених у сушильній шафі. Через кожних 15 хвилин підвищували температуру на 20°C і спостерігали за деструкцією крохмалю. Після досягнення температури 110°C проби залишали у шафі ще на 3 години, періодично спостерігаючи за структурою крохмального розчину. У нашому випадку деструкції не спостерігалось. Оскільки t=110°C є граничною для ЕКР, то подальше збільшення температури недоцільне, тому що встановити причину деструкції (хімічний вплив хлорного вапна чи висока температура) неможливо.

Кристал-1000 – прозора рідина, розчинна у воді, широко застосовується в народному господарстві як антисептик при зберіганні продуктів.

Вплив Кристалу-1000 на деструкцію 10% водного розчину кукурудзяного крохмалю наведено на рисунку 2.

Як видно із рисунка 2 ефективність Кристалу-1000 незначна і за максимальної дози 0,2% час деструкції становить 16 діб. Межа термостійкості його низька і коливається в межах 60-70°C.

² Ферментація – це реакція розпаду між вихідним продуктом і ферментом з утворенням продуктів реакції і регенерації ферменту.

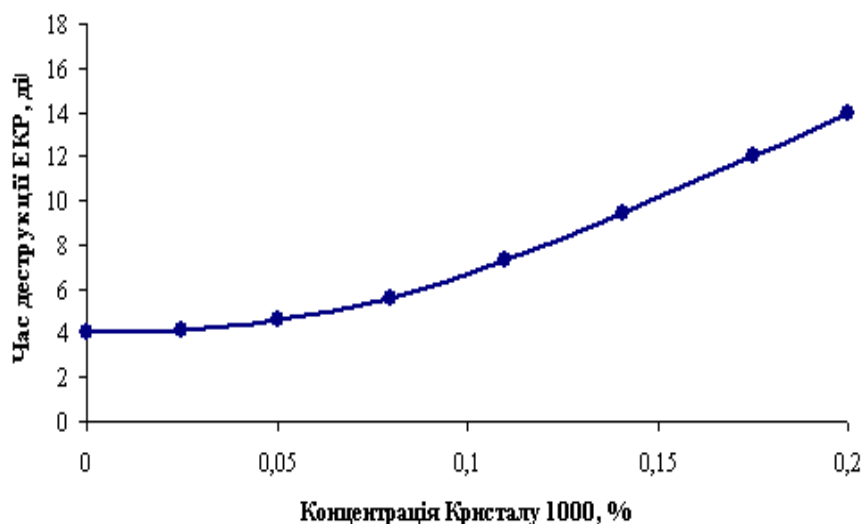


Рисунок 2 – Вплив Кристалу 1000 на деструкцію 10% водного розчину ЕКР

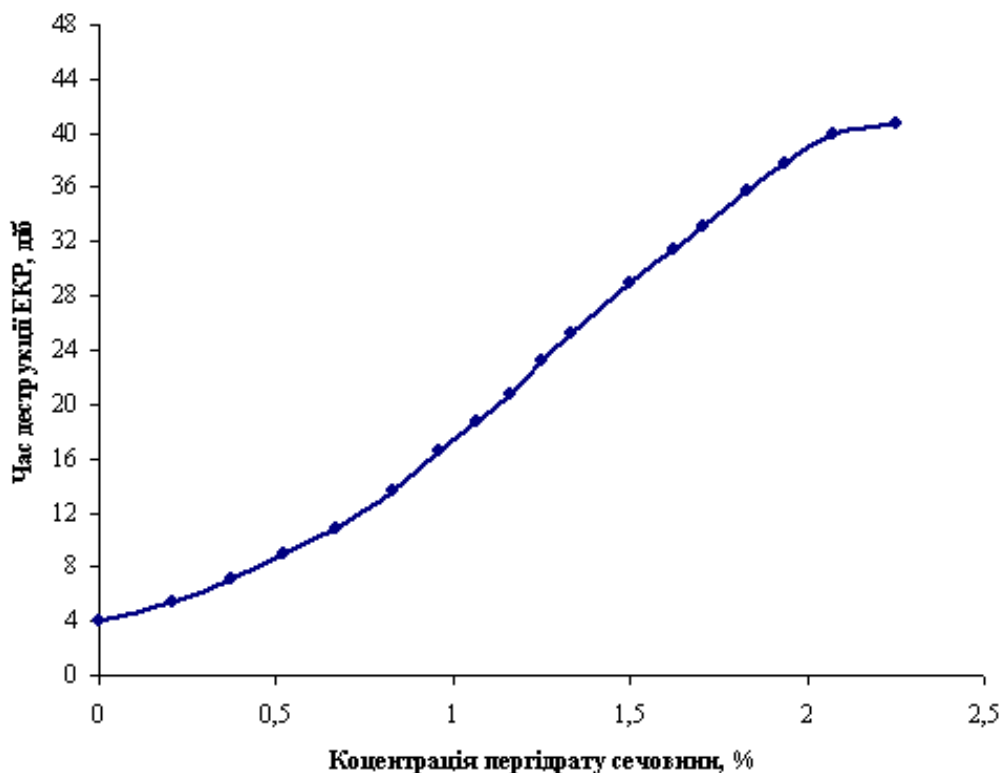


Рисунок 3 – Вплив пергідрату сечовини на деструкцію 10% водного розчину ЕКР

Пергідрат сечовини – це сполука, яку отримуємо внаслідок хімічної взаємодії перекису водню і сечовини:



Сечовина (карбамід) $\text{CO}(\text{NH}_2)_2$ – прозорі кристали без запаху і смаку, добре розчинні у воді, широко застосовується у сільському господарстві як азотне добриво з вмістом азоту (N_2) 46,5%.

Перекис водню (H_2O_2) – прозора в'язка рідина з металевим присмаком, температура кипіння – $150,2^\circ\text{C}$, добре розчинна у воді, володіє окисно-відновлювальними властивостями. У народному господарстві перекис водню широко

застосовують як відбілювач різних речовин, ініціатор реакції полімеризації, консерватор продуктів харчування тощо. Промисловістю H_2O_2 у більшості випадків випускається у вигляді 30% водного розчину, який ще називають пергідроль.

Пергідрат сечовини ефективно захищає крохмаль від деструкції (рис. 3).

Як видно із рисунка 3, при збільшенні концентрації пергідрату сечовини час деструкції ЕКР зростає. Так, після досягнення концентрації $\text{CO}(\text{NH}_2)_2 \cdot \text{H}_2\text{O}_2$ 2% у 10% водному розчині ЕКР, час його деструкції становить 39 діб, що повністю задовольняє умовам буріння. Термостійкість пергідрату сечовини аналогічна, як і

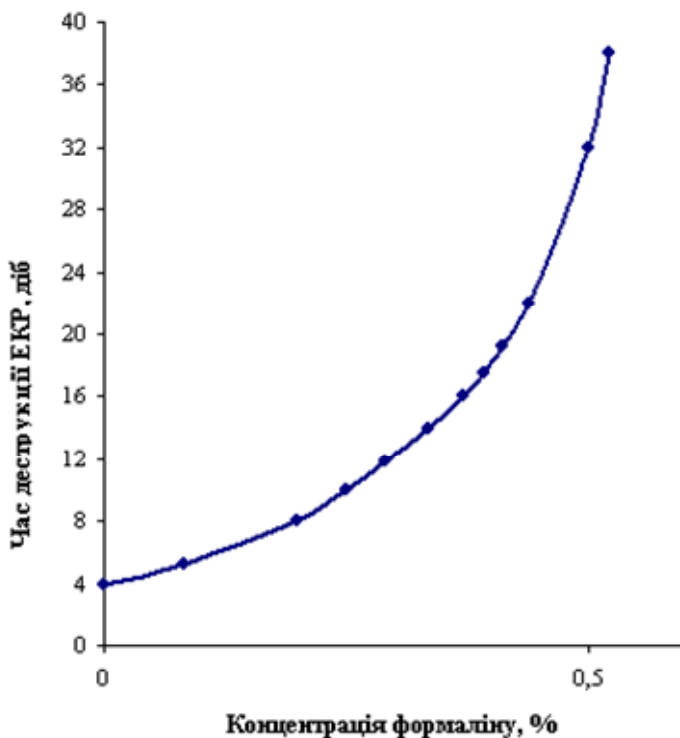


Рисунок 4 – Вплив формаліну на деструкцію 10% водного розчину ЕКР

для хлорного вапна, і становить 110°C. Якщо порівняти ефективність пергідрату сечовини з хлорним вапном, то видно, що $\text{CO}(\text{NH}_2)_2 \cdot \text{H}_2\text{O}_2$ (за концентрації 2%) у 1,3 рази ефективніше захищає ЕКР від деструкції, ніж $\text{Ca}(\text{ClO})_2$ (за концентрації 3%). Висока ефективність пергідрату сечовини пов'язана, на нашу думку, з наявністю у ньому атомарного водню, який утворює додатковий зв'язок між вільними макромолекулами крохмалю і протидіє його деструкції.

Формалін. Стандартний водний розчин формаліну містить 37-37,3% формальдегіду, 6-15% метилового спирту, 0,02-0,04% мурашиної кислоти.

Формалін – прозора рідина, яка має запах формальдегіду, з часом мутніє через випадання в осад параформальдегіду. Формалін застосовують у медицині як дезінфікуючу речовину для зберігання анатомічних препаратів, а також у бальзамуючих розчинах.

Дуже ефективно захищає крохмаль від деструкції формалін (рис. 4).

Навіть за мінімальної концентрації формаліну (0,5%) крохмальний розчин протягом 40 днів зберігав свою однорідність. Тому формалін є добрим антисептиком для ЕКР. Термостійкість його становить 110°C.

Отже, аналізуючи ефективність наведених інгібіторів деструкції можна зробити висновок, що найефективнішим антисептиком крохмалю є формалін. Проте, якщо врахувати, що формалін дефіцитна речовина і містить приблизно 37% дуже отруйного формальдегіду, то застосування формаліну для обробки бурових розчинів є проблематичним. Враховуючи наведене вище, як антисептик крохмалю рекомендуємо застосовувати пергідрат сечовини, оптимальна концентрація якого становить 2%.

Під час проникнення у продуктивний горизонт крохмаль адсорбується на поверхні пор, викликає їх звуження, а за великої концентрації – кольматацию продуктивного горизонту. У цьому випадку для відновлення первинної проникності ми пропонуємо не боротися з деструкцією, а, навпаки, штучно ініціювати її та зруйнувати полімерну плівку в порах продуктивного горизонту. Ініціатором деструкції крохмалю може слугувати світло, ультразвук, тепло, хімічні речовини, бактерії тощо. У нашому випадку як ініціатори деструкції вибрали амілокс та пекарські дріжджі.

