

# Техніка і технології

УДК 622.276.43

## КЛАСИФІКАЦІЯ І ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ЗАВОДНЕННЯ

Д.О. Вольченко

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

*Розглядається класифікація систем заводнення, встановлено основні чинники, що впливають на інтенсивність системи заводнення. Виконано порівняльний аналіз систем заводнення.*

Ключові слова: технологія розробки, заводнення, показники розробки, схеми розміщення свердловин, ефективність системи заводнення.

*Rассматривается классификация систем заводнения, установлены основные факторы, влияющие на интенсивность системы заводнения. Произведен сравнительный анализ систем заводнения.*

Ключевые слова: технология разработки, заводнение, показатели разработки, схемы размещения скважин, эффективность системы заводнения.

*There is the considered classification of the systems of waterflood in the article, set basic factors which affect intensity of the system of waterflood. Executed comparative analysis of the systems of waterflood.*

Keywords: technology of development, waterflood, indexes of development, charts of placing of mining holes, efficiency of the system of waterflood.

Природна пластова енергія не завжди забезпечує повноту відбирання нафти і потрібну інтенсивність розробки родовищ. Для отримання більш високих значень коефіцієнтів нафтовіддачі і досягнення необхідних темпів вилучення нафти з надр на сьогоднішній день широко застосовуються методи підтримання пластового тиску шляхом нагнітання у поклад води або газу. Нагнітання води у пласт не тільки інтенсифікує процес розробки родовища, але й забезпечує найбільший коефіцієнт нафтовіддачі.

Заводнення нафтових покладів з його різновидами – це основний метод дії на нафтові пласти з метою вилучення з них нафти. Заводнення є основною технологією розробки нафтових родовищ.

Необхідно зауважити, що у перші роки розробки нафтових покладів із застосуванням заводнення ставилось єдине завдання – забезпечити підтримання пластового тиску і не допускати розгазування нафти у пласті. Пізніше було встановлено, що шляхом заводнення можна вирішувати і багато інших завдань з раціональної розробки нафтових родовищ. У результаті накопичення досвіду проектування і розробки нафтових родовищ стало зрозуміло, що

ступінь заводнення нафтового пласта визначає основні технологічні й економічні показники розробки нафтового родовища. Багаторічний досвід впровадження цього методу довів його високу ефективність як на нових, так і на виснажених родовищах з однорідними і неоднорідними колекторами за низької та підвищеної в'язкості нафти.

Досвід проектування і узагальнення досвіду розробки нафтових родовищ при водонапірному режимі свідчить, що під час розрахунку процесу заводнення і визначення технологічних показників необхідно враховувати, у першу чергу, такі чинники: зональну і пошарову неоднорідність фізико-геологічних властивостей пласта (проникність, пористість, початкову нафтонасиченість і коефіцієнт витіснення); різну рухливість нафти і води; початкові водонафтові зони; характер розкриття пластів в експлуатаційних свердловинах; особливості кінематики потоку рідини, що зумовлені режимом її відбору через систему свердловин.

Основними технологічними показниками розробки нафтового покладу є:

1) активність системи заводнення нафтового покладу;

- 2) темп видобутку нафти і рідини відносно запасів нафтового покладу;
- 3) густина мережі експлуатаційних свердловин;
- 4) кінцева нафтовіддача пласта.

Зазначені технологічні показники, в основному, визначають технологічну й економічну ефективність експлуатації нафтового родовища. Необхідно зауважити, що ці показники тісно пов'язані між собою. Так, система заводнення пласта і щільність мережі експлуатаційних свердловин значною мірою визначають темп видобутку нафти і кінцеве нафтовилучення.

Технологічні показники розробки нафтових родовищ значною мірою залежать від геолого-фізичної характеристики нафтового покладу. Однак, компонуючи різні елементи системи розробки нафтового покладу, можна суттєво вплинути на величину технологічних показників розробки нафтових родовищ, домагаючись їх високих значень, навіть за дуже несприятливих геолого-фізичних умов. Таким чином, вдається компенсувати низьку продуктивність пласта більш активною (інтенсивною) системою розробки нафтового покладу.

Найбільше впливають на темп видобутку нафти з покладу проникність пласта, в'язкість нафти у пластових умовах і перервність будови продуктивного пласта. Тому доцільно ввести поняття умовного темпу відбору

$$z_0 = \frac{z\mu_n}{k\xi}, \quad (1)$$

де:  $z$  – максимальний  $z_{\max}$  або середній  $z_{\text{ср}}$  темп відбору нафти або рідини відносно вилучуваних запасів нафти, виражених у частках одиниці;  $\mu_n$  – в'язкість нафти в пластових умовах, Па·с;  $k$  – проникність колектора,  $\text{м}^2$ ;  $\xi$  – коефіцієнт дії, який є характеристикою ступеня перервності продуктивного пласта.

Слід зауважити, що товщина пласта мало впливає на темп відбору нафти відносно запасів, оскільки, якщо дебіти свердловин є прямопропорційними товщині пласта, то аналогічно пропорційні товщині і запаси нафти, що містяться в ньому.

Умовний темп відбору є досить повною характеристикою активності або інтенсивності системи розробки нафтового покладу. Активність або інтенсивність системи розробки нафтового покладу визначається, головним чином, трьома елементами системи розробки: активністю системи заводнення нафтового покладу; градієнтом тисків, за яких ведеться розробка нафтового покладу, і щільністю мережі свердловин.

Вивчення досвіду розробки нафтових родовищ, а також теоретичні і експериментальні дослідження свідчать, що перебіг процесу заводнення залежить від таких основних чинників:

- 1) різницею між в'язкостями нафти і води;
- 2) наявності початкових водонафтових зон;
- 3) неоднорідності геолого-фізичних властивостей пластів;
- 4) особливостей руху рідини у системі свердловин;

- 5) системи дії на пласт;
- 6) умов експлуатації свердловин;
- 7) розчленованості пласта майже непроникними глинистими (або ущільненими) пропластками;
- 8) перервності пласта;
- 9) ступеня розкриття пласта у свердловинах.

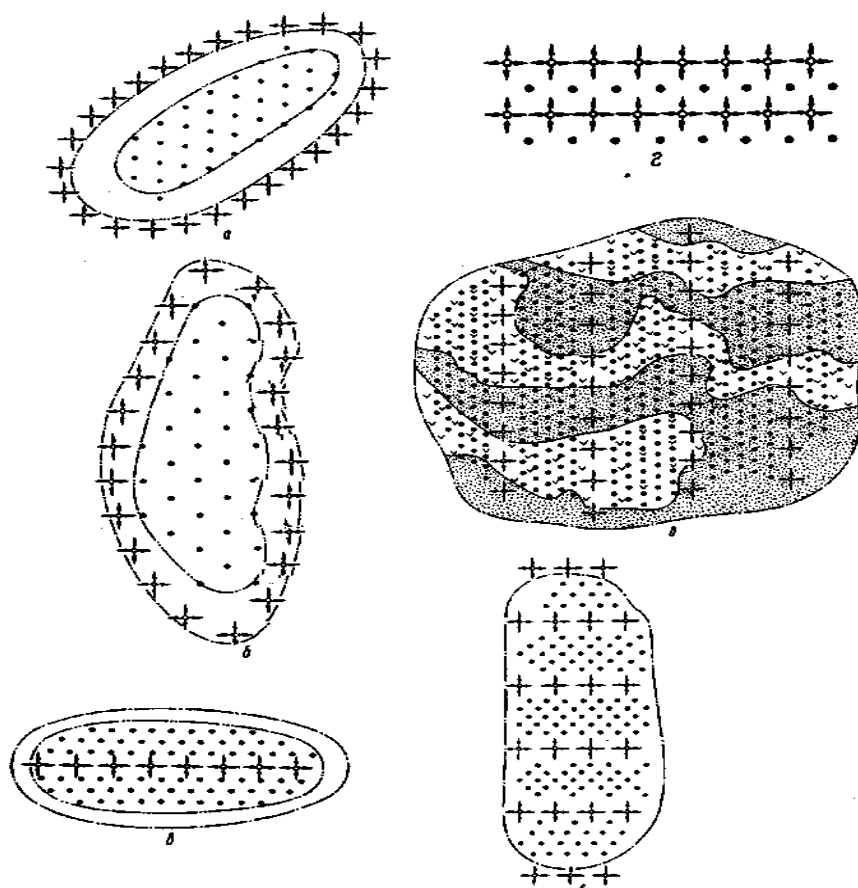
Градієнт тисків, за якого ведеться розробка нафтового покладу, визначається перепадом між вибійними тисками у нагнітальних свердловинах і вибійними тисками в експлуатаційних свердловинах внутрішніх експлуатаційних рядів. Слід зауважити, що значення градієнта тисків зазвичай обмежується геолого-фізичною характеристикою покладу або технологічними умовами експлуатації нагнітальних і експлуатаційних свердловин.

Збільшення кількості експлуатаційних свердловин (збільшення щільності мережі свердловин) також підвищує активність (інтенсивність) системи розробки нафтового покладу, однак за наявності великої кількості свердловин ефективність подальшого збільшення її кількості є вельми невисокою. Тобто цей метод підвищення активності системи розробки нафтового покладу нерідко є малоефективним, потребує значних капіталовкладень, і його використання часто-густо виявляється економічно невіправданим.

Під час вибору технологічних параметрів, що відповідають умовам раціональної розробки, необхідно правильно враховувати вплив взаємного розміщення видобувних і нагнітальних свердловин та інших реальних умов фільтрації рідин в неоднорідних пластах на процес заводнення.

Для родовищ з різними фізико-геологічними умовами створено великий комплекс систем дії на пласти методом заводнення. Залежно від розміщення водонагнітальних свердловин розрізняють різні системи заводнення, які розглянуті у працях [1, 2, 3] (рис. 1). Ці системи заводнення знайшли широке використання, і згідно з класифікацією заводнення залежно від розміщення нагнітальних свердловин відносно початкового контура нафтоносності їх можна поділити на: законтурне, приконтурне, внутрішньоконтурне (рис. 2). Такий поділ відображає, в основному, розвиток методу заводнення в процесі розробки родовищ нафти і не є загальним та однозначним критерієм для виділення систем заводнення. Найбільш принциповим є групування, поділ методів заводнення за рівнями, але й такий підхід є неоднозначним. Це можна пояснити тим, що ознаки групування і поділу за рівнями не враховують такі важливі параметри як: розміщення свердловин, форму комірки систем заводнення, принципи і критерій вибору місцезнаходження свердловин.

Активність системи заводнення визначається, у свою чергу, двома елементами – шириною блоку і кількістю рядів експлуатаційних свердловин у блоці. Але оскільки ширина блоку залежить від кількості рядів свердловин у блоці, то активність системи заводнення прак-



Заводнення: а – законтурне; б – приконтурне; в – склепінне; г – площове;  
 д – внутрішньоконтурне; е – блокове

Рисунок 1 – Системи розробки покладів нафти при заводненні

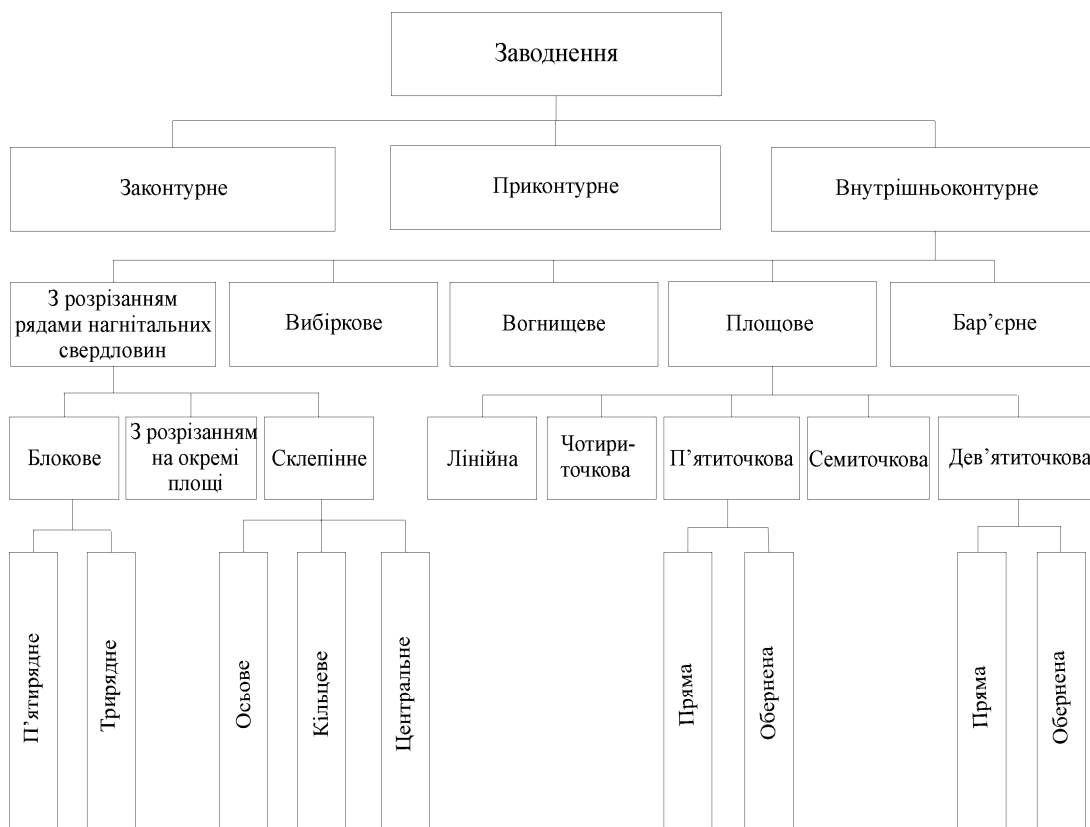


Рисунок 2 – Різновиди методу заводнення нафтових об'єктів розробки

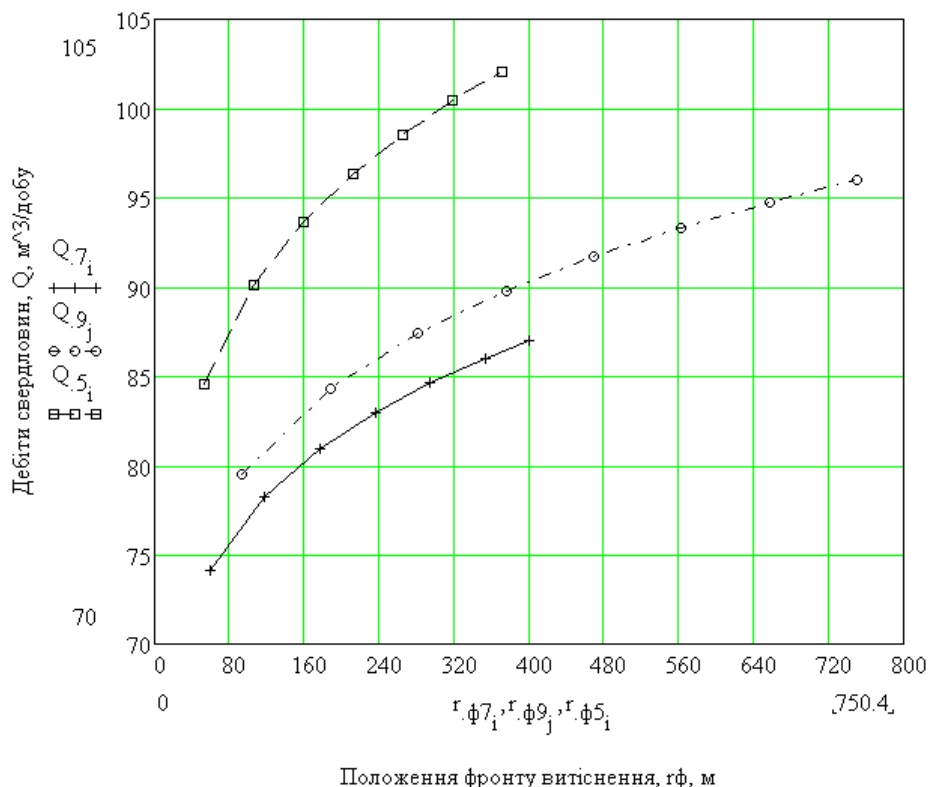


Рисунок 3 – Залежність дебітів для п'яти-, семи- і дев'ятичтовкових систем заводнення залежно від положення фронту витіснення

тично визначається кількістю експлуатаційних рядів в окремому блоці. Тому, вводиться поняття коефіцієнта інтенсивності системи заводнення, що визначається як відношення рівня видобутку рідини при даній системі заводнення до рівня видобутку рідини у випадку однорядної системи заводнення за однакових умов. Згідно з визначенням коефіцієнт інтенсивності системи заводнення є безрозмірною величиною.

Аналіз схем розміщення свердловин при відомих системах заводнення дає змогу виділити дві групи методів заводнення, що суттєво відрізняються одна від одної наявністю елемента симетрії у розміщенні видобувних і нагнітальних свердловин. У випадку симетричності елементів системи заводнення, їх можна розмістити рівномірно по всій площі покладу, і вони визначатимуть регулярну систему заводнення. Відсутність елементів симетрії і нерівномірний характер розміщення нагнітальних свердловин визначають нерегулярну систему заводнення [4].

В роботі [4] вказано, що існує велика група систем заводнення, що якісно відрізняються від регулярних систем. За ними елементи симетрії не виділяються. Нагнітальні свердловини розміщуються по площі об'єкта нерівномірно, або запомповування здійснюється у свердловини практично одного ряду. Через відсутність елемента симетрії і нерівномірність характеру розміщення нагнітальних свердловин по площі ці системи можна назвати нерегулярними.

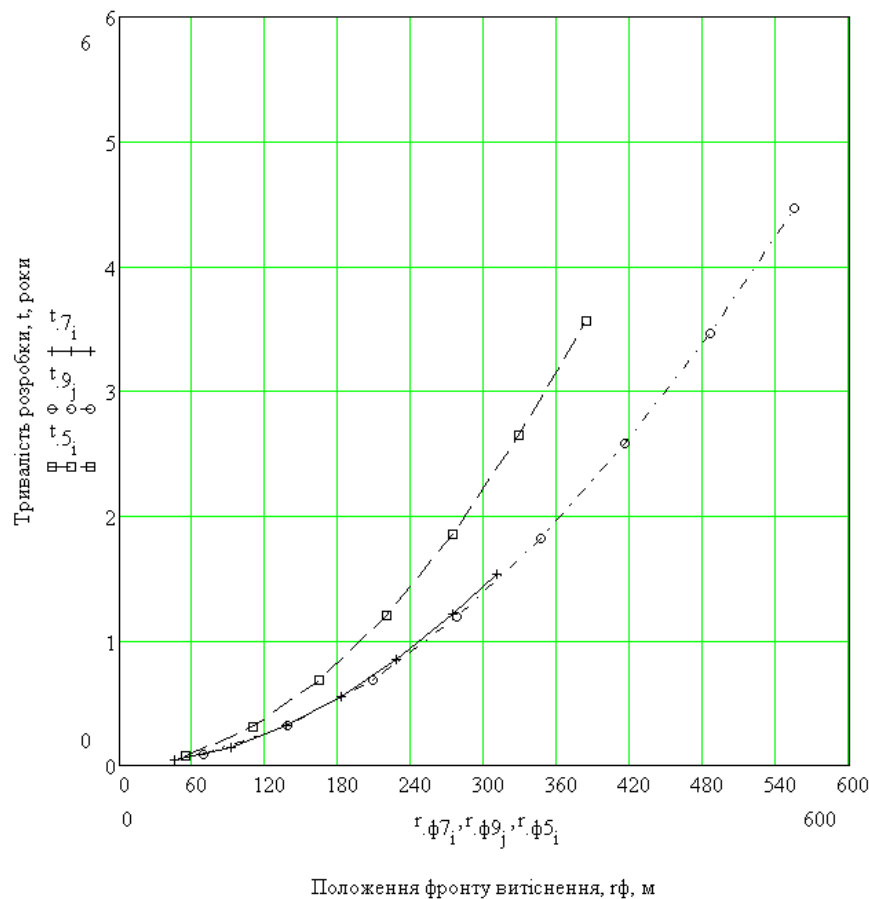
Ширина блоку  $B$  за будь-якої системи заводнення може бути визначена як:

$$B = 2L + l(n - 1), \quad (2)$$

де:  $L$  – відстань від нагнітального до першого експлуатаційного ряду, м;  $l$  – відстань між експлуатаційними рядами, м;  $n$  – кількість експлуатаційних рядів.

Необхідно зазначити, що величини  $L$  і  $l$  є пропорційними до відстані між свердловинами  $2\sigma$ . Дослідження фактичних систем розробки нафтових родовищ показує, що здебільшого співвідношення  $\frac{2\sigma}{L}$  коливається від 1 до 3, а співвідношення  $\frac{2\sigma}{l}$  – від 1 до 0,5. За величини співвідношення  $\frac{2\sigma}{L} > 1$ , як свідчать результати досліджень О.П.Крилова і А.Г.Ковальова, відбувається швидке обводнення експлуатаційних свердловин, а за співвідношення  $\frac{2\sigma}{L} < 0,3$  – значне віддалення нагнітальних свердловин від експлуатаційних, що призводить до послаблення впливу закачування, а у переривчастому пласті – до значних втрат нафти у зоні між експлуатаційними і нагнітальними свердловинами.

Співвідношення  $\frac{2\sigma}{l}$  у більшості технологічних схем розробки приймається приблизно рівним одиниці.



**Рисунок 4 – Залежність термінів розробки для п'яти-, семи- і дев'ятичоткових систем заводнення залежно від положення фронту витіснення**

При розрахунках прийняли, що  $L = 4\sigma$  і  $l = 2\sigma$ , тоді рівняння (2) набуло вигляду:

$$V = 2\sigma(n + 3). \quad (3)$$

З останнього рівняння випливає, що ширина блоку, а відповідно, й активність системи заводнення є пропорційними відстані між свердловинами. Таким чином, зменшення відстаней між свердловинами сприяє інтенсифікації систем заводнення нафтового пласта і зменшенню відстані від лінії нагнітальних свердловин до рідів експлуатаційних свердловин.

Порівняльний аналіз ефективності різновидів систем заводнення проводився для п'яти-, семи- і дев'ятичоткової систем заводнення. Для кожної системи заводнення було проведено розрахунки з визначення дебітів і термінів розробки (рис. 3, рис. 4).

Як видно з наведених графічних залежностей, найбільшим дебітом характеризується п'ятичоткова, найменшим – семичоткова системи заводнення за однакових положень фронту витіснення. При цьому необхідно зауважити, що найбільшим терміном розробки характеризується дев'ятичоткова, а найменшим – семичоткова система.

Таким чином, на динаміку технологічних показників розробки систем заводнення за інших рівних умов суттєво впливають співвідношення в'язкостей нафти і води, а також ступінь

неоднорідності колекторських властивостей пласта. Зі збільшенням в'язкості нафти і ступеня неоднорідності зростають терміни розробки, зменшується коефіцієнт нафтовилучення як за безводний період, так і за весь період розробки.

#### Література

- 1 Акульшин А.И. Прогнозирование разработки нефтяных месторождений / А.И. Акульшин. – М.: Недра, 1988. – 240 с.
- 2 Бойко В.С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ / В.С. Бойко. – К.: Реал-Принт, 2004. – 695 с.
- 3 Иванова М.М. Нефтегазопромысловая геология и геологические основы разработки месторождений нефти и газа / М.М. Иванова, Л.Ф. Дементьев, И.П. Чоловский. – М.: Недра, 1985. – 422 с.
- 4 Бакиров И.М. Сравнение эффективности систем заводнения / Игорь Бакиров // Нефтяное хозяйство. – 2009. – №7. – С.38-41.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
14.05.10  
Рекомендована до друку професором  
Кондратом Р.М.

## ОСОБЛИВОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ УНІФІКОВАНОЇ ІНФОРМАЦІЙНО-КЕРУЮЧОЇ СИСТЕМИ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНИХ СТАНЦІЙ НА БАЗІ ОБЛАДНАННЯ SIMATIC S7 ТА IP GPRS ТЕХНОЛОГІЇ

*І.В. Назаренко*

*Управління магістральних газопроводів «Київтрансгаз», пр. Комарова, 44,  
тел. +38(044) 239-77-65, e-mail: niv@ktg.com.ua*

*Розглянуто і проаналізовано функціональне призначення, структуру, об'єкти контролю та управління контрольованого пункту газорозподільної станції магістральних газопроводів.*

*Реалізовано алгоритми захисту споживачів природного газу шляхом визначення і запобігання значних перепадів тиску в газопроводах на виході ГРС.*

*З метою уніфікації обладнання і процедур управлінн, запропоновано апаратно-програмні засоби на базі PLC нової серії Simatic S7-1200.*

*Особливістю впровадженої системи є застосування IP GPRS роутерів для комунікації з вищими рівнями систем диспетчерського керування компресорними станціями.*

*Розроблена система впроваджена і перебуває в експлуатації на ГРС «Орлівка» Чернігівського ЛВУМГ УМГ «Київтрансгаз».*

*Ключові слова: магістральний газопровід, лінійно-виробниче управління магістральних газопроводів, контрольований пункт газорозподільної станції, алгоритми захисту, уніфікація апаратно-програмних засобів, система автоматизованого керування.*

*Рассмотрено и проанализировано функциональное предназначение, структура, объекты контроля и управления контролируемого пункта газораспределительной станции магистральных газопроводов.*

*Реализованы алгоритмы защиты потребителей природного газа путем определения и предотвращения значительных перепадов давления в газопроводах на выходе ГРС.*

*С целью унификации оборудования и процедур управления предложены аппаратно-програмные средства на базе PLC новой серии Simatic S7-1200.*

*Особенностью внедренной системы является использование IP GPRS роутеров для коммуникации с высшими уровнями систем диспетчерского управления компрессорными станциями.*

*Разработанная система внедрена и эксплуатируется на ГРС «Орловка» Черниговского ЛПУМГ УМГ «Киевтрансгаз».*

*Ключевые слова: магистральный газопровод, линейно-производственное управление магистральных газопроводов, контролируемый пункт газораспределительной станции, алгоритмы защиты, унификация аппаратно-программных средств, система автоматизированного управления.*

*The functional mission, structure, objects of the control and management of the supervised point of gas distribution stations (SP GDP) main gas pipelines is considered and analysed.*

*Realisation of algorithms of protection of consumers of natural gas by definition and prevention of considerable pressure differences in the gas pipelines on exit GDS is executed.*

*For the purpose of unification of the equipment and management procedures are offered it is hardware-software means on the basis of PLC new series Simatic S7-1200.*

*Feature of the introduced system is use IP GPRS of routers for communications with highest levels of systems of dispatching management of compressor stations (DM CS).*

*The developed system is introduced and maintained on GDS «Orlivka» Chernigiv's LMMMGP MMGP «Kievtransgaz».*

*Keywords: main gas pipeline (MGP), linearly-manufacture management of main gas pipelines (LMMMGP), supervised point of gas distribution stations (SP GDS), algorithms of protection, unification of hardware-software tools, automated controlling system.*

### **Вступ**

Газорозподільні станції (ГРС) є складовою частиною газотранспортної системи та одним з основних об'єктів диспетчерського управління і призначені для забезпечення споживачів проектними об'ємами газу з визначеними тиском, вологістю, ступенем очищення від механічних домішок і одоризації. Контрольований пункт газорозподільної станції (КП ГРС) - об'єкт інфраструктури ГРС, що забезпечує функції контролю, керування, а також комунікаційні функції з вищими рівнями систем диспетчерського керування компресорними станціями (ДК КС).

Аналіз сучасного стану систем диспетчерського керування газотранспортною системою України [1] свідчить, що на підприємствах газотранспортної галузі експлуатуються системи різних поколінь і виробників, що створювалися і вводилися в експлуатацію поетапно з метою вирішення окремих завдань. Під час створення даних систем не враховувались такі актуальні сьогодні принципи, як уніфікація, можливість нарощування і модернізації, відповідність міжнародним стандартам, надійність. Такий стан призвів до неоднорідності процедур управління, несумісності обладнання і неоднозначності

результатів вимірювань технологічних параметрів за однакових умов.

Для вирішення одного із завдань диспетчерського керування компресорними станціями (керування системою ГРС), пропонується уніфікована інформаційно-керуюча система газорозподільних станцій на базі нової серії PLC Simatic S7-1200 з можливістю комунікації на основі IP GPRS технології.

#### Метою впровадження КП ГРС є:

- забезпечення ефективного функціонування ГРС, як об'єкта лінійно-виробничого управління магістральних газопроводів (ЛВУМГ);
- підвищення рівня автоматизації технологічних процесів на ГРС;
- підвищення ефективності використання технологічного обладнання ГРС;
- підвищення надійності і безпеки експлуатації технологічного обладнання ГРС;
- організація процедур захисту в аварійних ситуаціях;
- забезпечення оперативності і достовірності інформації про хід технологічних процесів та стан обладнання;
- зменшення витрат і часу на технічне обслуговування обладнання ГРС;
- підвищення рівня безпеки споживачів газу.

#### Призначення і об'єкти КП ГРС

КП ГРС призначений для оперативного контролю технологічних параметрів ГРС малої та середньої потужності в усіх режимах функціонування та автоматичного і автоматизованого керування технологічним процесом (визначається технічними умовами окремо для кожної ГРС).

Система автоматизованого керування (САК) КП ГРС є системою контролю технологічних параметрів з функціями керування технологічними процесами розподілу газу, що функціонує в складі автоматизованої системи керування технологічним процесом (АСКТП) ЛВУМГ.

Об'єктами контролю для КП ГРС є:

1) основне технологічне обладнання ГРС в складі:

- вузол перемикання;
- вузол запобіжної арматури (запобіжні скидні і запірні клапани);
- вузол редукування газу;
- вузол очищення газу;
- вузол підігрівання газу;
- вузол вимірювання витрати газу;
- вузол одоризації газу.

2) допоміжне технологічне обладнання ГРС в складі:

- підсистема комерційного обліку газу;
- підсистема пожежної сигналізації;
- підсистема охоронної сигналізації;
- підсистема електроживлення;
- підсистема електрохімічного захисту (EX3);
- підсистема газовиявлення;
- підсистема опалення.

На рис. 1 зображено узагальнену структуру КП ГРС.

САК КП ГРС побудовано на базі програмованого логічного контролера (ПЛК) Siemens нової серії (Simatic S7-1200) із застосуванням необхідної кількості модулів розширення. Людино-машинний інтерфейс на нижньому рівні реалізовано на базі сенсорної (touch screen) операторної панелі (Siemens TP 177B). Зв'язок із первинними вимірювальними пристроями та виконавчими об'єктами здійснюється через блоки УСО та сигнальні модулі введення-виведення (DI, DO, AI) контролера Simatic S7-1200. Зв'язок з локальними САК здійснюється на основі інтерфейсів (RS-485 і ModBus RTU) через відповідні комунікаційні процесори PLC [2, 3].

Передумовами для швидкого і ефективного впровадження запропонованої системи є застосування сучасних апаратно-програмних засобів на базі обладнання Simatic S7. Підтримка PLC Simatic S7-1200 шини Industrial Ethernet дає змогу виконати безпосереднє з'єднання з IP GPRS роутером, і в такий спосіб, організувати практично необмежену (обмежується зоною покриття оператора стільникового зв'язку) безпроводну комунікацію з вищими рівнями системи ДК КС на основі протоколу TCP/IP. На верхньому рівні використовується SCADA InTouch зі стандартним OPC-сервером.

Основними перевагами запропонованої і розробленої САК КП ГРС є:

- застосування як каналотворюючого обладнання IP GPRS роутерів "IRZ роутер" [3] (рис. 1), (можлива підтримка двох операторів мобільного зв'язку з автоматичним перемиканням між ними), що дає змогу організувати некомутований резервований канал передачі даних на базі шини Ethernet і протоколу TCP/IP зі швидкістю передавання даних до 171.2 Кбіт/с;

- за допомогою САК КП ГРС реалізуються алгоритми захисту споживачів природного газу від значних перепадів тиску.

САК КП ГРС реалізує алгоритми захисту споживачів природного газу (підсистема «Захист»).

#### Алгоритм роботи вузла редукування з одним регулятором тиску газу в ланках редукування

На рис. 2 зображено функціональну схему вузла редукування з одним регулятором тиску газу в ланках редукування.

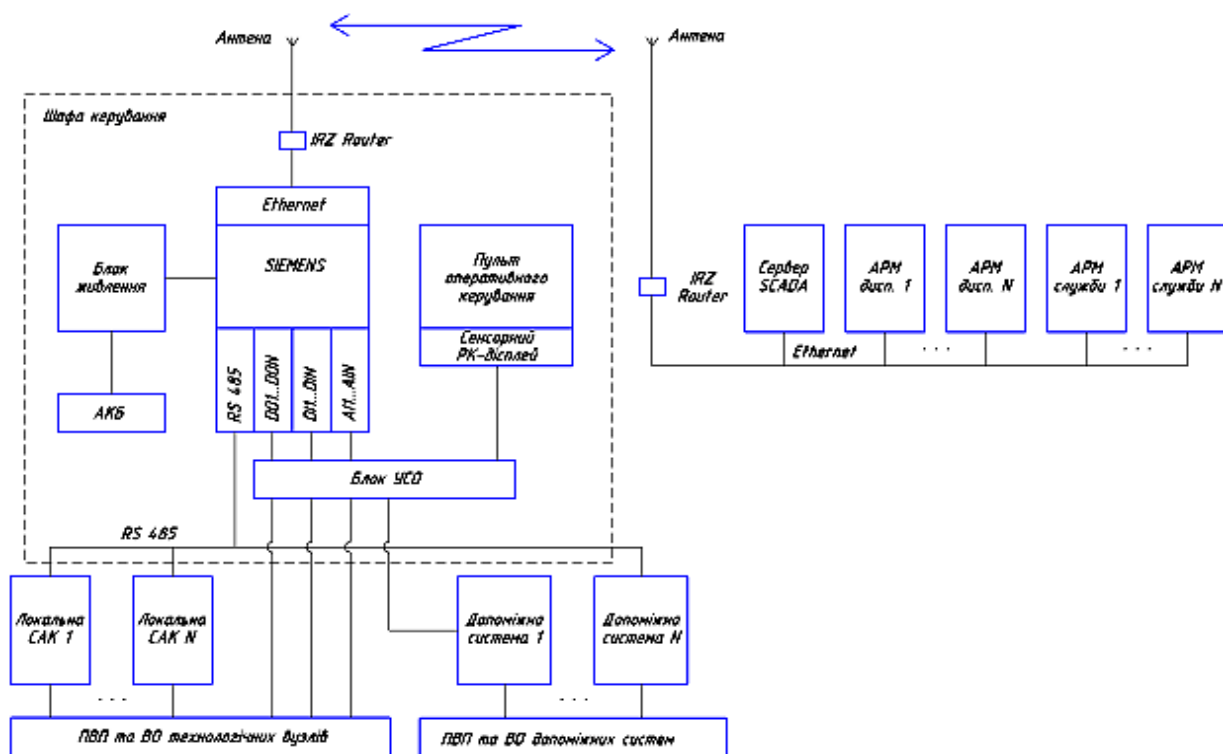
#### Вихідними даними для алгоритму є:

- РТ-2 налаштований на робочий тиск  $P_{\text{вих.}}$ ;
- РТ-1 налаштований на робочий тиск  $P_{\text{вих.}}$  мінус 10%;
- КПП-2 – відкритий, КПП-1 – відкритий, тиск на вході  $P_{\text{вх.}}$ .

#### При цьому можливі такі робочі ситуації:

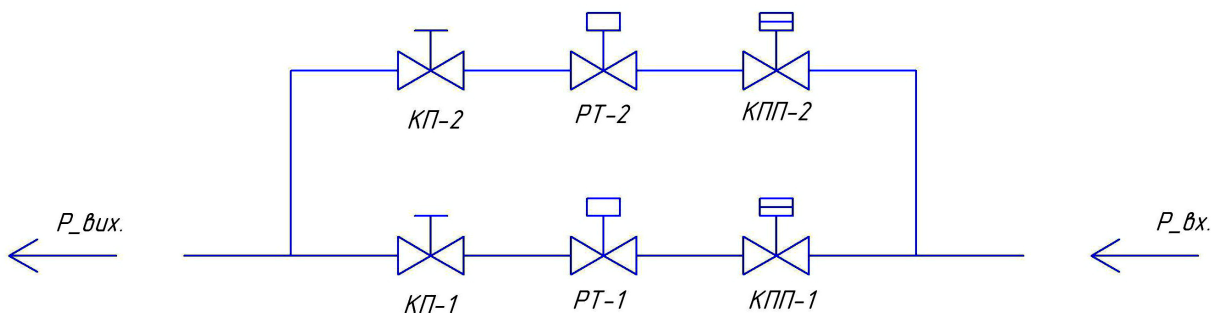
- підвищення тиску після вузла редукування вище рівня  $P_{\text{вих.}}$ .

РТ-2 повинен припинити подавання газу, якщо РТ-2 припиняє подавання газу, то очіку-



АКБ – акумуляторна батарея; Блок УСО – блок узгодження системних об’єктів;  
 DO – (Digital Output – цифрові модулі виведення даних;  
 DI – (Digital Input – цифрові модулі введення даних;  
 AI – (Analog Input – аналогові модулі введення даних;  
 CP IE/RS-485 – (Communication Processor – комунікаційний процесор для узгодження протоколів Industrial Ethernet і RS-485); ПВП – первинні вимірювальні пристрої; ВО – виконавчі об’єкти;  
 IRZ-роутер – радіочастотний прийомо-передавач з технологією IP GPRS

**Рисунок 1 – Узагальнена структура контрольованого пункту газорозподільної станції. Реалізація алгоритмів функціонування підсистеми «Захист»**



$P_{вх.}$  – вхідний тиск газу;  $P_{вих.}$  – вихідний тиск газу; РТ – регулятор тиску;  
 КП – крани пробкові з ручним приводом; КПП – крани з пневмо(гідро)приводом

**Рисунок 2 – Функціональна схема вузла редукування з одним регулятором тиску газу в ланках редукування**

ється зниження тиску після вузла редукування нижче рівня  $P_{вих.}$ , РТ-2 підтримує тиск на робочому рівні, ГРС працює у штатному режимі, робочий тиск  $P_{вих.}$ .

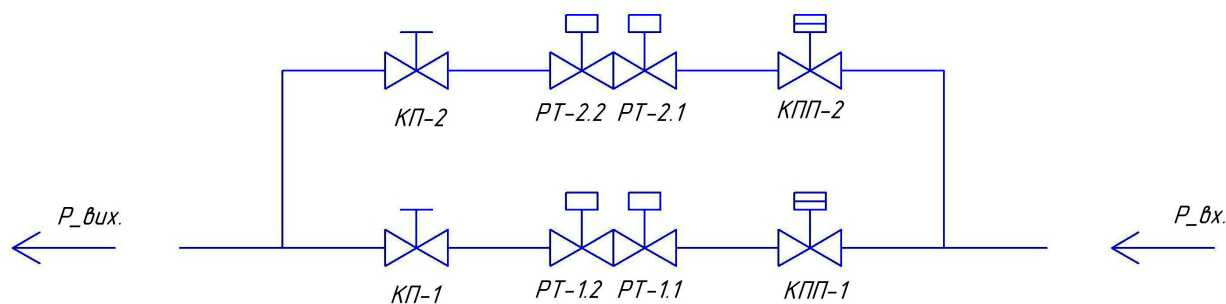
Якщо РТ-2 не припиняє подання газу (вийшов з ладу), то закривається КПП-2, очікується зниження тиску перед вузлом редукування до рівня  $P_{вих.}$  мінус 10%; РТ-1 підтримує тиск на рівні  $P_{вих.}$  мінус 10%, ГРС працює у штатному режимі, робочий тиск  $P_{вих.}$  мінус 10%.

- зниження тиску після вузла редукування нижче рівня  $P_{вих.}$ .

РТ-2 повинен підтримувати тиск на рівні  $P_{вих.}$ .

Якщо РТ-2 підтримує тиск на рівні  $P_{вих.}$ , то ГРС працює у штатному режимі.

Якщо РТ-2 не підтримує тиск на рівні  $P_{вих.}$  (вийшов з ладу), то закривається КПП-2, тиск після вузла редукування знижується до рівня  $P_{вих.}$  мінус 10%, РТ-1 підтримує тиск на рівні



$P_{вх}$  – вхідний тиск газу;  $P_{вих}$  – вихідний тиск газу;  
 РТ-1.2, РТ-2.2 – регулятори тиску, «регулятори-активи»;  
 РТ-1.1, РТ-2.1 – регулятори тиску, «регулятори-монітори»;  
 КПП-1, КПП-2 – крани з пневмо(гідро) приводом;  
 КП-1, КП-2 – крани пробкові з ручним приводом

**Рисунок 3 – Вузол редукування з двома послідовно встановленими регуляторами тиску газу в ланках редукування**

$P_{вих}$  мінус 10%, ГРС працює у штатному режимі, робочий тиск  $P_{вих}$  мінус 10%.

Після спрацювання підсистеми «Захист» ремонтна бригада повинна виїхати на ГРС для ремонту регулятора тиску, який вийшов з ладу. Крім того, підсистема «Захист» передбачає режим відлагодження.

#### Алгоритм роботи вузла редукування з двома послідовно встановленими регуляторами тиску газу в ланках редукування

На рис. 3 зображено функціональну схему вузла редукування з двома послідовно встановленими регуляторами тиску газу (актив + монітор) в ланках редукування.

#### Вихідними даними для алгоритму є:

- РТ-2.2 налаштований на мінімальне значення робочого тиску  $P_{вих.min}$ ;
- РТ-2.1 налаштований на максимальне значення робочого тиску  $P_{вих.max}$ ;
- РТ-1.2 налаштований на мінімальне значення робочого тиску  $P_{вих.min}$ ;
- РТ-1.1 налаштований на максимальне значення робочого тиску  $P_{вих.max}$ ;
- КПП-2 – відкритий, КПП-1 – закритий, тиск на вході  $P_{вх}$ .

#### При цьому можливі такі робочі ситуації:

- підвищення тиску після вузла редукування вище рівня  $P_{вих.min}$

РТ-2.2 повинен припинити подавання газу.

Якщо РТ-2.2 припиняє подавання газу, то очікується зниження тиску після вузла редукування нижче рівня  $P_{вих.min}$ , РТ-2.2 підтримує тиск на робочому рівні, ГРС працює у штатному режимі, робочий тиск  $P_{вих.min}$ .

Якщо РТ-2.2 не припиняє подавання газу (вийшов з ладу), то тиск підвищується до рівня  $P_{вих.max}$  і РТ-2.1 повинен припинити подавання газу.

Якщо РТ-2.1 припиняє подавання газу, то очікується зниження тиску після вузла редукування нижче рівня  $P_{вих.max}$ ; РТ-2.1 підтримує тиск на робочому рівні, ГРС працює у штатному режимі, робочий тиск  $P_{вих.max}$ .

Якщо РТ-2.1 не припиняє подавання газу (вийшов з ладу), то відкривається КПП-1, при цьому регулятори тиску РТ-1.2 та РТ-1.1 – закриті, закривається кран КПП-2, очікується зниження тиску після вузла редукування до рівня  $P_{вих.min}$ ; регулятор тиску РТ-1.2 підтримує тиск на рівні  $P_{вих.min}$ , ГРС працює у штатному режимі, робочий тиск  $P_{вих.min}$ .

#### - зниження тиску після вузла редукування нижче рівня $P_{вих.min}$

РТ-2.2 повинен підтримувати тиск на рівні  $P_{вих.min}$ .

Якщо РТ-2.2 підтримує тиск на рівні  $P_{вих.min}$ , то ГРС працює у штатному режимі, робочий тиск  $P_{вих.min}$ .

Якщо РТ-2.2 не підтримує тиск на рівні  $P_{вих.min}$  (вийшов з ладу), то відкривається КПП-1, закривається КПП-2, регулятор тиску РТ-1.2 підтримує тиск на рівні  $P_{вих.min}$ , ГРС працює у штатному режимі, робочий тиск  $P_{вих.min}$ .

Після спрацювання підсистеми «Захист», ремонтна бригада повинна виїхати на ГРС для ремонту регулятора тиску, який вийшов з ладу. Крім того, підсистема «Захист» передбачає режим відлагодження.

#### Алгоритм роботи вузла редукування з двома послідовно встановленими регуляторами тиску газу в ланках редукування

На рис. 4 зображено графік зміни в часі тиску газу на вході ГРС, який використовується для реалізації алгоритму типу «розрив газопроводу на вході ГРС».

Нижче наведено послідовність визначення змінних і аналітичні вирази для реалізації алгоритмів підсистеми «Захист».

$$a = c \cdot \cos(\alpha);$$

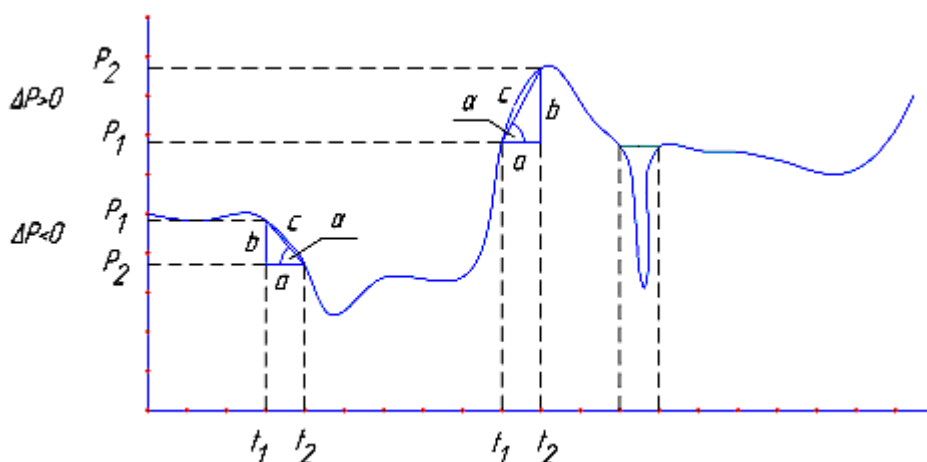
$$b = c \cdot \sin(\alpha);$$

$$\Delta t = t_2 - t_1;$$

$$\Delta t \neq 0;$$

$$\Delta P = P_2 - P_1 = P(t_2) - P(t_1).$$

де:  $\Delta P$  – значення зміни тиску в магістральному газопроводі;

Рисунок 4 – Графік зміни в часі тиску газу  $P$  на вході ГРС

$\Delta t$  – інтервал часу, за який визначається зміна тиску в магістральному газопроводі.

$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{\sin(\alpha)}{\cos(\alpha)} = \frac{b}{a} = \frac{\Delta P}{\Delta t} \approx \frac{dP}{dt}$$

Тоді:

$$\frac{\Delta P}{\Delta t} \text{ – швидкість зміни функції.}$$

За визначеними параметрами формуються сигнали:

при  $\operatorname{tg}(\alpha) \leq 0.27$  – сигнал «Норма»;

при  $0.27 < \operatorname{tg}(\alpha) \leq 0.58$  – сигнал «Попередження»;

при  $0.58 < \operatorname{tg}(\alpha)$  – сигнал «Розрив газопроводу на вході ГРС».

Дослідно-проектні роботи виконано у відповідності до галузевих стандартів: СОУ 60.3-30019801-050:2008 – «Правила технічної експлуатації магістральних газопроводів» [5]; СТП 320.30019801.092-2001 – «Системи автоматичного керування газорозподільними станціями. Основні технічні вимоги» [6]; СОУ 60.3-30019801.036:2006. – «Автоматизовані системи керування лінійною частиною магістральних газопроводів. Програмно-технічні засоби» [7].

### Реалізація уніфікованої інформаційно-керуючої системи КП ГРС

На рис. 5 зображено уніфіковану інформаційно-керуючу систему газорозподільних станцій на базі обладнання Simatic S7 та IP GPRS технології.

На рис. 6 зображено вікно технологічної схеми (SCADA «InTouch») уніфікованої інформаційно-керуючої системи ГРС на базі обладнання Simatic S7 та IP GPRS технології.

### Висновки:

Розроблена уніфікована інформаційно-керуюча система газорозподільних станцій на базі обладнання Simatic S7 та IP GPRS технології забезпечує:

- організацію некомутованого каналу передавання даних між ГРС та диспетчером;

- контроль диспетчером відповідного підрозділу основних технологічних параметрів ГРС;

- можливість дистанційного керування обладнанням ГРС;

- реалізацію на нижньому рівні, захисту споживача від різких перепадів тиску на виході ГРС;

- відпрацювання алгоритму «розрив газопроводу», оперативне попередження диспетчера.

Впровадження інформаційно-керуючої системи КП ГРС дасть змогу у відповідності з п.4.2. СТП 320.30019801.033–2001 – «Правила технічної експлуатації газорозподільних станцій магістральних газопроводів» [8], перейти від періодичного обслуговування ГРС двома операторами до періодичного обслуговування ГРС одним оператором, а у подальшому - до централізованої форми обслуговування (без обслуговуючого персоналу ГРС), коли комплекс планових, профілактичних і ремонтних робіт виконується один раз на 7 діб персоналом відповідної служби (ЛЕС, КВПіА, служби ГРС і обліку газу тощо), підрозділу (ЛВУМГ, ВУПЗГ тощо) згідно з графіком.

### Література

1 Назаренко І.В. Аналіз сучасного стану систем диспетчерського керування газотранспортною системою / І.В. Назаренко // Вісник Хмельницького національного університету. – 2007. – №2. – С. 40-42. – (Том 1, Технічні науки).

2 Николайчук М.Я. Організація інформаційних каналів промислового зв'язку та їх діагностування в системах диспетчерського керування компресорними станціями на базі обладнання Simatic S7-300 / М.Я. Николайчук, І.В. Назаренко // Наукові вісті Галицької академії. – 2009. – № 2(16). – С. 37-44.

3 Назаренко І.В. Організація і компоненти систем диспетчерського керування компресорними станціями / І.В. Назаренко, М.Я. Николайчук // Методи та прилади контролю якості. – 2008. – №21. – С. 83-86.

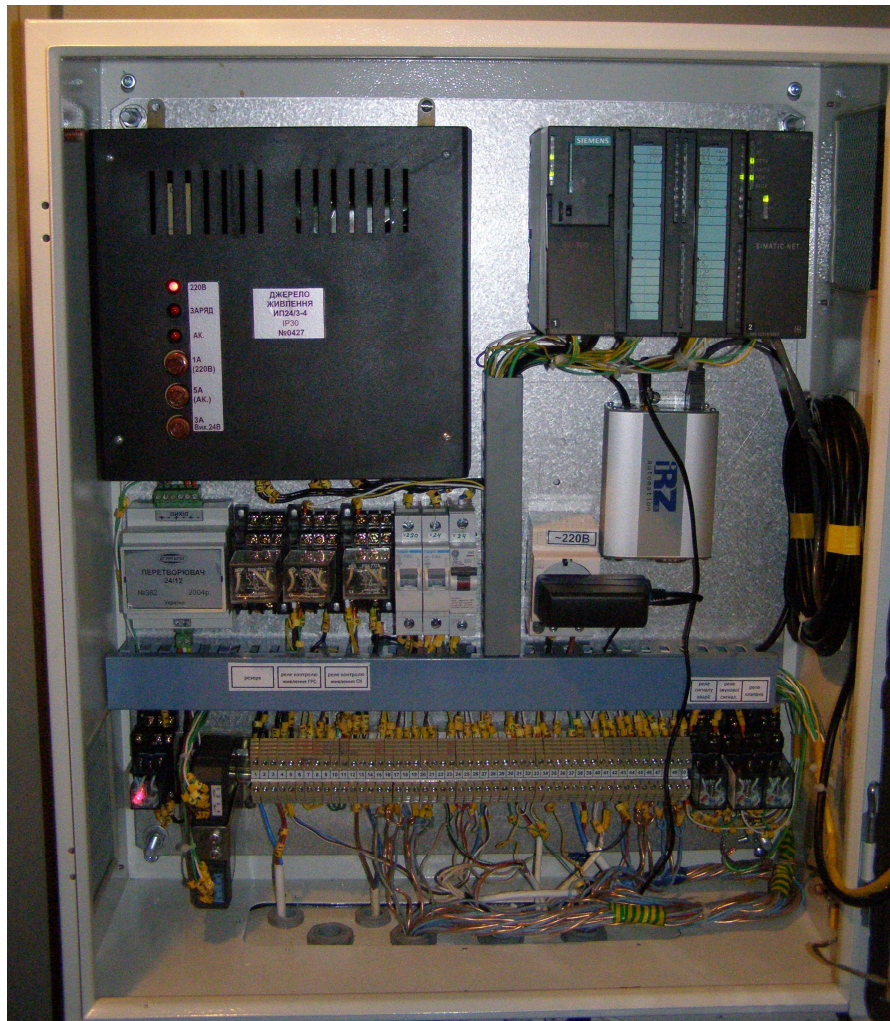


Рисунок 5 – Уніфікована інформаційно-керуюча система газорозподільних станцій на базі обладнання Simatic S7 та IP GPRS технології

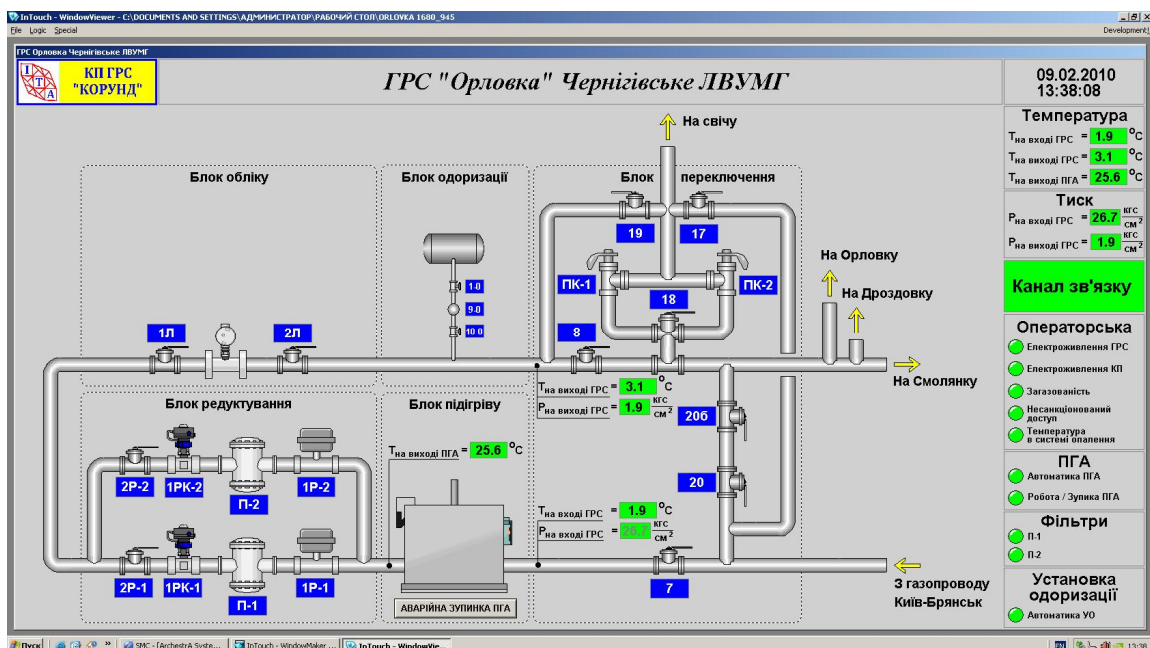


Рисунок 6 – Вікно SCADA «InTouch» - технологічна схема уніфікованої інформаційно-керуючої системи газорозподільних станцій на базі обладнання Simatic S7 та IP GPRS технології

4 ERZ75iX Twin EDGE/GPRS Router. Руководство пользователя. IRZ<sup>®</sup> automation. – Редакция 2010-03-11. – 58 с.

5 Правила технічної експлуатації магістральних газопроводів. СОУ 60.3-30019801-050:2008. – К.: ДК «Укртрансгаз», 2008. – 198 с.

6 Системи автоматичного керування газорозподільними станціями. Основні технічні вимоги. СТП 320.30019801.092:2001. – К.: ДК «Укртрансгаз», 2001. – 177 с.

7 Автоматизовані системи керування лінійною частиною магістральних газопроводів. Програмно-технічні засоби. СОУ 60.3-30019801.036:2006. – К.: ДК «Укртрансгаз», 2006. – 56 с.

8 Правила технічної експлуатації газорозподільних станцій магістральних газопроводів. СТП 320.30019801.033:2001. – К.: ДК «Укртрансгаз», 2001. – 177 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
29.07.10*

*Рекомендована до друку професором  
Заміховським Л.М.*

# Дослідження та методи аналізу

УДК 620.1971

## ВПЛИВ ТРИВАЛОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НА КОРОЗІЙНУ СТІЙКІСТЬ ТРУБНОЇ СТАЛІ 17Г1С

Д.Ю. Петрина

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

*Проблема боротьби з корозією досягнула особливої гостроти у зв'язку з великим об'ємом металовкладень в будівництво газопроводів. Однією з причин корозійного руйнування трубопроводів є наявність в продукції газових і газоконденсатних родовищ домішок сірководню, а також вуглекислого газу та низькомолекулярних карбонових кислот, що в умовах високих температур і тисків обумовлює інтенсивну внутрішню корозію. Вказано, що експлуатаційне старіння сталі знижує корозійну тривалість трубопроводів.*

Ключові слова: магістральний трубопровід, трубна сталь, деградація, корозійна тривалість, продукція родовищ.

*Проблема борьбы с коррозией достигла особой остроты в связи с большим объемом металлоложений в строительство газопроводов. Одной из причин коррозионного разрушения трубопроводов является присутствие в продукции газовых и газоконденсатных месторождений примесей сероводорода, а также углекислого газа и низкомолекулярных карбоновых кислот, что в условиях высоких температур и давлений обуславливает интенсивную внутреннюю коррозию. Показано, что эксплуатационное старение стали снижает коррозионную стойкость трубопроводов.*

Ключевые слова: магистральный трубопровод, трубная сталь, деградация, коррозионная стойкость, продукция месторождений.

*Problem of corrosion control reached special acuity in view of a large amount of metal investment in construction of gas pipelines. One of the reasons of corrosion damage of pipelines is the presence of hydrogen sulphide and also carbon-dioxide and low-molecular carboxylic acids admixtures in the products of gas and gascondensate fields, which under high temperature and pressure conditions causes intensive internal corrosion. It is shown, that the operating ageing of steel reduces corrosion resistance of pipelines.*

Keywords: main pipeline, pipe steel, degradation, corrosive stableness, production of fields.

Результати обстежень магістральних трубопроводів свідчать, що близько 60% їх руйнувань спричинені дією корозійного чинника, а термін безпечної експлуатації суттєво залежить від корозійної стійкості металу.

Причиною виникнення корозійних пошкоджень є зовнішня та внутрішня корозія труб. Зовнішню корозію пов'язують з одночасним впливом на метал ґрунтового середовища та експлуатаційних навантажень. Внутрішня корозія труб пов'язана з корозійною агресивністю складників середовища, що транспортуються.

В роботах [1-4] вказано, що надзвичайно агресивне середовище створюють домішки сірководню, що містяться в більшості малих газових родовищ України, а також наявні у продукції газових і газоконденсатних родовищ вугле-

кислий газ і низькомолекулярні карбонові кислоти.

Одночасно з проблемою корозії в трубопроводному транспорті за останні роки виникла ще одна проблема – деградація механічних властивостей трубопровідних сталей, що пов'язано з постійним зростанням відсотка трубопроводів з відпрацьованим нормативним терміном. До того ж експлуатація магістрального нафтопроводу впродовж двадцяти восьми років негативно впливає не тільки на механічні, але й на корозійні властивості сталей [5, 6]. Отже, щоб окреслити можливості подальшого використання трубопроводів потрібно всебічно їх обстежити. Для цього потрібен комплексний підхід, однією з важливих складових якого є визначення корозійної стійкості трубних сталей в процесі їх довготривалої експлуатації.

Перші дослідження в цьому напрямі вже зроблені. Так, в роботі [7] встановлено закономірності корозійно-механічної деградації трубопроводів у складних умовах експлуатації, зокрема вивчено вплив хімічного складу, рН середовища та рівня механічних напружень на характер перебігу корозійних процесів і показано, що збільшення рівня номінальних напружень у всіх досліджуваних модельних середовищах призводить до активізації корозійної деградації сталі трубопроводу.

Проте багато актуальних питань, пов'язаних з механізмами внутрішньотрубної корозії в трубопроводах, залишаються не дослідженими. Сюди слід віднести, в першу чергу, вплив експлуатаційних чинників (температури та тиску) на швидкість корозії трубних сталей. Тому метою даного дослідження було кількісне визначення впливу температури та тиску, а також концентрації ряду шкідливих домішок в газі на інтенсивність корозійного руйнування як неексплуатованої, так і експлуатованої сталі 17Г1С, яка широко використовується для виготовлення труб.

Досліджували зразки, вирізані з труби в стані постачання та з труби після сорокарічної експлуатації (ділянка трубопроводу "Пасічна – Долина").

Методика експериментальних досліджень наведена в роботах [1, 2].

Дослідження впливу температури і тиску на інтенсивність корозійного руйнування матеріалу газопроводу проводили в середовищі, що являло собою суміш природного газу із сірководнем концентрацією 28 мг/м<sup>3</sup>. Така величина була прийнята тому, що згідно з даними роботи [4] більшість малих газових родовищ України мають відповідну концентрацію. Спочатку робочий тиск був постійним і становив 0,1 МПа. Підвищення температури випробовувань приблизно до 350К викликає різке зростання інтенсивності корозії як неексплуатованої, так і експлуатованої сталі 17Г1С (рис. 1). Найінтенсивніше зростання швидкості корозії спостерігали в інтервалі температур 280...310К. За температури близько 350К корозійна проникність обох досліджуваних сталей досягає максимального значення. Подальше підвищення температури призводить до суттєвого зниження корозійної проникності. За даними роботи [8] це пояснюється висиханням поверхні металу. Зауважимо, що експлуатована сталь більш чутлива до корозійної деградації, ніж неексплуатована. Причому з підвищенням температури випробовувань ця чутливість зростає. Так, якщо за 280К різниця між величинами проникності обох сталей становила близько 0,06 мм/рік, то за 350К – 0,2 мм/рік.

Як видно з даних, наведених на рис. 2, підвищення тиску призводить до зростання корозійної проникності. Однак ці залежності залежать також від температури випробовувань. Знову зауважимо, що експлуатована сталь 17Г1С має за всіх температур випробовувань вищу чутливість за підвищених тисків до корозійної деградації, ніж неексплуатована. Чим

вищі температура і тиск під час випробування сталі, тим нижча її корозійна стійкість.

З точки зору корозійного захисту трубопроводів досить високий вміст сірки в малих газових родовищах суттєво ускладнює транспортування газу, а його спалювання спричинює досить негативний вплив на екологію довкілля.

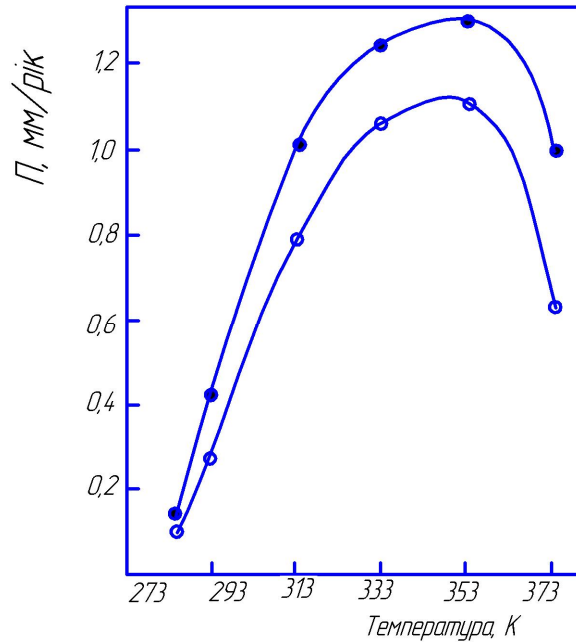
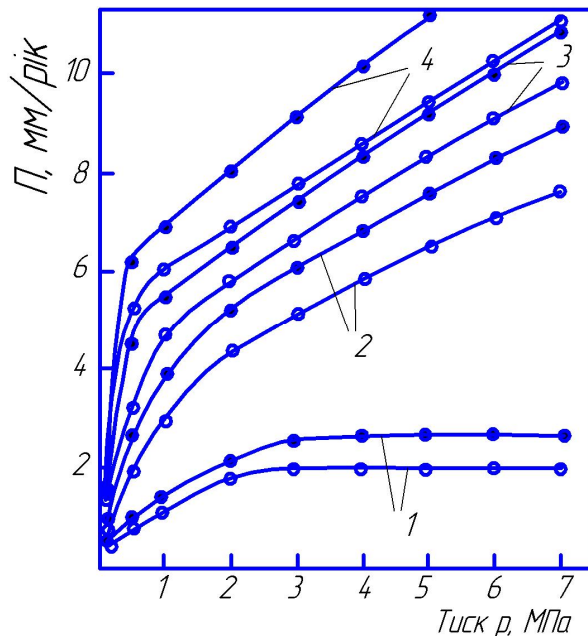


Рисунок 1 – Залежність проникності корозії неексплуатованої (○) та експлуатованої (●) сталі 17Г1С від температури



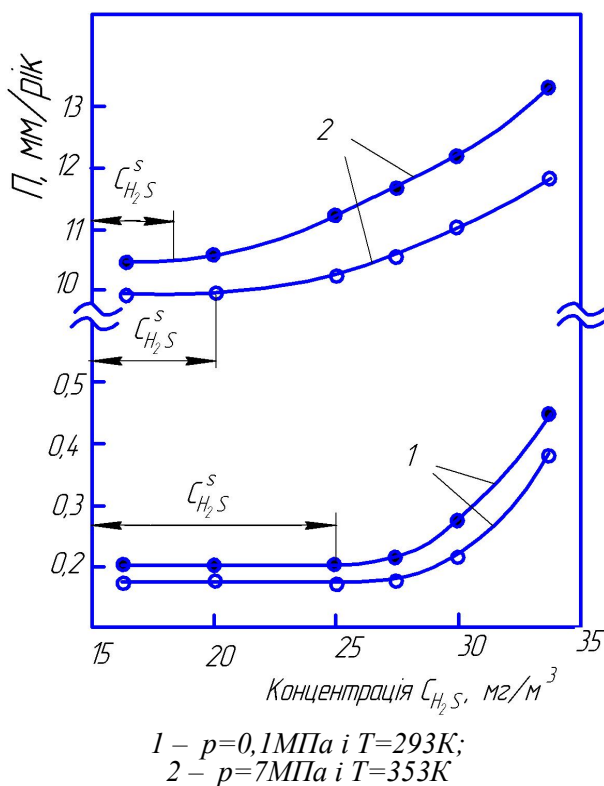
1 – 293К; 2 – 313К; 3 – 333К; 4 – 353К

Рисунок 2 – Залежність проникності корозії неексплуатованої (○) та експлуатованої (●) сталі 17Г1С від тиску корозійного середовища при різних температурах

З метою зменшення негативних ефектів при використанні газу цих родовищ в роботі [9] запропоновано змішувати газ з високим вмістом сірки з газом, що транспортується магістраллю. Оскільки газ малих родовищ видобувається в невеликих об'ємах, то утворена газова суміш матиме незначну кількість корозійно активних компонентів.

З метою забезпечення високої корозійної стійкості трубопровідних сталей визначимо допустиму концентрацію сірководню в такій газовій суміші. Оскільки критична концентрація сірководню залежить від температури та тиску, проведемо дослідження за найсприятливіших умов з точки зору корозійної стійкості (тиск становив  $p = 0,1$  МПа, а температура  $T = 293$  К) та найнесприятливіших умов ( $p = 7$  МПа і  $T = 353$  К).

З наведених на рис. 3 даних видно, що корозійна проникність сталі 17Г1С різко зростає з підвищенням тиску і температури. Експлуатована сталь більш чутлива до агресивного середовища, а також до підвищення тиску і температури. Зі зростанням концентрації сірководню в газі до певної критичної величини проникність корозії практично не змінюється. Цю величину пропонується позначити  $C_{H_2S}^S$  і назвати характеристичним значенням концентрації сірководню. Як тільки концентрація сірководню перевищить величину  $C_{H_2S}^S$ , починається різке зростання проникності корозії.



1 –  $p = 0,1$  МПа і  $T = 293$  К;  
 2 –  $p = 7$  МПа і  $T = 353$  К  
**Рисунок 3 – Залежність проникності корозії неексплуатованої (○) та експлуатованої (●) сталі 17Г1С від концентрації сірководню в природному газі**

За низьких значень тиску та температури (криві 1) величина характеристичного значення  $C_{H_2S}^S$  для неексплуатованого та експлуатованого матеріалу труби практично не відрізняються між собою. Однак підвищення тиску та температури (криві 2) призводить до зменшення величини  $C_{H_2S}^S$  для експлуатованого матеріалу порівняно з неексплуатованим. Це ще одне свідчення більш високої чутливості експлуатованої сталі до агресивного середовища.

Наведені вище результати досліджень дають підстави стверджувати, що параметр  $C_{H_2S}^S$  – це характеристика системи “матеріал – середовище”, яка залежить від концентрації сірководню в природному газі, тиску та температури корозійного середовища, а також матеріалу (в даному дослідженні неексплуатованого чи експлуатованого).

Аналогічні дослідження були проведені з метою оцінки ступеня впливу карбонових кислот і  $CO_2$  на корозію металів трубопроводів. Це дасть також можливість запланувати та застосувати діючі заходи для боротьби з корозійним руйнуванням нафтогазового обладнання.

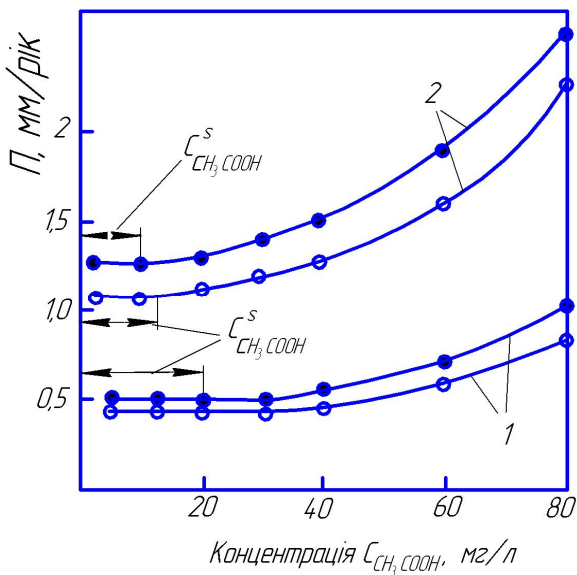
В конденсованих водах наявні також незначні концентрації іонів йоду і бромю, величина яких становить від 1 до 10 мг/л. В такому агресивному середовищі за відсутності кисню корозійний процес активізується лише на 3...4%, тому ним можна знехтувати. Аналогічні дослідження були проведені за замовленням Богородчанського підземного управління зберігання газу. Це пов'язано з тим, що в його конденсованих водах було виявлено іони бромю, концентрація яких становила приблизно 3 мг/л, а іонів йоду практично не було. Результати досліджень були ідентичними: таке агресивне середовище не є небезпечним стосовно корозійної стійкості обладнання.

Як і у випадку залежності проникності корозії сталі 17Г1С від концентрації сірководню в природному газі, так і за наявності вмісту карбонових кислот у водній фазі розвиток корозійного процесу починається, коли концентрація цих кислот досягне свого певного критичного значення за відповідних експлуатаційних умов.

Корозійну проникність сталі вивчали за різних концентрацій у водній фазі мурашиної, оцтової, пропіонової та масляної кислот.

Так, наприклад, на рис. 4 подається залежність проникності корозії неексплуатованої та експлуатованої сталей 17Г1С від концентрації оцтової кислоти. За температури 313К інтенсивний розвиток корозійного процесу починається, коли вміст оцтової кислоти у водній фазі досягає приблизно 20 мг/л. Це стосується як неексплуатованої, так і експлуатованої сталі 17Г1С. З підвищенням температури випробувань до 353К інтенсифікація корозійного процесу для неексплуатованої сталі протікає уже за концентрації приблизно 18 мг/л, а для експлуатованої сталі – за ще нижчих значень – 15 мг/л. Наведені дані свідчать, що небезпідставно вважати, що існує певне характеристичне значення

концентрації оцтової кислоти у водній фазі, перевищення якого спричиняє різке зростання проникності корозії сталі 17Г1С. Це значення позначимо через  $C_{CH_3COOH}^S$  (рис. 4). Якщо концентрація кислоти у водній фазі менша за  $C_{CH_3COOH}^S$ , то проникність корозії знаходиться на одному рівні. Отже, можна вважати, що параметр  $C_{CH_3COOH}^S$  є характеристикою системи “матеріал – середовище”, що може змінюватися залежно від матеріалу, концентрації оцтової кислоти у водній фазі, тиску та температури як експлуатаційних чинників. Аналогічно були знайдені характеристики систем, в яких середовищем слугували розчини мурашиної, пропіонової та масляної кислот.



**Рисунок 4 – Залежність проникності корозії неексплуатованої (○) та експлуатованої (●) сталі 17Г1С від концентрації оцтової кислоти за тиску  $p=0,1$  МПа і температур 313К (1) і 353К (2)**

Ці результати досліджень, а також випробування за температур 288, 303, 313, 333 і 353К названих вище розчинів кислот (рис. 5) засвідчили, що вони значно підсилюють корозійний процес. Агресивність середовища зростає в такому порядку: масляна – пропіонова – оцтова – мурашина кислота.

Зростання корозійної активності сталі 17Г1С спостерігається в розчинах кислот навіть за найнижчої температури 288К. Підвищення температури до 303К призводить до зростання корозійної проникності неексплуатованої сталі 17Г1С в 1,4 разів за присутності розчину з концентрацією мурашиної кислоти 250 мг/л. При цьому наявність розчинів оцтової, пропіонової та масляної кислот не вплинув на характер залежностей проникності корозії сталі від їх концентрації. Що стосується експлуатованої сталі, то тут спостерігається високий приріст проникності корозії не тільки в розчині мурашиної кислоти, але й в розчині оцтової кислоти. Інші розчини кислот (пропіонової та масляної) не

мали суттєвого впливу на корозійну проникність сталі. Ці факти свідчать про більш високу чутливість експлуатованої сталі до активізації корозійних процесів. З подальшим зростанням температур випробувань до 313, 333 і 353К спостерігається монотонне зростання корозійної проникності за присутності розчинів усіх кислот. Проте проникність корозії експлуатованої сталі була завжди вища, ніж неексплуатованої.

З рис. 4 і 5 видно, що залежність  $P = f(C)$  має складний характер. Поки концентрація кислот не досягне свого характеристичного значення швидкість корозії практично не зростає. З подальшим зростанням концентрації карбонових кислот відбувається стрімкий ріст проникності корозії. Однак подальше підвищення концентрації кислот у розчині до 200...250 мг/л за температур випробувань 288 і 303К спричиняє сповільнення та повну стабілізацію швидкості корозії. За температур випробувань 313, 333 і 353К ця ж тенденція проявляється, коли концентрація кислот досягне значно вищих рівнів – 400...500 мг/л. Ці особливості спільні для обох типів сталі 17Г1С (неексплуатованої та експлуатованої).

Суттєво інтенсифікує корозійну проникність зростання парціального тиску  $CO_2$  (рис. 6). Однак слід враховувати, що темп зростання корозійної проникності суттєво залежить також від температури корозійного середовища. Так, за температури 288К ріст тиску  $CO_2$  до близько 3 МПа призводить до збільшення проникності корозії приблизно удвічі для неексплуатованої та в 4 рази – для експлуатованої сталі 17Г1С. Випробування за більш високих температур (303К, 313К, 333К і 353К) зафіксували набагато інтенсивніше зростання проникності корозії з підвищенням тиску. Найбільший ріст проникності корозії (в 32 рази) спостерігали за тиску 9 МПа і температури 353К для експлуатованої сталі. Для неексплуатованої сталі за таких же умов випробувань цей приріст становив 29 разів.

Відзначимо, що за всіх досліджуваних температур агресивного середовища як для неексплуатованої, так і експлуатованої сталі 17Г1С найбільш інтенсивне зростання корозійної проникності відбувалось зі збільшенням парціального тиску  $CO_2$  до приблизно 0,5 МПа, а відтак цей темп дещо знижується.

Зростання концентрації карбонових кислот у розчинах як індивідуально, так і спільно з вуглекислою за вимірювання електродних потенціалів зміщував їх в позитивну сторону. При цьому напруга катодної реакції послаблюється. Це вказує на те, що процес корозії досліджуваної сталі у системах “вода–вуглекислий газ–карбонові кислоти” відбувається з водневою деполяризацією. Останнє призводить до окрихнення сталі. З метою з’ясування цього питання провели випробування зразків розтягом в автоклаві [2].

Встановлено, що за концентрації карбонових кислот від 100 до 300 мг/л, тиску вуглекислоти від 0,1 до 1,1 МПа, температур агресивного

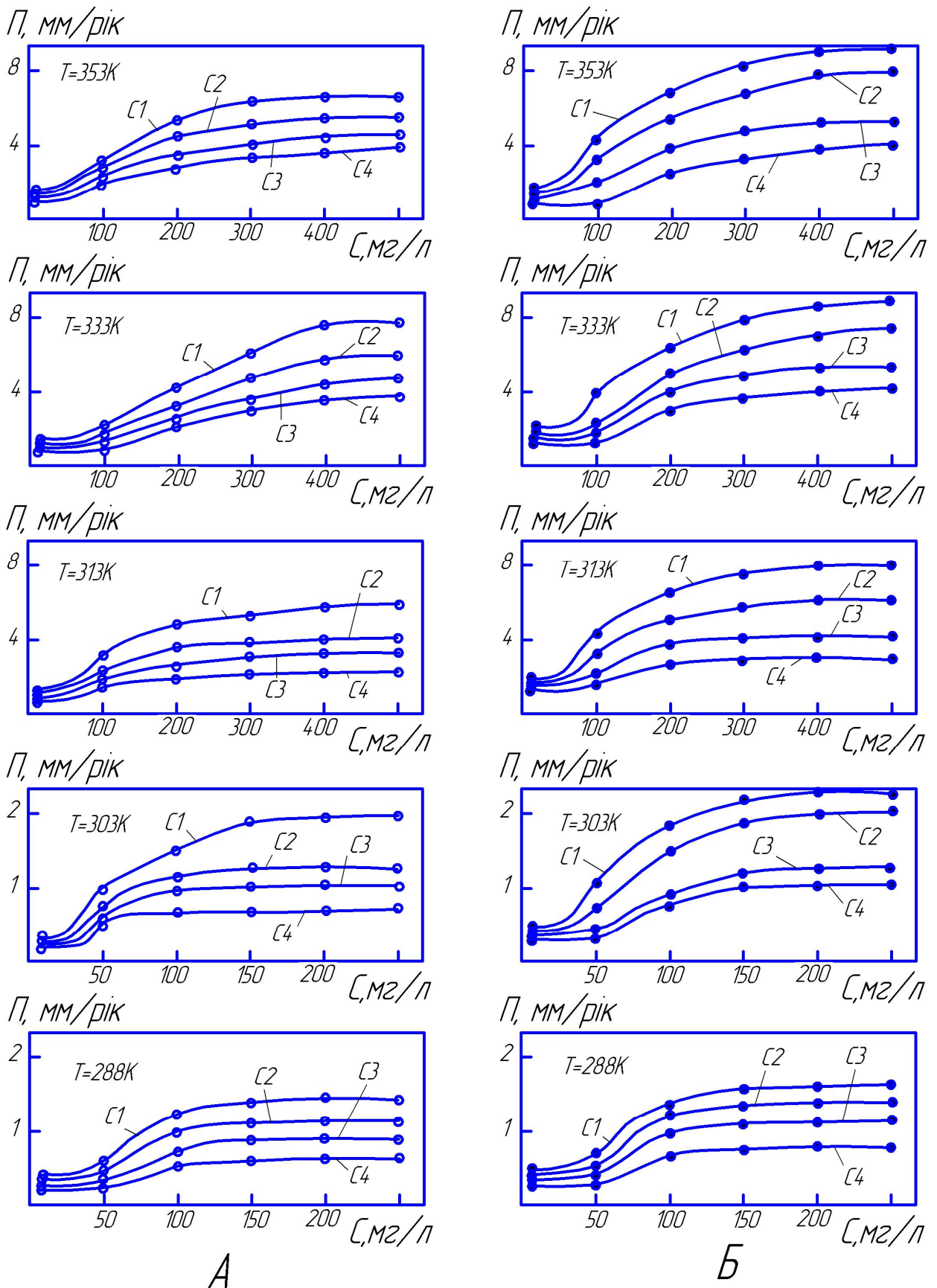
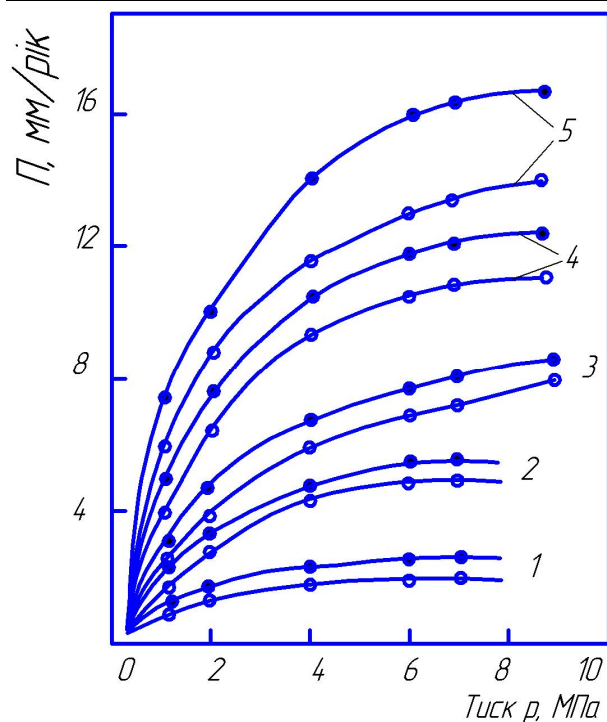


Рисунок 5 – Залежність проникності корозії неексплуатованої (А) та експлуатованої (Б) сталі 17Г1С від величини концентрації мурашиної (С1), оцтової (С2), пропіонової (С3) та масляної (С4) кислот за різних температур випробувань



1 – 288К; 2 – 303К; 3 – 313К; 4 – 333К; 5 – 353К.

**Рисунок 6 – Залежність проникності корозії неексплуатованої (○) та експлуатованої (●) сталі 17Г1С від тиску CO<sub>2</sub> за різних температур випробувань**

середовища 288...353К характеристики міцності неексплуатованої сталі не погіршуються. Проте за цих умов досліджень крихкість експлуатованої сталі дещо зростає: відносне видовження ( $\delta_5$ ) зразків зросло з 26,3% до 28%, а відносне звуження зменшилось з 69,2% до 63%. Зростання відносного видовження пов'язане з мікророзтріскуванням експлуатованої сталі [6]. Тому оцінювання пластичності сталі за цим параметром може призвести до хибних висновків. Що стосується відносного звуження ( $\psi$ ), то ця характеристика є чутливою до оцінки впливу корозійного середовища на окрихчення експлуатованої сталі 17Г1С. Отриманий результат є ще одним доказом на користь ствердження більшої чутливості експлуатованої сталі 17Г1С до впливу корозійного середовища, ніж неексплуатованої.

**Висновки.** Вперше отримані кількісні характеристики інтенсивності внутрішньої корозії неексплуатованої та експлуатованої впродовж сорока років сталі 17Г1С в різних робочих середовищах за різних концентрацій агресивних домішок в газі, температур і тисків. Показано, що корозійні та механічні характеристики експлуатованого металу чутливіші до впливу корозійного середовища, ніж неексплуатованого.

На родовищах, у продукції свердловин яких виявлені вуглекислота та органічні кислоти, неприпустимо обмежуватись тільки визначенням величини парціального тиску CO<sub>2</sub>, а необхідно проводити дослідження водних кон-

денсатів для встановлення концентрації кислот і значень рН.

В подальших дослідженнях необхідно провести оцінку працездатності та залишкового ресурсу труб з терміном експлуатації понад двадцять років у зв'язку з корозійними пошкодженнями їх внутрішньої поверхні.

### Література

1 Крижанівський Є. Вплив параметрів перекачування сірководневих газів на корозійну тривкість трубної сталі / Є. Крижанівський, Ю. Петрина, В. Рудко, О. Онищук, Д. Петрина // *Машинознавство*. – 2003. – № 6. – С. 24-26.

2 Петрина Д.Ю. Вплив низькомолекулярних карбонових кислот на вуглекислу корозію трубних сталей / Д.Ю. Петрина, О.О. Онищук, Я.І. Савчук // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. – 2004. – № 2. – С. 28-32.

3 Технічний та екологічний ризики при експлуатації магістральних нафтопроводів / Я.М. Семчук, Г.М. Кривенко, Л.Т. Гораль, Р.М. Говдяк // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. – 2001. – № 1. – С. 68-70.

4 Мартинюк О.Т. Розробка технології транспорту сірководневих газів малих родовищ України: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.15.13 “Нафтогазопроводи, бази та сховища” / О.Т. Мартинюк. – Івано-Франківськ, 2003. – 19 с.

5 Слободян З.В. Корозійна тривкість трубної сталі у нафто-водних середовищах / З.В. Слободян, Г.М. Никифорчин, О.І. Петрушак // *Фіз.-хім. механіка матеріалів*. – 2002. – № 3. – С. 93-96.

6 Роль підтоварної води в корозійно-водневій деградації сталі магістрального нафтопроводу / [Г.М. Никифорчин, З.В. Слободян, О.Т. Цирульник та ін.]: *Матеріали 8-ої Міжнародної науково-практичної конференції [“Нафта і газ України-2004”]* (Судак, 29 вересня – 1 жовтня 2004 р.). – Київ, 2004. – Т. 2. – С. 165-166.

7 Побережний Л.Я. Закономірності корозійно-механічної деградації трубопроводів у складних умовах експлуатації: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.15.13 “Трубопровідний транспорт, нафтогазосховища” / Л.Я. Побережний. – Івано-Франківськ, 2008. – 34 с.

8 Марченко А.Ф. Почвенная коррозия трубопроводной стали и магистральных трубопроводов / А.Ф. Марченко // *Строительство трубопроводов*. – 1995. – № 1. – С. 29-34

9 Грудз В.Я. Моделирование процесів змішування газів у газопроводі / В.Я. Грудз, О.Т. Мартинюк // *Нафтова і газова промисловість*. – 2000. – № 5. – С. 51-52.

*Стаття надійшла до редакційної колегії 21.06.10*

*Рекомендована до друку професором Грудзом В.Я.*

## КВАЛІМЕТРІЯ ОБЛАДНАННЯ УСТЯ СВЕРДЛОВИН У БУРІННІ

Ю.В. Міронов, О.Ю. Попов

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42353,  
e-mail: public@nung.edu.ua

*Проведено кваліметричний аналіз серійних моделей плашкових та універсальних превенторів за сучасною номенклатурою їх світового виробництва. Опрацьовано комплекс одиничних показників для оцінювання їх технічного рівня, віднайдено моделі із найкращими показниками та виробники, чийї продукціїї притаманний найвищий рівень*

Ключові слова: превентори плашкові та універсальні, кваліметрія

*Проведен кваліметрический анализ серийных моделей плашечных и универсальных превенторов по современной номенклатуре их мирового производства. Разработан комплекс единичных показателей для оценки их технического уровня, выявлены модели с наилучшими показателями и производители, чья продукция характеризуется наивысшим уровнем*

Ключевые слова: универсальные и плашечные превенторы, кваліметрія

*The quality analysis of serial ram and annular blowout preventers actually worldwide produced was accomplished. The quantitative characteristics for quality metering are elaborated, the technical level evaluation of BOP is performed.*

Keywords: ram and annular preventers, quality metering

У спорудженні, випробуванні, освоєнні та ремонті нафтових і газових свердловин існує небезпека виникнення флюїдопроявів, які, як мінімум, ускладнюють реалізацію виробничих процесів, а у найтяжчих випадках переростають у неконтрольовані викиди. Некеровані фонтани призводять до великих втрат нафти і газу, виснаження енергії пласта, завдають значних матеріальних збитків, являють собою екологічні катастрофи та потенційно є причиною виникнення нещасних випадків. Технологічні заходи з їх попередження, особливо в пошуково-розвідувальному бурінні, не гарантують повної безпеки, тому доводиться застосовувати комплекси противикидного обладнання (ПВО). Поряд із виконанням основних функцій: попередження флюїдопроявів і боротьби з ними, охорони надр та безпеки бурових робіт, ПВО дедалі в ширших масштабах застосовується як складова комплексу устаткування, що має технологічне призначення. Яскравим прикладом цього може слугувати технологія буріння із депресією у привибійній зоні (underbalanced drilling).

Чинні нормативні акти з екологічної безпеки та охорони надр зобов'язують виконавців робіт у нафтогазовидобувній промисловості забезпечити збереження екологічної рівноваги та запасів вуглеводневої сировини на промислових об'єктах. Подальше поглиблення свердловини після опускання кондуктора без монтажу на її усті комплексу ПВО забороняється. При ремонті і обслуговуванні експлуатаційних свердловин із надлишковим тиском на усті їх також обладнують ПВО.

З наведеного вище є очевидною потреба в якісному ПВО високого технічного рівня для задоволення технічних, технологічних, екологічних та економічних вимог, що ставляться до спорудження, ремонту і обслуговування свердловин.

Номенклатура сучасного світового виробництва ПВО надзвичайно широка. При підготовці інформаційної бази до описуваного у статті дослідження виявлено у серійному виробництві та в експлуатації 574 моделі плашкових та 146 моделей універсальних превенторів, виготовлених лише сімома найбільшими світовими виробниками в чотирьох країнах світу (табл.1). Хоча принцип дії усіх превенторів певного типу однаковий, конструктивні відмінності між ними вельми суттєві. Якщо до розмаїття моделей превенторів - запірних пристроїв стовбурної збірки додати розмаїття її комплектності та компоновки і різноманітні схеми маніфольда ПВО, вибір кращого варіанту в кожному конкретному випадку стає нелегким завданням. Кращий варіант також потрібен при виборі прототипу в процесі розроблення нових моделей ПВО.

Вимоги до надійності ПВО надзвичайно високі, наслідки їх відмов за певних умов можуть бути катастрофічними. Через це вибір ПВО для оснащення устя свердловин повинен завжди орієнтуватися на обладнання найвищого технічного рівня.

