

Техніка і технології

УДК 622.691

БЕЗТРАНШЕЙНЕ БУДІВНИЦТВО ПЕРЕХОДІВ МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ В УКРАЇНІ

С.О.Овецький¹, Я.М.Фем'як¹, Я.Я.Якимечко¹, В.З.Петренко²

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42331,
e-mail: public@nuing.edu.ua

²ЗАТ „Транс-ВІСМОС”, 04093, м. Київ, вул. Фрунзе, 160, тел. (044) 4675670

Розроблено методику розширення пілотної свердловини при безтраншейному будівництві підводних переходів магістральних трубопроводів. Розглянуто також перспективи, переваги та обмеження при застосуванні горизонтально направленої буріння.

Разработана методика расширения пилотной скважины при безтраншейном строительстве подводных переходов магистральных трубопроводов. Рассмотрены также перспективы, преимущества и ограничения при применении горизонтально направленного бурения.

In the article the method of belying of pilot access borehole is designed at NO-DIG technologies (underground construction) building of submarine changes of the main ductings. Prospects, advantages and limitations, are considered also at application of horizontally control angle drilling.

І. Постановка проблеми. У зв'язку із зростанням значимості проблем, які насамперед пов'язані з охороною навколишнього середовища, скороченням трудових ресурсів та покращенням умов праці, виникла необхідність у пошуку принципово нових технологій виконання підводно-технічних робіт у будівництві.

Традиційні методи спорудження переходів магістральних трубопроводів через водні перешкоди не відповідають сучасним вимогам. Темпи будівництва залишаються невисокими та додатково призупиняються сезонністю виконання робіт. Ряд операцій під час монтажу трубопроводу виконується власноруч. Під час розроблення та засипання водних траншей необхідні водолазні роботи. Крім того, під час проведення підводних земляних робіт водойми забруднюються зваженими частинками ґрунту, які осідаючи, покривають велику площу дна водойми, в результаті чого порушуються умови середовища флори і фауни водойми, знищуються нерестилища риби, складаються несприятливі умови для водозаборів. Знищення річкових берегів в результаті риття берегових траншей у ряді випадків створюють місця ерозії, які не завжди вдається припинити дорогими берегоукріплювальними роботами.

ІІ. Аналіз останніх досліджень і публікацій. NO-DIG technologies, underground construction або простіше «безтраншейні технології»[1] прийшли з усвідомленням того, що будувати одне, руйнуючи щось інше, уже створене та побудоване кимось – неприпустимо. NO-DIG технології здійснюються не тільки для спрощення традиційної схеми будівництва – розкопав (зруйнував) – відремонтував /замінив /побудував, але і для реалізації цілого ряду переваг. Для того, щоб глибше зрозуміти переваги даної технології під час будівництва переходів магістральних трубопроводів, розглянемо один із основних методів безтраншейного будівництва – горизонтально направлене буріння (ГНБ).

Будівництво переходів трубопроводів методом ГНБ називається процесом, що здійснюється із застосуванням спеціальної бурової техніки та включає в себе буріння пілотної свердловини, розширення її до потрібного діаметру, протягування повністю підготовленого й оснащеного дюкера. На попередньому проектному етапі рекомендується виконати інженерні дослідження, які повинні включати: вибір ділянок і створів підводного переходу, інженерно-геодезичний пошук, інженерно-геологічний пошук, гідрометеорологічні та екологічні дослі-

дження. У подальшому слід здійснити проектування підводного переходу, яке включає в себе конструктивне рішення, аналіз напружень, поздовжній профіль свердловини, проектування площадок і т.ін.

Будівництво свердловини виконується в два або декілька етапів. На першому – пробується пілотна, направляюча свердловина, діаметр якої задається компоновкою бурового інструменту, а на наступних етапах, як правило, починаючи з протилежного берега від бурового комплексу виконується розширення пілотної свердловини, її калібрування відповідним розширювачем до діаметру, що забезпечує можливість протягування у свердловину трубопроводу.

III. Виділення невирішених частин загальної проблеми. Кожен з наведених вище етапів підготовки та проведення ГНБ має свої невирішені проблеми.

Вибір ділянок і створів підводного переходу пов'язаний з необхідністю розташовувати його на прямолінійних і маловигнутих ділянках річок, уникаючи перетину широких багаторукавних русел і русел, що мають випрямляючі потоки.

До несприятливих для застосування способу ГНБ відносяться ділянки перетину глибоких русел, складених міцними скельними (більше 6-ї категорії за буримістю) або закарстованими породами; ділянки річок, складені товщами, що перешаровуються, з прошарками твердих порід (більше 6 категорії за буримістю); переходи через річки з відкладеннями, що містять великі включення гальки, гравію, щебеню понад 30% і валунів; ділянки, складені пливунами та набухаючими ґрунтами.

Інженерно-геодезичні дослідження повинні забезпечувати отримання матеріалів про рельєф дна водної перешкоди, берегових і заплavnих ділянок, а також даних про ситуацію та існуючі споруди на ділянці будівництва підводного переходу.

У процесі інженерно-геодезичних досліджень для будівництва підводних переходів способом ГНБ виконуються наступні види робіт [1]:

збір і обробка матеріалів інженерних досліджень минулих років;

рекогносцирувальне обстеження території досліджень, включаючи створення на ділянці переходу планово-висотної знімальної мережі;

топографічна зйомка місцевості на ділянці переходу в масштабах 1:2000 – 1:500 з висотою перетину рельєфу через 0,5; 1,0м;

роботи інженерної гідрографії на русловій ділянці переходу;

геодезичні роботи, пов'язані з розбиттям і прив'язкою гірських вироблень, геофізичних і інших точок інженерних досліджень;

камеральна обробка матеріалів, включаючи складання інженерно-топографічних планів, повздовжніх профілів, відомостей перетинів траси з лініями електропередачі і зв'язку, підземними комунікаціями.