Амілокс – прозора рідина густиною 1060 kg/m^3 , не забруднює довкілля, застосовується у системах, що містять природні полімери з метою їх розкладання.

Амілокс ефективно впливає на деструкцію 10% водного розчину екструзивного крохмалю (рис. 5). Як бачимо, руйнування структури крохмалю настає уже через 1,5 доби за концентрації 1,0% амілоксу у ньому. Подальше збільшення концентрації амілоксу прискорює деструкцію крохмалю, але це прискорення повільне. Термостійкість амілоксу за даними лабораторних досліджень коливається в межах 90-100°C. Із економічних та практичних міркувань, вважаємо за доцільне прийняти оптимальну домішку амілоксу – 1%.

Дріжджі – група одноклітинних грибів, широко розповсюджена у природі (в ґрунті, воді, рослинних і тваринних організмах), особливо там, де є цукристі речовини (ягоди, фрукти, молочні продукти тощо).

Дріжджі мають здатність спричиняти спиртове бродіння. Їх використовують для випікання хліба, у виноробстві, пивоварінні, спиртовому та гліцериновому виробництві, мо-

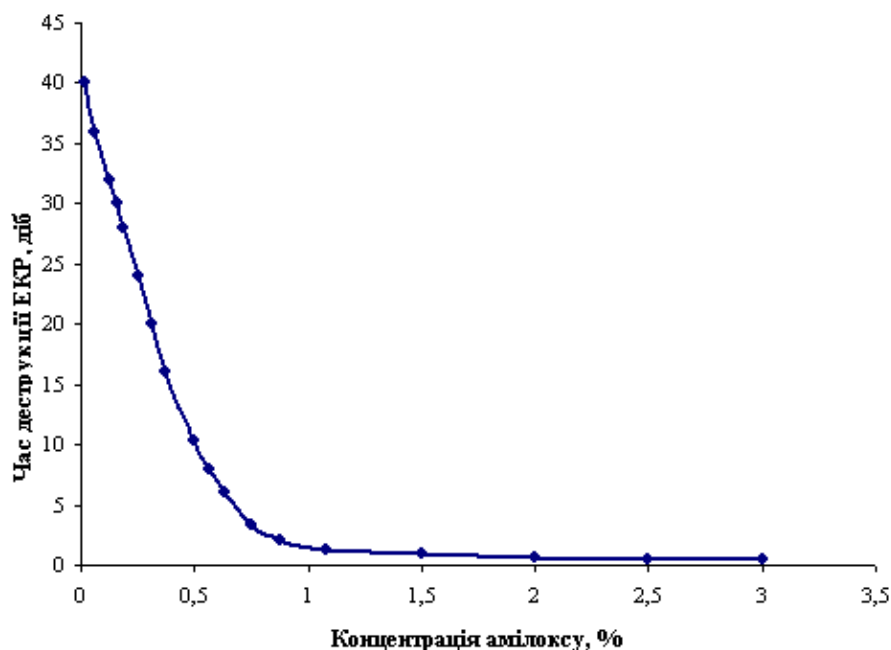
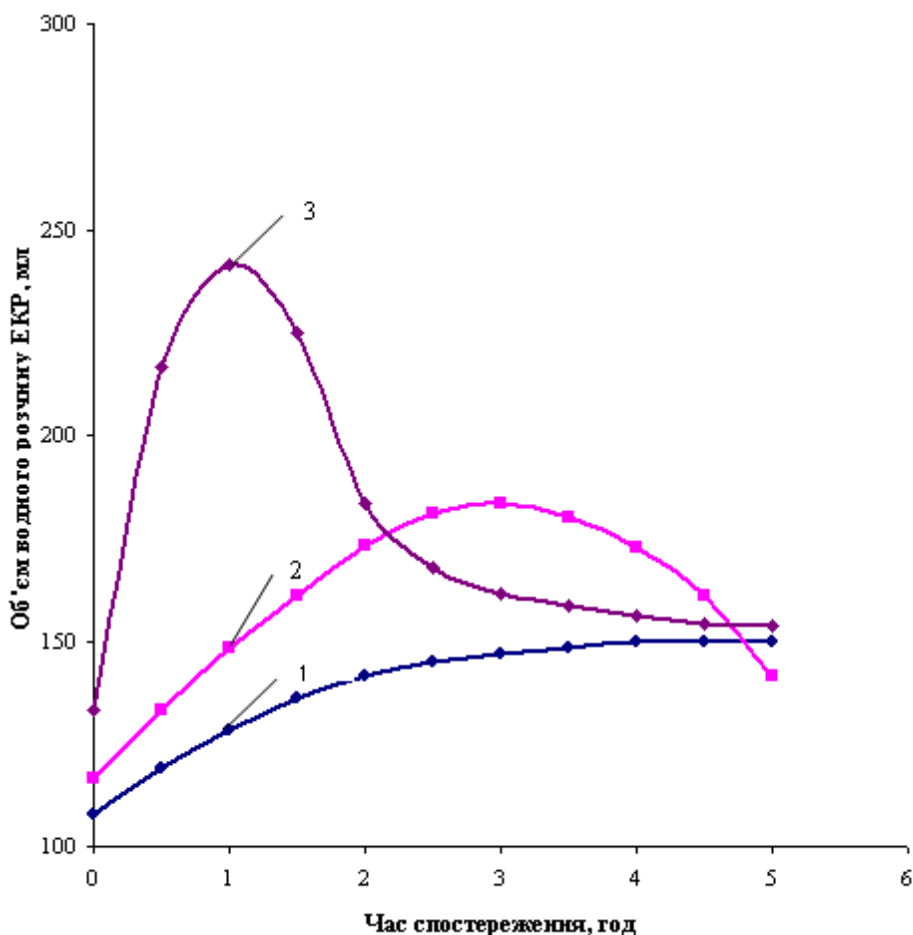


Рисунок 5 – Вплив амілоксу на деструкцію 10% водного розчину ЕКР



1, 2, 3 – концентрація дріжджів і цукру у розчині ЕКР відповідно 5:2,5%; 10:5%; 20:10%

Рисунок 6 – Зміна об'єму 10% водного розчину ЕКР в часі під дією дріжджів і цукру

лочній промисловості тощо. Розрізняють пекарські та кормові дріжджі. У наших дослідках застосовували пекарські дріжджі у комбінації з цукром.

Співвідношення дріжджів і цукру прийняли 2:1. У три мірних циліндри місткістю 500 мл наливали по 100 мл 10% крохмального розчину. До першої проби розчину додавали 5 г дрі-

жджів і 2,5 г цукру, до другої – 10 г дріжджів і 5 г цукру, до третьої – 20 г дріжджів і 10 г цукру. Перемішування суміші продовжували до повного розчинення дріжджів та цукру. Потім проби залишали у спокої і спостерігали за реакцією бродіння, яка супроводжувалась виділенням газу і збільшенням у об'ємі кожної проби. Результати замірів лабораторних досліджень наведені на рисунку 6. Як бачимо, зі збільшенням концентрації дріжджів і цукру зростає об'єм водного розчину ЕКР. Так за концентрації дріжджів 5% максимальний об'єм проби зріс у 1,5 рази через 5 год., а за концентрації дріжджів 10% і 20% максимальний об'єм зріс відповідно у 1,85 рази через 3 год. та 2,4 рази через 1 годину.

Терmostійкість дріжджів низька і максимальне значення становить 60°C.

Отже, на основі проведених лабораторних досліджень встановлено:

1. Для збільшення часу деструкції найбільший ефект досягається при застосуванні формаліну та пергідрату сечовини. Однак, враховуючи отруйні властивості, дефіцитність і високу відносну вартість формаліну пропонуємо для обробки бурових розчинів, в яких є крохмаль, застосовувати пергідрат сечовини, який за концентрації 2% від маси ЕКР пригнічує його деструкцію протягом 39 діб.

2. Для прискорення часу деструкції ефект отримано від застосування дріжджів та амлоксу, проте через низьку терmostійкість дріжджів рекомендується застосовувати амлокс, який за концентрації 1% від маси ЕКР призводить до його деструкції вже через 2 доби після введення у розчин.

Література

1 Грей Дж. Р. Состав и свойства буровых агентов (промывочных жидкостей) [Текст] : [пер. с англ. Д.Е. Столярова] / Дж. Р. Грей, Г.С.Г. Дарли – М.: Недра. – 1985. – 510 с.

2 Гончаров А.И. Справочник по химии [Текст] / А.И. Гончаров, М.Ю. Корнилов – К.: Вища школа. – 1977. – 304 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
17.02.10*

*Рекомендована до друку професором
Коцкуlichem Я.С.*

ЕКОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ УТИЛІЗАЦІЇ СИВУШНИХ МАСЕЛ ЯК ДОБАВОК ДО МОТОРНИХ ПАЛИВ

Ф.В.Козак, Л.І.Гаєва, Т.В.Дикун, В.М.Мельник

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422)

e-mail: trans@nuing.edu.ua

Проблемі переробки на спиртових заводах вторинних продуктів, в тому числі і сивушних масел, приділяється надзвичайно велика увага.

На основі досліджень експлуатаційних властивостей сивушних масел та їх сумішей з дизельними паливами та бензинами, проведених автором, було визначено оптимальні склади паливних сумішей для використання їх як палива для двигунів.

Проте при використанні сивушних масел як добавок до товарних палив виникає необхідність дослідження впливу відпрацьованих газів двигуна, що працює на цих паливних сумішах, на атмосферу, ґрунти та рослини.

За результатами дослідження можна оцінити вплив запропонованого методу утилізації сивушних масел на концентрацію важких металів та інших компонентів в ґрунтах та рослинах.

Ключові слова: утилізація, паливо, економія, використання.

Проблеме переработки на спиртных заводах вторичных продуктов, в том числе и сивушных масел, уделяется чрезвычайное внимание.

По результатам исследований эксплуатационных свойств сивушных масел и их смесей с дизельными топливами и бензинами проведенных автором были определены оптимальные составы топливных смесей для использования их в качестве топлива для двигателей.

Однако при использовании сивушных масел в качестве добавок к товарным топливам возникает необходимость исследования влияния отработанных газов двигателя, что работает на этих топливных смесях на атмосферу, почву и растения.

По результатам исследования можно оценить влияние предложенного метода утилизации сивушных масел на концентрацию тяжелых металлов и других компонентов в почве и растениях.