Авторами поставлено задачу проведення кваліметричного аналізу, результатом якого була б оцінка технічного рівня ПВО для подальшого її практичного використання при виборі серійних і проектуванні нових моделей. Об'єктом дослідження обрано найвідповідальніші вузли стовбурної збірки ПВО – плашкові та універсальні превентори. Оберткові та універсально-оберткові превентори залишено поза розглядом через обмеженість сфер застосовності та недостатню репрезентативність їх моделей. Плашкові одиночні та подвійні (двоярусні) превентори із фланцевими, напівфланцевими та хомутовими з'єднувальними вузлами розглянуто окремо, потрібні (триярусні) плашкові та двоярусні універсальні превентори не роз-

Таблиця 1 – Вихідна інформація – номенклатура сучасного світового виробництва превенторів

Країна	Виробник	Типи превенторів <sup>1)</sup>	Досліджувані серії	Число моделей у серії	Діапазон параметрів призначення	
					$D_y$ , мм	$p_{\max}$ , МПа
США	Cameron	плашкові одинарні (68)	U	30	180 - 680	14 - 140
			SS	6	180 - 346	21 - 35
			T	6	346 - 476	70 - 105
			TL	2	476	70 - 105
			QRC	9	180 - 450	14 - 35
		F	15	180 - 514	14 - 105	
		плашкові подвійні (64)	U	45	180 - 680	14 - 140
			T	6	346 - 476	70 - 105
			TL	2	476	70 - 105
	універсальні (18)	DL	18	180 - 540	14 - 140	
	Sunnda	плашкові одинарні (18)		18	180 - 540	14 - 105
		плашкові подвійні (25)		25	180 - 540	14 - 105
		універсальні (11)		11	180 - 540	14 - 70
	Hydril	плашкові одинарні (45)	Conventional	39	180 - 540	14 - 70
			Compact	3	476	35 - 105
			Quik-Loq	3	346 - 476	70 - 105
		плашкові подвійні (36)	Conventional	32	180 - 540	14 - 70
			Compact	1	476	105
Quik-Loq			3	346 - 476	70 - 105	
універсальні (28)	GK	20	180 - 425	21 - 140		
	GL	3	476 - 540	35		
	GX	5	280 - 476	35 - 105		
Varco International Inc. <sup>2)</sup>	плашкові одинарні (88)	NXT	14	346 - 476	35 - 105	
		SL	39	180 - 540	21 - 105	
		LWS	35	103 - 540	14 - 70	
	плашкові подвійні (87)	NXT	14	346 - 476	35 - 105	
		SL	39	180 - 540	21 - 105	
		LWS	34	180 - 540	14 - 70	
універсальні (60)		60	103 - 762	7 - 70		
Росія	ВЗБТ <sup>3)</sup>	плашкові одинарні (21)	ППГ	21	156 - 520	12,5 - 70
		універсальні (14)	ПУ	14	180 - 520	14 - 70
Румунія	Upretom	плашкові одинарні (28)	SF	21	180 - 680	14 - 105
		SE	7	180 - 230	21 - 70	
		плашкові подвійні (18)	DF	18	180 - 527	14 - 105
Китай		плашкові одинарні (39)	RSC	28	180 - 346	14 - 70
			RSF	11	180 - 680	21 - 105
		плашкові подвійні (37)	RSC	26	180 - 680	14 - 70
			RSF	11	180 - 346	21 - 105
		універсальні (15)		15	180 - 540	14 - 70

Примітки: <sup>1)</sup> в дужках наведено сумарне число типорозмірів превенторів усіх серій кожного типу, разом по усіх виробниках - 720; <sup>2)</sup> превентори розробки компаній Rucker Shaffer і NL Shaffer; <sup>3)</sup> а також превентори виробництва ВАТ „Станкотехніка” та Воронежського механічного заводу

глядалися з викладених вище причин. Сукупність підданих аналізу моделей превенторів охоплює виробу семи найбільших світових виробників, дислокованих в п'яти країнах світу, і охарактеризована даними таблиці 1. Наведений в ній перелік хоча і є далеким від повного вичерпного, проте він цілком достатній для коректного розв'язку поставленої задачі. Продукція, що до нього не увійшла, виготовляється в величезних обмежених обсягах і/або за ліцензіями зазначених в ній виробників.

Інформаційна база вихідних даних для кваліметричного аналізу складена з паспортних технічних показників від виробника: параметрів призначення, габаритних та масових показників:

- умовний діаметр проходу  $D_y$ ,  $180 \leq D_y \leq 680$  мм;
- максимальний робочий тиск  $p_{\max}$ ,  $14 \leq p_{\max} \leq 140$  МПа;

Таблиця 2 – Результати регресійного аналізу емпіричних залежностей

Компанія-виробник та/або країна-виробник	Рівняння, апроксимуючі емпіричні залежності	
	Питома матеріаломісткість $m_n = m/R = f_i(R)$	Питомий вертикальний габарит $H_n = H/R = f_j(R)$
Плашкові одинарні (однорусні) превентори		
Cameron, США	$m_n = 272,6 + 820,8/R$ (1)	$H_n = 456,6/R^{0,737}$ (2)
Hydril, США	$m_n = 473,5 - 35,6 \cdot \ln R$ (3)	$H_n = 321,3/R^{0,647}$ (4)
Varco (Shaffer), США	$m_n = 360,8 - 488,6/R$ (5)	$H_n = 264,8/R^{0,575}$ (6)
Sunnda, США	$m_n = 522,4 - 7,13 \cdot 10^{-3} \cdot R$ (7)	$H_n = 465,5/R^{0,740}$ (8)
Росія	$m_n = 278,1 - 36,73 \cdot R^{0,5}$ (9)	$H_n = 133,6 - 35,9 \cdot \ln R$ (10)
Румунія	$m_n = 345,4 + 8,609 \cdot R$ (11)	$H_n = 669,5/R - 9,380$ (12)
Китай	$m_n = 347,9 - 368,1/R$ (13)	$H_n = (11,54 - 0,122 \cdot R^{0,5})^2$ (14)
Плашкові подвоєні (двоюрусні) превентори		
Cameron, США	$m_n = 833,8 - 56,66 \cdot \ln R$ (15)	$H_n = 544,6/R^{0,651}$ (16)
Hydril, США	$m_n = 1039 - 145,9 \cdot \ln R$ (17)	$H_n = 768,9/R^{0,777}$ (18)
Varco (Shaffer), США	$m_n = 796,4 - 47,54 \cdot R^{0,5}$ (19)	$H_n = 662,5/R^{0,746}$ (20)
Sunnda, США	$m_n = 1015 - 19,12 \cdot R$ (21)	$H_n = 305,1 - 75,73 \cdot \ln R$ (22)
Китай	$m_n = 582,3 - 6,445 \cdot 10^{-3} \cdot R^3$ (23)	$H_n = 219,9 - 48,99 \cdot \ln R$ (24)
Універсальні (кільцеві) превентори		
Cameron, США	$m_n = 834,3 - 12,61 \cdot R$ (25)	$H_n = 241,2 - 57,87 \cdot \ln R$ (26)
Hydril, США	$m_n = 307,1 \cdot \ln R - 158,6$ (27)	$H_n = 480/R^{0,584}$ (28)
Varco (Shaffer), США	$m_n = 17,88 + 316,9 \cdot \ln R$ (29)	$H_n = 57,49 + 526,0/R$ (30)
Sunnda, США	$m_n = 627,0 - 1065/R$ (31)	$H_n = 281,5 - 70,39 \cdot \ln R$ (32)
Російська Федерація	$m_n = 870,2 - 2572/R$ (33)	$H_n = 327,5 - 82,18 \cdot \ln R$ (34)
Китай	$m_n = 786,6 - 1733/R$ (35)	$H_n = 264,8 - 41,60 \cdot R^{0,5}$ (36)

• вертикальний габарит разом із приєднувальним елементом  $H$ , м;

• маса в комплектації виробника  $m$ , кг.

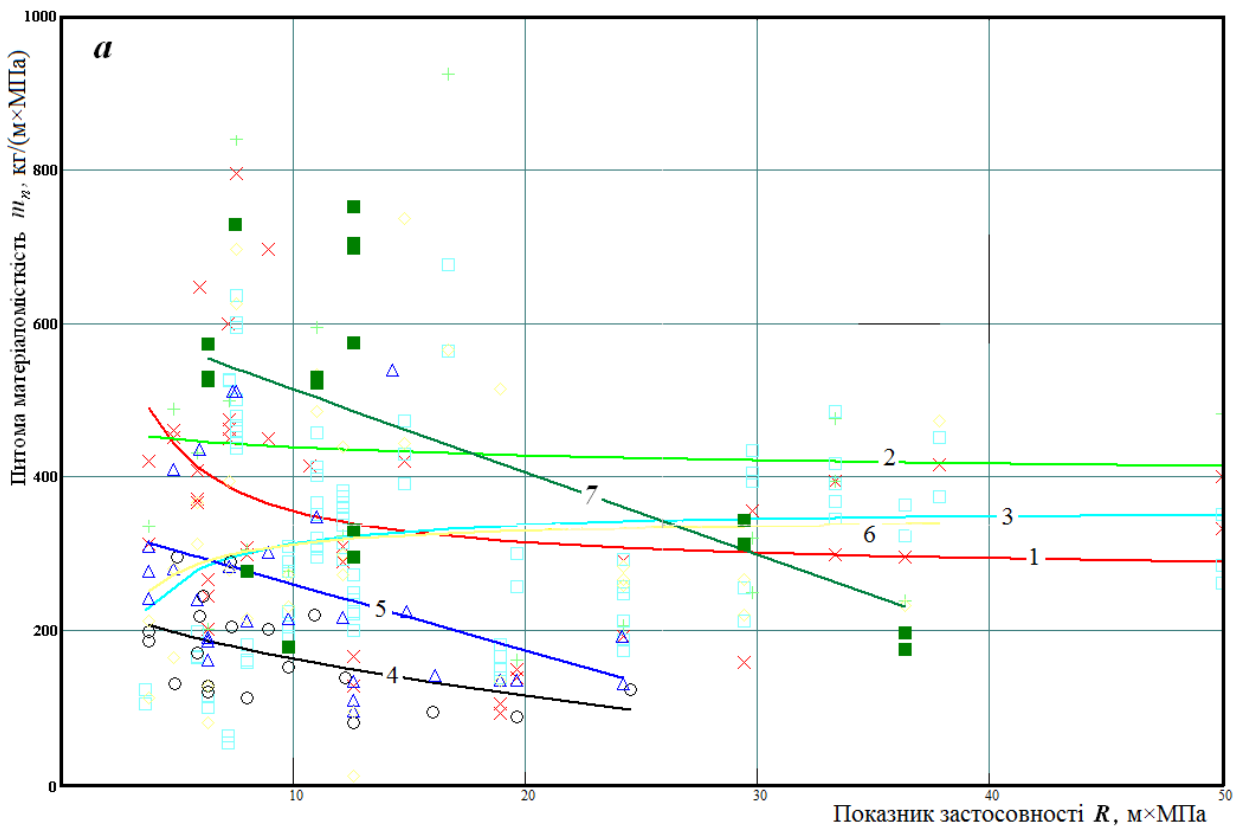
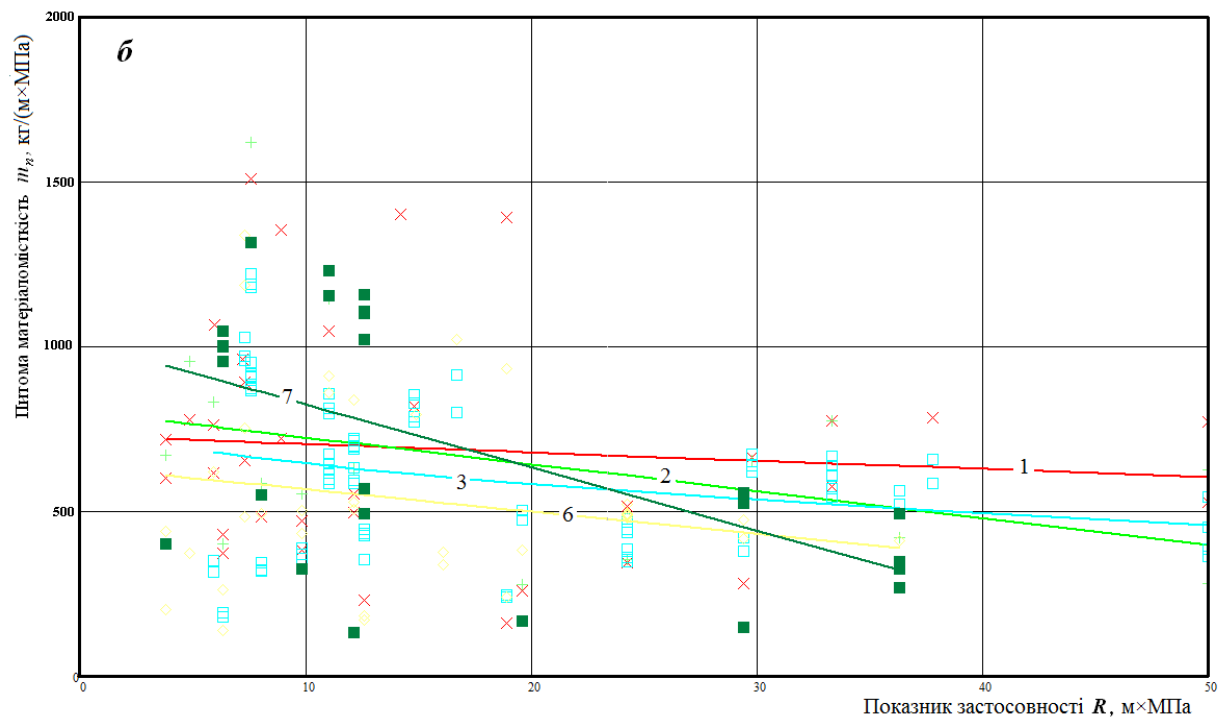
За названими даними для превенторів кожної моделі обчислено добуток  $D_y \cdot p_{\max} = R$ , м·МПа, названий показником застосовності, його призначення та використання показано нижче.

Наведені в таблиці 1 граничні значення параметрів призначення  $D_y$  та  $p_{\max}$  приблизно збігаються із встановленими чинним стандартом [1] із тою різницею, що з параметричного ряду значень  $D_y$  вилучено  $D_y = 100$  мм (придатне превенторам, застосовуваним у ремонті та обслуговуванні свердловин), з параметричного ряду значень  $p_{\max}$  вилучено  $p_{\max} = 7$  МПа та введено  $p_{\max} = 140$  МПа.

Сполучення умовного діаметра проходу  $D_y$  і максимального робочого тиску  $p_{\max}$  ви-

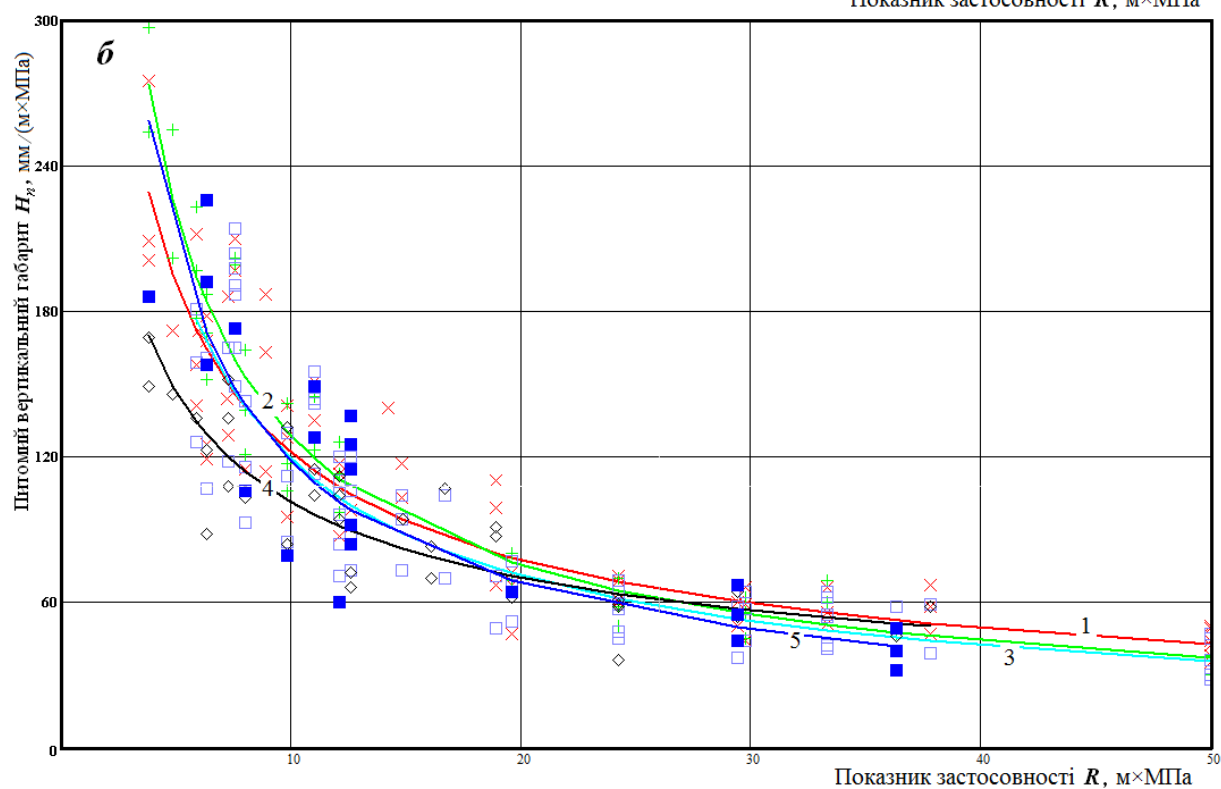
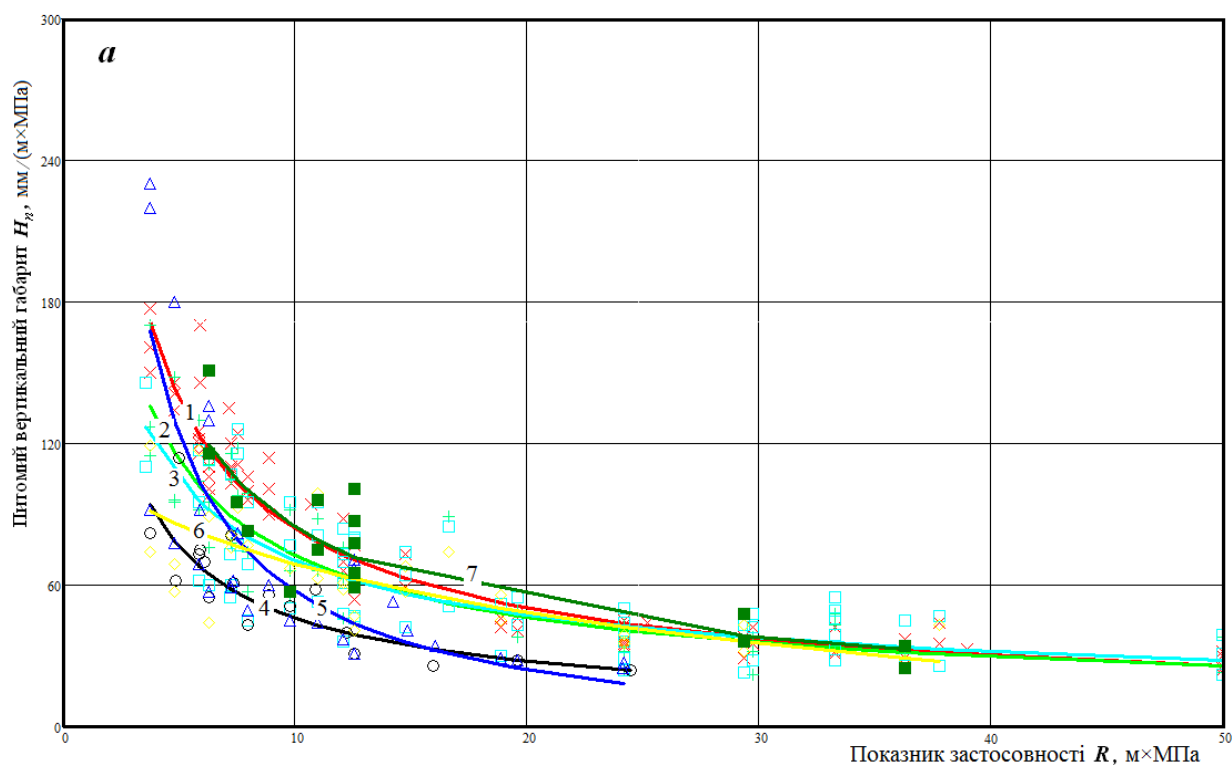
значає поперечний габарит, товщину стінок корпусу, діаметр і товщину стінок циліндрів гідропривода та масу превентора загалом. Виходячи з цього, оцінка технічного рівня за абсолютними показниками була б некоректною, малогабаритні превентори з низьким робочим тиском мали б такі показники наперед кращими, ніж в превенторів з більшими значеннями  $D_y$  та  $p_{\max}$ . Складання вибірок з показників моделей превенторів, що мають  $D_y = item$  та

$p_{\max} = item$ , суттєво знижує точність результатів через відповідне зменшення їх потужності. З огляду на викладене для підвищення точності результатів дослідження шляхом збільшення потужності вибірок та з метою забезпечення їх спільномірності паспортні показники превенторів  $m$  та  $H$  заміною розрахунковими: питомою матеріаломісткістю  $m_n = m/R = f_i(R)$  і питомим вертикальним габаритом  $H_n = H/R = f_j(R)$ .



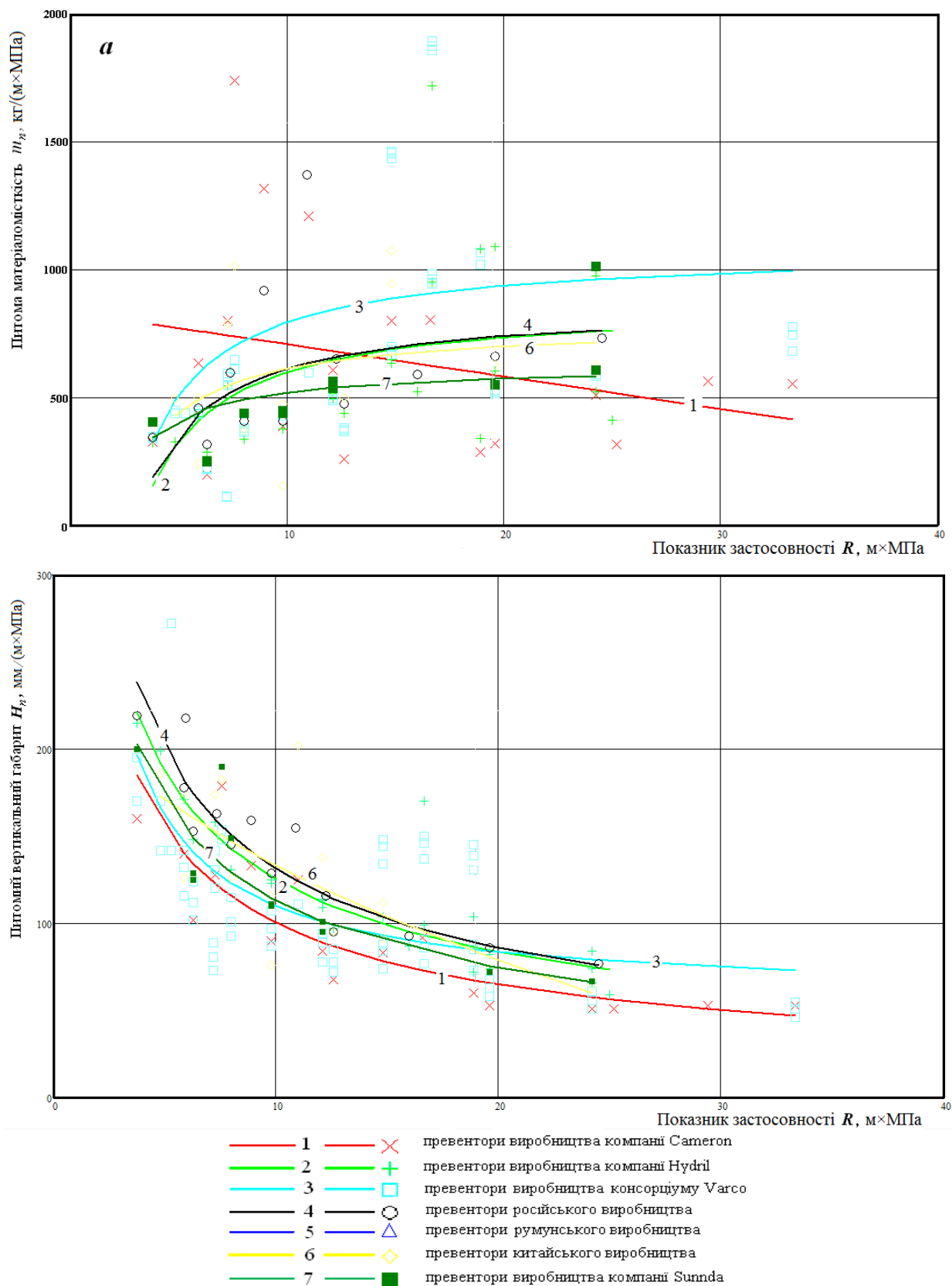
- 1 — × — превентори виробництва компанії Cameron
- 2 — + — превентори виробництва компанії Hydriil
- 3 — □ — превентори виробництва консорціуму Varco
- 4 — ○ — превентори російського виробництва
- 5 — △ — превентори румунського виробництва
- 6 — ◇ — превентори китайського виробництва
- 7 — ■ — превентори виробництва компанії Sunnda

а - одиничні (однорусні) плашкові превентори; б - подвійні (дворусні) плашкові превентори  
 Рисунок 1 – Залежність питомої матеріаломісткості  $m_n = m/R$  від показника застосовності  $R$



- |     |   |  |
|-----|---|--|
| — 1 | × | превентори виробництва компанії Cameron  |
| — 2 | + | превентори виробництва компанії Hydril   |
| — 3 | □ | превентори виробництва консорціуму Varco |
| — 4 | ○ | превентори російського виробництва       |
| — 5 | △ | превентори румунського виробництва       |
| — 6 | ◇ | превентори китайського виробництва       |
| — 7 | ■ | превентори виробництва компанії Sunnda   |

*a* - одиничні (однорусні) плашкові превентори; *б* - подвійні (дворусні) плашкові превентори  
 Рисунок 2 – Залежність питомого вертикального габариту  $H_n = H/R$  плашкових превенторів від показника застосовності  $R$



*a* - залежності питомої маси  $m_n = m/R = f_i(R)$ ;

*b* - залежності питомого вертикального габариту  $H_n = H/R = f_j(R)$

**Рисунок 3 – Залежності питомих показників  $m_n$  та  $H_n$  універсальних превенторів від показника застосовності  $R$**

Таким чином, кваліметричний аналіз проведено за двома описаними одиничними показниками. Як додаткові аргументи на користь такого підходу можна навести існування залежностей між матеріаломісткістю, лімітною ціною та експлуатаційними витратами з одного боку, та діаметром умовного проходу, робочим тиском, глибиною свердловини і висотою підроторної основи – з іншого.

Двовимірні вибірки, складені з числових значень  $m_n, R$  та  $H_n, R$ , перевірено на приналежність до одних генеральних сукупностей, приведено до однорідних, після чого піддано регресійному аналізу, результатом якого стали наведені в таблиці 2 емпіричні залежності, в яких розмірності величин:  $|m_n| = \text{кг}/(\text{м} \cdot \text{МПа})$  та  $|H_n| = \text{мм}/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ .

Для наочності та зручності використання побудовано графічне представлення рівнянь (1-36), яке подано на рисунках 1-3. За потреби із застосуванням опрацьованої методики можуть бути віднайдені залежності  $m_n = f_i(R)$  та  $H_n = f_j(R)$  для довільної сукупності моделей превенторів та отримані оцінки їх технічного рівня за названими одиничними показниками.

Одержані результати дають можливість:

- визначити найкращу моделі плашкового або універсального превентора із довільним значенням  $R$  та відповідними мінімумами  $m_n$  і  $H_n$ , яка могла би стати об'єктом контракту на закупівлю або прототипом для створення нової моделі;

- визначити найгіршу моделей плашкових або універсальних превенторів із довільним значенням  $R$  та відповідними максимумами  $m_n$  і  $H_n$ , як інформаційного забезпечення при розв'язку проблем оновлення експлуатованого парку ПВО або припинення виробництва неконкурентоспроможної продукції;

- оцінити технічний рівень довільної серійної або нової моделі плашкового або універсального превентора у дослідженій сукупності аналогів за прийнятими одиничними показниками.

Із розгляду рисунків 1-3 можна констатувати наступне:

- продукція жодного із розглянутих виробників не має абсолютної переваги за обома одиничними показниками і усьому діапазоні варіації показника застосовності  $R$ ;

- у більшій частині діапазону варіації показника застосовності  $R$  найгіршими є показники ПВО виробництва американської компанії Sunnda;

- ПВО китайського виробництва має близькі за величиною досліджувані показники технічного рівня, оскільки виготовлені за ліцензіями американських виробників.

При вивченні конструктивно-технологічних рішень, втілених у розглянуті моделі ПВО, виявлено такі напрями їх вдосконалення:

- у виробництві корпусів плашкових одно-, дво- та триярусних превенторів практично відмовилися від застосування оребрень, оскільки воно ускладнює технологію їх відливання та унеможливує кування;

- корпуси плашкових превенторів оснащуються відводами з підплашкового простору, до яких кріпляться відводи маніфольда, усувається потреба в хрестовинах та трійниках, зменшується вертикальний габарит стовбурної збірки;

- освоєно серійне виробництво вбудованих в підроторні основи та оснащених гідравлічними маніпуляторами комплектних великопрохідних стовбурних збірок з високими робочим тиском, які встановлюються на усті свердловини після її кріплення кондуктором і залишаються там без заміни до опускання експлуатаційної обсадної колони;

- постійно вдосконалюються із застосування нових конструкційних матеріалів деталі з еластомерів з метою збільшення їх зносостійкості;

- зростає число моделей плашкових превенторів, оснащуваних універсальними плашками та пристроями автоматичного блокування плашок в закритому положенні;

- в універсальних превенторах застосовані кришки корпусу із напівсферичним нижнім торцем та з'єднанням, яке легко складається та розбирається.

### Література

1 ГОСТ 13862-90 Оборудование противовыбросовое. Типовые схемы, основные параметры и технические требования к конструкции

2 Каталоги продукції компаній Cameron, Hydril, Sunnda, китайських, російських та румунських виробників противикидного обладнання

Стаття надійшла до редакційної колегії  
16.07.10

Рекомендована до друку професором  
Петриною Ю.Д.

## ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВНИХ ПРОЦЕСІВ У БУРИЛЬНІЙ КОЛОНІ З УРАХУВАННЯМ ЗОСЕРЕДЖЕНИХ ЧИННИКІВ ПРУЖНОСТІ ТА В'ЯЗКОСТІ В КРАЙОВИХ ОБЛАСТЯХ

*В.В. Перепічка, В.В. Турлич, Т.М. Даляк, В.Д. Яцишин*

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

*Отримано аналітичний розв'язок задачі про динаміку пружного стрижня під впливом зосереджених чинників пружності та в'язкості локалізованих в торцевих областях. Відповідний підбір параметрів, що моделюють реакцію пружного масиву в робочій області та конструктивні особливості закріплення, дає можливість використовувати аналітичний розв'язок крайової задачі під час аналізу хвильових процесів у бурильній колоні як в період поширення збурення, так і в усталених режимах коливань.*

Ключові слова: бурильна колона, стрижень, коливання, в'язкість, пружність.

*Получено аналитическое решение задачи динамики упругого стержня с сосредоточенными факторами упругости и вязкости на торцах. При соответствующем выборе параметров, моделирующих реакцию упругого массива в рабочей области и конструкционные особенности закрепления, полученные результаты могут использоваться для анализа волновых процессов в бурильной колонне как при распространении возмущения, так и при установившемся режиме колебаний.*

Ключевые слова: бурильная колонна, стержень, колебания, вязкость.

*The analytical solution of the dynamics problem for elastic rod with concentrated elasticity and viscosity on the ends is obtained. With an appropriate choice of parameters, the results can be used to analyze the wave propagation in drill pipe as the propagation of a disturbance in period and at steady state oscillation.*

Keywords: rod, drill column, oscillation, viscosity.

У даній роботі отримано аналітичний розв'язок задачі про коливання простого стрижня, в якому шляхом врахування зосереджених чинників в'язкості та пружності в крайових областях моделюється відгук пружного масиву та конструктивних елементів закріплення бурильної колоні на технологічне збурення в робочій області. За отриманими результатами можливо визначити кінематичну і деформівну складову процесу коливань, зрозуміти тенденції динамічної жорсткості системи залежно від конструктивних та геологічних (параметри в'язкості та пружності) чи технологічних (прикладене збурення, навантаження на долото) чинників. Принагідно слід зауважити, що аналітична форма подання розв'язку може бути використана при натурному експериментальному моделюванні.

Змоделюємо бурильну колонну як простий пружний стрижень, орієнтований вертикально, з постійною по довжині площею поперечного перерізу ( $A$ ). До торців стрижня прикладені зосереджені сили: до нижнього  $P_1 = \sigma_1 \cdot A$  та верхнього  $P_2 = \sigma_2 \cdot A$ , спрямовані в напрямку, протилежному напрямку дії сили його ваги. В'язкі та пружні елементи на нижньому торці моделюють дію пружного масиву і характеризуються, відповідно, коефіцієнтами в'язкості  $\gamma_1$  та пружності  $c_1$ , а на верхньому – конструктивних елементів закріплення колоні ( $\gamma_2, c_2$ ).

При відповідному підборі параметрів на торці можна отримати умови жорсткого затиснення або вільного краю. Система відліку є нерухомою системою координат, початок якої збігається з центром ваги нижнього торця у початковій конфігурації та напрямом осі  $Ox$  вздовж стрижня. За початковий момент часу приймається момент прикладання збурюючого навантаження ( $P_0(t) = \sigma_0 \cdot \sin(\omega t) \cdot A$ ) до відлікової конфігурації заданої пружної системи. Можливість упору в процесі руху в даній роботі не розглядається.

Розглядаємо стрижень як систему з розподіленими параметрами, рівняння руху перерізів якого під час поздовжніх коливань [1] у фізичних змінних зводиться до одномірного хвильового рівняння з правою частиною, що визначається гравітаційною складовою маси стрижня:

$$\frac{\partial^2 u_{\Sigma}}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 u_{\Sigma}}{\partial t^2} = \frac{1}{c^2} g. \quad (1)$$

Тут позначено:  $u_{\Sigma}(x, t)$  – переміщення перерізу стрижня в актуальній конфігурації;  $c = \sqrt{E/\rho}$  – швидкість поширення хвиль в стрижні;  $E$  – модуль Юнга;  $\rho$  – густина матеріалу стрижня;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Крайові умови в фізичних змінних:

$$AE \cdot \frac{\partial u_{\Sigma}(x,t)}{\partial x} \Big|_{x=0} = -\sigma_1 \cdot A - \sigma_0 \cdot A \cdot \sin(\omega t) + \gamma_1 \cdot \frac{\partial u_{\Sigma}(x,t)}{\partial t} \Big|_{x=0} + c_1 \cdot u_{\Sigma}(x,t) \Big|_{x=0}; \quad (2)$$

$$AE \cdot \frac{\partial u_{\Sigma}(x,t)}{\partial x} \Big|_{x=l} = \sigma_2 \cdot A - \gamma_2 \cdot \frac{\partial u_{\Sigma}(x,t)}{\partial t} \Big|_{x=l} - c_2 \cdot u_{\Sigma}(x,t) \Big|_{x=l}$$

Початкові умови:

$$u_{\Sigma}(x,0) = u_{st}(x), \quad \frac{\partial u_{\Sigma}(x,t)}{\partial t} \Big|_{t=0} = 0. \quad (3)$$

Подамо шукані переміщення перерізів стрижня в актуальній конфігурації як суму статичної та динамічної складових ( $u_{\Sigma}(x,t) = u_{st}(x) + u_{dn}(x,t)$ ). Послугуючись підходом роботи [2], з метою спрощення аналізу отриманих результатів перейдемо до безрозмірних змінних  $\tau = \frac{ct}{l}$ ,  $\xi = \frac{x}{l}$  та перепозначимо  $u(\xi, \tau) \equiv \frac{u_{dn}(\xi, \tau)}{l}$ . Після певних спрощень отримаємо подання крайової задачі (1) – (3) для визначення динамічної складової усереднених за площею переміщень перерізів стрижня:

$$\frac{\partial^2 u(\xi, \tau)}{\partial \xi^2} = \frac{\partial^2 u(\xi, \tau)}{\partial \tau^2}, \quad \xi > 0, \tau > 0. \quad (4)$$

Початкові умови:

$$u(\xi, 0) = 0, \quad \frac{\partial u(\xi, \tau)}{\partial \tau} \Big|_{\tau=0} = 0. \quad (5)$$

Крайові умови:

$$\frac{\partial u(\xi, \tau)}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} = -\frac{\sigma_0}{E} \cdot \sin(v\tau) + \beta_1 \cdot \frac{\partial u(\xi, \tau)}{\partial \tau} \Big|_{\xi=0} + k_1 \cdot u(\xi, \tau) \Big|_{\xi=0}; \quad (6)$$

$$\frac{\partial u(\xi, \tau)}{\partial \xi} \Big|_{\xi=1} = -\beta_2 \cdot \frac{\partial u(\xi, \tau)}{\partial \tau} \Big|_{\xi=1} - k_2 \cdot u(\xi, \tau) \Big|_{\xi=1}.$$

Тут позначено

$$\beta_i = \frac{\gamma_i \cdot c}{AE} = \frac{\gamma_i}{A\rho \cdot c} = \frac{\gamma_i}{A\sqrt{\rho \cdot E}},$$

$$k_i = \frac{c_i}{AE/l}, \quad v = \frac{l \cdot \omega}{c}.$$

Скористаємось методами операційного числення [4,5], застосувавши до розв'язання сформульованої задачі перетворення Лапласа. Нехай

$$u(\xi, \tau) \sim U(\xi, p) \Leftrightarrow U(\xi, p) = \int_0^{\infty} u(\xi, \tau) e^{-p\tau} d\tau.$$

Переходячи в рівнянні до зображень і враховуючи нульові початкові умови для динамічної складової розв'язку, отримаємо операційний еквівалент задачі (4) – (6) у вигляді звичайного диференційного рівняння для функції трансформанти

$$U_{\xi\xi}(\xi, p) - p^2 U(\xi, p) = 0$$

та відповідних крайових умов

$$U_{\xi}(0, p) = -\frac{\sigma_0}{E} \cdot F(p) + \beta_1 \cdot p \cdot U(0, p) + k_1 \cdot U(0, p);$$

$$U_{\xi}(a, p) = -\beta_2 \cdot p \cdot U(a, p) - k_2 \cdot U(a, p).$$

Тут і надалі для зручності сприйняття подань скористаємось позначеннями:

$$a \equiv 1,$$

$$f(t) = \sin(vt) \sim F(p) \Leftrightarrow F(p) = \int_0^{\infty} f(\tau) e^{-p\tau} d\tau.$$

Загальний розв'язок отримуємо у вигляді

$$U(\xi, p) = C_1 e^{-p\xi} + C_2 e^{p\xi} \quad \text{і з крайових умов визначаємо константи:}$$

$$C_1 = \frac{\sigma_0}{E} \cdot F(p) \cdot \frac{1}{[k_1 + (\beta_1 + 1) \cdot p]} \times \frac{1}{\left[ 1 - \frac{[k_1 + (\beta_1 - 1) \cdot p] \cdot [k_2 + (\beta_2 - 1) \cdot p]}{[k_1 + (\beta_1 + 1) \cdot p] \cdot [k_2 + (\beta_2 + 1) \cdot p]} \cdot e^{-2pa} \right]};$$

$$C_2 = -\frac{\sigma_0}{E} \cdot F(p) \cdot \frac{1}{[k_1 + (\beta_1 + 1) \cdot p]} \cdot \frac{[k_2 + (\beta_2 - 1) \cdot p]}{e^{-2pa} [k_2 + (\beta_2 + 1) \cdot p]} \cdot \left[ 1 - \frac{[k_1 + (\beta_1 - 1) \cdot p] \cdot [k_2 + (\beta_2 - 1) \cdot p]}{[k_1 + (\beta_1 + 1) \cdot p] \cdot [k_2 + (\beta_2 + 1) \cdot p]} \cdot e^{-2pa} \right].$$

Таким чином, розв'язок поставленої задачі в образах може бути поданий у таких варіантах (перша форма зручна для асимптотичного аналізу, з другої легко отримати фізично обумовлену хвильову картину):

$$U(\xi, p) = \frac{\sigma_0}{E} \cdot F(p) \cdot \frac{1}{[k_1 + (\beta_1 + 1) \cdot p]} \times \frac{e^{-p\xi} + \frac{[k_2 + (\beta_2 - 1) \cdot p]}{[k_2 + (\beta_2 + 1) \cdot p]} \cdot e^{p(\xi - 2a)}}{\left[ 1 - \frac{[k_1 + (\beta_1 - 1) \cdot p] \cdot [k_2 + (\beta_2 - 1) \cdot p]}{[k_1 + (\beta_1 + 1) \cdot p] \cdot [k_2 + (\beta_2 + 1) \cdot p]} \cdot e^{-2pa} \right]} =$$

$$= \frac{\sigma_0}{E} \cdot F(p) \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \frac{[k_1 + (\beta_1 - 1) \cdot p]^n}{[k_1 + (\beta_1 + 1) \cdot p]^{n+1}} \cdot \left( \frac{[k_2 + (\beta_2 - 1) \cdot p]}{[k_2 + (\beta_2 + 1) \cdot p]} \right)^n \times \left[ e^{-p(\xi + 2na)} + \left( \frac{[k_2 + (\beta_2 - 1) \cdot p]}{[k_2 + (\beta_2 + 1) \cdot p]} \right) \cdot e^{p(\xi - 2(n+1)a)} \right].$$

Для спрощення подання оригіналу подамо трансформанту у вигляді:

$$U(\xi, p) = \frac{\sigma_0}{E} \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ \left[ \frac{[k_1 + (\beta_1 - 1) \cdot p]}{[k_1 + (\beta_1 + 1) \cdot p]} \right]^n \times \right. \\ \times \left[ \frac{[k_2 + (\beta_2 - 1) \cdot p]}{[k_2 + (\beta_2 + 1) \cdot p]} \right]^n \times \left[ \frac{F(p) \cdot e^{-p(\xi + 2na)}}{[k_1 + (\beta_1 + 1) \cdot p]} + \right. \\ \left. \left. + \left[ \frac{[k_2 + (\beta_2 - 1) \cdot p]}{[k_2 + (\beta_2 + 1) \cdot p]} \right] \cdot \frac{F(p) \cdot e^{p(\xi - 2(n+1)a)}}{[k_1 + (\beta_1 + 1) \cdot p]} \right] \right\}.$$

Скориставшись теоремою про згортку і еквівалентність записів

$$\int_0^{\tau} f(\tau - s)H(s - \xi)ds \equiv \int_0^{\tau - \xi} f(s)ds$$

(тут і надалі  $H(\tau)$  – функція Хевісайда), після обернення трансформанти можна отримати подання оригіналу в такому вигляді:

$$u(\xi, t) = \frac{\sigma_0}{E} \left\{ \Psi(t, 0) + X(t, 0) + \sum_{n=1}^{\infty} \left( (\Delta_1 \cdot \Delta_2)^n [\Psi(t, n) + X(t, n)] + \int_0^t \left\{ [\Psi(t - \tau, n) + X(t - \tau, n)] \times \right. \right. \right. \\ \left. \left. \times [\Phi(\tau, n, \Omega_1) + \Phi(\tau, n, \Omega_2)] \right\} d\tau + \int_0^t [\Psi(t - \tau, n) + X(t - \tau, n)] \times \right. \\ \left. \left. \times \int_0^{\tau} [\Phi(\tau - s, n, \Omega_1) \cdot \Phi(s, n, \Omega_2)] ds d\tau \right) \right\}$$

Тут прийнято наступні позначення:

$$\Delta_1 = \frac{(\beta_1 - 1)}{(\beta_1 + 1)}; \Delta_2 = \frac{(\beta_2 - 1)}{(\beta_2 + 1)};$$

$$\Omega_1 = \frac{k_1}{(\beta_1 + 1)}; \Omega_2 = \frac{k_2}{(\beta_2 + 1)};$$

$$\Phi(t, n, \Omega_m) = e^{-\Omega_m t} \times$$

$$\times \sum_{i=1}^n C_n^i (\Delta_m)^{n-i} \left( \frac{2 \cdot \Omega_m}{(\beta_m + 1)} \right)^i \frac{t^{i-1}}{(i-1)!}, \quad m = 1, 2;$$

$$\Psi(t, n) = \frac{1}{(\beta_1 + 1)} \times$$

$$\times \int_0^{t - \xi - 2na} \sin(v\tau) e^{-\frac{k_1}{(\beta_1 + 1)}(t - \tau - \xi - 2na)} d\tau \cdot H(t - \xi - 2na);$$

$$X(t, n) = B \cdot \int_0^{t + \xi - 2(n+1)a} \sin(v\tau) e^{-\frac{k_1}{(\beta_1 + 1)}(t - \tau + \xi - 2(n+1)a)} d\tau \times \\ \times H(t + \xi - 2(n+1)a) +$$

$$+ D \cdot \int_0^{t + \xi - 2(n+1)a} \sin(v\tau) e^{-\frac{k_2}{(\beta_2 + 1)}(t - \tau + \xi - 2(n+1)a)} d\tau \times \\ \times H(t + \xi - 2(n+1)a),$$

$$B = \frac{(\beta_2 - 1)}{(\beta_2 + 1)(\beta_1 + 1)} -$$

$$- \frac{2 \cdot k_2}{(\beta_2 + 1)^2 (\beta_1 + 1)} \cdot \frac{1}{\left[ \frac{k_1}{(\beta_1 + 1)} - \frac{k_2}{(\beta_2 + 1)} \right]},$$

$$D = \frac{2 \cdot k_2}{(\beta_2 + 1)^2 (\beta_1 + 1)} \cdot \frac{1}{\left[ \frac{k_1}{(\beta_1 + 1)} - \frac{k_2}{(\beta_2 + 1)} \right]}.$$

Таким чином, наведені вище подання вказують розв'язок крайової задачі (4) – (5).

Розв'язок вихідної крайової задачі (1) – (3)  $u_{\Sigma}(x, t) = u_{st}(x) + u_{dn}(x, t)$  отримуємо після подання статичної складової переміщень стрижня:

$$\frac{u_{\Sigma}(\xi, \tau)}{l} = \frac{l \cdot g}{2c^2} \left( \xi^2 - \frac{(2 + k_2)(1 + k_1 \xi)}{k_1 + k_2 + k_1 k_2} \right) + \\ + \frac{\sigma_1}{E} \cdot \frac{1 + k_2(1 - \xi)}{k_1 + k_2 + k_1 k_2} + \frac{\sigma_2}{E} \cdot \frac{1 + k_1 \xi}{k_1 + k_2 + k_1 k_2} + \\ + u(\xi, \tau).$$

В роботі [3] вказано, що відгук пружного півпростору на збурення можна моделювати пружиною, котра з'єднана паралельно з в'язким елементом. Енергія, що розсіюється цим елементом, відповідає енергії випромінюваній в півпростір під час коливань. Жорсткість пружини можна визначати незалежно від частоти, беручи її рівною статичній жорсткості півпростору.

Як приклад, наведемо кінематичний аналіз колони залежно від приведених параметрів задачі. Приймаємо, що довжина бурової колони  $l = 2000 \text{ м}$ , площа  $A = 30,78 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ , модуль Юнга  $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ , густина  $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ , швидкість поширення хвилі  $c = 5,2 \text{ км/с}$ , частота обертання колони  $\omega = 8 \text{ с}^{-1}$  (приведена частота  $\nu = 4$ ). Вважаємо, що закріплення верху бурильної колони реалізується через конструктивний елемент з жорсткістю  $c_2 = 2 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$  і в'язкістю  $\gamma_2 = 5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$ . Відгук пружного масиву моделюємо пружиною, з'єднаною паралельно з в'язким елементом. На рис. 1 наведено графіки переміщень по довжині колони і в часі для значень параметрів основи: жорсткості  $c_1 = 0,6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$  (рис. 1а) та  $c_1 = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$

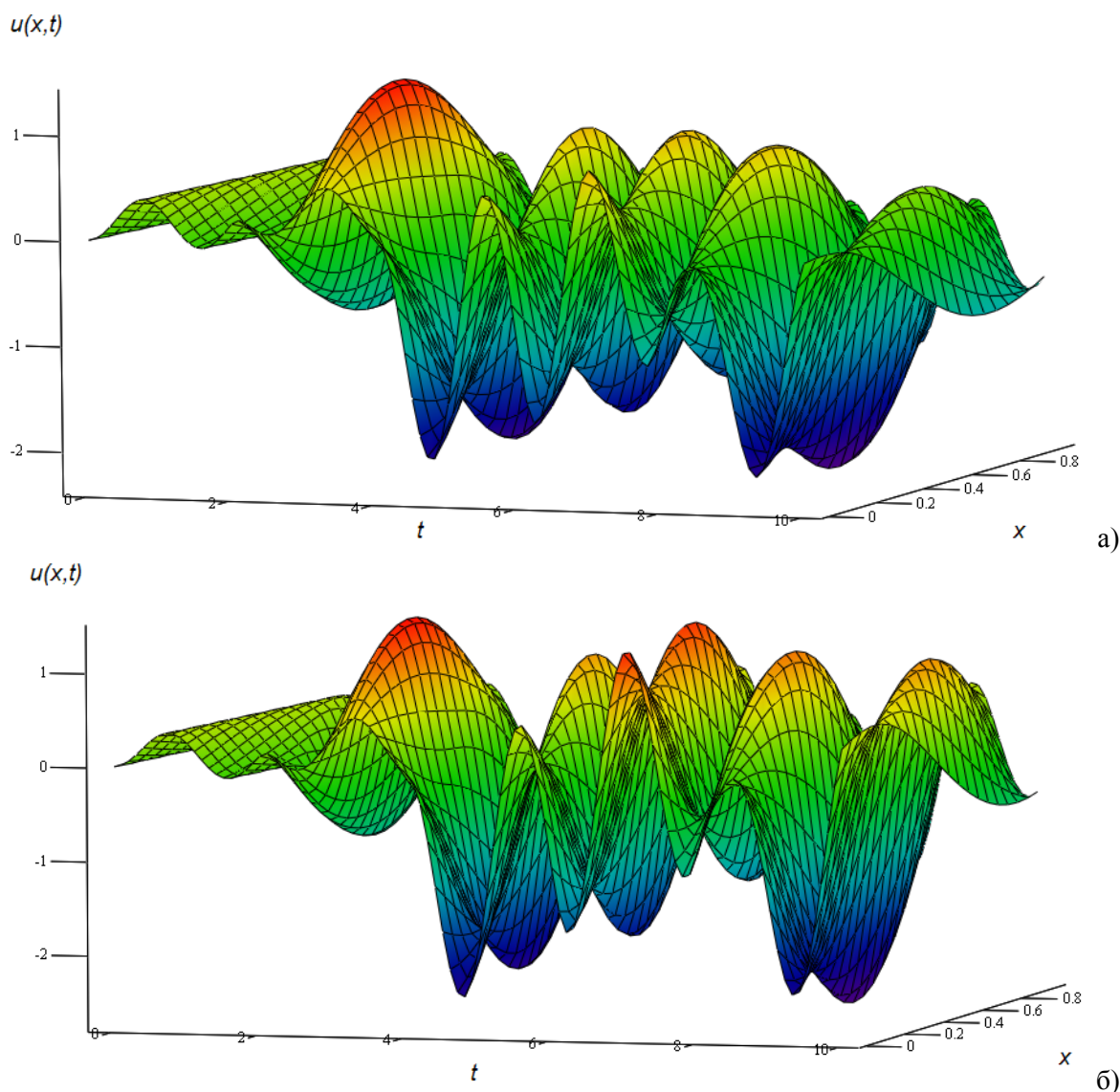


Рисунок 1 – Залежності переміщень від часу вздовж бурильної колони

(рис. 1б) і в'язкості  $\gamma_1 = 5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}$  [6, 7]. На наведених графіках динамічних складових переміщень видно, що внаслідок втрат енергії, пов'язаних з дисипативним розсіюванням, становлення усталеного режиму коливань настає досить швидко. З розв'язку задачі можна побачити, що зосереджена в'язкість, окрім демпфування, впливає ще і на жорсткість пружини у поданні для переміщень.

### Література

- 1 Василенко М.В. Теорія коливань і стійкості руху: підручник / М.В.Василенко, О.М.Алексейчук. – К.: Вища шк., 2004. – 525 с.
- 2 Перепічка В.В. Вплив в'язких конструктивних елементів у закріпленні на динаміку бурильної колони при повздовжніх коливаннях // В.В.Перепічка, В.В.Тирлич, Т.М.Даляк, М.Й.Бурда // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2010. – № 2(35). – С. 89–92.
- 3 Джонсон К. Механика контактного взаємодія; пер. с англ. / К.Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.

4 Сидоров Ю.В. Лекции по теории функций комплексного переменного: учеб. для вузов. / Ю.В.Сидоров, М.В.Федорюк, М.И.Шабунин. – М.: Наука, 1989. – 480 с.

5 Слепян Л.С. Интегральные преобразования в нестационарных задачах механики / Л.С.Слепян, Ю.С.Яковенко. – Л.: Судостроение, 1980. – 344 с.

6 Векерик В.И. Инструкция по применению виброзащитных устройств компоновке бурильной колонны при бурении вертикальных скважин / В.И. Векерик, В.М. Мойсишин. – Ивано-Франковск, 1986. – 87 с.

7 Юртаев В.Г. Динамика буровых установок / В.Г. Юртаев. – М.: Недра, 1987. – 155 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
15.09.10  
Рекомендована до друку професором  
Мойсишином В.М.

## МОДЕЛІ ФОРМУВАННЯ ЯКОСТІ

Р.Т. Мартинюк, О.Т. Чернова, Т.А. Мартинюк

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42157,  
e-mail: snp@nimg.edu.ua

Описано моделі, що впливають на формування якості будівництва магістральних трубопроводів та встановлено кількісні зв'язки між конструктивно-технологічними параметрами спорудження і показниками його надійності.

Ключові слова: втрата якості, формування якості, критерії нагромадження якості.

Описаны модели, влияющие на формирование качества строительства магистральных трубопроводов, и установлены количественные связи между конструктивно-технологическими параметрами сооружения и показателем его надежности.

Ключевые слова: потеря качества, формирования качества, критерии накопление качества.

Models, that affect forming of quality of building of main pipelines and quantitative copulas are set between the structural-technological parameters of building and his reliability indexes, are described.

Keywords: loss of quality, forming of quality, criteria of piling up of quality.

Проблема забезпечення якості будівництва і експлуатації магістральних трубопроводів, що у даний час є дуже важливою для України, вирішується на етапах проектування, спорудження та експлуатації. Для цього створюють моделі формування якості.

Реальний процес формування якості спорудження виступає в закономірному розвитку двох взаємозалежних процесів: накопичення та втрати якості. Власне процес накопичення якості зумовлює формування екстремального рівня, що відповідає ідеалізованій схемі спорудження об'єкта. Процес втрати якості на всіх етапах спорудження об'єкта обумовлює в кінцевому підсумку реальний рівень якості. Цей рівень, будучи інтегральною оцінкою формованої якості спорудження, значною мірою обумовлений кількісними характеристиками властивостей об'єкта, що споруджується. Розглянемо модель формування якості спорудження за відомими статистичними розподілами двох критеріїв:  $X_1, X_2$  (рис. 1).

Вважаємо, що критерії  $X_1, X_2$  обумовлюють конструктивно-технологічний потенціал спорудження, однозначно визначальне значення взаємозалежного з ним критерію  $t$  (наприклад, часу  $t=T_0$  перебування споруди в стані  $X_{1T_0}, X_{2T_0}$ ). У цьому випадку статистичний взаємозв'язок між розподілами критеріїв  $X_1, X_2, t$  має вигляд

$$P[X_1 \leq X_{1T_0}; X_2 \leq X_{2T_0}] = vP(t \leq T_0), \quad (1)$$

де  $v$  – коефіцієнт, що залежить від координатних систем  $(X_1, X_2)$  і  $(t)$ ;  $0 < v \leq 1$ .

При переході до двовимірної функції розподілу ліва частина формули (1) прийме вигляд

$$F(X_1, X_2) = \int \int_{x_1, x_2} f(x_1, x_2) dx_1 dx_2, \quad (2)$$

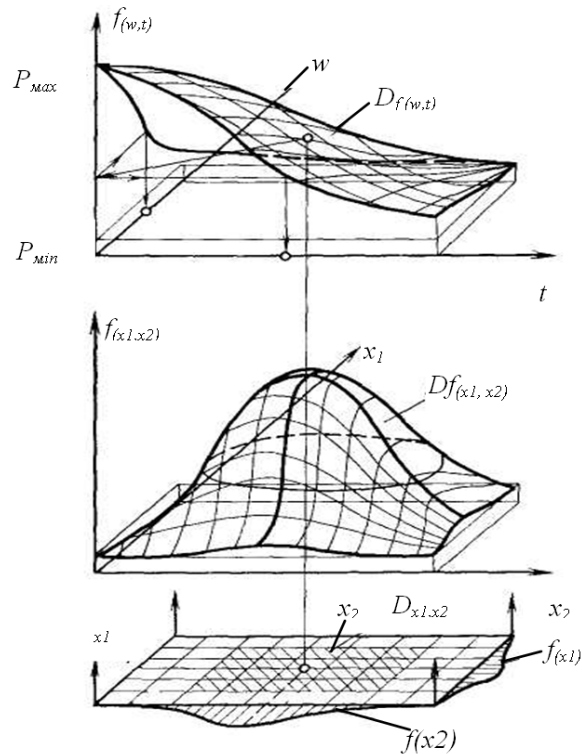


Рисунок 1 – Модель формування якості спорудження за відомими критеріями  $X_1, X_2$

де:  $F(X_1, X_2)$  – двовимірний функція розподілу параметрів;

$x_1, x_2; f(x_1, x_2)$  – щільність імовірності двовимірного розподілу.

$$P[X_1 \leq x_1 \leq X_1 + dx_1; X_2 \leq x_2 \leq X_2 + dx_2] = f(x_1, x_2) dx_1 dx_2, \quad (3)$$

можна зробити висновок про те, що поняття щільності ймовірності двовимірної випадкової величини, під якою в цьому випадку розуміється рівень якості спорудження за критеріями

$X_1, X_2$ , вводиться аналогічно випадку одновимірних розподілів  $f(x_1)$  і  $f(x_2)$  як складових цієї якості.

У геометричній інтерпретації щільність імовірності розподілу критеріїв  $X_1, X_2$  може бути представлена деякою поверхнею, що характеризує двовимірний розподіл якості спорудження.

Права частина рівності (3) виражає щільність розподілу критерію  $t$

$$P[\Omega \leq \omega \leq \Omega + d\Omega; T_0 \leq t \leq T_0 + dT_0] = f(\omega, t) d\omega dt, \quad (4)$$

де  $\omega$  – узагальнений параметр якості за критеріями  $X_1, X_2$ .

Якщо взяти до уваги, що зміна узагальненого параметра якості спорудження за критеріями  $X_1, X_2$  у часі відбувається в послідовності

$$\Omega_0(X_1, X_2)_0 \rightarrow \Omega_{t_i}(X_1, X_2)_{t_i} \rightarrow \Omega_{np}(X_1, X_2)_{np},$$

де  $\Omega_{про}$ ,  $\Omega_{тв}$ ,  $\Omega_{ин}$  – значення узагальненого параметра якості, що відповідають початковому, проміжному й граничному рівням критеріїв  $X_1, X_2$ , а зміна тимчасового параметра відповідно

$$P_{max}(t) \rightarrow P(t) \rightarrow P_{min}(t),$$

де  $P_{min}(t) = P(T_0)$ , то з врахуванням виразу (4) отримаємо

$$F(\Omega_{np}) - F(\Omega_0) = \iint_{\omega, t} f(\omega, t) d\omega dt. \quad (5)$$

Щільність імовірності  $f(\omega, t)$  у геометричній інтерпретації визначає деяку поверхню розподілу параметрів  $\omega, t$ .

Загалом опису інтегральної якості спорудження через систему якого завгодно числа критеріїв ( $X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$ ) уподібнюються завданню зі встановлення взаємозв'язку вихідних розподілів параметрів якості.

Якщо час  $t$  переходу критеріїв  $X_1, X_2, \dots, X_n$  від свого початкового рівня до граничного прийняти як міра експлуатаційної надійності спорудження, то розглянута модель дає змогу вирішувати два типи конкретних задач. Перший полягає в імовірнісній оцінці початкових значень параметрів якості спорудження за заданим рівнем його надійності, другий – обернена задача, що передбачає можливість за відомим рівнем початкової якості спорудження отримати оцінку його надійності.

З методичної точки зору, задачі пошуку законів розподілу узагальненого параметра якості зі спорудження, що є функцією критеріїв та розглядається у вигляді суми залежних або незалежних випадкових величин є правомірним.

Сукупність властивостей, що обумовлюють рівень якості спорудження (відповідно до загальновідомої термінології), може бути описана системою конструктивних, технологічних, експлуатаційних параметрів, реалізованих на етапах дослідження, проектування й будівництва конструкції. Приведення початкового рівня якості спорудження до його конструктивно-технологічного потенціалу (що характеризується системою конструктивних і технологічних

факторів) виправдано в тому розумінні, що такі фактори є універсальними показниками фактичного стану об'єкта в передексплуатаційний період (при  $t=0$ ).

Установлення точних кількісних зв'язків між конструктивно-технологічними параметрами спорудження (для довільного моменту часу його експлуатації) і показником його надійності – важлива умова ефективного керування якістю на стадіях розрахунку й проектування.

Початковий рівень якості будь-якої інженерної споруди може бути приведений до деякої узагальної координати

$$\xi_{K_0} = f_1\left(\sum_{i=1}^n x_{0i}; \sum_{i=1}^n y_{0i}\right),$$

де  $\sum_{i=1}^n x_{0i}, \sum_{i=1}^n y_{0i}$  – відповідно сукупності конструктивних і технологічних факторів, що характеризують початковий рівень якості спорудження.

Чим більшу кількість вказаних факторів містить узагальнена координата, тим повнішою буде отримана інформація про фактичний стан споруди. У ході експлуатації споруди узагальнена координата  $\xi_{K_0}$  постійно змінюється, наближуючись до певної точки, що характеризує граничний стан споруди  $\xi_{Гр}$ . Закономірність зміни узагальненого параметра якості, вираженого координатою  $\xi_K$ , залежить насамперед, від конструктивно-технологічних властивостей споруди й умов її експлуатації. Однак функціональна зміна координати  $\xi_K$  у часі є лише однією з характеристик процесу зниження інтегральної якості. З моменту початку експлуатації споруди відбувається безперервна зміна параметрів її фактичної конструктивної надійності, що умовно можна виразити узагальненою координатою  $\xi_H$ . Функціональна зміна цієї координати в часі  $\xi_H = f_2(t)$ , відбувається в строгій відповідності з функціональною характеристикою  $\xi_K = f_1(t)$ . Точки  $K_b, H_b$ , узяті в довільний момент часу  $t_b$ , характеризують  $i$ -ий стан інтегральної якості споруди за двома її узагальненими координатами.

На базі функціональних кривих  $\xi_K(t), \xi_H(t)$  може бути побудована крива зміни інтегральної якості 4 (рис. 3), що має своїми проекціями на площину  $H-t$  криву зміни координати надійності 2 і на площину  $K-t$  криву зміни координати якості 1. Опис кривої інтегральної якості у вигляді деякого функціоналу  $\Phi(\xi_K, \xi_H, t)$  дає підстави встановити аналітичний зв'язок між координатами  $\xi_K$  і  $\xi_H$ . У геометричній інтерпретації такому функціоналу відповідає крива зміни інтегральної якості 4. Третя проекція кривої інтегральної якості – на площину  $K-H$ , вона може бути представлена у вигляді функції  $\xi_H = f_3(\xi_K)$ . Ця залежність дає

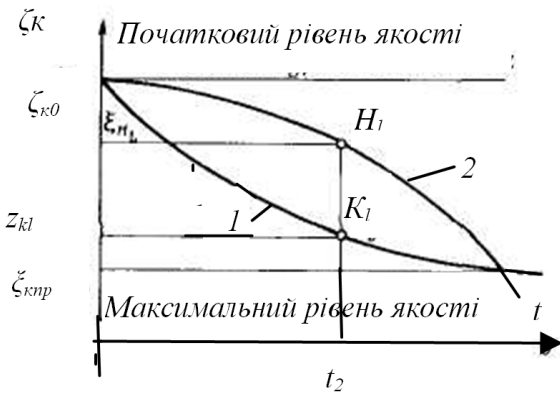


Рисунок 2 – Функціональні зміни загальних координат якості спорудження  $\xi_{\kappa}$  та експлуатаційної надійності  $\xi_H$

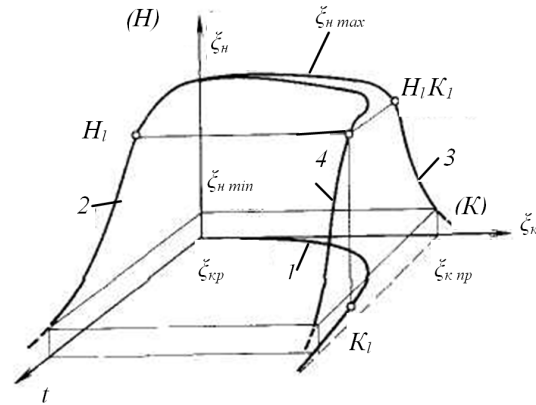


Рисунок 3 – Геометрична інтерпретація функціональної зміни інтегральної якості спорудження інженерної споруди

змогу в довільний момент часу експлуатації споруди встановити кількісне співвідношення між рівнями його якості (за конструктивно-технологічними критеріями) і надійності.

Функціонал  $\Phi(\xi_{\kappa}, \xi_H, t)$  може бути знайдений за двома будь-якими його складовими

$$\left. \begin{aligned} \xi_{\kappa} &= f_1(t) \\ \xi_H &= f_2(t) \\ \xi_H &= f_3(\xi_{\kappa}) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

або в неявному вигляді

$$\left. \begin{aligned} \Phi_1(\xi_{\kappa}, t) &= 0 \\ \Phi_2(\xi_H, t) &= 0 \\ \Phi_3(\xi_{\kappa}, \xi_H) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Повний диференціал функції  $\xi_H = F(\xi_{\kappa}, t)$ , вираженої через дві інші узагальнені координати, матиме вигляд

$$d\xi_H = \frac{\partial \xi_H}{\partial \xi_{\kappa}} d\xi_{\kappa} + \frac{\partial \xi_H}{\partial t} dt \quad (8)$$

З теорії лінійних рівнянь у частинних похідних для функціонала, що описує криву інтегральної якості отримуємо часткові похідні

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \xi_{\kappa}}{\partial t} &= - \frac{\Phi'_t(\xi_{\kappa}, \xi_H, t)}{\Phi'_{\xi_{\kappa}}(\xi_{\kappa}, \xi_H, t)} \\ \frac{\partial \xi_H}{\partial t} &= - \frac{\Phi'_t(\xi_{\kappa}, \xi_H, t)}{\Phi'_{\xi_H}(\xi_{\kappa}, \xi_H, t)} \\ \frac{\partial \xi_H}{\partial \xi_{\kappa}} &= - \frac{\Phi'_{\xi_{\kappa}}(\xi_{\kappa}, \xi_H, t)}{\Phi'_{\xi_H}(\xi_{\kappa}, \xi_H, t)} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Функціональна зміна інтегральної якості, вираженої через одну з її складових (узагальнених координат  $\xi_{\kappa}$  і  $\xi_H$ ), описує реальний процес зміни відповідної узагальненої координати в часі. Тому справедлива рівність часткової похідної інтегральної якості за кожною з його координат і повною похідною, що відповідає складовій за тією координатою, тобто

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \xi_{\kappa}}{\partial t} &= \frac{d\xi_{\kappa}}{dt} \\ \frac{\partial \xi_H}{\partial t} &= \frac{d\xi_H}{dt} \\ \frac{\partial \xi_H}{\partial \xi_{\kappa}} &= \frac{d\xi_H}{d\xi_{\kappa}} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

З урахуванням формул (9) і (10) одержуємо

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\xi_{\kappa}}{dt} &= - \frac{\Phi'_{1t}(\xi_{\kappa}, t)}{\Phi'_{1\xi_{\kappa}}(\xi_{\kappa}, t)} \\ \frac{d\xi_H}{dt} &= - \frac{\Phi'_{2t}(\xi_H, t)}{\Phi'_{2\xi_H}(\xi_H, t)} \\ \frac{d\xi_H}{d\xi_{\kappa}} &= - \frac{\Phi'_{3\xi_{\kappa}}(\xi_{\kappa}, \xi_H)}{\Phi'_{3\xi_H}(\xi_{\kappa}, \xi_H)} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Вираз для повного диференціала (10) з урахуванням системи (11) прийме вигляд

$$d\xi_H = - \frac{\Phi'_{3\xi_{\kappa}}(\xi_{\kappa}, \xi_H)}{\Phi'_{3\xi_H}(\xi_{\kappa}, \xi_H)} d\xi_{\kappa} - \frac{\Phi'_{2t}(t, \xi_H)}{\Phi'_{2\xi_H}(t, \xi_H)} dt \quad (12)$$

Проводячи інтегрування рівності (12), одержуємо

$$\xi_H = - \int \frac{\Phi'_{3\xi_{\kappa}}(\xi_{\kappa}, \xi_H)}{\Phi'_{3\xi_H}(\xi_{\kappa}, \xi_H)} d\xi_{\kappa} - \int \frac{\Phi'_{2t}(t, \xi_H)}{\Phi'_{2\xi_H}(t, \xi_H)} dt \quad (13)$$

Аналогічно

$$\xi_{\kappa} = - \int \frac{\Phi'_{3\xi_H}(\xi_{\kappa}, \xi_H)}{\Phi'_{3\xi_{\kappa}}(\xi_{\kappa}, \xi_H)} d\xi_H - \int \frac{\Phi'_{1t}(t, \xi_{\kappa})}{\Phi'_{1\xi_{\kappa}}(t, \xi_{\kappa})} dt \quad (14)$$

Межі інтегрування в рівняннях (13), (14) вибирають виходячи з реальних умов конструктивного, технологічного й експлуатаційного змісту спорудження, вважаючи, що рівень його якості безперервно змінюється в часі, що описано виразом

$$\begin{aligned} \xi_{\kappa 0} \left( \sum_{i=1}^n x_{0i}, \sum_{i=1}^n y_{0i} \right) &\rightarrow \xi_{\kappa t_i} \left( \sum_{i=1}^n x_{t_i}, \sum_{i=1}^n y_{t_i} \right) \rightarrow \\ &\rightarrow \xi_{\kappa np} \left( \sum_{i=1}^n x_{np_i}, \sum_{i=1}^n y_{np_i} \right) \end{aligned}$$

При цьому рівень надійності відповідно змінюється так:

$$(\xi_n)_{\max} \rightarrow (\xi_n)_{i_j} \rightarrow (\xi_n)_{\min}.$$

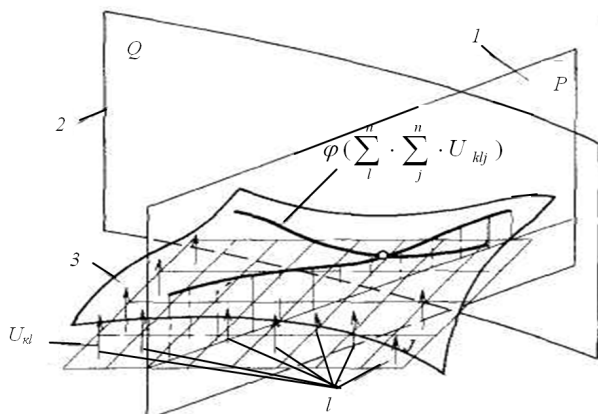
Керування якістю спорудження об'єктів будівництва в рамках галузевої системи передбачає комплексне вирішення завдання на різних рівнях функціонування системи. Із цього погляду науковий інтерес представляють питання пошуку ефективних керуючих впливів й обґрунтування прийнятих рішень за різними критеріями оптимальності.

Розглянемо часткову модель системи керування якістю за інтегральною сукупністю однозначно орієнтованих векторів  $\bar{U}_{kij}$  (рис. 4).

Координати вершин векторів  $\bar{U}_{kij}$  визначають поверхню рівня якості  $\Omega(x, y, z) = 0$  у просторі  $(x, y, z)$ . Пошук раціональних, а також оптимальних керуючих впливів у рамках всієї системи керування зводиться до розв'язання двох задач:

1) визначення керуючої характеристики за рівняннями кривої, що проходить у площині (або довільної поверхні) оптимізації через вершини векторів  $\bar{U}_{kij}$ ;

2) визначення керуючого впливу за координатою вектора, обумовленого перетинанням двох поверхонь оптимізації з поверхнею рівня якості.



1 – площина оптимізації; 2 – поверхня оптимізації; 3 – поверхня рівня УКС ( $\Omega$ )

**Рисунок 4 – Модель управління якістю будівництва інженерної споруди**

У першому випадку здійснюється пошук множин рішень в площині

$$\frac{\partial \Omega}{\partial x}(X - x) + \frac{\partial \Omega}{\partial y}(Y - y) + \frac{\partial \Omega}{\partial z}(Z - z) = 0, \quad (15)$$

що проходить через точку  $(X, Y, Z)$  кривої і задовольняє рівнянню

$$\left. \begin{aligned} \Omega(x, y, z) &= 0 \\ P(x, y, z) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

або

$$\left. \begin{aligned} \Omega(x, y, z) &= 0 \\ Q(x, y, z) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

У другому випадку точковий розв'язок знаходиться спільним шляхом спільного розв'язання системи рівнянь

$$\left. \begin{aligned} \Omega(x, y, z) &= 0 \\ P(x, y, z) &= 0 \\ Q(x, y, z) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Комплексна оптимізація в системі керування якістю будівництва інженерних споруд є складною науковою проблемою, розв'язок якої може бути ефективним тільки у випадку ретельно організованого потоку інформації про якість будівництва, що передбачає його оброблення засобами автоматизованих систем.

**Висновок.** У колі дослідження якості багатьох будівельних конструкцій широке застосування знаходять як детерміновані методи наукового пізнання, так й імовірнісні побудови практичних задач. В основі наукових рішень даних явищ зазвичай покладено жорстко детерміновані моделі, що описують причинну обумовленість і підлеглисть цих явищ дії конкретних законів. Проте в даний час намітився виражений перехід від класичної концепції лапласівського детермінізму, що розглядає ймовірність події як міру нашого знання (пов'язану лише з рівнем інформації, якою ми володіємо), до сучасного трактування ймовірності як категорії, що характеризує властивості самого об'єкта. Вважається правомірним розглядати будь-яку конструкцію не як однозначно детерміновану, а як статистично обумовлену систему, що опирається на імовірнісні посилання.

### Література

1 Молдаванов О.И. Количественная оценка качества сооружения магистральных трубопроводов / О.И. Молдаванов, А.А. Никитин, А.А. Шишов // Строительство трубопроводов. – 1976. – № 11. – 79 с.

2 Мартинюк Р.Т. Вплив якості спорудження нафтопроводів на їх експлуатаційну надійність [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 08.04.10 / Мартинюк Ростислав Тарасович. – Івано-Франківськ, 2010. – 162 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
30.06.10

Рекомендована до друку професором  
Грудом В.Я.

## ОЦІНКА МІЦНОСТІ НАФТОПРОВОДУ З КОРОЗІЙНО-МЕХАНІЧНИМИ ДЕФЕКТАМИ

*Р.С. Грабовський*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42353,  
e-mail: no@nuing.edu.ua*

*Проведено порівняльну оцінку експериментальних і розрахункових значень руйнівного тиску для труб локального нафтопроводу з поздовжніми корозійно-механічними тріщиноподібними дефектами різної довжини.*

Ключові слова: нафтопровід, експлуатаційне пошкодження металу, корозійно-механічний дефект, тріщиноподібний дефект, руйнівний тиск

*Проведена сравнительная оценка экспериментальных и расчетных значений разрушающего давления для труб локального нефтепровода с продольными корозионно-механическими трещиноподобными дефектами различной длины.*

Ключевые слова: нефтепровод, эксплуатационное повреждение металла, коррозионно-механический дефект, трещиноподобный дефект, разрушающее давление

*Comparative assessment of experimental and calculation values of failure pressure for tubes of local oil pipeline with longitudinal crack-like defects was carried out.*

Keywords: oil-pipeline, metal exploitation damage, corrosive-mechanical defect, crack-like defect, destructive pressure

У процесі тривалої експлуатації нафтопроводів захисне ізоляційне покриття втрачає свої експлуатаційні властивості, тому виникають умови, що активізують процеси корозії металу труб, які підсилюються механічною складовою [1-3]. Під впливом корозії та втомних процесів, що виникають внаслідок відхилення робочого тиску в процесі експлуатації нафтопроводів, на поверхні металу труби починають розвиватися корозійно-механічні дефекти [4, 5]. З часом деякі з цих дефектів, досягаючи критичних розмірів, призводять до аварійної (катастрофічної) ситуації [6].

З метою запобігання аварійним ситуаціям у процесі експлуатації нафтопроводів проводять їх технічне діагностування методами неруйнівного контролю шляхом шурфування чи внутрітрубної дефектоскопії. У такий спосіб виявляють ділянки нафтопроводу, що містять корозійно-механічні дефекти, визначають їх довжину, ширину, глибину та розміщення на поверхні нафтопроводу, що є базою для ймовірнісної оцінки цілісності трубопроводу [7].

Проблема забезпечення безаварійної експлуатації нафтопроводів, які під впливом тривалих статичних, циклічних, динамічних навантажень та корозійних середовищ, містять корозійно-механічні тріщиноподібні дефекти, є актуальною для багатьох країн і зумовила розроблення норм, стандартів та методик, що регламентують оцінювання міцності трубопроводів з такими дефектами [8-14].

Спеціальні норми та стандарти для дефектних трубопроводів ґрунтуються на критерії досягнення пластичного стану труби з корозійно-механічним дефектом [8-12], а більш загальні підходи використовують двокритеріальний підхід механіки руйнування, а саме: критичне

значення коефіцієнта інтенсивності напружень  $K_{Ic}$  та руйнівне напруження  $\sigma_f$  (критерій пластичного колапсу) [13, 14].

У більшості випадків нафтопроводи руйнуються за в'язким механізмом, з повільним пластичним розкриттям тріщини у дефектах після їх виникнення [2, 15, 16], хоча відомі випадки коли руйнування труб (рис. 1) відбувалось за механізмом крихкого руйнування [17, 18].



**Рисунок 1 – Поздовжній розрив нафтопроводу "Дружба-1" діаметром 530 мм [5]**

Руйнування нафтопроводу, яке суттєво залежить від розмірів, форми та орієнтації дефекту, може призвести до аварійної ситуації і, як наслідок, до значних екологічних та економічних втрат [19]. Тому забезпечення надійної інтерпретації виявлених в процесі технічного діагностування корозійно-механічних дефектів є актуальною науково-технічною проблемою.

В роботі наведена оцінка результатів розрахункових досліджень руйнівного тиску за процедурою [8], в основу якої покладено найбільш поширені серед європейських стандартів

норвезькі норми DNV RP-F101 для труб з наявними корозійно-механічними тріщиноподібними дефектами локального нафтопроводу Бориславського нафтогазовидобувного управління, а також здійснена експериментальна перевірка розрахункової формули (1). Також визначено допустимі розміри тріщиноподібних дефектів згідно з нормами SINTAP [14].

### 1. Об'єкт досліджень та методологічна процедура розрахункових оцінок

Об'єктом розгляду є експлуатовані протягом 27 років труби ( $D=219$  мм,  $t=7,7$  мм) локального нафтопроводу Бориславського нафтогазовидобувного управління, які експлуатувались протягом 27 років за максимального робочого тиску  $p_{\max} \approx 6,2$  МПа. Труби виготовлені зі сталі 20 ( $\sigma_B=441,7$  МПа,  $\sigma_{0,2}=351,7$  МПа,  $\delta=28,7\%$ ).

Згідно з DNV RP-F101 розрахунок руйнівного тиску  $P_f$  базується на даних про зовнішній діаметр труби ( $D$ ), товщину її стінки ( $t$ ), границю міцності матеріалу труби ( $\sigma_B$ ), довжину ( $L$ ) та глибину дефекту ( $c$ ) і визначається на підставі залежності

$$P_f = \frac{2\sigma_B \cdot t}{D - 2t} \cdot \left[ \frac{1 - c_0/t}{1 - \frac{c_0/t}{q}} \right], \quad (1)$$

$$\text{де } q = \sqrt{1 + 0,31 \cdot \left( \frac{L}{\sqrt{D \cdot t}} \right)^2}.$$

Експериментальну оцінку граничного стану дефектного трубопроводу із різним співвідношенням відносної глибини дефекту  $c_0/t$  до його максимального розміру  $L$  уздовж твірної трубопроводу (згідно з існуючими нормами [8]) було здійснено з використанням технічних можливостей спеціалізованої лабораторії для дослідження процесів руйнування труб під тиском різноманітних газів та їх сумішей [20], яка створена і функціонує при Фізико-механічному інституті НАН України (м. Львів). Загальний вигляд використаного дослідного устаткування зображено на рис. 2.

Випробовували фрагменти труб (рис. 3) довжиною 1 м, що містили тріщиноподібні концентратори напружень однакової глибини  $c_0=5,8$  мм ( $c_0/t=0,75$ ) та різної довжини  $L$ , до повного руйнування (втрати герметичності), фіксуючи при цьому величину руйнівного тиску  $P_f$ .

Довжина  $L$  тріщиноподібного концентратора напружень змінювалась в інтервалі від 50 мм до 400 мм. Мінімальна його довжина (50 мм) була обумовлена параметрами випробувальної установки, а максимальна (400 мм) – конструктивними розмірами захватів випробувальної установки і визначалась за принципом Сен-Венана.

Допустимі розміри тріщиноподібних дефектів згідно норм SINTAP [14] визначали використовуючи коефіцієнт запасу міцності (коефі-

цієнт безпеки), який є відношенням максимального робочого ( $P_p$ ) до розрахованого руйнівного ( $P_f$ ) тиску в трубопроводі:

$$S_r = \frac{P_p}{P_f}. \quad (2)$$



Рисунок 2 – Випробувальна установка для дослідження процесів руйнування труб під тиском [20]

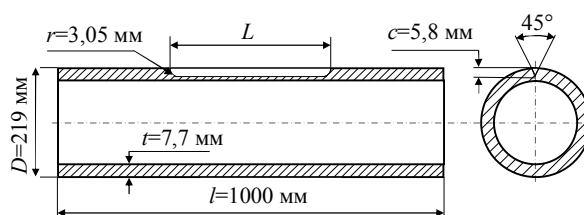


Рисунок 3 – Геометричні розміри зразка – фрагмента труби

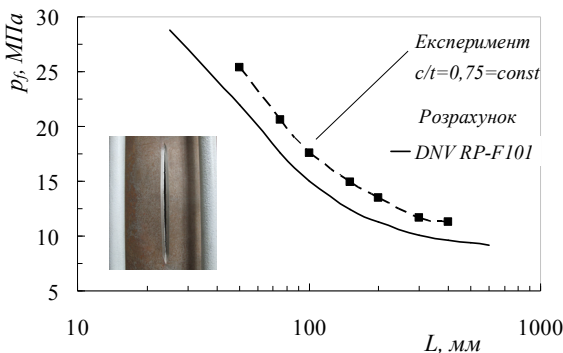
### 2. Результати досліджень та їх обговорення

Згідно з DNV RP-F101 за формулою (1) аналітично розраховували руйнівний тиск  $P_f$  для локального нафтопроводу, що містив тріщиноподібний дефект. При цьому розміри  $L$  тріщиноподібного дефекту змінювались в інтервалі від 25 до 600 мм і мали однаково глибину  $c_0/t=0,75$  (табл. 1). Встановлено, що в інтервалі  $25 \text{ мм} \leq L \leq 100 \text{ мм}$  величина руйнівного тиску  $P_f$  зменшилась удвічі, а в області продовгуватих дефектів –  $150 \text{ мм} \leq L \leq 600 \text{ мм}$  – величина руйнівного тиску  $P_f$  зменшилась несуттєво (25%).

**Таблиця 1 – Вихідні дані та результати розрахункових і експериментальних досліджень**

L, мм	c <sub>0</sub> /t	Розрахунок	Експеримент
		P <sub>f</sub> , МПа	P <sub>f</sub> , МПа
25	0,75	28,8	-
50	0,75	22,0	25,4
75	0,75	17,6	20,6
100	0,75	15,0	17,6
150	0,75	12,4	14,9
200	0,75	11,3	13,5
300	0,75	10,1	11,7
400	0,75	9,7	11,3
500	0,75	9,4	-
600	0,75	9,2	-

Експериментально досліджували параметри руйнування (руйнівний тиск P<sub>f</sub>) тривало експлуатованих нафтопровідних труб із штучно створеними концентраторами напружень у залежності від їх геометричних розмірів, які змінювались в інтервалі від 50 до 400 мм (табл. 1). Встановлено (рис. 4 та в табл. 1), що втрата цілісності нафтопровідних труб з тріщиноподібними дефектами однакової початкової глибини (c<sub>0</sub>/t=0,75) залежить від їх довжини L. Величина руйнівного тиску P<sub>f</sub> зменшується із збільшенням довжини тріщиноподібного дефекту L, причому із збільшенням довжини дефекту тенденція щодо його зміни аналогічна розрахунковій (рис. 4).



**Рисунок 4 – Порівняння розрахункових та одержаних експериментально значень руйнівного тиску труби P<sub>f</sub> від довжини зовнішнього дефекту L при c/t=0,75**

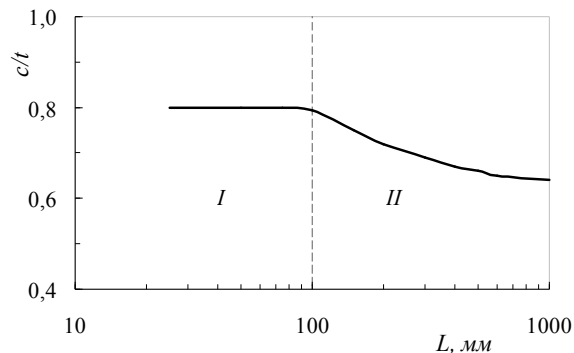
Результати експериментальних випробувань та аналітичних розрахунків з свідчить про достовірність та можливість практичного застосування формули (1), оскільки розрахункові значення руйнівного тиску P<sub>f</sub> відрізняються від експериментальних величин на 17%. Таку розбіжність можна вважати прийнятною, тому що дещо занижені розрахункові значення P<sub>f</sub> складуть певний коефіцієнт запасу міцності розгляданого дефектного трубопроводу.

Крім того, аналітично досліджувався вплив відносної глибини та довжини дефекту на експлуатаційні можливості локального нафтопроводу, виготовленого із сталі 20 (σ<sub>B</sub>=441,7 МПа).

Згідно з процедурою SINTAP [14] безпечними вважалися такі гранично допустимі розміри дефектів, наявність яких не впливала на експлуатацію нафтопроводу, тобто коефіцієнт запасу міцності S<sub>r</sub> був менший за 0,5 (S<sub>r</sub> ≤ 0,5).

Розглядалися дефекти довжиною від 25 мм до 1000 мм. Початкова розрахункова глибина дефекту становила 10% від товщини стінки труби, а максимально допустима глибина дефекту [11, 13] – 80% товщини стінки трубопроводу. Руйнівний тиск визначався з кроком, який становив 10% від товщини стінки труби.

Результати проведених згідно з норвезькими нормами DNV RP-F101 [8] розрахунків, зображених на рис. 5 у вигляді графічної залежності відносної глибини дефекту c/t від його довжини L, дають змогу оцінити специфічну мінімальну границю плинності для трубопроводу з різним співвідношенням дефекту та його максимального розміру.



**Рисунок 5 – Залежність відносної глибини дефекту в нафтопроводі від його довжини, розраховані згідно з норвезькими нормами DNV RP-F101 [8] за умови, що S<sub>r</sub>=0,5**

Отримані графічні залежності дають можливість установити області дозволених (безпечних) (I – 0 мм < L ≤ 100 мм) і допустимих (II – 100 мм < L ≤ 1000 мм) експлуатаційних дефектів локального нафтопроводу. Зауважимо, що в області допустимих дефектів (II) експлуатація трубопроводу без проведення ремонтних робіт з ліквідації наявних дефектів можлива лише за умови зменшення робочого тиску.

Крім цих результатів, згідно з ГОСТ 24755-89 [21], визначали допустимі (безпечні) розміри наскрізних експлуатаційних дефектів в трубопроводі, які не потребують укріплення. Це було зроблено на підставі формули (3), яка дає змогу визначити розрахунковий діаметр одиночного наскрізного отвору, який не потребує укріплення, та, відповідно, не призводить до руйнування трубопроводу:

$$d_0 \leq 2 \left( \frac{t}{t_p} - 0,8 \right) \sqrt{d \cdot t}, \quad (3)$$

де: t – товщина стінки трубопроводу, мм,  
d – внутрішній діаметр трубопроводу, мм,  
t<sub>p</sub> – розрахункова товщина стінки трубопроводу, мм, що розраховується відповідно до СНиП 2.05.06.-85 [11]:

## Література

$$t_p = \frac{n \cdot P \cdot D}{2(R_1 + nP)}, \quad (4)$$

де:  $n$  – коефіцієнт надійності відповідно до навантаження – внутрішнього робочого тиску (визначається з табл. 13 [11]),

$D$  – зовнішній діаметр трубопроводу, мм,

$P$  – максимальний робочий тиск, МПа,

$R_1$  – розрахунковий опір розтягненню, розраховується за формулою [11]

$$R_1 = \frac{\sigma_B \cdot m}{k_I \cdot k_H}, \quad (5)$$

де:  $\sigma_B$  – мінімальне значення границі міцності, МПа,

$m$  – коефіцієнт умов роботи трубопроводу (табл. 1 [11]),

$k_I$  – коефіцієнт надійності за матеріалом (табл. 9 [11]),

$k_H$  – коефіцієнт надійності за призначенням (табл. 11 [11]).