Ключевые слова: утилизация, топливо, экономия, использование.

To the problem of processing at the alcoholic plant of the second products including fusel oils extraordinarily large attention is spared.

On the basis of researches of operating properties of fusel oils and their mixtures with diesel fuels and petrols of conducted by an author optimum compositions of fuel mixtures for the use of them as a fuel for engines were certain.

However, at the use of fusel oils as additions there is the necessity of research of influencing of exhaust gases of engine to the commodity fuels, that works on these fuel mixtures on an atmosphere, soil and plants.

On results research it is possible to estimate influence of the offered method of utilization of fusel oils on concentration of heavy metals and other components in soil and plants.

Keywords: utilization, fuel, economy, use.

Використання чи утилізація вторинних продуктів виробництва на засадах енергоощадності на даний час є надзвичайно важливою проблемою. Одним із шляхів вирішення даної проблеми є створення багатопрофільних централізованих заводів з їх переробки.

Проблемі переробки на спиртових заводах вторинних продуктів, у тому числі і сивушних масел (СМ), приділяється велика увага. Однак з підвищенням вимог до якості ректифікованого спирту збільшено відбори сивушної фракції. На спиртових заводах великої потужності (6000 дел. на добу етанолу) за рік накопичується до 350-400 тис. дел. СМ, тому проблема переробки (утилізації) СМ є актуальною.

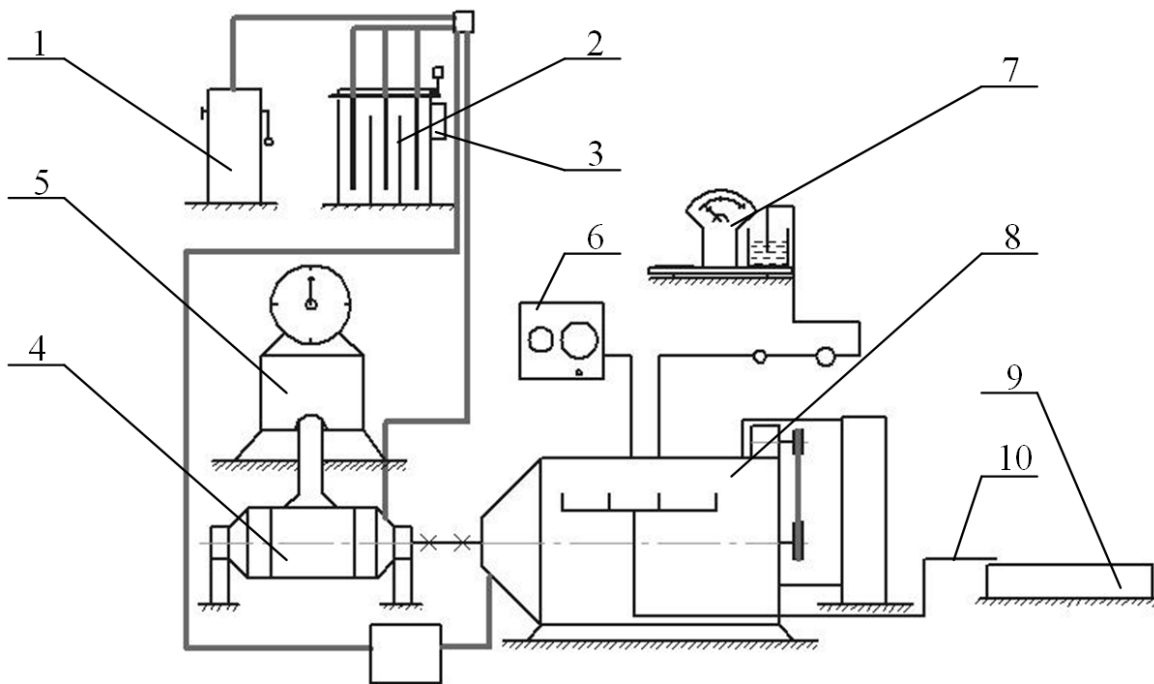
На основі проведених авторами досліджень техніко-експлуатаційних властивостей СМ та їх сумішей із дизельними паливами (ДП), було визначено оптимальні склади паливних сумішей для використання їх в якості палива для дизельних двигунів [1, 2, 3].

Оскільки Україна імпортує 75% необхідного обсягу природного газу та 85% сирової нафти і нафтопродуктів та є енергодефіцитною країною, то можливість одержання з відходів спиртової промисловості додаткових джерел енергії без ресурсозатрат є надзвичайно важливою.

Проте, використання СМ як добавок до товарних палив вимагає дослідження впливу відпрацьованих газів двигуна, що працює на цих паливних сумішах, на стан атмосфери і біосфери.

Над дослідженнями впливу автомобільного транспорту на навколишнє середовище працювали багато науковців, серед яких: Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г., Корпач А.О., Мержієвська Л.П., Самотуга В.В., Малоног К.П., Бондаренко Ю.Г., Литвиченко О.М. та ін.

Автори займалися дослідженнями впливу добавок СМ до дизельних палив та бензинів на концентрацію CO, CH та NO_x у відпрацьованих газах двигуна [1, 2].



1 – силова шафа; 2 – реостат; 3 – регулятор глибини занурення електродів;
 4 – навантажувальний електродвигун; 5 – вага для визначення навантаження моделі ВКМ-32;
 6 – панель контрольно-вимірних приладів; 7 – вага для визначення масової витрати палива;
 8 – карбюраторний двигун ЗИЛ-130; 9 – дослідний майданчик для відбору проб ґрунту;
 10 – випускні трубопроводи для випуску відпрацьованих газів двигуна

Рисунок 1 – Схема установки для дослідження впливу відпрацьованих газів двигуна ЗИЛ-130 на концентрацію шкідливих компонентів у ґрунті

Відомо, що автомобіль є джерелом забруднення ґрунтів важкими металами [4]. Після спалювання палива у двигуні внутрішнього згорання (ДВЗ) в ґрунті разом з відпрацьованими газами потрапляють: свинець, кадмій, цинк, марганець та ін.

Протягом останніх 70 років одним з основних джерел накопичення в навколишньому середовищі свинцю з подальшою інтоксикацією живих організмів, у тому числі і організму людини є автотранспорт. Так, в США понад 90% антропогенного забруднення свинцем припадає саме на автомобільний транспорт.

Підраховано, що в складі відпрацьованих газів автотранспорту поступає в атмосферу щорічно до 260 тис. т свинцю, а один автомобіль щорічно викидає в атмосферу в середньому 1 кг свинцю у вигляді аерозолі [5].

За ступенем дії на живі організми свинець віднесений до класу високонебезпечних речовин (разом з миш'яком, кадмієм, ртуттю, селеном, цинком, фтором та ін.). Небезпека свинцю для людини полягає у його значній токсичності і здатності накопичуватися в організмі [5].

Найінтенсивніші джерела забруднення навколишнього середовища кадмієм - металургія і гальванотехніка, а також спалювання твердого і рідкого палива, в результаті якого в навколишнє середовище потрапляє до 10% усього викиду кадмію [5].

Кадмій не розкладається, і, потрапивши до оточуючого середовища, продовжує в ньому циркулювати, підвищуючи концентрацію того

кадмію, що вже міститься в навколишньому середовищі. Кадмій і сполуки кадмію володіють відносними водорозчинними властивостями, тому є мобільнішими (наприклад, в ґрунті), і, як правило, відрізняються більшою біодоступністю і тенденцією до біологічного накопичення.

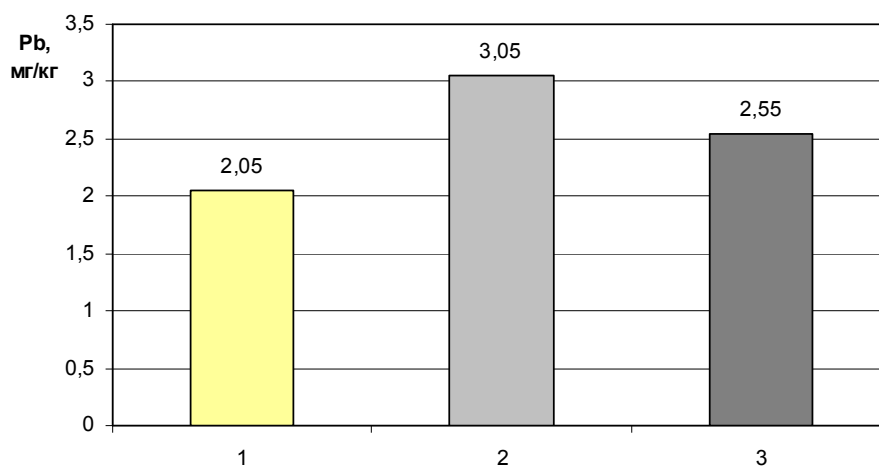
Кадмій небезпечний в будь-якій формі. Доза в 30-40 мг – смертельна.

Посилює небезпечний вплив важких металів на навколишнє середовище їх перенесення на великі відстані повітряними масами. Виявлено наявність важких металів у зразках кернів льоду з Гренландії.

Отже, як видно з аналізу літературних джерел, важкі метали є надзвичайно небезпечними для людей і живих організмів, а їх концентрація в ґрунтах постійно зростає у зв'язку з розвитком промисловості та автомобілізації населення.

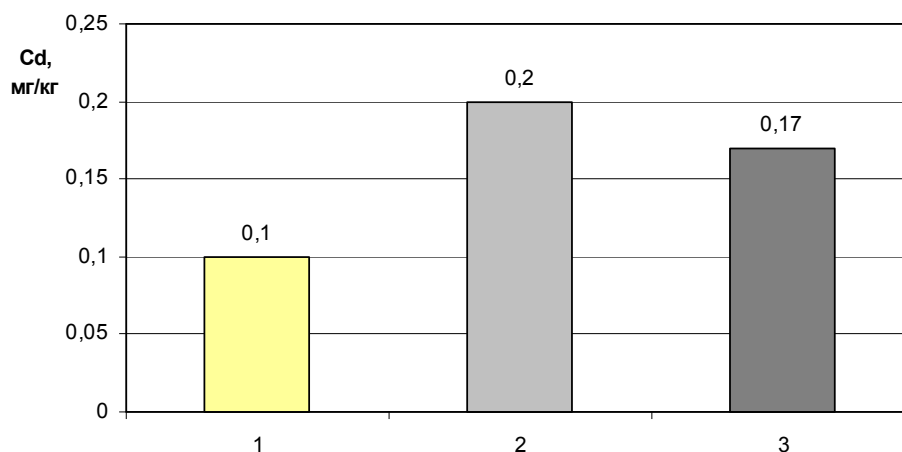
Для оцінки впливу відпрацьованих газів ДВЗ на концентрацію шкідливих компонентів у навколишньому середовищі, при його роботі на товарних паливах та паливних сумішах товарних палив і СМ, була розроблена лабораторна дослідна установка, схема якої наведена на рис. 1.

Навантаження для двигуна (8) створюється за допомогою електродвигуна (4), що працює в режимі генератора, навантаження підтримується шляхом регулювання струму на роторі електродвигуна реостатом (2).



1 – вміст свинцю у чистому ґрунті; 2 – вміст свинцю у ґрунті після насичення його відпрацьованими газами під час роботи двигуна на товарному бензині; 3 – вміст свинцю у ґрунті після насичення його відпрацьованими газами під час роботи двигуна на паливних сумішах

Рисунок 2 – Експериментальні значення вмісту свинцю у досліджуваних збірках ґрунту



1 – вміст кадмію у чистому ґрунті; 2 – вміст кадмію у ґрунті після насичення його відпрацьованими газами під час роботи двигуна на товарному бензині; 3 – вміст кадмію у ґрунті після насичення його відпрацьованими газами під час роботи двигуна на паливних сумішах

Рисунок 3 – Експериментальні значення вмісту кадмію у досліджуваних збірках ґрунту

Враховуючи оптимальний склад паливної суміші [1] і специфіки двигуна, на якому проводяться дослідження, низькооктановий бензин містить 10% об. СМ.

Експерименти проводилися за однакових навантажень двигуна. Для кожного експерименту було спалено однаковий об'єм палива (або паливної суміші).

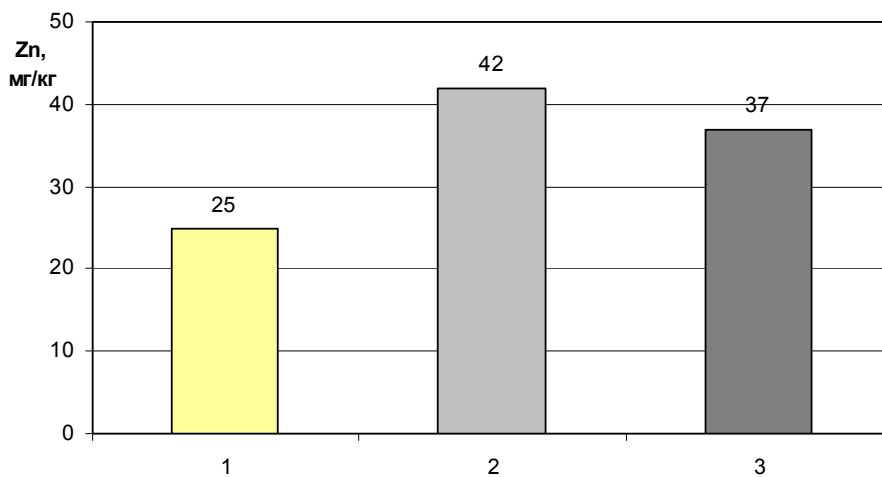
Попередньо на майданчик (9) завезено чистий ґрунт з рослинним верхнім шаром, з якого відібрані фонові проби (взірець № 209) для їх дослідження на вміст важких металів та інших компонентів.

Далі, за допомогою карбюраторного двигуна ЗИЛ-130, що працює на товарному бензині А-92 за сталого навантаження, встановленого реостатом (2), відбувалося насичення поверхні ґрунту відпрацьованими газами.

Після закінчення експерименту з бензином А-92, були відібрані проби ґрунту (взірець № 207) для дослідження на вміст перелічених вище шкідливих компонентів.

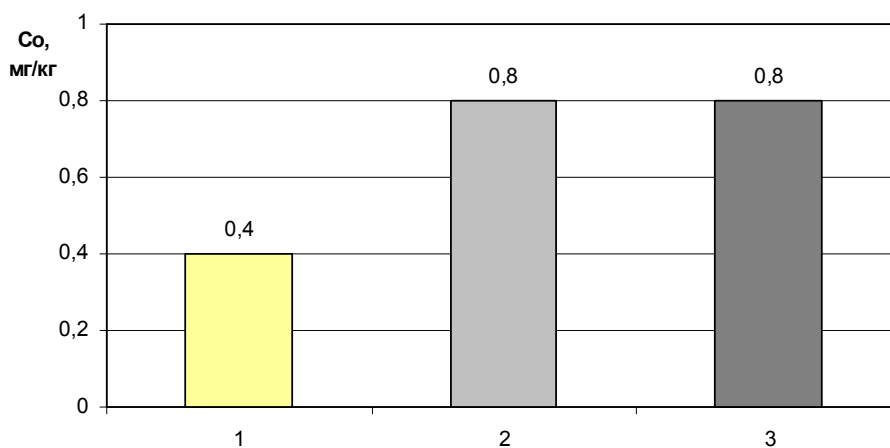
Перед початком нового експерименту на майданчику (9) здійснено заміну забрудненого ґрунту на чистий. Після чого проводилося його насичення відпрацьованими газами ДВЗ при подачі в систему живлення паливних сумішей, що склалися з 90% об. бензину та 10 % об. СМ. Після завершення експерименту відібрано проби ґрунту (взірець № 208) для дослідження на вміст важких металів та інших компонентів, що проводилися в лабораторії Івано-Франківського обласного державного проектно-технологічного центру охорони родючості ґрунтів і якості продукції (протокол лабораторних досліджень №1 від 28 вересня 2009р.). Дана лабораторія атестована на технічну компетентність та незалежність, свідоцтво про атестацію № А08-116 від 09 червня 2008 р.

На рис. 2–6 зображено діаграми експериментальних значень вмісту свинцю, кадмію, цинку та марганцю, за якими можна оцінити вплив відпрацьованих газів двигуна на вміст шкідливих компонентів у ґрунті, та порівняти



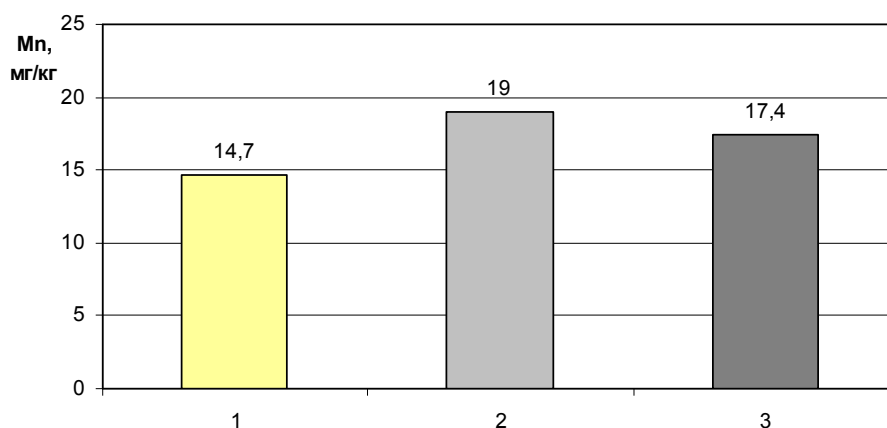
1 – вміст цинку у чистому ґрунті; 2 – вміст цинку у ґрунті після насичення його відпрацьованими газами під час роботи двигуна на товарному бензині; 3 – вміст цинку у ґрунті після насичення його відпрацьованими газами під час роботи двигуна на паливних сумішах

Рисунок 4 – Експериментальні значення вмісту цинку у досліджуваних збірках ґрунту



1 – вміст кобальту у чистому ґрунті; 2 – вміст кобальту у ґрунті після насичення його відпрацьованими газами під час роботи двигуна на товарному бензині; 3 - вміст кобальту у ґрунті після насичення його відпрацьованими газами під час роботи двигуна на паливних сумішах

Рисунок 5 – Експериментальні значення вмісту кобальту у досліджуваних збірках ґрунту



1 – вміст марганцю у чистому ґрунті; 2 – вміст марганцю у ґрунті після насичення його відпрацьованими газами під час роботи двигуна на товарному бензині; 3 – вміст марганцю у ґрунті після насичення його відпрацьованими газами під час роботи двигуна на паливних сумішах

Рисунок 6 – Експериментальні значення вмісту марганцю у досліджуваних збірках ґрунту

його з впливом відпрацьованих газів при додаванні до бензинів СМ.

Як бачимо, під час роботи двигуна на товарному бензині концентрація важких металів у взірцях ґрунту вища (крім кобальту) ніж під час його роботи на паливних сумішах бензину та СМ. Зниження концентрації даних показників у ґрунті при добавці СМ до товарних палив забезпечить часткове зниження шкідливого впливу відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згорання на довкілля.

Проте, слід зазначити, що для комплексної боротьби з поширенням важких металів у довкіллі слід виконати ще ряд заходів, а саме:

- створення реєстру методів, способів, технологічних рішень із зниження викидів важких металів підприємствами різних форм власності;

- заміна усіх акумуляторів, що використовуються свинцево-кислотними, а надалі – не обслуговуваними кислотно-свинцевими акумуляторами, відповідно до вимогою Директиви ЄС 2006/66/ЄС від 6 вересня 2006 р., що забороняє розповсюдження на ринку акумуляторів, що містять більше 0,002 % кадмію;

- відмова від використання свинцевих пігментів у виробництві декоративних фарб, заміна їх феритами, титанатами, алюмінатами. В цьому відношенні необхідним заходом є організація строгого екологічного контролю (як державного, так і виробничого);

- розробка високочутливих методик визначення важких металів;

- забезпечення лабораторій державного контролю сучасним аналітичним устаткуванням, реактивами і приладами;

- створення високочутливих автоматичних аналізаторів.

Для зниження негативної дії важких металів на здоров'я людини слід вдосконалити систему державного санітарно-гігієнічного і екологічного контролю, що включає оцінку дії важких металів і їх з'єднань на здоров'я населення, їх вміст в компонентах оточуючого середовища, а також виробничих зонах і зонах дії підприємств що використовують важкі метали у виробничому процесі або використовується сировина з їх високим із змістом.

Створити систему безперервного автоматизованого моніторингу вмісту важких металів у повітрі робочих зон виробничих підприємств, що здійснюють викиди важких металів в атмосферу, а також у великих містах.

Тому необхідним є міжсекторальний підхід до вирішення проблем важких металів з участю виробників, користувачів, суспільних організацій. Важливість виконання проектів спрямованих на зниження рівня забруднення важкими металами і їх негативної дії на здоров'я, відображена в стратегічному підході до міжнародного регулюванню хімічних речовин (СПМРХВ), прийнятому урядами країн у лютому 2006 року.