У процесі експлуатації в нафтопроводі можуть утворюватись наскрізні отвори (свищі) [3], діаметр яких розраховується за співвідношенням (3). Такі отвори в трубопроводі під час експлуатації неприпустимі, тому вводиться обмеження [11, 13] на допустиму глибину такого отвору:

$$t_1 \leq 0,8 \cdot t. \quad (6)$$

Провівши розрахункову процедуру допустимого розміру наскрізних експлуатаційних дефектів за формулою (3) з врахуванням формул (4)-(6) встановили, що  $d_0=95,3$  мм. Одержана величина безпечно для нафтопроводу корозійно-механічного дефекту, розрахованого згідно з вітчизняними стандартами і нормами [11, 21], практично збігається з даними розрахункових досліджень, проведених на основі європейських норм DNV RP-F101 [8] та процедур [14].

Таким чином, дефекти довжиною до 100 мм практично не призводять до катастрофічного руйнування локального нафтопроводу.

**Висновки.** На прикладі локального нафтопроводу Бориславського нафтогазовидобувного управління встановлено значення руйнівного тиску за норвезькими нормами DNV RP-F101, та визначено допустимі розміри експлуатаційних дефектів. Показано, що для коректного встановлення безпечно експлуатаційного тиску в пошкоджених локальних нафтопроводах слід враховувати початкові розміри тріщиноподібних дефектів.

1. Бут В. С. Стратегія розвитку технологій ремонту діючих магістральних трубопроводів / В. С. Бут, О. І. Олійник // Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин („РЕСУРС”): звітна сесія цільової комплексної програми, 6-8 січня 2006 р.: наук.-техн. збірник; під заг. ред. Б.Є. Патона. – К.: Національна академія наук України, Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона, 2006. – С. 491–496.

2. Поляков С. Електрохімічний моніторинг магістральних трубопроводів на корозійно-небезпечних ділянках / С. Поляков, А. Клименко, Л. Ниркова, О. Малькова // [Проблеми корозії та протикорозійного захисту матеріалів (Корозія-2008)]: у 2-х томах [специальний випуск журналу „Фізико-хімічна механіка матеріалів”]: IX міжн. конф.-вист., 10-12 черв. 2008 р.: збірник праць. – 2008. – Спец. вип. № 7. – С. 761–766.

3. Галеев В. Б. Ремонт магистральных трубопроводов и оборудования нефтеперекачивающих станций / В. Б. Галеев, Е. М. Сощенко, Д. А. Черняев. – М.: Недра, 1968. – 224 с.

4. Грабовський Р. С. Встановлення ресурсних можливостей тривало експлуатованих нафтогазопроводів / Р. С. Грабовський // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2009. – № 2. – С. 145–152.

5. Цирульник О. Електрохімічні показники експлуатаційної деградації сталей нафто- та газогонів / Олександр Цирульник, Григорій Никифорчин, Звеномира Слободян [та ін.] // [Проблеми корозії та протикорозійного захисту матеріалів (Корозія-2006)]: у 2-х томах [спеціальний випуск журналу „Фізико-хімічна механіка матеріалів”]: VIII міжн. конф.-вист., 6-8 черв. 2006 р.: збірник праць. – 2006. – Спец. вип. № 5. – С. 284–290.

6. Аварійний нафтопровід „Дружба-1” відновить роботу 4 грудня [Електронний ресурс]: Режим доступу: <http://ukranews.com/uk/news/ukraine/2009/12/03/7337>.

7. Красовський А. Я. Методологія і експертна система для поточного моніторингу реального стану і забезпечення цілісності трубопроводів з метою подовження їх ресурсу / А. Я. Красовський, І. В. Ориняк, В. М. Гороп [та ін.] // Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин („РЕСУРС”): звітна сесія цільової комплексної програми, 6-8 січня 2006 р.: наук.-техн. збірник під заг. ред. Б.Є. Патона. – К.: Національна академія наук України, Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона, 2006. – С. 309–314.

8. DNV-RP-F1001: Corroded pipelines. – Det Norske Veritas. – 1999.
9. Manual for determining strength of corroded pipelines (ASME B31G, 1984). – New York, USA: The American Society of Mechanical Engineers, American National Standard Institute, 1984.
10. Manual for determining the remaining strength of corroded pipelines (ASME B31G-1991): – New York, USA: The American Society of Mechanical Engineers, American National Standard Institute, 1991.
11. Магистральные трубопроводы: СНиП 2.05.06-85. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1988. – 52 с. – (Нормативный документ).
12. Choi J. B. Development of limit load solutions for corroded gas pipelines / J. B. Choi, B. K. Goo, J. C. Kima [et al.] // Int. J. Pressure Vessel and Piping. – 2003. – Vol. 80, № 2. – P. 121–128.
13. Расчеты на прочность действующих магистральных трубопроводов с дефектами: ВБН В.2.3.-00018201.04-2000. – К.: Госнефтегазпром, 2000. – 56 с. – (Нормативный документ).
14. Structural Integrity Assessment Procedures for European Industry (Final Procedure, 1999. Brite-Euram Project No BE95-1426). – Rotherham: British Steel, 1999.
15. Щербаков С. Г. Проблемы трубопроводного транспорта нефти и газа / С. Г. Щербаков. – М.: Наука, 1982. – 207 с.
16. Зайцев Л.Ф. Регулирование режимов работы магистральных нефтепроводов / Л. Ф. Зайцев. – М.: Недра, 1982. – 240 с.
17. Аненков Н. П. Оценка прочности магистральных трубопроводов методами линейной механики разрушения / Н. П. Аненков, М. П. Анучкин; науч.-техн. зб. – М.: ВНИИСТ, 1974. – С. 38–45.
18. Андрейків О. Є. Визначення залишкового ресурсу труби нафтопроводу з урахуванням наявних дефектів у її стінці і реальних умов експлуатації / О. Є. Андрейків, Р. М. Кушнір, О. Т. Цирульник // Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин („РЕСУРС”): звітна сесія цільової комплексної програми, 6-8 січня 2006 р.: наук.-техн. зб.; під заг. ред. Б.Є. Патона. – К.: Національна академія наук України, Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона, 2006. – С. 328–331.
19. Ориняк І. В. Наукові і організаційні засади впровадження ризик-аналізу в практику управління цілістю магістральних трубопроводів / І. В. Ориняк, М. В. Бородій, А. С. Батура // Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин („РЕСУРС”): звітна сесія цільової комплексної програми, 6-8 січня 2006 р.: наук.-техн. збірник під заг. ред. Б.Є. Патона. – К.: Національна академія наук України, Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона, 2006. – С. 11–15.
20. Дмитрах І.М. Проблема оцінки міцності і довговічності матеріалів та конструктивних елементів трубопровідних систем транспортування газоподібного водню та його сумішей / І.М. Дмитрах, Г.М. Никифорчин, О.З. Студент [та ін.] // Фундаментальні проблеми водневої енергетики: наукова звітна сесія цільової комплексної програми наукових досліджень НАН України, 18-19 груд. 2007 р.: тези доповідей та програма сесії. – К.: Національна академія наук України, Інститут проблем матеріалознавства ім. І.М. Францевича, 2007. – С. 55.
21. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность укрепления отверстий: ГОСТ 24755-89. – [Введ. 01.01.90] – М.: Госстандарт СССР, 1989. – 56 с. – (Государственный стандарт)

*Стаття надійшла до редакційної колегії*

*22.03.10*

*Рекомендована до друку професором*

*Мойшиним В.М.*

## ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МЕТОДИ АНАЛІЗУ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ

О.С. Тараєвський

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42166,  
e-mail: tzn g@n u n g . e d u . u a

*Розроблено методика, що дає можливість достовірно спрогнозувати залишковий ресурс роботи зварного з'єднання газопроводу та встановити оптимальний режим роботи компресорної станції. Розглянуті деякі аспекти механізму руйнування трубопроводів під дією циклічних навантажень та їх концентрації у зварному з'єднанні.*

Ключові слова: втома, наводнення, концентратор напружень, зварне з'єднання, зварний шов, газопровід, статичне навантаження, низькочастотне навантаження

*Разработана методика, позволяющая получить достоверный прогноз остаточного ресурса работы сварных соединений газопровода и установить оптимальный режим работы компрессорных станций. Рассмотрены некоторые аспекты механизма разрушения трубопроводов при действии циклических напряжений и их концентрации в сварном соединении.*

Ключевые слова: усталость, наводороживание, концентратор напряжения, сварное соединение, сварной шов, газопровод, статическая нагрузка, низкочастотная нагрузка.

*The procedure was developed, which enables to get a reliable prediction of the residual resource of work of welding annular couplings in gas pipelines and thus to establish an optimal working system of annular couplings. A few aspects of reasons for pipelines destruction under the impact of cyclic stresses and their concentration in annular couplings of a gas pipelines were examined.*

Keywords: fatigue, inundation, stress concentrator, annular coupling, welding seam, gas pipeline, static stress, low – frequency stress

Надійність технічних пристроїв і систем – поняття, що має той або інший зміст залежно від цілей дослідження. У ДСТ 13377-75 «Надійність у техніці. Терміни й визначення» надійність визначена як «властивість об'єкта, що полягає в його здатності виконувати певні завдання в певних умовах». Інакше кажучи, надійність є збірним поняттям для позначення якості роботи об'єкта, тобто сукупності тих його властивостей, які з погляду дослідника, адекватно відображають його здатність виконувати поставлені завдання з урахуванням тих чинників, що приймаються до уваги. Вивчення надійності газопроводів починалося з розгляду вузькотехнічних аспектів – аналізу працездатності, безвідмовності й ремонтпридатності основного технологічного устаткування – трубопроводів і компресорних агрегатів [1]. Дослідження цього роду важливі, оскільки становлять інформаційну базу аналізу надійності газопроводу як складної технічної системи, що містить значну кількість різномірних елементів. Однак самі по собі ці дослідження не вирішують проблеми оцінки надійності газопроводу як цілого.

У плануванні й проектуванні газопроводів дослідження надійності проводиться з врахуванням наступних завдань:

- обґрунтування вибору головних проектних рішень;
- вибору діаметрів ниток трубопроводів, типу газоперекачувальних агрегатів (ГПА), кроку компресорних станцій (КС), технологічних схем ділянок і КС;

- оцінювання можливих втрат пропускної здатності і продуктивності через відмови устаткування;

- оцінювання надійності (імовірність) забезпечення попиту;

- вибору раціонального способу резервування з метою забезпечення необхідної надійності;

- визначення основних вимог до системи технічного обслуговування та ремонту;

- обґрунтувати вимоги до надійності подачі і якості підготовки газу, що подається в газопровід.

Як основний показник надійності газопроводу природно вибрати його пропускну здатність [1], тобто максимальну кількість газу, що може бути транспортована газопроводом за добу під час сталого режиму з дотриманням вимог по складу, якості підготовки й тиску газу в точках надходження та відбору за умови гарантованої подачі газу в необхідному обсязі в початкову точку газопроводу.

Пропускна здатність – інтегральна характеристика виробничої потужності газотранспортного підприємства. Вона є визначальним параметром під час вибору устаткування і технологічної схеми газопроводу. Від проектної (номінальної) пропускної здатності залежить рівень капіталовкладень, експлуатаційних і наведених витрат на спорудження та експлуатацію майбутнього газопроводу, а також основні статті потреби в матеріально-технічних ресурсах (кількість труб і агрегатів) і обсяг будівельно-монтажних робіт.

Пропускна здатність характеризує стан газопроводу в даний момент часу незалежно від стану інших елементів системи газопостачання. Продуктивність, тобто кількість газу, що реально передається або заплановано передати газопроводом, є характеристикою використання виробничих потужностей. Вона залежить не тільки від стану газопроводу, але і від коливань попиту, кількості газу в трубопроводах, якості керування та від стану інших елементів системи газопостачання. Для проєктованого газопроводу запланованої продуктивності обчислюють питомі показники ефективності: собівартість, фондівіддачу, питомі наведені витрати.

При проєктуванні трубопроводу пропускну здатність зазвичай вважають постійною. Фактично вона змінюється, але за час під впливом різноманітних факторів. Проєктна пропускна здатність – це пропускна здатність ідеального, тобто абсолютно надійного газопроводу, що працює в умовах, які не змінюються. Завдання розрахунку надійності полягає в дослідженні зміни реальної пропускну здатності залежно від частоти, глибини та тривалості відмов устаткування.

Введемо основні визначення, пов'язані з дослідженням надійності. Газопровід розглядаємо як систему послідовно з'єднаних ланок (об'єктів) – компресорних станцій і лінійних ділянок. Ланка є системою певним чином взаємодіючих елементів. Елемент – умовна частина ланки (одиниця устаткування, пристрій, сукупність пристроїв), розглянута як неподільне ціле. Наприклад, лінійна ділянка являє собою ланку газопроводу, елементами якого можуть служити однопоточкові трубопроводи між сусідніми кранами, перемичками, запірні арматури, системи автоматики й телемеханіки.

Елементами КС можна вважати газоперекачувальні агрегати, апарати охолодження газу, трубопроводи-обв'язки, системи забезпечення нормального режиму роботи ГПА, блоки енергопостачання. При розрахунку надійності газопроводу компресорну станцію завжди варто розглядати як керовану ланку. У число керувань входять вибір схеми включення агрегатів, дроселювання, перепуск газу з виходу на вхід, вибір числа оборотів нагнітачів (для ГПА з газотурбінним приводом) та ін.

Що вважати елементом, залежить від цілей дослідження й стадії розробки. У передпроєктних і планових розрахунках елементами ділянок вважають секції трубопроводів між двома перемичками, а елементами КС – газоперекачувальні агрегати. Більше складні моделі вимагають додаткової інформації і є інструментом спеціальних досліджень надійності.

Елемент вважається справним, якщо: а) він може бути використаний у технологічному процесі; б) його параметри перебувають у встановлених нормах меж. Якщо останнє не виконується, то говорять про стан часткової відмови. Якщо не виконується пункт «а», то елемент вважається що відмовив. У передпроєктних і проєктних розрахунках часткові відмови елементів не враховуються.

Працездатний елемент перебуває або під навантаженням, або в резерві. Елемент, що відмовив, надходить у систему обслуговування. Відключення елемента для аварійного або профілактичного ремонту зменшує надійність газопроводу в тому розумінні, що або приводить безпосередньо до зниження пропускну здатності, або збільшує ймовірність її зниження.

Станом ланки називається комбінація станів його елементів. Стан  $i$ -го ланки можна описати такими способами: 1) за допомогою цілочисельного параметра  $x_i$  номер, що вказує, даного стану в безлічі можливих; 2) за допомогою вектора,  $j$ -а компонента якого визначає стан  $j$ -го елемента (якщо безліч можливих станів незліченне). Нижче використається тільки перший спосіб.

Станом газопроводу з  $N$  ланками називається вектор  $x = (x_1, x_2, \dots, x_N)$ , де  $x_i$  — параметр стану  $i$ -го ланки. Кожному стану  $x$  газопроводу відповідає значення пропускну здатності  $q(x)$ . Ця залежність має складний характер.

Газопровід є керованою технічною системою з нерівномірно розподіленою резервною потужністю, тобто надлишковою пропускну здатністю лінійних ділянок і запасом регулювання режиму на КС. На відміну від таких об'єктів, як системи радіоелектроніки», для яких розроблені розвинені моделі надійності [3] і в які відмова нерезервованого елемента викликає відмову системи, відмова елемента газопроводу приводить лише до зміни гідравлічного режиму й, можливо, до деякого зниження пропускну здатності.

Складний вид резервування газопроводу не укладається в класичні схеми, і тому пряме перенесення цих моделей і показників надійності на системи газопостачання є не виправданим.

Процес зміни станів елементів, ланок і газопроводу має випадковий характер. Можливі два підходи до його вивчення. По-перше, до функціонування газотранспортної системи можна застосувати модель випадкового векторного процесу, компоненти якого – випадкові функції, що описують зміну стану ланок у часі. У теорії ймовірностей розглядаються різноманітні моделі випадкових процесів, які можуть бути застосовані до широкого класу явищ, але в кожній з них потрібно прийняти певні допущення. Природно, що чим більше твердим є допущення, тим легше одержати кінцевий результат.

Для практичних розрахунків надійності в рамках цього підходу щоб уникнути математичних ускладнень доводиться прибігати до моделі процесу, тобто такого стаціонарного випадкового процесу, про статистичні властивості якого можна судити по одній реалізації кінцевої тривалості, тобто за спостереженням за дійсним поведінням на деякому відрізку часу. Гіпотезу ергодичності важко перевірити формальними методами, і для її використання повинні існувати які-небудь здорові інтуїтивні підстави.

Цей підхід сполучений зі значними труднощами при його практичному використанні. Головна з них полягає в тому, що доводиться розглядати реалізації випадкових процесів дуже великої тривалості, щоб правильно оцінити вплив аварійних ситуацій, що мають малу ймовірність появи. Зневажити такими ситуаціями звичайно не можна, тому що їхнє число велике й ймовірність виникнення однієї з них може досягати помітної величини.

При другому підході ігнорується залежність стану газопроводу від реального часу й розглядається поведінка системи на нескінченно вилученому інтервалі часу тривалості  $T$ , причому вивчаються тільки усереднені характеристики процесу. Пропускна здатність газопроводу стає випадковою величиною — функцією випадкового вектора стану газопроводу. Ймовірність стану елемента, ланки й газопроводу можна інтерпретувати як сумарну частку часу, протягом якого об'єкт перебуває в даному стані. Наприклад, якщо  $P_0$  — ймовірність роботи газопроводу за проектною схемою (коефіцієнт готовності газопроводу), то  $P_0 \cdot T$  — середній час перебування газопроводу в справному стані за період  $T$ , тобто в стані зі справними робочими елементами. Ця ймовірність не зв'язується ні з початковим станом об'єкта, ні з передісторією процесу.

Другий підхід технічно й методично простіше. На ньому ми й зосередимо основну увагу. Обидва підходи дають однакові результати, якщо припустити, що процеси зміни станів елементів є незалежними, а дослідника цікавлять лише усереднені характеристики надійності за деякий інтервал часу у віддаленому майбутньому. У завданнях проектування й планування це природні допущення.

Для опису пропускної здатності як випадкової величини досить знайти її функцію розподілу або ряд розподілу. Значення функції розподілу  $F(x)$  при будь-якому фіксованому  $x$  дорівнює ймовірності того, що пропускна здатність  $q(x)$  менше  $x$ . Ряд розподілу пропускної здатності являє собою таблицю, у якій кожному можливому значенню  $q_k$  відповідає ймовірність  $P_k = P\{q(x) = q_k\}, k = 0, 1, \dots, n$ .

Введемо ще так звану функцію надійності,  $R(x) = 1 - F(x)$ , що вказує для кожного  $x$  ймовірність того, що  $q(x) \geq x$ . Функції  $F(x)$  і  $R(x)$  невід'язні, монотонні й визначені при будь-яких значеннях  $x$ , причому при  $x \leq 0$   $F(x) = 0$ ,  $R(x) = 1$ , при  $x > q_0$   $F(x) = 1$ ,  $R(x) = 0$ , де  $q_0$  — номінальна пропускна здатність газопроводу.

Пропускна здатність є дискретною випадковою величиною, оскільки стану ланок являють собою цілочисельні випадкові величини. Однак число можливих станів газопроводу звичайно так велике, що нереально намагатися визначити всі значення пропускної здатності й ймовірності, що відповідають їм. Тому іноді дискретний розподіл заміняють безперервним. У цих випадках формули, засновані на використанні функції розподілу або функції надійності, залишаються справедливими, а рядами розподілів користуватися не можна.

Використання безперервних розподілів має ще й ту вигоду, що, наблизивши отриманий розподіл яким-небудь добре вивченим, можна досліджувати його властивості аналітично. Реальний шлях зменшення трудомісткості розрахунків полягає в тому, щоб обчислювати не сам розподіл пропускної здатності, а параметри його відомого закону, що наближає, розподілу.

Серед показників надійності газопроводу найбільш важливими є середня пропускна здатність, що виражає математичним очікуванням випадкової величини  $q$ :

$$M[q] = \int_0^q x dF(x) \text{ або } M[q] = \sum_{k=0}^n P_k q_k, \quad (1)$$

і коефіцієнт надійності  $K_n$ , дорівнює відношенню  $M[q]/q_0$ . Величина  $M[q]$  вказує середню добову продуктивність газопроводу за умови повного завантаження, а  $q_0$  —  $M[q]$  дорівнює середній втраті пропускної здатності газопроводу через відмови встаткування. Добуток  $TM[q]$  є максимум продуктивності  $Q$  газопроводу за період  $T$ , тобто  $Q \leq TM[q]$ . Ця величина збігається із продуктивністю, якщо газопровід працює з максимальним завантаженням і умови його роботи в період  $T$  не змінюються. У практиці проектування часто вважають, що ці припущення виконуються.

Облік надійності вносить істотні корективи в спосіб оцінки співвідношення між номінальною пропускною здатністю й продуктивністю. Дотепер і втрати пропускної здатності через відмови, і зниження продуктивності через сезонні коливання попиту враховувалися за допомогою коефіцієнта нерівномірності, значення якого визначалося експертним шляхом. Тепер відношення продуктивності до номінальної пропускної здатності виражається добутком двох коефіцієнтів — надійності й нерівномірності  $K_{нер}$ . Останній вказує ступінь використання реальної пропускної здатності й тому повинен обчислюватися по формулі

$$K_{нер} = \frac{Q}{(TM[q])} = \frac{Q}{(TK_H q_0)}. \quad (2)$$

Якщо середня пропускна здатність дорівнює запланованій продуктивності, то це ще не гарантує надійного газопостачання. Якість постачання споживачів залежить не тільки від середньої подачі за період, але й від рівномірності подачі, відсутності різких коливань продуктивності. Важливо оцінити ризик (ймовірність) невиконання планових завдань по поставках газу й очікуваний дефіцит. Для цього використовується функція розподілу пропускної здатності газопроводу. Якщо, наприклад, запланувати продуктивність газопроводу за період  $T$  у обсязі  $Q$ , то ймовірність невиконання такого плану дорівнює  $F(Q/T)$ , а середній дефіцит складе

$$\int_{-\infty}^{Q/T} (Q - Tx) dF(x). \quad (3)$$

Для оцінки надійності газопостачання споживача корисно задати мінімально припус-

тиму величину добової подачі газу  $q_{\min}$ , а мірою надійності газопостачання вважати ймовірність  $p$  виконання нерівності  $q \geq q_{\min}$ , тобто  $p = R(q_{\min})$ . Якщо, навпаки, фіксувати величину  $p$ , то обігом функції  $R(x)$  можна знайти пропускну здатність  $q_{\min}$ , що газопровід гарантує з імовірністю  $p$ . Значення  $p$  можна інтерпретувати як норму надійності газопостачання споживачів і задавати для кожного споживача директивним шляхом. Тим самим буде визначений розрахунковий рівень реальної пропускну здатності газопроводу.

Фактичний попит, як правило, не дорівнює запланованому. Він залежить від багатьох факторів, у тому числі від погодних умов, і, отже, не може вважатися постійним.

Нехай  $E(y) = P\{q < v\}$  — функція розподілу попиту. Тоді надійність його забезпечення, тобто ймовірність події  $q \geq \bar{q}$ , дорівнює

$$\int_0^{q_0} E(y) dF(y) = H. \quad (4)$$

За допомогою показника  $H$  можна глобально оцінити надійність газопостачання тих споживачів, для яких споживання характеризується нерівномірністю зміни в часі. Опис закономірності зміни попиту дає кумулятивна функція розподілу  $y = f(t)$ . Вона являє собою згладжений ряд упорядкованих по убуту значень попиту. Зворотна до неї функція  $t = f^{-1}(y)$  вказує інтервал часу, у якому попит  $\bar{q}$  перевищує значення  $v$ . Якщо відношення  $t/T$  трактувати як імовірність події  $\bar{q} \geq y$ , то функція розподілу попиту обчислюється по формулі

$$E(y) = 1 - \frac{1}{T} f^{-1}(y). \quad (5)$$

Таким чином, загальне завдання оцінки надійності газопроводу можна сформулювати як завдання побудови закону розподілу пропускну здатності. Показники надійності, які пропонуються в роботах [1, 4], легко обчислюються на підставі цих функцій.

Якщо протягом розглянутого періоду характеристики надійності елементів або умови функціонування не можна вважати незмінними, то період  $T$  розбивають на  $l$  періодів  $B$  ( $l = 1, 2, \dots, l$ ), у яких, характеристики встаткування, умови експлуатації й режим обслуговування вважаються постійними. У цьому випадку відповідної функції для періоду  $T$  відшукують як середні зважені по періодах  $t$ .

**Висновок.** Із проведеного аналізу випливає, що під час моделюванні режимів роботи магістральних газопроводів неприпустимо зневажати гідравлічними втратами на тертя в рівнянні руху при будь-яких режимах. Нехтування членом, що враховує гравітаційні втрати, призведе до деякої похибки, яка залежить від профілю траси газопроводу та буде близькою до постійної в різних варіантах розрахунків. Нехтування інерційними втратами припустиме лише після попередньої оцінки режиму, що моделюється. При цьому зауважимо, що для квазістаціонарного турбулентного режиму величина інерційних втрат мізерна, а з розвитком нестационарності швидко зростає. Тому виникає необхідність певним чином оцінити ступінь нестационарності потоку з метою прогнозування величини інерційних втрат.

### Література

- 1 Грудз В.Я. Обслуживание газотранспортных систем: учебное пособие / В.Я. Грудз, Д.Ф. Тымкив, Е.И. Яковлев. — К.: УМК ВО, 1991. — 160 с.
- 2 Крижанівський Є.І. Визначення залишкового ресурсу роботи кільцевих зварних з'єднань газопроводів / Є.І.Крижанівський, О.С.Тараєвський // Науковий вісник Івано-Франківського національного університету нафти і газу. — 2005. — №1(10). — С.42-46.
- 3 Крижанівський Є.І. Вплив нерівномірності газоспоживання на напружений стан трубопроводу / Є.І.Крижанівський, О.С. Тараєвський // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. — 2004. — №3(12). — С.31-34.
- 4 Галиуллин З.Т.Интенсификация магистрального транспорта газа / З.Т. Галиуллин, Е.В. Леонтьев. — М.: Недра, 1991. — 272 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
14.07.10  
Рекомендована до друку професором  
Грудзом В.Я.

## УДОСКОНАЛЕННЯ ВІДОМОГО МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ ВЕРТИКАЛЬНОЇ СИЛИ ТИСКУ НА КОНСОЛЬ БАЛКОВОГО ПЕРЕХОДУ

Л.М. Гайдаш

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 30436,  
e-mail: tznng@nuing.edu.ua

*Викладено удосконалення відомого методу розрахунку вертикальної сили тиску на кінець консолі балкового переходу компенсатором з коліном, зігнутим на кут  $\varphi < 90^\circ$ .*

Ключові слова: трубопровід, балковий перехід, компенсатор, перехідна ланка, вертикальна сила тиску компенсатора.

*Изложено усовершенствование известного метода расчета вертикальной силы давления на конец консоли балочного перехода компенсатором с коленом, изогнутым на угол  $\varphi < 90^\circ$ .*

Ключевые слова: трубопровод, балочный переход, компенсатор, переходной участок, вертикальная сила давления компенсатора.

*Improving the well-known method of calculating the vertical force of pressure on the end of concole transition girder with a knee, arcuated on angle  $\varphi < 90^\circ$ , is expounded.*

Keywords: pipeline, beam transition, compensate, intermedium, vertical force of pressure of compensate.

**Постановка проблеми.** В місцях перетину природних і штучних перешкод магістральними газопроводами із труб великого діаметра часто застосовують надземні балкові переходи. Для компенсації їх поздовжньої деформації, викликані температурним впливом і внутрішнім тиском, використовують компенсатори з одним коліном, зігнутим на кут  $\varphi < 90^\circ$ . Внаслідок тривалого часу експлуатації трубопровідних систем під впливом зовнішнього середовища в місцях спирання трубопроводу балкового переходу на ложемент опори на стінці труби розвиваються корозійні процеси, що зумовлюють передчасну втрату експлуатаційної придатності. Відновити стінку труби можливо одним із способів: безпосередньо поновити товщину стінки або підсилити її додатковими елементами. Такі види роботи вимагають підймання балкового переходу на опорах. Підймання на опори, що прилягає до компенсатора, є більш відповідальним порівняно з підйманнями на інших опорах переходу, оскільки викликає підйом вузла з'єднання консолі з компенсатором (коліна) і збільшення вертикальної сили тиску на консоль. Відомий метод [1,2] дає змогу визначити вертикальну силу тиску на кінець консолі балкового переходу від дії компенсатора з коліном, зігнутим на кут  $90^\circ$ , що є актуальною проблемою.

**Постановка задачі.** Удосконалення відомого методу розрахунку вертикальної сили тиску на кінець консолі балкового переходу компенсатором з коліном, зігнутим на кут  $\varphi < 90^\circ$ .

**Висвітлення основного матеріалу.** Для розв'язання поставленої задачі використана умова, що компенсатори з колінами, зігнутими

на кут  $\varphi < 90^\circ$  і на кут  $\varphi = 90^\circ$ , розташовані на похилій до горизонту грані двогранного кута, утвореного півплощинами  $N$  і  $M$  [3], та схема (рис.1). Схема виконана у прямокутній системі координат з осями  $x, y, z$  з центром у точці  $o$ , розміщеним на кінці консолі. Перехідна ланка  $od$  з коліном, зігнутим на кут  $\varphi < 90^\circ$ , нахилена до горизонту під плоским кутом  $\alpha_\varphi$ , утвореним півпрямими  $of$  і  $cf$ , не перпендикулярними до ребра  $af$  двогранного кута, з'єднує балковий перехід з підземним трубопроводом і з віссю  $x$  утворює кут  $\varphi$ . Уявна перехідна ланка  $ob$  з коліном, зігнутим на  $90^\circ$ , зображена штриховою лінією, що збігається з віссю  $ow$ , і нахилена до горизонту під плоским кутом  $\alpha$  двогранного кута, утвореного півпрямими  $oa$  і  $ca$ , перпендикулярними до ребра  $af$  двогранного кута.

Надземні частини  $oa$  з коліном, зігнутим на кут  $90^\circ$ , і  $of$  з коліном, зігнутим на кут  $\varphi < 90^\circ$ , відповідно перехідних ланок  $ob$  і  $od$  є температурними компенсаторами. Плоский кут  $\alpha_\varphi$  функціонально залежний від плоского кута  $\alpha$  двогранного кута, який змінювався під час дослідження в діапазоні від  $0^\circ$  до  $90^\circ$ . Глибина траншеї  $h_{tr} = 2.42$  м обумовлена діаметром трубопроводу 1,42 м та його заглибленням на 1 м згідно з нормами [1]. Довжина компенсатора  $oa$  з коліном, зігнутим на кут  $90^\circ$ , отримана із розрахунку на температурний вплив згідно норм [1] і дорівнює 30 м. Величина  $h_o$  дорівнює різниці позначок низу труби торця консолі і місця, що прилягає до виходу перехідної ланки на поверхню землі. Точки виходу перехідних ланок  $od$  і  $ob$  на поверхню землі лежать на ребрі  $af$  двогранного кута. Ребро  $af$  паралельне осі  $ox$ . Відрізки  $oa$ ,  $of$  і ребро  $af$  утворюють

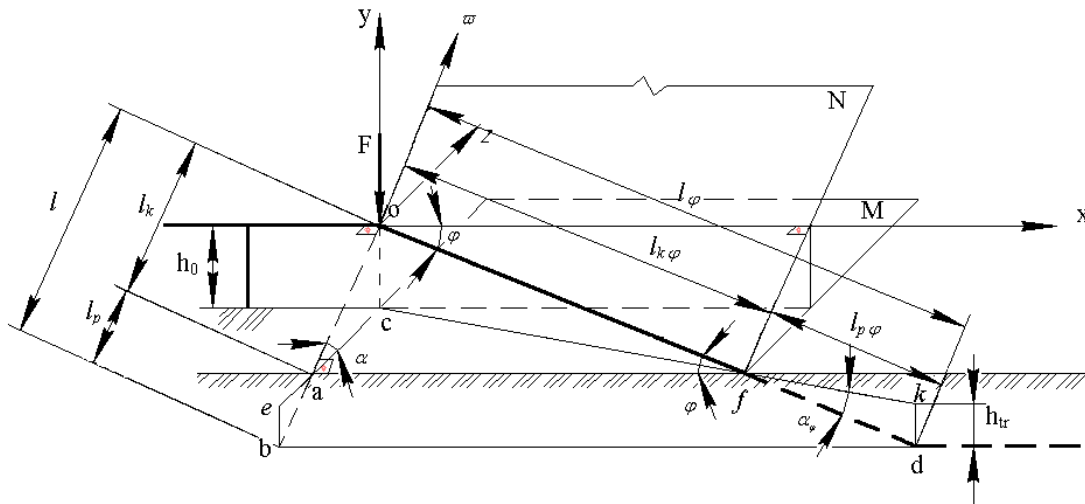


Рисунок 1 – Схема консолі з двома компенсаторами

прямокутний трикутник з прямим кутом  $oaf$ . Довжина  $oa$  дорівнює довжині компенсатора  $l_k$  з коліном, зігнутим на  $90^\circ$ . Надземна частина  $l_{k\varphi}$  перехідної ланки  $od$  дорівнює довжині компенсатора з коліном, зігнутим на кут  $\varphi$ . Кут  $ofa$  дорівнює куту  $\varphi$ , величина якого, виходячи із практики проектування балкових переходів, відповідає одному із значень  $30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$  або  $90^\circ$ . Отриманий прямокутний трикутник  $oaf$  дає змогу установити довжину компенсатора з коліном, зігнутим на кут  $\varphi$  залежно від довжини компенсатора з коліном, зігнутим на кут  $90^\circ$ , яка взята за базову довжину, оскільки метод її розрахунку відомий [1, 2].

Гіпотенуза  $of$ , що дорівнює довжині компенсатора  $l_{k\varphi}$  з коліном, зігнутим на кут  $\varphi$ , визначається із прямокутного трикутника  $oaf$

$$l_{k\varphi} = \frac{l_k}{\sin \varphi} \quad (1)$$

За тригонометричною залежністю (1) можна визначити довжини компенсаторів  $l_{k\varphi}$  з колінами, зігнутими на кут  $\varphi$ , залежно від базової довжини компенсатора з коліном, зігнутим на кут  $90^\circ$ .

Перехідна ланка  $od$  довжиною  $l_\varphi$  нахилена до горизонту під плоским кутом  $\alpha_\varphi$  і складається з надземної частини  $l_{k\varphi}$  і підземної  $l_{p\varphi}$ . Довжина надземної частини  $of$  довжиною  $l_{k\varphi}$ , що виконує роль компенсатора, визначається за формулою (1). Довжина підземної частини  $l_{p\varphi}$  визначається із прямокутного трикутника  $fkd$ :

$$l_{p\varphi} = \frac{h_{tr}}{\sin \alpha_\varphi} \quad (2)$$

Функція плоского кута  $\sin \alpha_\varphi$  визначається за відомим катетом  $h_0$  і гіпотенузою  $l_{k\varphi}$  із прямокутного трикутника  $ocf$

$$\frac{h_0}{l_{k\varphi}} = \sin \alpha_\varphi \quad (3)$$

Функцію плоского кута  $\sin \alpha_\varphi$  можна визначити за формулою (4) [4], коли відомий плоский кут  $\alpha$  двогранного кута, що відповідає куту нахилу до горизонту компенсатора з коліном, зігнутим на  $90^\circ$ :

$$\sin \alpha_\varphi = \frac{l_k}{l_{k\varphi}} \sin \alpha \quad (4)$$

Після закінчення монтажних робіт і за відсутності засипки і насипу перехідна ланка одним коліном спирається на кінець консолі балкового переходу, а іншим – на ґрунт дна траншеї. Технічний стан перехідної ланки як температурного компенсатора характеризується частковим відхиленням від проектних вимог і чинних норм до компенсаторів з одним коліном, але без порушень у даних конкретних умовах вимог експлуатації, і не заважає нормальному функціонуванню системи.

Згідно з відомим методом розрахунку [2] вертикальна сила тиску на кінець консолі балкового переходу компенсатором з коліном, зігнутим на  $90^\circ$ , дорівнює вазі половини його довжини. Отже, вертикальна сила тиску на кінець консолі балкового переходу від перехідної ланки з коліном, зігнутим на кут  $\varphi < 90^\circ$ , також дорівнюватиме вазі половини її довжини

$$F_{l_\varphi} = \frac{q_l l_\varphi}{2} \quad (5)$$

Для зручності використання формули (5) довжину перехідної ланки  $l_\varphi$  замінили сумою довжин компенсатора та підземної частини  $(l_{k\varphi} + l_{p\varphi})$  і представили її у двох варіантах. У першому варіанті за дужки винесли  $l_{k\varphi}$  (6), а в другому -  $l_{p\varphi}$  (7):

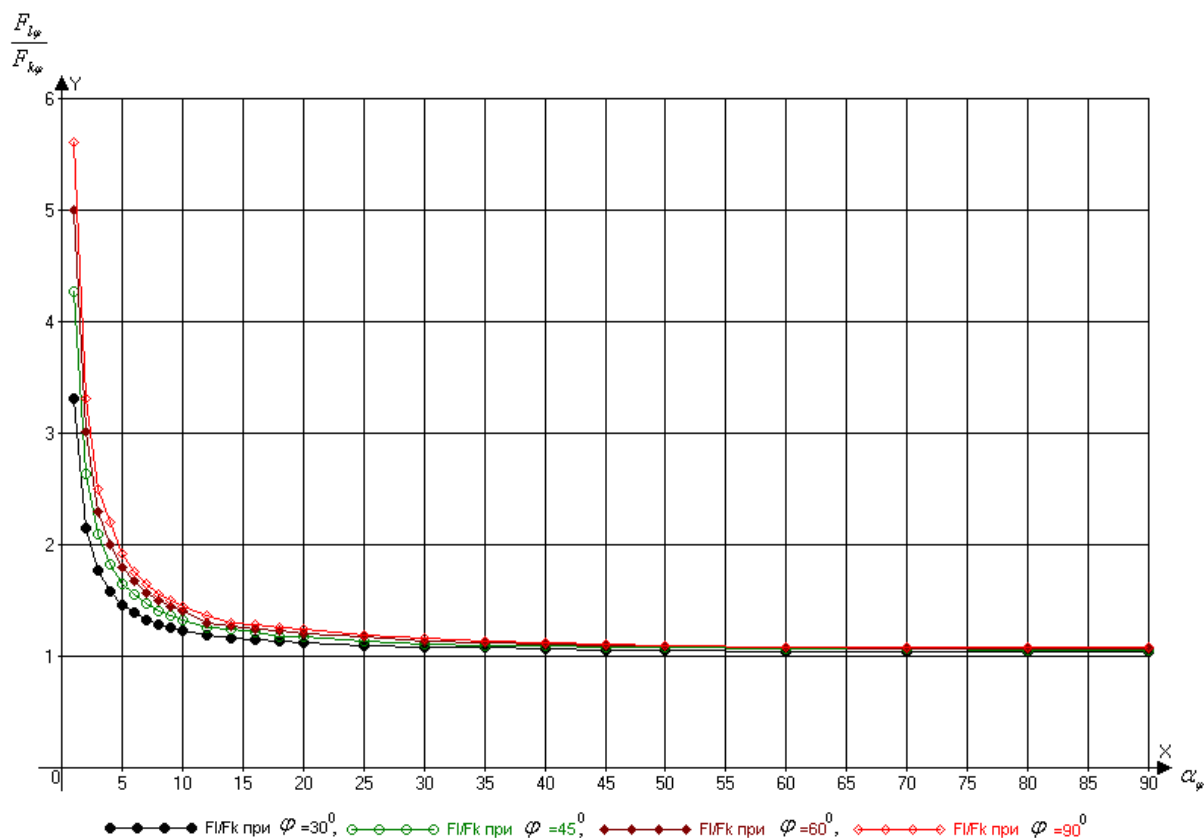


Рисунок 2 – Залежність співвідношення  $F_{l\varphi} / F_{k\varphi}$  від плоского кута  $\alpha_\varphi$

$$F_{li} = \frac{q_t \left(1 + \frac{l_{p\varphi}}{l_{k\varphi}}\right) l_{k\varphi}}{2}, \quad (6)$$

$$F_{li} = \frac{q_t \left(1 + \frac{l_{k\varphi}}{l_{p\varphi}}\right) l_{p\varphi}}{2}. \quad (7)$$

Вертикальна сила тиску на кінець консолі компенсатором довжиною  $l_{k\varphi}$  з коліном, зігнутих на кут  $\varphi$ , буде дорівнювати вазі половини його довжини

$$F_{k\varphi} = \frac{q_t l_{k\varphi}}{2}. \quad (8)$$

Поділивши формулу (6) на (8) і виконавши математичні спрощення отримали співвідношення вертикальної сили тиску на консоль від перехідної ланки до вертикальної сили тиску компенсатора

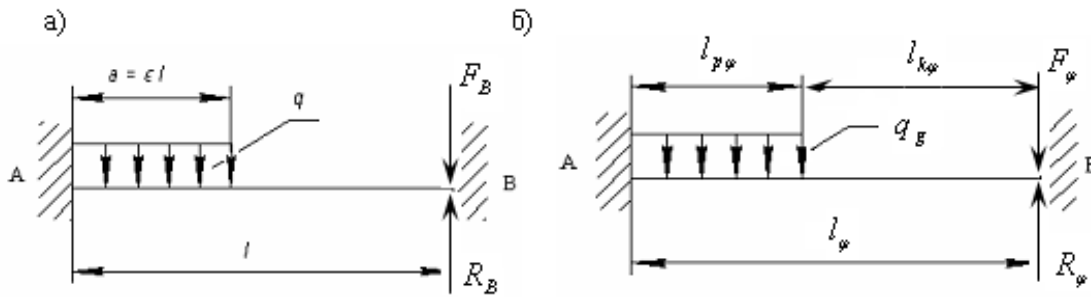
$$\frac{F_{l\varphi}}{F_{k\varphi}} = 1 + \frac{l_{p\varphi}}{l_{k\varphi}}. \quad (9)$$

Графіки (рис. 2) свідчать, що вертикальна сила тиску перехідної ланки з коліном, зігнутими на кут  $\varphi$ , більша вертикальної сили тиску компенсатора з таким же коліном впродовж усього діапазону зміни плоского кута  $\alpha_\varphi$ . Зі зростанням плоского кута  $\alpha_\varphi$  співвідношення

$F_{l\varphi} / F_{k\varphi}$  зменшується, але не досягає одиниці навіть за кута  $\alpha_\varphi = 90^\circ$ . Це обумовлено тим, що довжина перехідної ланки за плоского кута  $\alpha_\varphi = 90^\circ$  довша її надземної частини (компенсатора) на величину глибини траншеї.

Для малих значень величин плоских кутів  $\alpha_\varphi$  співвідношення  $F_{l\varphi} / F_{k\varphi}$  дорівнює різним числовим значенням (рис. 2). Наприклад, при  $\varphi = 90^\circ$ ,  $\alpha_\varphi = 1^\circ$ ,  $F_{l\varphi} / F_{k\varphi} = 5,61$ ; при  $\varphi = 45^\circ$ ,  $\alpha_\varphi = 1^\circ$ ,  $F_{l\varphi} / F_{k\varphi} = 4,27$  і т. п.). Це пояснюється тим, що довжина надземної частини перехідної ланки  $l_{k\varphi}$  залежить від кута згину коліна. За формулою (1), чим менший кут згину коліна, тим довша надземна частина  $l_{k\varphi}$  і навпаки, чим більший кут згину коліна, тим коротша надземна частина, що підтверджує розташування графіків на рис.2. Із формули (1) випливає, що коли кут  $\varphi = 90^\circ$  надземна частина перехідної ланки  $l_{k\varphi}$  дорівнює довжині компенсатора  $l_k$  з коліном  $90^\circ$ .

Вертикальна сила тиску на консоль балкового переходу від перехідної ланки  $F_{l\varphi}$ , коли кут нахилу до горизонту  $\alpha_\varphi = 90^\circ$  більша на вагу половини глибини траншеї  $h_{tr}$ , від сили тиску компенсатора  $F_{k\varphi}$ , що обумовлює вели-



а – балка [6]; б – перехідна ланка у вертикальній площині

**Рисунок 3 – Розрахункові схеми**

чину співвідношень  $F_{l\varphi}/F_{k\varphi}$  1,04; 1,057; 1,0 7 і 1,08 відповідно кутам згину колін  $\varphi = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$  і  $90^\circ$ . Це ще раз свідчить про те, що вертикальна сила тиску перехідної ланки більша за вертикальну силу тиску компенсатора.

Після закінчення монтажних робіт перехідна ланка під власною вагою прогинається у вертикальній площині. Значення прогину залежить від розрахункової схеми перехідної ланки. Якщо знехтувати гнучкістю коліна із площини згину, то найбільш правдоподібно відтворює величину прогину перехідної ланки у вертикальній площині розрахункова схема балки із жорстко закріпленими кінцями на опорах.

Зворотне засипання траншеї, як правило, виконується механізованим способом, приблизно на всю глибину траншеї, з одного проходу машини. Застосування трамбувальних плит для ущільнення засипки неможливе, оскільки це може призвести до пошкодження трубопроводу. У такому випадку відбувається природне ущільнення засипки під дією власної ваги. Природне осідання засипки складає: для дрібних пісків і супіску 5-6%, для суглинків - 6-8% і для глин -10% від висоти засипки і насипу [5].

У процесі засипання траншеї об'єм пазух і проміжок між дном траншеї і трубопроводом заповнюється поступово сипкою засипкою, яка за рахунок приросту прогину перехідної ланки легко ущільнюється і обумовлює величину осідання. Ущільнена сипка засипка створює опір прогину перехідної ланки значно менший, ніж опір ґрунту дна траншеї з не порушеною структурою. Можна припустити, що ущільнена сипка засипка траншеї не створить належного опору, який зміг би вплинути на результат розрахунку вертикальної сили тиску на кінець консолі балкового переходу.

Технічний стан надземної частини після засипання траншеї і створення насипу на підземній частині перехідної ланки відповідає проектним вимогам і чинним нормам до компенсатора з одним коліном.

Для визначення вертикальної сили тиску на кінець консолі балкового переходу, від дії ваги насипу на підземній частині перехідної ланки, використали відоме рівняння для балки [6], розрахункова схема якої зображена на рис. 4,а.

Балка опирається на опору В кінцем відрізка, вільного від навантаження  $q$ , так як і пере-

хідна ланка спирається на консоль балкового переходу кінцем надземної частини, що є температурним компенсатором. Розрахункові схеми балки (рис. 4,а) і перехідної ланки (рис. 4,б) у вертикальній площині є аналогічними.

Реакція опори  $R_B$ , яку визначаємо для балки з рівняння (10), дорівнює вертикальній силі тиску  $F_B$  балки на опору, тобто

$$F_B = R_B = \frac{qa^2}{2l} - ql(k_1 - k_2). \quad (10)$$

Для визначення вертикальної сили тиску на кінець консолі балкового переходу перехідною ланкою провели заміну вихідних даних і у формулі (10) (рис. 3,б). Так, вертикальну силу тиску на опору  $F_B$  прирівняли до сили тиску на кінець консолі  $F_{g\varphi}$ . Ділянку балки  $a$  з рівномірно розподіленим навантаженням  $q$  замінили довжиною підземної частини перехідної ланки  $l_{p\varphi}$  з навантаженням  $q_g$ , що створює шар насипу, рівний заглибленню трубопроводу за нормативними вимогами [1] та за методом, рекомендованим у [5, 7, 8]. Прогін балки  $l$  прирівняли довжині перехідної ланки  $l_\varphi$ , яку замінили сумою довжин компенсатора і підземної її частини  $(l_{k\varphi} + l_{p\varphi})$ . У результаті отримали формулу :

$$F_g = \frac{q_g l_{p\varphi}^2}{2(l_{k\varphi} + l_{p\varphi})} - q_g (l_{k\varphi} + l_{p\varphi})(k_{1\varphi} - k_{2\varphi}), \quad (11)$$

де  $k_{1\varphi}, k_{2\varphi}$  – коефіцієнти, обчислені за формулами, взятими із [6].

$$k_{1\varphi} = \varepsilon_\varphi^2 \frac{3 - 4\varepsilon_\varphi + 1,5\varepsilon_\varphi^2}{6}; \quad (12)$$

$$k_{2\varphi} = \varepsilon_\varphi^2 \frac{\varepsilon_\varphi - 0,75\varepsilon_\varphi^2}{3}, \quad (13)$$

де:

$$\begin{aligned} \varepsilon_\varphi &= \frac{l_{p\varphi}}{l_\varphi} = \frac{l_{p\varphi}}{l_{p\varphi} + l_{k\varphi}} = \\ &= \frac{l_{p\varphi}}{(1 + \frac{l_{k\varphi}}{l_{p\varphi}})l_{p\varphi}} = \frac{1}{1 + \frac{l_{k\varphi}}{l_{p\varphi}}} = \frac{1}{\beta_\varphi}. \end{aligned} \quad (14)$$

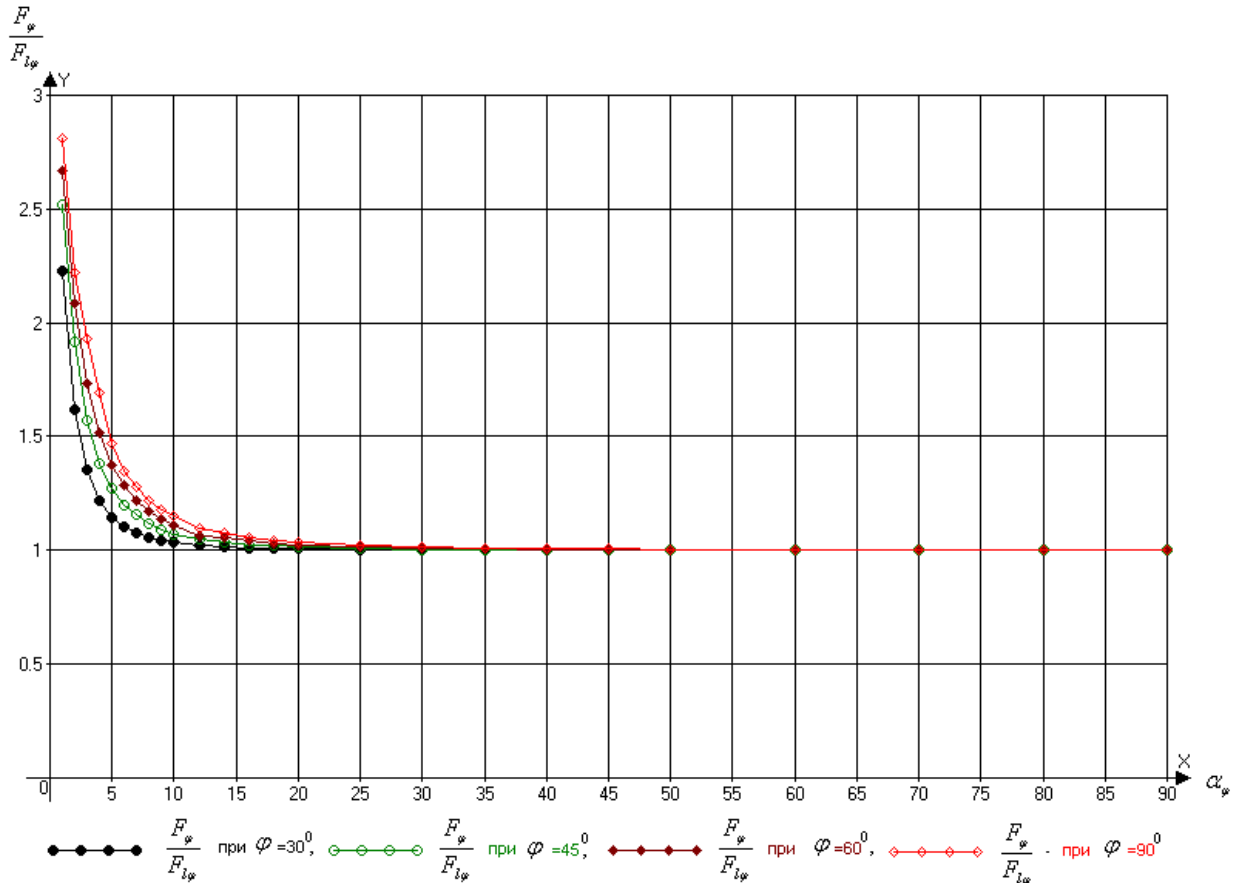


Рисунок 4 – Залежність співвідношення  $F_\varphi / F_{l\varphi}$  від плоского кута  $\alpha_\varphi$

У формули (12) і (13) підставили (14) і після спрощень отримали

$$k_{1\varphi} = \frac{1}{2\beta_\varphi^2} - \frac{2}{3\beta_\varphi^3} + \frac{0,25}{\beta_\varphi^4}, \quad (15)$$

$$k_{2\varphi} = \frac{1}{3\beta_\varphi^3} - \frac{0,25}{\beta_\varphi^4}. \quad (16)$$

Різниця коефіцієнтів

$$k_{1\varphi} - k_{2\varphi} = \frac{1}{2\beta_\varphi^2} - \frac{1}{\beta_\varphi^3} + \frac{1}{2\beta_\varphi^4}. \quad (17)$$

Підставивши (14) і (17) у формулу (11), одержали формулу (18) для визначення вертикальної сили тиску на кінець консолі балкового переходу від ваги насипу на підземній частині перехідної ланки

$$F_{g\varphi} = \left( \frac{1}{\beta_\varphi^2} - \frac{1}{2\beta_\varphi^3} \right) q_g l_{p\varphi}, \quad (18)$$

де:  $F_{g\varphi}$  – сила тиску на кінець консолі від ваги насипу;

$q_g$  – розподілене навантаження від ваги насипу.

Сумарна вертикальна сила тиску на кінець консолі балкового переходу дорівнює сумі сил тиску, визначених за формулами (7) і (18):

$$F_\varphi = F_{l\varphi} + F_{g\varphi} =$$

$$q_t \left( 1 + \frac{l_{k\varphi}}{l_{p\varphi}} \right) l_{p\varphi} = \frac{q_t \left( 1 + \frac{l_{k\varphi}}{l_{p\varphi}} \right) l_{p\varphi}}{2} + \left( \frac{1}{\beta_\varphi^2} - \frac{1}{2\beta_\varphi^3} \right) q_g l_{p\varphi}. \quad (19)$$

Поділивши формулу (19) на (7), отримали співвідношення сил  $F_\varphi / F_{l\varphi}$ :

$$\frac{F_\varphi}{F_{l\varphi}} = 1 + \left( \frac{2}{\beta_\varphi^3} - \frac{1}{\beta_\varphi^4} \right) \frac{q_g}{q_t}. \quad (20)$$

На рис. 4 зображено ряд графіків, кожен з яких показує залежність сумарної вертикальної сили тиску на консоль балкового переходу від плоского кута  $\alpha_\varphi$  та кута згину коліна  $\varphi$ . Аналіз свідчить, що кожна перехідна ланка з коліном, зігнутим на кут  $\varphi = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$  і  $90^\circ$ , має на графіку свою точку, в якій приріст вертикальної сили тиску на консоль від ваги насипу не перевищує 1%. Цим точкам відповідають плоскі кути  $\alpha_\varphi = 18^\circ, 25^\circ, 30^\circ$  і  $35^\circ$ , за якими можна встановити діапазони  $0 - 18^\circ; 0 - 25^\circ; 0 - 30^\circ$  і  $0 - 35^\circ$  впливу ваги насипу на сумарну вертикальну силу тиску на консоль. Водночас вони є умовою використання формули (19), тому максимальне значення величини плоского кута  $\alpha_\varphi$  у кожному діапазоні можна назвати граничним

$\alpha_{gr}$ . Величини граничних кутів  $\alpha_{gr}$  мають розбіжність, обумовлену різними значеннями довжин перехідних ланок  $l_{\varphi}$  з колінами, зігнутими на кут  $\varphi$ , внаслідок сталої довжини підземної частини  $l_{p\varphi}$  та за одного і того ж значення величини плоского кута  $\alpha_{\varphi}$ . За умови  $\alpha_{\varphi} > \alpha_{gr}$  у формулі (19) залишається лише один член справа, що відповідає формулі (7) для розрахунку вертикальної сили тиску на консоль балкового переходу. Довжина перехідної ланки скорочується за рахунок підземної частини до глибини траншеї. Тому, співвідношення  $F_{\varphi}/F_{l\varphi}$  за своєю величиною дорівнює одиниці, про що свідчать графіки, крива яких збігається з прямою.

**Висновки.** У результаті дослідження удосконалено відомий метод розрахунку вертикальної сили тиску на консоль балкового переходу перехідної ланки з коліном, зігнутим на будь-який кут  $\varphi$ , з врахуванням ваги насипу на її підземній частині.

Визначено діапазони кута  $\alpha_{\varphi}$  нахилу до горизонту перехідної ланки з коліном, зігнутим на кут  $\varphi = 30^{\circ}, 45^{\circ}, 60^{\circ}$  і  $90^{\circ}$ , у межах якого необхідно враховувати приріст вертикальної сили тиску на консоль балкового переходу від ваги насипу.

Отримана залежність довжини підземної частини перехідної ланки від плоского кута  $\alpha_{\varphi}$  і глибини траншеї, що зумовлює визначення сили тиску на консоль від ваги насипу на ній.

Отримані результати мають практичне і теоретичне значення для газотранспортної галузі, оскільки науково уточнюють чинники, що впливають на проектні рішення під час розрахунку трубопровідних систем та на розробку технології відновлювальних робіт балкових переходів, прокладених через перешкоди.

## Література

- 1 СНиП 2.05.06 – 85. Магистральные трубопроводы. – М.: ЦИТР Госстрой СРСР, 1985. – 51 с.
- 2 Петров П.П. Надземная прокладка трубопроводов / П.П. Петров, В.В. Спиридонов. – М.: Недра, 1965. – 443 с.
- 3 Погорелов А.В. Элементарная геометрия / А.В. Погорелов. – М.: Наука, 1974. – 207 с.
- 4 Гайдаш Н.Л. Связь двугранных и линейных углов в надземных переходах трубопроводов / Н.Л. Гайдаш, Л.С. Шлапак // Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений. – 1981. – № 18. – С.148.
- 5 Клейн Г.К. Расчет подземных трубопроводов / Г.К. Клейн. – М.: Изд. лит. по стр. 1969. – 240 с.
- 6 Справочник проектировщика: под ред. Уманского А.А. – М.: Стройиздат.1972. – 599 с. – Т.1. Расчетно-теоретический.
- 7 Цытович Н.А. Механика грунтов / Н.А. Цытович. – М.: Высшая школа, 1979. – 270 с.
- 8 Бородавкин П.П. Механика грунтов в трубопроводном строительстве / П.П. Бородавкин. – М.: Недра, 1986. – 224 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
22.03.10  
Рекомендована до друку професором  
Грудзом В.Я.

## ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ ПРОЦЕСІВ ПІД ЧАС ПРИВАРЮВАННЯ ПАТРУБКА ДО ДІЮЧОГО ТРУБОПРОВОДУ

В.Б. Запхляк

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

*Безвогневе врізання в трубопровід є одним із видів робіт під час ремонту діючих трубопроводів. Даний метод врізання супроводжується приварюванням патрубків-відводів до діючого трубопроводу. Виведено рівняння теплопроводності безмежної тонкої пластини з рухомим джерелом тепла, що рухається по колу.*

Ключові слова: труба, безвогневе врізання, температурне поле

*Врезка в трубопровод является одним из видов работ при ремонте действующих трубопроводов. Данный метод врезки сопровождается привариванием патрубка-отвода к действующему трубопроводу. Выведено уравнение теплопроводности безграничной тонкой пластины с подвижным источником тепла, движущимся по кругу.*

Ключевые слова: труба, горячая врезка, температурное поле

*Cutting in a pipeline is one types of works at repair of operating pipelines. This method of cutting in is accompanied by welding on of the union coupling-taking to the operating pipeline. Equalization of heat conductivity of boundless lamina is shown out with the mobile source of heat, which moves on a circle.*

Keywords: pipe, hot tapping, temperature field

Завдяки своєму географічному положенню Україна є основним транзитером нафти та газу до країн Європи. Трубопровідний транспорт України на сьогоднішній день є одним з найрозвинутіших в світі і забезпечує постачання енергоресурсів як споживачам України, так і виконання контрактних зобов'язань з їх транзиту до країн Європи. Водночас технічний стан та ефективність функціонування трубопровідної системи, основні потужності якої було створено у 70–80-х роках минулого століття, не відповідають сучасним вимогам, тому для забезпечення надійного її функціонування необхідно на відповідному рівні проводити обслуговування лінійної частини магістральних трубопроводів та своєчасно виконувати її ремонт.

На певних етапах проведення обслуговування і ремонту трубопровідних систем виникає необхідність у застосуванні безвогневого врізання в діючі трубопроводи, зокрема: для під'єднання камер прийому та пуску очисних поршнів та під час ремонту трубопроводу із повною заміною тіла труби без зупинки транспортування продукту. Також безвогневе врізання ефективно застосовується з метою під'єднання трубопроводів-відводів у процесі розвитку трубопровідних систем.

Безвогневе врізання в діючий трубопровід, як правило, супроводжується приварюванням патрубків до стінки діючого трубопроводу. Даний процес є надзвичайно небезпечним, оскільки відбувається нагрівання стінки трубопроводу, що перебуває під тиском, до високих температур, що може призвести до його руйнування. Тому виникає необхідність дослідити формування температурного поля в стінці трубопроводу під дією рухомої зварювальної дуги як джерела тепла.

В роботі [1] виведено диференціальне рівняння (1), розв'язавши яке, можна встановити формування нестационарного температурного поля в стінці трубопроводу, обумовленого коловим рухом зварювальної дуги, як джерела тепла.

$$\Delta T - \chi^2(T - t_c) = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial \tau} - \frac{q}{\lambda r} \delta(r - r_0) \delta(\varphi - \omega \tau). \quad (1)$$

В поставленій задачі розглядається тонка безмежна ізотропна пластинка, в якій по колу рухається лінійне джерело тепла. Для такої пластинки, як це було вказано раніше, маємо таке диференціальне рівняння:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} - \chi^2 T = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial \tau} - \frac{q}{\lambda r} \delta(r - r_0) \delta(\varphi - \omega \tau). \quad (2)$$

Додаємо до рівняння (1) початкову і граничну умови:

$$T|_{\tau=0} = 0, T|_{r=\infty} = 0, \frac{\partial T}{\partial r}|_{r=\infty} = 0. \quad (3)$$

Задачу (2), (3) розв'язуємо, користуючись інтегральними перетвореннями. По змінній  $\varphi$  застосовуємо інтегральне перетворення Фур'є [2]:

$$\bar{T} = \int_c^{2\pi} T K_\gamma(\varphi) d\varphi, \quad \gamma = \begin{cases} 2n \\ 2n - 1 \end{cases} \quad (4)$$

де  $K_{2n}(\varphi) = \frac{1}{\pi} \cos n\varphi$ ,  $K_{2n-1}(\varphi) = \frac{1}{\pi} \sin n\varphi$ .

В результаті застосування даного перетворення Фур'є отримуємо:

$$\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{T}}{\partial r} - \frac{n^2}{r^2} \bar{T} - \kappa^2 \bar{T} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \tau} - \frac{q}{\lambda r} \delta(r - r_0) \bar{f}_Y(n, \tau), \quad (5)$$

$$\bar{T}|_{r=0} = 0, \bar{T}|_{r=\infty} = 0, \frac{\partial \bar{T}}{\partial r}|_{r=\infty} = 0. \quad (6)$$

Тут:

$$\begin{aligned} \bar{f}_{2n}(n, \tau) &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \cos n\varphi \times \\ &\times \delta(\varphi - \omega\tau) d\varphi = \frac{1}{\pi} \cos n\omega\tau, \\ \bar{f}_{2n-1}(n, \tau) &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \sin n\varphi \times \\ &\times \delta(\varphi - \omega\tau) d\varphi = \frac{1}{\pi} \sin n\omega\tau. \end{aligned}$$

Далі знаходимо інтегральне перетворення Хенкеля [2] за змінною  $r$  до задачі (5), (6):

$$\bar{T}(p, n, \tau) = \int_0^\infty r J_n(pr) \bar{T}(r, n, \tau) dr,$$

де  $J_n(pr)$  – функція Бесселя першого роду  $n$ -ного порядку.

При цьому будемо мати:

$$\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \tau} + \alpha(p^2 + \kappa^2) \bar{T} = \frac{qa}{\lambda} \bar{f}_Y(n, \tau) J_n(pr), \quad (7)$$

$$\bar{T}|_{\tau=0} = 0. \quad (8)$$

Розв'язок звичайного диференціального рівняння (7) за умови (8) має такий вигляд (в даному випадку одержуємо два розв'язки, оскільки функція  $\bar{f}_Y$  має два різних вигляди при  $\underline{\gamma} = 2\underline{n}$  і  $\underline{\gamma} = 2\underline{n} - 1$ . Позначимо ці розв'язки  $\bar{T}_{2n}$  і  $\bar{T}_{2n-1}$ ):

$$\begin{aligned} \bar{T}_{2n} &= \frac{qa J_n(pr_0)}{\pi\lambda [a^2(p^2 + \kappa^2)^2 + n^2\omega^2]} \times \\ &\times \{ [a(p^2 + \kappa^2) \cos n\omega\tau + \\ &+ n\omega \sin n\omega\tau] - a(p^2 + \kappa^2) e^{-a(p^2 + \kappa^2)\tau} \}, \\ \bar{T}_{2n-1} &= \frac{qa J_n(pr_0)}{\pi\lambda [a^2(p^2 + \kappa^2)^2 + n^2\omega^2]} \times \\ &\times \{ [a(p^2 + \kappa^2) \sin n\omega\tau - \\ &- n\omega \cos n\omega\tau] + n\omega e^{-a(p^2 + \kappa^2)\tau} \}. \end{aligned} \quad (9)$$

Знаходимо обернені перетворення Хенкеля:

$$\begin{aligned} \bar{T}_{2n} &= \int_0^\infty p J_n(pr) \bar{T}_{2n} dp = \\ &= \frac{qa^2}{\pi\lambda} \cos n\omega\tau \times \\ &\times \int_0^\infty \frac{p J_n(pr_0) J_n(pr)}{a^2(p^2 + \kappa^2)^2 + n^2\omega^2} (p^2 + \kappa^2) dp + \\ &+ \frac{qa}{\pi\lambda} n\omega \sin n\omega\tau \times \\ &\times \int_0^\infty \frac{p J_n(pr_0) J_n(pr)}{a^2(p^2 + \kappa^2)^2 + n^2\omega^2} dp - \\ &- \frac{qa^2}{\pi\lambda} \int_0^\infty \frac{p J_n(pr_0) J_n(pr)}{a^2(p^2 + \kappa^2)^2 + n^2\omega^2} \times \\ &\times (p^2 + \kappa^2) e^{-a(p^2 + \kappa^2)\tau} dp, \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \bar{T}_{2n-1} &= \int_0^\infty p J_n(pr) \bar{T}_{2n-1} dp = \\ &= \frac{qa^2}{\pi\lambda} \sin n\omega\tau \times \\ &\times \int_0^\infty \frac{p J_n(pr_0) J_n(pr)}{a^2(p^2 + \kappa^2)^2 + n^2\omega^2} (p^2 + \kappa^2) dp - \\ &- \frac{qa}{\pi\lambda} n\omega \cos n\omega\tau \times \\ &\times \int_0^\infty \frac{p J_n(pr_0) J_n(pr)}{a^2(p^2 + \kappa^2)^2 + n^2\omega^2} dp + \\ &+ \frac{qa}{\pi\lambda} n\omega \int_0^\infty \frac{p J_n(pr_0) J_n(pr)}{a^2(p^2 + \kappa^2)^2 + n^2\omega^2} \times \\ &\times e^{-a(p^2 + \kappa^2)\tau} dp. \end{aligned}$$

Обернене перетворення Фур'є функцій (10) визначається за формулою:

$$T = \sum_{n=0}^{\infty} (\bar{T}_{2n} \cos n\varphi + \bar{T}_{2n-1} \sin n\varphi) \quad (11)$$

де (') після знака суми означає, що доданок при  $n=0$  містить множник 1/2.

В результаті застосування оберненого перетворення (11) отримуємо:

$$\begin{aligned} T &= \sum_{n=0}^{\infty} \{ a \cos n(\varphi - \omega\tau) \times \\ &\times \int_0^\infty \frac{p(p^2 + \kappa^2) J_n(pr_0) J_n(pr)}{a^2(p^2 + \kappa^2)^2 + n^2\omega^2} dp - \\ &- n\omega \sin n(\varphi - \omega\tau) \times \\ &\times \int_0^\infty \frac{p J_n(pr_0) J_n(pr)}{a^2(p^2 + \kappa^2)^2 + n^2\omega^2} dp - \\ &- e^{-a\kappa^2\tau} [ a \cos n\varphi \times \\ &\times \frac{p(p^2 + \kappa^2) J_n(pr_0) J_n(pr)}{a^2(p^2 + \kappa^2)^2 + n^2\omega^2} e^{-ap^2\tau} dp - \\ &- n\omega \sin n\varphi \int_0^\infty \frac{p J_n(pr_0) J_n(pr)}{a^2(p^2 + \kappa^2)^2 + n^2\omega^2} e^{-ap^2\tau} dp \}]. \end{aligned} \quad (12)$$

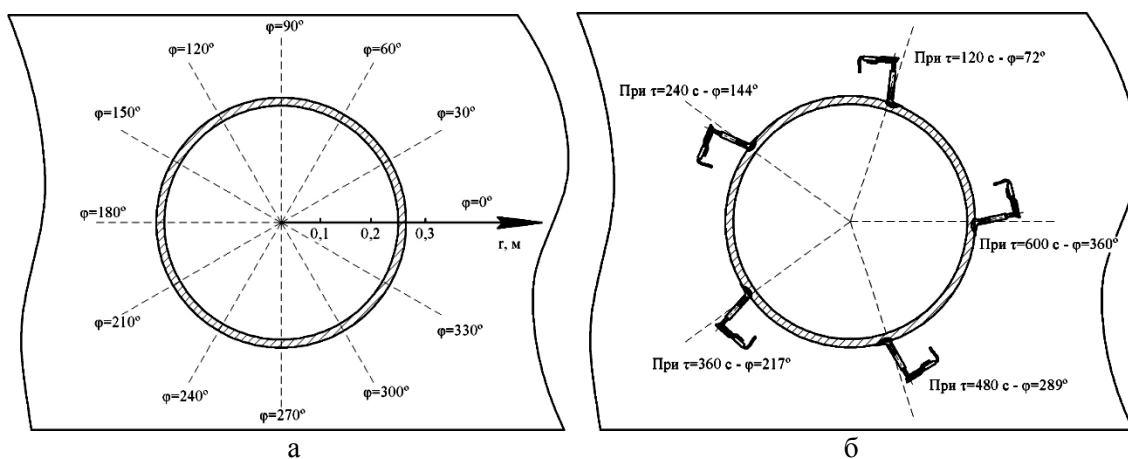
Безпосередньою підстановкою (12) в (2) і (3) переконуємося, що функція (12) є розв'язком поставленої задачі.

В монографії [3] розглядається аналогічна задача для анізотропної пластинки за нульової температури навколишнього середовища і початкової температури пластинки  $f(r, \varphi)$ .

В даній задачі початкова температура пластинки та навколишнього середовища прийнята рівною нулю. Якщо ж ця температура відмінна від нуля, наприклад рівна  $t_c$ , то до розв'язку (12) необхідно додати  $t_c$ .

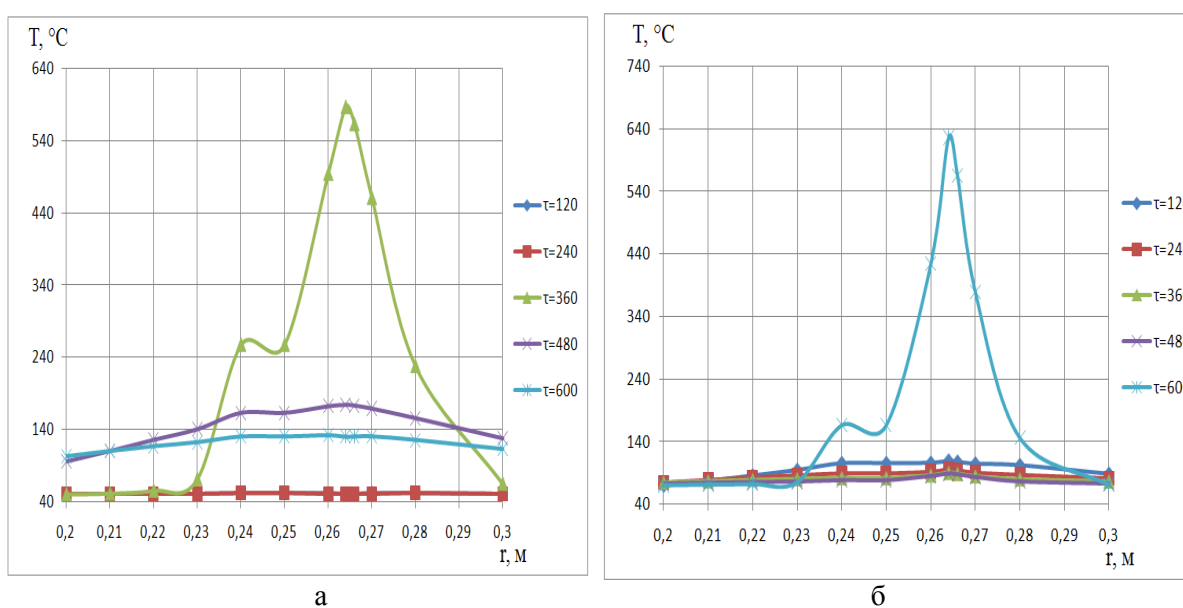
В результаті реалізації математичної моделі, приведеної до вигляду (12), отримано масиви значень температур стінки труби для різних положень зварювальної дуги відносно полярних координат (радіуса та кута повороту з кроком 30° (рис. 1, а)) та часу (з кроком 120 с (рис. 1, б)). Розрахункові схеми зображені на рисунку 1.

Результати розрахунків наведемо у вигляді залежності температури стінки труби, до якої



а – схема розрахунку температурних полів; б – положення дуги в різні моменти часу

**Рисунок 1 – Розрахункові схеми приварювання патрубків-відводу**



а – кут повороту  $\varphi=210^\circ$ ; б – кут повороту  $\varphi=360^\circ$

**Рисунок 2 – Залежність температури стінки труби до якої приварюється патрубків від радіусу  $r$  для різних значень часу  $\tau$**

приварюється патрубків від радіусу  $r$  для різних значень часу  $\tau$  за кутів повороту  $\varphi=210^\circ$  та  $\varphi=360^\circ$ , оскільки їм відповідає положення зварювальної дуги відповідно при  $\tau=360$  с та  $\tau=600$  с (рис. 2, а і б).

Таким чином, на основі аналітичних досліджень на створеній математичній моделі формування нестационарного температурного поля в стінці трубопроводу, зумовленого коловим рухом зварювальної дуги як джерела тепла, встановлено, що миттєві значення температур трубної сталі можуть перевищувати  $600^\circ\text{C}$ . Тривалість нагрівання з наступним охолодженням і стабілізацією температури залежить від характеристик руху продукту в трубопроводі і коливається в межах (650–340) с.

### Література

- 1 Спосіб безвогневої врізки в діючі газопроводи [Текст] : матеріали Всеукр. наук. – практ. конф. ( Миколаїв, 2 квіт. 2009 р.). – Миколаїв : НУК ім. адмірала Макарова, 2009. – 288 с. – ISBN 978-966-321-099-5.
- 2 Кошляков Н.С. Уравнения в частных производных математической физики [Текст] / Н.С. Кошляков, Э.Б. Глинер, М.М. Смирнов. – М.: Высшая школа, 1970. – 712 с.
- 3 Галицин А.С. Интегральные преобразования и специальные функции в задачах теплопроводности [Текст] / А.С. Галицин, А.Н. Жуковский. – К.: Наукова думка, 1976. – 282 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
27.07.10  
Рекомендована до друку професором  
Грудзом В.Я.

## ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ЦИКЛІВ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ: ПРОСТОГО, РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТА «ВОДОЛІЙ»

С.П. Крушиневич, О.І. П'ятничко

Інститут газу Національної академії наук України, 03113, м. Київ, вул. Дегтярівська, 39,  
тел.: (44) 456-20-97, 456-48-28, e-mail: admin@sergeyk.kiev.ua

Проведено порівняльний аналіз ексергетичних діаграм циклів ГТУ: простого, регенеративного та «Водолей». Запропоновано методи підвищення термодинамічної ефективності циклів газотурбінних установок. Ключові слова: ексергія, аналіз, ГТУ, ГТД, простий цикл, регенеративний цикл, «Водолей».

Выполнен сравнительный анализ эксергетических диаграмм циклов ГТУ: простого, регенеративного и «Водолей». Предложены методы повышения термодинамической эффективности циклов газотурбинных установок.

Ключевые слова: эксергия, анализ, ГТУ, ГТД, простой цикл, регенеративный цикл, «Водолей».

The papers show a comparative analysis exergetic diagrams simple, regenerative cycles and "Aquarius". Methods for increasing the thermodynamic efficiency of gas turbine cycles.

Keywords: exergy, analysis, GTU, simple cycle, regenerative cycle, "Aquarius".

### Вступ

Ексергія – максимальна робота, яку може виконати термодинамічна система при переході від початкового стану до стану рівноваги з навколишнім середовищем. Використання поняття ексергії дає можливість кількісно визначити вплив невідновності термодинамічних процесів на ефективність перетворення енергії, тобто врахувати особливості другого закону термодинаміки: виділити ту частину енергії, що не може бути використана через газодинамічні явища, такі як тертя та теплообмін. Такий підхід дає змогу аналізувати ступінь термодинамічної досконалості того чи іншого елемента установки і не вимагає попередньої оцінки працездатності всієї установки [1]. Завдяки використанню поняття ексергії можна визначити елементи термодинамічної системи, де існують великі втрати потенційної роботоzdатності системи.

### Розрахунок ексергії

Ексергія, що віднесена до нульового стану, є максимальною роботою речовини, що переводиться з початкового стану в стан рівноваги з оточуючим середовищем [2]:

$$E = (I_i - I_0) - T_0 \cdot (S_i - S_0), \text{ кДж},$$

де:  $I_i$ ,  $S_i$  – відповідно ентальпія та ентропія потоку за його початкових параметрів, кДж і кДж/К;

$I_0$ ,  $S_0$  – відповідно ентальпія та ентропія потоку за температури навколишнього середовища, кДж і кДж/К.

$T_0$  – температура навколишнього середовища К.

Виходячи з визначення ексергії, хімічна ексергія палива може бути прийнята як теплота згоряння палива та енергія самого потоку:

$$E_{ne} = (Q_u \cdot q_{ne} + E_{ne,ex}), \text{ кДж} \quad (1)$$

де:  $Q_u$  – нижча теплота згоряння палива (природного газу), кДж/кг;

$q_{ne}$  – витрата палива, кг;

$E_{ne,ex}$  – ексергія потоку палива, кДж;

Розв'язок рівняння (1) може дати лише наближене значення ексергії палива. В табл. 1 наводяться параметри найбільш розповсюджених вуглеводнів за Я. Шаргут [2, 3] тобто значення нормальної хімічної ексергії газоподібних вуглеводнів для умов  $t_{н}=25^\circ\text{C}$ ,  $p_{н}=101,325$  кПа.

Для іншої температури оточуючого середовища  $T_0$  ексергія палива розраховується за формулою [4]:

$$e_{ch} = \frac{e_{ch}^0}{M} \left( \frac{T_0}{298,15} \right) + \frac{\Delta H^0}{M} \left( \frac{T_0 - 298,15}{298,15} \right), \text{ кДж/кг}$$

де:  $e_{ch}^0$  – нормальна хімічна ексергія палива, кДж/кмоль;

$\Delta H^0$  – від'ємна вільна ентальпія реакції, кДж/кмоль;

$M$  – молярна маса, кг/кмоль.

Залежно від типу газів використовується поправочний коефіцієнт  $\varphi_{ch}$ , (табл. 2) [4].

Для всіх розрахунків параметри прийняті згідно ISO-2314  $T_0=15^\circ\text{C}$ , звідси питома хімічна ексергія природного газу становить:

$$e_{ch} = \left( \frac{836510}{16,042} \left( \frac{28815}{29815} \right) + \frac{802320}{16,042} \left( \frac{28815 - 29815}{29815} \right) \right) \times$$

$$\times 1,04 = 5,0667 \cdot 10^4 \text{ кДж/кг}.$$

Важливою характеристикою ексергетичного аналізу є значення втрат ексергії по вузлах.

Втрати ексергії для компресора та турбіни виражається в тому, що прийнята чи віддана робота «на валу» не відповідає різниці ексергій між входом та виходом вузла і виражається наступною формулою:

$$P = (E_2 - E_1) - N, \text{ кДж},$$

де:  $E_1$ ,  $E_2$  – ексергії потоків на вході та виході вузла, кДж.

$N$  – корисна робота, кДж.

Таблиця 1 – Стандартна ентальпія та ексергія для органічних речовин при  $t_n=25\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_n=101,325\text{ кПа}$

Формула речовини	Молярна маса М, кг/кмоль	Від'ємна вільна ентальпія реакції $\Delta H^0$ , кДж/кмоль	Нормальна хімічна ексергія $e_{ch}^0$ , кДж/кмоль
CH <sub>4</sub>	16.042	802320	836510
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.068	1428780	1504360
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.094	2045380	2163190
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	2658830	2818930
i-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.146	3274290	3477050
n-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.146	3247240	3475590
i-C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.172	3889280	4134590
n-C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.172	3857630	4130570

Таблиця 2 – Типові значення поправочного коефіцієнта для хімічної та фізичної ексергії

Паливо	Поправочний коефіцієнт $\varphi_{ch}$
Природний газ	1,04±0,5%
Вугільний газ	1,00±0,5%
Оксид вуглецю	0,973
Водень	0.985

Для теплообмінника втрата ексергії виражається в тому, що різниця ексергій між входом і виходом одного потоку не дорівнює різниці ексергій між входом і виходом другого потоку:

$$\Pi = (E_{cp1} - E_{cp2}) - (E_{narp1} - E_{narp2}), \text{ кДж}$$

де:  $E_{cp1}, E_{cp2}$  – ексергія першого потоку на вході та виході з теплообмінника, кДж.

$E_{narp1}, E_{narp2}$  – ексергія другого потоку на вході та виході з теплообмінника, кДж.

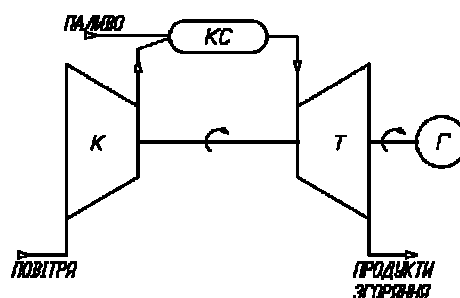
### Вибір схем для аналізу

Для аналізу було вибрано такі термодинамічні цикли газотурбінної установки (ГТУ): простий, регенеративний та «Водолій».

Схему газотурбінного двигуна простого відкритого циклу (циклу Брайтона) зображено на рис. 1. Компресор стискає повітря і подає його в камеру згоряння, в яку також подається паливо. Під час горіння відбувається інтенсивне виділення тепла, що призводить до збільшення об'єму газоподібних продуктів згоряння. Продукти згоряння подаються на турбіну, де розширюються і приводять в рух компресор. На турбіні виникає надлишок потужності, який використовується для виконання корисної роботи, наприклад, приведення в дію електрогенератора, компресора газоперекачуючого агрегату та ін.

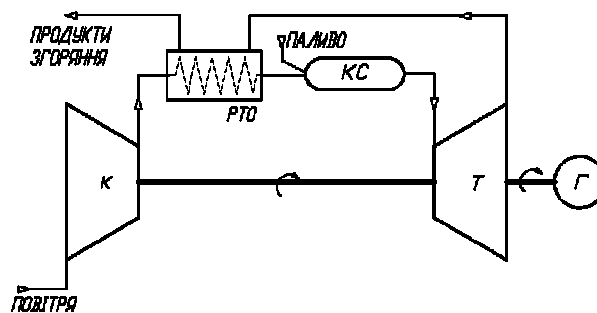
Основою для моделі ГТД простого циклу прийнято двигун UGT10000 [3], що є ГТД простого циклу на базі двигуна ДН70 з основними характеристиками, що вказані в таблиці 3.

Суть регенеративного циклу полягає в тому, що димові гази з виходу турбіни використовуються для додаткового нагрівання повітря після компресора.



К – компресор; Т – турбіна; Г – генератор; КС – камера згоряння

Рисунок 1 – Схема ГТД простого циклу



РТО – регенеративний теплообмінник

Рисунок 2 – Схема ГТД регенеративного циклу

Завдяки підігріванню повітря перед камерою згоряння знижується необхідна кількість палива для досягнення тієї ж температури на виході камери згоряння, що і без регенерації тепла. Це сприяє підвищенню ефективності ГТУ.

Основою для моделі регенеративного циклу прийнято ГТК-10Р [5] (табл. 3).

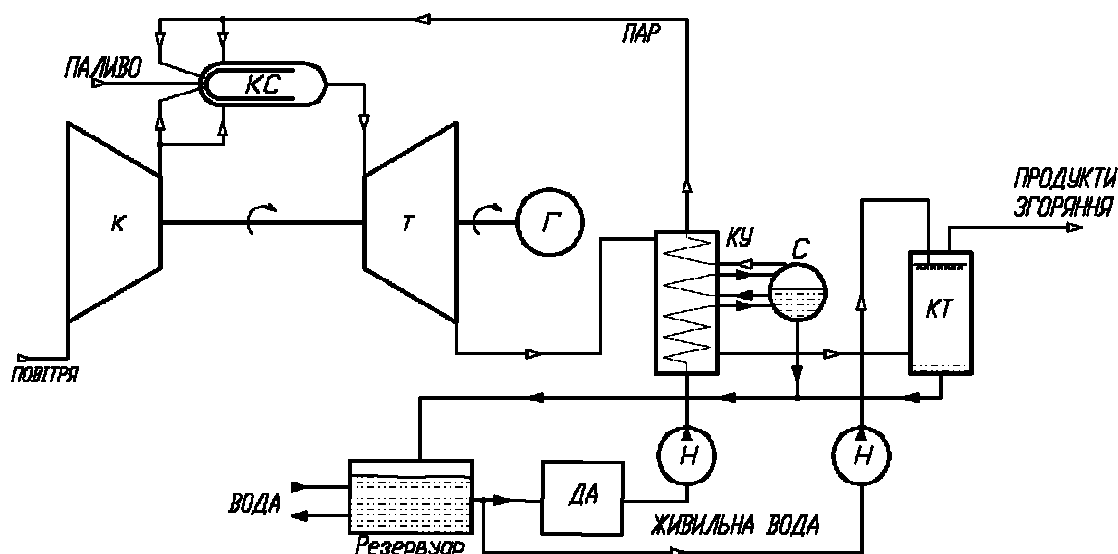
ПГТУ «Водолій» – цикл STIG (впоркування пари в камеру згоряння) з утилізацією водяної пари, що викидається в атмосферу з продуктами згоряння (рис. 3) і залежно від температури оточуючого середовища може майже повністю забезпечити ГТД живильною водою, а у холодний період року з'являється навіть надлишок води.

Основою для моделі циклу «Водолій» прийнято ПГТУ «Водолій -16» [3] (табл. 3).

Таблиця 3 – Зведені характеристики ГТУ

Найменування параметра	Значення параметра		
	Простий цикл (UGT10000)	Регенеративний цикл (ГТК-10Р)	«Водолій - 16»
Номінальна потужність, МВт·год	10	10	16
ККД, %	36	32,5	43
ККД базового двигуна, %	-	28	36
Витрата палива (газ), нм <sup>3</sup>	2790	3345*	3820
Ступінь підвищення тиску	19,5	4,64	19,5
Витрата продуктів згоряння, кг/с	36	79*	34*
Температура продуктів згоряння, що викидаються в атмосферу, °С	490	275*	45
Температура на вході в першу ступінь турбіни, °С	1200	810	1093

Примітка: \* – розрахункові дані



ДА – деаератор; Н – насос; С – сепаратор; КУ – котел-утилізатор; КТ – контактний теплообмінник.

Рисунок 3 – Схема циклу «Водолій»

### Діаграми ексергетичного балансу циклів ГТУ

За допомогою програмного комплексу ГазКондНафта [7] за даними таблиці 1 з використанням методики [6] побудовано моделі термодинамічних циклів, що дало змогу отримати значення ентропії та ентальпії по ключових потоках і визначити перетворення ексергії по всіх вузлах циклу. На основі цих даних побудовані діаграми перетворень ексергії: простого циклу (рис. 4), регенеративного циклу (рис. 5) та циклу «Водолій» (рис. 6).

Як видно з діаграм, втрати ексергії в камері згоряння зростають зі зниженням температури початку циклу внаслідок змішування холодного повітря та пари з гарячими продуктами згоряння, що виникають в процесі горіння в первинному факелі камери згоряння. Серед представлених моделей найвища температура на виході з камери згоряння в установці простого циклу – 1200 °С, при цьому втрати ексергії в камері

згоряння становлять 25,4% від ексергії палива. У «Водолія» – 30,9% за температури початку циклу 1093°С. В установці регенеративного циклу – 31,7% за температури 810°С.

Порівнюючи моделі простого циклу та циклу «Водолій» можна помітити, що ексергія продуктів згоряння на виході з турбіни у «Водолія» (потік № 12) має відносну ексергію вищу, ніж у простому циклі, причому базовий двигун один і той самий. Це пов'язано з тим, що в потоці продуктів згоряння «Водолія» додатково присутня пара, що має порівняно високу енергоємність.

Відносно низький ККД регенеративного циклу, що описаний у цій статті, пов'язаний з низьким ККД базового двигуна, який працював за низької температури початку циклу (810 °С). На сьогоднішній день вже серійно випускаються ГТД з температурою початку циклу вище 1200 °С, при цьому в деяких моделях температура може сягати 1600...1700 °С [8, 9, 10].