Росія і Україна проводять значну роботу з виконання конкретних положень СПМРХВ, а як один із шляхів зниження забруднення навколишнього середовища та вирішення проблеми утилізації СМ є їх використання в якості добавок до товарних палив СМ.

Література

1 Мельник В.М. Про альтернативні палива поршневих двигунів нафтогазової галузі / В.М. Мельник, Ф.В. Козак, Л.І. Гасва // Науковий вісник. – 2005. – №1. – С.137-140.

2 Мельник В.М. Альтернативні палива дизельних двигунів нафтогазової галузі / Василь Мельник // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 4(17). – С. 92-94.

3 Мельник В.М. Техніко-економічна ефективність екологічнобезпечного знешкодження сивушних масел на дизельних двигунах / Василь Мельник // Нафтогазова енергетика. – 2008. – №4(9). – С.56-58.

4 Гутаревич Ю.Ф. Екологія автомобільного транспорту [Текст]: навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, Д.В. Зеркалов, А.Г. Говорун, А.О. Корпач, Л.П. Мержисівська. – К.: Основа, 2002. – 312 с. – ISBN 966-7232-65-0.

5 Самотуга В.В. Оцінка ризику для здоров'я населення в зв'язку з викидами канцерогенних речовин автотранспортом / [В.В. Самотуга, К.П. Малоног, Ю.Г. Бондаренко та ін.] // Актуальные проблемы транспортной медицины. – 2006. – № 3(5). – С.118-122.

Стаття надійшла до редакційної колегії
18.02.10

Рекомендована до друку професором
Семчуком Я.М.

Виробничий досвід

УДК 622.279 (477. 54)

ПОПЕРЕДЖЕННЯ ВІДКЛАДАННЯ ГІДРАТІВ ТА ЗБИРАННЯ РІДИНИ ПІД ЧАС ПРОДУВАННЯ СВЕРДЛОВИНИ ТА ШЛЕЙФУ

¹В.Б.Воловецький, ²О.Ю.Витязь, ³О.М.Щирба

¹ГПУ “Харківгазвидобування”, 61166, м. Харків, пров. Інженерний, 1-А,
тел. (057) 7195830

²ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42073,
e-mail: public@nupg.edu.ua

³Український науково-дослідний інститут природних газів,
61125, м. Харків, Красношкільна наб., 20, тел. (057) 7304521

Увага акцентована на основних проблемах, що виникають у ході експлуатації газоконденсатних свердловин, а саме – накопичення рідини та відкладання гідратів у свердловинах і шлейфах. Проведено огляд методів боротьби зі згаданими ускладненнями та запропоновано раціональні шляхи їх вирішення. Зокрема запропоновано спосіб збирання рідини під час продування свердловин та шлейфів.

Ключові слова: свердловина, накопичення рідини, відкладення гідратів, продування свердловини, збирання рідини, сепаратор.

Внимание акцентировано на основных проблемах, возникающих при эксплуатации газоконденсатных скважин, а именно, скопления жидкости и отложения гидратов в скважинах и шлейфах. Проведен обзор способов борьбы с вышеуказанными осложнениями и рекомендованы рациональные пути их решения. В частности, предложен способ сбора жидкости во время продувания скважин и шлейфов.

Ключевые слова: скважина, накопление жидкости, отложение гидратов, продувка скважины, сбор жидкости, сепаратор.

The main attention in the article is paid to the basic problems which occur during the process of gas-condensate wells' operation, i.e. fluid accumulation and hydrate sedimentation in wells and lead lines. The methods concerning the overcoming above-mentioned complications are reviewed and effective ways of their solution are proposed. Particularly the technique of fluid collection during the process of wells and lead lines blasting is examined.

Keywords: well, fluid accumulation, hydrate sedimentation, well blasting, fluid collection, separator.

У процесі розробки газових родовищ використовують різні системи збирання продукції свердловин. Газ від свердловин шлейфами надходить до установки первинної підготовки газу (УППГ), де відбувається одноступенева сепарація газу або установку комплексної підготовки газу (УКППГ), на яких проходить двох і більше ступенева сепарація газу. На даних установках газ очищується від механічних домішок, газового конденсату, пластової води. Пройшовши відповідне очищення, газ подається місцевим споживачам або у магістральний газопровід [1].

Під час експлуатації свердловин у шлейфах виникають різного роду забруднення, які

знижують пропускну здатність шлейфів та порушують стабільну роботу свердловин. Забруднення внутрішньої порожнини шлейфів являють собою складну багатокомпонентну суміш, до складу якої входять пластова та конденсаційна вода, вуглеводневий конденсат, механічні домішки, солі, метанол та ін. Дані ускладнення знижують дебіт свердловини та негативно впливають на технологічний режим роботи свердловин, а також можуть призвести до зупинки свердловини.

У зв'язку з цим необхідно забезпечити стабільну роботу свердловин. Тому для запобігання накопиченню рідини в свердловині та шлейфах широко використовують на практиці про-

дування. При зниженні робочого тиску на вході в УКПГ свердловини здійснюють зміну її технологічного режиму, тобто збільшують швидкість руху газу для винесення рідини та гідратів на технологічну установку. Даний спосіб не завжди ефективний, тому проводять періодичне продування свердловини та шлейфу на амбар.

На сьогоднішній день у ході експлуатації свердловин однією з основних проблем залишається відновлення пропускної здатності шлейфів, тому що продування, яке часто застосовують на практиці, має певні недоліки через низку причин. По-перше – великі втрати газу, по-друге – забруднення навколишнього середовища. Також проведення частих продувань свердловин може призвести до руйнування привибійної зони і підтягування конуса підошовної води.

На прикладі свердловини 60 Юліївського нафтогазоконденсатного родовища [2] втрати газу при продуванні протягом 25 хвилин становлять 2 тис.м³. Слід зауважити, що при збільшенні часу продування, робочих тисків та дебітів втрати газу будуть зростати. При продуванні шлейфів, втрати газу складаються із: втрат газу на спорожнення шлейфу від газу високого тиску та втрат газу безпосередньо на продування. Наведені дані по втратах газу не можуть бути однаковими для всіх свердловин, оскільки вони розраховані для конкретної свердловини при певному її тиску і температурі.

Отже, для забезпечення стабільної роботи свердловин необхідні альтернативні шляхи, які дадут змогу вести стабільний видобуток вуглеводнів та звести кількість продувань до мінімуму.

Аналіз роботи газоконденсатних свердловин Юліївського НГКР свідчить про наступне:

- температура на устьях свердловин перебуває в межах 15–28 °С, а на вході в УКПГ – 5–15 °С;

- робочі тиски на устьях свердловин перебувають в межах від 6,5–9,5 МПа, а на вході в УКПГ – 6,0–8,0 МПа;

- довжина шлейфів перебуває в межах від 1 до 4,0 км, а в окремих випадках сягає 5,5 км.

Причинами зниження температури газу по шлейфу на 10–15°С є значна довжина шлейфу та вплив температури навколишнього середовища, особливо в період року, коли збільшується кількість опадів, що призводить до охолодження шлейфів, а також в зимовий період. Одним із заходів, який дасть можливість значно зменшити теплопередачу від газу в навколишнє середовище і тим самим знизити гідратування, є нанесення теплоізоляційного шару на шлейф при ізоляційно-укладальних роботах.

З практичного досвіду відомо, що утворення гідратів спостерігається на відстані 0,5–1 км до УКПГ та в місцях перешкод, де:

- шлейфи свердловин проходять через ставки, ріки і можуть бути підводними або надводними (по мостах, на окремо розміщених опорах, балочними тощо);

- шлейфи свердловин, перебуваючи в сталевих футлярах, перетинають залізничні колії, автомобільні та магістральні дороги;

- шлейф свердловини прокладений в обхід перешкод (діючих шлейфів, газопроводів, власників або орендарів землі з якими не складено договір та ряд інших причин);

- шлейфи проходять через лісосмуги, гірську місцевість тощо.

Ще однією із проблем, що негативно впливає на роботу свердловин, є збільшення у продукції свердловин кількості води за рахунок поступового обводнення візейських В-16-19, В-19, В-25-26 та серпухівських С-4а, С-4в, С-4в-5в горизонтів Юліївського НГКР.

Отже, основними проблемами, які ускладнюють рух газу шлейфом є накопичення рідини у понижених ділянках та гідратування. Понижені ділянки та проходження шлейфу через ярки, ставки ведуть до додаткових втрат тиску по довжині шлейфу свердловини. Важливим фактором, який впливає на відкладення гідратів вздовж шлейфу є місцеві опори (засувки, відводи, переходи, трійники, зварювальні стики) (рис. 1). Це є першопричиною виникнення додаткового гідравлічного опору. Величина цього опору істотно залежить від проходження по місцевості шлейфу, кількості місцевих опорів та тривалості його експлуатації без очищення. Згадані ускладнення негативно впливають на технологічний режим роботи свердловин та призводять до додаткових втрат тиску.

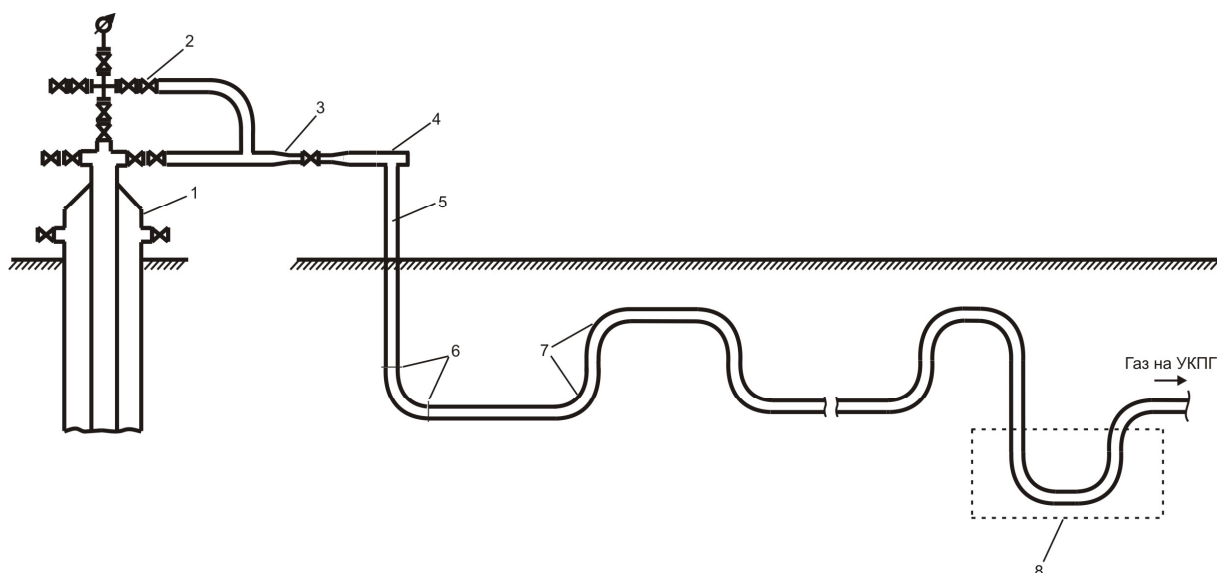
Для вирішення актуальної проблеми – забезпечення надійної експлуатації шлейфів газоконденсатних свердловин, необхідно спочатку встановити величину втрат тиску по довжині шлейфу, а потім вживати заходів для їх зменшення. Для визначення втрат тиску нами було вибрано свердловину 73 Юліївського НГКР, на якій вздовж шлейфу знаходиться значна кількість місцевих опорів. За результатами виконаних розрахунків [3] встановлено, що втрати тиску по довжині шлейфа 4288 м свердловини 73 Юліївського НГКР значні, і становлять 0,9 МПа.

На той час, коли свердловина 73 Юліївського НГКР працює з великим робочим тиском та дебітом, газорідина суміш без перешкод надходить на УКПГ, але за наявності багатьох місцевих опорів вздовж шлейфу спостерігається гідратування. Тому слід вжити заходів для запобігання скупченню рідини та утворенню гідратів з метою запобігання зупинці свердловини.

Для боротьби з гідратами на практиці часто використовують такі методи:

- метод зниження тиску (продування). Даний спосіб ефективний, але призводить до значних втрат газу та простою свердловин;

- подавання інгібітора гідратування на гирло свердловини. Цей спосіб є теж ефективний, але часто вздовж інгібіторопроводів відбуваються поривання по зварювальних стиках, стінці труби, тому виникає потреба у періодичному ремонті;



1 – свердловина; 2 – засувка; 3 – перехід; 4 – трійник; 5 – шлейф; 6 – зварювальні стики; 7 – відвід; 8 – понижена ділянка шлейфу свердловини

Рисунок 1 – Розміщення місцевих опорів вздовж шлейфу газоконденсатної свердловини

– встановлення на гирлі свердловини метанольних бачків. Цей спосіб ефективний, але ускладнення виникають в зв'язку з забезпеченням дозованого подавання інгібітора гідратуутворення та частого заправлення метанольних бачків;

– застосування гідрофобного покриття по внутрішній поверхні НКТ, тобто оброблення труб нафтою зі значним вмістом асфальтенів і смол. Після цього на насосно-компресорних трубах створюється плівка, яка знижує відкладання гідратів. Даний спосіб малоефективний, оскільки його необхідно використовувати на свердловинах, що працюють з високими робочими тисками, а також через 2-3 доби необхідно проводити повторне закачування інгібітора, оскільки плівка змивається рідиною;

– обігрівання свердловини за рахунок гарячого теплоносія. Даний спосіб раціональний для подавання тепла на глибину до 400 м, оскільки на більшій глибині теплопередача різко знижується і жодного ефекту теплоносієм практично не дає. Даний спосіб є високовартісним, оскільки потрібно в свердловину опустити три обсадні колони, закачати значну кількість води, слід володіти технологією для її підігрівання та мати насоси для здійснення циркуляції;

– обігрівання колони НКТ та шлейфу електронагрівальним пристроєм, який опускають на кабелі у свердловину всередину насосно-компресорних труб або прокладають вздовж шлейфу, де часто відкладаються гідрати, але даний спосіб теж є високовартісним.

Одним із заходів, що дозволить надійно експлуатувати шлейфи, є нанесення на внутрішню поверхню труб спеціального покриття для зниження шорсткості. Даний захід сприятиме кращому руху газорідного потоку та недопущенню відкладання гідратів, але він є актуальним при проектуванні та будівництві нових шлейфів і вимагає значних капіталовкладень.

Також при прокладанні шлейфів потрібно вибирати оптимальний профіль траси з меншою кількістю понижених ділянок та місцевих опорів.

Для забезпечення надійної експлуатації шлейфу необхідно зменшити втрати тепла. У зв'язку з цим необхідно провести ізоляцію шлейфа енергозберігаючими матеріалами, що дають змогу максимально знизити втрати тепла, наприклад, пінополіуретаном.

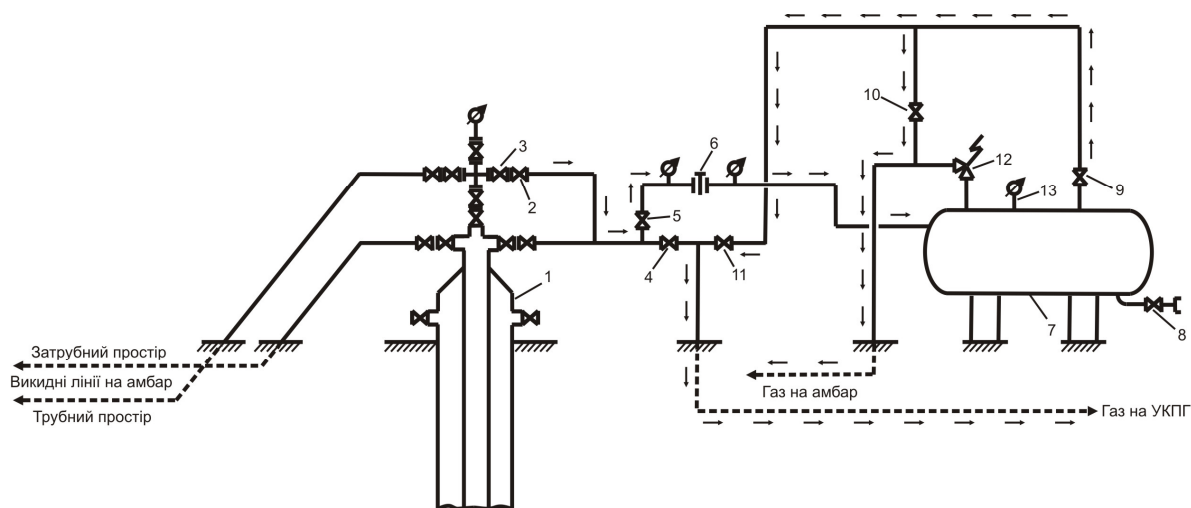
Раціональним способом боротьби з гідратуутворенням є періодичне закачування у свердловини та їх шлейфи інгібітора гідратуутворення пересувними цементувальними агрегатами (ЦА-320). Періодичність закачування інгібітору гідратуутворення встановлюється на кожну свердловину окремо в залежності від довжини шлейфу та параметрів її роботи. Для свердловин з довжиною шлейфу від 4 до 5 км періодичність закачування необхідно виконувати 2-3 рази на тиждень залежно від стабільності роботи конкретної свердловини.

Наведений спосіб дає можливість стабільно працювати свердловині попри відкладання гідратів, але проблему накопичення рідини в свердловині та її шлейфі він не вирішує. Для цього найчастіше застосовують такі методи:

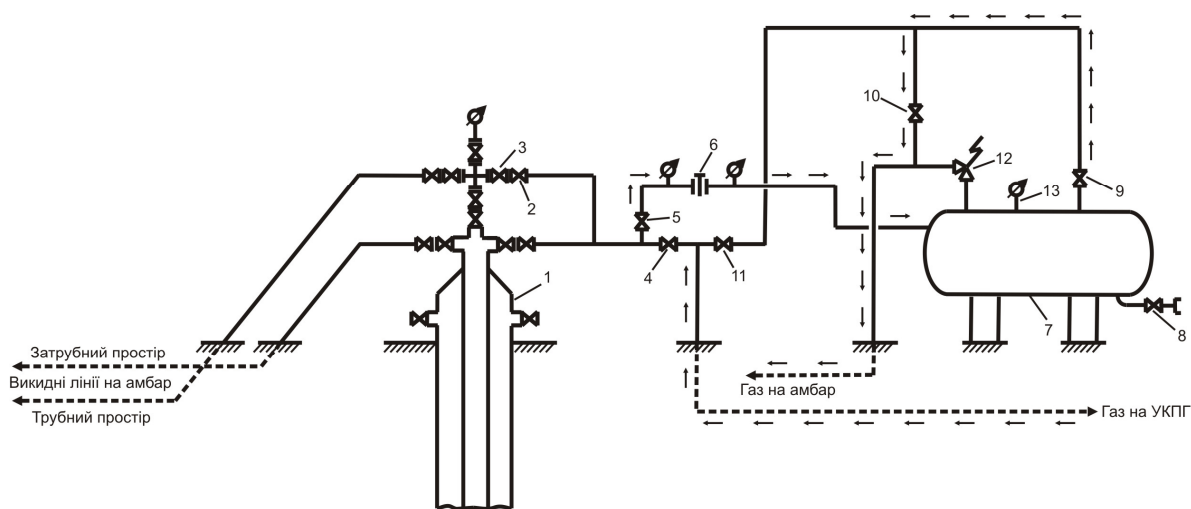
– винесення рідини з газових свердловин за допомогою спінуючих ПАР. Цей метод є дешевим та ефективним;

– зменшення діаметра ліфтових труб з метою збільшення швидкості винесення конденсату і води. Цей метод дорожчий, оскільки необхідна бригада КРС та НКТ необхідного діаметра;

– продування попри недоліки є ефективним і простим методом забезпечення роботи свердловин в умовах накопичення рідини. Аналізуючи наведений метод можна сказати, що при продуванні свердловин, шлейфів спалюється на амбарі газ та рідина до складу якої вхо-



а)



б)

1 – свердловина; 2 – робоча засувка на шлейф; 3 – аварійна засувка на шлейф; 4 – шлейфова засувка; 5 – засувка подачі газорідинного потоку в сепаратор; 6 – штуцер регулюючий ШР-12; 7 – сепаратор; 8 – дренажна засувка; 9 – засувка перекриття виходу газу з сепаратора; 10 – засувка стравлення тиску з сепаратора на амбар; 11 – засувка подачі газу в шлейф; 12 – запобіжний клапан; 13 – манометр

Рисунок 2 – Схема обв'язки сепаратора на усті газоконденсатної свердловини

дить газовий конденсат, що є цінною сировиною. У зв'язку з цим гостро постає питання зменшення втрат газу та газового конденсату під час продування.