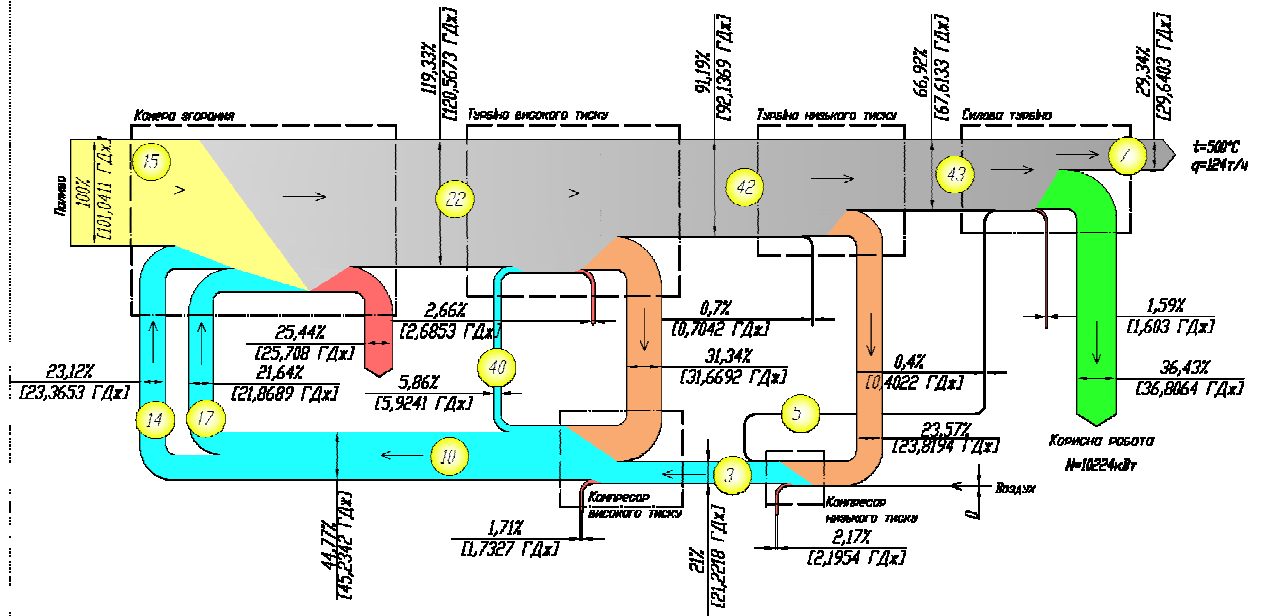


Рисунок 4 – Діаграма ексергетичного балансу ГТД простого циклу

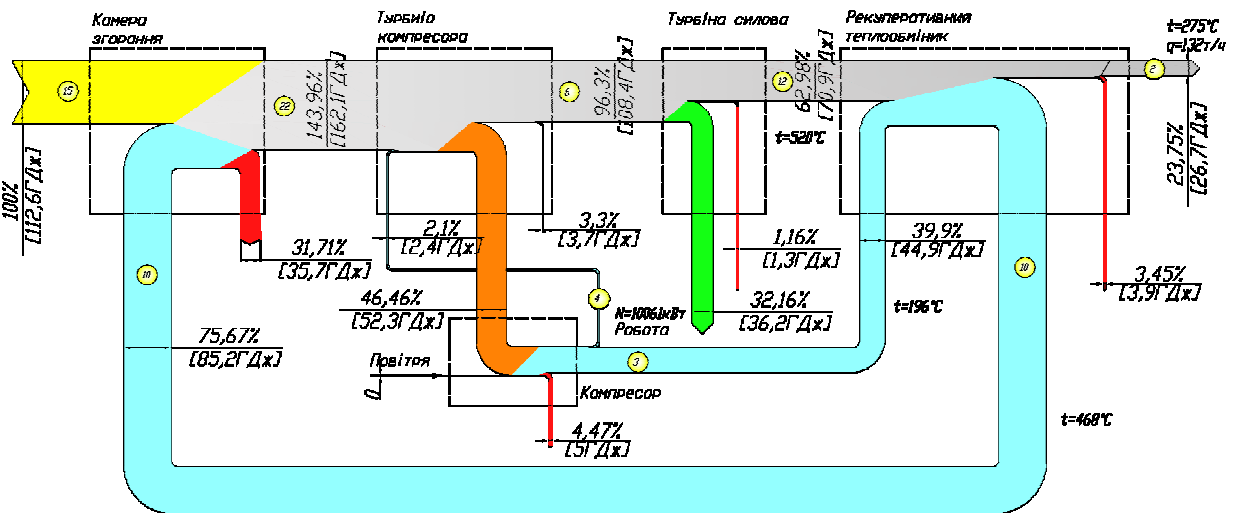


Рисунок 5 – Діаграма ексергетичного балансу ГТД регенеративного циклу

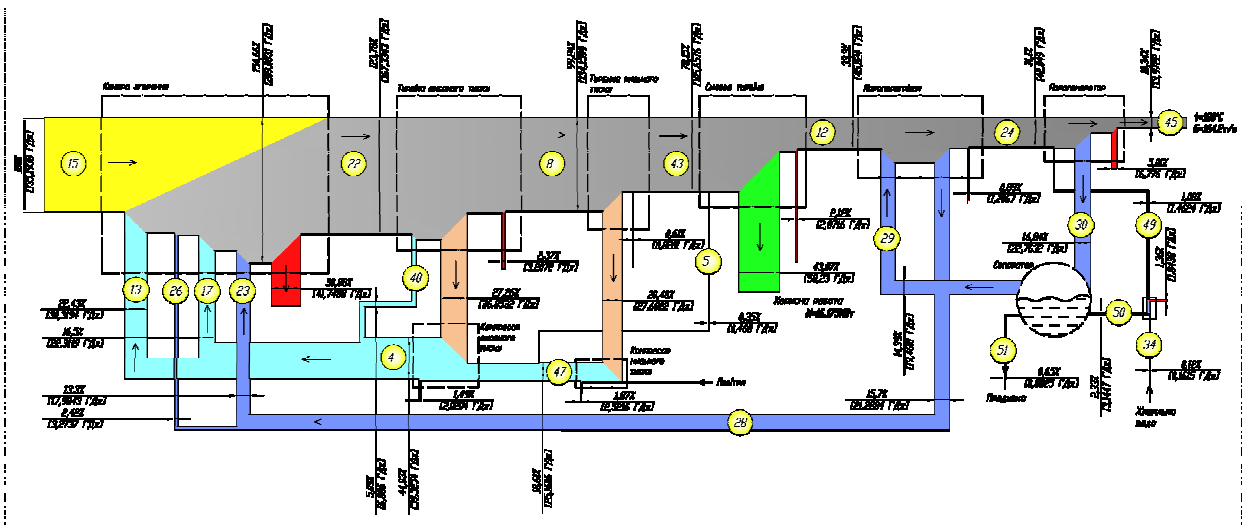


Рисунок 6 – Діаграма ексергетичного балансу ГТД «Водолій»

Як видно з діаграм, досить велика частина палива (40-50 %) витрачається на привод повітряного компресора, і тому варто звернути особливу увагу на зниження цієї потужності. Знизити затрати на привод компресора можна за рахунок зниження витрати повітря, і, як наслідок, підвищення температури на виході з камери згоряння.

Відомі й інші методи зниження витрат на роботу компресора – це охолодження повітря між ступенями компресора за рахунок впорскування води [11] або охолодження повітря на вході в компресор.

Інший шлях зниження витрати повітря через компресори – використання пари замість повітря для охолодження лопаток турбін [12]. В моделі простого циклу ексергії потоку, що подається на охолодження лопаток турбін, становить 6,3%, регенеративний – 2,1%, «Водолія-16» – 5,4%. Завдяки тому, що питома теплоємність пари вища, ніж у повітря, для охолодження лопаток витрачається менше пари, ніж повітря.

На ексергетичних діаграмах також видно, що з двигуна викидається велика кількість низькопотенційного тепла:

- простий цикл - 29 % ексергії за температури продуктів згоряння 500 °С;

- регенеративний цикл - 24 % при 275 °С;

- цикл «Водолій» - 10 % при 180 °С.

За попередніми підрахунками у разі використанні пентанового циклу для утилізації тепла продуктів згоряння, що викидаються у атмосферу [13], можна додатково отримати:

- простий цикл - 3 МВт (+30 %) електричної енергії;

- регенеративний - 2 МВт (+20 %);

- «Водолій-16» - 0,9 МВт (+ 6 %).

У випадку «Водолія» додатковий теплообмінник низькопотенційного утилізатора тепла встановлюється за котлом-утилізатором перед контактним теплообмінником. При цьому помітно знижується навантаження на контактний теплообмінник, так як температура продуктів згоряння на виході низькопотенційного утилізатора становить близько 80 °С.

### Висновки

За проведеними розрахунками та ексергетичними діаграмами виявлено термодинамічні цикли та виявлено основні місця та масштаби втрат ексергії палива. Проведено аналіз літературних джерел і запропоновано варіанти підвищення ефективності термодинамічних циклів. Використання пари замість повітря для охолодження лопаток турбін може знизити витрати ексергії палива на привод компресора до 6%. Утилізація низькопотенційного тепла дає змогу отримати додаткову електричну енергію до 6% – для «Водолія», до 20% – для регенеративного циклу і до 30% – для простого циклу. Зволоження повітря у компресорах або міжступеневе охолодження також можливість зниження затрат роботи на привод компресора і тим самим підвищити загальний ККД установ-

ки. Підвищення температури на вході в турбину можливо лише для нових моделей двигунів і за температур вище 1200...1300 °С, що пов'язане з суттєвим ускладненням схеми охолодження лопаток турбін та використанням більш дорогих елементів конструкції. Тому це практикується здебільшого для ГТД великої потужності (понад 100...200 МВт).

### Література

1 Самсонов А.И. Эксергетический анализ работы тепловых машин. Противоречия и неточности в учебниках по технической термодинамике [Текст] / А.И.Самсонов // Кораблестроение, океанотехника, вопросы экономики. Выпуск 25. – Владивосток, 2002. - С. 21-22

2 Эксергетический метод и его приложения [Текст] / под ред. В.М. Бродянского. – М. : Мир, 1967. - 248 с.

3 Газотурбинные двигатели для использования в газотранспортных сетях [Текст] // Рекламный проспект НПО Зоря-Машпроект, 2004.

4 Somkiat Boonnasa. Exergy Evaluation of the EGAT (Block 1) Combined Cycle Power Plant [Текст] / Somkiat Boonnasa, Pichai Namprakai // Department of Energy Technology, King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangkok, Thailand. The Joint International Conference on "Sustainable Energy and Environment (SEE)" 1-3 December 2004, Hua Hin, Thailand. #4-004 (O), p. 437-441.

5 Технико-коммерческое предложение на ремонт с восстановлением технических характеристик турбоблоков газоперекачивающих агрегатов ГТК-10 [Электронный ресурс]. Режим доступа: [www.nzl.spb.ru/production/turbines/tkp\\_gtk-10.doc](http://www.nzl.spb.ru/production/turbines/tkp_gtk-10.doc)

6 Денисов, И.Н. К анализу табличных данных проспектов ПГУ методом термодинамического анализа [Текст] / И.Н. Денисов, А.В. Зюганов // Газотурбинные технологии. – Октябрь 2008. – С. 1-3.

7 Программный комплекс ГазКондНефть [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://gascondoil.com/>

8 Елисеев Ю. Перспективные технологии производства лопаток ГТД [Электронный ресурс] / Елисеев Ю. // Режим доступа: <http://engine.aviaport.ru/issues/17/page04.html>

9 ITO Shoko. Conceptual design and cooling blade development of 1700°C class high-temperature Gas Turbine / Ito Shoko, Saeki Hiroshi, Inomata Asako, Ootomo Fumio, Yamashita Katsuya, Fukuyama Yoshitaka, Koda Eichi, Takehashi Toru, Sato Mikio, Koyama Miki, Ninomiya Toru. // Japan Journal of engineering for gas turbines and power. ISSN 0742-4795 ITO Shoko 2005, vol. 127, #2, pp. 358-368.

10 EISAKU ITO. Development of Key Technology for Ultra-high-temperature Gas Turbines / Eisaku Ito, Keizo Tsukagoshi, Akimasa Muiyama, Junichiro Masada, Taiji Torigoe // Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 47, #1 March 2010. pp.: 19-25.

11 Беляева С.О. Современные методы повышения эффективности парогазовых установок / С.О. Беляева, В.А. Коваль // Вестник национального технического университета «ХПИ». – 2008. – № 35. – С. 8-13.

12 Цирков М. Б. Совершенствование утилизационных ПГУ за счет использования парового охлаждения газовых турбин [Текст] : автореф. дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук / Цирков М. Б. – М: Наука, 2007.

13 Пятничко В.А. Утилизация низкопотенциального тепла для производства электроэнергии с использованием пентана в качестве рабочего тела [Электронный ресурс] / Пятничко В.А., Крушневич Т.К., Пятничко А.И. // Режим доступа: <http://sergeyk.kiev.ua/tech/n-pentan/>

*Стаття надійшла до редакційної колегії*

*22.03.10*

*Рекомендована до друку професором  
Мойсишиним В.М.*

## ДОСЛІДЖЕННЯ ТУРБУЛЕНТНОЇ ДИФУЗІЇ ДИМОВИХ ГАЗІВ У ПОТОЦІ ПОВІТРЯНОГО СЕРЕДОВИЩА

О.М. Бортняк, М.П. Школьнік, Д.Ю. Журавльов, Р.Я. Гнатюк

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 993338,  
e-mail: public@nuing.edu.ua

*Розглянуті актуальні на сьогоднішній день проблеми забруднення повітряного басейну населених пунктів викидами продуктів згоряння, утворених в результаті нерегульованого спалювання газоподібних вуглеводнів промисловими установками виробничих об'єктів нафтогазового комплексу. Проведено аналіз процесів поширення шкідливих речовин у приземному шарі атмосферного повітря за межі санітарно-захисних зон підприємств. Наведено результати експериментальних досліджень турбулентного змішування димових газів у повітряному середовищі, які дали змогу встановити величину ефективного коефіцієнта турбулентної дифузії. Це в подальшому дасть можливість побудувати аналітичну модель, яка б максимально відображала зміну в просторово-часовому вимірі параметрів розсіювання шкідливих речовин.*

Ключові слова: факельні установки, газоподібні вуглеводні, димові гази, продукти згоряння, розсіювання шкідливих речовин, турбулентна дифузія, ефективний коефіцієнт турбулентної дифузії.

*Rассмотрены актуальные на сегодняшний день вопросы загрязнения воздушного бассейна населенных пунктов выбросами продуктов сгорания, образованных в результате нерегулируемого сжигания газообразных углеводородов технологическими установками промышленных объектов нефтегазового комплекса. Проведен анализ процессов распространения токсических веществ в приземном слое атмосферного воздуха за границы санитарно-защитной зоны предприятий. Приведены результаты экспериментальных исследований турбулентного перемешивания дымовых газов в воздушном пространстве, которые позволили установить величину эффективного коэффициента турбулентной диффузии. Это впоследствии позволит создать аналитическую модель, максимально отображающую изменение в пространственно-временном измерении параметров рассеивания вредных примесей.*

Ключевые слова: факельные установки, газообразные углеводороды, дымовые газы, продукты сгорания, рассеивание вредных примесей, турбулентная диффузия, коэффициент турбулентной диффузии

*The questions of environmental pollution by harmful substances that are formed by uncontrolled combustion of hydrocarbon gases are considered. The analysis of processes of distribution the toxic matters in the ground layer of atmospheric air out of the scopes of sanitary-protective area of enterprises is conducted. These problems are very actually on today. The results of experimental researches of turbulent interfusion of smoke gases in air space are resulted. These results allowed to set the size of effective coefficient of turbulent diffusion. It will give possibility afterwards to create an analytical model that would maximally represent the change in the spatially - temporal measuring of parameters of dispersion of harmful admixtures.*

Keywords: flare, gas hydrocarbons, exhaust, combustion products, dispersion of toxic substances, turbulent diffusion, effective coefficient of turbulent diffusion

Сучасний стан забруднення атмосферного повітря викидами сполук сірки та азоту, легких органічних сполук і твердих частинок, а також вторинними забруднювачами, зокрема такими, як озон і продукти реакції аміаку, негативно впливає на здоров'я населення та на екосистеми в цілому, призводить до несприятливих екологічних наслідків: знищення рослинного покриву, знеліснення, підвищення кислотності води. У нижніх шарах атмосфери внаслідок реакцій легких органічних сполук та оксидів азоту утворюється приземний озон, який є потужним фотохімічним окислювачем. Збільшення його вмісту у повітрі негативно впливає на здоров'я людей, тваринний та рослинний світ. Серйозною проблемою для здоров'я, пов'язаною із забрудненням атмосферного повітря, є негативний вплив твердих частинок. Висока їх концентрація може викликати загострення симптомів у хворих на астму, скорочення об'єму легень, а також сприяти розвитку канцерогенних захворювань та підвищення рівня смертності [1].

Одними з основних забруднювачів атмосфери даними шкідливими речовинами є підприємства нафтогазової галузі. Найбільшу потенційну небезпеку з точки зору забруднення повітря, несуть об'єкти, виробничі процеси яких пов'язані, насамперед, зі спалюванням вуглеводневої сировини. Для забезпечення безаварійної роботи більшості технологічних установок необхідним є експлуатація пристроїв факельного спалювання газів, які з ряду причин не можуть бути використані підприємствами безпосередньо. Недосконалість таких технологій унеможлиблює забезпечення необхідного контролю за процесами згоряння, внаслідок чого відбувається неорганізоване спалювання газоподібних вуглеводнів, що характеризується неповним згорянням, що призводить до теплового та хімічного забруднення навколишньої території. При цьому в повітряний простір викидаються значні обсяги шкідливих речовин, найбільш небезпечними з яких є оксиди азоту та вуглецю, тверді частинки (активна сажа), сполуки сірки та метан, який є значно активнішим парниковим газом, ніж CO<sub>2</sub>. Невиконання

підприємствами у встановлені терміни заходів щодо зниження обсягів викидів до нормативного рівня, низький темп впровадження сучасних технологій їх очищення чи енергозберігаючих замкнених технологічних процесів, обумовлюють незадовільний стан атмосферного повітря населених пунктів України. Найбільш несприятливому впливові шкідливих чинників підлягає населення, яке мешкає в межах санітарно-захисних зон промислових підприємств. За результатами проведених досліджень [2], концентрація сажі поза межами санітарно-захисної зони підприємств, технологічні процеси яких передбачають скидання хвостових газів на факельні установки, більшість яких не обладнана пристроями для бездимного згорання, складає  $0,4 \text{ мг/м}^3$ , що майже утричі перевищує гранично допустиму норму. На значній віддалі від факела фіксуються і суттєві концентрації оксидів азоту (до 3 км) та вуглецю (до 15 км), що призводить до підвищення рівня канцерогенної захворюваності місцевого населення, уражень органів травлення, нервової системи та зору.

У зв'язку з цим актуального значення набуває проблема кількісної оцінки розподілу концентрацій шкідливих речовин в просторі з віддаленням від джерела їх викиду. Питання розповсюдження домішок відноситься до області атмосферної дифузії. Розсіювання викидів в атмосфері є складним процесом і залежить від багатьох взаємопов'язаних факторів: фізико-хімічних властивостей речовин, що викидаються, типу джерела забруднення, метеорологічних умов, характеру місцевості тощо. На сьогоднішній день запропонована значна кількість аналітичних методів розрахунку, що пов'язують розсіювання викидів з окремими зі згаданих вище чинників. Проте жоден з цих методів не враховує їх спільного впливу. Тому необхідним є подальший розвиток розроблення математичних моделей атмосферної дифузії з метою оцінки розсіювання шкідливих речовин від джерел їх викиду.

Здебільшого такі задачі вирішуються шляхом побудови аналітичної чи регресійної моделей, які відображають зміну необхідних параметрів у просторово-часовому вимірі. Основна проблема використання аналітичного підходу є невизначеність завдання так званих коефіцієнтів турбулентної дифузії. В результаті точність отриманих оцінок техногенного забруднення виявляється незадовільною.

Одним з методів визначення величини коефіцієнта турбулентної дифузії є зіставлення аналітичних та експериментальних закономірностей розподілу концентрації газу в повітряному середовищі. Дослідження турбулентного змішування в необмеженому повітряному просторі в лабораторних умовах пов'язане з певними технологічними труднощами. Значно спрощується процес проведення експерименту, якщо простір обмежити, наприклад трубопроводом порівняно великого діаметра, що дозволить знехтувати впливом його стінок та забезпечити постійну швидкість газоповітряного потоку в площині досліджуваного простору.

Короткий аналіз літературних джерел з питань турбулентного змішування рідин і газів під час їх руху трубопроводами дає підстави зробити висновок, що даній проблемі, яка має суттєве наукове та практичне значення, вітчизняними та закордонними вченими, зокрема такими як Фролов К.Д., Нечваль М.В., Яблонський В.С., Юфін В.А., Марон В.И, Фуллер і Броун, Давідсон Дж. Ф. та ін. приділена значна увага. Однак, у порівнянні з вивченістю процесів сумішоутворення рідин, зокрема нафтопродуктів, кількість досліджень, особливо експериментальних, присвячених турбулентному змішуванню газів, є незначною.

У роботах Яблонського В.С., Юфіна В.А., Харламенко В.І, Фролова К.Д., Шульца С. та багатьох інших авторів були проведені дослідження процесів сумішоутворення нафтопродуктів у випадку їх послідовного перекачування трубопроводом за різних умов проведення експериментів (зміни параметрів трубопроводу, фізичних властивостей речовин та режимів їх руху) та встановлені аналітичні залежності для визначення коефіцієнта турбулентної дифузії. Однак, повне застосування результатів цих досліджень для процесів турбулентного змішування газів є неможливим, оскільки сумішоутворення останніх має свої особливості. В такому випадку можна отримати суттєві відхилення від реальних величин.

Фундаментальні теоретичні та експериментальні дослідження поздовжньої турбулентної дифузії в потоці рідини викладені в роботах Тейлора Г. Дж. [3], яким була запропонована формула для визначення ефективного коефіцієнта турбулентної дифузії для флюїдів

$$k = \xi r W \sqrt{\frac{\lambda}{8}}, \quad (1)$$

де:  $W$  - середня швидкість руху потоку, м/с;

$r$  - внутрішній радіус трубопроводу, м;

$\lambda$  - коефіцієнт гідравлічного опору;

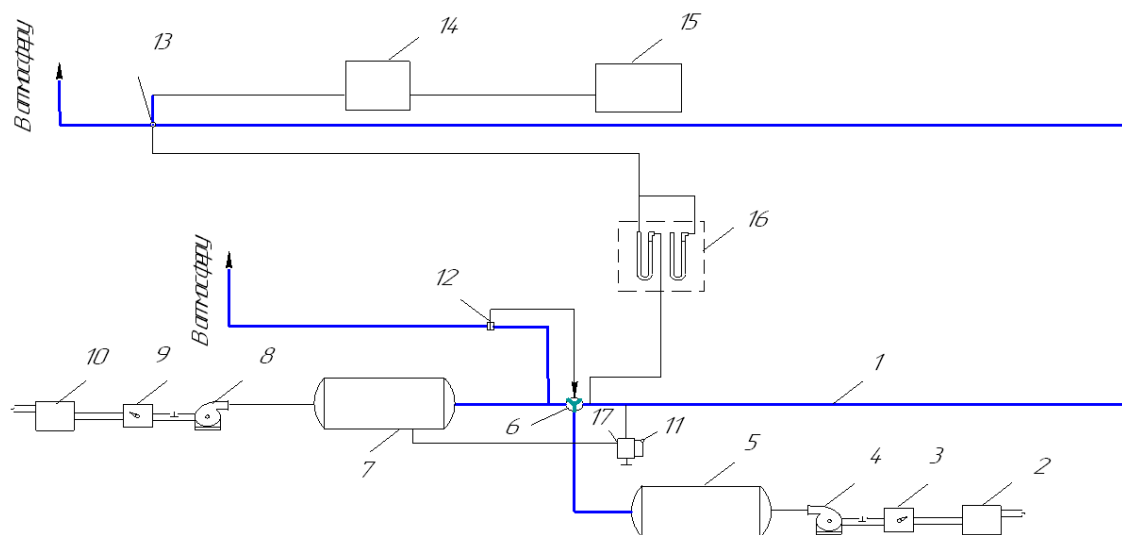
$\xi$  - коефіцієнт, що враховує інтенсивність

змішування речовин і визначається експериментально.

У ході експериментальної перевірки даної залежності Давідсон Дж. Ф. встановив числові значення коефіцієнта  $\xi$  для змішування газів, які виявилися в 1,5-2 рази більшими, ніж у роботі Тейлора.

Таким чином, провівши аналогію процесів змішування продуктів згорання газоподібних вуглеводнів у певному об'ємі повітряного середовища з процесами сумішоутворення, що відбуваються у випадку одночасного перекачування різних газів трубопроводом, можна, спираючись на досвід авторів згаданих вище робіт, на основі експериментальних та теоретичних досліджень, встановити величину ефективного коефіцієнта змішування дифундуючих з атмосферним повітрям шкідливих речовин.

Вибір необхідної методики проведення експерименту потребує попереднього аналізу існуючих способів встановлення розподілу концентрації однієї речовини в середовищі іншої.



1 – трубопровід; 2, 10 – стабілізатор напруги 220 В; 3, 9 – лабораторний трансформатор;  
4, 8 – повітряний компресор; 5, 7 – ресивер відповідно для повітря та газу;  
6 – двоходовий рівнопрохідний кран; 11 – секундомір; 12 – дросельна шайба; 13 – зонд (точка заміру);  
14 – прилад для вимірювання концентрації testo-350; 15 – ПК; 16 – диференційний манометр;  
17 – тарирована ємність для впорскування трасера

**Рисунок 1 – Схема лабораторної експериментальної установки**

Достатньо відомим і широко розповсюдженим серед дослідників способом оцінки розподілу концентрації речовин, та встановлення чинників, що впливають на процеси змішування, є метод дискретно-рівномірного відбору проб суміші рідин в трубопроводі.

Принципова схема такого методу полягає в наступному. На ділянці трубопроводу в її початковій точці у потік флюїду ін'єктується трасер (флюїд іншого сорту) або організовується послідовне перекачування двох флюїдів з дещо різними фізичними властивостями. Під час руху трубопроводом у зоні контакту флюїдів відбувається їх перемішування, характер якого залежить від низки чинників: довжини ділянки трубопроводу, його діаметра, режиму течії потоку, турбулентної дифузії, в'язкості та ін. В кінцевій точці ділянки трубопроводу в зоні змішування флюїдів проводять відбір проб суміші з допомогою спеціального пристрою, який зазвичай називають пробовідбірником. Відібрані порції суміші аналізуються і визначається концентрація одного з флюїдів в кожній порції суміші. В якості критерію концентрації приймається густина, інтенсивність кольору, радіоактивність тощо.

Після чого, оскільки відбір проб проводиться з визначеним кроком часу, знаходять закономірність розподілу концентрації у часі побудовою графіка в координатах "концентрація – час". Аналізуючи отримані залежності за різних умов, оцінюють об'єм суміші в різних границях концентрації та вплив тих чи інших чинників на процес змішування флюїдів.

Даний метод може бути застосованим і для дослідження газоподібних речовин, однак реалізація пов'язана з певними труднощами вимірювання параметрів суміші газів, що характеризують розподіл концентрації. Використання

даного методу відбору проб на коротких трубопроводах, дозволених монтажем в лабораторних умовах, суттєво ускладнюється внаслідок невеликих розмірів зони суміші газів. Такі умови відбору проб суміші газів вимагають герметичності вузлів пробовідбірника, що значно ускладнює його конструкцію та проведення дослідів.

Врахування даних чинників вимагає проведення експериментальних досліджень із застосуванням іншої методики.

Більш придатним для проведення лабораторних досліджень змішування газів є метод безперервного вимірювання параметрів їх суміші безпосередньо в трубопроводі.

З метою максимального наближення експерименту до умов емісії продуктів згоряння з джерела викиду в навколишнє середовище, як "робочі" речовини вибрані атмосферне повітря та димові гази, утворені в результаті нерегульованого спалювання вуглеводневої сировини в двигунах газомотокомпресорів. Оскільки, як свідчать результати досліджень [4], вміст оксидів азоту визначає токсичність продуктів згоряння природного газу на 90-95 %, основна увага була приділена дослідженню зміни концентрації в повітряному середовищі саме цієї речовини. Оксиди азоту та повітря мають різні молекулярні маси та практично однакову кінематичну в'язкість.

Дослідження турбулентного змішування димових газів в повітряному середовищі проводилося на лабораторному стенді (рис. 1), який складався з трубопроводу умовним діаметром 300 мм, вузлів подачі та регулювання режимів повітря і газу, вузла контролю і запису параметрів змішування газів, приладів вимірювання тиску, витрати та температури.

В трубопроводі 1 повітряним компресором 4 нагніталось повітря через ресивер 5 та двоходовий кран 6. Режим руху повітря регулювався шляхом зміни обертової частоти повітряного компресора за допомогою автотрансформатора 3. Газ компресором 8 подавався в трубопроводі через ресивер 7 та двоходовий кран 6. Контроль тиску здійснювався диференційними манометрами 16, витрати – приладом 14. Подавання порції газу в потік повітря відбувалася за допомогою тарованої ємності 17. Час ін'єктування контролювався секундоміром 11.

Контроль режиму руху, вимірювання температури та концентрації токсичних речовин в димових газах проводилось газоаналізатором виробництва Німеччини (фірми "Testo"). Прилади цієї фірми сертифіковані Держстандартом України і внесені в держреєстр приладів України. Надійною і ефективною системою аналізу димових газів є модульний комплекс, який складається з промислового зонду 13, блоку пробопідготовки testo-339, газоаналізатора testo-350 та командно-вимірювального блоку 14.

Переваги газоаналізатора такого типу полягають в швидкості вимірювання, індикації параметрів аналізу, низькому рівні утворення конденсату і як наслідок досягається висока точність виміру.

Газовідбірний зонд з'єднується з блоком пробопідготовки шлангом, який обладнано автоматичним регулюванням температури та фільтром для очищення газової проби від пилу. Всі елементи з'єднання виготовлені у вигляді різьбових з'єднань. Гнучкість матеріалу, з якого виготовлено шланг, дозволяє встановлювати блок пробопідготовки в зручному місці. Шланг здатен зберігати температуру газів, що аналізуються, на рівні 150<sup>0</sup>С. Таким чином, волога, яка міститься в аналізованому газі, не може утворювати конденсат у фільтрі або на стінках шлангу. Саме за рахунок цього досягається точність вимірювання концентрації оксидів азоту.

Блок пробопідготовки підключається між газовідбірним зондом та газоаналізатором і працює повністю автоматично. На панелі керування встановлені індикатори (світлодіоди) для діагностування робочого стану приладу.

Останнім часом в промисловості для проведення хімічного аналізу димових газів підприємств використовуються прилади з електрорхімічними комірками. Саме такий принцип роботи має прилад testo-350. Слід відмітити, що переваги комірок очевидні і полягають в тому, що вони маленькі за габаритами; відносно дешеві; стійкі до механічного навантаження; надійні у роботі протягом тривалого часу використання. Однією з головних переваг комірок є те, що їх можна легко і швидко замінити. У блоці-аналізаторі встановлено комірки, які за електрорхімічним принципом визначають концентрацію компонентів (NO, NO<sub>2</sub>, CO, O<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>) у газі. Комірки перетворюють вміст газу в електросигнали, які кабелем передаються в командно-вимірювальний блок.

Всі процеси вимірювання від газовідбірного зонду до блоку-аналізатора контролюються та керуються ручним командно-вимірювальним блоком. Він виводить на дисплей всі параметри аналізу, а його електроніка контролює стан всієї вимірювальної системи. До пам'яті приладу закладено характеристику палив, які використовуються найчастіше.

Використання газоаналізатора фірми Testo дозволяє не тільки скоротити час аналізу, а й використати для обробки результатів персональний комп'ютер (ПК) 15. Комп'ютерний адаптер під'єднується до серійного інтерфейсу комп'ютера і передає через нього вимірювальні значення. Використовуючи газовий аналізатор testo-350, вимірюється концентрація хімічних речовин (оксидів азоту) на дослідному стенді.

Експериментальні дослідження турбулентного змішування газів проводилися під час руху трасера (димових газів) в повітряному потоці, режим якого змінювався в межах середніх швидкостей потоку від 1 до 15 м/с. Вибір діапазону швидкостей здійснений на підставі метеорологічних спостережень в умовах природного середовища України. Ін'єктування трасера проводилося у стаціонарному режимі повітря зі швидкістю, рівною середній швидкості потоку. Послідовність дій у ході проведенні експерименту була такою: апіорі в трубопроводі встановлювався заданий стаціонарний режим руху повітряного потоку, середня швидкість якого контролювалася приладом testo. Встановивши необхідний заданий режим руху, проводилася реєстрація тиску, витрати і температури повітряного потоку. Після цього повітряний компресор відключався, і в трубопроводі подавався газ. Заданий режим руху встановлювався так само і підтримувався постійним за допомогою регулятора тиску. При цьому також проводився контроль параметрів потоку газу, після чого він переключався на лінію скиду в атмосферу, на якій встановлено регулюючий дросель 12, який дозволяє встановити гідравлічний опір, еквівалентний опору в основному трубопроводі. Далі в трубопроводі знову подавалося повітря при заданому першопочатковому режимі руху, і в потік повітря відбувалося подавання певної кількості димових газів при одночасному закритті дроселя 12. Ін'єктування трасера проводилося за допомогою тарованої ємності 17, в яку попередньо був набраний відповідний об'єм димових газів з ємності 7. Час впорскування контролювався секундоміром 11.

Момент підходу газоповітряної суміші до перерізу, в якому встановлений зонд газоаналізатора, фіксувався приладом 14, що відображалося на функціональній панелі керуючого модуля. Вимірюючи концентрацію NO<sub>x</sub> по довжині зони утвореної суміші газів, була встановлена зміна концентрації NO<sub>x</sub> в часі. Після чого дослід закінчувався, установка відключалась і за викладеною вище схемою проводилася підготовка до наступного дослідження. Всі попередні операції повторювалися вже в іншому режимі руху потоку газів.

На лабораторному стенді була проведена серія експериментів з метою дослідження турбулентного змішування газів у потоці повітряного середовища в умовах, максимально наближених до умов навколишнього середовища.

На основі отриманих експериментальних даних були побудовані криві розподілу концентрації по довжині зони суміші у випадку різних режимів руху газоповітряного потоку. На рисунку 2 наведені графічні залежності під час руху газів зі швидкістю 9,6 та 13,7 м/с.

Як видно з отриманих залежностей криві розподілу концентрації є симетричними відносно максимальної величини, що може бути пояснено близькими за значенням коефіцієнтами кінематичної в'язкості досліджуваних газів. У роботах Нечвала М.В. та Яблонського В.С. наводиться висновок про те, що розподіл концентрацій речовин з різними кінематичними в'язкостями є асиметричним відносно максимуму. Зі зменшенням швидкості руху потоку спостерігається поступове зниження максимального значення концентрації шкідливої речовини в газоповітряній суміші.

За даними експериментальних досліджень з використанням формули Тейлора проводилося визначення ефективного коефіцієнта турбулентної дифузії, за умов різних режимів руху потоку повітряного середовища в діапазоні середніх швидкостей 1-15 м/с, значення якого змінювалося в межах від 0,109 до 1,232 м<sup>2</sup>/с. В даному випадку коефіцієнт  $\xi$  у формулі (1) був прийнятим за Тейлором рівним 10,6.

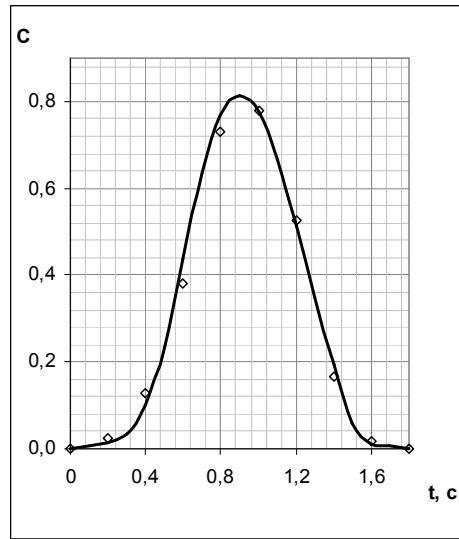
На рисунку 3 наведена графічна інтерпретація залежності відносної величини коефіцієнта змішування газів  $\bar{k} = k / k_{max}$  від швидкості потоку  $w$ . Як видно залежність має прямолінійний характер і відображає збільшення даної величини зі збільшенням швидкості руху.

Вимірювання та визначення параметрів турбулентного змішування газів під час проведення дослідів на лабораторному стенді проводилося з певними похибками. З метою оцінювання отриманих відхилень використовувався метод математичної статистики [5]. Для кожного параметра приймалися до уваги кінцеві вибірки з  $n$  звітів, що містять значення  $x_1, x_2, \dots, x_n$ , отримані при повторних вимірюваннях однієї і тієї ж величини, і знаходилися їх середньоквадратичні відхилення від істинного значення параметра  $x_c$  за формулою

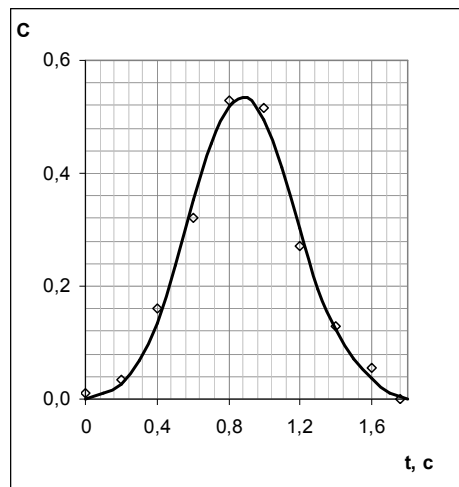
$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_c - x_i)^2}{n - 1}} \quad (2)$$

Максимальна величина середньоквадратичного відхилення у випадку проведення дослідів в лабораторних умовах склала 3,5 %.

З метою визначення коефіцієнта турбулентної дифузії були проведені зіставлення часткових рішень диференціального рівняння (3) та експериментальних залежностей розподілу концентрації оксидів азоту в повітряному середовищі.



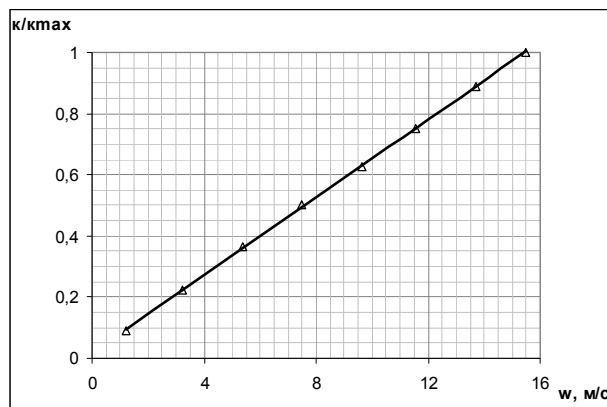
а)



б)

а) швидкість – 13,7 м/с; б) швидкість – 9,6 м/с

**Рисунок 2 – Криві розподілу концентрації шкідливих речовин у повітряному середовищі у випадку руху потоку**



**Рисунок 3 – Графічна залежність коефіцієнта турбулентної дифузії від швидкості руху повітряного середовища**

Диференціальне рівняння, що описує розподіл концентрації одного газу в потоці іншого при турбулентному русі газів в трубопроводі, має вигляд [6]:

$$\frac{\partial C}{\partial t} + w \frac{\partial C}{\partial x} = \xi r \sqrt{\frac{\lambda}{8}} \frac{\partial}{\partial x} \left( w \frac{\partial C}{\partial x} \right), \quad (3)$$

де:  $C$  - концентрація одного з газів;  
 $t, x$  - поточні координати часу та довжини;  
 $w$  - середня швидкість руху потоку;  
 $\lambda$  - коефіцієнт гідравлічного опору;  
 $r$  - радіус трубопроводу;  
 $\xi$  - коефіцієнт, що враховує інтенсивність змішування газів (для рідин за Тейлором  $\xi = 10,6$ ).

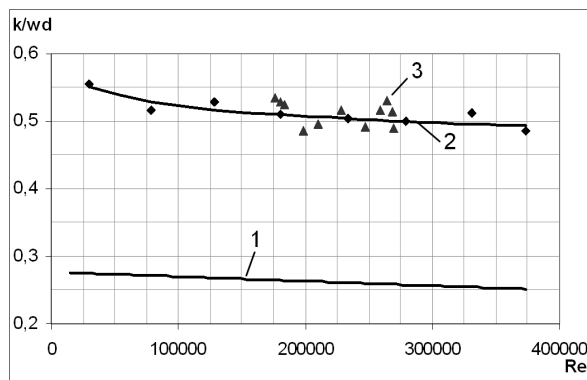
В результаті зіставлення розрахункових залежностей, отриманих шляхом розв'язання рівняння (3), з експериментальними для різних серій дослідів була знайдена величина коефіцієнта  $\xi$  у випадку змішування газоподібних речовин. Як виявилось, даний коефіцієнт залежно від режиму руху коливається в межах від 18,7 до 22,9, що в середньому в 1,96 рази більше, ніж це впливає з теорії Тейлора.

У безрозмірному вигляді формула (1), відповідно до якої проводилися розрахунки, може бути представлена як

$$\frac{k}{v} = 0,5 \xi Re \sqrt{\frac{\lambda}{8}}. \quad (4)$$

У цій формулі згідно з теорією Тейлора коефіцієнт  $\xi$ , отриманий для випадку змішування рідин, рівний 10,6. Однак, дослідження турбулентного змішування газів показали, що кращу апроксимацію експериментальних кривих розрахункові формули дають при усередненому числовому значенні  $\xi$ , рівному 20,8. Це дає підстави вважати, що формула (4) дає можливість отримати достатньо задовільні результати при визначенні коефіцієнта турбулентного змішування газів, приймаючи величину  $\xi$  у 1,96 рази більшою, ніж це впливає з теорії Тейлора.

На рисунку 4 наведені графічні залежності безрозмірного коефіцієнта турбулентної дифузії від числа Рейнольдса, отримані за дослідними даними та формулами ряду авторів (для рідин і газів).



1 – за формулою Тейлора; 2 – за даними експерименту; 3 – за даними Давідсона

**Рисунок 4 – Залежність ефективного коефіцієнта турбулентної дифузії від числа Рейнольдса для рідин і газів**

Як видно, експериментальні дані Давідсона узгоджуються з даними, отриманими при проведенні дослідів на лабораторному стенді і відхиляються від даних Тейлора в 1,8-2,2 рази. Аналіз кривих свідчить, що відхилення значень ефективного коефіцієнта змішування від даних, отриманих Тейлором, більш суттєво відрізняються при невеликих числах Рейнольдса, що відповідає малим швидкостям руху повітряного потоку.

Таким чином, не ставлячи за мету виведення нового аналітичного виразу для визначення коефіцієнта турбулентної дифузії, була використана для розрахунків формула, запропонована Тейлором, апіорі оцінивши можливість її застосування для умов змішування газоподібних речовин шляхом зіставлення розрахункових кривих розподілу концентрації газів з експериментальними даними і встановлення величини коефіцієнта  $\xi$ .

### Література

- 1 Школьний М.П. До питання проблем енергозберігаючих технологій та забруднення навколишнього середовища / М.П. Школьний, О.М. Бортняк // Нафт. і газ. пром-сть. – 2007. – №2. – С. 53-54.
- 2 Бортняк О.М. Утилізація факельних газів як спосіб енергозбереження в газопереробній галузі // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – №2(23). – С. 34-38.
- 3 Taylor G. J. Diffusion and mass transport in tubes / G. J. Taylor // Proceedings of the Royal Society. – 1954. – No 12. – V. 67.
- 4 Сигал И.Я. Защита воздушного бассейна при сжигании топлива / И.Я. Сигал. – Л.: Недра, 1988. – 312 с.
- 5 Шенк Х. Теория инженерного эксперимента / Х. Шенк. – М.: Мир, 1972. – 384 с.
- 6 Марон В.И. Уравнения турбулентного перемешивания газов, движущихся в трубе / В.И. Марон // Газовая промышленность. – 1970. – №3. – С. 58-61.

Стаття надійшла до редакційної колегії 21.07.10

Рекомендована до друку професором Семчуком Я.М.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПОШИРЕННЯ ПОВЕРХНЕВИХ УЛЬТРАЗВУКОВИХ ХВИЛЬ У МЕТАЛІ ПРИ ЗМІНІ ВЕЛИЧИНИ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОВЕРХНІ МЕТАЛУ

І.З. Лютак, І.С. Кісіль, З.П. Лютак, А.А. Мандра

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 46077,  
e-mail: public@nuing.edu.ua

*Розроблено підхід для моделювання скінченними елементами поширення ультразвукових коливань у металевій пластині. Досліджено параметри поширення ультразвукової поверхневої хвилі в металевій пластині при змінених фізико-механічних властивостях поверхневого шару та виявлено зміни швидкості її поширення. Представлено графічні залежності основних результатів розрахунків.*

Ключові слова: корозія, поверхнева ультразвукова хвиля, метод скінченних елементів

*Разработан подход к моделированию конечными элементами распространения ультразвуковых колебаний в металлической пластине. Исследованы параметры распространения ультразвуковой поверхностной волны в металлической пластине при измененных физико-механических свойствах поверхностного слоя и выявлены изменения скорости ее распространения. Представлены графические зависимости основных результатов расчетов.*

Ключевые слова: коррозия, поверхностная ультразвуковая волна, метод конечных элементов

*The approach for finite element modeling of the ultrasonic waves propagation in a metal plate is developed. Investigated the ultrasound parameters of surface waves propagation in the metal plate at the changed physical and mechanical properties of the surface layer and found the velocity change. Main results are presented in graphs.*

Keywords: corrosion, surface ultrasonic wave, finite element method

### Вступ

Дослідження механічних властивостей поверхні металевих конструкцій є важливим завданням, мета якого – виявити ранні стадії їх корозії та запобігти передчасному зношуванню.

Дослідження механічних властивостей поверхні металевих конструкцій найбільш доцільно проводити ультразвуковим методом з використанням хвиль Релея, оскільки вони поширюються вздовж границі розділу середовищ. Коливання елементарного об'єму пружного середовища, що створюються хвилями Релея, визначаються законами механіки та його механічними властивостями, що дає змогу визначати зміни окремих параметрів поверхні металоконструкцій без використання опосередкованих підходів, у яких відсутня пряма математична залежність між вимірюваною та досліджуваною величинами.

Дослідженнями властивостей хвиль Релея в неруйнівному контролі займалися ряд науковців. Серед них можна виокремити працю групи науковців на чолі з Р. Едварсом, де досліджується визначення розміру дефектів за аналізом параметрів хвиль Релея, збуджених та прийнятих електроакустичним перетворювачем [1]. Цими науковцями встановлено, що важливим етапом контролю хвилями Релея є калібрування пристроїв реєстрації ультразвукових сигналів. З цією метою було виготовлено зразки із тестовими дефектами. Недоліком такого підходу є складність застосування розробленої системи на реальних об'єктах із невідомими параметрами середовища поширення хвиль Релея. Науковець Ксіан-Фанг Лі розглянув апроксимовані

методи обчислення швидкості поширення хвиль Релея з метою спростити алгоритм обчислення у порівнянні із аналітичним рівнянням [2]. Недоліком такого підходу є складність обчислення багатошарового об'єкту. Аналітичні співвідношення для обчислення швидкості хвиль Релея наведені науковцем Дж. Роузом [3]. Однак в своїй праці він не навів поширення хвиль Релея у багатошаровому середовищі.

Метою даної роботи є розробити підхід обчислення параметрів поширення хвиль Релея в металевій пластині із поверхневим шаром, що відрізняється за своїми фізико-механічними властивостями від решти частини пластини.

### Математичний опис поширення поверхневих ультразвукових хвиль

Поширення поверхневих ультразвукових хвиль будемо розглядати для випадку однієї границі розділу середовища (рис. 1) [3]. При цьому елементарний об'єм середовища коливається по еліпсу, оскільки поверхнева хвиля формується із суперпозиції поперечної та поздовжньої хвиль [3]:

$$\begin{aligned} u &= (re^{-qy} - 2sqe^{-sy}) \cos k_R(x - c_R t), \\ w &= q(re^{-qy} - 2e^{-sy}) \sin k_R(x - c_R t), \\ s &= \sqrt{1 - \eta^2 \zeta^2}, \quad q = \sqrt{1 - \eta^2}, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\zeta = \frac{c_T}{c_L} = \sqrt{\frac{1 - 2\nu}{2(1 - \nu)}}, \quad \eta = \frac{c_R}{c_T}, \quad r = 2 - \eta^2,$$

де:  $u, w$  – вектори зміщення елементарного об'єму пружного середовища вздовж корди-

натних осей  $oX$  та  $oY$ ;  $t$  – час;  $k_R$  – хвильове число поверхневої хвилі,  $c_L$ ,  $c_T$ ,  $c_R$  – відповідно швидкості поширення поздовжньої, поперечної та поверхневої ультразвукових хвиль;  $\nu$  – коефіцієнт Пуассона.

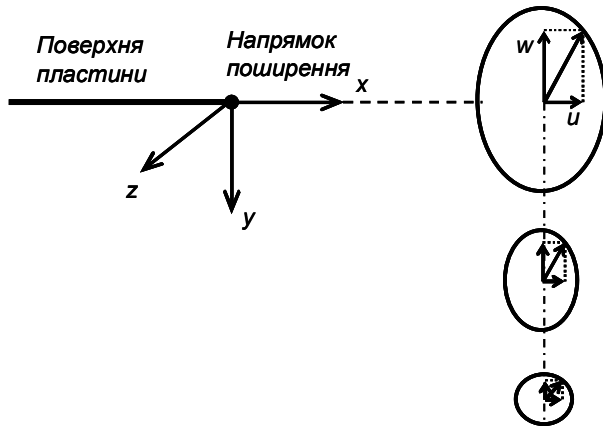


Рисунок 1 – Вектор зміщення елементарного об'єму пружного середовища при поширенні хвилі Релея

Швидкість поширення поверхневих ультразвукових хвиль можна знайти з такого рівняння [0]:

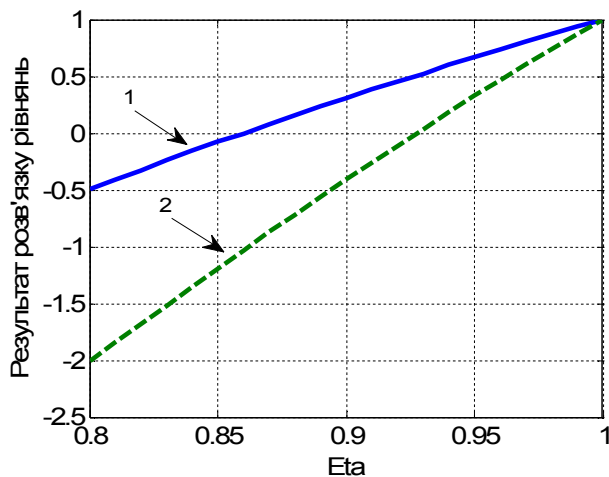
$$\eta^6 - 8\eta^4 + 8\eta^2(3 - 2\zeta^2) + 16(\zeta^2 - 1) = 0. \quad (2)$$

Розв'язок рівняння (2) має декілька коренів – два комплексні і один дійсний за умови  $\nu > 0,263$ , а при  $\nu \leq 0,263$  – три дійсні корені, але один з них є реалістичним [3].

Для обчислення швидкості поверхневих хвиль застосовується й інше рівняння [2]:

$$\eta^3 - 8\eta^2 + \eta(24 - 16\zeta^2) - 16(1 - \zeta^2) = 0. \quad (3)$$

Різниця між формулами (2) та (3) представлені на рис. 2.



1 – рівняння (3), 2 – рівняння (2)

Рисунок 2 – Результат розв'язку аналітичних рівнянь швидкості поширення поверхневих ультразвукових хвиль

Як можна побачити із рис. 2, кожне із рівнянь по-різному визначає швидкість поширення поверхневої ультразвукової хвилі. Для приведення визначення швидкості поверхневих

хвиль до більш зручного способу, згадаємо апроксимаційне рівняння Вікторова [3]:

$$\eta = (0,87 + 1,12\nu)/(1 + \nu). \quad (4)$$

Існують і інші рівняння апроксимації швидкості поширення поверхневих хвиль:

за Л. Бреховських [4]

$$\eta = 1 - \frac{\alpha}{2} - \frac{5\alpha^2}{8} + \frac{27\alpha^3}{16}, \quad \alpha = \frac{1 - \nu}{4(1 + \nu)}; \quad (5)$$

за А. Брігсом [5]

$$\eta = 1 / (1,14418 - 0,25771\nu + 0,12661\nu^2); \quad (6)$$

за Ксіан-Фанг Лі [2]

$$\eta = \left\{ (27,425 - 11,425 - \sqrt{187,4384\nu^2 - 52,4769\nu + 121,0384}) \times (21,5(1 - \nu))^{-1} \right\}^{1/2}.$$

Графічні залежності для рівнянь (4)–(5) представлені на рис. 3. Як бачимо, апроксимація швидкості поширення ультразвукових поверхневих хвиль рівнянням (6) значно відрізняється від інших. Результати апроксимації рівняннями (5) та (7) є доволі подібними.

Загасання амплітуди зміщення елементарного об'єму пружного середовища по товщині пластини розраховано за рівняннями, згаданими в праці [6] (рис. 4).

Як можна побачити (рис. 4), на частоті 1 МГц поверхнева ультразвукова хвиля суттєво проникає (на 20 %) у товщину пластини.

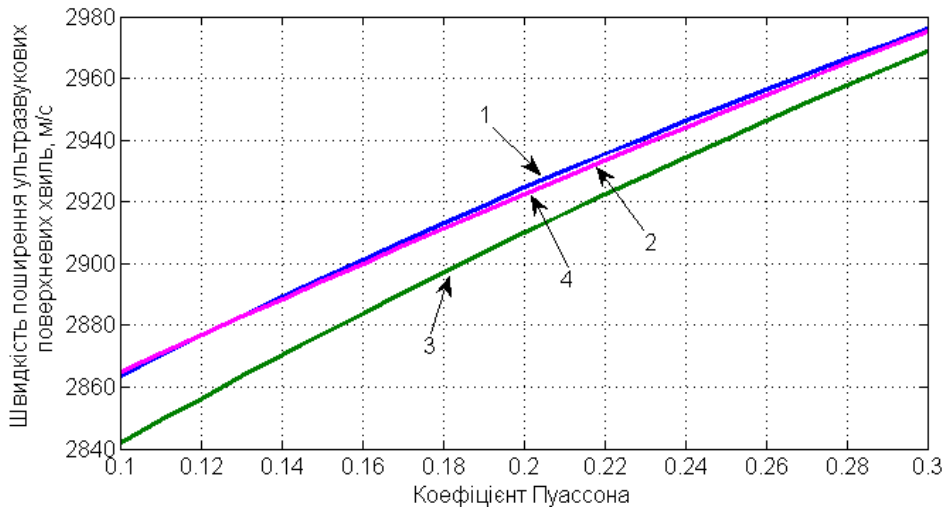
Отже, аналіз поширення поверхневих ультразвукових хвиль є складною задачею. Ця задача ускладнюється ще більше, коли потрібно проводити аналіз пластини за кількома шарами із різними фізико-механічними властивостями. Для спрощення цієї задачі скористаємося методом скінченних елементів.

### Числова модель поширення поверхневих ультразвукових хвиль

Розв'язок моделі поширення поверхневих ультразвукових хвиль зводиться до пошуку апроксимованих скінченними елементами розв'язків для переміщень, деформацій, напружень та зусиль, що визначаються деяким набором зусиль отриманими впродовж дослідження. Для точного розв'язку такої моделі необхідно знайти баланс сил протягом всього часу дослідження. Метод скінченних елементів базується на підході пошуку такого балансу сил для скінченних частин об'єкту, що дає змогу "дискретизувати" сформовану задачу. Точне рівняння балансу сил реалізоване методом скінченних елементів має вигляд [7]:

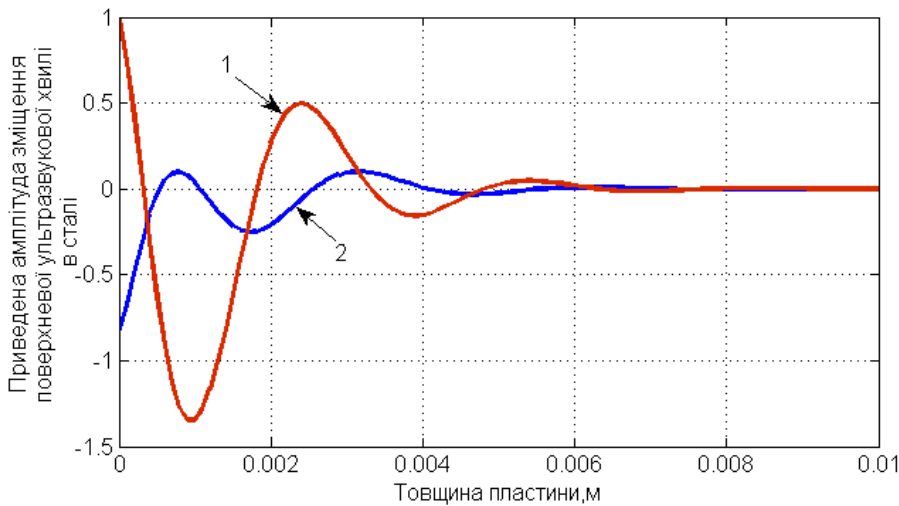
$$\int_V \sigma / \delta D dV = \int_S \delta V F \cdot T dS + \int_V \delta V F \cdot F \cdot dV, \quad (8)$$

де:  $\delta FV$  – віртуальна функція швидкості, що сумісна із всіма кінематичними граничними умовами та є неперервною на досліджуваному об'єкті та інтервалі часу;  $V$  – об'єм досліджуваного об'єкту,  $\delta D$  – величина зміни деформацій;



1 – рівняння (4), 2 – рівняння (5), 3 – рівняння (6), 4 – рівняння (7)

**Рисунок 3 – Результати розв'язку апроксимаційних рівнянь швидкості поширення поверхневих ультразвукових хвиль**



1 – поляризація вздовж осі  $OX$ , 2 – поляризація вздовж осі  $OY$

**Рисунок 4 – Зміщення по товщині сталевій пластині елементарного об'єму пружного середовища від поширення ультразвукової поверхневої хвилі на частоті 1 МГц**

$\sigma$  – матриця напружень Коші;  $S$  – площа поверхні;  $T$  – сила на одиницю площі;  $F$  – сила на одиницю об'єму.

Для виконання рівняння (8) необхідно задовольнити такі додаткові умови [7]:

$$T = n\sigma, \quad \frac{\partial \sigma}{\partial x} + F = 0, \quad \sigma = \sigma^T, \quad (9)$$

$$\delta D = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \delta V F}{\partial x} + \left( \frac{\partial \delta V F}{\partial x} \right)^T \right),$$

де:  $x$  – вектори-орти Декартової системи координат,  $n$  – нормаль до поверхні.

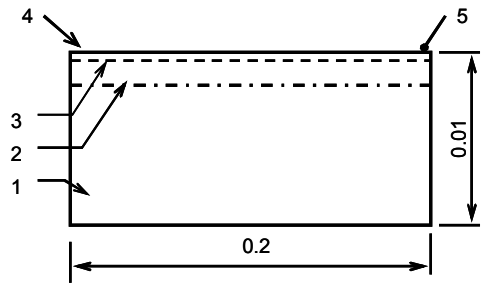
Фізична інтерпретація (8) є такою: величина роботи, виконана зовнішніми силами, викликаними деяким полем віртуальної швидкості, дорівнює величині роботи, виконаної зрівно-зважувальними напруженнями на величину деформацій цього ж поля віртуальної швидкості [7]. Поширення поля віртуальної швидкості

є обмеженим кількістю вузлів сітки скінченних елементів. Як поле віртуальної швидкості може виступати довільна шукана функція, що задовольняє відповідним умовам.

У випадку поширення ультразвукової хвилі у сталевій пластині розраховують величини прискорень та напружень у вузлах та об'ємі скінченних елементів. Моделювання поширення ультразвукової хвилі в пластині проводилось у два етапи (рис. 5). На першому етапі товщина поверхні пластини із зміненими фізико-механічними параметрами дорівнювала 1,0 мм, а на другому – 0,2 мм. Механічні параметри сталі є такими: густина – 7850 кг/м<sup>3</sup>, модуль Юнга – 2,1·10<sup>11</sup> Па, коефіцієнт Пуассона – 0,3. Механічні параметри верхнього шару об'єкту є такими: густина – 7800 кг/м<sup>3</sup>, модуль Юнга – 1,5·10<sup>11</sup> Па, коефіцієнт Пуассона – 0,1.

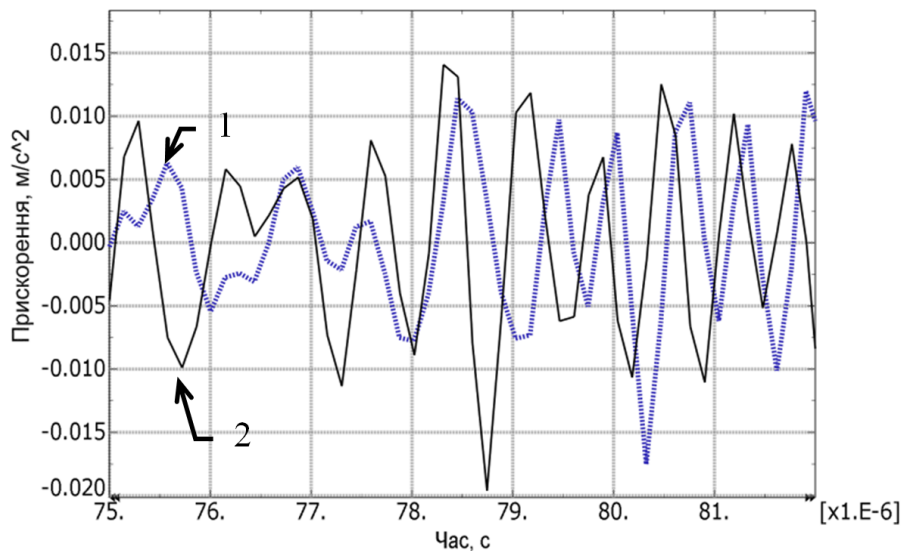
Сигнал ультразвукової хвилі, отриманий у т. 5 (рис. 5), для двох етапів проведення моде-

лювання її поширення представлений на рис. 6. На рис. 6. видно два великі мінімуми сигналу, яким відповідає швидкість ультразвукової хвилі у випадку 1 2538 м/с, а у випадку 2 – 2488 м/с. Швидкість хвилі Релея, обчислена за апроксимаційними рівняннями для пластини, яка повністю виготовлена із матеріалу шару 2 (рис. 1) знаходиться в діапазоні [2620...2641] м/с. Час 2620 м/с відповідає початку хвильового пакету (рис. 6, сигнал 2), який складається із 5-ти коливань, заданих при генеруванні хвилі. Співпадання розрахованих швидкостей поширення хвиль Релея та отриманих методом скінченних елементів дає підстави стверджувати про правильність проведення моделювання. Результат свідчить, що зі збільшенням товщини шару із зміненими фізико-механічними властивостями швидкість поверхневої ультразвукової хвилі зменшується.



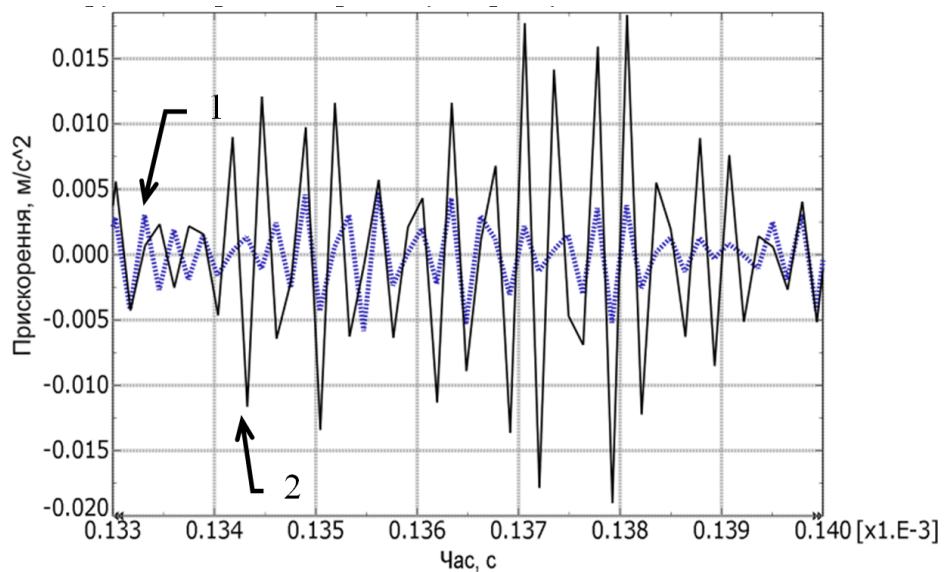
1 – матеріал сталь, 2 – матеріал із зміненими механічними властивостями із товщиною 1 мм, 3 – матеріал із зміненими механічними властивостями із товщиною 0,2 мм, 4 – точка введення ультразвукової хвилі в об'єкт, 5 – точка реєстрації ультразвукової хвилі

**Рисунок 5 – Пластина, в якій поширюється ультразвукова поверхнева хвиля**



1 – сигнал ультразвукової хвилі з для шару товщиною 1 мм, 2 – для шару товщиною 0,2 мм

**Рисунок 6 – Сигнали ультразвукових хвиль**



1 – сигнал ультразвукової хвилі з для шару товщиною 1 мм, 2 – для шару товщиною 0,2 мм

**Рисунок 7 – Сигнали ультразвукових хвиль**

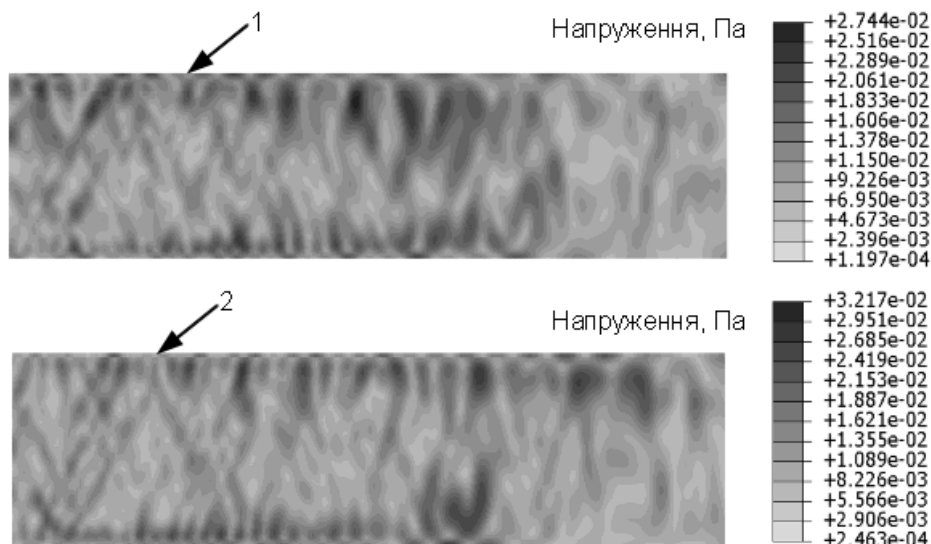


Рисунок 8 – Розподіл напружень в пластині від поширення ультразвукової хвилі

Зі зменшенням товщини поверхневого шару із зміненими фізико-механічними властивостями спостерігали збільшення амплітуди ультразвукової хвилі, швидкість поширення першого хвильового пакету якої складає 1487 м/с, а другого хвильового пакету із найбільшою амплітудою - 1440 м/с. Розподіл напружень при поширення ультразвукової хвилі в пластині показано на рис. 8.

#### Висновки

В результаті проведення дослідження встановлено, що зі зміною фізико-механічних властивостей поверхні пластини швидкість поширення поверхневих ультразвукових хвиль змінюється. Це дає змогу розробляти методи контролю наявності фізико-механічних змін на поверхні металоконструкцій.

Робота виконана на кошти гранту Президента України GP/F27/0150.

#### Література

- 1 Edwards R.S. Depth gauging of defects using low frequency wideband Rayleigh waves / R.S. Edwards, S. Dixon, X. Jian // Ultrasonics. – 2006. – V. 44. – p. 93–98.
- 2 Xian-Fang Li. On approximate analytic expressions for the velocity of Rayleigh waves / Xian-Fang Li // Wave Motion. – 2006. – V. 44. – p. 120–127.
- 3 Rose J. Ultrasonic Waves in Solid Media. / Rose J. // Cambridge University Press. – 1999. – 472 p.
- 4 Brekhovskikh L.M. Acoustics of Layered Media: Plane and Quasi-Plane Waves / L.M. Brekhovskikh, O.A. Godin // Berlin: Springer-Verlag. – 1990. – 260 p.
- 5 G.A.D. Briggs. Acoustic Microscopy. Oxford: Clarendon Press. – 1992. – 384 p.
- 6 J. David N. Cheeke. Fundamentals and Applications of Ultrasonic Waves (Pure and Applied Physics). CRC Press.- 2002.- 480 p.
- 7 Документація на пакет програм скінченно-елементного аналізу Abaqus [електронний ресурс]: версія 6.9.1 / Компанія Simulia.- 2009.- 1 електронний оптичний диск (DVD-ROM).- Системні вимоги: Windows XP.- Назва з титул. екрану.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
09.07.10

Рекомендована до друку професором  
**Юрчишиним В.М.**

## РОЗВ'ЯЗОК ЗАДАЧІ ТЕОРІЇ РІЗАННЯ МЕТОДАМИ СКІНЧЕННО-ЕЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Б.Д. Сторож, Я.Б. Сторож, Я.М. Кулик

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422)40137,  
e-mail: public@nimg.edu.ua

*Подано огляд і узагальнення використання сучасних методик і засобів для розв'язання задач теорії різання методом скінченно-елементного аналізу, а також наведені результати експериментального і скінченно-елементного дослідження процесу стружкоутворення при прямокутному різанні гартованої сталі 45.*

Ключові слова: стружкоутворення, скінченно-елементний аналіз, режими різання, сила різання, напруження.

*Дан обзор и обобщение использования современных методик и средств для решения задач теории резания методом конечно-элементного анализа, а также приведены результаты экспериментального и конечно-элементного исследования процесса стружкообразования при прямоугольном резании закаленной стали 45.*

Ключевые слова: стружкообразование, конечно-элементный анализ, режимы резания, сила резания, напряжение.

*There are presented survey and generalization of up-to-date techniques used for the theory of material cutting problem solution by using of finite element analysis as well as results of experimental and finite element studying of hardened steel 45 chip formation during orthogonal cutting*

Keywords: chip formation, finite element analysis, cutting parameters, cutting force, stresses.

### Вступ

Обробка матеріалів різанням широко використовується з початку промислової революції, тобто з середини 18 століття, а її наукові дослідження мають більше ніж столітню історію [1, 2]. Однак вивчена вона далеко недостатньо. Такий стан зумовлений як складністю явищ, що супроводжують різання, так і можливостями їх експериментального дослідження. Так, різання матеріалів характеризується поєднанням взаємовпливів механічних, теплофізичних, хімічних і трибологічних явищ і процесів, що локалізовані в порівняно малих об'ємах і чутливі до властивостей оброблюваного матеріалу, що змінюються під впливом режимів і умов обробки, високошвидкісної деформації і значних градієнтів температури. З огляду на широкомасштабне використання цього методу обробки та споживання ним значних суспільних ресурсів, його удосконалення є важливим і актуальним. Отже, метод скінченно-елементного аналізу (СЕА) відкриває широкі можливості для повнішого вивчення процесів механічної обробки металів, насамперед важкообробних матеріалів, кращого розуміння механізмів формування стружки, трибологічних явищ у контактах заготовки з інструментом і формування властивостей оброблених поверхонь [1, 3, 4]. Водночас публікації із застосування методу СЕА у цій царині свідчать, що його методичні підходи залежать від завдань дослідження, можливостей обладнання, програмного, інформаційного і математичного забезпечення. Тому подальший реальний внесок зазначеного методу в поглиблене розуміння процесів різання, потребує значного розширення обсягу таких досліджень і

систематизації досвіду як щодо методики побудови скінченно-елементних моделей, так і результатів їх реалізації.

Мета роботи – огляд та узагальнення відомих результатів досліджень, присвячених використанню методу СЕА для розв'язку задач теорії різання і дослідження цим методом процесу стружкоутворення при прямокутному різанні гартованої сталі 45.

### Методика дослідження

**Способи формулювання задачі деформування матеріалу.** Аналіз літературних джерел свідчить, що в моделюванні засобами СЕА суцільне середовище може описуватися двома формулюваннями – Ейлера і Лагранжа. В аналізі Лагранжа розрахункова ґратка моделі деформується разом з матеріалом, тоді як у постановці Ейлера вона фіксується в просторі. Обчислення за Лагранжем зводиться до визначення розміщення ґратки в дискретні моменти часу і реалізується явним або неявним часовим інтегруванням. Неявне придатніше для розв'язування лінійних статичних задач, тоді як явне – для нелінійних динамічних, якими є задачі різання металів. Тому більшість досліджень опирається на формулювання Лагранжа, яке дає змогу моделювати процес формування стружки від зародження до усталеного процесу. Проте формулювання Лагранжа потребує критерію для відділення стружки від заготовки, наприклад, щільність енергії деформації, ефективний деформаційний критерій [5]. Хоча неявне формулювання Лагранжа пов'язано зі значно більшими часовими затратами у зв'язку з багаторазовим мешуванням твердотільної моделі, його

іноді використовують для моделювання утворення зливної і сегментної стружки [3, 6, 7].

**Модель стану матеріалу.** Точні і надійні моделі напружень плинності матеріалу є вкрай необхідними для опису поведінки матеріалу в умовах високошвидкісного різання. В ході тривалої еволюції розвитку математичних моделей стану оброблюваного матеріалу остаточно сформована її базова модель, запропонована Джонсоном і Куком [7]. Вона описує зміну еквівалентних напружень плинності матеріалу під впливом деформації, швидкості деформації і температури за рівнянням

$$\bar{\sigma}_T = \left( A + B(\bar{\epsilon})^n \right) \times \left( 1 + C \ln \frac{\dot{\bar{\epsilon}}}{\dot{\bar{\epsilon}}_0} \right) \cdot \left[ 1 - \left( \frac{T - T_0}{T_{nl} - T_0} \right)^m \right], \quad (1)$$

де:  $\bar{\epsilon}$  – пластична еквівалентна деформація;  $\frac{\dot{\bar{\epsilon}}}{\dot{\bar{\epsilon}}_0}$  – швидкість пластичної деформації, нормованої щодо  $\dot{\bar{\epsilon}}_0$ ;  $T$ ,  $T_0$  і  $T_{nl}$  – поточна і кімнатна температура, а також температура плавлення оброблюваного матеріалу відповідно;  $A$  – межа плинності матеріалу за кімнатної температури і швидкості деформації  $1/c$ ;  $B$ ,  $C$ ,  $n$  і  $m$  – параметри моделі, що характеризують вплив деформації і швидкості деформації на зміцнення матеріалу, а також температури на його зменшення.

Модель (1) достатньо проста і добре узгоджується з експериментальними даними, отриманими випробуваннями як з малими деформаціями і швидкостями деформацій за кімнатної температури, так і випробуваннями руйнування зі швидкістю деформації до 1000/с і за температури до 600°C [3-6, 8]. Завдяки цьому рівняння Джонсона-Кука використовується найчастіше. Зауважимо, що в університеті штату Огайо (США) робочою групою під керівництвом доктора Т. Алана створена перша в світі база даних рівнянь стану матеріалів. У середині 2005 року вона охоплювала дані для 108 матеріалів [8].

**Моделювання відриву стружки.** Руйнування матеріалу є невід’ємною частиною процесу різання. Для будь-якого типу руйнування (в’язкий чи крихкий) критерій руйнування може бути сформульований як у термінах пластичної деформації, так і в термінах напружень [9]. Через неможливість із достатньою точністю експериментально визначити граничну величину критерію одночасно в обох термінах [9, 10] і наблизений характер методу СЕА як щодо розрахунку напружень, так і моменту руйнування [11] на практиці в кожному конкретному випадку слід обирати тип критерію. Наприклад, якщо відбувається крихке руйнування, то величина пластичної деформації до руйнування хоча і більша за нуль, але близька до нього, тоді як величина напружень значна. Тому при оцінці моменту початку руйнування крихкого мате-

ріалу за критерієм у термінах пластичної деформації виникає значна похибка, а застосування критерію в напруженнях забезпечить точний і стійкий розв’язок задачі.

Отже, для матеріалів, що руйнуються крихко, критерієм руйнування може бути умова  $\sigma_1 > \sigma_{роз}$ . Досвід свідчить, що для матеріалів, які деформуються в’язко, узагальненим є критерій накопичених пластичних деформацій у формі В.Л. Колмогорова [12] та Джонсона-Кука [13]

$$D = \sum \Delta \bar{\epsilon}^{nl} / \bar{\epsilon}_p^{nl} \geq 1, \quad (2)$$

де:  $\Delta \bar{\epsilon}^{nl}$  – приріст еквівалентної пластичної деформації;  $\bar{\epsilon}_p^{nl}$  – еквівалентна деформація під час руйнування. Сума виконується за всіма приростами аналізу. При цьому еквівалентну деформацію розраховують за формулою

$$\bar{\epsilon}_p^{nl} = \left[ d_1 + d_2 \exp(d_3 \frac{p}{q}) \right] \times \left[ 1 + d_4 \ln \left( \frac{\bar{\epsilon}^{nl}}{\epsilon_0} \right) \right] \cdot \left( 1 + d_5 \frac{T - T_0}{T_{nl} - T_0} \right), \quad (3)$$

де:  $d_1$ - $d_5$  – параметри руйнування, визначені нижче перехідної температури;  $p$  і  $q$  – гідростатичний тиск і напруження Мізеса відповідно.

В алгоритмах методу СЕА формування стружки реалізують, переважно, одним із двох способів: новим адаптивним мешуванням навколо вершини тріщини на кожному кроці переміщення різального леза або з видаленням елементів, у яких в ході обчислення досягнуто стан критерію руйнування. Перший спосіб істотно збільшує тривалість обчислень. Другий – ефективніший, тому застосовується найчастіше. Проте він пов’язаний із втратою матеріалу – в разі виконання умови (2) тензор напружень Коші встановлюється рівним нулю, і елементи видаляються з моделі.

**Моделювання тертя.** Численні дослідження свідчать, що успішне СЕА напружень плинності металів у процесі різання потребує також вирішення проблеми моделювання тертя між заготовкою й поверхнями інструменту.

Згідно з сучасними уявленнями контакт стружки з передньою поверхнею різального леза поділяють на пластичну (розміщена біля різальної кромки) і пружну ділянки. На першій ділянці спостерігається схоплювання стружки з інструментом і рух стружки визначається опором зсуву матеріалу стружки (інакше його внутрішнім тертям). При цьому контактні напруження зсуву  $s$  сягають межі плинності матеріалу  $\tau_{max}$  [5]

$$s = \tau_{max}, \quad \mu p \geq \tau_{max}, \quad (4)$$

де:  $p$  – нормальні напруження в контакт;  $\mu$  – коефіцієнт тертя.

На пружній ділянці контакту переміщення стружки залежить від її зовнішнього тертя з передньою поверхнею інструменту, а напру-

ження  $s$  залежать від нормальних напружень в контактні і можуть бути описані в форматі закону Кулона [5]

$$s = \mu p, \quad \mu p < \tau_{\max}, \quad (5)$$

Моделі (4) і (5) зручні для інтегрування з моделями (1) і (3).

**Вибір програмного забезпечення.** Аналіз сучасних публікацій свідчить, що для СЕА процесів різання використовується, в основному, комерційне програмне забезпечення, насамперед продукти DEFORM, TWA, LS-DYNA і ABAQUS [3, 5, 6, 9, 14]. Ці програмні продукти мають відкриту архітектуру, дають змогу користувачам додавати власні процедури й істотно інтенсифікувати дослідження. Хоча програмний пакет TWA орієнтований винятково на моделювання процесу різання, але на відміну від решти пакетів він не має опцій для модифікації моделей матеріалу, тертя і руйнування. Цей пакет, а також DEFORM орієнтовані більше на виробничі потреби, а не на дослідження. LS-DYNA забезпечує підвищену продуктивність моделювання багатокомпонентних систем, але має обмежений інтерфейс користувача. ABAQUS займає лідируючі позиції за частотою використання для моделювання процесів різання завдяки своїм розширеним можливостям і зручному інтерфейсу користувача. Тому в даній роботі нами віддана перевага саме цьому програмному продукту.

#### Побудова скінченно-елементної моделі.

В середовищі ABAQUS/Explicit параметричну модель заготовки з гартованої сталі 45 у вигляді прямокутного паралелепіпеда з розмірами (в мм)  $8 \times 1 \times 2$  формували зі структурованих 8-вузлових лінійних кубічних елементів C3D8R, а різального клина з твердого сплаву тієї ж ширини – з вільних елементів C3D8R (рис. 1). З метою скорочення машинного часу мешування моделі в місцях очікуваного контакту стружки і клину, виконано значно дрібнішим: розмір елементів ділянки утворення стружки складає 15 мкм, елементів на вершині клину – 5 мкм, а в площині очікуваного відділення стружки від заготовки –  $1 \times 5$  мкм. Змінними параметрами моделі вибрано: для заготовки – товщина зрізуваного шару ( $a$ ) 0,1 і 0,2 мм, а для різального клина – передній кут ( $\gamma$ )  $0^\circ$ ,  $5^\circ$  і  $10^\circ$ . Моделювання контактної взаємодії між стружкою і різальним клином здійснено двобічним типом контакту з головною поверхнею, сформованою елементами передньої поверхні клина, і підлеглою, яка визначається вузлами заготовки в ділянці утворення стружки.

Параметри моделі Джонсона-Кука руйнування матеріалу за рівнянням (3) прийнято такими ж, як і для гартованої сталі-аналога AISI 1045 [15]:  $d_1=0,06$ ;  $d_2=3,31$ ;  $d_3=-1,96$ ;  $d_4=0,0018$ ;  $d_5=0,58$ . Інші параметри сталі: модуль пружності – 200 ГПа; коефіцієнт Пуассона – 0,3; густина –  $7,8 \text{ г/см}^3$ ; межа міцності на розтяг – 1312,6 МПа; межа плинності – 202,9 МПа; коефіцієнт тертя з твердим сплавом – 0,25; тепло-

ємність – 432,6 Дж/кг/К. Швидкість різання прийнято 70 м/хв.

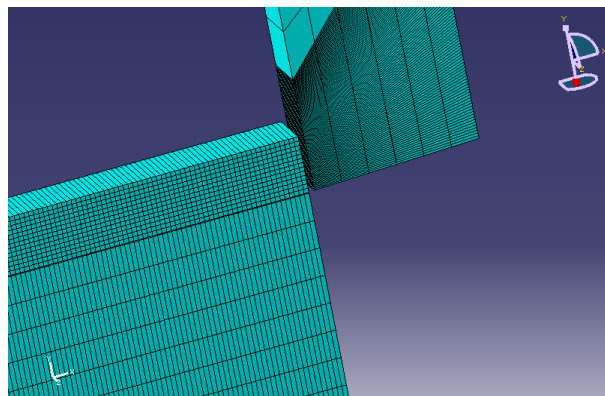


Рисунок 1 – Частина тривимірної моделі для дослідження процесу стружкоутворення при прямокутному різанні

В ході СЕА різання гартованої сталі 45 фіксували розподіл еквівалентних напружень у заготовці, довжину ділянок заготовки ( $L$ ) і відповідних їм довжин стружки ( $L_C$ ) по поверхні її контакту з різальним лезом, сили (нормальну  $N$  і тертя  $F$ ) у контакт "стружка-інструмент" і кут зсуву ( $\phi$ ). Розраховували:

коефіцієнт вкорочення стружки ( $K_L$ ) двома методами за формулами [1]:

$$K_L = \frac{L}{L_C} \quad (6)$$

та

$$K_L = \frac{\cos(\phi - \gamma)}{\sin \gamma}; \quad (7)$$

питому силу різання ( $\text{Н/мм}^2$ ) – за допомогою формули

$$Pz_0 = \frac{Pz}{a \cdot b} = \frac{N \cdot \cos \gamma + F \cdot \sin \gamma}{a \cdot b}, \quad (8)$$

де:  $Pz$  – головна складова сили різання в Н;  $a$  і  $b$  – товщина і ширина зрізуваного шару в мм.

**Методика експериментального дослідження.** Експериментальне дослідження процесу різання здійснювали на заготовці трубчасті форми з гартованої сталі 45 (HRCe=41) із зовнішнім діаметром 50 мм і товщиною 3 мм. Заготовку обробляли на токарному верстаті моделі 1A616 гострозаточеним різцем з твердого сплаву T15K6 із геометричними параметрами: головний кут в плані  $90^\circ$ , задній кут  $8^\circ$ , головний передній кут  $0^\circ$ ,  $5^\circ$  і  $10^\circ$  на режимах різання, що відповідають параметрам СЕА (рис. 2). В ході експерименту вимірювали: за допомогою механічного динамометра головну складову сили різання ( $Pz$ ), лінійною довжиною стружки ( $L_C$ ) по поверхні її контакту з інструментом (відповідна довжина заготовки ( $L$ ) по її середньому діаметру складала 70,8 мм); розраховували коефіцієнт вкорочення стружки за рівнянням (6), питому силу різання  $Pz_0$ , коефіцієнт тертя і кут зсуву з використанням залежності (7).

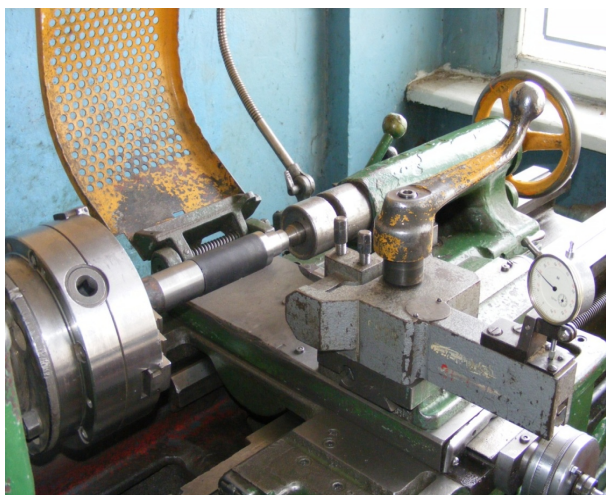
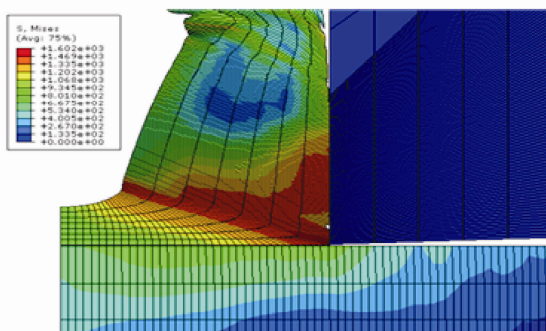


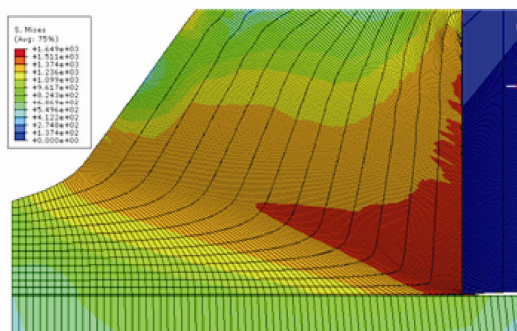
Рисунок 2 – Загальний вигляд апаратурного налагодження для експериментального дослідження процесу різання

### Результати дослідження та їх аналіз

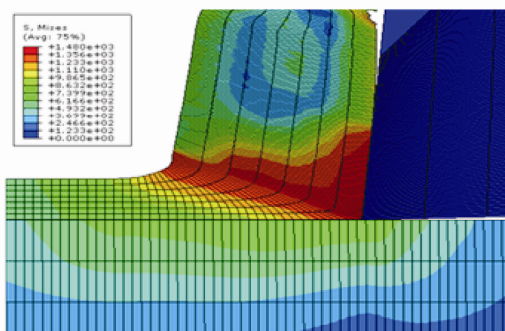
Результати моделювання свідчать, що після 1,5-1,8 мс від моменту втискання різального клина в заготовку (рис. 3) процес різання набуває усталеного характеру – стабілізуються товщина стружки, сили і розподіл напружень у зоні різання. Аналіз розподілу еквівалентних напружень у заготовці для всіх розглянутих моделей (рис. 3) свідчить, що найбільші їхні значення спостерігаються у двох її ділянках перед передньою поверхнею різального клина: відносно вузькій майже прямокутної форми, нахилений під кутом  $\varphi$  до напрямку його переміщення, і вздовж передньої поверхні клина, де їх розподіл набуває трикутної форми. Деяке розширення першої ділянки у напрямку до передньої поверхні клина є проявом деформаційного зміцнення матеріалу. Наявність другої ділянки з високим рівнем напружень (найвищим у контакті з клином) свідчить про протікання



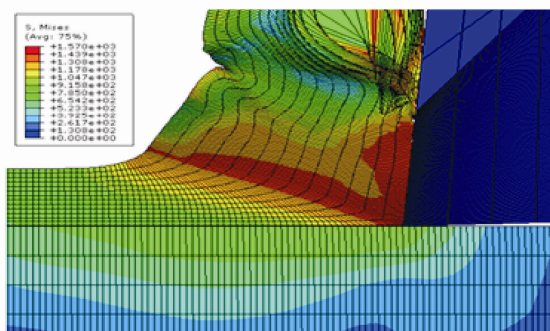
1-a)



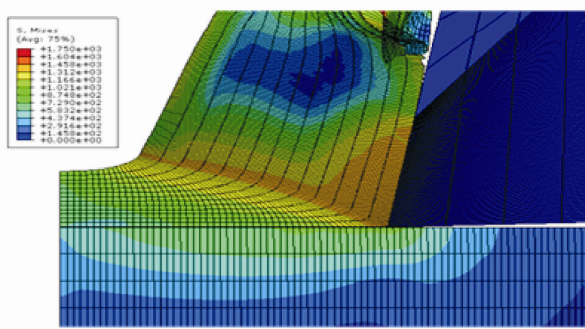
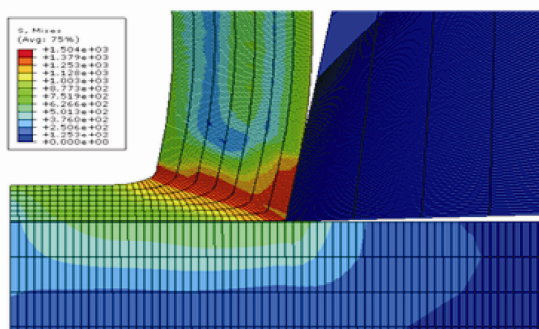
2-a)



1-б)

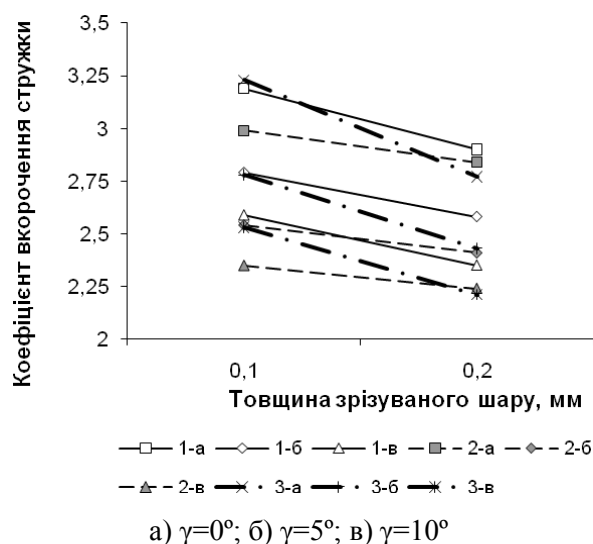


2-б)

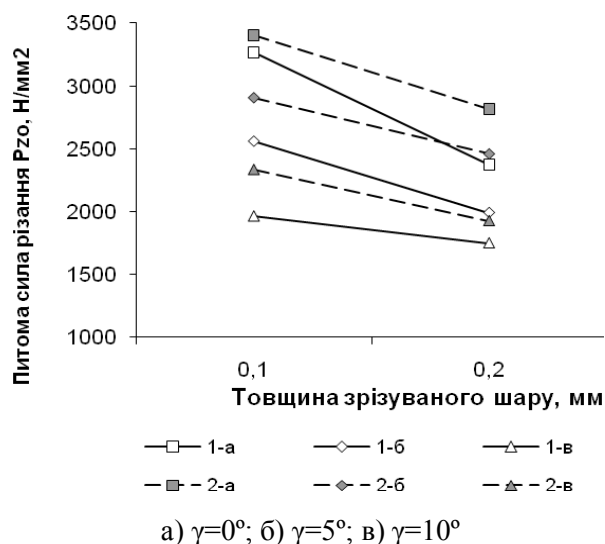


1)  $a=0,1$  мм; 2)  $a=0,2$  мм; а)  $\gamma=0^\circ$ ; б)  $\gamma=5^\circ$ ; в)  $\gamma=10^\circ$

Рисунок 3 – Розподіл еквівалентних напружень у заготовці в момент 2,5 мс від початку різання



**Рисунок 4 – Вплив товщини зрізаного шару (а) і переднього кута ( $\gamma$ ) на коефіцієнт вкорочення стружки за результатами СЕА (1 і 3) і експерименту (2) з розрахунком за формулою 6 (1 і 2), за формулою 7 (3)**



**Рисунок 5 – Вплив товщини зрізаного шару (а) і переднього кута ( $\gamma$ ) на питому силу різання за результатами СЕА (1 і 3) і експерименту (2) з розрахунком за формулою 6 (1 і 2), за формулою 7 (3)**

додаткової пластичної деформації матеріалу стружки біля передньої поверхні різального клина. Наведені результати добре узгоджуються з даними численних експериментальних досліджень (методами ділильних сіток, мікротвердості) [1]. Вони підтверджують також загальноприйняте положення, що основна пластична деформація при утворенні зливної стружки відбувається на так званій ділянці первинної деформації, товщина якої є достатньо малою. Вплив деформації стружки на ділянці вторинної деформації (біля передньої поверхні клина) на напружений стан у стружці та зміцнення матеріалу порівняно невеликий.