Нами пропонується схема обв'язки на усті свердловини із включенням сепаратора (рис. 2, а), як один із ефективних методів збору рідини з газоконденсатних свердловин та шлейфів під час продування.

Для видалення води та вуглеводневого конденсату з свердловини 1 припиняють подавання газу на шлейф за допомогою засувки 4 і відкривають засувку 5 та регулюючий штуцер 6 для подавання газорідинного потоку в сепаратор 7. Після цього відкривають засувки 9, 10 і газ пускають в амбар, а рідина збирається у нижній частині сепаратора. Після продування свердловини слід провести переключення у такому порядку: закрити засувки 5, 9, 10 відкрити засувку 4 з метою пуску свердловини. Після засувки 5 встановлено штуцер регулюючий

(ШР-12) 6, що уможливіє регулювання тиску газу, який надходить в сепаратор 7.

Запропонована обв'язка із сепаратором дає можливість продувати свердловини з низькими та високими робочими тисками.

Описана вище схема обв'язки дає можливість пустити свердловину 1 в роботу на УКПГ через сепаратор 7 шляхом закриття засувки 4 та відкриття засувки 5, регулюючого штуцера 6 та засувки 9, 11. Даний захід уможливіть зменшення кількості продувань, а, відповідно, втрати газу.

Слід зауважити, що вказана схема обв'язки дає можливість продути шлейф свердловини крізь сепаратор 7 в інший спосіб (рис. 2, б): припиняють подавання газу на шлейф за допомогою засувки 2, 3, відкривають засувку 5 та штуцер регулюючий 6 для подачі газорідинного потоку в сепаратор 7. Рідина збирається у сепараторі, а газ пускають на амбар, відкривши засувку 9, 10.

У міру заповнення сепаратора рідиною її завантажують у автоцистерну крізь дренажну лінію за допомогою засувки 8 та вивозять на УКПГ.

Вказаний метод можна використати і на другій свердловині, якщо вона розміщена неподалік.

Використовуючи на практиці запропонований метод дасть змогу збирати рідину під час продувань свердловини та шлейфу і використовувати її в подальшому, що забезпечить економію вуглеводневого конденсату, який спалюється при продуваннях та зменшить забруднення навколишнього середовища.

Таким чином, після впровадження запропонованих методів ефективність роботи шлейфів підвищиться, що дасть змогу забезпечувати стабільний видобуток вуглеводнів та збирати рідину під час продування свердловин та шлейфу.

Література

1 Довідник з нафтогазової справи: за заг. ред. д-рів техн. наук В.С. Бойка, Р.М. Кондрата, Р.С. Яремійчука. – К.: Львів, 1996. – С. 620.

2 Воловецький В.Б. Оптимізація втрат газу при продуванні свердловин шляхом використання ПАР / В.Б. Воловецький, О.М. Щирба // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2005. – Вип. 3(12). – С. 81–84.

3 Воловецький В.Б. Забезпечення надійної експлуатації шлейфів газоконденсатних свердловин / В.Б. Воловецький, О.М. Щирба // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2006. – № 3(20). – С. 98–103.

4 Добыча, подготовка и транспорт природного газа и конденсата: справочное руководство в 2-х томах. Том I; под ред. Ю.П. Коротаяева, Р.Д. Маргулова. – М.: Недра, 1984. – 360 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії

24.02.10

*Рекомендована до друку професором
Кондратом Р.М.*

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ СВЕРДЛОВИН ТА ЗАБУРЮВАННЯ ДОДАТКОВИХ БОКОВИХ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ СТОВБУРІВ У ДІЮЧИХ СВЕРДЛОВИНАХ ДЛЯ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ РОЗРОБКИ БИСТРИЦЬКОЇ СКЛАДКИ ДОВБУШАНСЬКО-БИСТРИЦЬКОГО НАФТОВОГО РОДОВИЩА

Т.Я.Берладина

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

Охарактеризовано особливості застосування горизонтальних свердловин (ГС) та забурювання у діючих свердловинах додаткових бокових горизонтальних стовбурів (БГС) для інтенсифікації видобування нафти і збільшення коефіцієнта нафтовилучення родовища. Досліджено ефективність застосування ГС і БГС на п'яти експлуатаційних об'єктах Бистрицької складки Довбушансько-Бистрицького нафтового родовища.

Ключові слова: горизонтальна свердловина, боковий горизонтальний стовбур, родовище.

Охарактеризованы особенности применения горизонтальных скважин (ГС) и забуривания в действующих скважинах дополнительных боковых горизонтальных стволов (БГС) для интенсификации добычи нефти и увеличения коэффициента нефтеотдачи месторождения. Исследована эффективность применения ГС и БГС на пяти эксплуатационных объектах Быстрицкой складки Довбушанско-Быстрицкого нефтяного месторождения.

Ключевые слова: горизонтальная скважина, боковой горизонтальный ствол, месторождение.

The characteristics of flat holes (FH) application and auxiliary rat horizontal holes (RHH) spudding in the operating access boreholes are described for intensification of oil extraction and coefficient oilfield exception buildup. The efficiency of FH and RHH application on five production facilities Bistricka rock bend in Dovbushansko-Bistricka oilfield.

Keywords: flat hole, rat horizontal hole, oilfield.

Переважна більшість нафтових родовищ України перебувають в довготривалій експлуатації, багато з них знаходяться на завершальній стадії розробки, яка характеризується високим ступенем обводненості свердловинної продукції і виробленням запасів нафти.

Реалізація, насамперед, активних запасів нафти призвела до зростання в поточних залишкових запасах частки важковидобувних запасів, і ця тенденція збільшуватиметься і надалі.

Основні обсяги залишкових видобувних запасів пов'язані, в першу чергу, з низькопроникними колекторами, високообводненими зонами та високов'язкими нафтами. Майже всі залишкові запаси нафти Західного регіону і більше половини запасів Східного регіону відносяться до важковидобувних з причини знаходження їх здебільшого в низькопроникних колекторах.

Згідно з технологічною документацією на розробку родовищ України в кінцевому результаті проектний коефіцієнт нафтовилучення може становити 0,352, в т.ч. по Східному регіону – 0,457, по Західному – 0,255 при досягнутих поточних величинах відповідно 0,222; 0,285; 0,165.

Таким чином, на найближче десятиріччя роботи з вдосконалення розробки родовищ будуть об'єктивно пов'язані з реалізацією важковидобувних запасів, приурочених переважно до

низькопроникних колекторів та високообводнених зон.

Одним із основних, найбільш застосовуваних методів вилучення запасів вуглеводнів є заводнення, що полягає в досягненні максимально можливого коефіцієнта нафтовилучення за найменших матеріально-технічних та фінансових витрат.

Окрім заводнення, за останні роки інші технології збільшення нафтовилучення практично не використовуються, а дослідно-промислові випробовування нових технологій збільшення нафтовилучення зведені майже нанівець.

В той же час найбільш ефективними геолого-технічними заходами в умовах низькопроникних колекторів може слугувати вилучення залишкових запасів за допомогою свердловин з горизонтальними стовбурами.

Буріння горизонтальних свердловин в умовах родовищ України розглядається як найперспективніший напрямок збільшення видобутку вуглеводнів, суттєвого підвищення ефективності розробки родовищ і збільшення ресурсної бази нафтової промисловості.

Розробка об'єктів за допомогою свердловин з горизонтальними стовбурами має явні переваги порівняно із свердловинами з вертикальним розташуванням стовбура в покладі, а саме:

– площа дренажу покладу експлуатаційною горизонтальною свердловиною (ГС) багаторазово перевищує площу дренажу вертикальною експлуатаційною свердловиною;

– активне дренажування покладу забезпечується меншою кількістю свердловин, що зумовлює економічні вигоди;

– потенціальний дебіт ГС від 3-5 до 10-20 разів перевищує дебіт свердловин з вертикальним вибоєм в межах продуктивного пласта;

– знижується темп утворення водяних конусів під вибоєм свердловин при підтриманні низьких депресій;

– скорочується термін розробки покладу у зв'язку із забезпеченням високих темпів розробки (в 3-5 разів вище, ніж системою вертикальних свердловин), що також дає можливість скоротити витрати на розробку родовища;

– збереження довкілля завдяки відведенню у меншій кількості земельних угідь на будівництво свердловин і облаштування родовищ;

– підвищується коефіцієнт нафтовилучення за рахунок охоплення дренажуванням значно більшої площі покладу.

Перша в Україні і в світі ГС була пробурена у 1957 р. в Бориславському нафтопромисловому районі. У 70-х роках минулого століття були пробурені субгоризонтальні і розгалужені свердловини в Долинському нафтопромисловому районі. Свердловини бурились з використанням вітчизняних технічних засобів з метою їх відпрацювання і визначення ефективності ГС. Набутий досвід не знайшов підтримки спеціалістів для широкого впровадження ГС на родовищах України [1].

Буріння та використання БГС розпочали наприкінці 50-х років минулого століття. Перші бокові горизонтальні стовбури були пробурені на ділянці МЕР Бориславського родовища (глибина 450-500м), а відтак у 70-х роках минулого століття на Долинському родовищі (глибина 2800-2900). У цих свердловинах отримали підвищені у декілька разів дебіти нафти порівняно з вертикальними свердловинами. На покладах родовищ України, що перебувають на пізній стадії розробки, налічується багато ліквідованих з різних причин свердловин та діючих малодебітних свердловин з дебітом нафти близько 1 т/д. Такі свердловини і є об'єктами для відновлення їх роботи за допомогою буріння БГС [2].

ТОВ "Карлтон Трейдинг Україна" і ВАТ "Галс-К", співпрацюючи з ВАТ "Укрнафта" в рамках договорів про спільну діяльність, в період 2001-2003 рр. напрацювали певний досвід з буріння та експлуатації свердловин з горизонтальними стовбурами на поклади з низькопроникними, малої товщини, заглинизованими колекторами. За цей період закінчено будівництво чотирьох свердловин з горизонтальними стовбурами, які перебувають в експлуатації [1].

Вперше вітчизняні технічні засоби і технології в Україні були розроблені фахівцями ЗАТ "НДКБ бурового інструменту" (м. Київ) та успішно апробовані при відновленні свердловини 155 Качанівського родовища шляхом буріння

БГС у 2001р. Вартість буріння БГС окупилась через три місяці, свердловина і надалі працює з достатнім дебітом нафти. За цією ж технологією на Анастасівському родовищі на свердловині 172 пробурили боковий горизонтальний стовбур довжиною 130 м і отримали фонтан нафти.