Результати розрахунку коефіцієнта вкорочення стружки і питомої сили різання теж підтверджуються експериментом (рис. 4 і 5) – ці параметри зменшуються зі збільшенням товщини зрізаного шару і переднього кута. Отримані залежності пояснюються зменшенням ступеня деформації внаслідок зменшення кута різання і зменшення тертя стружки по передній поверхні. Так, збільшення переднього кута від  $0^\circ$  до  $10^\circ$  супроводжується збільшенням кута зсуву з  $20,2^\circ$  до  $23,7^\circ$  і з  $17,2^\circ$  до  $21,1^\circ$  при а 0,2 і 0,1 мм відповідно. За цих же умов ступінь деформації стружки зменшується з 3,086 до 2,522 і з 3,540 до 2,788, а коефіцієнт тертя – від 0,278 до 0,231 і від 0,238 до 0,224.

Зауважимо, що за даними СЕА спостерігається менша питома сила різання порівняно з результатами експерименту (в межах 6-18%). Така невідповідність пояснюється тим, що в комп'ютерному аналізі тертя по задній поверхні інструменту не моделювалось.

Отже, наведені дані вказують на задовільні як якісну, так і кількісну відповідність результатів СЕА і експерименту щодо формування стружки в процесі різання гартованої сталі. В подальшому планується дослідити розподіл

нормальних і тангенційних сил у контакті "заготовка-інструмент" і вплив радіуса заокруглення різального леза на напружено-деформований стан у заготовці.

### Висновок

На підставі аналізу й узагальнення літературних джерел, присвячених використанню МСА для моделювання процесів різання, вибрані методика СЕ-моделювання і вивчено стружкоутворення при прямокутному різанні гартованої сталі 45 твердосплавним інструментом засобами СЕА та натурального експерименту. Підтверджено можливість використання МСЕ для розв'язку задач теорії різання в процесі оброблення гартованих матеріалів.

### Література

- 1 Мазур М.П. Основи теорії різання матеріалів: підручник / [М.П. Мазур, Ю.М. Внуков, В.Л. Доброскок та ін.]; під заг. ред. М.П. Мазура. – Львів : Новий Світ-2000, 2010. – 422 с.
- 2 Сторож Б.Д. Технологічні основи машинобудування : навч. посібник / Б.Д. Сторож, М.П. Мазур, Р.Т. Карпик, В.Д. Каразей. – Івано-Франківськ – Хмельницький: ТУП, 2003. – 153 с.
- 3 Kalhori V. Modeling and simulation of mechanical cutting: Doctoral thesis / V. Kalhori. – Lulea: Lulea university of technology, 2001. – 103 p.
- 4 Heisel, U. Cause Analysis of Errors in FE Prediction Orthogonal Cutting Performances / U. Heisel, D. V. Krivoruchko, V. A. Zaloha, M. Storchak // Proc. of the 10th CIRP International Workshop on Modeling of Machining Operations. – Calabria, 2007. – P. 141-148.

5 Ng E. Modeling of hard part machining / Eu-Gen Ng, David K. Aspinwall // J. Mat. Proc. Technology, v.127, 2002. – P. 222-229.

6 Ozel T. Influence of friction models on finite element simulations of machining // Int. J. of Machine tools & Manufacture. – 2004. – P. 345-353.

7 Johnson G.R. A Constitutive Model and Data for Metals Subjected to Large Strains, High Strain Rates and High Temperatures / G.R. Johnson, W.H. Cook // Proceedings of the 7th Int. Symp. on Ballistics. – 1983. – P. 541-547.

8 Altan T. Material database for machining simulation / T. Altan – Ohio: Ohio state university, 2000. – 20 p. Електронний ресурс: [Http://nsm.eng.ohio-state.edu/madams](http://nsm.eng.ohio-state.edu/madams).

9 Strenkowski J.S. A finite element model of orthogonal metal cutting / J. S. Strenkowski., J. T. Carroll // Journal of Engineering for Industry: Trans. of ASME. – 1985. – V. 107. – P. 349-354.

10 Золоторевский В.С. Механические свойства металлов : учебн. для вузов / В.С. Золоторевский. – М.: Металлургия, 1983. – 352 с.

11 Stein E. Encyclopedia of Computational Mechanics / E. Stein, B.R. De, T.J. Hughes. 2 v. – Chichester: John Wiley & Sons Inc, 2004. – V.2: Solids and Structures. – 798 p.

12 Колмогоров В.Л. Напряжение, деформация, разрушение / В.Л. Колмогоров. – Л.: Металлургия, 1970. – 229 с.

13 Johnson G.R. Fracture characteristics of three metals subjected to various strains, strain rates, temperatures and pressures / G.R. Johnson, W.H. Cook // Int. J. Eng. Fract. Mech. – 1985. – P. 31-48.

14 Masillamani D.P., Chessa J. Determination of optimal cutting conditions in orthogonal metal cutting using LS-DYNA // Proc. of the 8th international LS-DYNA users conference. - 2004. - V9. – P. 27-36.

15 Duan C.Z. Finite element simulation and experiment of chip formation process during high speed machining of AISI 1045 / C.Z. Duan, T. Dou, Y.J. Cai, Y.Y. Li. // Int. j. of recent trends in engineering 2009, - v.1, (5), - P. 134-143.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*

*12.07.10*

*Рекомендована до друку професором  
Петриною Ю.Д.*

## ОРГАНІЗАЦІЯ УПРАВЛІННЯ ЧАСТОТНИМ ПЕРЕТВОРЮВАЧЕМ SINAMICS G120 НА БАЗІ PLC SIMATIC S7-300 І КОМУНІКАЦІЇ PROFIBUS-DP

Л.М. Заміховський, М.Я. Николайчук

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 48000,  
e-mail: ktsu@nimg.edu.ua

*Проаналізовано структуру слів управління і стану відповідно до PROFIdrive-профілю для організації управління і діагностування частотного перетворювача Sinamics G120.*

*Реалізовано і досліджено комунікаційні процедури на основі спеціалізованих функціональних блоків і блоків даних для управління Sinamics G120.*

*Розроблено проект системи управління Sinamics G120 на базі PLC Simatic S7-300 з циклічною комунікацією на шині PROFIBUS-DP.*

Ключові слова: PROFIdrive-профіль, частотний перетворювач, Sinamics G120, PLC Simatic S7-300, комунікаційна шина PROFIBUS-DP.

*Проанализированы структуры слов управления и состояния относительно PROFIdrive-профиля для управления и диагностики частотного преобразователя Sinamics G120.*

*Реализованы и исследованы коммуникационные процедуры на основании специализированных функциональных блоков и блоков данных для управления Sinamics G120.*

*Разработан проект системы управления Sinamics G120 на базе PLC Simatic S7-300 с циклической коммуникацией на шине PROFIBUS-DP.*

Ключевые слова: PROFIdrive-профиль, частотный преобразователь, Sinamics G120, PLC Simatic S7-300, коммуникационная шина PROFIBUS-DP.

*Structures of words of management and condition concerning a PROFIdrive-profile for management and diagnostics of frequency converter Sinamics G120 are analysed.*

*Communication procedures on the basis of specialised functional blocks and blocks of the data for management Sinamics G120 are realised and investigated.*

*It is developed the project of control system Sinamics G120 on the basis of PLC Simatic S7-300 with cyclic communications on tyre PROFIBUS-DP.*

Keywords: PROFIdrive-profile, frequency converter, Sinamics G120, PLC Simatic S7-300, communication tyre PROFIBUS-DP.

### Вступ

Дослідження, проектування і впровадження систем частотного управління електроприводом в різних галузях народного господарства України є актуальною науково-технічною задачею, що пов'язана з підвищенням рівня автоматизації і ефективності виробництва. Особливо актуальною вона є для енергомістких галузей промисловості, зокрема нафтогазовидобувних і переробних.

Вирішення вказаної задачі дасть змогу забезпечити уніфікацію, здешевлення, спрощення процедур автоматизованого проектування, експлуатації і обслуговування приводного обладнання, а також реалізацію процедур віддаленого (з використанням сучасних інформаційних мереж) управління електроприводом з функціями діагностування і захисту) [1].

У статті наводяться результати дослідних і проектних робіт, виконані авторами в рамках угоди про співпрацю між ІФНТУНГ і дочірнім підприємством зі 100% іноземною інвестицією «Сіменс Україна», а також договором №94/2009 «Розроблення методики проектування систем управління для нафтогазової промисловості» [2].

### Розглянемо структуру профіля PROFIdrive для управління Sinamics G120

PROFIdrive є стандартизованим інтерфейсом управління частотними перетворювачами «Siemens» на комунікаційних шинах PROFIBUS-DP (Process Field Bus – Distributed Periphery) і PROFINET [3, 4].

Частотні перетворювачі Sinamics G120 управляються через PROFIdrive-профіль V4.1, який визначає структуру даних циклічної або ациклічної комунікації між PLC (Programmable Logic Controller) і Sinamics G120.

### Циклічна комунікація між PLC і Sinamics G120

PROFIdrive визначає різні типи «телеграм», які містять пакети даних з відповідними значеннями і послідовністю для забезпечення циклічної комунікації. В табл. 1 наведено типи «телеграм» для управління частотним перетворювачем Sinamics G120 [5].

Таким чином, управління частотними перетворювачами з використанням PROFIdrive-профілю полягає у циклічній двонаправленій комунікації через шину PROFIBUS-DP з використанням структурованих даних у вигляді «телеграм», основними елементами яких є слова управління і слова стану. Нижче проаналізо-

Таблиця 1 – Типи телеграм для управління Sinamics G120

Тип телеграми	Параметр каналу (PKW) параметр даних	Дані процесу (PZD) – слова управління і стану, фактичні значення					
		PZD01 STW1 ZSW1	PZD02 HSW HIW	PZD03	PZD04	PZD05	PZD06
Телеграма 1 (управління швидкістю), 2 слова	-	STW1	NSOLL_A	Пересилка слова управління (PLC → Sinamics G120)			
		ZSW1	NIST_A	Пересилка слова стану (Sinamics G120 → PLC)			
Телеграма 20 (управління швидкістю VIK/NAMUR), 2 або 5 слів	-	STW1	NSOLL_A				
		ZSW1	NIST_A_GLATT	IAIST	MIST	PIST	
Телеграма 350 (управління швидкістю), 4 слова	-	STW1	NSOLL_A	M_LIM	STW2		
		ZSW1	NIST_A_GLATT	IAIST	ZSW2		
Телеграма 352 (управління швидкістю), PCS7	-	STW1	NSOLL_A	PCS7 дані процесу			
		ZSW1	NIST_A_GLATT	IAIST	MIST	FAULT_CODE	WARN_CODE
Телеграма 353 (управління швидкістю), PKW 4/4 і PZD 2/2	+	STW1	NSOLL_A				
		ZSW1	NIST_A_GLATT				
Телеграма 354 (управління швидкістю), PKW 4/4 і PZD 6/6	+	STW1	NSOLL_A	PCS7 дані процесу			
		ZSW1	NIST_A_GLATT	IAIST	MIST	FAULT_CODE	WARN_CODE
Телеграма 999 Вільна взаємна комунікація через BICO	-	STW1	Довжина телеграми управління складає максимально 8 слів. Основна конфігурація визначається користувачем (наприклад, в HW Config (універсальний модуль в GSD))				
		ZSW1	Довжина телеграми стану складає максимально 8 слів. Основна конфігурація визначається користувачем (наприклад, в HW Config (універсальний модуль в GSD))				
<b>Абревіатура</b>		<b>Визначення</b>					
STW1/2 ZSW1/2 NSOLL_A NIST_A_GLATT  IA_IST MIST PIST M_LIM FAULT_CODE WARN_CODE		Control word 1/2 - Слова управління (одне або два) Status word 1/2 - Слова стану (одне або два) Speed or frequency setpoint - задана швидкість або частота Smoothed speed or actual frequency value - Усереднена швидкість або фактичне значення частоти Current output current - Текучий вихідний струм Current torque - Текучий обертовий момент Current active power - Миттєва активна потужність Toque limit value - Значення обмеження обертового моменту Fault number - Код помилки Alarm number - Код сигнального повідомлення					

вано структури слів управління і стану частотного перетворювача Sinamics G120.

**Структура слова управління Sinamics G120**

В табл. 2 наведено структуру 1-го слова управління (STW1) Sinamics G120. Біти від 0-го по 10-й відповідають профілю PROFIdrive і VIK/NAMUR, а біти з 11-го по 15-й - специфічні для Sinamics G120.

Для розширення функціональних можливостей частотного перетворювача Sinamics G120 може бути використано друге слово управління (STW2).

**Структура слова стану Sinamics G120**

В табл. 3 наведено структуру 1-го слова стану (ZSW1) Sinamics G120. Біти від 0-го по 10-й відповідають профілю PROFIdrive і VIK/NAMUR, а біти з 11-го по 15-й специфічні для Sinamics G120.

Таблиця 2 – Структура слова управління STW1

Біт	Стан	Значення	Коментарі
0	0	OFF1	Зупинка OFF1 - гальмування за рампою (RFG – Ramp-Function-Generator) із заданою інтенсивністю, широтно-модульовані імпульси блокуються якщо $f < f_{min}$
	1	ON	Перехід інвертора в режим «готовність». Напрямок обертання визначає з 11-м розрядом
1	0	OFF2 - Coast to standstill	Зупинка OFF2 - блокуються широтно-модульовані імпульси, електропривод рухається за інерцією до зупинки
	1	No coasting to standstill	Відміна команди OFF2
2	0	OFF3 - Quick stop	Швидка зупинка OFF3 - зупинка роботи частотного перетворювача за RFG, інтенсивність якого може бути додатково встановлена
	1	No quick stop	Команда OFF3 – «швидка зупинка» відмінена
3	0	Disable operation	Управління частотним перетворювачем «заблоковано»
	1	Enable operation	Управління частотним перетворювачем «розблоковано»
4	0	Reset ramp-function generator (RFG)	Вихід RFG встановлено в «0» (можливе швидке гальмування), частотний перетворювач залишається в режимі «ON»
	1	Enable ramp-function generator (RFG)	Дозвіл RFG
5	0	Inhibit ramp-function generator (RFG)	Поточне значення, що забезпечується RFG «заблоковано»
	1	Enable ramp-function generator (RFG)	Поточне значення, що забезпечується RFG «розблоковано»
6	0	Deactivate setpoint	Вибране значення на вході RFG встановлено в «0»
	1	Enable setpoint	Дозвіл вибраного значення на вході RFG.
7	1	Fault acknowledgment	Підтвердження помилки. Далі частотний перетворювач перемикається в режим «старт заборонено»
8	0	JOG 1 OFF	Гальмування за рампою RFG
	1	JOG 1 ON	Прискорення за рампою RFG (напрямок обертання CW - за годинниковою стрілкою)
9	0	JOG 2 OFF	Гальмування за рампою RFG
	1	JOG 2 ON	Прискорення за рампою RFG (напрямок обертання CCW - проти годинникової стрілки)
10	0	No PLC	Заборона управління від PLC
	1	PLC control	Управління від PLC
11	0	No setpoint inversion	Заборона реверсу
	1	Setpoint inversion	Реверс
12	-	Not used	Не використовується
13	1	Motorized potentiometer UP	Збільшення значення цифрового потенціометра
14	1	Motorized potentiometer LOWER	Зменшення значення цифрового потенціометра
15	1/0	Data set changeover	Вибір набору даних. Залежить від протоколу: Для Sinamics G120 можна перемикатися між наборами даних «0» і «1» (CDS) в слові управління, біт 15 використовує локальні або зовнішні операційні функції

Для розширення діагностичних можливостей перетворювача Sinamics G120 може бути використано друге слово стану (ZSW2).

#### Розглянемо конфігурацію апаратно-програмних засобів

Для вирішення задачі організації управління частотним перетворювачем Sinamics G120 від PLC Simatic S7-300 через комунікаційну шину PROFIFUS-DP використовуються такі апаратно-програмні засоби [2].

#### Апаратні засоби:

- IBM-сумісний PC (далі PC/PG) з необхідною конфігурацією (CPU, RAM, HDD та інш.);
- комунікаційний процесор шини PROFIFUS-DP (CP 5611);
- PLC Simatic S7-300 (CPU xxx-2DP + Power Supply);
- частотний перетворювач Sinamics G120;
- асинхронний трифазний електропривод.

Таблиця 3 – Структура слова стану ZSW1

Біт	Стан	Значення	Коментарі
0	1	Ready for switching on	Живлення увімкнено, електроніка ініціалізована, широтно-модульовані імпульси «заблоковані»
	0	Not ready for switching on	Відсутня готовність для старту
1	1	Ready for operation	Частотний перетворювач в режимі (ON), відсутня активна помилка, перетворювач може стартувати, як тільки поступить команда «Enable operation» (STW1, біт 0)
	0	Not ready for operation	-
2	1	Operation enabled	Частотний перетворювач працює (STW1, біт 3)
	0	Operation locked	-
3	1	Fault present	Присутня помилка. Робота перетворювача «заблокована» і буде відновлена після усунення визначеної помилки
	0	No fault	Помилка відсутня
4	1	"Coast to standstill" not activated	«Зупинка за інерцією» OFF2 не активована (STW1, біт1)
	0	"Coast to standstill" activated	«Зупинка за інерцією» OFF2 активована (STW1, біт1)
5	1	"Quick stop" not activated	-
	0	Quick stop activated	«Швидка зупинка» OFF 3 активована
6	1	Switch-on locked	Частотний перетворювач переходить в режим «ON» тільки тоді, коли надходять команди «відсутня зупинка OFF2» і «відсутня швидка зупинка OFF3»
	0	Switch-on not locked	-
7	1	Alarm present	Перетворювач перебуває в роботі; сигналізація в параметрі сервісу/експлуатації - не визначена; необхідно перевірити сигнальний параметр r2110
	0	No alarm	Відсутня сигналізація або сигналізація припинилася
8	1	Speed deviation within tolerance range	Відхилення фактичного значення швидкості в межах доступного діапазону
	0	Speed deviation outside of tolerance range	Відхилення фактичного значення швидкості за межами доступного діапазону
9	1	Master control requested	Система автоматизації робить запит на управління
	0	No control requested	Система автоматизації не є поточним ведучим
10	1	Maximum frequency reached or exceeded	Вихідна частота перетворювача досягла або дорівнює максимальній частоті
	0	Maximum frequency not reached	Вихідна частота перетворювача не досягла або не дорівнює максимальній частоті
11	1	-	-
	0	Alarm: Motor current/torque limit reached	Сигналізація: струм або момент електропривода досягли границі
12	1	Motor holding brake active	Гальмування електропривода активовано, сигнал може бути використано для контролю гальмування
	0	-	-
13	1	Motor overload	Дані електропривода показують перевантаження
	0	-	-
14	1	Clockwise rotation	Рух електропривода за годинниковою стрілкою
	0	Counter-clockwise rotation	Рух електропривода проти годинникової стрілки
15	1	-	-
	0	Inverter overload	Перевантаження перетворювача (струм або температура)

**Програмні засоби:**

- STEP 7 від V5.1 SP3 (базове програмне забезпечення для конфігурації і програмування);

- Drive ES Basic (програмне забезпечення для інтеграції частотних перетворювачів в STEP 7);

- Drive ES Simatic (бібліотека функціональних блоків для організації комунікацій);

- STARTER (програмне забезпечення для введення в експлуатацію і діагностування частотних перетворювачів).

**Комунікаційні функціональні блоки і блоки даних**

Бібліотека комунікаційних блоків DRVDPS7 використовується для організації комунікації між PLC Simatic S7-300 і частотни-

ми перетворювачами «Siemens», зокрема Sinamics G120.

Для циклічної комунікації достатньо двох функціональних блоків (FC – Functional Block):

- **FB31 = PCD\_SEND** > send process data (циклічно передає дані процесу (слова управління і поточні установки) від PLC Sematic S7-300 до Sinamics G120));

- **FB32 = PCD\_RECV** > receives process data (циклічно передає дані процесу (слова стану і дійсні значення) від Sinamics G120 до PLC Sematic S7-300)).

### Розробка проекту управління частотним перетворювачем Sinamics G120 та дослідження комунікаційних процедур на базі PLC Sematic S7-300 і шини PROFIBUS-DP

Розробка проекту передбачає такі етапи:

- монтаж необхідного обладнання (PC/PG, CP5611, PLC Sematic S7-313C-2DP, PROFIBUS-DP communication, Sinamics G120, Asynchronous Motor);

- інсталяція програмного забезпечення (STEP 7 від V5.1 SP3, Drive ES Basic, Drive ES Sematic, STARTER);

- налагодження інтерфейсу між PC/PG і PLC Sematic S7-300;

- конфігурація апаратних засобів у STEP 7;

- копіювання в проект комунікаційних функціональних блоків (FB31, FB32 і додатково UDT31);

- створення екземплярних блоків даних «instance data blocks» (DB31, DB32);

- генерація блоку даних (DRIVDB1) для комунікації між PLC Sematic S7-300 і Sinamics G120;

- створення і відлагоджування програми на мовях (FBD, LAD або STL) [6];

- компіляція проекту;

- запис проекту в PLC Sematic S7-300;

- запуск і моніторинг системи управління.

На рис. 1 і рис. 2 зображено вікно (Hardware Config) і модуль (NetPro) програми STEP 7 з конфігурацією апаратних засобів і комунікацією на шині PROFIBUS-DP відповідно.

Вікно (Hardware Config) включає:

- головну стійку (UR0) зі встановленим обладнанням (PS 307 2A, CPU 313C-2DP, DI/DO8x24V/0.5A);

- комунікаційну шину PROFIBUS-DP;

- розподіл адрес входу/виходу;

- бібліотеку компонентів PLC S7-300.

Вікно модуля (NetPro) включає:

- PG/PC (програматор/персональний комп'ютер);

- PLC S7-300 (програмований логічний контролер);

- комунікаційну шину PROFIBUS-DP;

- частотний перетворювач Sinamics G120;

- бібліотеку компонентів, що підтримуються шиною PROFIBUS-DP.

Графічний інтерфейс конфігурації апаратних засобів забезпечує уніфікованість і швидкість виконання проектних процедур, виключає помилки і є наглядним, а також дозволяє одно-

кратною зміною даних на будь-якій стадії проектування виконати глобальну зміну даних у всіх модулях проекту.

На рис. 3 зображено вікно параметрів частотного перетворювача Sinamics G120, інтегрованого в пакет STEP 7 зі структурою даних відповідно до PROFIdrive-профілю V4.1.

Дані параметри визначають:

- тип «телеграми» (PZD 2/2 – два слова стану з дійсними значеннями (Actual value) і два слова управління з заданими установками);

- тип даних (input/output);

- адреса ведучого пристрою на шині PROFIBUS-DP;

- початкова адреса областей пам'яті для «обазу процесу»;

- довжина повідомлень (Length);

- формат даних (Word).

На рис. 4 зображено процедуру копіювання і включення в проект комунікаційних функціональних блоків (FB31, FB32 і додатково UDT31) з бібліотеки DRVDPS7.

Після копіювання в проект комунікаційних функціональних блоків (FB31, FB32), для них необхідно створити екземплярні блоки даних «instance data blocks» (DB31 і DB32) (рис. 5), присвоївши їх символічні імена (DB\_PCD\_SEND - для DB31 і DB\_PCD\_RECV - для DB32). Екземплярні блоки даних «instance data blocks» формуються виключно для визначених функціональних блоків, що забезпечує незалежність їх ідентифікації і обробки на всіх етапах виконання проекту.

Далі необхідно згенерувати блок даних (DRIVDB1) для комунікації між PLC Sematic S7-300 і Sinamics G120, виконавши послідовність команд (**START ⇒ SIMATIC ⇒ STEP7 ⇒ Drive ES – Generate DRVDBx**).

Після виконання вказаних вище процедур, створюється управляюча програма в організаційному блоці (OB1), в якій викликаються функціональні блоки (FB31, FB32) з відповідними екземплярними блоками даних (DB31 і DB32), вказуються адреси для запису і зчитування слів управління і слів стану, поточних установок і дійсних значень, а також діагностичних повідомлень. На рис. 6 і рис. 7 зображено модулі програми, які реалізують циклічну комунікацію між PLC Sematic S7-300 і частотним перетворювачем Sinamics G120 шляхом виклику відповідних комунікаційних функціональних блоків разом з екземплярними блоками даних.

Дані процедури можуть бути створені одноразово і застосовуватись для різних проектів і конфігурацій обладнання, що вирішує задачу уніфікації проектних процедур.

Додатково, для введення в експлуатацію і відпрацювання режимів роботи системи управління частотним перетворювачем Sinamics G120 може застосовуватись інструментальне програмне забезпечення концерну «Siemens» - STARTER, яке використовується автономно або інтегруватися з базовим програмним забезпеченням Sematic STEP 7 [7].

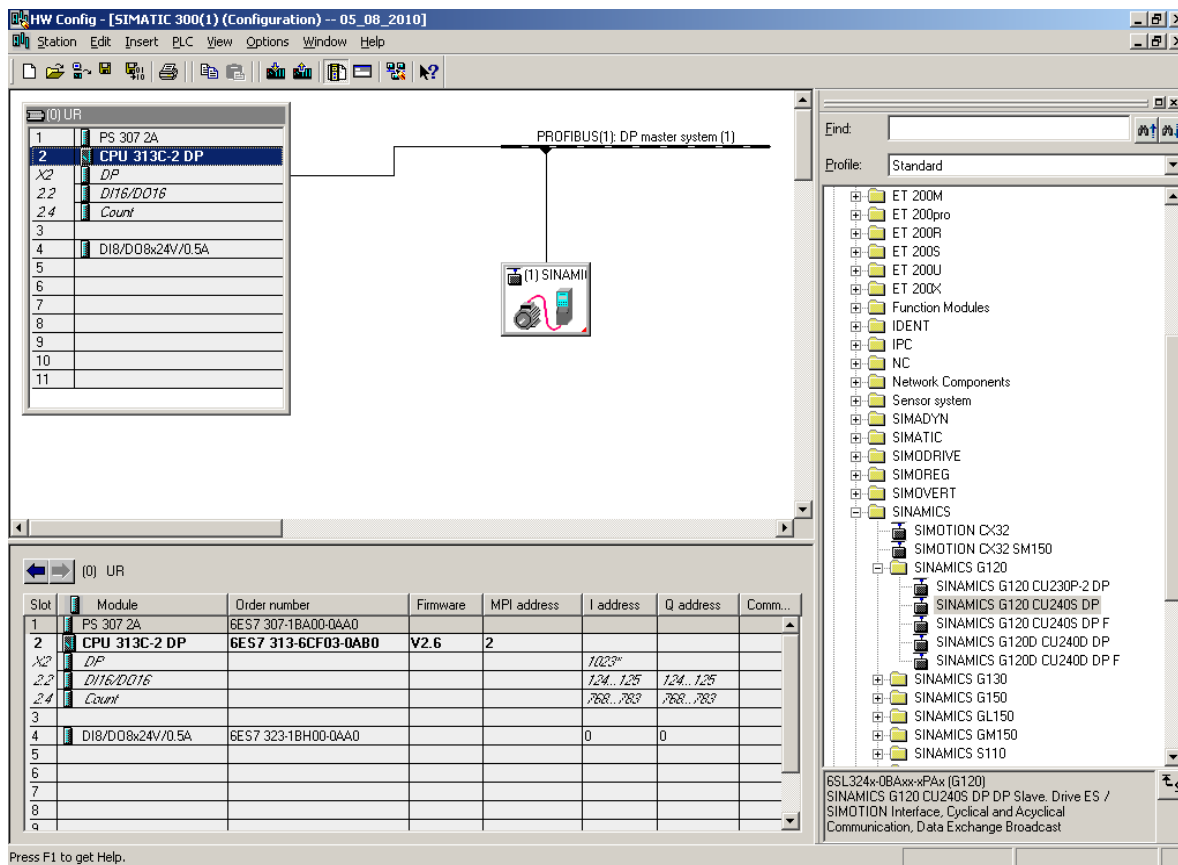


Рисунок 1 – Конфігурація апаратних засобів у вікні (Hardware Config) програми STEP 7

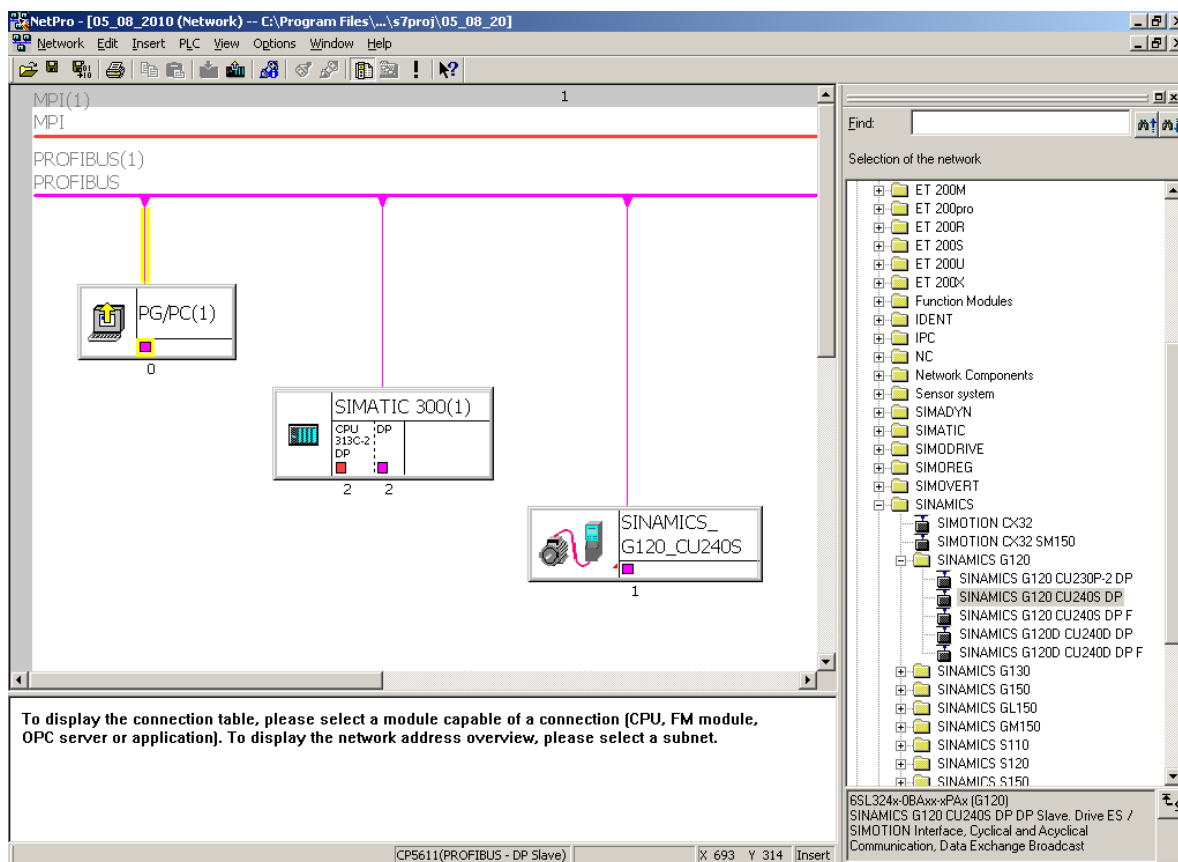


Рисунок 2 – Комунікація компонентів системи управління на шині PROFIBUS-DP в NetPro

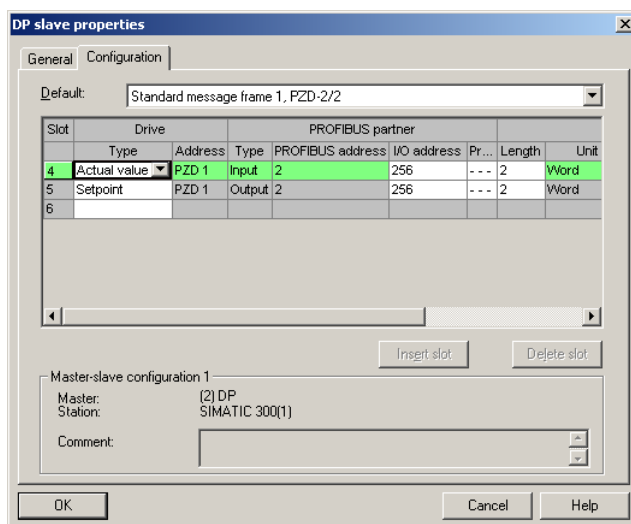


Рисунок 3 – Вікно параметрів частотного перетворювача Sinamics G120, інтегрованого в пакет STEP 7

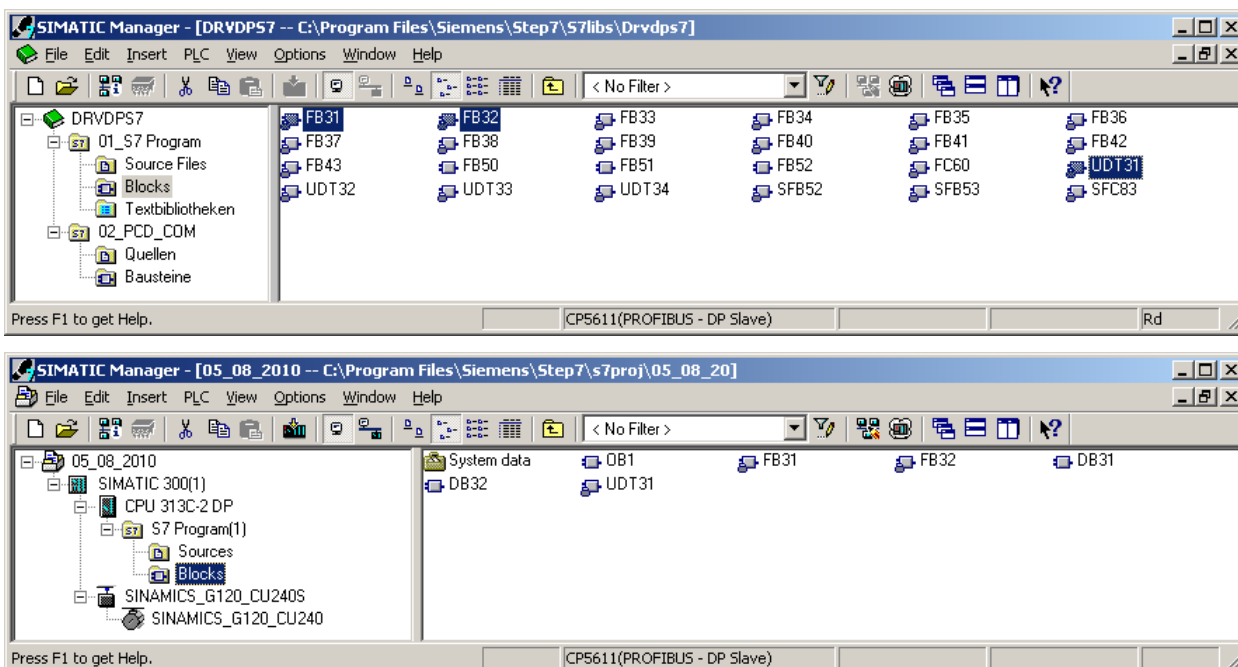


Рисунок 4 – Процедура копіювання і включення в проект комунікаційних функціональних блоків (FB31, FB32 і додатково UDT31) з бібліотеки DRVDPS7

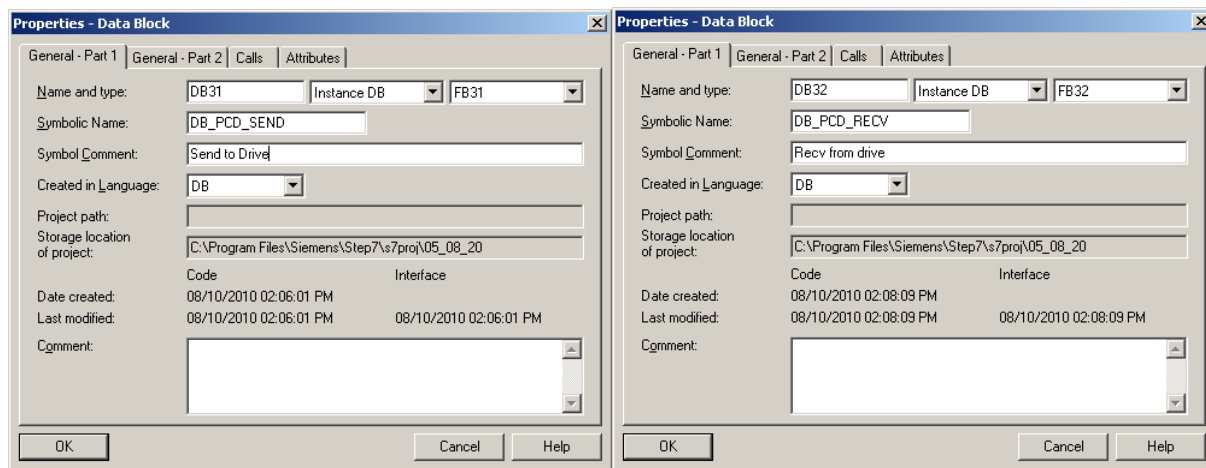


Рисунок 5 – Створення екземплярних блоків даних «instance data blocks» (DB31 і DB32)

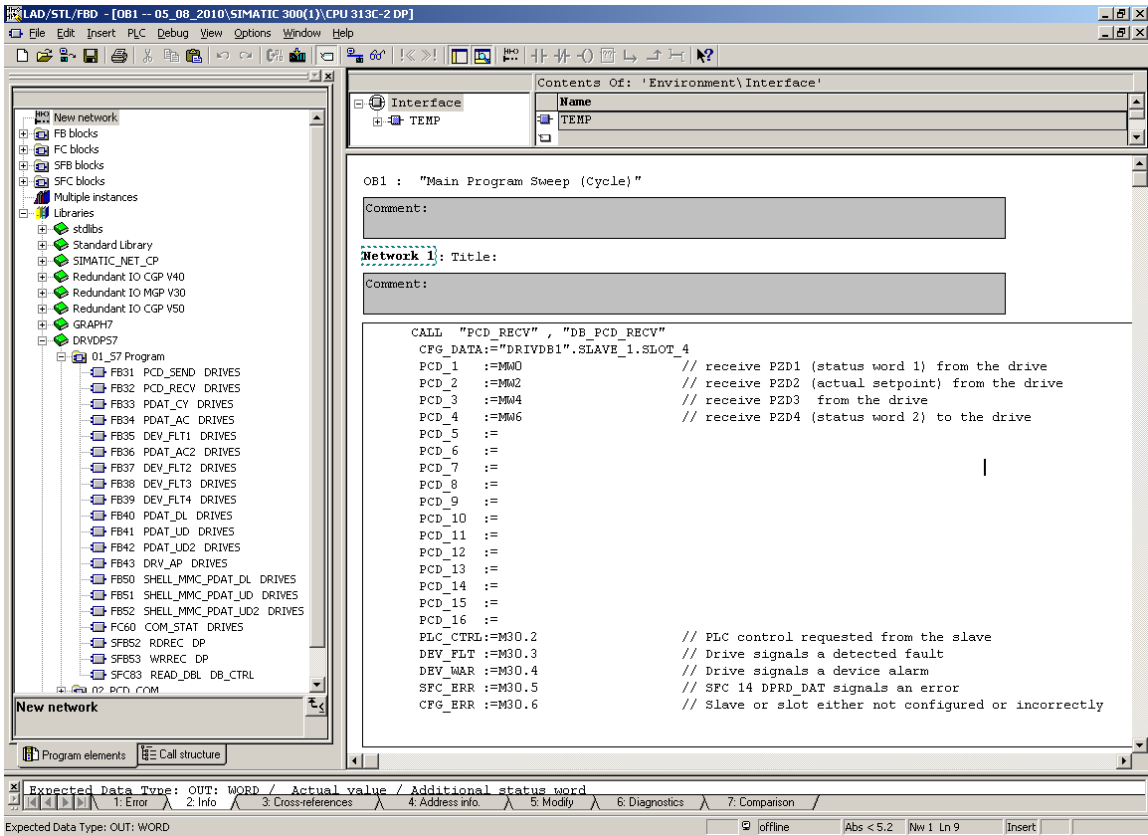


Рисунок 6 – Циклічна комунікація між PLC Simatic S7-300 і Sinamics G120 (зчитування слів стану і дійсних значень із занесенням результатів у відповідні області пам’яті)

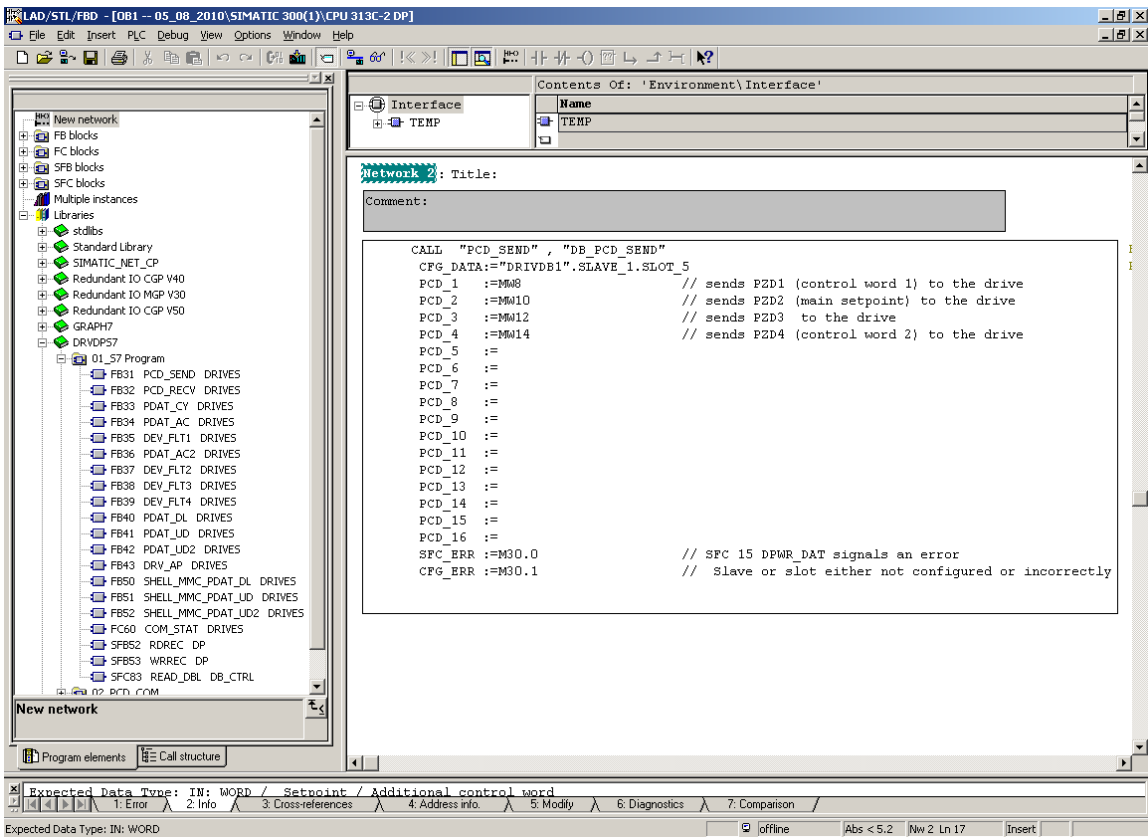


Рисунок 7 – Циклічна комунікація між PLC Simatic S7-300 і Sinamics G120 (записування слів управління і поточних установок із занесенням результатів у відповідні області пам’яті)

Комунікаційні функціональні блоки (FB31, FB32) (рис. 6, 7) уможливають передавання по шістнадцять 2-байтових слів управління, поточних установок, слів стану і дійсних значень (MW0-MW32) між PLC Sematic S7-300 і Sinamics G120 і є універсальними для всіх типів «телеграм».

Додатково, для введення в експлуатацію і відпрацювання режимів роботи системи управління частотним перетворювачем Sinamics G120 може застосовуватись інструментальне програмне забезпечення концерну «Siemens» – STARTER, яке використовується автономно або інтегруватися з базовим програмним забезпеченням Sematic STEP 7 [7].

### Висновки

Проаналізовано структуру слів управління і стану відповідно до PROFIdrive-профілю для організації управління і діагностування частотного перетворювача Sinamics G120.

Реалізовано і досліджено комунікаційні процедури на основі спеціалізованих функціональних блоків і блоків даних для управління Sinamics G120.

Розроблено проект системи управління Sinamics G120 на базі PLC Sematic S7-300 з циклічною комунікацією на шині PROFIBUS-DP.

Результати дослідно-проектних робіт впроваджені в навчальний процес кафедри «Комп'ютерних технологій в системах управління та автоматизації».

Результати роботи можуть бути використані на об'єктах нафтогазовидобувної і – переробної галузей для підвищення рівня автоматизації і оперативності управління електроприводним обладнанням з функціями віддаленого управління і діагностування на основі шини PROFIBUS-DP з різною топологією, підключенням до 128 об'єктів і швидкістю передавання даних до 12 Мбіт/с.

### Література

1 Заміховський Л.М. Проектування і дослідження енергоощадних систем частотного управління асинхронним електроприводом на базі обладнання Sinamics G120 / Заміховський Л.М., Николайчук М.Я. // Нафтогазова енергетика. – 2009. – № 2(11). – С. 48-57.

2 Заміховський Л.М. Розроблення методики проектування систем управління для нафтогазової промисловості / Л.М.Заміховський, М.Я.Николайчук, І.Т.Левицький, О.М.Ріба: Звіт про науково-дослідну роботу №94/2009 (№ держреєстрації 0109U003180). – Івано-Франківськ, 2010. – 144 с.

3 SINAMICS G110, SINAMICS G120 Inverter Chassis Units SINAMICS G120D Distributed Frequency Inverters: SIEMENS: Catalog D 11.1 – 2008. – 177 с.

4 SINAMICS G120. Control Units CU240S Getting Started. FW 3.2. SIEMENS: (A5E01301803B AC), 10/2008. – 240 с.

5 SINAMICS G120. CU 240S and CU 240E Control Unit, FW3.2. Operating Instruction / SIEMENS: (A5E02440075B), 03/2009. – 242 с.

6 Программирование с помощью STEP 7 V5.3. Руководство: SIEMENS (A5E00261405-01), 01/2004. – 622 с.

7 SINAMICS S120. Ввод в эксплуатацию с помощью инструмента STARTER. SIEMENS: (6SL3097-2AG00-0PP3). 03/2006. – 89 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
10.08.10*

*Рекомендована до друку професором  
Юрчишиним В.М.*

## УДОСКОНАЛЕНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ МАТЕРІАЛЬНОГО БАЛАНСУ ВУГЛЕВОДНІВ З ВИКОРИСТАННЯМ НОВІТНІХ ДОСЯГНЕНЬ У ГАЛУЗІ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ФАЗОВОЇ РІВНОВАГИ

*М.Є. Чернова, В.І. Коваль*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 48090,  
e-mail: physics@nuing.edu.ua*

*Розглядається спосіб проведення аналітичних досліджень та вдосконалення уніфікації методики оцінки початкових запасів вуглеводнів на основі новітніх досягнень у галузі використання рівнянь стану речовини з врахуванням компонентовіддачі покладу.*

Ключові слова: флюїд, свердловина, речовина, видобуток, родовище

*Рассматривается способ проведения аналитических исследований и усовершенствование унификации методики оценки предварительных запасов нефтепродуктов, с учетом новейших достижений в области использования уравнений состояния вещества с учетом компонентоотдачи залежей.*

Ключевые слова: флюид, скважина, вещество, добыча, месторождение

*Analytical study and improvement of unification of preliminary supply of oil products estimation technique taking into consideration the up-to-date achievements in the sphere of state of matter equation use in view of productive capacity of reservoirs is considered.*

Keywords: fluid, well, substance, production, field

Точність визначення початкових запасів вуглеводнів відіграє важливу роль у подальшій розробці родовища та впливає на темпи розробки, об'єм буріння, величину капітальних вкладень та будівництво наземних комунікацій. Як відомо, методи підрахунку запасів поділяються на дві групи: об'ємний та метод матеріального балансу. Як перший, так і другий метод підрахунку передбачає наявність достатньої кількості вхідної інформації. Так, для об'ємного методу визначальним є достовірність результатів інтерпретації матеріалів ГДС та способу усереднення параметрів за площею та об'ємом покладу на ділянках між пробуреними свердловинами. В основу методу матеріального балансу покладено точність визначення початкового та поточного значення пластового тиску та залежності фізичних параметрів пластового флюїду від тиску, таких як об'ємний коефіцієнт, газо- або конденсатоміст та коефіцієнт пружності. Як свідчить практика, оцінка запасів за матбалансом більш точно відображає особливості пластової гідродинамічної системи, ув'язує усі параметри в спільну систему рівнянь та може слугувати підставою для встановлення проникності тектонічних порушень та зв'язку між різними ділянками покладу.

Аналіз існуючих методів розрахунку запасів вуглеводнів [1,2] свідчить, що метод матеріального балансу ґрунтується на постійності маси речовини в процесі розробки, тобто початкова кількість речовини дорівнює сумі тієї, що залишилась у пласті та тієї, що була видобута. На практиці здебільшого використовується рівняння, що уможливує перехід від масових одиниць до об'ємних з введенням відповідних коефіцієнтів. Залежно від режиму розробки по-

кладу та повноти врахування фізичних процесів у процесі видобування рівняння можна поділити на 3 групи: пружний, змішаний та газовий режим. Найбільш простими для розрахунку є пружний режим для нафтового покладу ( $R_{пл} > R_{нас}$ ) та газовий для чисто газового покладу ("сухий газ"). На практиці ж досить часто розробка родовищ відбувається у змішаних режимах, внаслідок розробки на виснаження, коли відбувається перехід до нафтових покладів у режим розчиненого газу, а газових – розробки в умовах ретроградного випадання та випаровування рідких вуглеводнів у пласті. Вказані умови розробки значно ускладнюють розрахунок, а деколи і взагалі його унеможливають.

Для нафтових родовищ у такому випадку застосовується узагальнений об'ємний коефіцієнт, який є функцією від тиску і розраховується з врахуванням диференціального розгазування. Цей підхід використовується і для газоконденсатних покладів, коли за основу береться крива диференціальної конденсації. Проте, такий підхід у більшості випадків може призвести до значних неточностей у розрахунку. Пов'язано це з тим, що у формули закладаються коефіцієнти отримані для початкової суміші внаслідок однократного процесу пониження тиску. У випадку, коли після значного зниження тиску та розробки покладу в області двофазної фільтрації, розробку було призупинено для відновлення тиску з подальшим введенням в експлуатацію, а у випадку нагнітання газу («сайклінг процес»), або іншого агенту, що спричиняє фазові переходи, використання вищезгаданих коефіцієнтів взагалі стає неправомірним. Також недостатньо обґрунтованим є використання результатів диференціального розгазування чи

конденсації, у зв'язку із двофазною фільтрацією флюїдів.

Нами здійснено аналітичні дослідження, з метою вдосконалення та уніфікації методики оцінки початкових запасів вуглеводнів, на основі новітніх досягнень в галузі використання рівнянь стану речовини, що базується на компонентовіддачі покладу. Наведемо окремий випадок застосування методики без врахування пружності пласта та води. В основі запропонованої методики використовується рівняння:

$$N_0 = N_B + N_3, \quad (1)$$

де  $N_0, N_3, N_B$  – масова частка речовини у пласті, відповідно початкова, видобута та залишкова.

Загальновідомо, що в замкненій системі «газ – рідина» весь тиск  $P$  створюється газовою частиною, а рідина передає тиск. Припустимо, для початкового наближення, що за деяких термобаричних умов пластова суміш перебуває у двофазному стані. Таким чином, для даного випадку рівняння визначення тиску набуває вигляду:

$$P = \frac{N_G \cdot z_G \cdot R \cdot T \cdot M_G}{V_G}, \quad (2)$$

де:  $N_G$  – кількість газу (в молях);  
 $Z_G$  – коефіцієнт надстисливості газу;  
 $R$  – універсальна газова стала;  
 $M_G$  – молярна маса газу;  
 $T$  – термодинамічна температура;  
 $V_G$  – об'єм, що займає газ.

$$V_G = V_0 - V_P, \quad (3)$$

де  $V_0, V_P$  – відповідно початковий об'єм пор та об'єм рідини.

Введемо позначення  $\omega_G$  – молярної частки газової фази:

$$\omega_G = \frac{N_G}{N}, \quad (4)$$

де  $N$  – загальна кількість речовини (в молях).

Об'єм, що займає рідина становить:

$$V_P = \frac{N_P \cdot z_P \cdot R \cdot T \cdot M_P}{P}. \quad (5)$$

З врахуванням наведених співвідношень рівняння 2 набуває вигляду:

$$P = \frac{\omega_G \cdot N \cdot z_G \cdot R \cdot T \cdot M_G}{V_0 - \frac{(1 - \omega_G) \cdot N \cdot z_P \cdot R \cdot T \cdot M_P}{P}}. \quad (6)$$

Після елементарних спрощень отримуємо:

$$P = (\omega_G \cdot z_G \cdot M_G + (1 - \omega_G) \cdot z_P \cdot M_P) \frac{N \cdot R \cdot T}{V_0}. \quad (7)$$

Рівняння 7 є узагальненим рівнянням стану з врахуванням фазової рівноваги. Значимо, що коефіцієнти надстисливості газу, рідини та молярні маси фаз розраховуються за компонентним складом цих фаз.

Введемо такі позначення:

$$N_0 = \sum_{i=1}^n N_{0i}, \quad (8)$$

$$N_B = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^k N_{ij}, \quad (9)$$

$$N_3 = N_0 - N_B, \quad (10)$$

де:  $N_{0i}, N_{ij}$  – відповідно початкова кількість речовини  $i$ -того компоненту системи (в молях) та кількість видобутого  $i$ -того компоненту (в молях);

$n$  – кількість компонентів системи;

$k$  – кількість періодів, по яких проводиться сумування кількості видобутого  $i$ -того компоненту.

Відповідно рівняння для початкового об'єму системи відносно початкового термобаричного стану:

$$V_0 = (\omega_{G0} \cdot z_{G0} \cdot M_{G0} + (1 - \omega_{G0}) \cdot z_{P0} \cdot M_{P0}) \times \frac{N_0 \cdot R \cdot T}{P_0}. \quad (11)$$

Після підстановки рівняння 8 у 7, та заміни  $N$  на  $N_3$  зважаючи, що йдеться про кількість речовини, що залишилась у пласті, та здійснивши відповідні спрощення отримуємо:

$$P = \frac{(\omega_G \cdot z_G \cdot M_G + (1 - \omega_G) \cdot z_P \cdot M_P) \cdot N_3 \cdot P_0}{(\omega_{G0} \cdot z_{G0} \cdot M_{G0} + (1 - \omega_{G0}) \cdot z_{P0} \cdot M_{P0}) \cdot N_0}. \quad (12)$$

Отримане рівняння 12 є рівнянням матеріального балансу вуглеводневої системи з врахуванням фазових переходів та покомпонентного видобутку. Для спрощення рівня проведемо заміни:

$$B = \omega_G \cdot z_G \cdot M_G + (1 - \omega_G) \cdot z_P \cdot M_P; \quad (13)$$

$$A = \omega_{G0} \cdot z_{G0} \cdot M_{G0} + (1 - \omega_{G0}) \cdot z_{P0} \cdot M_{P0}. \quad (14)$$

З врахуванням 13 та 14 отримуємо рівняння:

$$P = \frac{B \cdot N_B \cdot P_0}{A \cdot N_0}. \quad (15)$$

Визначивши з рівняння 15 початкову кількість речовини (в молях), та провівши заміну  $N_3$  з рівняння 10, отримуємо:

$$N_0 = \frac{B \cdot N_3 \cdot P_0}{B \cdot P_0 - A \cdot P}. \quad (16)$$

Таким чином, рівняння 16 є універсальним рівнянням матеріального балансу для визначення початкової кількості речовини, незалежно від того в якому початковому стані перебувала система та режиму розробки. Враховуючи, що початковий компонентний склад системи відомий, перейти до вираження запасів у масових чи об'ємних одиницях справа елементарних перетворень. Зважаючи, що коефіцієнт  $B$  залежить від компонентного складу флюїду, що залишився у пласті, і який на початковому етапі розрахунку невідомий, авторами пропонується реалізувати розрахунок методом послідовних наближень. Алгоритм наведено нижче:

1. За заданим компонентним початковим складом суміші знаходимо початкові коефіцієнти надстисливості та молярні маси фаз, що входять у рівняння 14 та знаходимо коефіцієнт А.

2. Задаємо, що компонентний склад пластової суміші рівний поточному, що видобувається на момент розрахунку;

3. Знаходимо коефіцієнти надстисливості та молярні маси фаз, що входять у рівняння 13 та знаходимо коефіцієнт В;

4. За формулою 9 знаходимо кількість видобутої речовини (в молях);

5. Розв'язуємо рівняння 16 та знаходимо початкову кількість речовини;

6. Уточнюємо поточний компонентний склад пластової суміші за рівнянням:

$$n_i = \frac{N_0 \cdot n_{0i} - N_i}{N_0 - N_B}, \quad (17)$$

де:  $n_{0i}$ ,  $n_i$  – відповідно початковий та поточний вміст і-того компонента в системі;

$N_i$  – сумарна видобута кількість речовини і-того компонента.

За уточненим складом знаходимо коефіцієнти надстисливості та молярні маси фаз, що входять у рівняння 13, та знаходимо коефіцієнт В.

7. Повторюємо розрахунки з пункту 5 поки не буде досягнуто задану точність розрахунку.

Враховуючи світові досягнення в галузі використання рівнянь стану речовини, їхню значну кількість та особливості застосування, з метою знаходження коефіцієнтів надстисливості та молярних мас фаз, мольної частки газової фази, а також розрахунків фазової рівноваги та усіх фізичних параметрів вуглеводнів авторами реалізовано розрахунок з використанням чотирьохкоефіцієнтного рівняння стану речовини запропонованого Брусіловським А.І. [3]

Практично всі рівняння стану Ван-дер-Ваальсового типу, що знайшли застосування в задачах проектування розробки та експлуатації родовищ природних вуглеводнів є частинними формами чотирьох коефіцієнтного рівняння стану. Загальний вигляд рівняння наступний:

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{(V+c) \cdot (V+d)}, \quad (18)$$

де: P – тиск, МПа;

R – газова стала, Дж/(моль·К);

V – об'єм речовини, м<sup>3</sup>;

a, b, c, d – коефіцієнти рівняння.

Більш докладно рівняння, коефіцієнти та особливості застосування розглянуто в [3], зазначимо тільки, що в рівнянні враховуються коефіцієнти попарної взаємодії компонентів вуглеводневої суміші в залежності від температури, їх критичні параметри та ацентричний фактор. Точність отриманих результатів вища, ніж за використання рівняння Пенга-Робінсона, та значно вища, ніж розрахунок за рівнянням Редліха-Квонга та його модифікацій. В порівнянні з іншими рівняннями особливо точно моделюється рідина. Для розрахунку властивос-

тей речовини та фазової рівноваги розроблено програмний комплекс в середовищі DELPHI. З метою знаходження кількості видобутих рідких вуглеводнів рекомендуємо використовувати результати фракційної розгонки по температурах кипіння з подальшою екстраполяцією в певному часовому інтервалі.

Варто підкреслити універсальність запропонованої методики, так як у випадку однофазного стану флюїду (рідкого чи газового) формула 16 спрощується і набуває вигляду ідентичного до чисто пружного для нафти чи газу відповідно, причому неважливо в якій області, до чи після тиску насичення проводиться розрахунок. Можливість покомпонентного врахування видобутку згідно запропонованої методики та використання удосконаленого рівняння стану речовини дає змогу з високою точністю моделювати пластові багатокомпонентні системи. Використання такого ж, або максимально подібного рівняння стану з тим, що використовується в гідродинамічних стимуляторах провідних фірм, таких як ROXAR та SCHLUMBERGER, дасть змогу провести оперативну оцінку відповідності моделі та її адаптацію.

### Література

1 Гришин Ф.А. Промышленная оценка месторождений нефти и газа; 2-е изд. перераб. и доп. / Ф.А. Гришин – М.: Недра, 1985. – 277 с.

2 Бойко В.С. Довідник з нафтогазової справи / Бойко В.С., Кондрат Р.М., Яремійчук Р.С. – К.: Львів, 1996. – 620 с.

3 Брусіловский А.И. Фазовые превращения при разработке месторождений нефти и газа / А.И. Брусіловский – М.: Грааль, 2002. – 575 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
15.07.10

Рекомендована до друку професором  
Мойсишиним В.М.

# Наука — виробництву

УДК 622.273

## ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ЗМЕНШЕННЯ ЕНЕРГОВИТРАТ У ПРОЦЕСІ ВИДОБУВАННЯ НАФТИ

*Р.М. Попадюк, Я.В. Соломчак, Я.В. Волочій*

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

*Проаналізовано основні причини втрат тепла у процесі видобування, збирання та підготовки нафто-промислової продукції. Встановлено залежність втрат тепла від окремих чинників та пропонуються шляхи їх зменшення.*

Ключові слова: тепло, тепловтрати, підготовка, технологія, нафта.

*Проанализированы основные причины потерь тепла при добыче, сборе и подготовке нефтепромышленной продукции. Установлены зависимости потерь тепла от отдельных факторов и предложены пути их уменьшения.*

Ключевые слова: тепло, теплопотери, подготовка, технология, нефть.

*The basic reasons of heat losses during production, gathering and treating of oil and are analysed. The dependence of heat losses on the separate factors is established and the directions of their reduction are offered.*

Keywords: heat, heat losses, technology, oil, processing.

Відомо, що нафтогазовидобувна промисловість відноситься до найбільш енерго- і матеріаловитратних галузей промисловості. Основні енергетичні витрати відбуваються в процесі експлуатації нафтових свердловин механізованими способами, транспортування свердловинної продукції та в системі збирання і безпосередньо в процесах підготовки. Аналітичний аналіз таких втрат, їх зіставлення з фактичними, які мають місце на кожному конкретному нафтовому родовищі, дав змогу встановити і пріоритетні напрямки впровадження енергозберігаючих технологій.

Вказані проблеми в даній роботі розглядаються, в основному, стосовно визначення енергетичних (теплових) втрат в процесі підготовки та зберігання нафти на промислах. Першочерговість розглядання їх полягає в тому, що основним способом підготовки нафти або її деємультсації є термохімічний спосіб, що передбачає необхідність підігрівання нафти-сирцю звичайної в'язкості до температури 40-60°C, а у випадку високов'язкої нафти – до значно вищої температури. До цього часу на більшості нафтових родовищ підготовка нафти здійснюється, здебільшого, за резервуарною технологією, тобто з використанням значної кількості резервуарів, що об'єктивно вимагає значної кількості тепло-ти для її підготовки, що супроводжувалось значними, часто не виправданими, витратами енер-

гоносіїв. Пояснюється це тим, що практично всі сталеві резервуари, які використовуються в даний час на промислах, не мають термоізоляції. Більшість спроб такої ізоляції призвели до значних ускладнень при експлуатації резервуарів, в тому числі і до зменшення їх механічної стійкості та збільшення корозії зовнішньої поверхні.

Аналітичні розрахунки, що описують процес теплопередач та теплообміну під час підготовки нафти, виконувались з використанням класичних формул. В даному випадку основною для розрахунку є формула для визначення втрат тепла в навколишнє середовище через всю площу поверхні металевого резервуару типу РВС:

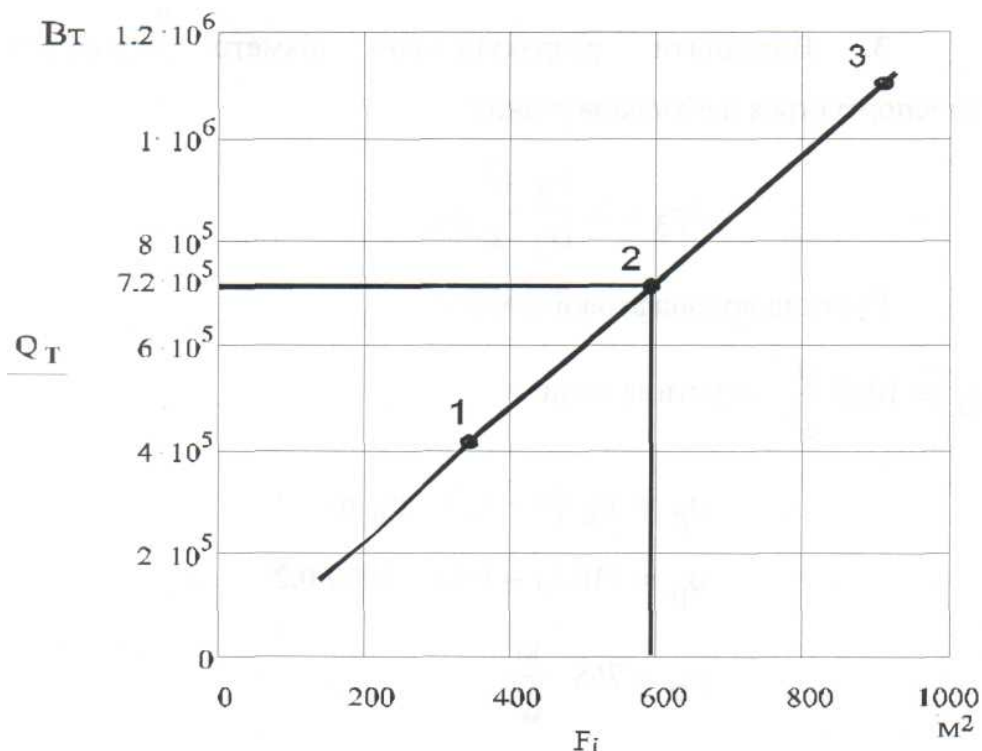
$$Q_m = K \cdot F \cdot \Delta t, \quad (1)$$

де:  $K$  – сумарний коефіцієнт теплопередач від рідини, що зберігається чи проходить промисловою підготовкою;

$F$  – загальна площа поверхні бокової стінки, днища та покрівлі резервуара;

$\Delta t$  – температурний перепад.

При достатньо складному визначенні коефіцієнта  $K$  використано існуючі наукові рекомендації [1]. Деякі узагальнені їх результати оформлені у вигляді графіків, як це для прикладу зображено на рисунку 1, тобто як залежність втрат тепла  $Q_m$  від загальної площі резер-



1 – РВС-400; 2 – РВС-1000; 3 – РВС-3000

**Рисунок 1 – Залежність сумарних втрат тепла в навколишнє середовище від загальної поверхні резервуара**

вуарів та з врахуванням існуючих стандартних типів.

В даному випадку прийнято, що температура зберігання або підготовки нафти в резервуарі дорівнює 50°C, а зовнішня атмосферна температура – 20°C (тобто особливо енерговитратний період). Густина нафти, що визначає її теплофізичні властивості, – 800 кг/м<sup>3</sup>. Також розглядається умова повного заповнення резервуара рідиною.

Те, що втрати тепла в навколишнє середовище лінійно залежать від загальної поверхні резервуара, пояснюється аналітичною залежністю (1). Така ж залежність їх від стандартних типів резервуарів пов'язана з прийнятими на даний час геометричними характеристиками резервуарів РВС. Очевидно, що за інших вихідних даних і, в першу чергу, за різних перепадів температур лінійна залежність сумарних втрат тепла від загальної поверхні буде відрізнятися від зображеної на рис. 1.

Крім того, за результатами розрахунків за формулою (1) та відповідними графічними залежностями можна визначити абсолютні значення, але неможливо встановити відносні втрати тепла під час зберігання та у процесі підготовки нафти і загальну витрату енергоносіїв для їх відшкодування. Таке порівняння можна провести наступним чином.

Підігрівання рідини в резервуарах проводиться здебільшого шляхом спалювання нафтового газу, що виділяється на перших ступенях сепарації в блочних підігрівальних установках типу ПТБ або в стаціонарних котельнях.

Кількість тепла, яка при цьому утворюється, визначається за формулою

$$Q = V_2 \cdot G_2 \cdot \eta, \quad (2)$$

де:  $V_2$  – об'ємна витрата газу;

$G_2$  – теплотворна здатність газу, що залежить від молекулярного складу газу, і для метану становить близько 74 кДж · м<sup>3</sup>/К;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії нагрівальної апаратури. Згідно з технічними даними  $\eta \approx 0,6$ .

В даній роботі йдеться не про визначення загальної кількості теплоти, необхідної для підігрівання всієї маси рідини в резервуарах, а про запобігання її невикористаних витрат. Тому, прирівнюючи рівняння (1) і (2), отримуємо формулу

$$Q_m = V_2 \cdot G_2 \cdot \eta. \quad (3)$$

Звідси легко визначити абсолютне значення витрати газу  $V_2$ .

З іншого боку, враховуючи, що теплотворна здатність 1000 м<sup>3</sup> газу прирівнюється до 1 т нафти, є доцільним визначення абсолютних  $Q_n$  чи відносних еквівалентних  $Q_n / Q_{сум}$ , де  $Q_{сум}$  – об'єм нафти (емульсії) в резервуарах.

Проведені в даній роботі розрахунки свідчать, що відносні місячні втрати нафти для вказаних вище вихідних даних сягають 5% від загальних об'ємів їх зберігання та підготовки. При цьому, внаслідок вказаних особливостей, залежності процесів теплообміну від конструктивних особливостей резервуарів та існуючих методик їх розрахунків, ця цифра не залежить від загального об'єму резервуарного парку або кількості та типу РВС.

Звичайно, такі значні втрати тепла та теплоносіїв існують тільки в термонеізованих резервуарах в холодний період року. Якщо ж врахувати втрати вуглеводнів у резервуарних парках внаслідок випаровування (а це часто не менше 2-3% від об'ємів видобування нафти), значні втрати від недосконалості загальних процесів нафтовидобування (освоєння свердловин, їх дослідження та ремонт, підтримання пластового тиску заводненням) та аварійні втрати, то об'єми втрачених вуглеводнів в даний час є просто неприпустимими [2].

Що стосується тільки процесів підготовки нафти, то на більшості нафтових промислів потрібно завершити реконструкцію термохімічних установок підготовки шляхом впровадження сучасних блочних установок типу УДО, відмовившись повністю від резервуарної технології. При цьому необхідно широко впроваджувати такі високоефективні та енергозберігаючі технології, як підготовка нафти у газонасиченому стані, повторне подавання дренажної води в установку підготовки нафти, обов'язкове використання теплообмінної апаратури при значних об'ємах підготовки високообводненої нафти та ін.

Необхідно також переймати досвід обладнання та експлуатації термоізованих резервуарів, набутий працівниками резервуарних парків магістрального транспортування нафти та нафтопродуктів. Сучасні ізоляційні матеріали типу пінополіуретан з покриттям його синтетичними плівками є достатньо ефективними, легкими та надійними під час тривалої експлуатації резервуарів.

Проаналізуємо ефективність та рівень енергетичних і теплових витрат в інших основних процесах видобування нафти

### *1 Процес експлуатації видобувних свердловин.*

В процесі експлуатації свердловин основні витрати зумовлені необхідністю піднімання продукції на значну відстань від вибою (від динамічного рівня) на поверхню. Оскільки більшість видобувних свердловин нафтових родовищ України експлуатуються здебільшого штанговим глибинно-насосним способом, то об'єктивно енерговитрати є досить значними. Одночасно в більшості випадків у насосних свердловинах відбувається значна перевитрата енергії та її неефективне використання, що пояснюється:

- низьким коефіцієнтом подачі штангової глибинно-насосної установки за наявності значної кількості газу та великою довжиною підвіски плунжерних насосів;

- застосуванням глибинних плунжерних насосів для відкачування високов'язкої нафти, що викликає багато ускладнень, в тому числі зменшення коефіцієнта подачі, збільшення зусиль на колону штанг і зменшення міжремонтного періоду роботи свердловин, тобто є причиною підвищеної аварійності та збільшення кількості підземних ремонтів.

Поширення штангового глибинно-насосного способу експлуатації свердловин пояснюється його високою універсальністю і достатньо високим, за сприятливих умов, коефіцієнтом корисної дії, що може сягати 0,7-0,8. Однак через ускладнення, що виникають в процесі експлуатації свердловин, коефіцієнт подачі ШГНУ не перевищує 0,2-0,3, тому енергетичні витрати на процес піднімання нафти на поверхню збільшуються у декілька разів.

Крім того, експлуатація свердловин завжди супроводжується значним падінням температури свердловинної продукції. Існуюча конструкція свердловин із значною кількістю опущених в них в процесі буріння металевих колон призводить до того, що за середньої пластової температури нафтових родовищ України (близько 60-70°C) температура свердловинної продукції з наближенням до гирла свердловини зменшується до природної геотерми – близько 10-15°C. Це викликає значні ускладнення в процесі експлуатації свердловин, що пов'язані з відкладанням парафіну, смол та солей на стінках обладнання. Руйнування таких відкладів є додатковим значним джерелом витрат енергії та тепла.

Слід також зазначити, що нині існуюча практика повсюдної експлуатації установок ШГН на нафтових промислах за певних умов є низькоефективною і недоцільною. В ускладнених умовах експлуатації свердловин (висока в'язкість нафти, значний вміст механічних домішок та асфальто-смоло-парафінових речовин, складний профіль стовбура свердловин та ін.) слід використовувати менш розповсюджені механізовані насосні способи експлуатації за допомогою гвинтових, струминних, діафрагмових, звичайних серійних електровідцентрових або спеціально розроблених конструкцій насосів.

### *2 Системи внутрішньопромислового транспортування свердловинної продукції та підтримання пластового тиску (ППТ).*

Значні енергетичні витрати в поверхневих системах облаштування нафтових родовищ є неминучими, що пояснюється не тільки значними об'ємами видобування високообводненої та газованої продукції, але й значною протяжністю трубопроводів. Значний термін експлуатації, низька якість матеріалу, ненадійний захист від корозії та відсутність термоізоляції – це далеко не повний перелік існуючих недоліків промислових трубопроводів, що стають причиною значних експлуатаційних, енергетичних та теплових витрат.

У разі використання у системі ППТ попутної води, що характеризується високою корозійною активністю та високим вмістом неорганічних солей, які утворюють важкоруйнівні відклади на внутрішніх стінках нафтопромислового обладнання, збільшуються енергетичні та теплові витрати. Крім того, існуючі технології промислової підготовки свердловинної продукції передбачають попереднє скидання підтоварної води для відстоювання в каналізацій-

ні системи чи у відкриті ставки або, в кращому випадку, вода проходить резервуарне доочищення. Тобто вода, виділена з установок підготовки нафти і підігріта до значної температури (40-50°C), знову охолоджується.

Як бачимо, на всіх етапах видобування, підготовки та транспортування нафти відбуваються не виправдані втрати енергетичних ресурсів. Тому в процесі проектування і впровадження нових систем розробки родовищ необхідно передбачати переважне або повне використання блочного герметизованого обладнання на всіх об'єктах видобування, підготовки і транспортування свердловинної продукції.

### *Література*

1 Трубопровідний транспорт нафти і нафтопродуктів: підручник / Середюк М.Д., Якимів Й.В., Лісафін В.П. – Івано-Франківськ: Факел, 2001. – 517 с.

2 Збір і підготовка нафтопромислової продукції: навчальний посібник / Попадюк Р.М., Соломчак Я.В. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2009. – 194 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*

*09.06.10*

*Рекомендована до друку професором  
Бойком В.С.*

## ПРИЧИНИ ЗІМ'ЯТТЯ ОБСАДНИХ КОЛОН У СКЛАДНИХ ГІРНИЧО-ГЕОЛОГІЧНИХ УМОВАХ ТА ШЛЯХИ ЇХ ПОПЕРЕДЖЕННЯ

Я.С. Коцкулич, І.М. Ковбасюк, О.Б. Марцинків, М.І. Ковбасюк

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42153,  
e-mail: drill@nung.edu.ua

*Запропоновано узагальнену класифікацію причин зім'яття обсадних колон, згідно з якою основні з них об'єднані в дві групи: гірничо-геологічні та техніко-технологічні. Першоосовною причин зім'яття обсадних колон вважаються гірничо-геологічні чинники, основним з яких є текучість пластичних порід (солей, глини). Техніко-технологічні чинники вважаються вторинними, що полегшують або провокують прояв текучості порід, а також знижують опір обсадних труб деформуванню під дією зовнішнього тиску. За результатами теоретичних та експериментальних досліджень запропоновано рекомендації з підвищення довговічності обсадних колон.*

Ключові слова: зім'яття, класифікація, обсадна колона, гірничо-геологічні та техніко-технологічні чинники

*Предложена обобщенная классификация причин смятия обсадных колонн, согласно которой главные из них объединены в две группы: горно-геологические и технико-технологические. Первоосновой причин смятия обсадных колонн считаются горно-геологические факторы, главным из которых является текучесть пластических пород (солей, глины). Технико-технологические факторы считаются вторичными, облегчающими или провоцирующими проявление текучести пород, а также снижают сопротивляемость обсадных труб деформированию под воздействием внешнего давления. На основании результатов теоретических, и экспериментальных исследований предложены рекомендации по повышению долговечности обсадных колонн.*

Ключевые слова: смятие, классификация, обсадная колонна, горно-геологические и технико-технологические факторы

*General classification of reasons of casing collapse was developed, according to which the most essential ones have been combined into two groups: mining-geological and techno-technological. Mining-geological factors are considered the fundamental principles of casing collapse, the most common being fluidity of soft rock (brines, clay). Techno-technological factors are considered to be secondary, and they simplify and provoke rock fluidity show, as well as decline deformation resistance of casing under the influence of external pressure. On the basis of theoretical and experimental investigations considering this issue, the recommendations concerning improvement of casing durability have been proposed.*

Keywords: casing collapse, classification, casing, mining-geological and techno-technological factors

Буріння та експлуатація свердловин в складних геологічних умовах супроводжується різними ускладненнями та аваріями, найзатратнішими серед яких є зім'яття обсадних колон. Аналіз статистичного матеріалу свідчить, що близько 7% із всіх аварій в бурінні припадає на аварії з обсадними колонами, а на їх ліквідацію витрачається близько 12% від усього аварійного часу. Нерідко аварійні роботи не дають позитивних результатів і закінчені свердловини, в тому числі і такі, що перебувають в експлуатації, доводиться ліквідувати.

Кількість чинників, які спричиняють зім'яття обсадних колон в процесі буріння та експлуатації нафтових і газових свердловин, є досить великою, тому існує потреба в їх детальному вивченні та систематизуванні.

Перші спроби систематизації основних видів пошкоджень обсадних колон і причин, які їх викликають, висвітлені в роботах [1-3]. Запропонована схема класифікації пошкоджень обсадних колон, що складена на основі вивчення промислового матеріалу [1]. За цією класифікацією виділяється три групи причин пошкоджень обсадних труб, а саме:

– дефекти металургійного виробництва;

– дефекти, що виникли при перевезенні і зберіганні труб;

– дефекти, що утворилися в процесі експлуатації свердловин.

Однак дана класифікація не дозволяє систематизувати основні види і причини пошкоджень обсадних колон, а лише встановлює джерело виникнення дефектів.

У роботі [2] розроблено класифікацію пошкоджень обсадних колон на основі вивчення фактичного матеріалу по свердловинах Північного Кавказу. Це була перша класифікація, в якій систематизовані основні види і причини пошкоджень обсадних колон. На думку авторів, основними видами пошкоджень обсадних колон слід вважати: зім'яття, розрив, знос і втрата герметичності різьбових з'єднань. Однак, зношування обсадної колони відноситься не до виду, а до причини пошкодження. В запропонованій класифікації також вказані не всі основні причини пошкоджень обсадних колон.

Авторами [3] розроблена класифікація аварій по групах пошкоджень обсадних колон на основі систематизації матеріалів за даними бурових організацій Азербайджану, Туркменії, Північного Кавказу та інших регіонів. Ними

Таблиця 1 – Причини зім'яття обсадних колон

1. Гірничо-геологічні причини	2. Техніко-технологічні причини		
	2.1. Порушення технології	2.2. Неправильний розрахунок колон на міцність	2.3. Знос обсадних колон
1.1. Текучість пластичних порід	2.1.1. Неякісне тампування	2.2.1. Неврахування гірського тиску	2.3.1. Знос бурильним інструментом
1.2. Тектонічні зміщення пластів	2.1.2. Наявність каверн у свердловині	2.2.2. Неврахування нерівномірності навантаження труб	2.3.2. Знос насосно-компресорними трубами
1.3. Землетруси в сейсмічно активних зонах	2.1.3. Наявність різких перегинів свердловини	2.2.3. Неврахування згину колони	2.3.3. Гідроабразивний знос
1.4. Осідання земної поверхні внаслідок експлуатації родовища	2.1.4. Спуск труб із заводськими дефектами	2.2.4. Неврахування двохосового навантаження	2.3.4. Корозія
1.5. Зсув і осипання порід	2.1.5. Неправильне маркування труб	2.2.5. Неврахування впливу перфорації	
	2.1.6. Недолив колони при спуску	2.2.6. Використання неточних формул для визначення міцнісних характеристик труб	
	2.1.7. Зниження рівня рідини в колоні нижче допустимого	2.2.7. Неврахування зміни температурного режиму	
	2.1.8. Перевищення швидкості спуску колони	2.2.8. Неврахування тиску від набухання порід	
		2.2.9. Неврахування аномально високого пластового тиску	

виділяються пошкодження обсадних колон, що викликані:

- дією внутрішнього тиску;
- дією зовнішнього тиску;
- роботою бурильних труб і доліт;
- дією розтягуючих навантажень;
- іншими умовами.

Повніша класифікація видів і причин пошкоджень обсадних колон розроблена в роботах [4-5]. На думку авторів, основними видами пошкоджень обсадних колон необхідно вважати зім'яття, розрив і порушення герметичності. Всі основні причини пошкоджень обсадних колон, згідно запропонованої класифікації, об'єднані в чотири групи:

- група 1 – неправильний розрахунок обсадних колон на міцність;
- група 2 – порушення технології буріння, кріплення та експлуатації свердловин;
- група 3 – знос обсадних колон;
- група 4 – стихійні явища.

Як бачимо, всі згадані вище роботи були присвячені класифікації видів і причин пошкоджень обсадних колон в цілому. Однак, як свідчить аналіз промислових даних, зім'яття є одним з найбільш поширених видів пошкоджень обсадних колон і, враховуючи складність проблеми, існує необхідність в детальнішому ви-

вченні причин зім'яття обсадних колон та їх класифікації.

Запропонована класифікація причин зім'яття обсадних колон (табл. 1) ґрунтується на роботах [4-5] і враховує останні теоретичні, експериментальні та промислові дослідження з даної проблеми.

Всі основні причини зім'яття обсадних колон нафтових і газових свердловин об'єднані в дві групи: гірничо-геологічні та техніко-технологічні. Першоосовою причин зім'яття обсадних колон вважаються гірничо-геологічні чинники, основним з яких є текучість пластичних порід (солей, глин). Основною причиною пластичної текучості солей є вплив високих температур. Експериментально встановлено [6], що для соленосних відкладів (основний мінерал – галіт) за температури понад 70°C на обсадні труби повністю передається гірський тиск.

Техніко-технологічні чинники зім'яття обсадних колон є вторинними, що полегшують або провокують прояв текучості порід, а також знижують опір обсадних труб деформуванню під дією зовнішнього тиску. До техніко-технологічних причин віднесені:

- порушення технології;
- неправильний розрахунок обсадних колон на міцність;

– зношування обсадних колон.

Під порушенням технології необхідно розуміти відхилення в технологіях виготовлення труб, буріння, освоєння, кріплення та експлуатації свердловин. Особливу небезпеку для цілісності обсадних колон становить нерівномірна схема її навантаження. Наявність каверн та відсутність цементного каменю за колоною або низька якість цементування в інтервалах залягання текучих порід може створити умови для виникнення нерівномірного навантаження на обсадну колону (проявляється здебільшого в процесі буріння свердловин або в початковий період їх експлуатації в залежності від швидкості течії породи). Зосереджена дія на експлуатаційну колону може виникнути також з боку зім'ятої проміжної колони.

Нами аналітичним шляхом була розв'язана задача з визначення величини контактного тиску, що діє на експлуатаційну колону з боку зім'ятої гірським тиском проміжної колони [7]. В основу покладена обернено-симетрична задача взаємодії двох оболонок, що ґрунтується на теорії оболонок типу Тимошенко. Показано, що при зім'ятті проміжної колони в текучих породах на експлуатаційну колону передаються контактні тиски, величина яких значно перевищує міцність труб. Опір кріплення системи із двох концентричних обсадних колон зовнішньому тиску в текучих породах при відсутності тампонажного матеріалу між ними або низькій його якості слід оцінювати величиною тиску зім'яття труб зовнішньої колони. Пріоритетне значення в збереженні цілісності кріплення свердловини в цілому має розробка комплексу заходів з попередження зім'яття проміжної колони, якими передбачається вибір раціональної конструкції свердловини, розрахунок обсадних колон на зім'яття від дії гірського тиску, запобігання зносу і корозії труб та їх врахування при розрахунку колон, використання техніко-технологічних засобів з формування циліндричного ствола свердловини, застосування найбільш ефективних промивальних рідин і тампонажних розчинів, забезпечення якісного цементування свердловини.

Несуча здатність проміжних колон найсуттєвіше знижується за рахунок зношування обсадних труб. Імовірність зім'яття обсадних колон унаслідок їх зношування значно підвищується у міру зростання глибини буріння та збільшення обсягів буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин.

Для зменшення зношування проміжних колон та збереження їх цілісності необхідно [8]:

– використовувати сучасні технології, спрямовані на досягнення максимальної механічної швидкості буріння та проходки на долото в процесі буріння під експлуатаційну колону;

– в процесі буріння під експлуатаційну колону перевагу надавати способу буріння з вибійними двигунами;

– в процесі буріння під проміжну колону запобігати викривленню стовбура свердловини, а профіль похило-скерованих свердловин про-

ектувати таким чином, щоб в інтервалах залягання соленосних порід не передбачалось викривлення свердловини;

– використовувати сучасні технічні засоби захисту від зношування проміжної колони;

– проектування проміжної колони на зовнішній надлишковий тиск проводити з врахуванням коефіцієнта запасу міцності  $k_1$ , який враховує зниження міцнісних характеристик труб внаслідок зношування.

За результатами розрахунків глибин зносу стінки обсадної труби за формулами бюро «АЗИНМаш» [9] та на основі аналізу впливу зносу труб на їх опір зім'яттю [1] отримано графічні залежності (рисунком 1) для визначення рекомендованого значення коефіцієнта запасу міцності в залежності від інтенсивності викривлення ствола свердловини в інтервалі кріплення проміжною колоною ( $\Delta\psi$ ) та умовного шляху тертя бурильного інструменту із стінками проміжної колони ( $z$ ) [8].

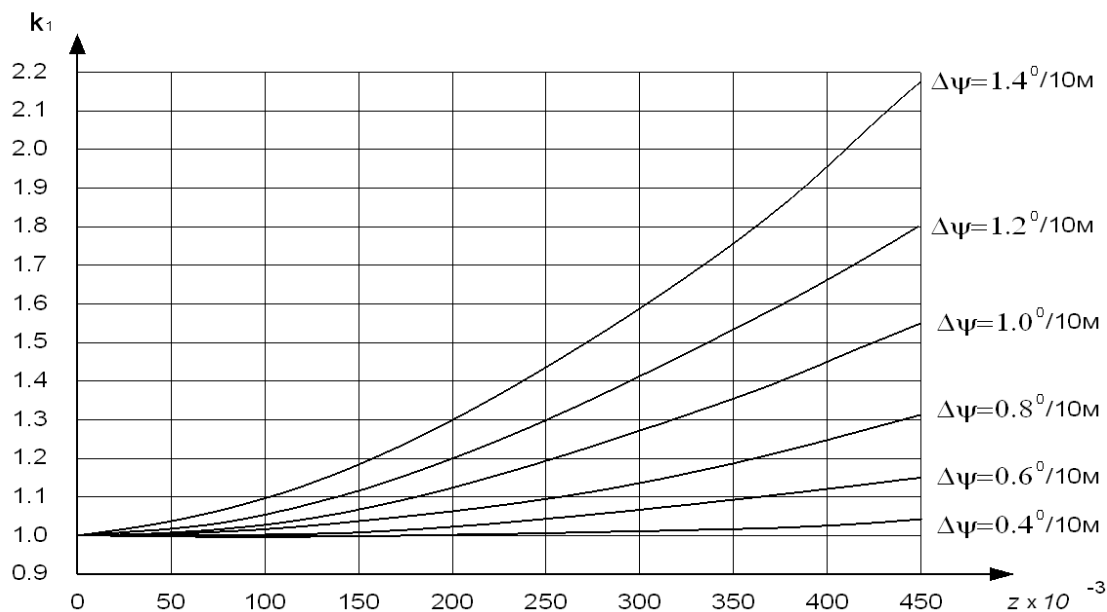
Однією з головних міцнісних характеристик обсадних труб є їх опір дії зовнішньому надлишковому тиску, яка оцінюється величиною тиску, при якому напруження в небезпечній точці поперечного перерізу труби досягають границі текучості матеріалу труб. За дією на цей час методикою при проектуванні обсадних колон для кріплення похило-скерованих свердловин величину зовнішнього критичного тиску для овальної різностінної труби прийнято визначати за формулою Г.М.Саркісова, якою не враховується вплив згину на зміни напруженого стану і форми поперечного перерізу труби і, як наслідок, на їх міцність. На основі напівбезмоментної теорії гнучких оболонок розв'язано задачу впливу згину обсадної колони на величину зовнішнього критичного тиску [10]. Отримано формули для розрахунку обсадних колон на міцність з врахуванням інтенсивності їх викривлення.

Для прикладу наведено розрахунки значень зовнішніх критичних тисків для обсадних труб діаметром 146 мм за напівбезмоментною теорією і за формулою Г.М.Саркісова (табл. 2).

З даних таблиці 2 видно, що величина зовнішнього критичного тиску суттєво залежить від овальності труби і зміни кривизни її осі. Для прямолінійних обсадних труб величини критичного тиску розраховані за напівбезмоментною теорією і за формулою Г.М.Саркісова незначно відрізняються між собою (розбіжність не перевищує 3,6%). Для труб діаметром 146 мм враховувати вплив згину обсадної колони при розрахунку критичного тиску необхідно при радіусах кривизни менше 200 м, так як при цьому значення критичних тисків знижуються на 5% і більше порівняно з критичними тисками для прямолінійних труб.

Визначено [11] поправочні коефіцієнти зменшення опірності труб на зім'яття  $n_1$  внаслідок згину для труб діаметром 146 мм (табл. 3).

При розрахунку обсадної колони на міцність необхідно значення величини зовнішньо-



**Рисунок 1 – Графічні залежності для визначення рекомендованих значень  $k_1$ :**

$z = c_0 \cdot l_{\text{бм}}$  – у процесі буріння під експлуатаційну колону з допомогою вибійних двигунів;  
 $z = c_0 \cdot l_{\text{бм}} + 0.6 \cdot T \cdot N_p \cdot d_z$  при  $a=3$ ,  $z = c_0 \cdot l_{\text{бм}} + 0.45 T N_p d_z$  при  $a=2$  – для роторного способу буріння;  
 $L$  – глибина свердловини, м;  $H_{np}$  – довжина проміжної колони, м;  
 $c_0$  – кількість рейсів інструменту в процесі буріння в інтервалі  $L - H_{np}$ ;  $d_z$  – діаметр замка, м;  
 $N_p$  – середня швидкість обертання ротора, об/хв;  
 $T$  – час механічного буріння в інтервалі  $L - H_{np}$ , хв;  $a$  – кількість труб в одній свічці;  
 $l_{\text{бм}}$  – середня довжина бурильної колони в процесі буріння інтервалу  $L - H_{np}$

**Таблиця 2 – Значення зовнішнього критичного тиску для обсадних труб діаметром 146 мм**

Товщина стінки, мм	Радіус кривизни, м	Параметр зовнішнього тиску за овальності, %				Критичний тиск, МПа за овальності, %							
						за формулою [10]				за формулою Г.М.Саркісова			
		0	0,5	1,0	1,5	0	0,5	1,0	1,5	0	0,5	1,0	1,5
7,0	$\infty$	3,088	2,119	1,83	1,637	35,07	24,07	20,78	18,6	35,07	24,18	20,52	18,13
7,0	300	2,937	2,119	1,83	1,637	33,36	24,07	20,78	18,6	-	-	-	-
7,0	200	2,748	2,096	1,847	1,637	31,21	23,81	20,78	18,6	-	-	-	-
7,0	100	2,182	1,775	1,568	1,424	24,78	20,16	17,81	16,17	-	-	-	-
7,7	$\infty$	2,552	1,91	1,654	1,481	38,58	28,88	25	22,4	38,58	28,72	24,51	21,71
7,7	300	2,427	1,91	1,654	1,481	36,69	28,88	25	22,4	-	-	-	-
7,7	200	2,271	1,856	1,648	1,502	34,33	28,06	24,92	22,4	-	-	-	-
7,7	100	1,803	1,536	1,374	1,255	27,26	23,22	20,77	18,97	-	-	-	-
8,5	$\infty$	2,094	1,675	1,463	1,317	42,59	34,07	29,76	26,78	42,59	33,66	29,03	25,85
8,5	300	1,992	1,675	1,463	1,317	40,5	34,07	29,76	26,78	-	-	-	-
8,5	200	1,864	1,599	1,428	1,319	37,9	32,53	29,24	26,78	-	-	-	-
8,5	100	1,48	1,303	1,181	1,087	30,09	26,5	24,02	22,12	-	-	-	-

го критичного тиску для труб, що встановлюються в інтервалі зміни зенітного кута, помножити на коефіцієнт зменшення опірності труб на зім'яття внаслідок згину  $p_{кр} \cdot n_1$ .

Аналогічні розрахунки можна провести для інших типорозмірів обсадних труб і на стадії проектування обсадних колон враховувати вплив згину труб на їх міцність, що дасть змогу підвищити надійність їх роботи при кріпленні похило-скерованих свердловин.

Отже, зім'яття обсадних колон мають місце внаслідок сумісної дії багатьох чинників, як гірничо-геологічного, так і пов'язаних з ними, причин техніко-технологічного характеру. Розроблена класифікація враховує всі відомі на даний час можливі причини зім'яття обсадних колон в нафтових і газових свердловинах. Очевидно, що вагомість цих причин на різних родовищах є різною, тому на кожному конкретному родовищі необхідно виявити найсуттєвіші

Таблиця 3 – Коефіцієнти зменшення опору на зім'яття внаслідок згину для труб діаметром 146 мм

Товщина стінки, мм	Коефіцієнт $n_1'$ за інтенсивності викривлення, градус/10м				
	1	2	3	4	5
6,5	1,0	0,99	0,95	0,9	0,85
7,0	1,0	0,99	0,94	0,88	0,82
7,7	1,0	0,97	0,91	0,85	0,79
8,5	1,0	0,95	0,89	0,83	0,77
9,5	0,999	0,94	0,87	0,81	0,74
10,7	0,99	0,92	0,86	0,79	0,73

причини, які призводять до зім'яття обсадних колон і дотримуватись заходів з їх попередження.

### Література

1 Кисельман М.Л. Износ и защита обсадных колонн при глубоком бурении / М. Л. Кисельман. – М.: Недра, 1971. – 208 с.

2 Абрамов А.А. Классификация поврежденных обсадных колонн / А.А. Абрамов, Л.Б. Измайлов // Буровые растворы и крепление скважин. – Краснодар: ВНИИКРнефть. – 1971. – С. 13-18.

3 Караев А.К. Обсадные колонны для глубоких скважин / А.К. Караев, А.Е. Сароян, С.А. Ширинзаде. – М.: Недра, 1971. – 160 с.

4 Федоров А.А. Анализ причин поврежденной обсадных колонн в эксплуатационных и водонагнетательных скважинах месторождений Прикарпатья / А.А.Федоров, Я.С. Коцкулич [и др.] // Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений. – 1976. – № 3. – С. 19-21.

5 Федоров А.А. О классификации поврежденной обсадных колонн и их причины / А.А. Федоров, Я.С. Коцкулич // Нефтепромысловые трубы. – Куйбышев: ВНИИТнефть. – 1974. – № 4. – С.68-72.

6 Ковбасюк І.М. Експериментальні дослідження напруженого стану обсадних труб в інтервалах залягання соленосних відкладів / І.М. Ковбасюк // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 1994. – вип. 31. – С. 74–77. – (Серія «Буріння нафтових і газових свердловин»).

7 Коцкулич Я.С. Оцінка значення контактного тиску під час зім'яття обсадних колон / Я.С. Коцкулич, І.М. Ковбасюк // Нафтова і газова промисловість. – 2000. – №2. – С.18-19.

8 Коцкулич Я.С. До попередження зім'яття обсадних колон внаслідок їх зношування / Я.С. Коцкулич, І. М. Ковбасюк // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2001. – вип. 38. – С. 48–53. – (Серія «Буріння нафтових і газових свердловин»).

9 Измайлов Л.Б. Крепление нефтяных и газовых скважин / Л.Б.Измайлов, А.И.Булатов. – М.: Недра, 1976. – 200 с.

10 Коцкулич Я.С. Визначення величини зовнішнього критичного тиску для обсадних труб із врахуванням згину / Я.С. Коцкулич, О.М. Лев, О.Б. Марцинків // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – № 2(7). – С. 84-88.

11 Марцинків О.Б. Підвищення надійності роботи обсадних колон у похило-скерованих свердловинах.: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд техн. наук : спец. 05.15.06 «Розробка нафтових та газових родовищ» / Марцинків Олег Богданович; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2010. – 20 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
12.08.10

Рекомендована до друку професором  
Мойсишиним В.М.

## ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ЦЕМЕНТУВАННЯ СВЕРДЛОВИН

*В.М. Орловський*

*Полтавський національний технічний університет, 36011, Полтава, Першотравневий просп., 24, тел./факс (05322) 22850, e-mail: k50@pntu.poltava.ua*

*Проведено аналіз чинників, що впливають на якість відокремлення пластів. Наведено статистичний аналіз якості цементування обсадних колон на бурових підприємствах України. Запропоновані нові термостійкі тампонажні матеріали, що розширюються при твердінні, для цементування глибоких нафтових і газових свердловин.*

Ключові слова: термостійкий тампонажний матеріал, тампонажний матеріал, що розширюється.

*Проведен анализ факторов, влияющих на качество разобщения пластов. Приведен статистический анализ качества цементирования обсадных колон на буровых предприятиях Украины. Предложены новые термостойкие расширяющиеся тампонажные материалы для цементирования глубоких нефтяных и газовых скважин.*

Ключевые слова: термостойкий тампонажний матеріал, расширяющийся тампонажний матеріал.

*The analysis of factors influencing on quality of disconnecter of stratum is conducted. The statistical analysis of quality of cementation of casings on the boring enterprises of Ukraine is resulted. New heat-resistant expansible cement materials are offered for cementation of oil and gases longholes.*

Keywords: heat-resistant cement of material, broadening cement of material.

Під час будівництва свердловин не рідко трапляються випадки неякісного цементування обсадних колон. Найбільш актуальною ця проблема є для експлуатаційних колон, і зумовлена тим, що кріплення геологічного розрізу експлуатаційною колоною є етапом закінчування свердловини, а неякісне цементування може звести нанівещь результати всього процесу її будівництва. Від якості розмежування пластів залежать термін функціонування свердловини, тривалість її безводної експлуатації, можливість використання різних методів впливу на пласти та надійність роботи нафтових і газових свердловин.

Надійність і довговічність розмежування пластів забезпечується непроникністю цементного кільця та якісним його контактом з обсадними трубами і гірськими породами, а також термо- і корозійною стійкістю цементного каменю в умовах високих температур і тисків та дії агресивних середовищ.

Наслідком неякісного цементування експлуатаційних колон є виникнення заколонних газонафтоводопровів (ГНВП) та міжколонних перетоків. Аналіз промислових даних [1] показує, що на родовищах газу в Україні від 10 до 60 % свердловин мають заколонні перетоки, що свідчить про їх непридатність до експлуатації. Для ліквідації заколонних ГНВП та міжколонних перетоків потрібні значні фінансові витрати. Крім того, такі роботи не завжди ефективні і потребують великих затрат часу.

На даний час у процесі цементування свердловин на бурових підприємствах України використовують переважно стандартний тампонажний портландцемент ПЦТІ-100, цементно-золин суміші (ЦЗС) на базі тампонажного портландцементу ПЦТІ-100 і золи кислої (ЗК) теплових електростанцій, будівельний портландцемент ПЦІ-500-Н та спецементи ШПЦС,

ПЦТШ-Пол 5-100, ЦТП 1,5-100, ЦТО-100, ОШЦ [2]. Водночас, за допомогою досліджень [3, 4] доведено, що у процесі тужавіння цементний камінь у багатьох тампонажних цементів має тенденцію до деформації осідання, яка негативно впливає на надійність розмежування пластів. Як правило, це є головною причиною неякісного цементування. Тому актуальною є проблема надання тампонажним цементам властивості розширюватись у процесі тужавіння.

Цементи, що розширюються у процесі тужавіння, є змішаними вяжучими матеріалами, які складаються здебільшого з основи та розширювального компоненту. Технологія їх одержання складна, а вартість, враховуючи високу вартість вихідних матеріалів, досить висока [5, 6]. До того ж, на роботи з кріплення припадає значна сума (20–22%) від загальної вартості робіт з будівництва свердловин. Тому проводяться дослідження зі створення недорогих і ефективних тампонажних матеріалів, що розширюються в процесі тужавіння.

Протягом останніх десятиріч нафтові й газові свердловини досягли великих глибин, тому виникла необхідність у застосуванні термостійких тампонажних матеріалів, в тому числі і тих, що розширюються у процесі тужавіння. Сировиною для таких тампонажних матеріалів можуть бути малоактивні техногенні мінеральні відходи.

Щорічно в нашій державі утворюється велика кількість мінеральних відходів промисловості, в тому числі від доломітового виробництва, з яких утилізується не більше 12% [7]. Ці техногенні продукти в поєднанні із стандартними вяжучими матеріалами можуть широко застосовуватись для виробництва термостійких тампонажних композицій, що розширюються при тужавінні.

Заколонні перетоки, що виникають у процесі освоєння та експлуатації нафтових і газових свердловин, внаслідок неякісного цементування обсадних колон, є однією з найгостріших проблем, яка спричиняє значні втрати вуглеводнів, забруднення надр, погіршення екологічного стану та ін.

Збільшення кількості свердловин із заколонними перетоками вказує на недостатню ефективність технологій кріплення (недосконалість технічних засобів і тампонажних матеріалів).

Статистичний аналіз якості кріплення глибоких свердловин стандартними тампонажними матеріалами на підприємствах ДП "Полтаванафтогазгеологія" та ДП "Чернігівнафтогазгеологія" свідчить про недостатню якість зчеплення цементного каменю з обсадною колоною [4].

Внаслідок неякісного кріплення, у ВАТ "Укрнафта" за останні роки більшість фонду видобувних свердловин експлуатується з рівнем обводнення понад 70%, однією із причин якого є виникнення заколонних перетоків води між пластами з різним тиском на різних стадіях розробки родовища [8].

Міжколонні тиски (МТ) виникають як в процесі завершення, так і експлуатації свердловин. Аналіз, проведений за деякими родовищами нафти і газу починаючи з 1976 р. [9], свідчить, що МТ виявлені на значній кількості свердловин ще до здавання їх в експлуатацію. Так в НГВУ "Полтаванафтогаз" ВАТ "Укрнафта" 23,5% газових свердловин, у яких МТ виникли на стадії спорудження, в ГПУ "Полтаванафтогазвидобування" – їх 16,7%.

У процесі закінчування свердловин на родовищах ДП "Укрбургаз" лише за п'ять років (з 1976 р.) МТ в експлуатаційних колонах зафіксовані в Шебелинському ВБР на 14 свердловинах (51, 53 Кременівська, 597, 624, 634, 638, 640 Шебелинська, 50 Новоселівська, 35, 57, 79, 90 Меліхівська, 50 Мироліувська, 56 Дружелюбівська), Хрестицинському ВБР на 6 свердловинах (77 Розпашівська; 77 Стрілківська; 176, 213, 221, 262 Хрестицинська), Полтавському ВБР на 1 свердловині (59 Гадяцька), Лисичанській ЕГБ на 1 свердловині (14 Лобачівська).

За даними ПВ УкрДГРІ за вісім років (з 1980 р.), в ДП "ПНГГ" і ДП "ЧНГГ" на етапі закінчування свердловин в експлуатаційних колонах зафіксовано сім випадків заколонних перетоків пластових флюїдів з МТ (2 Шевченківська, 21 Куличихінська, 12, 21 Матвійівська, 60 Перещепинська, 2 Мачухська, 15 Іскрівська), десять випадків негерметичності експлуатаційної колони, однією з причин якої була негерметичність цементного кільця (2 Голіковська, 1 Коробчинська, 21, 22 Куличихінська, 2 Комишненьська, 2 Краснозаярська, 22 Котелевська, 13 Шевченківська, 60 Перещепинська, 422 Східно-Розумовська), у двох випадках, за даними акустичного цементоміра (АКЦ), контакт цементного каменю з експлуатаційною колоною був повністю або частково відсутній (2 Мачухська, 11 Голіковська).

В НГВУ "Полтаванафтогаз" ВАТ "Укрнафта" протягом шести років (з 1995 р.) налічувалося від 81 до 102 свердловин, середній відсоток МТ в яких становив 6,7% [9]. В ГПУ "Полтавагазвидобування" ДК "Укргазвидобування" протягом п'яти років (з 1995 р.) середній відсоток з МТ склав 1,3% від загальної кількості (від 265 до 313) свердловин. Аналіз статистичних даних по цих підприємствах свідчить, що кількість свердловин з МТ зростає внаслідок введення в експлуатацію нових свердловин, виникнення МТ в процесі експлуатації свердловин та після невдалих ремонтних робіт з їх ліквідації.

На підземних сховищах газу (ПСГ) також спостерігаються МТ. Кількість свердловин з МТ тут коливається від 10 до 60%. Із 300 свердловин на ПСГ у 25% виявлені МТ з різними величинами (на 50% свердловин МТ до 0,1 МПа, на 25% – 0,1–1,0 МПа, на 20% – 1,0–3,0 МПа, на 5% – 3,0–5,0 МПа, на деяких свердловинах МТ вищі 5,0 МПа) [1, 10–12].

За даними [13] на усіх ПСГ Прикарпаття існують свердловини, здані в експлуатацію з МТ, кількість яких в середньому становить 6,6% від загального фонду свердловин.

З 96 свердловин на ПСГ, пробурених у 1986 році Стрийським ВБР у західному регіоні України, 23% виявились негерметичними через низьку якість цементного кільця і негерметичність експлуатаційної колони [14].

Операції з ліквідації МТ потребують багато часу, значних матеріальних затрат і часто не є ефективними. За даними [9] протягом шести років (з 1995 р.) в НГВУ "Полтаванафтогаз" ВАТ "Укрнафта" МТ виникли повторно на 70,5% газових свердловин, де вже проводились ремонтно-ізоляційні роботи, в ГПУ "Полтавагазвидобування" МТ виникли повторно на 41,7% свердловин.

В об'єднаннях "Головтюменьнафтогазу" (Росія) час на ліквідацію міжпластових перетоків на 21% перевищував середню тривалість проводки свердловини, а затрати становили 13% від вартості свердловин [15].

Для якісного розмежування пластів необхідною умовою є правильно підібрана технологія цементування заколонного простору свердловини. Залишки в затрубному просторі каналів, заповнених буровим розчином з низьким значенням динамічного напруження зсуву, визначають шляхи перетоків пластового флюїду. Можливим шляхом для міграції флюїду є наявність фільтраційної кірки на межі розділу гірської породи і цементного каменю, що може спричиняти утворення пустот внаслідок втрати нею води.

Дослідженнями встановлено, що основними причинами міжпластових перетоків є:

- тріщини, які виникають в гірському масиві в процесі буріння свердловини;
- неповне витіснення бурового розчину в процесі цементування;
- не змита глиниста кірка;
- канали, утворені в тампонажному розчині на контакті з іншими поверхнями, внаслідок відділення води;

**Таблиця 1 – Технологічні властивості нових тампонажних матеріалів, що розширюються під час тужавіння**

Склад тампонажного матеріалу, мас. часток %				В/С	Розширення, %			Міцність на стиснення через 2 доби/28 діб, МПа		
ПЦТІ-100	ШПЦС-120	ЦЗС- 1:1	ДМО		70 <sup>0</sup> С, 30 МПа	100 <sup>0</sup> С, 40 МПа	160 <sup>0</sup> С, 60 МПа	70 <sup>0</sup> С, 30 МПа	100 <sup>0</sup> С, 40 МПа	160 <sup>0</sup> С, 60 МПа
95	-	-	5	0,50	1,5	1,9	2,1	11,7/12,9	12,8/13,9	-
80	-	-	20	0,50	5,1	6,3	6,7	5,7/6,8	9,4/9,9	-
-	95	-	5	0,50	1,3	1,7	1,9	10,0/11,2	8,8/9,9	9,1/10,2
-	80	-	20	0,50	4,2	5,3	5,5	5,4/6,5	9,2/9,7	9,3/9,7
-	-	95	5	0,50	1,1	1,5	1,7	8,5/9,5	8,8/9,6	9,0/9,7
-	-	80	20	0,50	2,2	2,9	3,2	6,5/6,9	8,5/9,4	-

– канали, утворені газом, що піднімається стовпом тампонажного розчину;  
 – порожнечі в тілі цементного каменю, який не встиг набрати достатньої міцності, заповнені надлишковою водою замішування;  
 – щілини між глинистою кіркою і гірською породою, заповнені водою;  
 – порожнечі між глинистою кіркою і тампонажним каменем, заповнені водою, які виникають внаслідок синерезису фаз бурового і тампонажного розчинів;  
 – зазори між тампонажним каменем та обсадними трубами і стінками свердловини, що утворюються внаслідок відділення з тампонажного розчину надлишкової води і контракції;  
 – тріщини, які з'являються в тампонажному камені в процесі перфорації продуктивного горизонту.

Нестабільність технологічних параметрів тампонажного розчину в процесі його приготування призводить до формування в заколонному просторі неоднорідного стовпа тампонажного розчину, седиментації твердої фази та відділення надлишкової води. Внаслідок цього в заколонному просторі утворюються заповнені водою порожнечі, а в похило-спрямованих свердловинах може формуватись канал вірогідної міграції флюїду.

За даними [16, 17] у процесі цементування свердловин звичайними тампонажними матеріалами, в інтервалах залягання непроникних порід і міжколонного простору утворюється камінь з деформацією осідання та високою проникністю. В таких інтервалах контакт каменю з обсадною колоною та породою поганий. Це може бути однією з причин міграції флюїдів.

З метою підвищення якості кріплення свердловин, зокрема продуктивних горизонтів, в умовах дії високих температур (70–160<sup>0</sup>С) та полімінеральної агресії, спільно з Полтавським відділенням УкрДГРІ, запропоновано спеціальну домішку до тампонажних цементів – модифіковану природну суміш неорганічних з'єднань кальцію і магнію, на основі якої розроблено рецептури термостійких тампонажних матеріалів, що розширюються у процесі тужавіння. В рецептурах нових тампонажних сумішей як в'язуча основа використовується тампонажний портландцемент ПЦТІ-100, шлакопіщаний цемент спільного помелу ШПЦС-120

та цементно-зольна суміш (ЦЗС) – 1:1, а як компонент, що розширюється у процесі тужавіння, домішка 5–20 масових часток % меленого доломітового борошна обпаленого (ДБО).

Доломітове борошно обпалене є побічним продуктом виробництва металургійного доломіту, що накопичується в процесі випалювання доломітової руди в обертових печах. ДБО потребує домелювання в шарових млинах. Мелене ДБО являє собою порошкоподібний матеріал світло-сірого кольору густиною 3100–3300 кг/м<sup>3</sup> з питомою поверхнею 270–380 м<sup>2</sup>/кг, в залежності від фракційного складу. Хімічний склад її, масових часток %: СаО – 50–60, MgO – 28–30, SiO<sub>2</sub> – 6–8, R<sub>2</sub>O<sub>3</sub> (полуторні окисли алюмінію і заліза) – не більше 5–9, втрати маси у процесі пропалювання (в. п. п.) – 2,5.

Нові термостійкі тампонажні матеріали, що розширюються під час тужавіння, випробувані в автоклавних умовах в термічному інтервалі 70–160<sup>0</sup>С. В таблиці 1 наведені їх основні технологічні властивості. Такі тампонажні матеріали мають коефіцієнт розширення 1,1–6,7% залежно від типу в'язучого, вмісту розширювального компонента і температури випробувань; високу термостійкість та високі показники міцності.

Терміни прокачування нових тампонажних матеріалів легко регулюються за допомогою стандартних сповільнювачів, наприклад, нітрилотриметилфосфонові кислоти (НТФК).

Необхідна кількість домішки розширювального компонента залежить від пластової температури у свердловині. Із збільшенням температури кількість домішки ДБО зменшують.

Механізм розширення розроблених тампонажних сумішей, реалізується за рахунок утворення гідроксидів кальцію і магнію, кристали яких мають більший об'єм, ніж вихідні оксиди. Їх термостійкість обумовлена фазовим складом продуктів тужавіння за підвищених температур і тисків та тривалого автоклавування. Серед новоутворень в нових композиціях переважають термодинамічно стійкі за високих температур сполуки – низькоосновні гідросилікати кальцію типу CSH(B) і тоберморит.

Приготування нових тампонажних сумішей здійснюється на бурових майданчиках, шляхом змішування тампонажного цементу і

домішки перетарюванням через цементозмішуючі машини протягом трьох циклів.

Дослідженнями встановлено, що застосування меленого доломітового борошна обпаленого в якості домішки до тампонажних цементів, що розширюється під час тужавіння, дозволяє підвищити міцність тампонажного каменю та зменшити його проникність. Застосування нових тампонажних матеріалів дасть змогу підвищити якість розмежування пластів у глибоких нафтових і газових свердловинах, зокрема високонапірних нафтових і газових горизонтів.

На даний час нова мінеральна домішка – мелене ДБО та розроблені на його основі термостійкі тампонажні матеріали, що розширюються під час тужавіння, успішно впроваджуються на бурових підприємствах БУ „Укрбургаз” у процесі цементування глибоких нафтових і газових свердловин.

### Література

1 Інструкція щодо визначення умов використання газових свердловин з наявністю міжколонного тиску, пробурених на шельфі Чорного і Азовського морів / затв. Держнафтогазпром України, ВАТ "Український нафтогазовий інститут", ДВП "Чорноморнафтогаз" 1997. – [Термін дії не встановлений]. – К.: Держнафтогазпром України, 1997. – 11 с. – (Нормативний документ).

2 Сучасний стан і перспективи розвитку виробництва тампонажних матеріалів в Україні / В.Ф. Горський, П. В. Горський, Ю. Ф. Шевчук [та ін.] // Нафтова і газова промисловість. – 2000. – № 5. – С. 19–20.

3 Булатов А.И. Тампонажные материалы / А.И. Булатов, В.С. Данюшевский. – М.: Недра, 1987. – 280 с.

4 Аналіз причин неякісного розмежування пластів в умовах Дніпровсько-Донецької западини / Р.В. Бандур, О.В. Лужаниця, С.Г. Михайленко [та ін.] // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – № 3. – С. 127–130.

5 Михайлов В.В. Расширяющийся цемент и его применение в строительстве / В.В. Михайлов, Б.Г. Скрамтаев, Э.З. Юдович // Цемент. – 1949. – № 12. – С. 4.

6 Кравченко И.В. Расширяющиеся цементы / И.В. Кравченко. – М.: Госстройиздат, 1962. – С. 34.

7 Дмитриев А.И. Проблемы использования техногенных материалов при производстве цемента / А.И. Дмитриев, В.Е. Каушанский // Цемент. – 1988. – № 9. – С. 2–3.

8 Впровадження розширювального тампонажного матеріалу під час кріплення свердловин у складних гірничо-геологічних умовах / С.В. Трифонов, С.В. Чеканов, А.Б. Скочеляс [та ін.] // Нафтова і газова промисловість. – 2003. – № 3. – С. 30–32.

9 Лазаренко О.Г. Удосконалення тампонування газових свердловин (на прикладі родовищ Дніпровсько-Донецької западини): дис. ... канд. техн. наук: 05.15.10 / Лазаренко Олександр Григорович. – Івано-Франківськ, 2002. – 163 с.

10 Контроль за роботою свердловин з міжколонним тиском. Ліквідація міжколонних тисків на родовищах і ПСГ АТ "Укргазпром": Звіт НДР (заключн.) / Український науково-дослідний інститут природних газів. – 100 УГП/95, 9746.56/96.96); № 0195.018633; Інв. № 0-3064. – Харків, 1996. – 55 с.

11 Контроль за роботою свердловин з міжколонними тисками. Пропозиції по ліквідації міжколонних тисків на родовищах і ПСГ: Звіт НДР (заключн.) / Український науково-дослідний інститут природних газів. – 100 УГП/95-98 (46.244/97-98); № 01.95.U018633; Інв. № 0-3181. – Харків, 1998. – 40 с.

12 Навроцкий Б.И. Основные результаты цементирования скважин подземных хранилищ газа Прикарпатья / Б.И. Навроцкий. – Івано-Франковск, 1987. – 15 с. – Деп. в УкрНИИНТИ 29.09.87, № 2766-Ук87.

13 Баранецкий М.В. Підвищення якості кріплення свердловин підземних сховищ газу Прикарпаття: автореф. дис. на здобуття наук ступеня канд. техн. наук: спец. 05.15.10 “Буріння свердловин” / М. В. Баранецкий. – Івано-Франківськ, 1999. – 17 с.

14 Разработка и внедрение технологии применения тампонажного раствора для качественного крепления эксплуатационных колон при строительстве скважин на ПХГ ВПО "Укргазпром": Отчет о НИР (заключительн.) / Украинский научно-исследовательский институт природных газов. – (01.Ц.04.03.04.03.21/87.90)/ 21.21.03; № 01870082165; Інв. № 0-2178. – Харьков, 1987. – 119 с.

15 Ашрафьян М.О. Технология разобщения пластов в осложненных условиях / М.О. Ашрафьян – Недра, 1989. – С. 11.

16 Данюшевский В.С. Проектирование оптимальных составов тампонажных цементов / В.С. Данюшевский – М.: Недра, 1978. – 293 с.

17 Гамзатов С.И. Применение вяжущих веществ в нефтяных и газовых скважинах / С.И. Гамзатов – М.: Недра, 1985. – 148 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*  
18.02.10

*Рекомендована до друку професором*  
*Зоценком М.Л.*

## РОЗРОБЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВИПРОБОВУВАННЯ ПРОТИВИКИДНОГО ОБЛАДНАННЯ

*І.В. Костриба, І.С. Палійчук, В.В. Михайлюк*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42264,  
e-mail: no@nuing.edu.ua*

*Запропоновано схему випробування противикидного обладнання після монтажу без використання мобільної насосної установки. Розроблено конструкцію свердловинного випробувального пристрою. Досліджено основні параметри та характеристики вузла ущільнення пристрою, що впливають на його герметизаційну здатність.*

Ключові слова: випробувальний пристрій, герметизуюча здатність, пакер, превентор, самоущільнювальна манжета

*Предлагается схема испытания противовыбросового оборудования после монтажа без использования мобильной насосной установки. Разработана конструкция скважинного испытательного устройства. Исследованы основные параметры и характеристики узла уплотнения устройства, влияющие на его герметизирующую способность.*

Ключевые слова: герметизирующая способность, испытательное устройство, пакер, превентор, самоуплотнительная манжета

*Offered chart of testing of blowout preventer equipment after installation without the use of the mobile pumping device. Worked out construction of downhole testing device. Investigated basic parameters and characteristics of packing node of the device, which influence on its pressurization ability.*

Key words: packer, preventer, sealing ability, self-packing cuff, test device

У процесі спорудження та ремонту устя нафтових і газових свердловин обладнується противикидним обладнанням, яке після монтажу згідно чинних технічних регламентів повинно випробовуватись на герметичність.

Традиційна схема випробування змонтованого противикидного обладнання [1] передбачає закриття превентора на трубі і створення під превентором тиску рідини із допомогою пересувної нафтопромислової насосної установки, під'єднаної до маніфольдної лінії противикидного обладнання.

Така схема для випробування змонтованого противикидного обладнання має два недоліки:

1) значна (в деяких випадках висока) вартість випробувальних робіт, що пов'язано, насамперед, з довготривалим використанням мобільної насосної установки на свердловині під час ускладнень, що виникають в процесі випробування; інколи значним віддаленням свердловини від технічної бази підприємств; бездоріжжям у міжсезоння; значними експлуатаційними витратами тощо.

2) під час випробування часто необхідно захищати обсадну колону від дії випробувального тиску. Для цього використовується пакер (свердловинний герметизатор), який відокремлює стовбур свердловини від гирлового обладнання. Такий пакер також необхідно використовувати під час гідравлічного випробування гирлового обладнання в умовах відкритого стовбура свердловини (наявність необсадженого стовбура, зони перфорації експлуатаційної колони).

Наявність вказаних недоліків описаної схеми випробування противикидного облад-

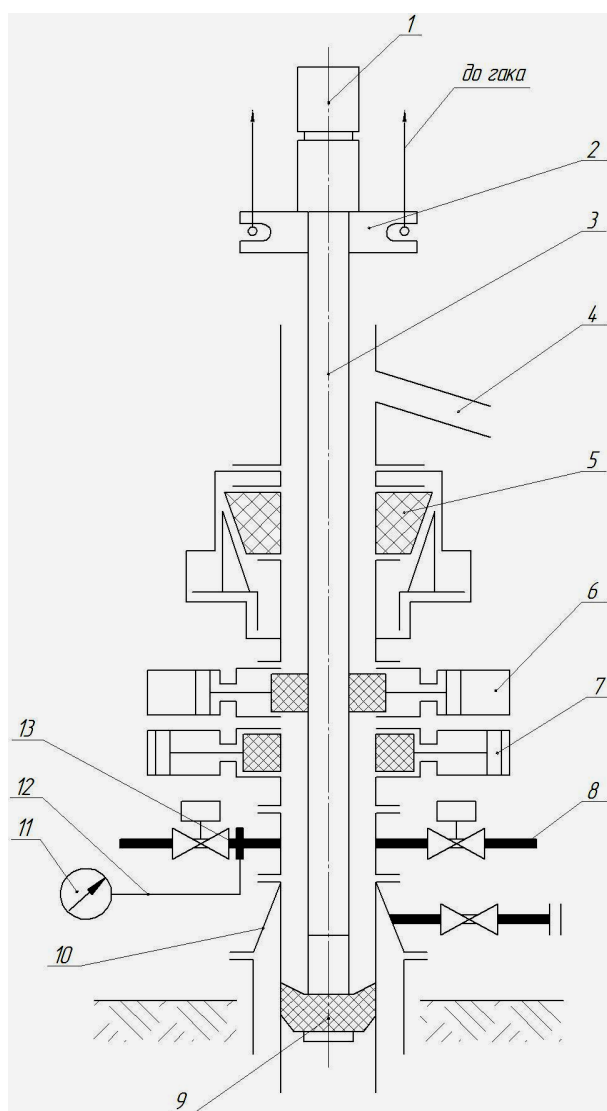
нання інколи призводить до неякісного проведення випробування, що зменшує надійність противикидного обладнання.

Пропонується більш ефективна схема та пристрій для випробування змонтованого противикидного обладнання без використання мобільної насосної установки. Суть запропонованої схеми випробування полягає в наступному (рис. 1). У свердловину опускається і підвішується на гак бурової чи підйомної установки випробувальний пристрій, що містить пакер 9, з'єднувальну трубу 3 і контрольно-запобіжний пристрій 1. Після закриття нижнього (чи будь-якого іншого) превентора у стовбурній збірці випробувальний пристрій припіднімається догори, створюючи, таким чином під превентором необхідний для проведення випробування тиск. З метою забезпечення безпеки випробувальних робіт піднімання випробувального пристрою доцільно здійснювати аварійним приводом бурової лебідки.

Для контролю за величиною випробувального тиску, а також з метою запобігання виникненню ускладнень і аварійних ситуацій, викликаних створенням надмірного тиску під превентором, що може призвести до руйнування опресувальної системи, на верхньому кінці випробувального пристрою розміщують контрольно-запобіжний пристрій 1.

Перевага запропонованого способу випробування противикидного обладнання полягає в наступному:

– випробувальний пристрій за своєю суттю є автономним, тому процес випробування не залежить від дії зовнішніх чинників, що діють при випробуванні з використанням мобільних насосних установок.



- 1 – пристрій контрольно-запобіжний;  
 2 – елеватор; 3 – труба з'єднувальна;  
 4 – жолоб зливний; 5 – превентор універсальний;  
 6 – превентор плашковий з трубними плашками;  
 7 – превентор плашковий з глухими плашками;  
 8 – маніфольдна лінія; 9 – пакер; 10 – головка колони;  
 11 – манометр; 12 – трубка імпульсна;  
 13 – фланець манометричний

**Рисунок 1 – Запропонований спосіб опресування змонтованого противикидного обладнання**

– забезпечується вища порівняно з традиційною схемою технологічність випробувальних робіт. Традиційна схема випробування противикидного обладнання, особливо в умовах відкритого ствола свердловини, потребує наявності мобільної насосної установки і пакера-герметизатора для відокремлення ствола свердловини від гирлового обладнання.

– зменшуються витрати на проведення випробувальних робіт (не потрібно замовляти на свердловину насосну установку).

– підвищується надійність противикидного обладнання у зв'язку з покращенням якості випробувальних робіт. Крім того, оскільки ви-

пробування пропонується проводити автономним пристроєм, їх можна проводити з будь-якою періодичністю, регламентованою нормативними документами.

Пакер розробленого пристрою (рис. 2) містить стовбур 7, на якому розміщена манжета 10, яка має здатність до самоущільнення. Манжета опирається на опорне кільце 9, що фіксується від осевого переміщення головкою 6. Для попередження руйнування манжети під час зберігання та транспортування передбачений чохол 21. Клапанний вузол запобігає виникненню ефекту поршнювання рідини при опусканні пристрою у свердловину. У верхній частині пакера виконана різьба для з'єднання з трубою.

Труба 3 (рис. 1) є регулятором довжини пристрою. Залежно від комплектації стовбурної збірки противикидного обладнання довжина труби може змінюватися.

Контрольно-запобіжний пристрій призначений для контролю за величиною випробувального тиску, а також для запобігання виникненню ускладнень і аварійних ситуацій, викликаних створенням надмірного тиску під превентором, що може призвести до руйнування опресувальної системи. Основним елементом контрольно-запобіжного пристрою є мембрана 18, яка руйнується у випадку перевищення встановленого тиску. Конструкція пристрою дає можливість регулювати максимально допустимий тиск випробування.

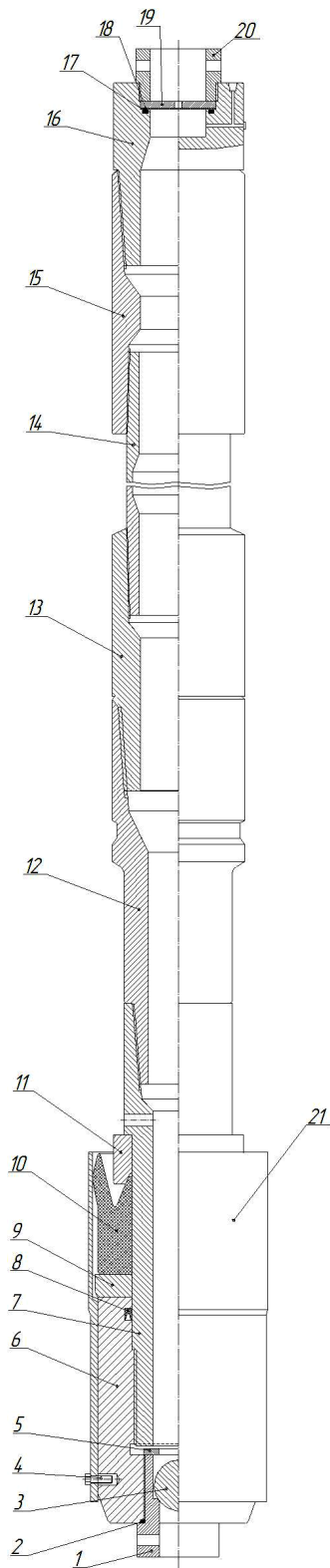
Величина випробувального тиску визначається манометром, підключеним до контрольно-вимірювального пристрою, або до манометричного фланця, встановленого перед гідроприводною засувкою (рис. 1).

Розроблено варіанти конструктивного виконання випробувального пристрою і вибрано найоптимальніший з них варіант, який задовольняє конструкторсько-технологічні вимоги, вимоги фонтанної безпеки, забезпечує зручність та безпеку випробувальних робіт. Технічна характеристика пристрою подається в таблиці 1.

Основним елементом розробленого пристрою є самоущільнювана манжета. Конструктивно манжета містить дві частини – робочу і опорну (рис. 3).

Робоча частина манжети виконана у вигляді двох губ – зовнішньої і внутрішньої. Геометрія губ повинна бути такою, щоб після опускання пакера у свердловину забезпечити натяг відповідних поверхонь манжети, а саме в спряженнях зовнішня губа – обсадна труба 4 та внутрішня губа – ствол пакера 1. Це дасть можливість створити початковий контактний тиск  $q_0$  на ущільнюваних поверхнях та реалізувати принцип самоущільнення при роботі манжети.

Опорна частина манжети розміщена під робочою і має в розрізі прямокутну форму. Зовнішній діаметр опорної частини манжети повинен бути на 4-6 мм меншим від внутрішнього діаметра обсадної колони, що дасть змогу забезпечити безперешкодне опускання та підняття пристрою.

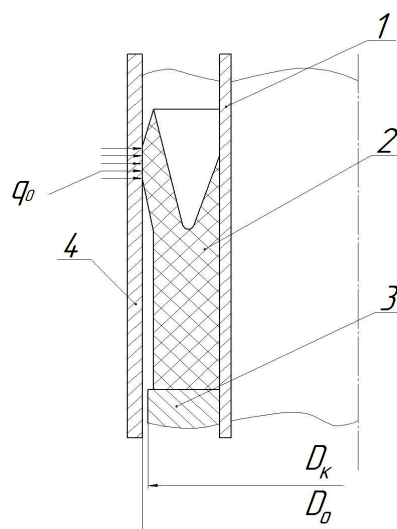


1 – корпус клапана; 2 – кільце ущільнюоче;  
 3 – кулька; 4 – болт кріплення чохла; 5 – шайба;  
 6 – головка; 7 – ствол; 8 – манжета ущільнюоча;  
 9 – кільце опорне; 10 – манжета; 11 – кільце  
 проміжне; 12 – перехідник; 13 – ніпель;  
 14 – труба з'єднувальна; 15 – муфта;  
 16 – корпус контрольно-запобіжного пристрою;  
 17 – кільце ущільнюоче; 18 – мембрана;  
 19 – кільце опорне контрольно-запобіжного  
 пристрою; 20 – кришка; 21 – чохол

**Рисунок 2 – Опресувальний пристрій**

**Таблиця 1 – Технічна характеристика пристрою ОП-245x35**

Параметр, одиниці вимірювання	Величина
Умовний діаметр експлуатаційної колони, в якій використовується випробувальний пристрій, мм	245
Максимальний тиск випробування, МПа	35
Випробувальне середовище	Вода
Температура робочого середовища, °С	Від +5 до +50
Довжина, мм:	
пакера	735
контрольно-запобіжного пристрою	290
Маса без з'єднувальної труби, кг, не більше	90



1 – ствол пакера; 2 – манжета;  
 3 – кільце опорне; 4 – труба обсадна

**Рисунок 3 – Манжета з опорним кільцем**

Процес роботи манжети можна умовно поділити на два етапи [2]. На першому етапі за невисоких тисків працює робоча частина манжети, і герметичність забезпечується завдяки розклинюванню губ і створенню необхідних для герметизації контактних тисків на ущільнюваних поверхнях. З підвищенням тиску над манжетою починає працювати її опорна частина. Під дією тиску в свердловині відбувається осьова та радіальна деформація опорної частини манжети, що призводить до повного перекриття зазору між манжетою і обсадною трубою. За великих тисків гума витискається в зазор між опорним кільцем 3 і обсадною трубою, що може бути причиною руйнування манжети.

Герметизація манжетою на першому етапі її роботи забезпечується завдяки початковому контактному тиску  $q_0$  між губою манжети і стінкою обсадної труби. Слід зазначити, що одним із основних чинників, що визначають

величину попереднього контактного тиску  $q_0$ , є натяг  $\Delta$  робочої частини манжети, який визначається за формулою

$$\Delta = D_m - D_o, \quad (1)$$

де:  $D_m$  – максимальний зовнішній діаметр манжети у вільному стані;

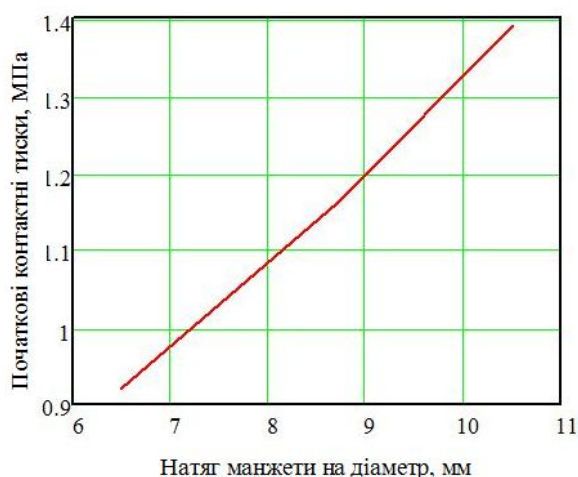
$D_o$  – внутрішній діаметр обсадної труби.

Слід зазначити, що розроблення оптимальної конструкції самоущільнювальної манжети – складна інженерно-технічна задача. Складність її обумовлена низкою чинників, що впливають на конструкцію манжети та умови її роботи, а саме: характерні особливості мікрогеометрії ущільнюваної поверхні обсадної труби, що не створюють відповідних умов для герметичності; наявність на ущільнюваній поверхні обсадної труби бруду, продуктів корозії; можливі овальність і різностінність труб; необхідність забезпечення герметизаційної здатності манжети як в умовах низького, так і високого тисків тощо.

Викладене засвідчує, що найбільш об'єктивні та достовірні рекомендації щодо проектування манжети можна отримати за результатами експериментальних досліджень натурних зразків манжети в реальних умовах. Проте, зважаючи на значну трудомісткість таких досліджень, користь та деякі практичні результати може привнести комп'ютерне тривимірне моделювання вузла ущільнення розробленого пакера.

Важливим чинником для забезпечення герметичності манжети пакера на першому етапі ущільнення є величина попереднього контактного тиску  $q_0$  (рис. 3). Його значення залежить від натягу манжети, конструкції зовнішньої губи манжети, механічних характеристик гуми. Для дослідження попередніх контактних тисків був використаний метод кінцевих елементів, реалізований з допомогою програмного пакету SolidWorks та його додатку Simulation [3].

На рисунку 4 зображено графічну залежність початкового контактного тиску  $q_0$  від натягу  $\Delta$  робочої частини манжети, побудована на основі результатів моделювання. Натяг  $\Delta$  робочої частини манжети змінювався шляхом зміни внутрішнього діаметра обсадної труби умовним діаметром 245мм. Твердість гуми манжети складала 80 одиниць (за Шором А).



**Рисунок 4 – Графічна залежність початкових контактних тисків  $q_0$  від натягу  $\Delta$  робочої частини манжети**

Отримані результати досліджень можуть бути використані для проектування конструкції самоущільнювальної манжети. В подальшому доцільно було б провести аналогічні експериментальні дослідження на натурному зразку манжети.

#### Література

- 1 Радковский В.Р. Оборудование и инструмент для предупреждения и ликвидации фонтанов: справочник / В.Р. Радковский, Д.В. Рымчук, Ю.Е. Ленкевич, О.А. Блохин. – М.: Недра, 1996. – 265 с.
- 2 Абдуллаев М.А. Пакеры / М.А. Абдуллаев. – Баку: Азербайджанское государственное издательство, 1963. – 284 с.
- 3 Алямовский А.А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.: ил.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
26.07.10  
Рекомендована до друку професором  
Копєєм Б.В.*

## ДИНАМІЧНЕ РЕГУЛЮВАННЯ ПИТОМИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ПАРАХ ТЕРТЯ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК (ЧАСТИНА 3)

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

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42195,  
e-mail: no@nimg.edu.ua

Наведено аналітичні дослідження визначення точки початкової взаємодії робочої поверхні фрикційної накладки гальмівної стрічки з робочою поверхнею гальмівного шківів, а також точки прикладання сумарного питомого навантаження на робочій поверхні накладок до гальмівної стрічки. Наведено особливості конструкції незалежного канатного кріплення фрикційних накладок до гальмівної стрічки.

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

Приведены аналитические исследования определения точки начального взаимодействия рабочей поверхности фрикционной накладкой тормозной ленты с рабочей поверхностью тормозного шкива, а также точки приложения суммирующей удельной нагрузки на рабочей поверхности накладок. Приведены особенности конструкции независимого канатного крепления фрикционных накладок к тормозной ленте.

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

Determination of the initial point of interaction between working surfaces of the friction lining and breaking pulley and also determination of application point of specific loading on the working surfaces of the friction lining is studied. Distinctive construction features of independent rope bracing of friction lining is presented.

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

### Актуальність дослідження

В більшості випадків динамічні параметри фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок залежать від їхніх конструктивних параметрів. Це повною мірою стосується і гальмівних стрічок, на яких розміщені фрикційні накладки. Схеми компоновок фрикційних накладок на гальмівній стрічці зокрема, різні на набігаючій та збігаючій її гілках. Це впливає певним чином на визначення точки початкової взаємодії робочої поверхні фрикційної накладки гальмівної стрічки з робочою поверхнею гальмівного шківів [1].

Визначенню результуючого зусилля, що виникає від натягів набігаючої та збігаючої гілки стрічки і діє на гальмівний вал, присвячена робота [2], але в ній не була визначена точка прикладання сумарного питомого навантаження на робочій поверхні рухомої фрикційної накладки, яка входила в бандаж з накладок, розташований з натягом на робочій поверхні гальмівного шківів.

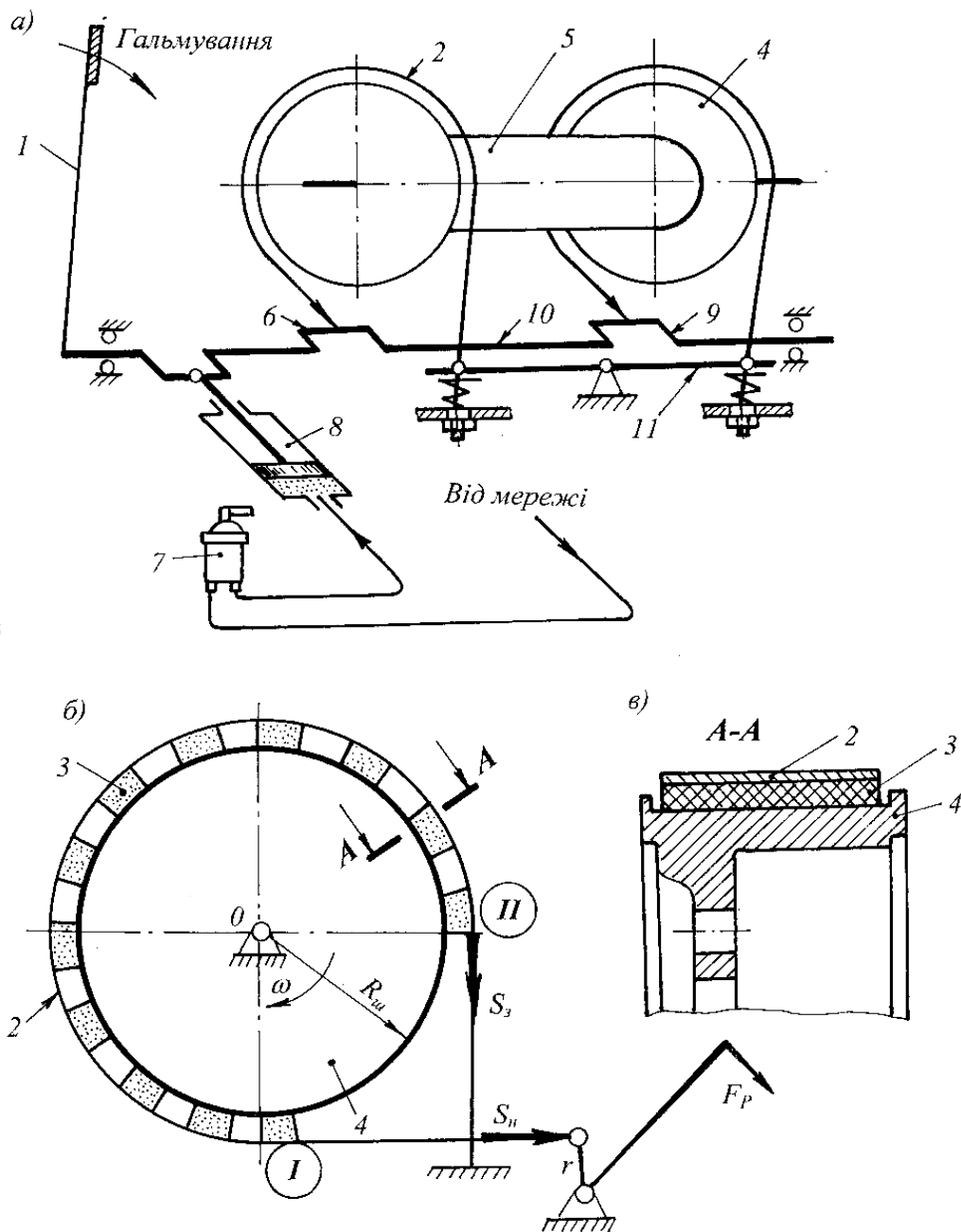
Виходячи зі сказаного, зупинимося на аналітичному визначенні точки початкової взаємодії робочої поверхні фрикційної накладки гальмівної стрічки з робочою поверхнею гальмівного шківів.

### Визначення точки початкової взаємодії робочої поверхні фрикційної накладки гальмівної стрічки з робочою поверхнею гальмівного шківів

Точку початкової взаємодії пар тертя стрічково-колодкового гальма необхідно знати з двох причин: щоб дати оцінку розповсюдження фронту взаємодії решти накладок зі шківом та

щоб показати, як вона впливає на сумарну результуючу питомого навантаження в зоні контакту тертя.

На рис. 1 а зображено кінематичну схему бурової лебідки зі стрічково-колодковим гальмом; на рис. 1 б – кінематична схема стрічково-колодкового гальма; на рис. 1 в – розріз по А-А рис. 1 б – поперечний розріз фрикційного вузла; на рис. 2 проілюстрована розрахункова схема стрічково-колодкового гальма. Умовні позначення:  $R_{III}$  – радіус робочої поверхні гальмівного шківів;  $S_H, S_3$  – натяги набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки;  $\omega$  – кутова швидкість обертання шківів;  $r$  – радіус кривошипа колінчастого вала;  $F_B$  – зусилля, що прикладає бурильник до важеля керування гальмом; 1, 2, 3... 11, 12 – порядковий номер накладок на стрічці;  $l_1, l_2, l_3$  – довжини ділянок гальмівної стрічки;  $R_0$  – радіус, що вказує на положення точки  $O_1$  відносно геометричного центру гальмівної стрічки і шківів фрикційного вузла, що знаходиться під кутом  $\varphi_0$  до осі абсцис;  $\rho_i$  – дуги кіл заданих радіусів (описують точки поверхні тертя фрикційних накладок), що переміщуються на малі кути  $\delta_i$ ;  $\varphi_i$  – заданий кут, що вказує на положення довільного радіуса-вектора  $\rho_i$ ;  $\alpha$  – кут охоплення гальмівною стрічкою шківів;  $R_H$  – радіус неробочої поверхні фрикційної накладки;  $\delta_H$  – товщина фрикційної накладки;  $y_0, x_0$  – відрізки на осі орди-



1 – важіль керування; 2, 4 – гальмівні стрічки та шківи; 3 – фрикційні накладки; 5 – барабан; 6, 9, 10 – мотильові шийки колінчастого вала; 7 – кран бурильника; 8 – пневматичний циліндр; 11 – балансир

**Рисунок 1 – Кінематичні схеми стрічково-колодкових гальм (а, б) та їхній фрикційний вузол (в) бурової лебідки У2-5-5**

нат і абсцис, що дорівнюють відповідно відріzkам  $AO_1$  і  $AO_2$  [5].

Згідно з кінематичною схемою (рис. 1 а, б) фрикційні накладки 3 встановлені на гальмівних стрічках 2, які одним кінцем (з боку збігаючої гілки II стрічки) прикріплені до балансира 11, а іншим (з боку набігаючої гілки I) – до мотильових шийок 6 і 9 колінчастого вала.

Серійні стрічково-колодкові гальма бурової лебідки працюють так. Переміщення важеля 1 реалізується повертання колінчастого вала 10, в результаті того бурильник зтягує

гальмівні стрічки 2 з фрикційними накладками 3, і вони «сїдають» на гальмівні шківи 4. Процес гальмування стрічково-колодковим гальмом (рис. 1, б) характеризується такими стадіями: початковою (першою), проміжною (другою) і завершальною (третьою). Зупинимось на кожній зі стадій окремо.

На початковій стадії гальмування фрикційні накладки 3, що розміщені на початку гальмівної стрічки 2, взаємодіють з робочою поверхнею гальмівного шківа 4. Фронт взаємодії поширюється у бік фрикційних накладок 3 набігаючої гілки (I) гальмівної стрічки 2.

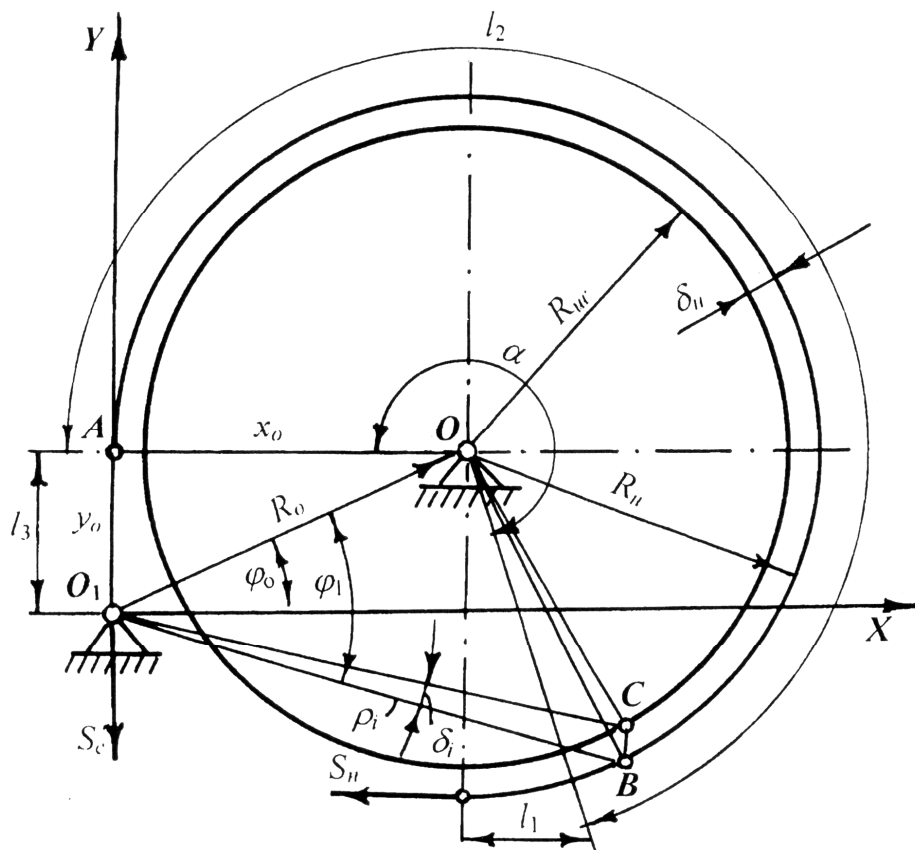


Рисунок 2 – Розрахункова схема стрічково-колодкового гальма

Проміжна стадія гальмування характеризується подальшим розповсюдженням фронту взаємодії в бік фрикційних накладок (3) збігаючої гілки (II) гальмівної стрічки 2.

Кінцева стадія гальмування характеризується тим, що майже усі нерухомі фрикційні накладки 3 гальмівної стрічки 2 взаємодіють з робочою поверхнею шківів 4. Під час пригальмовування послідовність входження поверхонь тертя в контакт повторюється. Повний цикл гальмування закінчується зупинкою гальмівних шківів 4 з барабаном 5. Керування гальмом бурової лебідки здійснюється також подачею стисненого повітря через кран 7 бурильника в пневматичний циліндр 8, шток якого з'єднаний з однією з мотильових шийок колінчастого валу 10 гальма. Величину тиску повітря в пневмоциліндрі 8 регулюють провертанням крану 7 бурильника.

За нерівномірного зношування фрикційних накладок 3, що встановлені на стрічках 2, балансір 11 в момент гальмування дещо відхиляється від горизонтального положення і вирівнює навантаження на збігаючій гілці (II) гальмівних стрічок 2, забезпечуючи при цьому рівномірне зношування їх робочих поверхонь.

Згідно з рис. 2 положення довільної точки на поверхні фрикційної накладки визначається величиною і напрямком радіус-вектора  $\rho_i$ , який виходить з центра обертання гальмівної стрічки – точки  $O_1$ . До контакту фрикційних накладок гальмівної стрічки зі спряженою по-

верхнею, тобто робочою поверхнею шківів, стрічка буде обертатись навколо точки  $O_1$ , і при цьому точки поверхонь тертя накладок описують дуги кіл радіусів  $\rho_i$ , які переміщуються на малі кути  $\delta_i$ . Суть задачі полягає в знаходженні початкової точки контакту поверхні фрикційної накладки, яка першою буде взаємодіяти з робочою поверхнею шківів.

Довільний радіус-вектор визначимо з  $\Delta O_1OB$ :

$$\rho_i^2 - 2\rho_i R_0 \cos(\varphi_i - \varphi_0) + R_0^2 = R_{III}^2, \quad (1)$$

де:  $R_0 = \sqrt{x_0^2 + y_0^2}$  – радіус, що вказує на положення точки  $O_1$  відносно геометричного центру стрічки і шківів гальма;  $\varphi_0 = \arctg\left(\frac{y_0}{x_0}\right)$

– кут, що визначає положення радіуса  $\rho_i$  відносно осі абсцис (рис. 2);  $\varphi_i$  – заданий кут, що вказує на положення довільного радіус-вектора  $\rho_i$ .

Із залежності (1) знаходимо:

$$\rho_i = R_0 \cos \beta \pm \sqrt{R_0^2 \cos^2 \beta - b}, \quad (2)$$

де:  $\beta = \varphi_i - \varphi_0$ ;  $b = R_0^2 - R_{II}^2$ ,  $R_{II}$  – радіус внутрішньої поверхні гальмівної стрічки.

Нехай радіус-вектор  $\rho_i$  до контакту фрикційної накладки стрічки з біговою доріжкою шківа повернеться на малий кут  $\delta_i$  внаслідок того, що зазор  $\sigma_3$  між парами тертя у порівнянні з радіусом шківа  $R_{III}$  дуже малий.

Тоді з  $\Delta O_1 OC$  радіус шківа  $R_{III}$  виражається наступним чином:

$$R_{III}^2 = R_0^2 + \rho_i^2 - 2\rho_i R_0 \cos(\beta - \delta_i), \quad (3)$$

або

$$R_{III}^2 - R_0^2 - \rho_i^2 = -2\rho_i R_0 (\cos \beta \cos \delta_i + \sin \beta \sin \delta_i).$$

Для малих кутів  $\delta_i$  справедливо, що  $\cos \delta_i \approx 1$  і  $\sin \delta_i \approx \delta_i$ . В результаті чого отримуємо:

$$\delta_i = \frac{R_{III}^2 - R_0^2 - \rho_i^2 + 2\rho_i R_0 \cos \beta}{2\rho_i R_0 \sin \beta}. \quad (4)$$

З метою визначення мінімального кута  $\delta_i$  привіняємо до нуля першу похідну  $\delta_i$  з виразу (4):

$$d\delta_i/d\varphi_i = 0.$$

Після алгебраїчних перетворень отримаємо рівняння відносного кута  $\varphi_i = \beta + \varphi_0$ .

$$4R_0^4 \cos^6 \beta + 4R_0^2 b \cos^2 \beta - b^2 = 0. \quad (5)$$

Рівняння (5) після підстановки  $z = \cos^2 \beta$  і відповідних перетворень стало кубічним:

$$z^3 + \frac{b}{R_0^2} z - \frac{b^2}{4R_0^4} = 0. \quad (6)$$

Дискримінант рівняння (6) рівний

$$D = \frac{b^4}{16R_0^8} + \frac{b^2}{9R_0^6} > 0.$$

Відповідно, рівняння (6) має один дійсний і два уявних кореня. Визначати останні немає потреби, тому знайдемо дійсний корінь:

$$z_\partial = \sqrt{-\frac{b^2}{4R_0^4} + \sqrt{\frac{b^4}{16R_0^8} + \frac{b^3}{9R_0^6}}} + \sqrt{\frac{b^2}{4R_0^4} - \sqrt{\frac{b^4}{16R_0^8} + \frac{b^3}{9R_0^6}}} \quad (7)$$

$$\cos(\varphi_{i_{\min}} - \varphi_0) = \sqrt{z_\partial}. \quad (8)$$

Отримані вирази (7) і (8) дають змогу точно визначити кут  $\varphi_{i_{\min}}$ , а водночас і положення радіус-вектора  $\rho_i$ , що вказує точку поверхні фрикційної накладки гальмівної стрічки, яка першою вступить в контакт з поверхнею тертя шківа.

Однак використання виразів (7) і (8) для визначення  $\varphi_{i_{\min}}$  пов'язане з великим об'ємом

обчислювальних операцій, що не зовсім зручно в інженерній практиці, і тому спростимо в границях 5-7% похибку обчислення  $\varphi_{i_{\min}}$ .

У зв'язку з тим, що  $R_0$  відрізняється від  $R_{III}$  на порівняно невелику величину, то  $R_0 \approx R_{III}$  і вирази (1) і (2) перетворяться в такий вигляд:

$$\rho_i = 2R_H \cos(\varphi_i - \varphi_0); \quad (9)$$

$$R_{III}^2 = R_H^2 + \rho_i^2 - 2\rho_i R_{III} \cos(\beta - \delta_i). \quad (10)$$

Розв'язуючи разом вирази (9) і (10), отримуємо:

$$\frac{R_{III}^2 - R_H^2}{4R_H^2} = -\delta_i^2 (1 - \sin^2 \beta) - \delta_i \sin \beta \sqrt{1 - \sin^2 \beta},$$

звідки

$$\delta_{i,2} = \frac{\sin \beta \cos \beta \pm \sqrt{\sin^2 \beta - 4b_1}}{2 \cos \beta}, \quad (11)$$

$$\text{де } b_1 = \frac{R_{III}^2 - R_H^2}{2R_H^2}.$$

Мінімальні значення кута  $\varphi_i$  визначаємо з виразу:

$$\frac{d\delta_i}{d\varphi_i} = \left\{ \sin^2 \beta - 4b_1 \pm \sin \beta \cos \beta \cos^2 \beta \pm \sin \beta \cos \beta (\sin^2 \beta - 4b_1) \right\}^{1/2} = 0.$$

Таким чином,

$$\sin \beta = \sqrt{\frac{1}{b_1 \pm 8}}. \quad (12)$$

Перетворимо величину  $b_1$ , враховуючи, що  $R_H = R_{III} + \delta_H$ ,

$$b_1 = \frac{\delta_H}{R_H} \left( 1 - \frac{\delta_H}{2R_H} \right).$$

Знехтуємо величиною  $\frac{\delta_H}{2R_H}$  через її малість, і отримуємо

$$b_1 = \frac{\delta_H}{R_H}.$$

Тоді вираз (12) набуде такого вигляду:

$$\sin \beta = \sqrt{\frac{1}{\frac{\delta_H}{R_H} \pm 8}}. \quad (13)$$

Так як  $\frac{\delta_H}{R_H} \leq 8$ , то необхідно визначити дійсне значення з виразу

$$\beta = \sqrt{\frac{1}{\frac{\delta_H}{R_H} \pm 8}}. \quad (14)$$

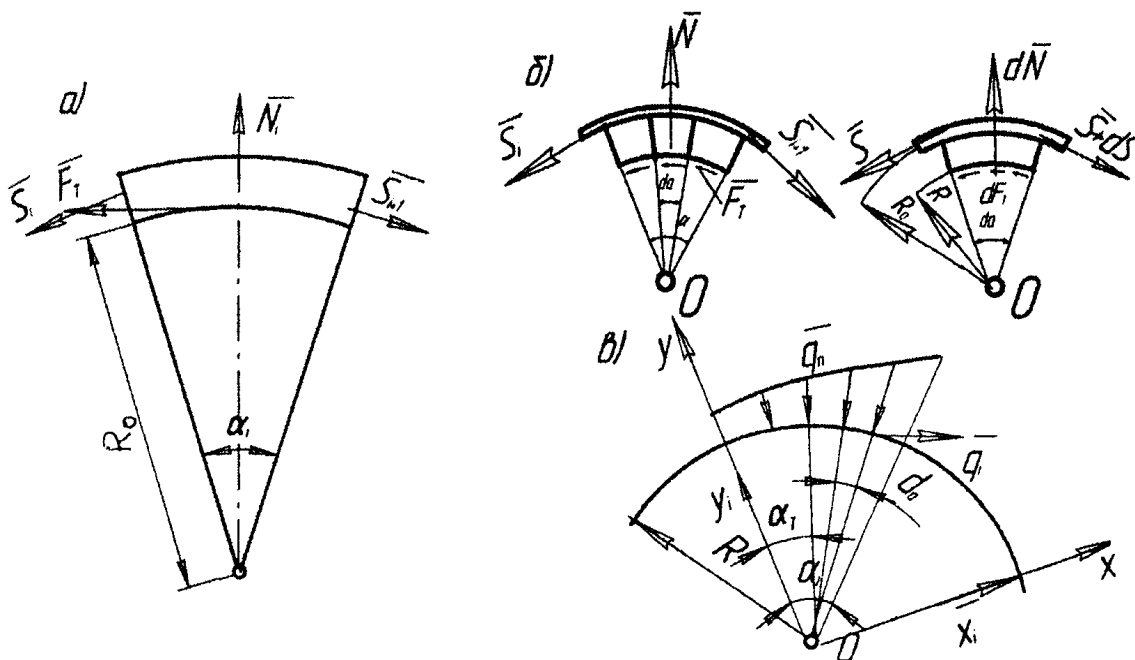


Рисунок 3 – Схеми сил, що діють на: ділянку гальмівної стрічки над і-ою накладкою (а) та з урахуванням її товщини (б); поверхню шківів (в)

Визначимо за залежністю (13) кут  $\beta$ , що вказує на положення довільного радіус-вектора  $\rho_i$  відносно осі X, (тобто вказану точку), а потім поверхню дотику фрикційної накладки зі шківом стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5 за таких вихідних даних:  $\delta_H = 0,004$  м;  $R_H = 0,729$  м. Після чого отримаємо, що кут  $\beta = 7^\circ 15'$  і радіус-вектор  $\rho_i$  вказує на другу накладку набігаючої гілки стрічково-колодкового гальма, яка першою контактуватиме з поверхнею тертя шківів.

Таким чином, знання моменту дотику другої накладки набігаючої гілки (рис. 2) робочої поверхні гальмівного шківів бурової лебідки дасть змогу в подальшому давати оцінку експлуатаційних параметрів кожної накладки з ділянкою стрічки над нею, як окремому гальмівному пристрою.

**Визначення точки прикладення сумарного питомого навантаження на робочій поверхні фрикційної накладки.**

Скористаємося схемою сил, що діють на: ділянку гальмівної стрічки над і-ою накладкою (рис. 3 а) та з урахуванням її товщини (рис. 3 б); поверхню гальмівного шківів (рис. 3 в).

На дузі перекриття фрикційною накладкою гальмівної стрічки шківів виникають розподілені дотичні та нормальні зусилля. Введемо позначення  $q_n$  і  $q_t$  – інтенсивність нормальних та дотичних зусиль на поверхні шківів за довільного кута  $\alpha_j$ , які передаються від фрикційної накладки. При цьому  $q_n = \frac{dN}{dA}$ , де  $dA$  – елементарна площа поверхні шківів, котра відповідає ду-

зі  $d\alpha$ ;  $dN$  – нормальне зусилля, що діє на  $dA$ , тобто  $q_n = \frac{S \cdot d\alpha}{b \cdot R \cdot d\alpha} = \frac{S}{b \cdot R}$ ;  $S$  – зусилля натягу в гальмівній стрічці на відстані  $\alpha_j$ ;  $b$  – ширина гальмівної стрічки.

В свою чергу  $q_t = q_n \cdot f = \frac{S \cdot f}{b \cdot R}$ , враховуючи те, що  $S = S_i \cdot e^{f\alpha R/R_0}$ . Таким чином, отримуємо, що

$$q_n = \frac{S_i \cdot e^{f\alpha R/R_0}}{b \cdot R}; \tag{15}$$

$$q_t = \frac{S_i \cdot f \cdot e^{f\alpha R/R_0}}{b \cdot R}. \tag{16}$$

Крім моменту  $M_z$  на вал гальмівного шківів діють також сили реакції. З рівняння рівноваги елементарної частинки пари взаємодії знаходимо що:

$$\begin{aligned} y_i &= \int_0^{\alpha_i} (q_n \cdot \cos \alpha_j - q_t \cdot \sin \alpha_j) dA = \\ &= \int_0^{\alpha_i} q_n (\cos \alpha_j - f \cdot \sin \alpha_j) dA = \\ &= S \int_0^{\alpha_i} \frac{S}{b \cdot R} [(\cos \alpha_j - f \cdot \sin \alpha_j)] d\alpha b R = \\ &= S_i \int_0^{\alpha_i} e^{f\alpha R/R_0} (\cos \alpha_j - f \cdot \sin \alpha_j) d\alpha = \\ &= \frac{S_i}{1+f^2} \left\{ e^{f\alpha R/R_0} [2f \cos \alpha_j - f \cdot \sin \alpha (1-f^2)] - 2f \right\}; \end{aligned} \tag{17}$$

$$\begin{aligned}
 x_i &= \int_0^{\alpha_i} (q_n \cdot \sin \alpha_j + q_t \cdot \cos \alpha_j) dA = \\
 &= S_i \int_0^{\alpha_i} e^{f\alpha R/R_0} (\sin \alpha_j + f \cdot \cos \alpha_j) d\alpha = \\
 &= \frac{S_i}{1+f^2} \left\{ e^{f\alpha R/R_0} [2f \sin \alpha_j - (1-f^2) \cdot \cos \alpha] - (1-f^2) \right\}.
 \end{aligned}
 \tag{18}$$

Сумарна складова реакції, що діє на вал гальмівного шківця від усіх фрикційних накладок, визначається за формулою:

$$R = \sqrt{X^2 + Y^2}, \tag{19}$$

та нахилена до осі у під кутом

$$\beta = \arctg \frac{X}{Y} =$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\sum_{i=1}^n [x_i \cos(n-1)(\alpha + \gamma) + y_i \sin(\alpha + \gamma)(n-1)]}{\sum_{i=1}^n [y_i \cos(n-1)(\alpha + \gamma) - x_i \sin(n-1)(\alpha + \gamma)]}.
 \end{aligned}
 \tag{20}$$

Точку прикладання сумарного питомого навантаження на *i*-ій фрикційній накладці, знаходимо, спроектувавши сили  $x_i$  і  $y_i$  на осі координат, що проходять через цю точку

$$x_{oi} = y_i \sin \varphi + x_i \cos \varphi;$$

$$y_{oi} = y_i \cos \varphi - x_i \sin \varphi.$$

У вище наведених залежностях використані позначення

$$y_{oi} = N; \quad x_{oi} = F_T,$$

тобто

$$f = \frac{F_T}{N} = \frac{y_i \sin \varphi + x_i \cos \varphi}{y_i \cos \varphi - x_i \sin \varphi}, \tag{21}$$

де:  $f$  – динамічний коефіцієнт тертя ковзання в парі ”робоча поверхня шківця – робоча поверхня накладки”;  $F_T$  – сила тертя, що виникає між взаємодіючими поверхнями тертя.

Зі співвідношення (21) бачимо, що точка прикладання сумарного питомого навантаження на робочій поверхні фрикційної накладки знаходиться під кутом  $\varphi$  від збігаючої її поверхні. Таким чином, з рівняння (20) знаходимо, що:

$$\varphi = \arctg \frac{fx_i + y_i}{fy_i - x_i}.$$

На дузі охоплення шківця гальмівною стрічкою останню умовно можна поділити на три зони: набігаючу, середню та збігаючу. Визначимо, який кут охоплення та яка кількість накладок відноситься до кожної зі згаданих вище зон.

Відомо, що у напрямку від набігаючого до збігаючого кінця стрічки коефіцієнт тертя, у зв'язку з нерівномірним розподілом питомих навантажень, має тенденцію до зростання [1]. Приймемо, що динамічний коефіцієнт тертя ковзання у набігаючій зоні  $f_n=0,35$ , середній –  $f_c=0,3$  та збігаючій  $f_s=0,25$ .

Визначимо межі зон гальмівної стрічки гальма бурової лебідки У2-5-5 виходячи з умови мінімуму зношування робочих поверхонь фрикційних накладок кожної зони за таких вихідних даних: натяг збігаючої гілки  $S_3=5$  кН,  $R=0,725$  м,  $R_0=0,767$  м. Зобразимо графічно залежність сумарної складової реакції, що діє на вал гальмівного шківця (20) від кута охоплення  $\alpha$  у межах від 0 до  $\frac{3\pi}{2}$  радіан за різних коефіцієнтів тертя.

Як видно з рис. 4, графіки залежності сумарної складової реакції від кута охоплення  $\square$

у межах від 0 до  $\frac{3\pi}{2}$  радіан мають два мінімуми:

при кутах  $\alpha \approx 1,2...1,6$  та  $\alpha \approx 4$ . Важливим є питання вибору значення кутів, що визначали б зони, тобто вибору мінімумів (перших чи других) на графіку, згідно яких можна було б вести подальший розрахунок. Надаємо перевагу першим, забезпечуючи цим самим більш рівномірний розподіл накладок по зонах. Результати поділу гальмівної стрічки та накладок на ній у зони зведено до табл. 1.

Для перевірки правильності поділу гальмівної стрічки проведемо оцінку експлуатаційних параметрів на кожній накладці у межах однойменної зони. Будемо керуватись вихідними даними, аналогічними як у попередньому прикладі. Кут охоплення однією накладкою шківця приймемо  $9,8^0$  а зазор між ними –  $1,5^0$ ; площа робочої поверхні однієї накладки  $A=285$  см<sup>2</sup>. Силу натягу на набігаючих частинах накладок вираховуємо за залежністю Ейлера. Виведемо формулу, за допомогою якої будемо обчислювати нормальну силу, з якою накладка діє на гальмівний шків. Відома формула:

$$N = \frac{S'_H - S'_3}{f}, \tag{22}$$

де:  $S'_H$  – натяг у набігаючій частині стрічки над фрикційною накладкою;

$S'_3$  – натяг у збігаючій частині стрічки над фрикційною накладкою;

$f$  – динамічний коефіцієнт тертя ковзання.

Натяг у набігаючій частині стрічки над фрикційною накладкою  $S'_H$  можна розписати наступним чином:

$$S'_H = S'_3 \cdot e^{f\alpha_{накл}}, \tag{23}$$

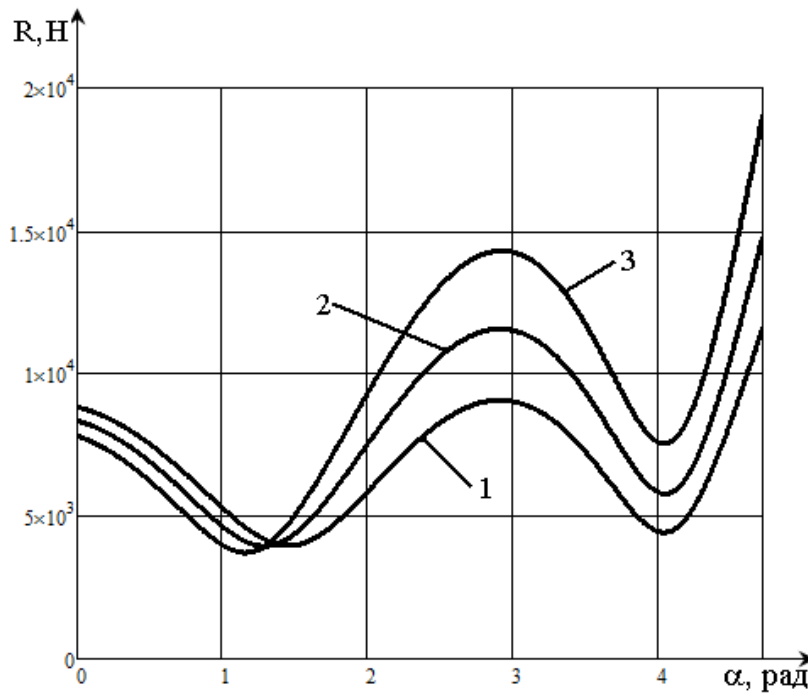
де  $\alpha_{накл}$  – кут охоплення шківця однією накладкою.

Натяг у збігаючій частині стрічки над фрикційною накладкою  $S'_3$  обчислимо на формулою:

$$S'_3 = S_3 \cdot e^{f(\alpha - \alpha_{накл})}, \tag{24}$$

де:  $S_3$  – натяг на кінці збігаючої гілки гальмівної стрічки;

$\alpha$  – кут, який відраховується у напрямку від збігаючого кінця гілки до набігаючого кінця гілки над фрикційною накладкою.



Коефіцієнт тертя: 1 –  $f_s=0,25$ , 2 –  $f_c=0,3$ , 3 –  $f_n=0,35$

Рисунок 4 – Залежність сумарної складової реакції питомих навантажень зони накладок від кута охоплення за коефіцієнтів тертя

Таблиця 1 – Результати поділу гальмівної стрічки та накладок на ній у зони

Зони	Динамічний коефіцієнт тертя, $f$	Кут охоплення $\alpha_3$ , рад	Кут охоплення $\alpha_3$ , град	Кількість накладок
Набігаюча	0,25	1,36	78	9
Середня	0,3	1,52	87	8
Збігаюча	0,35	1,78	102	7

Отже, підставляючи (23) і (24) у (22), отримаємо:

$$N = \frac{S_3 \cdot e^{f(\alpha - \alpha_{накл})}}{f} (e^{f\alpha_{накл}} - 1). \quad (25)$$

Результати обчислення експлуатаційних параметрів зведемо до таблиці 2.

У табл. 2 під  $p^*$  розуміється відношення максимального до мінімального значень питомих навантажень між і-ою фрикційною накладкою та гальмівним шківом у однойменних зонах, а  $p^{**}$  відношення значень питомих навантажень на першій та останній накладках стрічки.

Отже з табл. 2 робимо висновок, що гальмівна стрічка поділяється на зони, де стрічка буде майже рівнонавантаженою, що у подальшому надає інформацію для проектування різних конструкцій та методів динамічного перерозподілу питомих навантажень у парах тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

### Особливості конструкції незалежного канатного кріплення фрикційних накладок до гальмівної стрічки.

Розвантаження гальмівної стрічки від фрикційних накладок здійснюється за допомогою

їхнього канатного кріплення. При цьому останнє реалізується у вигляді канатних контурів з різними сталими кроками розміщення накладок на набігаючій та збігаючій гілках гальмівної стрічки (заявка на винахід на патент Росії від 18.06.2010 р. за № 2382250).

Загальний вигляд стрічково-колодкового гальма та гальмівна стрічка з компоновкою накладок на набігаючій і збігаючій її гілці такий самий як в роботі [3].

На рис. 5 проілюстрований приклад компоновки накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки та її основні і додаткові підресорні відтяжки. При цьому величина сталого зазору між фрикційними накладками (б) збігаючої гілки (II) гальмівної стрічки 4 набагато більша, ніж величина сталого зазору між накладками (б) її набігаючої гілки (I).

У зв'язку з тим, що вагове навантаження на збігаючу гілку (I) гальмівної стрічки 4 збільшилося на величину співвідношення  $\frac{n}{m}$  для її швидкого відведення від гальмівного шківа 1, а також з метою дотримання сталого зазору між парами тертя гальма, разом з основними підресорними відтяжками 10 застосовують додаткову 11.

Таблиця 2 – Експлуатаційні параметри фрикційних вузлів у стрічково-колодковому гальмі

Зони	Номер накладки	$\alpha, ^\circ$	$f$	$e^{\square}$	$S_H, кН$	$N, кН$	$p, кПа$	$p^*$	$p^{**}$
Збігаюча	1	9,80	0,35	1,062	5,308	0,881	30,908	1,509	3,064
	2	21,05	0,35	1,137	5,686	0,943	33,105		
	3	32,30	0,35	1,218	6,090	1,011	35,459		
	4	43,55	0,35	1,305	6,523	1,082	37,980		
	5	54,80	0,35	1,397	6,987	1,159	40,681		
	6	66,05	0,35	1,497	7,484	1,242	43,573		
	7	77,30	0,35	1,603	8,016	1,330	46,671		
Середня	8	88,55	0,3	1,589	7,947	1,324	46,470	1,51	
	9	99,80	0,3	1,686	8,429	1,405	49,288		
	10	111,05	0,3	1,788	8,941	1,490	52,277		
	11	122,30	0,3	1,897	9,483	1,580	55,448		
	12	133,55	0,3	2,012	10,058	1,676	58,810		
	13	144,80	0,3	2,134	10,668	1,778	62,377		
	14	156,05	0,3	2,263	11,315	1,886	66,159		
Набігаюча	15	167,30	0,3	2,400	12,001	2,000	70,171	1,48	
	16	178,55	0,25	2,179	10,893	1,823	63,964		
	17	189,80	0,25	2,288	11,441	1,915	67,180		
	18	201,05	0,25	2,403	12,016	2,011	70,559		
	19	212,30	0,25	2,524	12,620	2,112	74,107		
	20	223,55	0,25	2,651	13,255	2,218	77,833		
	21	234,80	0,25	2,784	13,921	2,330	81,747		
	22	246,05	0,25	2,924	14,621	2,447	85,858		
23	257,30	0,25	3,071	15,357	2,570	90,176			
	24	268,55	0,25	3,226	16,129	2,699	94,710		

Таким чином, для цілеспрямованого статичного перерозподілу питомих навантажень між набігаючою і збігаючою гілками гальмівної стрічки з врахуванням її експлуатаційної можливості необхідно правильно визначити розрахунковим шляхом кількість фрикційних накладок, що припадає 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 розташована під ними і охоплює їх своїми бічними стінками. Знизу, в рівень бічної стінки пластини 13 і під нею виконано два подовжні отвори 14 в кожній фрикційній накладці 7. Аналогічні отвори 15 виконані на поверхні гальмівної стрічки 4 біля її впадин 16, що є свого роду обмежувачами переміщення фрикційних накладок 7 вздовж робочої поверхні гальмівної стрічки 4. Крім того, наявність меншої кількості впадин 16 на збігаючій гілці (II) стрічки 4 робить дану ділянку більш піддатливою. Осі центрів отворів 14 і 15, виконані у вигляді правого і лівого рядів збігаються, в двох площинах.

Біля впадини 16 гальмівної стрічки 4 встановлюються на початку і кінці її набігаючої гілки (I) нерухомі втулки 17, а на всіх інших ділянках стрічки 4 – рухомі втулки 18, що мають жолоби 19 на потовщених кінцях. Кріп-

ляться втулки 17 і 18 за допомогою вусиків 20, що є одним цілим з тілом гальмівної стрічки 4.

У замкнутий контур каната 22 набігаючої гілки (I) гальмівної стрічки 4 входять жолоби 19 рухомих втулок 18 і отвори 14 фрикційних накладок 7, а також об'єми 21 рухомих втулок 17, в яких знаходяться ділянки каната 22. По всьому об'єму 21 нерухомих втулок 17, що знаходиться на межі між гілками (I і II) гальмівної стрічки 4 ділянка замкнутого контура каната 22 сполучена з ділянкою незамкнутого контура каната 23. Останній розташовується під збігаючою гілкою (II) гальмівної стрічки 4 і до нього відносяться, окрім перерахованих вище ділянок для замкнутого контура, ще і ділянки канатів 23 між рухомими втулками 18 і торцями фрикційних накладок 7. Два кінці 24 і 25 незамкнутого контура каната 23 збігаючих гілки (II) гальмівної стрічки 4 огинають ролики 26, що знаходяться на нерухомих осях 27, а потім кріпляться до штирів 28 кулачка 29, який пов'язаний з важелем керування 30 пристроєм для регулювання натягнення замкнутого 22 і незамкнутого 23 контурів канатів (I і II) гальмівної стрічки 4. Пристрій розташований на панелі 31.