Багатобічні свердловини у великій кількості використовуються на старих родовищах США, особливо в штаті Техас, де щорічно буряться сотні бокових горизонтальних стовбурів. Все частіше БГС знаходять застосування на російських родовищах Сибіру, Татарстану, Башкортостану, Удмуртії та ін. [2].

Будівництво ГС у ВАТ "Укрнафта" ускладнюється з таких причин:

1) не відпрацьовані науково обґрунтовані критерії вибору об'єктів для будівництва ГС;

2) недостатня технічна оснащеність та підготовка бурових організацій для будівництва, освоєння і дослідження ГС;

3) не створено принципів розробки нафтових покладів системою свердловин із горизонтальним розташуванням стовбура в пласті [1].

Застосування горизонтальних свердловин є одним із сучасних методів збільшення дебітності свердловин і підвищення ефективності розробки нафтових і газових покладів. Дослідження припливу рідини і газу до горизонтальних свердловин з тих чи інших позицій виконано в багатьох роботах. Запропоновано нову гідродинамічну модель припливу рідини (газу) до горизонтальної свердловини в круговому анізотропному (шаровато-неоднорідному) пласті, яка відомими методами легко трансформується на випадок фільтрації флюїдів за законом Дарсі [3]:

$$Q = \frac{2\pi k_r h \Delta p}{\mu \left[\ln \frac{4R_k}{L+h} + \frac{h\kappa}{L} \ln \frac{2h\kappa}{r_c(1+\kappa)^2} \right]}, \quad (1)$$

де: $\kappa = \sqrt{k_r/k_b}$ – коефіцієнт анізотропії пласта за проникністю;

k_r, k_b – коефіцієнти проникності пласта в горизонтальному (вздовж шарів) і вертикальному (впоперек шарів) напрямках, m^2 ;

h – товщина продуктивного пласта, м;

$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2$ – загальний перепад тиску між контуром пласта і горизонтальною свердловиною, Па;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості нафти, Па*с;

R_k – радіус контура живлення, м;

r_c – радіус свердловини, м;

L – довжина горизонтальної частини стовбура свердловини, м.

Для визначення очікуваних дебітів у свердловинах, в яких рекомендується пробурити БГС, використовуємо формули Джоші та Дюпюї [2]:

$$K_{ef} = \frac{q_{БГС}}{q_{вер}} = \frac{1}{\frac{\Omega}{\ln\left(\frac{R_k}{r_c}\right)}}, \quad (2)$$

де:

$$\Omega = \ln \frac{a + \sqrt{a^2 - \left(\frac{L}{2}\right)^2}}{\frac{L}{2}} + \frac{h}{L} \cdot \ln \frac{h}{2 \cdot \pi \cdot r_c},$$

$$a = \frac{L}{2} \cdot \sqrt{0,5 + \sqrt{0,25 + \left(\frac{2 \cdot R_k}{L}\right)^4}}, \quad (3)$$

де: Ω – геометричний фільтраційний опір свердловини з БГС;

L – довжина горизонтального стовбура, м;

$q_{\text{БГС}}$ – дебіт свердловини з БГС, т/д;

$q_{\text{вер}}$ – дебіт вертикальної свердловини, т/д;

R_k – радіус контура живлення, м;

r_c – радіус свердловини, м.

На основі формул (2) і (3) складається таблиця коефіцієнтів ефективності використання БГС. Далі для кожної вертикальної свердловини залежно від товщини нафтонасиченого пласта, який вона розкрила, а також залежно від проектної довжини БГС з таблиці вибирається відповідний коефіцієнт. Цей коефіцієнт множить на поточний дебіт нафти вертикальної свердловини. Отриманий результат – це нижня межа прогнозованого дебіту нафти БГС. Оскільки поточний дебіт нафти з вертикальної свердловини може не відповідати продуктивним можливостям експлуатаційного об'єкта внаслідок таких чинників, як проривання води, зміна проникності привибійної зони, аварійний стан свердловини та ін., то якщо завдяки бурінню БГС зменшиться або припиниться негативний вплив цих чинників на продуктивність свердловини, тоді для розрахунку прогнозованого дебіту нафти БГС необхідно використовувати середньостатистичний дебіт нафти вертикальної свердловини за весь час її експлуатації. Помноживши цей дебіт на коефіцієнт ефективності використання БГС, отримують верхню межу прогнозованого дебіту нафти БГС. Використовуючи отриманий діапазон прогнозованих дебітів нафти, можна розрахувати середнє значення можливого дебіту нафти БГС [2].

Для чисельної оцінки ефективності застосування горизонтальних свердловин та забурювання додаткових бокових горизонтальних стовбурів у діючих свердловинах проведемо розрахунок для Довбушансько-Бистрицького родовища. Зважаючи на те, що розробка Довбушансько-Бистрицького родовища розпочата в 1977 р., і система розробки, що склалася впродовж пробної експлуатації родовища, характеризується низькою спроможністю, зумовленою, окрім складних гірничо-геологічних умов, недостатньою розбуреністю нафтоносних площ, наявністю у переважній більшості покладів режиму розчиненого газу, обмеженим розвитком процесів підтримання пластових тисків. Продовження розробки родовища із збереженням існуючої системи призведе до негативних, з огляду на вилучення запасів, кінцевих результатів. За базовим варіантом коефіцієнт нафто-

вилучення становитиме 0,02, а відбір від видобувних запасів – 0,231. Для покладів Бистрицької та Південно-Бистрицької складок система потребує докорінних змін. Поклади Довбушанської складки, через їх другорядність за величинами запасів, можуть бути дорозроблені наявним фондом свердловин на режимі розчиненого газу та змішаному режимі з вилученням практично всіх видобувних запасів. Зважаючи на ці чинники, пропонується, зокрема, поклади Бистрицької складки розробляти за допомогою свердловин з горизонтальними стовбурами.

За вихідні дані візьмемо дані з «Уточненого проекту дослідно-промислової розробки Довбушансько-Бистрицького нафтового родовища», складеного НДПІ ВАТ «Укрнафта», а саме: середня товщина продуктивного пласта – 13,9 м, коефіцієнт проникності пласта в горизонтальному напрямку – $4,33 \cdot 10^{-15} \text{ м}^2$, коефіцієнт проникності пласта у вертикальному напрямку – $1,6 \cdot 10^{-15} \text{ м}^2$, коефіцієнт динамічної в'язкості і густина нафти – відповідно 1,39 мПа·с і 748 кг/м³, радіус контура живлення приймемо 250 м, радіус свердловини – 0,1 м, перепад тиску між контуром пласта і горизонтальною свердловиною – 1 МПа, довжину горизонтальної частини стовбура свердловини – 200 м.

Провівши розрахунок прогнозованого дебіту горизонтальної свердловини для середніх умов розробки Бистрицької складки Довбушансько-Бистрицького родовища за формулою (1), отримаємо, що ця величина перевищує поточний дебіт вертикальної свердловини приблизно в 14 разів. Слід враховувати, що цей дебіт визначався для певних параметрів розробки, змінюючи які, можна змінювати відповідно і дебіт.

Аналіз результатів визначення дебіту горизонтальної свердловини дає підстави зробити такі висновки:

1. Зі збільшенням перепаду тиску між контуром пласта і горизонтальною свердловиною дебіт цієї свердловини буде зростати прямопропорційно.

2. Зі збільшенням довжини горизонтальної ділянки свердловини дебіт буде збільшуватись, але для вихідних даних недоцільно бурити цю горизонтальну ділянку більше ніж на 1080 м. При перевищенні цього значення знаменник у формулі (1) стає від'ємним. Отже, теоретично, при довжині 1080 м дебіт досягає максимального значення – 27100 т/д.

З огляду на те, що технічний стан видобувних та нагнітальних свердловин Довбушансько-Бистрицького родовища задовільний і дозволяє використовувати їх у подальшій експлуатації, а ремонтно-профілактичні заходи з депарафінізації НКТ і обладнання, герметизації обв'язок устя, заміни насосів, ліквідації обривів штанг і штоків, промивання вибоїв підтримують технологічні параметри роботи свердловин в оптимальних умовах, пропонується як один з варіантів підвищення дебітів застосування бокових горизонтальних стовбурів (БГС) у діючих малодобітних і ліквідованих свердловинах, що знаходяться у нафтонасиченій зоні пласта.

Використовуючи попередні вихідні дані (контур живлення – 250 м, радіус свердловини – 0,1 м, довжину горизонтальної частини свердловини – 200 м), а також товщини продуктивних пластів п'яти експлуатаційних об'єктів Бистрицької складки відповідно 15,3, 15, 17,8, 17,8, 3,1 метрів визначаємо коефіцієнти ефективності за формулами (2) і (3). Отримуємо, що дебіт свердловини із БГС збільшиться відповідно в 4,219; 4,233; 4,101; 4,101; 4,785 разів, тобто у середньому в 4,288 разів.

Проаналізувавши залежність коефіцієнта ефективності використання БГС від довжини БГС за формулами (2) і (3), бачимо, що із збільшенням довжини горизонтального стовбура зростає і значення коефіцієнта ефективності використання БГС.

Отже, розглянувши питання покращення ефективності розробки родовища, можна зробити висновок, що буріння бокових горизонтальних стовбурів у діючих малодебітних, а також у ліквідованих свердловинах з врахуванням економіки є виправданим. Вартість будівництва таких свердловин приблизно на чверть вища порівняно з вертикальними, але це повністю і з великими перевагами компенсується технологічними і економічними показниками їх експлуатації. Провівши розрахунки для визначення ефективності цього методу, пропонується при складанні технологічної схеми розробки Довбушансько-Бистрицького родовища розглянути питання щодо застосування свердловини з горизонтальними стовбурами.

Література

1 Довжок Е. Використання горизонтальних свердловин для розробки родовищ з важковидобувними запасами вуглеводнів [Текст] / Е.М. Довжок // Стан і перспективи розробки родовищ нафти і газу України. – 2003. – №1. – С.51-54.

2 Прокопів В. Свердловини з горизонтальними стовбурами – спосіб підвищення нафтовилучення [Текст] / В.Й. Прокопів // Стан і перспективи розробки родовищ нафти і газу України. – 2003. – №1. – С.54-60.

3 Бойко В. Дослідження припливу рідини до горизонтальної свердловини в круговому анізотропному пласті [Текст] / Василь Бойко // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2004. – №1(10). – С.71-75.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
28.02.10*

*Рекомендована до друку професором
Кондратом Р.М.*