В процесі роботи стрічково-колодкового гальма внутрішня поверхня гальмівної стрічки 4 і неробочі поверхні 9 фрикційних накладок 7 утворюють зовнішні пари тертя, а робочі

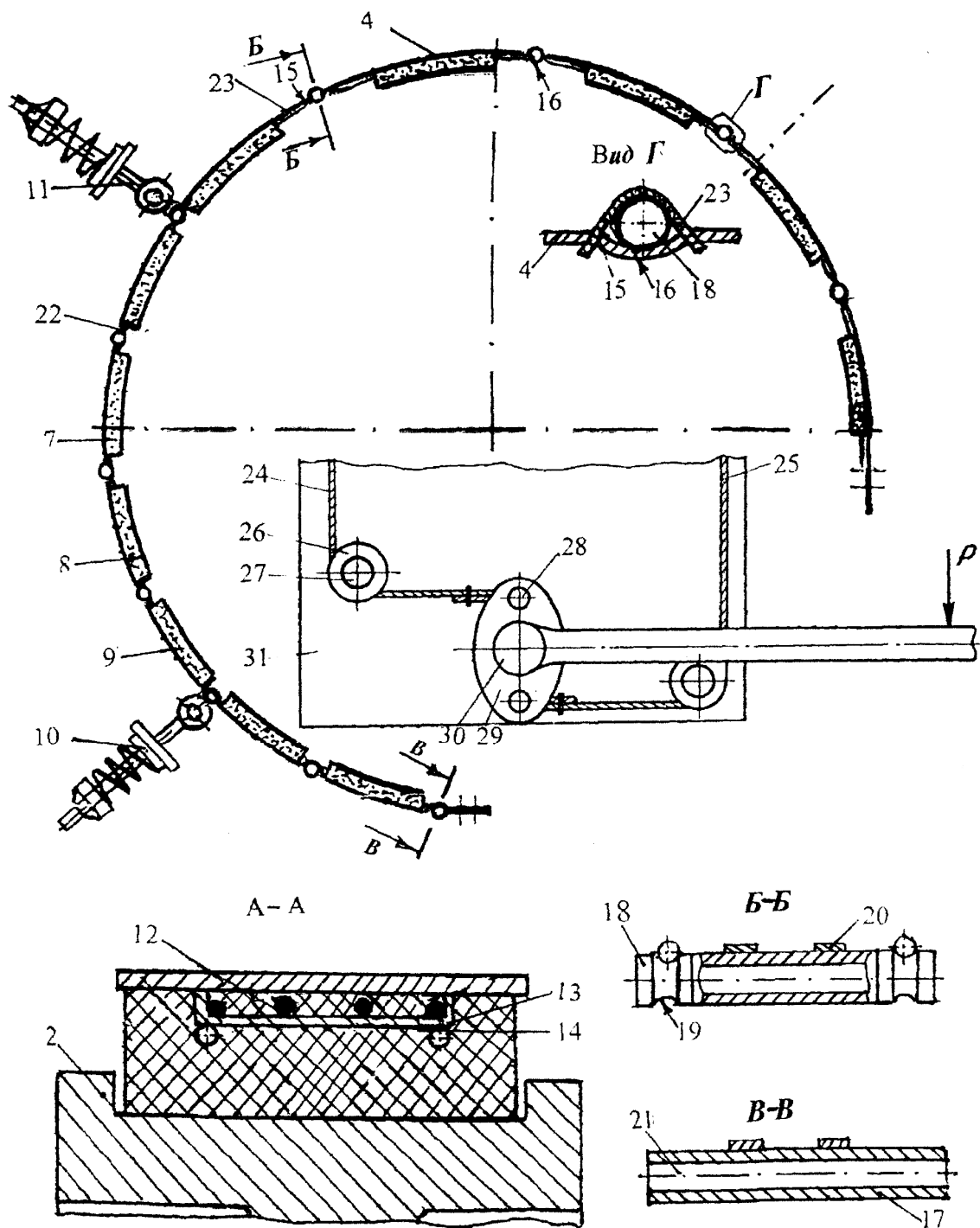


Рисунок 5 – Приклад компоновки накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки та її основні і додаткові підресорні відтяжки

поверхні 8 накладок 7 з робочою поверхнею шківа 1 – внутрішні пари тертя.

Стрічково-колодкове гальмо працює таким чином. Після натискання на важіль керування 6 відбувається замикання гальма. При цьому гальмівна стрічка 4 з накладками 7 взаємодіють з робочою поверхнею гальмівного шківа 1 своєю середньою частиною дуги охоплення, після чого фронт взаємодії поширюється на набігаючу гілку (I) стрічки 4 і збігаючу її гілку (II). Водночас в парах тертя "робоча поверхня 8 накладок 7 – робоча поверхня гальмівного шківа 1"

виникає сила тертя  $F_T$ , основною складовою якої є динамічний коефіцієнт тертя ковзання ( $f_k$ ). Крім того, між внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки 4 і неробочою поверхнею 9 накладок 7 виникає сила тертя спокою  $F_C$ . При цьому необхідно враховувати той факт, що чистота внутрішньої поверхні гальмівної стрічки 4 відповідає чистоті поверхні гальмівного шківа 1, а робоча 8 і неробоча 9 поверхонь накладок 7 перед їх установкою на стрічку 4 оброблені і мають однакову шорсткість. У певний момент часу гальмування із збільшенням зу-

силля, що прикладається до важеля керування 6 сумарних сил  $F_T$  і  $F_C$  в накладках 7, здолають сили опору, що діють на ділянках замкненого 22 і незамкненого 23 контурів канатів в системі отворів 14 накладок 7 і отворів 15 в стрічці 4, в жолобах 19 втулок 18 і взаємодії їх зовнішніх поверхонь з поверхнями впадин 16 і вусиків 20 на гальмівній стрічці 4, що і викликає обертання втулок 18 і, як наслідок, переміщення фрикційних накладок 7 на гілках I і II гальмівної стрічки 4. Останнє сприятиме динамічному перерозподілу питомих навантажень в парах тертя стрічково-колодкового гальма і, як наслідок, зупинці гальмівного шківів 1, що сприяє розмиканню внутрішніх пар тертя гальма.

У процесі гальмування ділянки замкненого 22 і незамкненого 23 контурів канатів розтягуються, що призводить до їх подовження, і, як наслідок, провисання накладок 7. В цьому випадку за допомогою важеля керування 30 забезпечується натягнення замкненого 22 і незамкненого 23 контурів канатів, що і сприяє повному приляганню неробочих поверхонь 9 накладок 7 до внутрішньої поверхні стрічки 4. З подальшим використанням гальма стадії гальмування повторюються.

В подальшому необхідно визначити діаметри канатів, які складають контури, виходячи з умови не провисання фрикційних накладок на величину радіального зазору між парами тертя гальма, використовуючи при цьому ресорні відтяжки різної жорсткості на гілках гальмівної стрічки.

Таким чином, використання стрічково-колодкового гальма дає змогу підвищити ефективність гальмувань за рахунок створення опору переміщенню накладок гілками гальмівної стрічки відносно робочої поверхні шківів і внутрішньої поверхні стрічки, перерозподіляючи і вирівнюючи при цьому питомі навантаження на дугах охоплення гальмівної стрічки і, сприяючи тим самим, майже рівномірному зношуванню робочих і неробочих поверхонь накладок.

**Висновки.** Таким чином, отримані дані щодо напружено-деформівного стану ділянок різних типів гальмівних стрічок уможливають в подальшому оцінювання ефективності різних типів фрикційних вузлів у стрічково-колодковому гальмі при динамічному регулюванні питомих навантажень.

### Література

1 Стрічково-колодкові гальма / [Є.І. Крижанівський, М.О. Вольченко, Д.О. Вольченко, та ін.]. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ. – Том 1. – 2004. – 230 с.

2 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.

3 Вольченко Д.О. Динамічне регулювання питомих навантажень у парах тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок (частина 1) / Д.О. Вольченко, І.О. Бекіш, І.В. Бачук, Ю.М. Бурда // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 2010. – №1 (34). – С. 64-72.

4 Вольченко Д.О. Динамічне регулювання питомих навантажень у парах тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок (частина 2) / Д.О. Вольченко, М.О. Вольченко, Я.Б. Сторож [та ін.] // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 2010. – №1 (34). – С. 63-69.

5 Пат. 2357131 Российская Федерация МПК F16D 49/08. Способ определения зоны первоначального взаимодействия пар трения ленточно-колодочных тормозов буровой лебедки / Вольченко А.И., Крыжановский Е.И., Вольченко Н.А., Вольченко Д.А., Журавлев Д.Ю.; заявитель и патентообладатель Ивано-Франковск. национал. техн. ун-т нефти и газа. – №2007128252/11, заявл. 23.07.2007; опубл. 27.05.2009, Бюл. №15. – 9 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
18.02.10*

*Рекомендована до друку професором  
Вольченком О.І.*

## КОНСТРУКЦІЇ КЛАПАННИХ ВУЗЛІВ БУРОВИХ НАСОСІВ ТА ШЛЯХИ ЇХ ПОКРАЩЕННЯ

С.С. Чаплінський, З.М. Одосій, В.Я. Шиманський

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 43024,  
e-mail: no@pung.edu.ua

*Розглянуто конструкції клапанних вузлів бурових насосів. Проведено аналіз основних конструкцій, що використовуються в сучасних бурових насосах.*

*Обґрунтовано забезпечення підвищення довговічності та надійності деталей клапанних вузлів.*

*Запропоновано шляхи покращення конструкцій клапанних вузлів, враховуючи конкретні умови їх роботи і бурового насоса загалом.*

Ключові слова: клапанний вузол, буровий насос, гідравлічна частина, конструкція, класифікація.

*Рассмотрены конструкции клапанных узлов буровых насосов. Проведен анализ основных конструкций, используемых в современных буровых насосах.*

*Обосновано обеспечение повышения долговечности и надежности деталей клапанных узлов.*

*Предложены пути улучшения конструкций клапанных узлов учитывая конкретные условия их работы и бурового насоса в целом.*

Ключевые слова: клапанный узел, буровой насос, гидравлическая часть, конструкция, классификация.

*The design of assembly's valve drill pumps. Analysis of the main structures that apply in modern drilling pumps is done.*

*Improvement the durability and reliability of parts valve assemblies to introduce.*

*Ways to improve the design of the valve assemblies, taking into account the specific conditions of their work and the mud pump in the whole is proposed.*

Keywords: assembly's valve, drill pump, hoghead, the construction, classification.

Основною частиною бурового насоса, яка визначає його ефективність, надійність і довговічність в цілому, є гідравлічна частина. Під час її проектування виникає набагато більше труднощів, ніж при проектуванні механічної частини. В механічній частині у процесі буріння на показники ефективності бурового насоса впливають тільки відмова її механізмів до капітального ремонту і коефіцієнта корисної дії.

Гідравлічна частина включає основні складові, які визначають ефективність роботи бурового насоса: гідравлічна коробка, циліндропоршнева пара, клапанний вузол.

Конструкція гідравлічної частини впливає на траєкторію руху бурового розчину і коефіцієнт подачі насоса. Підвищення швидкості нових потужних бурових насосів, робочого тиску та інтенсивності процесу буріння ставлять все вищі вимоги до елементів гідравлічної частини.

Розглянемо та проведемо аналіз основних конструкцій клапанних вузлів, які серійно випускаються і використовуються в сучасних бурових насосах, а також тенденцію їх розвитку.

У поршневному буровому насосі використовуються самодіючі клапани односторонньої дії, які пропускають розчин тільки в одному напрямку і призначені для періодичного з'єднання насосної камери з вхідним та вихідним трубопроводами відповідно до закону руху поршня, запобігання потраплянню розчину з вихідного колектора в робочу камеру насоса.

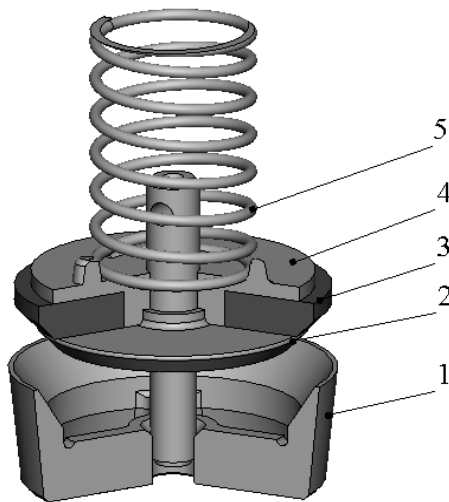
Відомо багато конструкцій самодіючих клапанних вузлів (обертові, підймальні, відки-

дні, з ковзаючим запірним елементом, приводні, з плоскою і конічною робочою поверхнею, з різним характером ущільнення) [1, 2]. Проте, за винятком підймальних, вони не знайшли широкого використання в бурових насосах через складності конструкцій, нетехнологічність їх виготовлення та невисоку надійність у зв'язку з специфічними умовами роботи трипоршневих бурових насосів.

На даний час широке використання знайшли підймальні тарілчасті клапани з еластичним ущільненням, які спрацьовують під дією власної ваги тарілки та дії пружини [3, 4] (рис. 1). Робоча поверхня тарілки і манжета мають конусну форму, що покращує показники роботи клапана за рахунок зменшення опору руху бурового розчину.

Типові конструкції клапанних вузлів [3, 5, 6], які використовуються на даний час та характерні особливості їх виконання представлені на рис. 2, 3 та табл. 1.

Дослідженню причин низької довговічності клапанного вузла та причин виходу його з ладу присвячені роботи Бабаєва С. Г. [8, 9], Мкртчяна Я. С. [10, 11], Айрапетова Л.С. [12, 13], Браславського Б. І., Ловчева С. В. [41], Райхеля А. Я. [66], Гянджунцева П. А. та інших. Відомо, що 50% часу, який затрачається на ремонт бурового насоса, складає заміна швидкозношуваних деталей (клапанних вузлів та циліндропоршневих пар). Термін служби клапанів при роботі бурових насосів на розчинах з високою густиною і значним вмістом абразиву інколи складає 20 – 30 годин [7, 14].



1 – сідло; 2 – тарілка; 3 – манжета; 4 – гайка;  
5 – пружина

**Рисунок 1 – Конструкція клапанного вузла бурового насоса**

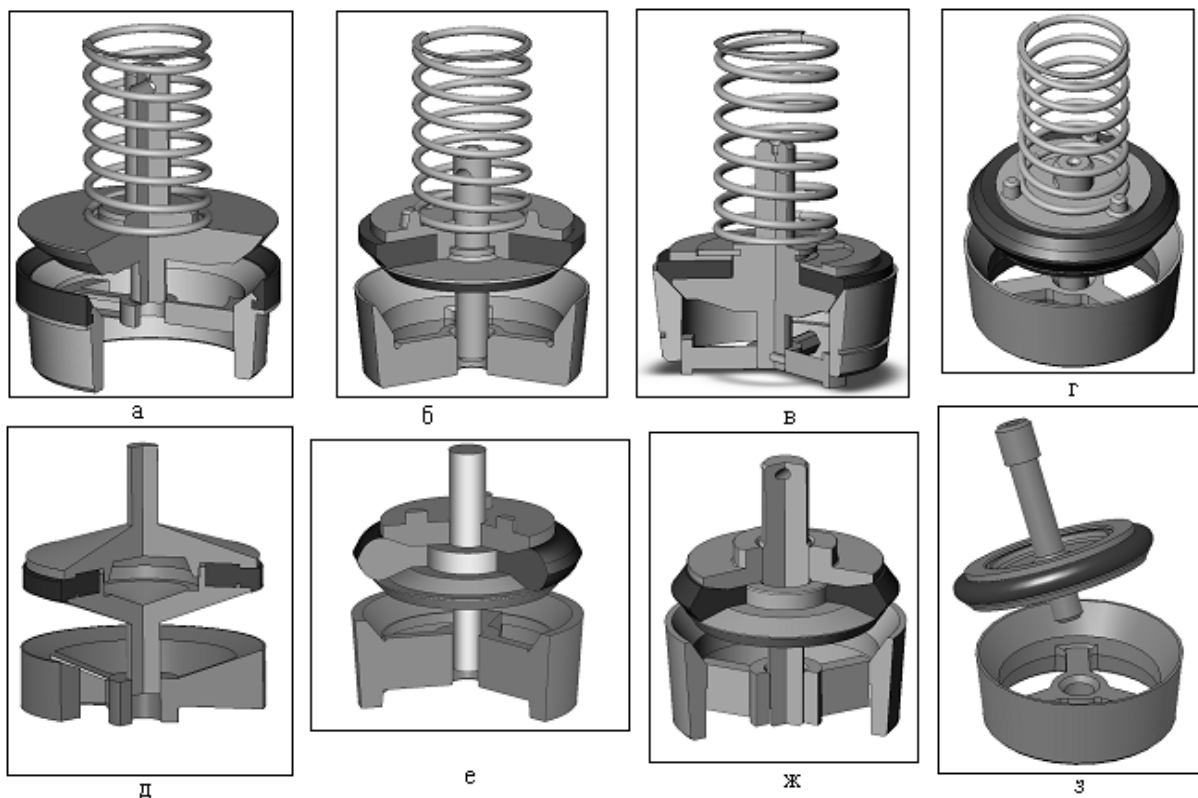
Деталі клапанного вузла піддаються значним динамічним навантаженням, впливу високої температури, робочі поверхні клапанного вузла зазнають значних питомих тисків і дії турбулентних потоків, піддаються абразивно-ударному та гідро-абразивному зношуванню [12, 13], кавітації [8, 10], вібрації [15-18]. Ці чинники та значні перепади тиску на клапані призводять до погіршення умов роботи та руйнування його робочих поверхонь та ущільнення [14].

Вплив геометрії робочих поверхонь клапанного вузла (кута конусності) на його довговічність залежить від виду зношування [10, 12, 19].

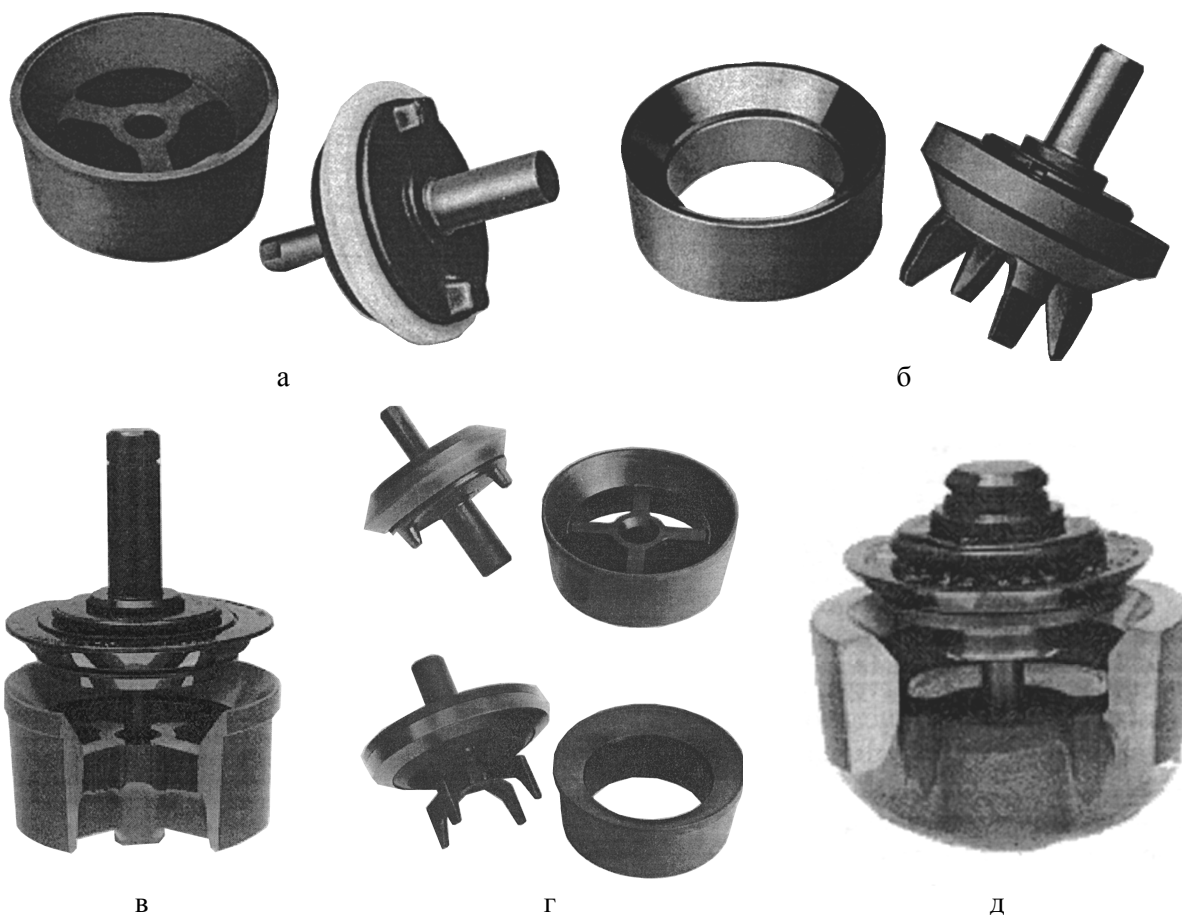
Досліджено, що значний вплив на довговічність клапанних вузлів має якість очищення бурового розчину, концентрація та фракції абразиву в ньому. За даними [20] при видаленні з бурового розчину 100% частинок розміром більше 0,3 мм, 80% – частинок розміром від 0,3 до 0,1 мм, та 35% – частинок розміром 0,06 мм пристроями гідроциклонного очищення довговічність клапанів підвищується в 2,52 рази. Американські спеціалісти вважають, що при збільшенні концентрації піску з 1 до 4% кількість відмов бурового насоса при роботі за високих тисків збільшується учетверо.

Надійність та довговічність клапанного вузла здебільшого визначається якістю та терміном служби ущільнення (манжети) [2, 21, 7, 14, 22]. Руйнування ущільнення зумовлено потраплянням до нього абразиву, а також у результаті накопичення абразиву в місцях контакту з іншими деталями. Після руйнування манжети відбувається швидке руйнування робочих поверхонь деталей клапана.

За дослідженнями [10] довговічність манжети визначається, в основному, втомною міцністю гуми, тому що вона під час роботи клапана витримує багатократні циклічні навантаження, тому манжета повинна бути достатньо міцною, нафтостійкою, повинна володіти: мінімальним накопиченням залишкових деформацій стискання, високою твердістю для запобігання її втисканню в зазор між тарілкою і сід-



**Рисунок 2 – Конструкції клапанних вузлів**



а - FK-1 TRI-WEB; б - FK-N; в - SUPER SERVICE ;  
 г - (верхній - SUPREME, нижній - MASTER II); д - SILVER TOP

**Рисунок 3 – Конструкції клапанних вузлів**

лом, високою стійкістю до циклічних навантажень та гідроабразивної ерозії [14]; форма та розміри манжети повинні бути такими, щоб виключати концентратори напружень в місцях контакту її з деталями клапана, а також для рівномірного розподілу напружень. При роботі клапанного вузла в манжеті не повинно виникати значних напружень стиску та розтягу.

Велика кількість відмов клапанних вузлів викликана помилками та неточностями при конструюванні і виготовленні, недотриманні технічних вимог, що ставляться до них та рекомендованих режимів експлуатації. Виготовлення конусних робочих поверхонь тарілки і сідла з відхиленнями, більшими від допустимих, призводять до швидкого руйнування манжети через втискання її в зазор між тарілкою і сідлом та подальшим защемленням її між робочими поверхнями. Це відбувається, якщо конусність сідла більша, ніж тарілки. Збільшений зазор в напрямних клапана (також може виникати при спрацюванні [1]) спричиняє перекоси деталей клапана під час роботи насоса, що є причиною швидкого зношування ущільнень та робочих поверхонь деталей клапана [9].

Герметизуюча здатність, а саме повнота прилягання робочих поверхонь тарілки та сідла, а також щільність спряження цих поверхонь впливають на ККД насоса, термін служби та

експлуатаційну надійність клапана [1, 23]. Задовільне прилягання робочих поверхонь тарілки та сідла можливе при мінімальному відхиленні форми та конусності цих поверхонь. Від задовільності прилягання робочих поверхонь деталей клапанного вузла залежить його контактна міцність і довговічність. При неспівпадінні конусності робочих поверхонь контакт між тарілкою та сідлом проходить не по поверхні, а по лінії, що викликає збільшення контактних напружень.

На даний час в бурових насосах широко використовуються клапани типу КСК (рис.2). Дослідженням довговічності клапанів цього типу присвячена робота [24]. Особливістю такої конструкції є наявність краплеподібної манжети. При закриванні клапана тарілка “сідає” на сідло спочатку манжетою, а далі, при збільшенні тиску на поверхню тарілки, – на горизонтальну і конічну опорні поверхні сідла, деформуючи манжету. Залежно від величини зазору між конусними поверхнями деталей клапанного вузла може відбуватися защемлення манжети, а в результаті багаточислових навантажень – її втомне руйнування [23]. За незначних зазорів защемлення в таких конструкціях не відбувається. За нормальних умов роботи термін служби клапана складає 500-600 годин [24].

Таблиця 1 – Типи клапанів бурових насосів та характерні особливості їх виконання

Торгова марка клапана (фірма-виробник)	Характерні особливості виконання
1	2
Клапан з ущільнюючою манжетою на сідлі (рис. 2, а)	Зменшена маса рухомих частин клапана та покращені динамічні характеристики. Практика експлуатації свідчить, що такий клапан менш довговічний, ніж клапан з ущільнюючою манжетою на тарілці [7]
Клапан з ущільненням постійної товщини із гострою ущільнюючою кромкою (рис. 2, в)	Характеризується найбільшою довговічністю при високих тисках. Недоліком такої конструкції є виконання прямої хрестовини на тарілці, що збільшує масу рухомих частин і погіршує їх динамічні характеристики
Fluid king Тип FK-1 (Oilwell) рис. 2, б	Змінне гумове ущільнення закріплюється за допомогою різьби. Напрямні хвостовини розміщені з обох боків тарілки. Сідло виконане з трьома радіальними перетинками. Для цього типу характерна підвищена твердість в зоні зношування. Площа контакту металевої поверхні збільшена для підвищення зносостійкості при ударах
Тип FK-A (Oilwell, National)	Деталі клапана цементуються і гартуються. Сідло без прямої втулки та радіальних перетинок. Нижньою прямою слугують периферійні виступи кованої тарілки клапана. Прецизійна обробка конусної поверхні сідла. Після термообробки тарілка має в'язку серцевину і високу твердість робочих поверхонь. Ущільнююча манжета кріпиться притисочною шайбою і утримується розрізним кільцем О-подібного перерізу
Woolley	Тарілка – сталевий деталь без притискових шайб, різьби чи стопорних кілець. Її маса на 15% легша від найбільш легких клапанів інших конструкцій. Тарілка приварюється до стрижня. Ущільнення клапана при посадці на сідло передає навантаження на тарілку. В тарілці зроблено кільцеву вибірку для зменшення маси. Ущільнення має подвійний посадочний конус і специфічну форму перерізу, яке виключає прокручування на тарілці (характерне для О-подібного ущільнення), а також запобігає потраплянню твердих частинок до стику контактуючих поверхонь тарілки та сідла. У сідлі з трьома ребрами збільшені прохідні канали. Конструкція створена в результаті тривалих конструкторсько-дослідних робіт. За результатами численних випробувань відзначено різке збільшення стійкості. Випускається такі клапани розмірами від №5 до №9 за стандартами API
O-Ring (Reed American) рис. 2, з)	Тарілка за типом фірми Woolley. Манжета виконана з поліуретану та утримується без використання притисочної шайби, стопорного кільця чи різьби. Сідло виконане з трьома радіальними перетинкам. Клапан використовується за високих тисків
Regular (National)	Ущільнення клапана виготовлено з нафтостійкої гуми на основі синтетичного каучуку. Використовується для роботи за невисоких тисків. У розчині допускається невелика кількість твердих включень
Premium (National)	Ущільнення клапана з поліуретану. Використовується для роботи за високих тисків, з високим вмістом абразиву в буровому розчині
American (Reed American)	Тарілка виготовлена за типом конструкції рис. 2, е. Ущільнення з подвійним конусом на прилягаючій до сідла поверхні виконане з поліуретану чи гуми. Кріплення манжети, як у клапана O-Ring. Сідло містить три ребра. Пружина виготовлена з високовуглецевої або нержавіючої сталі. Клапан виготовляється з подвійним посадочним конусом на ущільненні
Green triangular (Continental Emsco)	Покриття деталей фосфатом цинку захищає клапан від корозії. На замовлення можна отримати вироби з хромованою ущільнюючою фаскою сідла клапана. Деталі клапана виготовляються з якісної легованої сталі, обробляються на токарних верстатах з ЧПК, термообробляються. Працюють при неперервній роботі насоса у важких умовах за різних тисків і для різних типів розчинів

Продовження таблиці 1

1	2
Supreme (TRW Mission) Рис. 2,г та 3,г (верхній)	Сідло виконане з 4 радіальними ребрами. Площа робочої поверхні клапана на 35% більша, ніж у аналогів інших виробників. Ущільнення затискається притисочною гайкою з внутрішньою різьбою і виступами для зручності закручування. Поліуретанове ущільнення амортизує енергію удару при контакті тарілки і сідла. При робочій температурі вище 333К використовується ущільнення з високоміцної синтетичної гуми Buna N. Робочі поверхні тарілки можуть бути хромовані – для роботи з корозійними розчинами. Використовується клапан для середнього та високого тисків, і може працювати на будь-яких бурових розчинах. Ромбоподібна форма ущільнення забезпечує високу довговічність клапана. Такі конструкції полегшені, тарілка клапана рухається в напрямних втулках, розміщених в сідлі та кришці гідравлічної частини бурового насоса
Service Master (TRW Mission)	Сідло виконане без перемичок, полегшена тарілка з периферійними ребрами в нижній частині. Ущільнення виготовлено з поліуретану. Кріплення ущільнення забезпечується розрізним стопорним кільцем О-подібної форми. Використовується клапан для високих тисків, розчинів з великим вмістом піску та вуглекислоти (цементацийні роботи, гідророзрив тощо)
Super Service (TRW Mission)	Тарілка та сідло клапана піддаються цементациї. Сідло має 4 радіальних ребра для забезпечення підвищеної площі при ударних навантаженнях. Нижній напрямний стрижень клапана виконано подовженим. Посадочні поверхні хромуються. Під власною вагою клапан не ущільнюється. Використовуються для насосів типу “дуплекс” за низького та середнього тисків. Манжета стійка до дії нафти, газу, бурового розчину та хімічних домішок
(Oil States)	Ущільнення виготовляються з еластомерів спеціального складу, вони діють як амортизатори та зменшують зношування. Конструкція клапанів, як у фірм Reed American, TRW Mission
Full opening (SW Oilfield)	Сідло виготовляється без напрямної втулки та перемичок. Тарілка клапана виконана з чотирма периферійними виступами. Ущільнення виготовлено з поліуретану стійкого до підвищеної температури.
HP (Mc Clathie) рис. 2, д	В сідлі виконано тільки дві радіальних перетинки зі скошеною верхньою поверхнею та плоским нижнім торцем з кільцевою частиною (для кращого захоплення при вийманні). Ущільнення, яке виконано з гуми спеціально розробленого складу (Formula H-60) або з особливо зносостійкого поліуретану, закріплене між верхньою та нижньою деталями тарілки клапана. Напрявні хвостовика подовжені. Верхня частина тарілки може багатократно використовуватися. Поверхня хвостової частини має підвищену твердість, а більш м'яка різьбова частина виключає заїдання по нитках різьби. Нижня посадочна поверхня цементується. Матеріал ущільнення стійкий до зношування при підвищеній температурі. Використовується клапан при роботі з будь-якими розчинами, в тому числі з домішками для боротьби з поглинанням
КСК9 рис. 2,е	Ущільнення має краплеподібну форму. У клапані наявні комбіновані плоскоконусні опори. Радіальні ребра використовуються в якості плоскої опори. Такі конструктивні рішення забезпечують хороше центрування та стабільність посадки тарілки на сідло клапана
(МІШН ФЛЮІД КІНГ)	При виготовленні клапана використовуються штампування, термообробка, спеціальне зміцнення робочих поверхонь деталей клапана. Фірма виготовляє будь-які розміри клапанів для всіх моделей насосів. Пропонується широкий вибір поліуретанових чи виготовлених з синтетичної гуми, манжет у відповідності з заданими робочими параметрами
FK-1 TRI-WEB (МІШН ФЛЮІД КІНГ) рис. 3, а	Підвищена ущільнююча здатність та термін служби в критичній зоні контакту металевих поверхонь. Розраховані на високі тиски
FK-N рис. 3, б	Повністю відкрита конструкція сідла з 4 напрямними периферійними виступами на тарілці забезпечує максимальний розхід розчину за найбільшого тиску. В зв'язку з відсутністю поперечних ребер, в сідлі не накопичується бруд, що в результаті не перешкоджає рухові розчину

Продовження таблиці 1

1	2
MASTER II: (рис. 3, з нижній)	Поверхня тарілки клапана та напрямні периферійні виступи піддаються науглецюванню для підвищення терміну служби. Поліуретанове ущільнення дає змогу зменшити витрати на обслуговування. Посадочна поверхня у вигляді конуса забезпечує хороші гідродинамічні властивості та може витримувати високі навантаження. Відкрита конструкція сідла уможливує без демонтажу сідла вихідного клапана проведення заміни сідла вхідного клапана
SILVER TOP (рис. 3, д)	Манжета виготовляється із матеріалу стійкого до дії нафти, газу, бурового розчину та хімічних домішок. Манжета не сильно притискається до сідла клапана. Надійне ущільнення досягається за рахунок тиску розчину, а не маси тарілки

На довговічність клапанного вузла відчутно впливають технологічні чинники, які проявляються під час виготовлення його окремих деталей, а саме: вибір матеріалів деталей клапанного вузла, методу отримання заготовок, методів їх обробки, поверхневе зміцнення їх робочих поверхонь тощо [25, 26]. Поверхневі шари робочих поверхонь деталей клапанного вузла сприймають найбільші навантаження, тому їх слід зміцнювати термообробкою, хіміко-термічною обробкою, поверхнево-пластичним деформуванням, наплавленням чи напиленням зносостійкими матеріалами в залежності від поставлених задач і умов роботи [26].

Підвищення довговічності і надійності деталей клапанного вузла можна забезпечити правильним вибором режимів роботи бурового насоса, конструктивними параметрами клапанного вузла.

З огляду на особливості конструкцій та роботи клапанного вузла, до нього ставлять низку вимог, які необхідно забезпечити під час проектування, виготовлення, експлуатації і ремонту [27, 1]:

- висока надійність та довговічність деталей (тарілки, сідла, ущільнення);
- простота конструкції та герметичність в закритому стані;
- своєчасне закривання та відкривання клапана при його роботі;
- мінімальний опір проходженню розчину при відкритому клапані;
- мінімальна маса складових клапанного вузла для кращого керування потоком розчину;
- напрямні в клапані не повинні защемлюватись;
- швидкість та зручність заміни його деталей в польових умовах.

Вимоги, які ставляться до клапанного вузла бурового насоса, є суперечливими між собою, в більшості випадків покращення одних вимог призводить до погіршення інших, тому задоволення цих вимог повинно вибиратися оптимальним за певними критеріями, враховуючи конкретні умови роботи клапанного вузла і бурового насоса загалом.

На даний час намічені шляхи покращення конструкцій клапанів [26]:

1) підвищення багаточиклової об'ємної міцності та зносостійкості поверхневих шарів деталей клапана в місцях їх контакту, зменшення маси тарілки;

2) зменшення гідравлічного опору елементів проточної частини сідла та тарілки, покращення умов підведення бурового розчину на ділянці між тарілкою та сідлом на вході в клапанну щілину, а також стабілізація потоку в щілині;

3) збільшення ресурсу роботи еластичного ущільнення;

4) оптимізація пружинного навантаження.

### Література

- 1 Николич А.С. Поршневые буровые насосы / А.С. Николич. – М.: Недра, 1973. – 224 с.
- 2 Ермакова В.И. Исследование и разработка рациональных режимов работы быстроходных буровых насосов: Автореф. дис. ... к.т.н. / В. И. Ермакова. – М., 1973. – 32 с.
- 3 Романов А.З. Зарубежные буровые насосы и сменные детали их гидравлической части: [обзорная инф.] / А.З. Романов, И.Б. Малкин, И.Е. Рудаковский. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1985. – 44 с. – (Сер. ХМ-3. Нефтепром. машиностр.).
- 4 Ливак И.Д. Исследование трехпоршневых буровых насосов и усовершенствование конструкций клапанных групп: Дис... канд. техн. наук. / И.Д. Ливак. – Ивано-Франковск, 1996. – 212 с.
- 5 Composit Catalog, 1980-1981.
- 6 Композит-каталог нефтегазового оборудования и услуг: В 3-х т. – М.: Топливо и энергетика, 1993-1994.
- 7 Ильский А.Л. Расчет и конструирование бурового оборудования / А.Л. Ильский, Ю.В. Миронов, А.Г. Чернобыльский. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
- 8 Бабаев С.Г. Повышение надежности оборудования, применяемого для бурения на нефть и газ / С.Г. Бабаев, Ю.А. Васильев. – М.: Машиностроение, 1972. – 160 с.
- 9 Бабаев С.Г. Надежность и долговечность бурового оборудования / С.Г. Бабаев – М.: Недра, 1974. – 184 с.
- 10 Мкртычян Я.С. Повышение эффективности эксплуатации буровых насосных установок / Я.С. Мкртычян. – М.: Недра, 1984. – 207 с.
- 11 Мкртычян Я.С. Повышение надежности трехпоршневых буровых насосов: [обзор. инф.] / Я.С. Мкртычян, Л.Н. Горонович, И.Ф. Концур. – М.: ВНИИОЭНГ, 1981. – 68 с. – (Сер. "Машины и нефт. оборудование", Вып. 3).

- 12 Айрапетов Л.С. К вопросу о выборе углов рабочих поверхностей клапанов поршневых насосов / Л.С. Айрапетов // РНТС ВНИИОЭНГ Сер. “Машины и нефтяное оборудование” – 1977. – №5. – С. 9-11.
- 13 Айрапетов Л.С. Исследование работы клапанов поршневых буровых насосов и разработка методики их расчета: Автореф. дис... к.т.н. / Л. С. Айрапетов. – М., 1980. – 24 с.
- 14 Литвинов В.М. Повышение надежности нефтепромысловых насосов / В.М. Литвинов. – М.: Недра, 1978. – 191 с.
- 15 Арзуманов Э.С., Снижение шума и вибрации в регулирующих органах клапанов для высоких перепадов давлений: [обзор. инф.] / Э.С., Арзуманов, В.Г. Скрипченко, Л.Н. Нисман – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1976. – 46 с. – (Сер. ХМ-10. Пром. трубопроводная арматура).
- 16 Арзуманов Э.С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях. / Э.С. Арзуманов. – М.: Энергия, 1978. – 304 с.
- 17 Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
- 18 Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: справочное пособие / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1981. – 672 с.
- 19 Гушин В.В. Определение оптимальных геометрических характеристик конусообразных тарельчатого клапана / В.В. Гушин, Н.Х. Шаммасов. // РНТС ВНИИОЭНГ Сер. “Машины и нефтяное оборудование” – 1975. – №4. – С. 7-10.
- 20 Ибатулов К.А. Гидравлические машины и механизмы в нефтяной промышленности / К.А. Ибатулов. – М.: Недра, 1972. – 288 с.
- 21 Ильский А.Л. Буровые машины, механизмы и сооружения / А.Л. Ильский, В.М. Касьянов, В. Г. Порошин. – М.: Недра, 1967. – 472 с.
- 22 Николича А.С. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования / А.С. Николича. – М.: Машиностроение, 1975. – 295 с.
- 23 Лесецкий В.А. Буровые машины и механизмы / В.А. Лесецкий, А.Л. Ильский. – М.: Недра, 1980. – 391 с.
- 24 Провоторхов В.С. Некоторые пути повышения долговечности клапанов типа КСК для бурового насоса У8-6М / В.С. Провоторхов, Г.М. Пожарнов, О.Г. Скрынников // РНТС ВНИИОЭНГ. – Сер. “Машины и нефтяное оборудование”. – 1978. – №5. – С. 5-9.
- 25 Аванесов В.С. Повышение долговечности быстроизнашивающихся деталей нефтяного оборудования: [обзорная инф.] / В.С. Аванесов, Б.А. Авербук. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1988. – 40 с. – (Сер. ХМ-9 Техн. хим. и нефт. машиностр. и новые материалы).
- 26 Коломацкий В.Н. Сменные узлы и детали нового поколения для буровых насосов / В.Н. Коломацкий, С.В. Ловчев, А.С. Николич // Нефтяное хозяйство. – 1989. – №4. – С.12-15.
- 27 Северинчик Н.А.. Машины и оборудование для бурения скважин / Н.А. Северинчик. – М.: Недра, 1986. – 368 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
02.07.10  
Рекомендована до друку професором  
Петриною Ю.Д.*

УДК 622.692.4.05:536.1

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ДЛЯ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ПІДЗЕМНОЇ ДІЛЯНКИ ТРУБОПРОВОДУ

*О.І. Вольченко, Н.В. Мойсишин, А.В. Мойсишин*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42123,  
e-mail: m e s h m a s h @ n u n g . e d u . u a*

*В лабораторних умовах вивчаються процеси нагрівання та охолодження підземних ділянок трубопроводів. Визначення товщини теплоізоляції проводиться з урахуванням її теплового опору, критерію якості та умови запобігання максимальним втратам питомої теплоти на одиницю довжини підземного трубопроводу.*

Ключові слова: трубопровід, теплопровідність, тепловий баланс, нагрівання, охолодження, товщина теплоізоляції.

*В лабораторных условиях изучаются процессы нагревания и охлаждения подземных участков трубопроводов. Определение толщины теплоизоляции проводится с учетом ее теплового сопротивления, критерия качества и условия предотвращения максимальных потерь удельной теплоты на единицу длины подземного трубопровода.*

Ключевые слова: трубопровод, теплопроводность, тепловой баланс, нагревание, охлаждение, толщина теплоизоляции.

*The methods of heating and cooling of pipelines of the underground setting at transporting of gas or liquid are examined in laboratory terms. The thickness of heat isolation of areas of pipelines taking into account their thermal resistance, prevention of maximal loss of specific warmth on unit of length of pipe are certain.*

Keywords: pipeline, heat conductivity, thermal balance, heating, cooling, thickness of heat isolation.

### Актуальність роботи

Підземні трубопроводи працюють в умовах значних внутрішніх і зовнішніх теплових впливів. Відомі методи визначення кількості теплоти [1] базуються на застосуванні різних типів калориметрів, проте вони не використовуються через значну протяжність і велику вагу трубопроводу, за їх показами неможливо окремо оцінити інтенсивності природного і вимушеного конвективних охолоджень внутрішньої і зовнішньої поверхонь трубопроводу та дати точну оцінку втратам тепла від кондуктивної складової теплообміну.

За відомими поверхневою і об'ємною температурами трубопроводу у ході його експлуатації можна оцінити тепловий баланс складного теплообміну, правильно вибрати матеріал теплоізоляції та її товщину, проте відомі рівняння теплового балансу для елементарної ділянки поверхні теплопередачі не враховують теплових втрат у ній [2].

При визначенні товщини теплоізоляції оперують коефіцієнтами тепловіддачі від її зовнішньої поверхні, що не зовсім коректно, оскільки стінка теплоізоляції також бере участь у процесі теплопередачі [3].

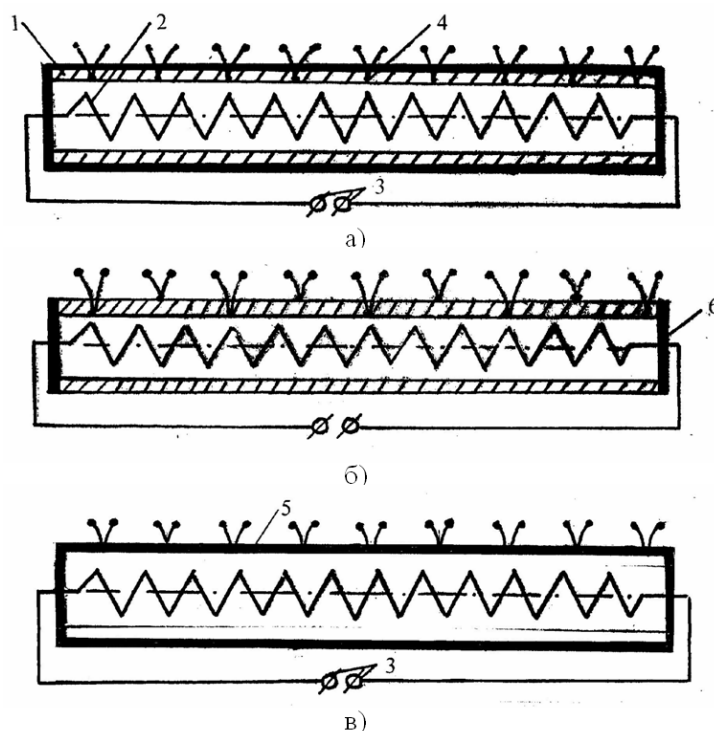
Недоліком наявних методів розрахунку теплопровідності є те, що при визначенні втрат теплоти в досліджуваних ділянках трубопроводу обов'язково потрібно знати поверхневі або об'ємні температури та коефіцієнти тепловіддачі у процесах природної і вимушеної конвекції та випромінювання. Перші розраховують, а другі вибирають з довідкової літератури, як певні усереднені величини.

### Мета і постановка задачі дослідження

Метою роботи є визначення втрат теплоти ділянки підземного трубопроводу температурним способом для знаходження коефіцієнтів тепловіддачі за природної і вимушеної конвекції та випромінювання і, як наслідок, правильного вибору товщини теплоізоляції з перевіркою її якості на зовнішній поверхні труби в інтервалах температур оточуючого ґрунтового масиву при моделюванні умов експлуатації трубопроводу.

Поставленої мети досягають так. В лабораторних умовах нагрівають теплоізолювану (першу) від навколишнього середовища, нетеплоізолювану (другу) та теплоізолювану (третю) труби електронагрівачами впродовж однакових проміжків часу. При цьому третя труба є теплоізоляцією для першої. За співвідношенням об'ємних температур (замірюються термометрами) внутрішніх і зовнішніх стінок другої до першої та третьої до першої труб визначають втрати теплоти на нагрівання тіл другої і третьої труб, тобто кондуктивну складову теплообміну. Після цього поверхням першої і другої труб дають можливість за деякий проміжок часу охолонути від одержаного тепла, і за одержаними даними визначають коефіцієнти тепловіддачі при випромінюванні та природному конвективному охолодженні. За одержаними даними розраховують товщину теплової ізоляції першої труби, попередньо визначивши втрати питомої теплоти на одиницю довжини ділянки трубопроводу.

Далі розрахунковим шляхом визначають співвідношення теплових опорів перерізів теп-



1 – циліндрична труба, 2 – нагрівальний пристрій, 3 – клеми електричного кола, 4 – електроди термопар, 5 – теплоізоляція, 6 – теплоізоляційні елементи на торцях труби

**Рисунок 1 – Конструкції теплоізолюваної (а), нетеплоізолюваної (б) ділянок трубопроводу та теплової ізоляції (в) з нагрівальними пристроями**

лоізоляції та ділянки трубопроводу. Якщо вказане співвідношення перевищує допустиму величину для розгляданого діаметра труби, то товщину теплоізоляції вибрано невірно, тому дослідження повторюють з першого етапу.

Після цього знімають нагрівальні пристрої з першої та другої труб і по чергові поміщають їх у випробну камеру експериментальної установки. При цьому труби знаходяться у верхньому і нижньому ґрунтових масивах, де задані температури підтримуються теплообмінниками. За рахунок робочого тіла, що подається в труби, підтримуємо тепловий стан труб аналогічний тому, який був би при нагріванні нагрівальними пристроями, тобто витримуємо однакову складову кондуктивного теплообміну. За температурами робочого тіла, стінок першої та другої труб визначаємо коефіцієнти тепловіддачі при випромінюванні та вимушеній конвекції з їх поверхонь.

Зрештою, згідно з тепловою моделлю підземної ділянки трубопроводу, визначають коефіцієнти теплопередачі в теплообмінних процесах через багат шарові об'єкти, а також перевіряють теплоізоляцію ділянки трубопроводу за критерієм якості та на максимальну втрату питомої теплоти на одиницю її довжини.

#### Про експериментальну установку та методи нагрівання і охолодження ділянок трубопроводу

На рис. 1, а і б зображено теплоізолювану і нетеплоізолювану ділянки трубопроводу із

вмонтованими в їх порожнини нагрівальними пристроями; на рис.1в зображено теплову ізоляцію (у вигляді циліндричної труби) з нагрівальним пристроєм; на рис.2б і 2в – поперечні перерізи трубопроводу і теплоізоляції. Рисунок 2а ілюструє теплову модель підземної ділянки трубопроводу, а рис.3 – принципову схему експериментальної установки для моделювання теплового стану ділянок трубопроводу підземного призначення.

На рис. 2 використано такі позначення:

$d_1, d_2$  – внутрішній і зовнішній діаметри трубопроводу;

$d_3, d_4$  – внутрішній і зовнішній діаметри теплоізоляційної труби;

$t'_1, t_0$  – температури робочого тіла, що протікає через трубу, та навколишнього середовища відповідно;

$t_1, t_2$  – температури внутрішньої і зовнішньої поверхонь труби відповідно;

$t_3, t_4$  – температури внутрішньої і зовнішньої поверхонь теплоізоляційної труби відповідно;

$t_5, t'_5$  – температура масиву ґрунту над і під ділянкою трубопроводу відповідно.

Згідно з рис.1, в циліндричну трубу 1 встановлено нагрівальний пристрій 2, підключений до клем 3 електричного кола. При цьому гарячі спаї термопар 4 в першій трубі, повністю покриті ізоляцією, виведено врівень з її внутрішньою поверхнею.

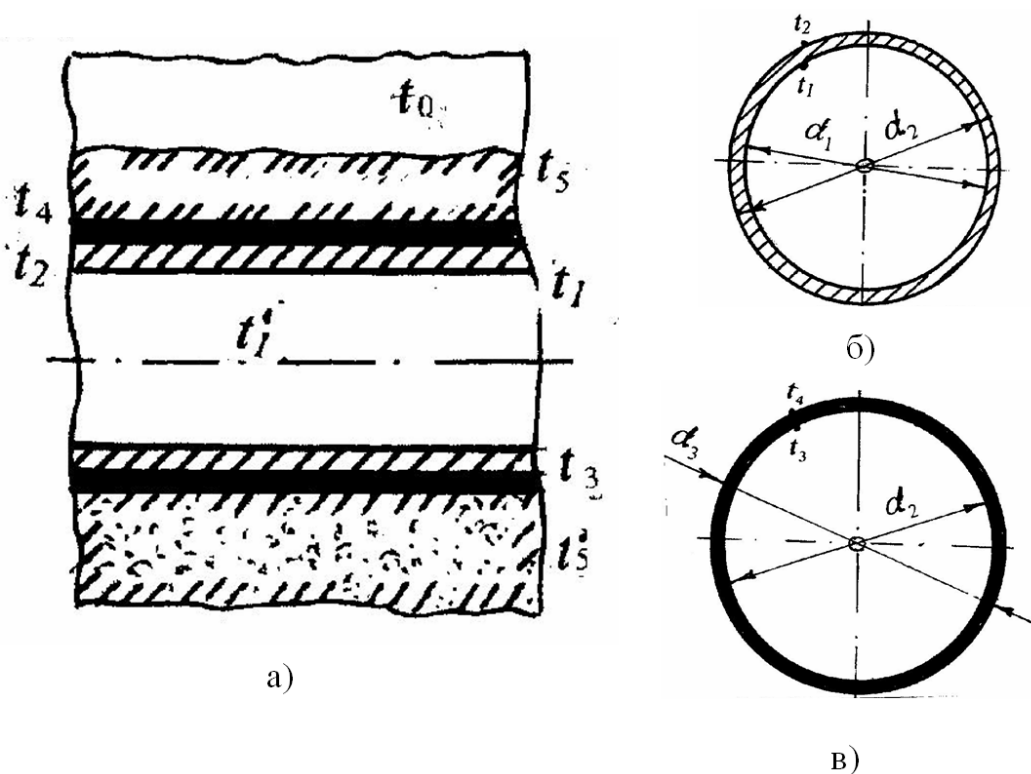


Рисунок 2 – Теплова модель підземної ділянки трубопроводу (а) та поперечні перерізи труби (б) і теплоізоляції (в)

Товщину шару ізоляції трубопроводу знаходимо із залежності

$$\delta_{iz} = \lambda_{iz} F \frac{t_{z.m.} - t_{z.iz.}}{Q},$$

де:  $\lambda_{iz}$  – коефіцієнт теплопровідності теплоізоляції,  $Bm/(m \cdot ^\circ C)$ ;  $F$  – площа поверхні теплоізоляції,  $m^2$ ;  $t_{z.m.}$ ,  $t_{z.iz.}$  – температури зовнішніх поверхонь: трубопроводу і теплоізоляції,  $^\circ C$ ;  $Q$  – кількість теплоти, що передається від робочого тіла трубопроводу, через його стінку і теплоізоляцію, Вт.

У другій трубі 1 гарячі спай термодар 4 виведено з її внутрішніх і зовнішніх поверхонь, при цьому теплоізолювано тільки торці труби 1. У третій трубі торці труб 1 закрито теплоізоляційним елементом 6, а гарячі спай термодар 4 виведено тільки з її внутрішньої поверхні.

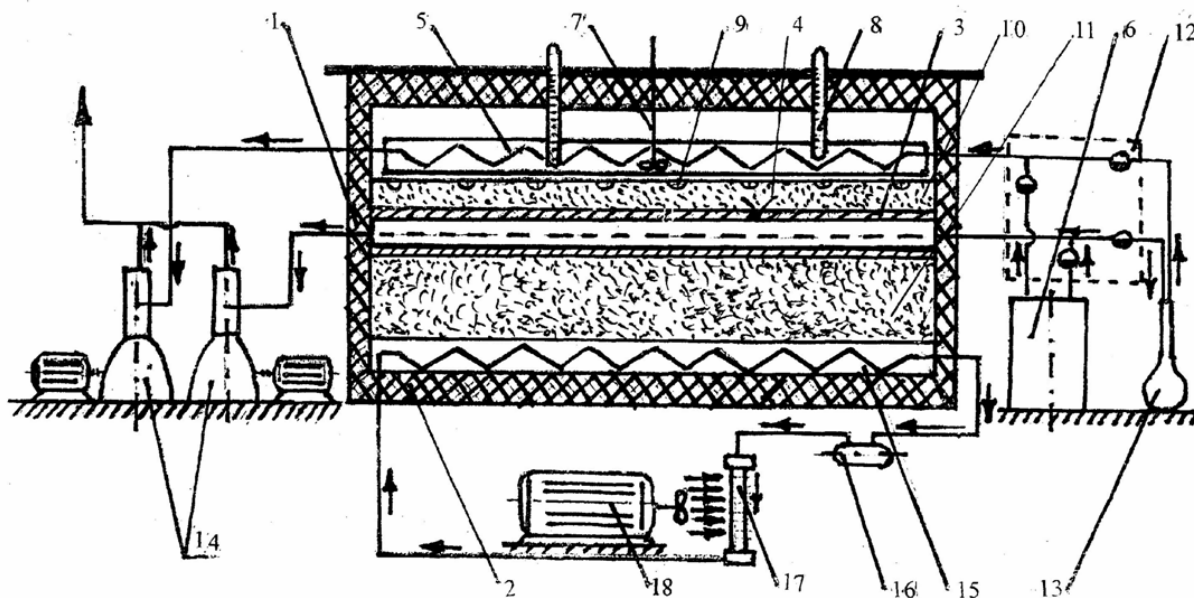
Електроди термодар підключаються до реєструючої апаратури (на рис. не зображена) для фіксації термоЕРС. Далі за тарувальним графіком знаходимо температуру, що відповідає замірянній термоЕРС. Перед нагріванням в лабораторних умовах труби 1 кладуть на підставки, виготовлені з матеріалу з низькою теплопровідністю, наприклад ебоніту або текстоліту.

На рис. 3 зображено експериментальну установку для моделювання теплового стану ділянки трубопроводу, призначеної для імітації газопроводу або нафтопроводу. Установка має камеру 1, покриту з зовнішнього боку теплоізоляцією 2. В камері 1 розміщено трубу 3, в стінки якої вмонтовано електроди термодар 4, ви-

ведені назовні. Зверху трубопроводу 3 розміщується теплообмінник 5, який за допомогою електропечі 6 забезпечує нагрівання повітря, що подається в камеру 1. Перемішування повітря в камері здійснюється пристроєм 7. Температура повітря в теплообміннику 5 контролюється за допомогою термометрів 8. За допомогою сопел 9 імітується обдування повітрям верхнього масиву ґрунту 10. Нижній масив ґрунту 11 розміщується під трубою 3. Електропіч 6 зв'язана з вузлом перемикання потоків повітря 12 на теплообмінник 5 і трубу 3, кінці циркуляційних контурів яких заведені в посудину Дьюара 13. Остання – це колба з подвійними посрібленими стінками, з простору між якими викачано повітря. Теплопровідність розрідженого газу між стінками є настільки малою, що температура повітря, яке проходить через цю посудину, залишається постійною досить тривалий проміжок часу. Через значні об'єми повітря посудину Дьюара виконано з металу. Таким чином, в камері 1 підтримується постійна температура навколишнього середовища, вища  $0^\circ C$ .

У випадку імітації газу в трубі 3 за рахунок прокачування вакуумним насосом 14 азоту або підігрітого повітря підтримується температура, що відповідає температурі газу в трубопроводі у природних умовах, тобто в умовах, коли транспортований газ після компресорної системи знижує свою температуру в апаратах повітряного охолодження.

Під трубою 3 встановлено теплообмінник 15, що входить до самостійного контуру з шестерінчастим насосом 16 і холодильником 17.



1 – камера, 2 – теплоізоляція, 3 – труба, 4 – електроди термопар, 5 – теплообмінник, 6 – електропіч, 7 – пристрій для перемішування повітря, 8 – термометр, 9 – сопла, 10 – верхній масив ґрунту, 11 – нижній масив ґрунту, 12 – вузол перемикання потоків повітря, 13 – посудина Дьюара, 14 – вакуумний насос, 15 – теплообмінник, 16 – шестерінчастий насос, 17 – холодильник, 18 – вентилятор

**Рисунок 3 – Принципова схема експериментальної установки для моделювання теплового стану підземної ділянки трубопроводу**

Останній охолоджується вентилятором 18. Таким чином, в нижній частині камери 1 підтримується постійна температура масиву ґрунту 11, нижча 0°C.

Нагрівання і охолодження підземних ділянок трубопроводів для визначення товщини їх теплоізоляції здійснюються в лабораторних умовах у вісім етапів.

*Перший етап.* Визначаються втрати теплоти кондуктивним теплообміном. При цьому за допомогою клем 3 в електричну мережу одночасно підключають нагрівальні пристрої 2 у двох трубах 1. Нагрівальний пристрій 2 забезпечує нагрівання тіла першої труби 1, тобто термопарі 4 покажуть вищу температуру, ніж термопарі другої труби. Це пояснюється тим, що наявність повної теплоізоляції 5 першої труби виключає дві складові теплового балансу – природний конвективний теплообмін та випромінювання з її поверхні в довкілля. Після цього через співвідношення поверхневих температур другої труби ( $t_1 - t_2$ ) (рис. 4) до першої ( $t_3$  – температура внутрішньої поверхні труби)

за залежністю вигляду  $\left( \frac{t_1 - t_2}{t_3} \right)$  визначають частку теплоти, що витрачається на кондуктивну складову теплообміну, тобто на нагрівання ділянки труби. Далі через співвідношення заміряних поверхневих температур третьої труби ( $t_5 - t_6$ ) ( $t_5, t_6$  – температури: внутрішньої і зовнішньої поверхонь теплоізоляційної труби) до першої труби ( $t_1 - t_4$ ) (рис.6) за залежністю

вигляду  $\left( \frac{t_5 - t_6}{t_1 - t_4} \right)$  визначають частку теплоти, що витрачається на кондуктивну складову теплообміну, тобто на нагрівання ділянки труби, виготовленої із теплоізоляції.

Так, наприклад, при співвідношенні вказаних температур  $\frac{100 - 60}{80}$  частка теплоти, що витрачається на кондуктивний теплообмін, складає 50%. На цьому ж етапі можна визначити частку теплоти, яка витрачається на кондуктивний теплообмін теплоізоляційної ділянки труби, тобто  $\frac{60 - 40}{100 - 20} = 0,25$ , що складає 25%.

*Другий етап.* Визначають теплові втрати через випромінювання і природний конвективний теплообмін з нагрітих поверхонь першої і другої труб, знявши з них теплоізоляційні елементи 6 і вилучивши з їх об'ємів нагрівальний пристрій 2.

У результаті усталеного теплового стану другої і третьої труб (за мінімального температурного градієнту по товщині труби), одержаного на першому етапі, фіксують час випромінювального і природного конвективного охолодження. Після цього визначають інтенсивність випромінювального і природного конвективного теплообміну, тобто коефіцієнт тепловіддачі від поверхонь першої і другої труб в заданих інтервалах температур.

Так, наприклад,  $Q = IU\tau$ , кДж (кількість теплоти, витраченої на прогрівання першої

труби;  $I$  – сила струму, А;  $U$  – напруга, В;  $\tau$  – час, с). З іншого боку, така ж кількість теплоти ( $Q$ ) розсіюється з поверхонь ( $F$ ) першої і другої труб за час ( $\tau$ ) за різниць температур відповідно  $(t_1 - t_4)$  та  $(t_1 - t_0)$ . Коефіцієнти тепловіддачі дорівнюватимуть відповідно

$$\alpha'_1 = \frac{Q'_1}{F_1 \tau (t_1 - t_4)} \quad (1)$$

та

$$\alpha'_2 = \frac{Q'_2}{F_2 \tau (t_1 - t_4)}, \quad (2)$$

де:  $Q'_1$  і  $Q'_2$  – кількості теплоти, витрачені на нагрівання першої і другої труб;  $\alpha'_1$  і  $\alpha'_2$  – коефіцієнти тепловіддачі від зовнішніх поверхонь першої та другої труб;  $F_1$ ,  $F_2$  – площі поверхонь теплообміну першої і другої труб.

*Третій етап.* Попередньо визначаємо товщину теплової ізоляції за залежністю

$$\delta_{is} = \frac{d_2}{2} \left[ \exp \left( \frac{2\pi\lambda_{is}(t_3 - t_4)}{q_1} \right) - 1 \right], \quad (3)$$

де:  $d_2$  – внутрішній діаметр теплоізоляції;  $\lambda_{is}$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу теплоізоляції;  $t_3$ ,  $t_4$  – відповідно температури внутрішньої і зовнішньої поверхонь теплоізоляційної труби;  $q_1$  – втрати питомої теплоти на одиницю довжини трубопроводу.

При цьому  $q_1$  визначають за залежністю вигляду

$$q_1 = K'_l \pi (t_1 - t_2),$$

де  $K'_l$  – коефіцієнт теплопередачі через товщину стінки труби.

Коефіцієнт теплопередачі визначається за формулою

$$K'_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \quad (4)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби.

*Четвертий етап.* За відомою товщиною теплоізоляції ( $\delta_{is}$ ) знаходимо співвідношення між тепловими опорами перерізів теплоізоляції ( $R_{is}$ ) і трубопроводу ( $R$ )

$$\frac{R_{is}}{R} = \frac{\lambda}{\lambda_{is} \delta_{is}} \frac{(r_2^2 - r_1^2)}{(\delta_{is} + d_2)} \leq \left[ \frac{R_{is}}{R} \right], \quad (5)$$

де:  $\lambda$ ,  $\lambda_{is}$  – коефіцієнти теплопровідності матеріалів трубопроводу і його теплоізоляції;  $r_1$ ,  $r_2$  – відповідно зовнішній і внутрішній радіуси поверхонь трубопроводів;  $d_2$  – діаметр зовнішньої поверхні трубопроводу;  $\delta_{is}$  – товщина теплоізоляції трубопроводу.

Одержане співвідношення повинно бути меншим або рівним допустимої величини  $\left[ \frac{R_{is}}{R} \right]$ .

*П'ятий етап.* Визначають втрати через випромінювання і природний конвективний теплообмін з поверхонь другої циліндричної труби (рис.1б).

Для реалізації п'ятого етапу с першої циліндричної труби (рис.1а) знімають теплоізоляційний елемент 5 і нагрівальний пристрій 2, від'єднують електропроводи, що ведуть до клем 3, а також від термоелектродів термопар 4. Після цього першу і другу труби (рис.3) по чергово поміщають в камеру 1 експериментальної установки і до термоелектродів термопар 4 на їхніх зовнішній і внутрішній поверхнях під'єднують електропроводи. Особливістю випробовувань першої і другої труб є те, що шляхом подавання через сопла 9 повітря або рідин з різними термодинамічними параметрами в ґрунтовий масив 10 імітують в камері 1 вимушений конвективний теплообмін.

Після пропускання нагрітих газу або рідини через порожнини першої і другої труб, встановлених по чергово в камері 1, підтримують їх тепловий стан аналогічний тому, що був при нагріванні нагрівальними пристроями, тобто витримують однакову складову кондуктивного теплообміну. Через співвідношення об'ємних температур другої труби ( $t'_1 - t_0$ ) (де  $t_0$  – температура робочого тіла) до першої ( $t'_3 - t_0$ ) за однакових складових кондуктивного теплооб-

міну, тобто за формулою  $\left( \frac{t'_1 - t_0}{t'_3 - t_0} \right)$ , визначаємо

частку теплоти, що розсіюється в ґрунтових масивах випромінювальним і природним конвективним теплообміном з поверхонь першої труби. Це в подальшому дасть можливість визначити інтенсивність теплообміну їх поверх-

онь за залежностями вигляду  $\alpha_1 = \frac{Q_1}{F_1 \cdot \tau (t'_3 - t_0)}$

і  $\alpha_2 = \frac{Q_4}{F_2 \cdot \tau (t'_1 - t_0)}$ , де  $Q_1$  і  $Q_4$  – кількості теплоти, витрачені на нагрівання першої та другої труб;  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – коефіцієнти тепловіддачі із зовнішніх поверхонь першої та другої труб;  $F_1$ ,  $F_2$  – площі поверхонь теплообміну першої та другої труб;  $\tau$  – час.

*Шостий етап.* Згідно теплової моделі підземної ділянки трубопроводу (рис. 6) визначаємо коефіцієнти теплопередачі в теплообмінних процесах через такі багаточарові об'єкти, як:

– “робоче тіло трубопроводу – товщина стінки трубопроводу – середовище, що оточує трубопровід”

$$K_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \quad (4a)$$

де:  $\alpha_1, \alpha_2$  – коефіцієнти тепловіддачі від робочого тіла, що протікає через трубопровід, до внутрішньої поверхні і від зовнішньої поверхні труби до середовища, що оточує трубопровід;  $d_1, d_2$  – відповідно внутрішній і зовнішній діаметри труби;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби.

– “зовнішня поверхня труби – товщина циліндричної стінки теплоізоляції – середовище, що оточує теплоізоляцію”

$$K_{l_1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2 d_2} + \frac{1}{2\lambda_{из}} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_3 d_3}}, \quad (4б)$$

де:  $\alpha_3$  – коефіцієнти тепловіддачі від зовнішньої циліндричної поверхні теплоізоляції до навколишнього середовища;  $d_2, d_3$  – діаметри: внутрішній та зовнішній циліндричної стінки теплоізоляції;  $\lambda_{из}$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу теплоізоляції.

– “зовнішня поверхня циліндричної теплоізоляції – товщина масиву ґрунту – навколишнє середовище”

$$\frac{1}{K_{l_2}} = \frac{1}{\alpha_3 d_3} + \sum_1^n \frac{\delta_i}{2\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_4}, \quad (4в)$$

де:  $\alpha_4$  – коефіцієнти тепловіддачі від поверхні масиву ґрунту до навколишнього середовища;  $\delta_i$  – товщина шарів різних складових масиву ґрунту;  $\lambda_i$  – коефіцієнт теплопровідності шарів різних складових масиву ґрунту.

Зрозуміло, що повинна виконуватись умова  $K_{l_1} > K_{l_1} > K_{l_2}$ .

*Сьомий етап.* Шляхом порівняння процесів теплопередачі ізольованої та нетеплоізольованої ділянок трубопроводів перевіряють теплоізоляцію за критерієм якості

$$\lambda_{из} < 0,5K_{l_1}d_2, \quad (6)$$

де:  $\lambda_{из}$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу теплоізоляції;  $K_{l_1}$  – коефіцієнт теплопередачі через циліндричну стінку теплоізоляції;  $d_2$  – діаметр внутрішньої поверхні циліндричної теплоізоляції.

*Восьмий етап.* У випадку неправильного визначення товщини теплоізоляції, тобто при збільшеному зовнішньому діаметрі теплоізоляції, проводимо перевірку на максимальну втрату питомої теплоти на одиницю довжини трубопроводу за залежністю вигляду

$$\lambda[d_3] < \frac{2\lambda_{из}}{K_{l_1}}, \quad (7)$$

де:  $d_3$  – діаметр зовнішньої поверхні теплоізоляції;  $\lambda_{из}$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу теплоізоляції;  $K_{l_1}$  – коефіцієнт теплопередачі через циліндричну стінку теплоізоляції.

Порівняльний аналіз методів оцінки теплових втрат підземних ділянок трубопроводів виявив такі переваги запропонованого температурного методу:

– можливість поетапного визначення теплових втрат ділянок трубопроводів різних діаметрів у лабораторних умовах;

– теплота, яка вноситься в ділянку трубопроводу, забезпечується електричним струмом за допомогою нагрівального пристрою, що дає змогу оцінити кондуктивну складову теплообміну;

– визначення втрат теплоти, викликаних природною конвекцією і випромінювальним теплообміном, проводиться за однакові проміжки часу шляхом порівняння нетеплоізольованої і теплоізольованої від довкілля ділянок трубопроводу, а також теплоізоляції, виконаної у вигляді труби, в лабораторних умовах;

– визначення товщини теплоізоляції підземної ділянки трубопроводу проводиться з урахуванням її теплового опору, критерію якості та запобігання максимальній втраті теплоти на одиницю довжини трубопроводу.

## Висновки

Вивчення в лабораторних умовах процесів нагрівання і охолодження підземних ділянок трубопроводів дає можливість оцінити тепловий баланс розглядуваної ділянки трубопроводу, визначити втрати теплоти шляхом випромінювання, природного і вимушеного теплообміну з поверхонь трубопроводу та теплоізоляції в довкілля, а також шляхом кондуктивного теплообміну в тіло труби.

Наведено залежність (3) для визначення товщини теплової ізоляції ділянки трубопроводу, умову (5) для перевірки теплоізоляції за критерієм якості та нерівність (6), яка дає можливість вказати допустимий зовнішній діаметр теплоізоляції.

## Література

1 Кириллин В.А. Основы экспериментальной термодинамики / В.А. Кириллин, А.Е. Шейндлин. – М.–Л.: Государств. энергетич. из-во, 1950. – 310 с.

2 Поршаков Б.П. Термодинамика и теплопередача (в технологических процессах нефтяной и газовой промышленности): учебник для вузов / Б.П. Поршаков, Р.Н. Бикчентай, Б.А. Романов. – М.: Недра, 1987. – 333 с.

3 Ерохин В.Г. Основы термодинамики и теплотехники / В.Г. Ерохин, М.Г. Маханько, П.И. Самойленко. – М.: Машиностроение, 1980.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
10.09.10

Рекомендована до друку професором  
Грудзом В.Я.

## ПРОМИСЛОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ СТАБІЛЬНОЇ РОБОТИ ГАЗОКОНДЕНСАТНИХ СВЕРДЛОВИН ЗА РАХУНОК ВЛАСНОЇ ЕНЕРГІЇ ПЛАСТОВОГО ГАЗУ

Ю.В. Марчук, О.Р. Кондрат

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

*За результатами промислових досліджень запропоновано графо-аналітичну методіку розрахунку оптимального діаметра колони ліфтових труб і встановлення оптимальних режимних параметрів роботи свердловин з метою продовження їх стабільної роботи за рахунок використання енергії пластового газу.*

Ключові слова: свердловина, мінімально необхідний дебіт газу, ліфтові труби, експлуатація, параметр фруда, дебіт рідини, ліфт, фільтраційний опір, нижня секція труб

*По результатам промышленных исследований предложена графо-аналитическая методика расчета оптимального диаметра колонны лифтовых труб и определения оптимальных режимных параметров работы скважин с целью продления их стабильной работы за счет использования энергии пластового газа.*

Ключевые слова: скважина, минимально необходимый дебит газа, лифтовые трубы, эксплуатация, параметр фруда, дебит жидкости, лифт, фильтрационное сопротивление, нижняя секция труб

*Due to the results of the industrial research it was offered a graph-analytic method of optimal diameter calculation of stalk columns and arrangement of wells operation optimal regime parameters in order to prolong their stable operation at the expense of reservoir gas property energy.*

Keywords: well, minimal needed gas rate, stalk, exploitation, fruid parameter, fluid rate, tubing, filter resistance, tubing lower section

Для забезпечення стабільної роботи газоконденсатних свердловин необхідно, щоб швидкість руху газу на вході в ліфтові труби була вищою мінімально необхідного значення, за якого відбувається винесення рідини із вибою свердловин. Запропоновано низку залежностей для визначення критичної швидкості руху і, відповідно, мінімально необхідного дебіту газу для винесення рідини із свердловин [1-6].

Для визначення величини мінімально необхідного дебіту газу широко використовують формулу, запропоновану Ю.К. Ігнатенко [1], яка виведена на основі промислових даних з врахуванням кореляції критерію Вебера

$$q_{\text{мн}} = 2030 \cdot 10^3 \frac{d_{\text{вн}}}{T_{\text{виб}} \cdot Z_{\text{виб}}} \sqrt{P_{\text{виб}}}, \quad (1)$$

де:  $d_{\text{вн}}$  - внутрішній діаметр ліфтових труб, м;  $P_{\text{виб}}$  - тиск на вибої, МПа;  $T_{\text{виб}}$  - температура на вибої, К;  $Z_{\text{виб}}$  - коефіцієнт стисливості газу при  $P_{\text{виб}}$  і  $T_{\text{виб}}$ .

Мінімально необхідний дебіт газу можна визначити за формулою, виведеною науковцями ВНДІгаз [2], за даними експериментальних досліджень руху газорідинних сумішей вертикальними трубами

$$q_{\text{мн}} = 8480 \cdot d_{\text{вн}}^2 \sqrt{\frac{P_{\text{виб}} \cdot \rho_p}{T_{\text{виб}} \cdot \bar{\rho}_r \cdot Z_{\text{виб}}}}, \quad (2)$$

де:  $\rho_p$  - густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;  $\bar{\rho}_r$  - відносна густина газу до повітря за стандартних умов.

За результатами аналітичної обробки експериментальних даних Г.Уоліса [3] для умов мінімальних втрат тиску в ліфтових трубах,

одержано формулу для визначення мінімально необхідного дебіту газу для дослідженого інтервалу зміни дебіту води від 0,12 до 14 м<sup>3</sup>/доб [4, 5]

$$q_{\text{мн}} = 2645 \cdot \frac{d_{\text{вн}}^{2,38} \cdot q_p^{0,05}}{T_{\text{виб}} \cdot Z_{\text{виб}}} \times \sqrt{\frac{10 \cdot P_{\text{виб}} \cdot (\rho_p \cdot T_{\text{виб}} \cdot Z_{\text{виб}} - 3530 \cdot P_{\text{виб}} \cdot \bar{\rho}_r)}{\bar{\rho}_r}}, \quad (3)$$

де:  $q_p$  - дебіт рідини, м<sup>3</sup>/доб;  $\rho_p$  - густина рідини, кг/м<sup>3</sup>.

Для діапазону зміни дебітів води від 1,1 до 100 м<sup>3</sup>/доб і вибійних тисків від 8 до 17 МПа за результатами обробки промислових даних експлуатації обводнених свердловин Оренбурзького газоконденсатного родовища [6] отримано формулу

$$q_{\text{мн}} = 2213 \cdot q_p^{0,22} \cdot d_{\text{вн}}^{1,94} \sqrt{\frac{P_{\text{виб}} \cdot \rho_p}{T_{\text{виб}} \cdot \bar{\rho}_r \cdot Z_{\text{виб}}}}. \quad (4)$$

У ході проведення промислових досліджень авторами [7] встановлено, що мінімально необхідний дебіт газу для винесення рідини із газової свердловини збільшується із підвищенням температури і відносною густини газу. За тисків на усті до 10 МПа включно дебіт газу збільшується із зменшенням густини газу, а за тисків, більших 10 МПа, відносна густина газу мало впливає на дебіт. Температура і внутрішній діаметр ліфтових труб за високих тисків на усті свердловини мають більший вплив на зміну дебіту газу, ніж інші чинники.

Однак формули (1), (2), (3), (4) не враховують низки параметрів, які характеризують роботу газоконденсатної свердловини. Зокрема в них відсутній такий параметр, як дебіт рідини, а у формулах (3), (4) не враховано вплив на мінімально необхідний дебіт газу тиску і температури на усті.

Більш узагальненою величиною, яка враховує вплив згаданих вище чинників на величину мінімально необхідного дебіту газу, є комплексний параметр Фруда для газового потоку [8]

$$Fr_r^* = \frac{W_r^2 \cdot \bar{\rho}_r \cdot T_{cr} \cdot P_{cp}}{g \cdot d_{вн} \cdot \bar{\rho}_p \cdot T_{cp} \cdot P_{ат} \cdot Z_{cp}}, \quad (5)$$

де:  $W_r$  - швидкість руху газу на вході у башмак ліфтових труб, м/с;  $P_{cp}$  - середній тиск в ліфтових трубах, МПа;  $T_{cp}$  - середня температура в ліфтових трубах, К.

$$P_{cp} = \frac{2}{3} \left( P_{виб} + \frac{P_y^2}{P_{виб} + P_y} \right), \quad (6)$$

$$T_{cp} = \frac{T_{виб} - T_y}{\ln \frac{T_{виб}}{T_y}}. \quad (7)$$

Вказаний параметр дає змогу враховувати при розрахунках мінімально необхідного дебіту газу не тільки тиск і температуру на вибої свердловини, але їх середні значення у стовбурі свердловини.

З метою визначення критеріальних значень комплексного параметра Фруда для газового потоку на вході в башмак ліфтових труб, при яких забезпечується повне винесення конденсату з газових свердловин, були проведені промислові дослідження на газоконденсатних свердловинах родовищ ГПУ „Полтавагазвидобування” глибиною до 4900 м, пластовою температурою до 393 К, діаметрами ліфтових труб від 0,062 до 0,089 м, дебітами газу від 50 до 220 тис.м<sup>3</sup>/доб, тисками на усті від 5,84 до 9,26 МПа і з різними густинами газу і конденсату.

З метою встановлення аналітичної залежності між мінімально необхідним дебітом газу і параметрами роботи свердловин проведено обробку даних досліджень свердловин на режимах з мінімальними втратами тиску при русі газорідинного потоку в ліфтових трубах.

За даними розрахунків побудовано графічну залежність між комплексним параметром Фруда для газу  $Fr_r^*$  і параметром Фруда для рідини  $Fr_p$  (рис. 1).

Як бачимо, між  $\ln Fr_r^*$  і  $Fr_p$  існує лінійна залежність

$$\ln Fr_r^* = 31,589 \cdot Fr_p + 7,151, \quad (8)$$

$$Fr_p = \frac{2,216 \cdot 10^{-11} \cdot q_p}{d_{вн}^5}, \quad (9)$$

$$\lambda^* = 2,193 \cdot 10^{-7} \cdot \ln Fr_r^* - 14,772 \cdot 10^{-7}. \quad (10)$$

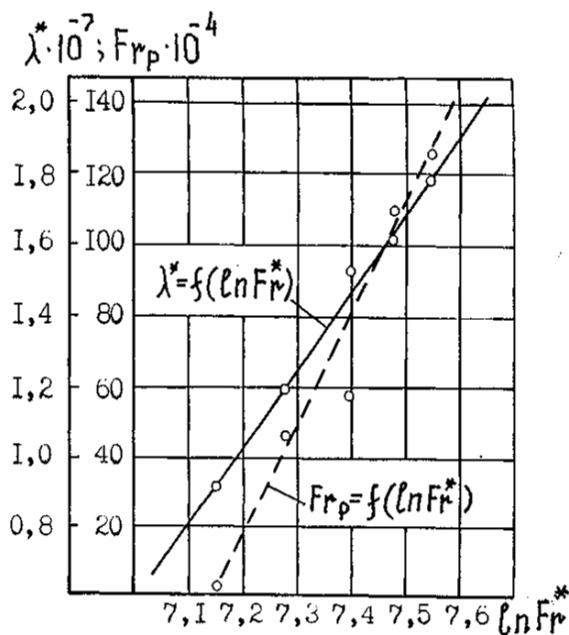


Рисунок 1 – Залежності мінімальних питомих втрат тиску  $\lambda^*$  і параметра Фруда для рідини  $Fr_p$  від комплексного параметра Фруда для газу  $Fr_r^*$

З врахування формул (5), (6), (7) отримано вираз для визначення мінімально необхідного дебіту газу для винесення вуглеводневого конденсату із свердловин

$$q_{мн} = 4,08 \cdot 10^5 \cdot \frac{d_{вн}^{2,5} \cdot P_{виб}}{T_{виб} \cdot Z_{виб}} \times \quad (11)$$

$$\sqrt{\frac{T_{cp} \cdot Z_{cp} \cdot \bar{\rho}_p \exp\left(\frac{7,01 \cdot q_p^2}{10^{10} \cdot d_{вн}^5}\right)}{P_{cp} \cdot \bar{\rho}_g}}$$

Продовжити стабільну роботу газоконденсатної свердловини за рахунок використання власної енергії пластового газу можна шляхом вибору оптимального діаметра колони ліфтових труб на перспективу і оптимальних режимних параметрів роботи свердловини для цих діаметрів.

Розрахунок пропонується проводити в такому порядку:

1. Для конкретної свердловини задаються прогнозними значеннями пластових тисків  $P_{пл}$  для різних внутрішній діаметрів  $d_{вн}$  типових розмірів труб і визначають значення вибійних тисків  $P_{виб}$ , тисків на усті  $P_y$  і мінімально необхідних дебітів газу  $q_{мн}$ , використовуючи такий алгоритм розрахунків:

1.1. знаючи прогнознi значення пластового тиску  $P_{пл}$  та значення коефіцієнтів фільтраційних опорів А і В, у першому наближенні задаються значеннями вибійного тиску  $P_{виб1}$  і з двочленною формули припливу газу до вибою свердловини визначають дебіт газу

$$q_r = -\frac{A}{2B} + \sqrt{\left(\frac{A}{2B}\right)^2 + \frac{P_{пл}^2 - P_{виб}^2}{B}}; \quad (12)$$

1.2. за відомим конденсатним фактором  $\Phi_k$  і водним фактором  $\Phi_v$ , визначають дебїти конденсату і води

$$q_k = q_g \cdot \Phi_k, \quad (13)$$

$$q_v = q_g \cdot \Phi_v; \quad (14)$$

1.3. визначають дебїт рідини

$$q_p = q_k + q_v; \quad (15)$$

1.4. обчислюють параметр Фруда для рідини  $F_{Fr}$  при заданому внутрішньому діаметрі ліфтових труб  $d_{вн}$  за формулою (9);

1.5. обчислюють значення  $\ln F_r^*$  за формулою (8);

1.6. визначають значення  $\lambda^*$  за формулою (10) або за залежністю (16)

$$\lambda^* = \frac{P_{виб} - P_y}{L \rho_p g}; \quad (16)$$

1.7. обчислюють густину рідини  $\rho_p$  для відомих значень густини конденсату і води

$$\rho_p = \frac{q_k \cdot \rho_k + q_v \cdot \rho_v}{q_k + q_v}; \quad (17)$$

1.8. визначають значення тиску на усті  $P_y$  за відомої довжини колони ліфтових труб за формулою

$$P_y = P_{виб1} - \lambda^* \cdot L \cdot \rho_p \cdot q \cdot 10^{-6}; \quad (18)$$

1.9. обчислюють середній тиск  $P_{ср1}$  у ліфтових трубах за формулою (6);

1.10. обчислюють середню температуру в ліфтових трубах за формулою (7);

1.11. знаходять псевдокритичні параметри газу

$$P_{кр} = 4,892 - 0,4048 \cdot \bar{p}, \quad (19)$$

$$T_{кр} = 94,717 + 170,8 \cdot \bar{p}; \quad (20)$$

1.12. знаходять приведені параметри газу для умов вибою

$$P_{пр.виб1} = \frac{P_{виб1}}{P_{кр}}, \quad (21)$$

$$T_{пр.виб} = \frac{T_{виб}}{T_{кр}}; \quad (22)$$

1.13. визначають коефіцієнт стисливості газу для умов вибою

$$Z_{виб1} = (0,41 \lg T_{пр.виб} + 0,73)^{P_{пр.виб1}} + 0,1 \cdot P_{пр.виб1}; \quad (23)$$

1.14. знаходять приведені параметри газу за середнього тиску і середньої температури в ліфтових трубах

$$P_{пр.ср1} = \frac{P_{ср1}}{P_{кр}}, \quad (24)$$

$$T_{пр.ср} = \frac{T_{ср}}{T_{кр}}; \quad (25)$$

1.15. обчислюють коефіцієнт стисливості газу за середнього тиску і середньої температури в ліфтових трубах

$$Z_{ср1} = (0,41 \lg T_{пр.ср} + 0,73)^{P_{пр.ср1}} + 0,1 \cdot P_{пр.ср1}; \quad (26)$$

1.16. визначають відносну густину рідини до води

$$\bar{\rho}_p = \frac{\rho_p}{1000}; \quad (27)$$

1.17. за формулою (11) визначають мінімально необхідний дебїт газу;

1.18. якщо розрахункове значення мінімально необхідного дебїту газу за формулою (11) не дорівнює значенню, визначеному за формулою (12), то задаються новим значенням вибїйного тиску.

Значення  $P_{виб2}$  визначають за формулою

$$P_{виб2} = \sqrt{P_{пл}^2 - A \cdot q_g - B \cdot q_g^2}. \quad (28)$$

Потім, аналогічно до п.п. 1.2 -1.17 проводять розрахунки до тих пір, поки не буде виконуватись умова  $q_f = q_{мн}$ .

2. За даними розрахунків будують графічні залежності параметрів роботи свердловини вибїйних, гирлових, мінімально необхідних дебїтів для винесення рідини із свердловин від прогнозного значення пластових тисків і вибраного внутрішнього діаметра ліфтових труб (рис. 2).

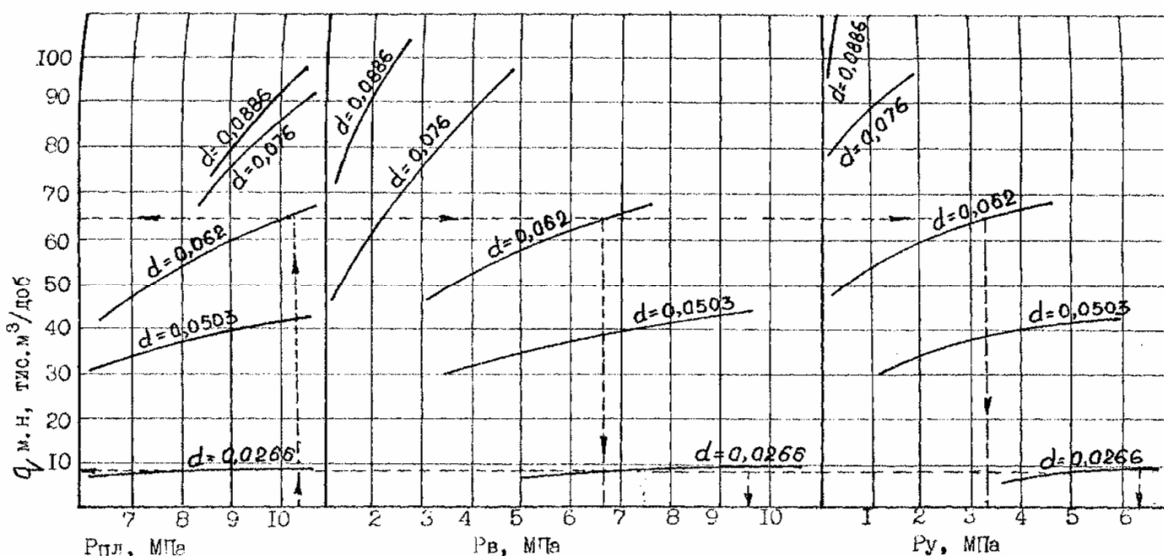
3. З графічних залежностей вибирають оптимальний діаметр труб для прогнозного значення пластового тиску.

Для прикладу наведено графічні залежності (рис. 2) для свердловини з такими параметрами: пластовий тиск - 10,54 МПа, пластова температура - 397 К, коефіцієнти фільтраційних опорів  $A = 0,64$  (МПа доб/тис.м<sup>3</sup>),  $B = 0,0045$  (МПа доб/тис.м<sup>3</sup>)<sup>2</sup>, внутрішній діаметр ліфтових труб - 0,062 м, довжина колони ліфтових труб - 4748 м, температура на усті - 310 К, конденсатний фактор - 54,3 л/тис.м<sup>3</sup>, водний фактор - 1 л /тис.м<sup>3</sup>, густина газу - 0,74 кг/м<sup>3</sup>, густина конденсату - 770 кг/м<sup>3</sup>, густина води - 1000 кг/м<sup>3</sup>. Свердловина з такими режимними параметрами роботи самостійно працювати при подачі газу у магістральний газопровід з тиском 5 МПа не зможе. Якщо існуючий ліфт замінити на новий діаметром 0,0266 м, тиск на зросте до 6,29 МПа, тиск на вибої буде рівний 9,68 МПа. При цьому мінімально необхідний дебїт газу знизиться до 9,04 тис.м<sup>3</sup>/доб. З наведених даних видно, що використання нової конструкції ліфтових труб з внутрішнім діаметром 0,0226 м є нераціональним через їх низьку пропускну здатність (малий дебїт газу). Тому доцільно застосовувати комбіновану колону ліфтових труб (з хвостовиком).

Проектування комбінованої колони ліфтових труб (двоступінчастої колони) полягає у визначенні ефективного діаметра ліфта і довжини окремих її секцій.

Ефективний діаметр труб можна визначити за формулою

$$d_{эф} = \frac{L_1 \cdot d_1 + (L - L_1) \cdot d_2}{L}, \quad (29)$$



**Рисунок 2 – Графічні залежності для вибору оптимальних внутрішніх стандартних діаметрів ліфтових труб і режимних параметрів роботи свердловин на перспективу із зниженням пластового тиску**

де:  $L-L_1$  - довжина основної колони ліфтових труб, м;  $d_2$  - діаметр основної колони ліфтових труб, м;  $L$  - загальна довжина колони ліфтових труб, м;  $d_1, L_1$  - відповідно діаметр і довжина нижньої секції труб (хвостовика), м.

Методика розрахунку двоступінчастої колони ліфтових труб проводиться в такій послідовності.

1. Задаються фактичним або прогнозним дебітом газу, за наведеною методикою (рис. 2) визначають ефективний діаметр ліфта при заданій величині пластового тиску.

2. Знаючи ефективний діаметр, вибирають стандартні діаметри труб, де  $d_1$  - ближчий внутрішній нижньої секції труб (хвостовика), а  $d_2$  - верхньої (основної) секції труб.

3. З формули (28) знаходять довжину  $L_1$  нижньої секції труб

$$L_1 = \frac{L \cdot (d_2 - d_{\text{эф}})}{d_2 - d_1} \quad (30)$$

Застосування двоступінчастої колони ліфтових труб дає змогу зменшити питомі втрати тиску в трубах і збільшити дебіт газу, при якому забезпечується винесення рідини з вибою свердловин.

Наприклад, якщо у свердловину спустити двоступінчасту колону з ефективним діаметром 0,041 м, яка складається з верхньої секції труб діаметром 0,053 м і довжиною 2885 м та нижньої з діаметром 0,0266 м і довжиною 1863 м, то мінімально необхідний дебіт зросте до 26 тис. м<sup>3</sup>/доб.

### Література

1 Закачка жидких углеводородов в пласт для повышения нефтегазоконденсатаотдачи / А.М. Гриценко, Р.М. Тер-Саркисов и др. // Обз. инф.: Сер. Разработка и эксплуатация газовых и газоконденсатных месторождений. ВНИИЭгазпром, 1980, вып.6.- С.18-20.

2 Современная технология и оборудование для эксплуатации обводненных скважин / В.И. Шулятиков, С.А. Сидоров // Обз. инф.: Сер. Разработка и эксплуатация газовых и газоконденсатных месторождений. – М.: ВНИИЭгазпром, 1984. – Вып. 9. – 38 с.

3 Одномерные двухфазные течения; пер. с англ., под ред. И. Т. Аладьева / Г.Уолис. – М.: Мир, 1972. – 440 с.

4 Билецкий М.М. Выбор методов эксплуатации обводняющихся газовых скважин / М.М. Билецкий, М.П. Яцкив, Г.В. Тимашов // Нефтяная и газовая промышленность. – 1985. – №1. – С. 37-40.

5 Кондрат Р.М. Совершенствование методов обводняющихся скважин / Кондрат Р.М., Билецкий М.М. // Обз. инф.: Сер. Разработка и эксплуатация газовых и газоконденсатных месторождений. – М.: ВНИИЭгазпром, 1980. – Вып. 9. – 39 с.

6 Кондрат Р.М. Совершенствование технологии эксплуатации обводненных скважин Оренбургского газоконденсатного месторождения / Кондрат Р.М., Петришак В.С., Галян Н.Н. // Обз. инф.: Сер. Разработка и эксплуатация газовых и газоконденсатных месторождений. – М.: ВНИИЭгазпром.- 1986.- вып.6. - 58с.

7 How to determine minimum flowrate for liquids removal / Bizanti M.S., Moonesan A.- World oil.- 1989.- №3.- С.71-77.

8 Ахмедов Б.Г. Выбор диаметров лифтовых колон эксплуатационных скважин для залежей с резко неоднородными коллекторами / Ахмедов Б.Г., Бузинов С.Н., Чельцов В.Н. // Экспресс инф.: Сер. Геология, бурение и разработка газовых месторождений. – М.: ВНИИЭгазпром, 1979. – Вып. 2. – С.14-17.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
18.02.10

Рекомендована до друку професором  
Кондратом Р.М.

# Виробничий досвід

УДК 622.276.43

## ДОСЛІДЖЕННЯ ТА АНАЛІЗ УСКЛАДНЕНЬ У РОБОТІ СВЕРДЛОВИН МЕНІЛІТОВОГО ПОКЛАДУ ЛУКВИНСЬКОГО НАФТОВОГО РОДОВИЩА І МЕТОДИ БОРТЬБИ З НИМИ

Д.О. Вольченко, Р.С. Скрипник

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

*Проаналізовано основні ускладнення, що виникають у процесі експлуатації видобувних свердловин менілітового покладу Луквинського нафтового родовища. Розглянуто основні чинники, що впливають на інтенсивність асфальто-смолистих парафінових відкладень. Наведено основні методи боротьби з ними.*

Ключові слова: експлуатація свердловин, ускладнення при роботі свердловин, асфальто-смолисті парафінові відкладення, методи боротьби з ускладненнями

*Rассмотрены основные осложнения, возникающие в процессе эксплуатации добывающих скважин менілітовой залежи Луквинского месторождения. Рассмотрены основные факторы, влияющие на интенсивность асфальто-смолистых парафиновых отложений. Приведены основные методы борьбы с ними.*

Ключевые слова: эксплуатация скважин, осложнения в работе скважин, асфальто-смолистые парафиновые отложения, методы борьбы с осложнениями

*In the article there are the analysed basic complications which arise up in the process of work of extractive mining holes of menilitov to the bed of the Lukva oilfield. Considered basic factors which affect intensity of asphalt-tenoresinoparaffin deposits. Resulted basic methods of fight against them.*

Keywords: exploitation of mining holes, complication, asphalttenoresinoparaffin deposits, methods of fight against complications.

Основними видами ускладнень у процесі експлуатації видобувних свердловин менілітового покладу Луквинського нафтового родовища є відклади парафіну, смол в НКТ і на насосних штангах. Парафіністі і смолисті компоненти в нафті складають близько 12% (за вказаними компонентами відповідно 9% і 3%). Інтервал відкладів парафіну і смол в трубах і на насосних штангах коливається в межах 0-1000 м.

В процесі експлуатації свердловин Луквинського родовища виникають такі ускладнення:

- 1) відкладення асфальтено-смолистих-парафінових речовин;
- 2) винесення піску із пласта;
- 3) піщано-гематитні пробки;
- 4) утворення сульфат відновлювальних бактерій.

Відклади парафіну зменшують прохідний переріз НКТ і нафтопроводів та створюють додаткові опори руху свердловинної рідини, що підвищує протитиск на вибій фонтанних свердловин і насоси в глибинно-насосних свердловинах. Унаслідок цього зменшується приплив

рідини до вибою свердловин, а в глибинно-насосних свердловинах знижується продуктивність свердловинних насосів через збільшення витікання рідини крізь щілини в парі “плунжер-циліндр” і клапанах. Відклади парафіну присутні в НКТ, на експлуатаційних колонах і викидних нафтопроводах свердловин. На деяких свердловинах Луквинського родовища (№6-Л, 27-Л, 37-Л, 73-Л та ін.) існують природні умови для випадання парафіну у привибійній зоні.

В табл. 1 наведено заходи щодо запобігання ускладнень під час експлуатації існуючого фонду експлуатаційних свердловин Луквинського родовища.

Відкладення парафінів у порах пластів, на стінках підйомного обладнання та викидних лініях зумовлено переважно фізико-хімічними властивостями нафти Луквинського родовища, такими як: високий вміст парафінів (до 12%) і температурою його кристалізації (від 33 до 35°C), що наближена до пластової (від 38 до 41°C). Основне зниження температури в пласті на 7-10°C відбувалось у перші роки експлуатації родовища через різке падіння пластового

Таблиця 1 – Заходи щодо запобігання ускладненням у процесі експлуатації свердловин Луквинського родовища

Необхідні заходи	Обсяг застосування
Запобігання відкладенню парафіну в НКТ шляхом закачування в свердловини реагентів: СНПХ – 7220; ДПФ – 1; ПАФ – 13; Азолят – 7 та ін.	На всіх безперервно працюючих свердловинах
Пропарювання НКТ і насосних штанг для очищення від парафіну	На всіх безперервно працюючих свердловинах
Запобігання відкладенню солей в НКТ шляхом закачування в свердловини інгібіторів: НТФ; ПАФ; ЮМС та ін.	У свердловинах з можливим відкладенням солей

тиску від 14,5 до 10,3 МПа (по основному горизонту МЛ-2), що є значно нижчим від тиску насичення нафти газом ( $P_{нас}=14,5$  МПа).

Принципи і умови випадіння парафіну є такими:

1) випадіння (кристалізація) твердих вуглеводнів за рахунок зниження температури потоку рідини при піднятті її до стовбура свердловин;

2) наявність у видобувній рідині асфальто-смолистих компонентів, що збільшують міцність парафінових відкладів;

3) низькі швидкості піднімання рідини стовбуром свердловин, в результаті чого відбувається прискорене зниження температури і кристалізація парафіну. Утворені кристали парафіну дуже погано змиваються з поверхні труб і штанг потоком рідини;

4) виникнення і ріст кристалів безпосередньо на металевій поверхні труб і штанг.

**Чинники, що впливають на інтенсивність асфальто-смолистого парафінового відкладення (АСПВ).** Існує значна кількість наукових досліджень, присвячених механізму формування парафінових відкладень в свердловинах. Найбільш відомими є праці П.П. Галонського, С.Ф. Люшина, Н.Н. Ріпина, В.А. Расказова, В.П. Тронова.

Дослідження вчених і практиків дали змогу виявити основні чинники, що впливають на парафіноутворення:

- зниження тиску в області вибою і пов'язане з цим порушення гідродинамічної рівноваги газорідинної системи;

- інтенсивне газовиділення;

- зменшення температури в пласті і стовбурі свердловини;

- зміна швидкості руху газорідинної суміші і окремих її компонентів;

- змішаний склад вуглеводнів в кожній фазі;

- співвідношення об'ємів фаз.

Основними умовами, які спричиняють парафіноутворення, є: зниження тиску і температури, а також розгазування нафти. Дослідниками встановлено, що:

- вміст парафіну в масі відкладень зростає знизу вгору, досягаючи максимуму біля гирла свердловини; об'єм, що залишився, включає нафту, смолянисті речовини, воду, механічні домішки;

- температура плавлення парафіну зменшується знизу вгору, тобто в нижній частині підйомника випадають більш тугоплавкі кристали;

- за період повного запафінення труб відкладення парафіну складають 0,5-1,0% (за масою) до кількості видобутої нафти і 6-15% (за масою) до парафіну, що накопичився у нафті;

- у свердловинах відкладення твердого парафіну відбувається за тиску 4,5-7,0 МПа і температури 33-35°C, а початок інтенсивного парафіноутворення перебуває в області з тиском 2,5-2,6 МПа і температурою 22-23°C;

- гідрофільний характер поверхні сприяє зменшенню інтенсивності прилипання парафіну. На змочуваність поверхні впливає ступінь дисперсності води в нафті. Із збільшенням дисперсності емульсій змочуваність поверхні погіршується;

- фізичні властивості самих парафінів чинять вплив на інтенсивність відкладень. Так, чим вищою є тугоплавкість парафіну, тим більшими є зчеплюваність кристалів один з одним і їх здатність до прилипання.

Зазначені чинники взаємодіють між собою в свердловині, у більшості випадків підсилюючи процеси виділення парафіну із суміші і його відкладення на трубах і устаткуванні.

На думку багатьох учених, визначальним чинником, що впливає на парафіноутворення, є зниження температури вздовж стовбура експлуатаційної свердловини.

Як свідчать лабораторні дослідження, на інтенсивність утворення відкладень парафіну впливає виділення і поведінка газових бульбашок в потоці.

Встановлено, що газові бульбашки мають здатність флотувати зважені частинки парафіну.

Вплив шорсткості стінок труб на інтенсивність відкладення АСПВ розглянуто у працях В.А. Расказова, В.Я. Міронова та ін. Виступи на поверхні труб є вогнищами вихроутворення і сповільнювачами швидкості руху рідини біля стінки труби. Це спричинює утворення центрів кристалізації відкладень, прилипання до поверхні труб, застрягання між виступами і западинами поверхні.

Відомо, що нафти мають у своєму складі поверхнево-активні речовини, природа яких є різною. До ПАР відносяться нафтові кислоти, смоли і асфальтени. Саме вони, контактуючи з поверхнею труб, модифікують її, створюючи

Таблиця 2 – Класифікація хімічних реагентів за механізмом дії

Тип хімічного реагенту	Механізм дії	Ефект
Розчинник	Зміна поверхневих властивостей маси АСПВ	Зниження сил зчеплення частин АСПВ з поверхнею труб і обладнання. АСПВ видаляються з потоком нафти
	Розчинення маси АСПВ	АСПВ видаляються в розчиненому стані з розчинником
Інгібітор (диспергатор)	Диспергування АСПВ	Утворення тонкодисперсної системи, яка виноситься з потоком нафти
	Зміна реологічної характеристики нафти	Покращення несучої властивості потоку нафти, що інтенсифікує видалення АСПВ
Інгібітор (присадка)	Гідрофілізація поверхні труб і обладнання	Зниження адгезійної властивості поверхонь потоком нафти, що спричиняє видалення АСПВ

перший адсорбційний шар, що визначає процес парафіноутворення.

Окрім того, відмічено вплив природних ПАВ на температуру насичення парафіном нафти. Так, за масової концентрації асфальтенів до 0,5% температура насичення розчину парафін-гас-бензол знижується на 2°C, а зі збільшенням концентрації до 1% температура насичення розчину зростає, надалі, до 5% – не змінюється.

Усі методи боротьби з АСПВ поділяються на 4 групи:

- механічне видалення АСПВ з поверхні труб і обладнання (механічні шкрепки);
- нанесення захисних покриттів на поверхні;
- теплова обробка продукції свердловин;
- хімічна обробка продукції свердловин.

Але, як видно з табл. 1, до теперішнього часу на промислах Прикарпаття проблема боротьби з парафінистими відкладами розв'язується, переважно, тепловими методами. Проте такий підхід призводить до великих матеріальних і трудових витрат. Наприклад, для проведення однієї термообробки в свердловинах Луквинського родовища необхідно мати одну-дві паротеплові установки, дві автоцистерни з теплоносієм і бригаду робітників. Одна операція триває одну робочу зміну. Якщо врахувати, що періодичність теплових обробок становить в середньому 30-35 днів, а кількість свердловин, що продукують нафту – 43, то застосування цього методу в умовах Луквинського родовища стає недоцільним. Тому в умовах Прикарпатських родовищ, що видобувають високопарафінисту нафту, назріла необхідність у впровадженні більш рентабельних методів видалення парафінистих відкладів у привибійній зоні і в свердловині загалом.

Такими методами є хімічні методи депарафінації за допомогою різних хімічних реагентів і композицій на їх основі. Практика застосування цих методів на промислах країни засвідчила їхню доцільність і рентабельність. Проте індивідуальність підходу до вибору хімічних реагентів і композицій на їх основі зумовлює

необхідність глибшого і детальнішого підходу до вибору найефективніших з них. Класифікацію хімічних реагентів за механізмом дії наведено в табл. 2.

Найбільшого розповсюдження набули інгібітори-диспергатори внаслідок їхньої високої ефективності і технологічності. Об'єм впровадження інгібіторів-розчинників також зростає, оскільки вони є більш економічними порівняно з тепловими методами видалення АСПВ. Інгібітори-присадки відрізняються тривалою дією за невеликих концентрацій. Як присадки, що запобігають випадінню парафіну, застосовують полімерні сполуки.

Хімічні реагенти для боротьби з АСПВ вводять безперервно, періодично або одноразово.

Хімічні реагенти вводять згідно з планом обробки:

- у привибійну зону пласта нафтової свердловини;
- на вибій свердловини;
- на прийом насоса або башмака газліфтних або фонтанних труб;
- на гирлі;
- в замірні насосні і технологічні промислові установки;
- в об'єкти зберігання нафти;
- в головні споруди магістральних нафтопроводів.

Найбільш ефективним є подавання реагенту на вибій, оскільки тоді обробці піддається вся поверхня свердловини та її викидні лінії. При подаванні хімічного реагенту на гирло свердловини хімічній дії піддаються наземні комунікації, а не свердловина.

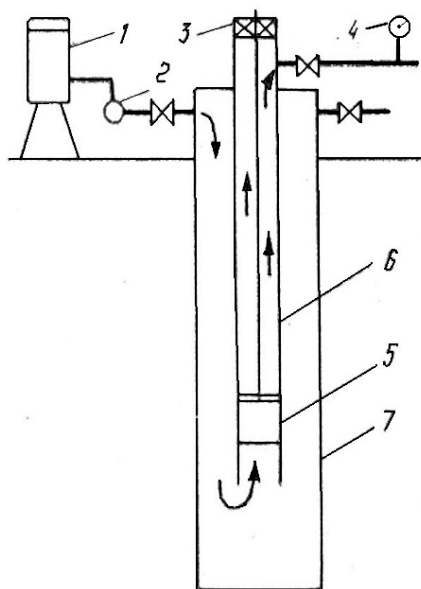
Вибір місця подавання визначається конкретними задачами, які можуть змінюватись у міру розробки і в залежності від способу експлуатації свердловини, фізико-хімічних властивостей продукції, термодинамічних умов та ін.

При інтенсивному відкладенні неорганічних солей і необхідності захисту від корозії відповідні інгібітори доцільніше подавати на вибій свердловини.

## Література

При інтенсивному емульгуванні нафти в свердловині потрібне подавання хімічного реагенту до місця, в якому відбувається диспергування середовища. Оптимальною точкою подавання, наприклад, в насосній свердловині, є прийом зануреного насоса. Це зумовлено, поперше, тим, що основним джерелом створення стійких водонафтових емульсій у свердловині є занурений насос. По-друге, подавання хімічного реагенту на прийом насоса або до башмака газліфтних чи фонтанних труб здійснюють досить ефективно і з невеликими витратами.

На рис. 1 наведено схему подавання хімічного реагенту в затрубний простір свердловини, обладнаної свердловинним насосом. Дозувальним насосом реагент із ємності подають в затрубний простір і далі на прийом свердловинного насоса. Швидкість подавання поверхнево-активної речовини на прийом насоса зростає зі збільшенням об'єму і густини речовини.



1 – ємність з розчином; 2 – дозувальний насос;  
3 – штанга; 4 – манометр; 5 – насос; 6 – НКТ;  
7 – експлуатаційна колона

**Рисунок 1 – Схема установки для подавання хімічного реагенту в затрубний простір**

Основним елементом подавання реагенту на прийом насоса через затрубний простір є насос-дозатор. Широкого застосування набув насос-дозатор типу НДУ-50/150. Цей дозатор застосовують також на об'єктах і комунікаціях системи збору, підготовки і транспортування нафти і товарних парках.

Унаслідок подавання хімічного реагенту істотно (на 9-15 °С) підвищилася початкова температура насичення пластової нафти парафіном. Проте температура може знижуватися в пласті і в привибійній зоні продуктивних пластів під час розкриття, освоєння та експлуатації свердловин. Це створює передумови для осадження АСПВ у привибійній зоні продуктивного пласта і зниження його проникності [1, 2, 3].

1 Косенко В.І. Уточнена технологічна схема розробки Луквинського родовища: звіт ЦНДЛ ВАТ “Укрнафта”, дог. 00/48. – Івано-Франківськ, 2001. – 100 с.

2 Галонский П.П. Борьба с парафином при добыче нефти / П.П. Галонский. – М.: Гостоптехиздат, 1965. – 165 с.

3 Бойко В.С. Довідник з нафтогазової справи / В.С. Бойко, Р.М. Кондрат, Р.С. Яремійчук; за заг. ред. докторів технічних наук. – К.: Львів, 1996. – 620 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
14.05.10

Рекомендована до друку професором  
Кондратом Р.М.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВОГО КОНДЕНСАТУ В БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

В.С. Дмитренко, Л.І. Гасва, В.В. Дмитренко, Б.В. Григорчук

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42351,  
e-mail: public@nung.edu.ua

*В Україні існує проблема зменшення витрати моторних палив у бензинових двигунах внутрішнього згорання. Вирішується ця проблема шляхом використання газового конденсату в якості альтернативного палива, що має високі фізико-хімічні і експлуатаційні показники і забезпечує збільшення моторесурсу двигуна в 1,5 рази.*

Ключові слова: альтернативне паливо; газовий конденсат; двигун; відхідні гази.

*В Украине существует проблема уменьшения затраты моторных топлив в бензиновых двигателях внутреннего сгорания. Решается эта проблема путем использования газового конденсата в качестве альтернативного топлива, которое имеет высокие физико-химические и эксплуатационные показатели и обеспечивает увеличение моторесурса двигателя в 1,5 разы.*

Ключевые слова: альтернативное топливо; газовый конденсат; двигатель; отходные газы.

*In Ukraine there is a problem of diminishing of expense of agile fuels in petrol combustion engines. This problem decides by the use of gas runback in quality an alternative fuel which has high physical and chemical and operating indexes and provides the increase in motor potential of the engine at 1,5 times.*

Keywords: alternative fuel; gas runback; engine; exhaust-gass.

Багато країн світу, в тому числі і Україна, належать до країн, власний паливно-енергетичний ресурс яких значно менший, ніж цього вимагає їх внутрішня потреба. Тому такі країни потрапляють у пряму залежність від країни-постачальника енергоносіїв. А отже, в разі виникнення проблем з їх надходженням виникають труднощі в економіці країни, що в окремих випадках становить серйозну загрозу національній безпеці держави. Тому досить актуальною темою на сьогодні є пошук альтернативних палив, які б повністю замінили традиційний бензин і дизельне паливо чи уможливили їх здешевлення.

Альтернативні види рідкого та газового палива (надалі – альтернативні види палива) – рідке та газове паливо, яке є альтернативою (заміною) відповідним традиційним видам палива і виробляється (видобувається) з нетрадиційних джерел та видів енергетичної сировини. Наприклад, сировина рослинного походження, відходів, твердих горючих речовин, інших природних і штучних джерел та видів енергетичної сировини, у тому числі нафтових, газових, газоконденсатних і нафтогазоконденсатних вичерпаних, непромислового значення та техногенних родовищ, важких сортів нафти, природних бітумів, газонасиченої води, газогідратів тощо, виробництво (видобуток) і переробка яких потребує застосування новітніх технологій і які не використовуються для виробництва (видобутку) традиційних видів палива. До альтернативних видів рідкого палива належать :

- горючі рідини, одержані у ході переробки твердих видів палива (вугілля, торфу, сланців);
- спирти та їх суміші, оливи, інше рідке біологічне паливо, одержане з біологічної сировини (у тому числі з поновлюваних відходів

сільського та лісового господарства, інших біологічних відходів);

- горючі рідини, одержані з промислових відходів, у тому числі газових викидів, стічних вод, виливів та інших відходів промислового виробництва;

- паливо, одержане з нафти і газового конденсату, нафтових, газових, та газоконденсатних родовищ непромислового значення та вичерпаних родовищ, з важких сортів нафти та природних бітумів, якщо це паливо не належить до традиційного виду.

До альтернативних видів газового палива належать:

- газ (метан) вугільних родовищ, а також газ, одержаний у процесі підземної газифікації та підземного спалювання вугільних пластів;

- газ, одержаний під час переробки твердого палива (кам'яне та буре вугілля, горючі сланці, торф), природних бітумів, важкої нафти;

- газ, що міститься у водоносних пластах нафтогазових басейнів з аномально високим пластовим тиском, в інших підземних газонасичених водах, а також у газонасичених водоймищах і болотах;

- газ, одержаний з природних газових гідратів, та підгідратний газ;

- біогаз, генераторний газ, інше газове паливо, одержане з біологічної сировини, у тому числі з біологічних відходів;

- газ, одержаний з промислових відходів (газових викидів, стічних вод промислової каналізації, вентиляційних викидів, відходів вугільних збагачувальних фабрик тощо);

- стиснений та зріджений природний газ, зріджений нафтовий газ, супутний нафтовий газ, вільний газ метан, якщо вони одержані з газових, газоконденсатних та нафтових родо-

вищ не промислового значення та вичерпаних родовищ, які не належать до традиційних видів палива.

Газовий конденсат – це продукт, виділений із природного газу, є сумішшю рідких вуглеводнів, що містять більше 4 атомів вуглецю в молекулі [1, 2]. В природних умовах газовий конденсат являє собою розчин в газі більш важких вуглеводнів. Вміст газового конденсату в газах різних родовищ коливається від 12 до 700 см<sup>3</sup> на 1 м<sup>3</sup> газу. Виділений із природного газу за зниженого тиску і температури в результаті зворотної конденсації газовий конденсат за зовнішнім виглядом є безколірна або слабкофарбована рідина густиною 700-800 кг/м<sup>3</sup> з температурою початку кипіння 30-70°C. Склад газового конденсату приблизно відповідає бензиновій або газовій фракції нафти або їх суміші. Газовий конденсат є цінною сировиною для виробництва моторних палив, а також для хімічної переробки. Видобування газового конденсату здійснюють шляхом зворотного закачування в пласт газу, очищеного від бензинової фракції. Для отримання конденсату із газу використовують масляну абсорбцію або низькотемпературну сепарацію. Для транспортування газового конденсату його стабілізують ректифікацією або витримують за атмосферного тиску і підвищеної температури для усунення легких фракцій. Практикується також постачання нестабільного газового конденсату трубопроводом під власним тиском на газобензинові заводи для забирання легких фракцій і кінцевої переробки.

В сучасних умовах газовий конденсат використовується для виробництва бензину на нафтопереробних заводах [3, 4, 5]. Але у ході експлуатації двигунів внутрішнього згоряння на стаціонарних установках і автомобілях у відриві від основної бази, цеху технологічного транспорту, та за відсутності бензину може виникнути необхідність у використанні газового конденсату, як палива для двигунів внутрішнього згоряння. Тому авторами були проведені лабораторні, стендові та експлуатаційні дослідження даного виду палива.

Об'єктом дослідження був газовий конденсат із свердловини, двигун внутрішнього згоряння ВАЗ-21011 із робочим об'ємом циліндрів 1,445 л, ефективною потужністю  $N_e=55$  кВт, який експлуатувався в приміській зоні міста Івано-Франківська за третьою категорією умов експлуатації на дорогах з гравійним, асфальтовим вибоїстим покриттям у горбистій передгірській місцевості. Був використаний двигун після капітального ремонту, який був виконаний після пробігу автомобіля 280000 км з початку експлуатації, а об'єктом стендових досліджень був газовий конденсат і тяговий стенд К467М з двигуном ЗИЛ-130.

Циліндри розточено під ремонтний розмір і здійснено шліфування корінних і шатунних шийок колінчастого вала двигуна. Також був проведений капітальний ремонт автомобіля. Перед складанням виконаний мікрометраж основних деталей кривошипно-шатунного механізму двигуна: циліндрів, поршнів, поршневих

канавок і кілець, корінних і шатунних шийок колінчастого вала двигуна, а також деталей газорозподільного механізму: опорних шийок розподільного вала, стрижнів і втулок клапанів.

Перед запуском двигуна в дослідну експлуатацію було проведено технічне обслуговування через 1000 км і 3000 км із заміною оливи і фільтрів та наступним промиванням системи мащення двигуна. Подальші технічні обслуговування проводились через 10000 км із заміною оливи і фільтрів. Як мастило використовувалась олива всесезонна SAE 15W/40 API SL/CM. У ході експлуатації виконувалась оцінка експлуатаційних властивостей оливи лабораторним аналізом (методом «Оливної плями»). Оцінка технічного стану двигуна в процесі експлуатації проводилась компресометром.

Фізико-хімічні властивості газового конденсату досліджувались шляхом порівняння з властивостями стандартного бензину А-80. Після досягнення двигуном автомобіля граничного стану, що характеризувався підвищеною димністю, зниженням компресії до 0,7 МПа, підвищеною витратою палива до 10 л/100 км, автомобіль знімався, з експлуатації і проводилась його технічна експертиза. Оцінювання технічного стану проводилось за високо- низькотемпературними відкладеннями і зношуванням деталей кривошипно-шатунного і газорозподільного механізмів двигуна. Фізико-хімічні властивості газового конденсату наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Фізико-хімічні властивості газового конденсату і бензину А-80

Показник	Газовий конденсат	Бензин А-80
Мінеральні луги і кислоти	Відсутні	Відсутні
До перегонки взято, мл	100	
Відігнано, мл	96	
Залишок з втратами, не більше, %	4	4
Температура перегонки, °С:		
- початку кипіння	35	≥30
- 10%	58	≤75
- 50%	96	≤100
- 90%	170	≤190
- кінця кипіння	216	≤ 215
Тиск насичених парів $P_n$ , кПа	20,1	≤ 79,9

За фракційним складом газового конденсату можна визначити температуру доквілля, за якої можливий легкий, задовільний пуск двигуна, або неможливість пуску.

Температура доквілля, за якої відбувається легкий пуск двигуна, визначається так:

$$t_{н.п.} \geq (t_{10\%} / 1,25) - 59; \quad (1)$$

$$t_{н.п.} = (58/1,25) - 59 = -12,6^\circ\text{C}.$$

Те саме для задовільного пуску

$$t_{3,n} \geq 0,679t_{10\%} - 61,5; \quad (2)$$

$$t_{3,n} \geq 0,679 \cdot 58 - 61,5 = -22,1^\circ\text{C}.$$

Температура доквілля, нижче якої практично неможливий пуск холодного двигуна визначається:

$$t_{n,n} \leq 0,657t_{10\%} - 61,5; \quad (3)$$

$$t_{3,n} \geq 0,657 \cdot 58 - 61,5 = -23,4^\circ\text{C}.$$

За температурою 10%-го википання бензину можна визначити також температуру доквілля, за якої можливе утворення парових пробок у системі живлення двигуна і перебої в його роботі за їх наявності

$$t_{n,n} \geq 2(t_{10\%} - 46,5); \quad (4)$$

$$t_{n,n} \geq 2(58 - 46,5) = 23^\circ\text{C}.$$

Температура 50%-го википання конденсату пов'язана прямолінійною залежністю з температурою горючої суміші у впускному трубопроводі, за якої закінчується прогрівання двигуна:

$$t_{u/c} = (t_{50\%} - 50)/2; \quad (5)$$

$$t_{u/c} = (96 - 50)/2 = 23^\circ\text{C}.$$

Залежність зміни динамічності автомобіля порівняно з умовно нормативною (%) від температури википання 50% конденсату має вигляд:

$$\Delta D = 100 - 25(t_{50\%} - 90)^{0,75}; \quad (6)$$

$$\Delta D = 100 - 25(96 - 90)^{0,75} = 4,2\%.$$

За температурою 90%-го википання конденсату можна визначити зміну робочого спрацювання деталей двигуна порівняно з нормальним:

$$\Delta_{3м} = 100 - 0,603(t_{90\%} - 160)^2, \quad (7)$$

$$\Delta_{3м} = 100 - 0,603(170 - 160)^2 = 97\%.$$

Отже, на основі наведених розрахунків можна зробити висновок, що конденсат, як автомобільне паливо, задовольняє вимогам стандарту (ДСТУ 4063-2001) за наведеними в таблиці 1 показниками. Він буде повністю випаровуватися і згоряти в двигуні, тож лако- і нагароутворення на деталях двигуна не буде, що забезпечить двигун від спрацювання.

Зміна динамічності двигуна є незначною.

Однак, газовий конденсат має меншу температуру випаровування, що призводить до утворення парових пробок у паливопроводах системи живлення у літній період експлуатації і порушення процесу сумішоутворення з повітрям і згоряння палива. При цьому в карбюраторі змінюється рівень палива у поплавцевій камері під тиском газу. Цей недолік усувається так: у каністру з газовим конденсатом заливається кип'яток ( $t = 100^\circ\text{C}$ ) з розрахунку на 30 л газового конденсату 5 л води. Під час змішування води з газовим конденсатом останній починає кипіти, при цьому виділяється газ. Коли газовий конденсат охолоне, то між водою і газовим

конденсатом утворюється осад. Вода важча і тому опускається вниз. Треба обережно відокремити газовий конденсат від води, і тоді його можна буде застосовувати в системі живлення двигуна.

Інший спосіб підготовки газового конденсату в польових умовах полягає ось у чому: у бідон будь-якої ємності із вмонтованим тенем заповнюється газовий конденсат на 90% об'єму. Зверху відводиться трубка, яка проходить крізь охолоджувач. Ця система повинна бути герметичною. Під час кипіння утворюється газ, який надходить трубою і охолоджується, при цьому утворюється бензин, який трубою зливається в каністру, а важкі фракції залишаються в бідоні. Бензин використовується в системі живлення двигуна під час його роботи в реальних умовах експлуатації.

Характерним при використанні газового конденсату в двигуні є необхідність установлення пізнього запалення, що забезпечує бездетонаційні згорання палива і роботу двигуна, помірно зношування деталей кривошипношатунного механізму.

Таким чином, оцінка забруднення деталей поршневої групи двигуна свідчить, що високотемпературні відкладення (нагари, лаки) на днищі і юбці поршня то в поршневих канавках мають сірий і світлокоричневий колір, що нагадує технічний стан поршнів під час роботи на стандартному бензині А-80.

Низькотемпературні відкладення на деталях двигуна – оливний піддон, сітка оливозабірника, пружини газорозподільного механізму і кришка головки блока циліндрів є незначні і близькі до таких при роботі на стандартному бензині А-80.

За час експлуатаційних випробувань зношування циліндрів склало 0,4 мкм/1000 км пробігу, а зношування колінчастого вала – 0,2 мкм/1000 км, що забезпечило пробіг автомобіля 240000 км, що в 1,5 рази більше пробігу на бензині.

При проведенні досліджень на стенді тягових властивостей в лабораторії ІФНТУНГ авторами визначено витрату палива при використанні суміші газового конденсату і бензину А-80 ТУ У 00149943.501-98 в різних пропорціях. Результати отримані при дослідженнях наведено в таблиці 2.

Обробку отриманих результатів здійснюємо за наведеними нижче формулами і результати підрахунків (обчислення) заносимо в таблицю 3.

Годинна витрата палива  $G_T$ , визначається за формулою:

$$G_T = A \cdot \frac{\Delta G_T}{T_{ек}}, \quad (8)$$

де:  $A$  – коефіцієнт, рівний 3,6 якщо  $T_{ек}$  виражено в секундах;

$\Delta G_T$  – маса палива, що витрачена за час  $T_{ек}$ , г.

Ефективна потужність двигуна  $N_e$ , визначається за формулою:

Таблиця 2 – Результати досліджень суміші бензину і газового конденсату на стенді тягових властивостей K467M

№ з/п	Назва параметрів	Величина		
1	Вміст газового конденсату в паливній суміші, %	0	50	100
2	Об'єм палива, що витрачений за час $T_{ек}$ , мл	1000	1000	1000
3	Маса палива що витрачена, г	745	745	745
Без навантаження				
4	Час за який витрачено паливо, сек	532	487	417
5	Вміст CO у відхідних газах, %	1,5	1,4	1,2
6	Вміст CH у відхідних газах, $\times 100$ млн <sup>-1</sup>	14	15	18
Під навантаженням				
7	Покази ваги навантаження, кг	5	5	3
8	Час, за який витрачено паливо, сек	301	267	252
9	Вміст CO у відхідних газах, %	1,7	1,8	1,6
10	Вміст CH у відхідних газах, $\times 100$ млн <sup>-1</sup>	15	15	16

Таблиця 3 – Результати стендових випробувань

№ з/п	Назва параметрів	Величина		
1	Вміст газового конденсату в паливній суміші, %	0	50	100
Без навантаження				
2	Годинна витрата палива $G_T$ , кг/год	5,04	5,51	6,43
Під навантаженням				
3	Годинна витрата палива $G_T$ , кг/год	8,91	10,04	10,64
4	Ефективна потужність двигуна $N_e$ , кВт	7,35	7,35	4,41
5	Питома витрата палива, г/(кВт·год)	1212,24	1365,99	2412,70

$$N_e = C_2 \cdot P_T \cdot n_T, \quad (9)$$

де:  $C_2$  – постійна величина, що дорівнює  $C_2 = 0,735 \cdot 10^{-3}$ ;

$P_T$  – покази ваги навантаження, кг;

$n_T$  – число обертів електродвигуна навантаження, с<sup>-2</sup>.

Величину питомої витрати палива, г/(кВт·год), визначаємо за формулою:

$$g_e = \frac{10^3 \cdot G_T}{N_e}. \quad (10)$$

У результаті проведення досліджень на стенді K467M з двигуном ЗИЛ-130 під час його роботи на холостому ході і за допомогою газоаналізаторів 121 ФА-01(CO) і 123 ФА-01 (CH) було отримано значення витрати палива і вмісту CO і CH у відхідних газах в залежності від вмісту в паливі газового конденсату, залежність яких зображена на рисунках 1-3.

Отже, як видно із графіків, зі збільшенням відсоткового вмісту газового конденсату у паливі вміст оксидів вуглецю (CO) у відпрацьованих газах зменшується, але незначно зростає в них кількість вуглеводнів (CH). Однак таке їх незначне зростання знаходиться в межах норми [6]. Також можна спостерігати незначне збільшення витрати палива зі збільшенням вмісту газового конденсату, проте враховуючи його низьку ціну, це збільшення є несуттєвим.

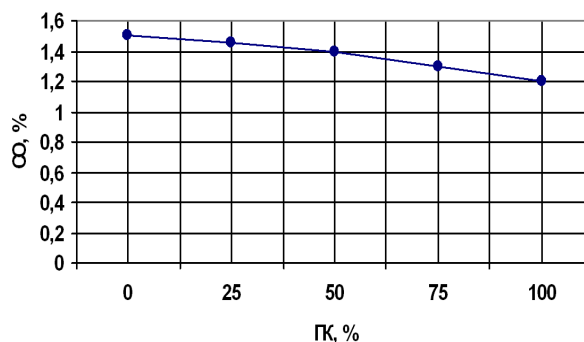


Рисунок 1 – Графік зміни показників CO у відпрацьованих газах двигуна залежно від вмісту в паливі ГК

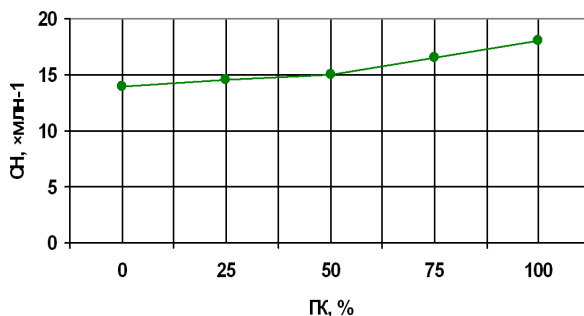
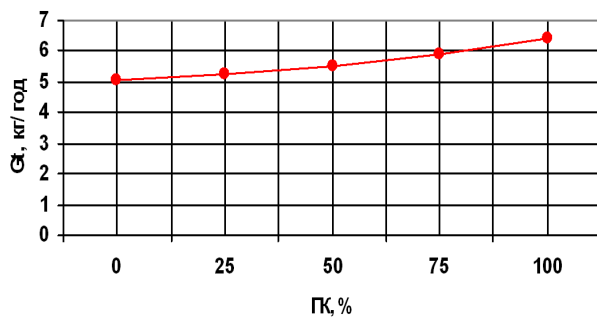


Рисунок 2 – Графік зміни показників CH у відпрацьованих газах двигуна залежно від вмісту в паливі ГК



**Рисунок 3 – Графік зміни годинної витрати палива  $G_T$  на двигуні ЗІЛ-130 залежно від вмісту в паливі ГК**

### Література

1 Великовский А.С. Газоконденсатные месторождения / А.С. Великовский, В.В. Юшкин. – М.: ГОСИНТИ, 1959. – III с.

2 Руководство по добыче, транспорту и переработке природного газа: под редакцией Ю.П. Коротаяева и Г.В. Пономарева. – М.: Недра, 1965. – 676 с.

3 Гаєва Л.І. Використання експлуатаційних матеріалів і економія паливно-енергетичних ресурсів [Текст] / Л.І. Гаєва, М.В. Гордійчук. – Івано-Франківськ: Факел, 2001. – 274 с. – ISBN 966-7327-56-6.

4 Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування. Технологія: підручник / О.А. Лудченко. – К.: Вища шк., 2007. – 527 с. – ISBN 978-966-642-351-4.

5 Горючие, смазочные материалы [Текст]: Энциклопедический толковый словарь-справочник; ред.-упоряд. М. Школьников. – М.: Техинформ, 2007. – 545 с. – ISBN 966-7327-55-5.

6 ДСТУ 4277-2004. Норми і методи вимірювань вмісту оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах автомобілів з двигунами, що працюють на бензині або газовому паливі. – К.: Держстандарт України 2004. – 8 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
27.09.10*

*Рекомендована до друку професором  
Середюк М.Д.*

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗАМІНИ ОБЛАДНАННЯ СИСТЕМ ГАЗОПОСТАЧАННЯ ЖИТЛОВИХ БУДИНКІВ НА ЕНЕРГОВИТРАТНІСТЬ ТА ГАЗОСПОЖИВАННЯ

Л.Д. Пилипів, А.Г. Майданський

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42166,  
e-mail: tzn g@n u n g . e d u . u a

*Проаналізовано основні конструктивні та технологічні характеристики основних типів сучасних газових опалювальних приладів. Шляхом проведення порівняльних розрахунків на прикладі сільського населеного пункту досліджено ефективність встановлення чи заміни систем теплогазопостачання в квартирах житлових будинків.*

Ключові слова: газовий котел, конденсаційний котел, опалення, теплотворна здатність.

*Проанализированы основные конструктивные и технологические характеристики основных типов современных газовых отопительных приборов. Путем проведения сравнительных расчетов на примере сельского населенного пункта исследована эффективность установки или замены систем теплогазоснабжения в квартирах жилых домов.*

Ключевые слова: газовый котел, конденсационный котел, отопление, теплотворная способность.

*Basic structural and technological descriptions of basic types of the modern gas heated devices are analysed. By the leadthrough of comparative calculations on the example of rural settlement investigational efficiency of establishment or replacement of the systems of heat and gas supply in the apartments of dwelling-houses.*

Keywords: gas caldron, condensation caldron, heating, heating value.

В умовах сучасного розвитку ринку все більше людей стикаються з необхідністю встановлення або оновлення систем автономного теплогазопостачання і забезпечення будинку гарячою водою. Прагнення зробити помешкання в будинку максимально зручним призводить до збільшення попиту на газові конвекційних та конденсаційні котли, які дають змогу забезпечити необхідну автономність від нестабільних, морально і фізично застарілих централізованих систем теплопостачання. В зв'язку з цим постає проблема вибору того чи іншого виду опалювального обладнання та ефективної реконструкції системи теплогазопостачання.

Розглянемо характеристику та технічні особливості двох найбільш розповсюджених типів газових котлів: традиційних конвекційних і конденсаційних.

Опалювання за допомогою газового котла уможливорює функціональне регулювання температури, що дає змогу без клопоту отримати комфортну атмосферу в приміщенні, але при виборі котла не слід забувати і про економічний чинник. Не секрет, що ціни на енергоресурси постійно зростають, і морально застарілі опалювальні котли радянського зразка не є економічними. Старі моделі газових котлів не забезпечують належний рівень безпеки і не володіють необхідною функціональністю.

При виборі газового котла слід керуватися такими чинниками, як теплова продуктивність котла і тиск газу в магістралі [2,3]. Теплова продуктивність котла складається з чотирьох складових. Перша – потужність, яка необхідна для покриття витрат тепла на обігрів будинку. Як правило, вона дорівнює сумі потужностей всіх опалювальних приладів у контурі, що про-

кладається. Друга складова котла – потужність, яка витрачається на гаряче водопостачання, у разі, коли вода підігрівається у вбудованому бойлері двоконтурного котла. Величина цих теплових витрат залежить від багатьох умов і складає приблизно 190–250 л/(д людина) в будинку, витрату тепла – приблизно 20–50% потужностей, яка витрачається на опалення. Для невеликих будинків потужність гарячого водопостачання може перевищувати опалювальну.

Переваги газових котлів:

1) простота в експлуатації: газ з газопроводу подається постійно (є котли, що можуть працювати від балонного газу, але це дуже дорого).

2) дешеве паливо при високому ККД.

3) можливість обігрівання приміщення великого розміру.

До недоліків слід віднести:

1) Перед встановленням газового котла необхідно отримати відповідні дозволи та оформити певні документи. При цьому, оскільки газ – це потенційна небезпека, то кожна організація намагається зняти із себе зайву відповідальність. Але часто оформлення документації бере на себе монтажна фірма (сервіс) за окрему плату.

2) Багато хто вважає газовий котел небезпечним через наявність відкритого полум'я та можливість витікання газу.

3) Періодичні коливання тиску газу. Через це полум'я пальника є нестабільним. Буває, що полум'я настільки маленьке, що вогонь спалює сам пальник. І навпаки, якщо полум'я занадто велике, перегрівається котел (у результаті може "прогоріти" корпус котла). Правда, існують спеціальні, виносні пальники. Такі пальники

коштують приблизно 1500 доларів (майже в таку ж суму обійдеться і сам котел).

4) Газовий котел повинен бути обов'язково оснащений автоматикою, що запобігає витіканню газу і перекриває вхідний газопровід у випадку розгерметизації газової обв'язки.

Конвекційне опалення полягає в передачі тепла за допомогою повітря. Тепло від батарей опалення передається об'єкту нагрітим повітрям. Нагріте повітря піднімається вгору, охолоджується біля стелі приміщення та опускається, щоб знову нагрітися біля батареї. Викликану цим циркуляцію повітря називають конвекцією.

Переваги конвекційного опалення:

- батареї (радіатори) служать довго;
- система опалення традиційна;
- відносно короткий час нагрівання;
- можливе індивідуальне регулювання.

Недоліки конвекційного опалення:

– порівняно високі втрати при перенесенні тепла на об'єкт (котельня, камін, трубопроводи, радіатори);

– велика різниця температур між верхньою та нижньою точками приміщення, виникнення конвекції;

– відкриті батареї;

– необхідність створення системи теплопостачання;

– рух пилу приміщенням;

– потрібні радіатори великої площі, щоб переносити тепло.

Розглянемо доцільність застосування конденсаційного опалення.

Конденсаційний газовий котел опалювання, на відміну від традиційного, дозволяє повернути частину тепла, яке було витрачене на утворення водяної пари в продуктах згорання газового котла. Кількість теплоти, яку можна повернути, залежить від температури в зворотній лінії системи опалювання. Чим нижча температура в зворотній лінії на вході в конденсаційний котел, тим більше теплоти конденсації водяної пари може бути використано. Таким чином, найекономічніший режим роботи конденсаційного котла – робота на систему низькотемпературного опалювання.

Конденсаційні котли мають більш високий ККД і продуктивніше використовують теплоту згорання палива. Технологія конденсації на сьогоднішній день – передова, що дає змогу істотно понизити витрати природного газу і викиди речовин, які забруднюють довкілля. Під час роботи конденсаційного котла утворюється конденсат, який необхідно відводити. Оскільки в димових газах, які виходять з котла, конденсація пари може продовжуватися і в димовідному тракті, димовий канал повинен мати нахил у бік казана.

Особливістю роботи конденсаційних котлів є те, що використовується енергія від конденсації вологи димових газів, чого не відбувається в котлах інших типів. Завдяки спеціальному теплообміннику з великою поверхнею теплообміну, сконденсована водяна пара віддає своє тепло теплоносієві системи опалення. Це дає змогу повніше використовувати енергію

газу і зменшує шкідливі викиди, особливо викиди оксидів азоту. Температура димових газів – нижча 100°C.

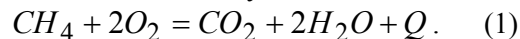
Всім відомо, що вода існує в трьох агрегатних станах – газоподібний стан (водяна пара), рідина та лід. Ми можемо нагріти воду до температури кипіння, значення якої залежить від тиску (відрізок АВ на рисунку 1). Наприклад, для атмосферного тиску ця температура складає 100 °C. А що ж відбувається далі?

При подальшому нагріванні вода починає кипіти, але її температура залишається незмінною (відрізок ВС на рисунку 1). Це пояснюється тим, що вся енергія, використана для подальшого нагрівання, витрачається на зміну агрегатного стану води, тобто на перетворення води на пару. В результаті ми отримаємо суху насичену пару. А що відбудеться з водяною парою, якщо її охолоджувати?

Цей процес – зворотній нагрівання, тому фазовий перехід для води матиме зворотній характер. Водяна пара почне перетворюватися на рідину, але в цьому разі вже не поглинаючи, а віддаючи теплоту, яка була витрачена на пароутворення (відрізок СВ на рисунку 1).

Цього тепла не так вже й мало. Уявіть, скільки тепла потрібно підвести, щоб википів, наприклад, 1 л води. Процес перетворення водяної пари на рідину називається конденсацією, а температура, за якої починається конденсація, називається "точкою роси".

Процес конденсації є основою принципу роботи конденсаційного котла. При згоранні природного газу в котлі утворюється водяна пара, яка входить до складу димових газів.



Саме ця водяна пара конденсується у котлі при поступовому зниженні температури продуктів згорання до температури, нижчої за точку роси (~57°C). Завдяки цьому відбирається додаткове тепло конденсації.

У теплотехніці існує поняття верхньої та нижньої теплотворної здатності газу. Їх показники відрізняються між собою саме на це значення додаткового тепла конденсації.

Історично склалося, що для розрахунку ККД котла використовується нижча теплотворна здатність газу, яка не включає в себе додаткове тепло конденсації. Чому? Поява конденсату у котлах старої конструкції призводила до його руйнації (через так звану низькотемпературну корозію).

У теплотехніці існує поняття верхньої та нижньої теплотворної здатності газу. Їх показники відрізняються між собою саме на це значення додаткового тепла конденсації.

Конденсація в старих сталевих або чавунних котлах була шкідливою, тому додаткове тепло конденсації не використовували. За появи сучасних конденсаційних котлів це тепло почали використовувати, але з'явилася проблема з розрахунком ККД.

Розраховуючи ККД конденсаційного котла за нижчою теплотворною здатністю, ми отримуємо показник, вищий 100% (рис. 2)

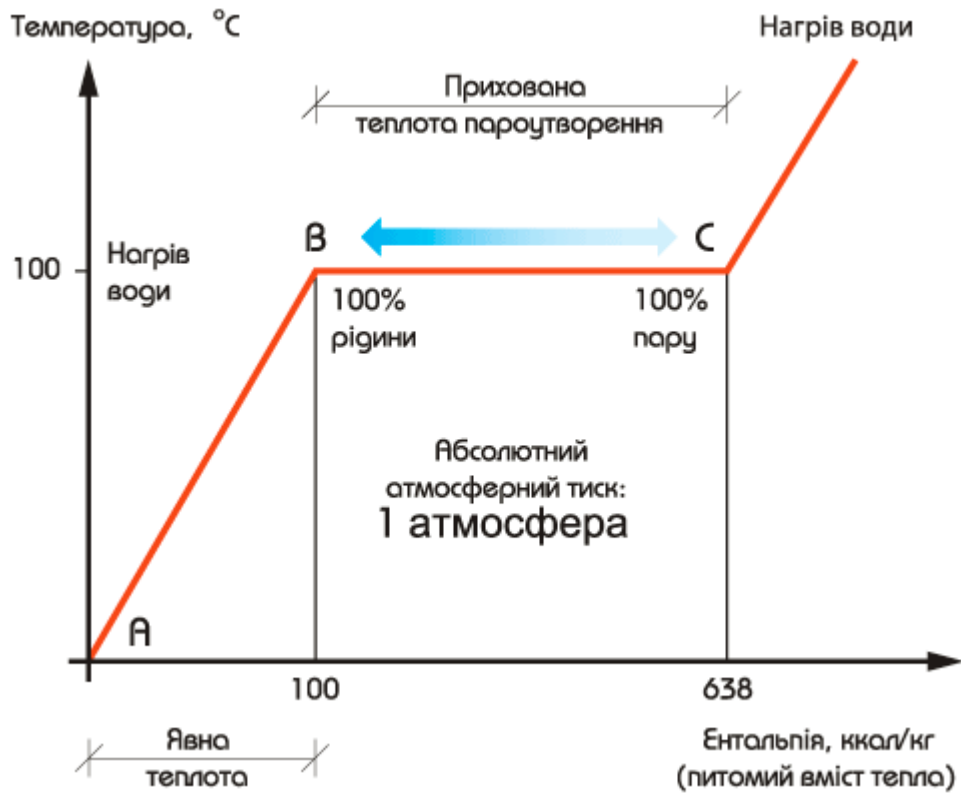


Рисунок 1 – Залежність температури від ентальпії води у процесі пароутворенні (конденсації)

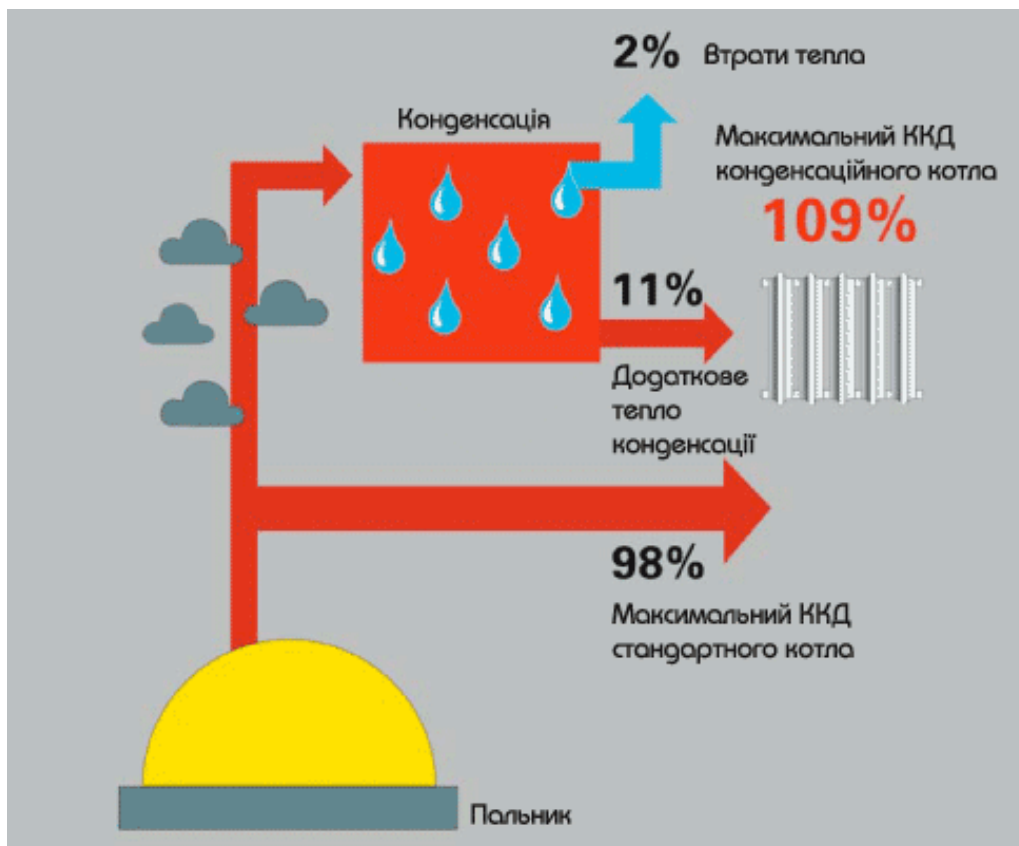


Рисунок 2 – Приріст ККД за рахунок додаткового тепла пароутворення/конденсації

Таблиця 1 – Вихідні дані для розрахунку витрат газу споживачами сільського населеного пункту

Параметр	Значення параметра		
	Без новітніх технологій	При встановленні конвекційного опалення	При встановленні конденсаційного опалення
Кількість жителів	1703		
Кількість домашніх тварин:			
- корів	320		
- коней	148		
- свиней	567		
Асортимент газових приладів, %:			
- газова плита і проточний газовий водопідігрівач	15	100	100
- газова плита	85	0	0
Спосіб реалізації опалення (% від загальної кількості жителів):			
- газові печі	100	0	0
- індивідуальні опалювальні котли	0	100	100
Характеристика будівель за поверховістю (% від загальної кількості жителів):			
- одно-двоповерхові	93		
- три-чотириповерхові	5		
- багатоповерхові	2		
Характеристика будівель за терміном спорудження (% від загальної кількості жителів):			
- споруджені до 1985 р.	72		
- споруджені після 1985 р.	28		
Розрахункова температура повітря для проектування опалення $t_o$ , °C	-19		
Розрахункова температура повітря для проектування вентиляції $t_v$ , °C	-9		
Середня за опалювальний період температура зовнішнього повітря $t_{om}$ , °C	-0,2		
Розрахункова температура повітря усередині житлових приміщень $t_{вн}$ , °C	18		
Нормативна тривалість опалювального періоду $n_o$ , діб	189		
ККД пристрою, %	80	92	109

Таблиця 2 – Порівняння результатів розрахунку витрат газу сільського населеного пункту при повній заміні існуючої системи опалення

Категорії споживачів газу	Максимальна годинна витрата газу, м <sup>3</sup> /год			Річна витрата газу, тис. м <sup>3</sup> /рік		
	Без новітніх технологій	При встановленні конвекційного опалення	При встановленні конденсаційного опалення	Без новітніх технологій	При встановленні конвекційного опалення	При встановленні конденсаційного опалення
Господарсько-побутові потреби населення	205,7	275,7	275,7	399,1	535	535
Витрати газу на опалення житлових і громадських будівель	1246,9	833,1	703,2	2782,1	1858,8	1568,9
Витрати газу на вентиляцію громадських будівель	111,4	74,9	63,2	227,1	152,6	128,8
Разом	1564	1183,7	1042,1	3408,3	2546,4	2232,7

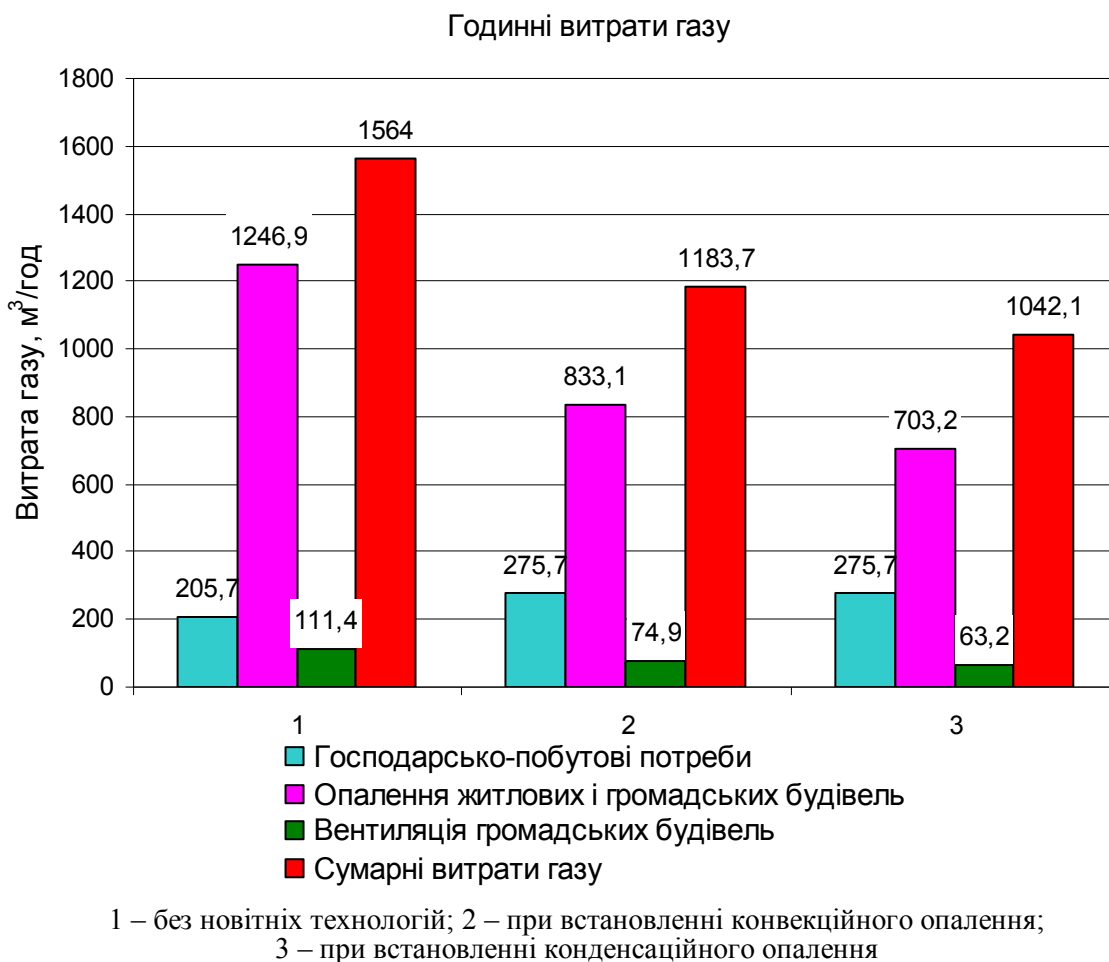


Рисунок 3 – Графік залежності годинної витрати газу від типу опалювальної системи

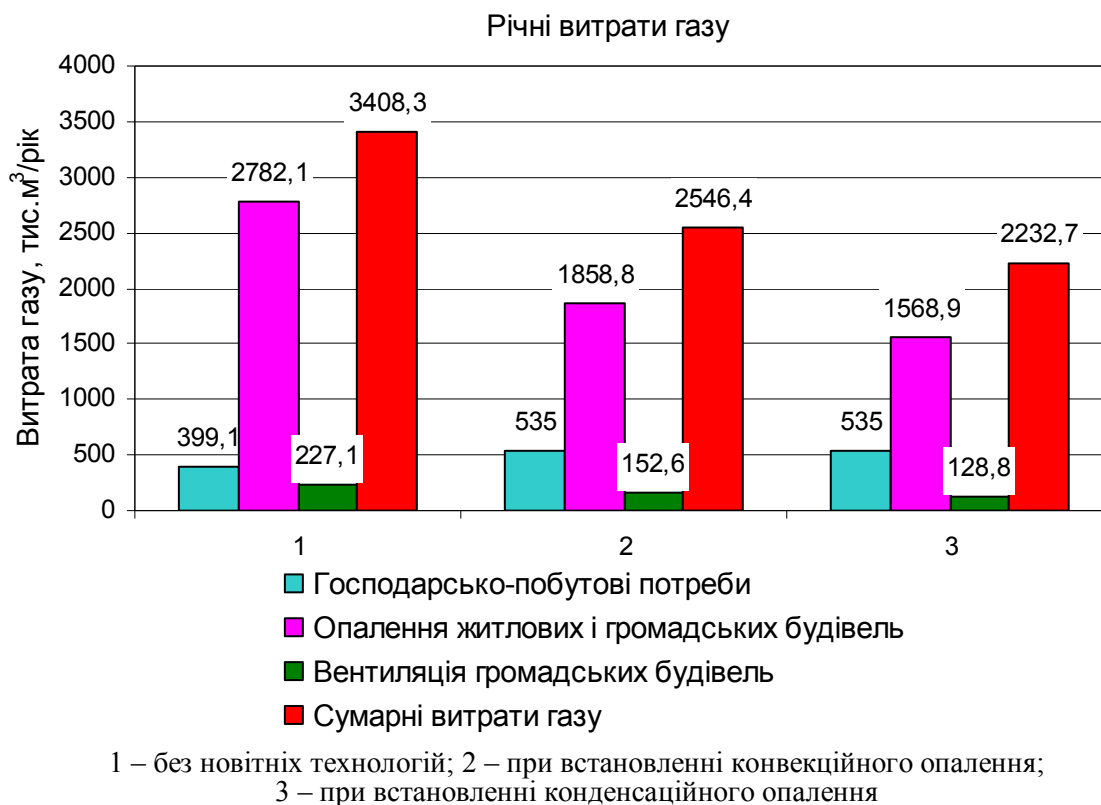


Рисунок 4 – Графік залежності річної витрати газу від типу опалювальної системи

Проведемо порівняльний розрахунок для прикладу сільського населеного пункту. Розглянемо три випадки. В першому вважатимемо, що в житлових будинках встановлені тільки прості опалювальні печі, в другому – обладнані двоконтурними конвекційними, а в третьому – двоконтурними конденсаційними котлами. Для розрахунку використано алгоритм, рекомендований нормативним документом [1].

Вхідні дані для розрахунку наведені в таблиці 1.

На основі результатів виконаних розрахунків (табл. 2) можна провести аналіз і визначити, якою є економія природного газу у разі повної заміни існуючої системи опалення на новітню з енергозберігаючими технологіями.

Економія витрати газу, тобто економічна доцільність заміни старих систем опалення на новітні графічно наведена на побудованих діаграмах (рис. 3 і 4).

Як бачимо, максимальні годинні і річні витрати газу на опалення і вентиляцію житлових і громадських будинків є набагато меншими, ніж при розрахунку без використання новітнього обладнання. Це досягається за рахунок того, що конвекційні котли мають вищий ККД, ніж звичайні опалювальні пристрої. Ще кращого результату можна досягти у процесі використання конденсаційної опалювальної техніки.

### Література

- 1 ДБН В.2.5-2001. Газопостачання.
- 2 Gasgerätekatalog für Heiz- und Kochgeräte. Berlin: VVB Energieversorgung und VVB Eisen-, Blech- und Metallwaren, 1969.
- 3 Beckmann, H. J. Die Aufwandkennziffer als Entscheidungskriterium und Wirtschaftlichkeitskriterium in der Energieumwandlung sowie – anwendung der Energieabnehmer / H. J. Beckmann – Energieanwendung 22. – 1973. – Н. 11. – S. 335.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
01.07.10  
Рекомендована до друку професором  
Середюк М.Д.*

# Історія нафтогазової науки і техніки

---

## КОРОТЕНЬКІ ЕСЕЇ ПРО ПРИКАРПАТСЬКИХ ІНЖЕНЕРІВ-БУРОВИКІВ ДРУГОЇ ПОЛОВИНИ ХХ СТОРІЧЧЯ (закінчення)

*Р. С. Яремійчук*

*доктор технічних наук, професор,  
декан спільного факультету нафтогазових технологій ІФНТУНГ  
і Національної академії природоохоронного та курортного будівництва у м. Сімферополі*

Нижче подано мої спогади про деяких буровиків, з якими мені довелося працювати з 1959 року до кінця минулого століття. Це були яскраві постаті, яких виділяла серед інших людей якась особлива інтелігентність, порядність у відношеннях зі своїми колегами, висока відповідальність перед людьми і талант інженерів. Звичайно, можна було би написати і про інших людей, проте багатьох я особисто не знав чи менше спілкувався з ними, тому і зупинився на тих, з котрими мої робота і доля зводила мене не один раз.

### **Тюпін Петро Степанович (1921-2005)**

У другій половині п'ятдесятих років минулого століття на Прикарпатті починається масштабне геолого-розвідувальне та експлуатаційне буріння свердловин у містах Долина, Борислав та Надвірна. Одним із керівників бурових організацій, а пізніше об'єднання "Укрзахіднафтогаз" був Петро Степанович Тюпін. Особливо помітна роль цієї людини, як талановитого організатора бурових робіт, пов'язана з роботою Станіславського раднаргоспу, пізніше об'єднаного з Львівським раднаргоспом. Відкривалися нові контори глибокого буріння (дві в Надвірній, дві в Долині, дві в Бориславі, одна в Солотвино, не кажучи вже про геологорозвідувальні експедиції в Калуші, Стрию, Самборі та в Нестрові поблизу Львова). Організовувалися бази обслуговування, вишкомонтажні і тампонажні контори, механічні цехи та інші. Працювало в цих організаціях біля десяти тисяч людей. На цей час припадає значний ріст кількості випускників нафтового (гірничо-

промислового) факультету Львівської політехніки. Ці випускники потрапляли мов би на фронт, оскільки треба було без зволікання братися за освоєння бурового простору в дуже важких геологічних умовах. Перед Тюпіним постало завдання за короткий період часу створити добре злагоджений працюючий колектив.

Я добре пам'ятаю інженерні наради, конференції, семінари, які особисто проводив П.С. Тюпін разом зі своїми помічниками Б.І. Чайковським, П.Р. Шпаком та іншими. Багато молодих інженерів через три – п'ять років роботи ставали головними інженерами, керівниками контор буріння (В. Пушкар, В. Дітчук, Й. Андрійчук, М. Іванов, І. Діак та інші).

Що було притаманне П.С. Тюпіну, так це вміння визначити та підтримати талановиту людину. І тоді для нього вже не існували заборони та застереження всесильного на той час КДБ чи вказівок партійних керівників.

Він призначав своїми заступниками, провідними інженерами, керівниками підрозділів багатьох інженерів, батьки яких були або засуджені за націоналізм, або були священиками, або знаходилися в еміграції. Серед них був Б. Чайковський, Р. Горбачевський, У. Скальська, І. Петраш і багато-багато інших. Як він це пояснював своїм політичним контролерам, – не знаю. Найважливішою для нього була робота.

Багато часу Тюпін приділяв роботі з молодими інженерами. Пам'ятаю, як він вимагав від нас доброго відношення до робітників, наказував ніколи їх не кривдити. За час його керівництва об'єднанням кипіла інженерська робота. До нас приїжджали науковці з багатьох наукових центрів тодішнього СРСР – з Москви і Києва, Куйбишева і Баку, з Ленінграду і Уфі. Організація електробуріння, удосконалення тур-

бінного буріння, застосування складних компоновок низу бурильної колони, перше впровадження буріння свердловин з продуванням вибою газоподібними агентатами. Мені здається, що в ті часи Прикарпаття було своєрідним буровим полігоном.

За пропозицією тодішнього директора ВНДІБТ Асан-Нурі А.А. та при великій підтримці П.С.Тюпіна у 1966 році створюється Український відділ цього інституту. Тюпін П.С. виділив приміщення, надав транспорт та, навіть, квартири для керівників цього відділення, яке стало своєрідним посередником між московськими вченими та об'єднанням "Укрзахіднафтогаз" (яким у той час керував, майже легендарний серед спеціалістів, П.С.Тюпін).

Створення Інституту нафти і газу також вимагало значної допомоги від нафтовиків. Багато квартир для вчених, що переїжджали для роботи до Івано-Франківська, було виділено саме П.С. Тюпіним. Він багато років очолював Державну екзаменаційну комісію з захисту дипломних проектів студентами-буровиками. І що характерно – він ніколи не пропускав засідань комісії.

В 1973 році він виділив нову бурову установку для Інституту нафти і газу, що мала стати унікальною лабораторією. Ця установка була змонтована також силами вищкомонтажників цього об'єднання на території інституту під керівництвом тодішнього професора Я.І.Коломийця. Не вина Тюпіна, що цю установку довелося демонтувати, бо Міністерство освіти УРСР відмовило у виділенні штатних одиниць для обслуговування цієї установки, тодішні завідувачі кафедр буріння та нафтового обладнання не хотіли (та, очевидно, і не могли) взяти на себе управління цією лабораторією, а санітарні та гірничі комісії заборонили вводити її в експлуатацію поряд з житловими масивами та навчальними корпусами. Але це уже інша історія, не пов'язана з мудрою щедрістю П.С.Тюпіна.

Під час керівництва цим об'єднанням багато студентів проходили виробничі практики в Долині, Надвірній, Бориславі, а після закінчення навчання працювали на бурових та нафтових підприємствах Прикарпаття. Тюпін П.С., суворий з вигляду, насправді був зичливою та доброю людиною.

На початку 90-х років Тюпін П. С. оформив пенсію, пропрацював у ЦНДІ об'єднання «Укрнафта», але, як на мене, почував себе покинутим і забутим. Він радо погоджувався поїхати в кафе чи ресторани з молодшими від себе інженерами, багато згадував про роботу в минулі роки.

Тепер на центральному Івано-Франківському цвинтарі стоїть скромний пам'ятник над могилами його і його дружини. Хто з нас іде алеєю цвинтаря, зупиняється та мовчки молиться за упокій його душі.

### Чайковський Борис Ігорович (1928-1972)

Час минає дуже швидко, і те, що відбувалося з нами у ті далекі 60- і 70-ті роки минулого століття, – уже історія, яку відновити майже неможливо. На наше щастя, ми своєчасно закінчили нафтовий факультет Львівської політехніки, бо з кінця 50-х років минулого століття розгортаються великомасштабні геологорозвідувальні роботи на Прикарпатті, Волино-Поділлі, а також у Закарпатті з метою пошуків нових родовищ нафти і газу. І ми з головою занурилися в дослідження бурового процесу, вивчали його, і потім свої знання передавали іншим. А нас самих уже було кому навчати, бо з 1952 року у нафтогазову індустрію прийшли попередні випускники цього ж факультету, серед яких Борис Чайковський, Євген Іваницький, Петро Шинкарик, Іван Петраш, Володимир Дітчук та багато-багато інших.

Найколючішою фігурою серед цих інженерів був Борис Чайковський, який до нашого приходу на роботу уже пройшов усі щаблі буровецької професії. Працював короткочасно робітником, потім інженером і головним інженером Надвірнянської контори буріння, її директором, головним інженером тресту «Прикарпатбурнафта», заступником генерального директора об'єднання «Укрзахіднафтогаз». Він був старшим від нас лише на 12 років. Але у молодому віці всі ті, хто є старшим від тебе на 5-, 7-, 10 років, уже видаються зовсім старшими, дорослими. Я запам'ятав Бориса Ігоровича таким. Був він середнього зросту, з рано облісеною головою, масивним обличчям він нагадував Сократа. Мова його була чіткою, небагатослівною, добре вмотивованою, так що заперечувати йому було важко. Він керував ліквідацією багатьох відкритих нафтових і газових фонтанів, які на той час траплялися часто.

Була в нього особлива риса – залучати до роботи в бурінні відомі на той час наукові організації з Києва, Львова, Куйбишева (нині Самара), Москви, Уфи, Грозного та Баку. На той час майже одночасно впроваджувалися обладнання і технології опускання стикозварних обсадних колон та буріння свердловин з продуванням вибою пінами і газами; широко застосовувалися електробури, нові типи турбобурів та доліт.

Десять у 1962-1963 роках П.С.Тюпін і Б.І.Чайковський запросили на Прикарпаття тодішнього Міністра нафтової промисловості легендарного Валентина Шашина. За тиждень йому продемонстрували всі досягнення бурової науки, які на той час впроваджувалися на Прикарпатті від Надвірної та Долини до Борислава. Деякі роботи мали чисто демонстраційний характер, і мені, як молодому інженеру, видавалися «потьомкінськими деревами». Після цієї поїздки В. Шашина на Прикарпаття було видано наказ Міністра про широке застосування нових технологій, обладнання та інструментів на просторах Радянського Союзу.

У 1966 році я тимчасово виконував обов'язки головного інженера тресту «Західбурнафтогаз» (П. В. Шинкарика було переведено до Міністерства геології у м. Києві). У цей час буріння велося на багатьох розвідувальних площах; свердловини майже одночасно увійшли в дуже складні геологічні умови; хімічних реагентів для регулювання властивостей бурових розчинів у нас не було. Об'їхавши за день свердловини, що бурилися, я розпорядився зупинити буріння, щоб не допустити ускладнень або аварій. Вранці наступного дня я зателефонував до м. Івано-Франківська Борису Ігоровичу і сказав про своє рішення, на що почув різку відповідь: «Це не робить Вам честі». За кілька годин Б.І.Чайковський приїхав до м. Борислава. Ми знову поїхали на бурові, і він зі мною погодився. Зі своїх запасів виділив необхідні нам реагенти, прислав з ЦНДЛ спеціаліста з бурових розчинів, і ми продовжили безаварійне буріння.

За два роки перед тим я керував дільницею буріння, що розбурювала Свидницьке газове родовище. Чайковський часто приїжджав до нас, контролював нашу роботу, і ми, може як ніхто у ті часи, були забезпечені технікою, матеріалами.

У вересні 1966 року викінчено бурінням розвідувальну свердловину №27 Іваники. За висновками геофізиків – ми розкрили нафтовий пласт. Відповідно до цього було змонтовано на свердловині фонтанну гирлову арматуру на робочий тиск 22,5 МПа. Проте під час викликання припливу зі свердловини почав виділятися газ та конденсат, і тиск на фонтанній арматурі дуже швидко наблизився до критичного. Вже через кілька годин з Івано-Франківська приїхали П. С. Тюпін і Б. І. Чайковський. Всю інженерну і організаційну роботу взяв на себе Чайковський. Маленька помилка могла призвести до страшного лиха, адже із свердловини під великим тиском виходило майже мільйон кубічних метрів газу та близько 300 тонн газоконденсату за добу. Ця робота нагадувала роботу військового штабу під час підготовки до битви. Через день свердловину заглушили, і тільки згодом заново освоїли.

Наприкінці цього ж року Чайковського відрядили на роботу до Алжиру на посаду радника уряду. Лише зрідка ми дізнавалися про величезний авторитет Бориса Ігоровича серед алжирських спеціалістів. У цей час я навчався в аспірантурі у Москві, і декілька разів ми з ним зустрічалися в Міністерстві нафтової промисловості. В одну з останніх зустрічей він подав мені листа за підписом Міністра нафтової промисловості Мальцева на адресу директора ВНДІ бурової техніки Асан-Нурі А.А. про розподіл мене на роботу в Алжир. Я цим листом не скористався, був призначений керівником Українського відділу цього ж інституту, а Б.І.Чайковський повернувся в Україну на посаду генерального директора об'єднання ВАТ «Укрнафта».

Навесні 1970 року я приїхав у м. Київ до Б.І. Чайковського. Він поспішав на якусь нара-

ду в науковий інститут і запросив мене до своєї машини, де вирішив тодішні мої питання, підписав подані мною листи. При цьому він сказав, що його дуже болить голова. Це була наша остання зустріч. Через місяць, зустрічаючи в аеропорту Бориспіль якусь важливу іноземну делегацію, він знепритомнів, а ще через 2 місяці, після операції на мозку, його не стало.

Україна в особі Б.І. Чайковського втратила одного з найвидатніших інженерів-нафтовиків. В очах сучасників авторитет Б.І. Чайковського був беззаперечним. Шкода, що час стирає навіть згадку про наших видатних інженерів, і молоде покоління інженерів-буровиків уже не знає тих, хто торував дорогу до відкриття та освоєння нафтових та газових родовищ України, хто за своїми фаховими знаннями не мав собі рівних.

### Шинкарик Петро Васильович (1929-1995)

П.В. Шинкарик у 1953 році з відзнакою закінчив гірничо-промисловий факультет Львівського політехнічного інституту, до 1964 року працював у м. Бориславі головним інженером контори буріння та головним інженером тресту «Західбурнафтогаз».

Мені довелося свої перші «бурові університети» проходити м. Бориславі під керівництвом Петра Шинкарика, і не знаю, як би склалося моє професійне життя, якби не наука Петра Васильовича. У нього було чому навчитися: як забурювати свердловину, як ліквідувати складні аварії та ускладнення в бурінні, як мужньо і спокійно поводитись в умовах відкритих нафтогазових фонтанів. Хоча між ним і нами, випускниками Львівської політехніки 1959 року, було лише 7 літ вікової різниці, але досвід Петра Шинкарика був настільки значущим, а його знання бурового процесу настільки глибокими, що ми черпали у нього і знання, і форми спілкування, і норму поведінки. І це набагато років вперед формувало наш світогляд.

Ми, молоді спеціалісти, часто розгублювалися у важких, особливо аварійних ситуаціях і дозволяли собі телефонувати Петрові Васильовичу в будь-яку пору дня чи ночі, проте я не пам'ятаю такого випадку, коли б за це він підвищив на нас голос. Зустрічні його питання давали змогу нам самим краще усвідомлювати, що ж трапилось із свердловиною. Петро Васильович не лише давав необхідні поради, а й до ранку за його вказівкою на бурову доставлялися необхідна техніка, інструмент, план робіт, приїжджав інженер із складних робіт. У результаті – свердловини знову бурилися.

Поява багатьох нових технологій та інструменту пов'язані з інженерним талантом Шинкарика. На Рудківському газовому родовищі ще наприкінці 50-х років, бурилися перші похило-спрямовані свердловини. Перші опускання обсадних колон частинами з використанням муфт, розроблених П.В.Шинкариком, здійснено на свердловинах площі Стрільбниці.

Унікальні роботи на Рудківському родовищі, пов'язані з ліквідацією величезних газових грифонів у селі Тулиголова (це взагалі унікальне явище в історії газової промисловості), проведено в 1959 році теж під керівництвом П. Шинкарика. В Україні було чимало відкритих нафтових і газових фонтанів, і ліквідація цього лиха в багатьох випадках лягала на плечі Петра Васильовича.

На початку 70-х років починаються розвідувальні роботи на шельфі Чорного моря. Створюється вітчизняна техніка. Монтуються на морі стаціонарні бурові платформи. Розвідувальні роботи призводять до відкриття першого в Україні шельфового родовища газу – Голіцинського. Організація цих робіт була покладена на Петра Васильовича. Природний інженерний талант, великі організаторські здібності поєднувалися у нього з великою особистою скромністю в усьому, в якійсь особливій, тільки йому притаманній делікатності. Його дуже любили і, водночас, боялися ті, хто не відповідав великій вимогливості Петра Васильовича до якості інженерної праці та норм людської моралі.

Коли я навчався в московській аспірантурі, кожен приїзд П. Шинкарика до Міністерства геології СРСР був для мене подією. Я кидав усю роботу і біг на зустріч з ним. Ми говорили про життя, про мої дослідження, згадували про минуле.

Не кажу вже про етичну сторону його характеру. На той час серед буровиків панував культ випивок – пили, коли починалося буріння, коли цементували колони, ліквідували аварії, коли відвідували нас різноманітні бурові інспекції. А П. В. Шинкарик в цьому “буровецькому побуті” був тверезим інженером. При ньому в нас, молодих інженерів, навіть в думках не було вести себе неетично. Постійно красиво одягнутий, стрункий, суворий з вигляду та добрий душею він справляв на нас, молодих випускників Львівської політехніки, якийсь магічний вплив. Поруч з ним ми ставали начебто розумнішими.

В той час не було системи післядипломної освіти, і тому це навчання він здійснював сам, коли організовував періодичні виїзди бориславських інженерів в міста Долину та Надвірну, відряджавав нас на різні семінари, школи. Частіше він сам виїжджав з нами на це навчання. Ми мали нагоду подивитися цікавинки наших найближчих сусідів.

З 1965 року Петро Шинкарик працював у Києві, в Міністерстві геології України, кілька останніх років - у Румунії і останні два роки - в Українському нафтогазовому інституті.

13 серпня 1995 року в автомобільній катастрофі обірвалося життя одного із кращих інженерів-буровиків України, який так багато зробив для відкриття великих нафтових і газових родовищ, в тому числі і на шельфі Чорного моря.

### Янкевич Олексій Миколайович (1937-2003)

Він був лише на три місяці молодшим від мене, і на рік пізніше закінчив нафтовий факультет Львівської політехніки (1960 р.). Я підтримував з ним контакти аж до захисту у 1969 році кандидатської дисертації. На цей час він працював інспектором Комітету народного контролю в м. Івано-Франківську. Я побачив гарно одягнену людину з красивим і мужнім обличчям, людину, що вмiла аналізувати господарювання в народному господарстві і, насамперед, в нафтовій і газовій промисловості. До переходу на роботу в Комітеті він пройшов типовий шлях молодого спеціаліста – працював помічником бурильника, бурильником, буровим майстром та начальником бурової. Він потоваришував з тодішнім молодим директором Надвірнянської контори розвідувального буріння Петром Шпаком, старшим від нього лише на п'ять років, якого пізніше призначили головним геологом об'єднання «Укрзахіднафтогаз» в м. Івано-Франківську. Саме П. Шпак порекомендував О. Янкевича для роботи в цьому Комітеті.

У Янкевича була молода красива дружина Лариса, яку він привіз із Кубані, будучи там ще студентом на практиці, і у них підростали дві маленькі донечки, для догляду за якими приїхала з Кубані їхня бабуся. Я тоді не знав, що батько його дружини – кубанський козак – відбув 25 років у Воркутинських таборях. Не знав також, що його молодший син командував у війну Таманською дивізією, і лише після війни відкрилося, що він - «син ворога народу», і його терміново демобілізували з «лав советської армії», але, враховуючи його військові заслуги, призначили керувати об'єднанням «Рослес» в Москві. Ще один брат дружини Янкевича Олексій теж переїхав жити до м. Івано-Франківська і навчався в нашому Інституті нафти і газу.

Батько, мати і сестра Олексія Янкевича жили у селі недалеко від селища Дашава, яке й дало назву Дашавському газовому родовищу.

Невдовзі влітку 1969 чи 1970 року Янкевича призначено начальником Надвірнянського Управління бурових робіт, в яке влилися дві контори розвідувального буріння – Надвірнянське та Пасічнянське.

Практично ці контори буріння знаходилися на межі колапсу, оскільки більшість бурових були в аварійному стані, плани не виконувалися, зарплата у робітників та інженерів була низькою, постачання долотами, хімічними реагентами, мастильними речовинами, трубами було дуже поганим.

Через місяць після призначення керівником цього бурового підприємства Янкевич запросив мене до м. Надвірної. Він відклав всі буденні справи, і ми поїхали у м. Яремче, де просиділи над р. Прутом увесь день. З його розповідей розкрилася гнітюча картина: найважливішим було те, що інженери і техніки не бачили умов для нормальної роботи. Я на той час очолював Український відділ промислових

випробувань Всесоюзного науково-дослідного інституту бурової техніки у Москві, тож запропонував скласти програму досліджень нових типів бурових доліт, компоновок низу бурильної колони, турбобурів нових конструкцій. Тоді ж ми домовилися, що Янкевич організує і підтримає дослідження буріння свердловин електрорурами з продуванням вибою стиснутим повітрям. Одночасно ми домовилися про розкриття продуктивних менілітових відкладів Битківського нафтового родовища на трьох свердловинах з продуванням вибою пінами, азотом та природним газом. Це була, як на той час, об'ємна програма дослідницьких робіт. В той день ми думали над тим, як залучити інженерів та бурових майстрів до цієї роботи, зацікавити людей своєю професією та зродити надію на те, що не все так безнадійно.

Через кілька днів у Москві я доповідав директору інституту Асан-Нурі Асан Абдулаєвичу про наші домовленості з О. Янкевичем.

Інститут безкоштовно передав 50 доліт нових конструкцій на випробування у м. Надвірну та комплект іншого обладнання, серед якого були і турбобури, конструкції професора Іоаннесяна. Я добре попрацював, щоб отримати дозвіл щоб передати з м. Долини в м. Надвірну компресорів високого та низького тисків. Для розкриття пластів газами необхідно було отримати дозвіл державної гірничотехнічної інспекції. Довелося починати з районної інспекції м. Надвірна, потім – у Львівській регіональній, а далі – в м. Києві та м. Москві. У Москві було легше, оскільки там провідним спеціалістом працював О. Ємельянов, який свого часу навчався у Дрогобицькому нафтовому технікумі. Коли всі дозвільні документи я подав заступнику Міністра нафтової промисловості В.І. Міщевичу, то він мені докинув: «Роман! Куди ти мене толкаєш? Разве ты не знаєш, что от травматизма в нефтяной промышленности гибнет больше людей, чем солдат во Вьетнаме» (на той час була В'єтнамсько-радянсько-американська війна), але на проведення цього експерименту дозвіл він дав, щоправда під мою персональну відповідальність. Що стосується розкриття продуктивного пласта азотом, то всю технологічну роботу виконував Г.Г. Семак, який пізніше захистив під моїм науковим керівництвом кандидатську дисертацію.

У всіх цих роботах найактивнішу роль відіграв Олексій Янкевич. Монтаж силового агрегату – генератора високої напруги, його розміщення та пуск відбувалися під безпосереднім контролем Янкевича. Поволі-поволі оживало інженерне життя цього управління, а вже через рік стало одним з кращих у системі об'єднання ВАТ «Укрнафта».

Кілька років керівництва Олексія Янкевича Надвірна була немовби великою лабораторією для всіх, хто працював над створенням нових технологій та обладнання.

Є різні інженери-практики. Для одних – все уже розроблено, все освоєно і нічого нового придумувати не треба, для інших – будь-яка нова технічна ідея вимагає її промислової пере-

вірки. Нещодавно я попросив одного буровика України, що займає пост заступника Голови правління відкритого акціонерного товариства пана К. проглянути та дати оцінку конструкції гравійного фільтра для горизонтальних свердловин. На моє велике здивування, цей пан К. категорично відмовився навіть поглянути на запропоновану конструкцію. Бо, мовляв, це все уже розроблено фірмою «Шлюмберже», і це все можна у них придбати. Я уже не кажу про вартість такого фільтра, яка складе півмільйона доларів для вертикальної свердловини, а для горизонтальної – удвічі більше. А таких свердловин цій компанії доведеться бурити декілька сотень. Ось і є різниця між Янкевичем і цим багатим та самовпевненим сучасним керівником.

Всередині 70-х років Олексія Янкевича обрало головою міста Яремче, пізніше – одним із заступників голови міста Івано-Франківськ. На цьому і закінчилась бурова кар'єра досить талановитого та здібного інженера-буровика.

Я і досі не можу забути, з якою привітністю, з яким інтересом він зустрічав науковців, і як допомагав втіленню нових технологій у практику. Для мене він був щирим приятелем, декілька разів запрошував мене на мисливське полювання в Карпати, допомагав чим міг, а у скрутну годину позичав гроші, не питаючись, коли я їх йому поверну.

На жаль, хвороба серця укоротила його життя.

## Епілог

Шістнадцять прізвищ інженерів-буровиків Прикарпаття згадано в цих есеях. Цей перелік видатних інженерів-буровиків другої половини ХХ-го століття є неповним. Сюди не увійшли прізвища Мирона Івасіва, Миколи Касіяна, Едуарда Піддубного, Мирона Гайового, Любомира Гурала, Омеляна Камінського, Богдана Кобрини, Григорія Питляра, Михайла Агапчева та інших, трудова діяльність яких була спрямована на розвідку нафтогазових родовищ та на їх введення у розробку. Ніякими мільйонами чи мільярдами грошових одиниць не оцінити їхню працю. Під їх керівництвом працювали тисячі інженерів та робітників, життя яких треба було зберегти за будь-яких критичних обставин. Саме тому, можливо, їх вік був недовгим. Як на мене, варто продовжувати розповіді про життя цих людей у наступних номерах журналу. Це – яскраві особистості, які були нашими сучасниками, тож давайте будемо це робити!

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
23.10.09*

*Рекомендована до друку професором  
Мойсишиним В.М.*