У результаті мають бути визначені геолого-літологічна структура, геоморфологічні та гідрологічні умови, а також фізико-механічні характеристики ґрунтів.

Геофізичні дослідження повинні виконуватися на всіх стадіях проектування та будівництва у поєднанні з іншими видами інженерно-геологічних робіт для виявлення і уточнення неоднорідності структури ґрунтів, їх складу, стану і умов залягання, виявлення тектонічних порушень, закарстованих зон і ділянок накопичення валунів і галечників, а також умов залягання підземних вод.

При цьому геодезичні та геофізичні дослідження не враховують можливість підводних переходів через вузькі морські протоки та озера, які мають свої особливості не тільки з точки зору гідрології, але і інших характеристик.

Склад і об'єм інженерно-гідрометеорологічних досліджень визначаються залежно від характеру і гідрологічної вивченої водної перешкоди на ділянці переходу.

До складу досліджень входять [2]:

збір, аналіз і узагальнення необхідних даних;

рекогносцирувальне обстеження ділянки переходу;

роботи гідрографії;

визначення розрахункових гідрологічних характеристик.

Для проектування і будівництва ділянки переходу способом ГНБ повинні бути отримані наступні дані:

про морфометричні характеристики русла і заплави, параметри русла в межах - для визначення можливих меж ділянки ГНБ у складі переходу;

про характер і тривалість основних фаз водного режиму – для оцінки оптимальних термінів виконання робіт;

про характер і величину прогнозованої переробки берегів, можливих планових переміщень русла – для уточнення меж ділянки ГНБ, положення точок входу і виходу свердловини, мінімального заглиблення свердловини;

розрахункові значення характерних рівнів – для визначення меж переходу і ділянки ГНБ, вибору місць розташування будівельних і робочих майданчиків;

у зведення про тип руслового процесу – для визначення схеми переформовувань русла на ділянці переходу і проектування поздовжнього профілю свердловини;

результати хімічного аналізу води: зміст катіонів і аніонів методом іонної хроматографії, питомого електричного опору за допомогою резистивиметра, рН, загальної жорсткості.

Рекомендовані інженерно-гідрометеорологічні дослідження не враховують необхідності оперативного прогнозування наявної ситуації, що може призвести до катастрофічних наслідків, як і недостатні інженерно-екологічні дослідження.

Інженерно-екологічні дослідження виконуються для екологічного обґрунтування будівництва підводного переходу, з метою визна-

чення вірогідності, ступеня, масштабів, зони розповсюдження і прогнозування несприятливих екологічних і пов'язаних з ними соціальних і інших наслідків будівництва.

Матеріали інженерно-екологічних досліджень повинні забезпечити [3]:

проведення оцінки дії на навколишнє природне середовище будівництва і подальшої експлуатації підводного переходу нафтопроводу, що споруджується методом ГНБ на всіх стадіях розробки проекту;

екологічно обґрунтований вибір майданчиків розміщення і створу трубопроводу, будівельно-монтажного майданчика, майданчика під бурове устаткування, майданчиків під склади, місць розміщення надмірних бурових розчинів і бурових шламів;

розробку заходів по зменшенню і запобіганню негативним діям на природне середовище при будівництві і експлуатації підводного переходу нафтопроводу;

розробку програм виробничо-будівельного моніторингу і екологічного контролю.

До складу інженерно-екологічних досліджень входить [2]:

збір, обробка і аналіз опублікованих і фондних матеріалів і даних про стан природного середовища, пошук об'єктів-аналогів, що функціонують в схожих природних умовах;

спостереження з покомпонентним описом природного середовища і ландшафтів в цілому, стану наземних і водних екосистем, джерел і ознак забруднення;

еколого-гідрогеологічні дослідження;

грунтові дослідження;

геоекологічне випробування і оцінка забрудненості атмосферного повітря, ґрунтів, поверхневих і підземних вод;

лабораторні хіміко-аналітичні дослідження;

вивчення рослинності і тваринного світу;

камеральна обробка матеріалів і складання звіту.

Недоліками даного етапу зараз є недостатня забезпеченість інженерно-екологічних служб технічними засобами для проведення саме підводних досліджень.

Конструктивне рішення підводного переходу полягає у визначенні протяжності ділянки переходу, що споруджується способом ГНБ, визначається місцеположенням точок входу і виходу свердловини. Допускається відхилення точки виходу пілотної свердловини на денну поверхню від проектного положення < 1 % від довжини переходу, але не більш плюс 9,0 м, мінус 3,0 м по осі свердловини, і 3 м по нормалі до неї [2]. Місце розташування точок входу і виходу свердловини визначається вимогами до її трасування з урахуванням геологічних і топографічних умов, планових деформацій русла, зручного розміщення робочих майданчиків. Товщина стінки труб повинна задовольняти вимогам СНиП 2.05.06-85* і прийматися із запасом, що забезпечує підвищену експлуатаційну надійність переходу. Підводних переходів нафтопроводів, що споруджуються способом ГНБ, через водні перешкоди шириною по дзер-

калу води більше 75 м повинні бути обладнані резервними лініями. Відстань в плані між паралельними нафтопроводами, що прокладаються способом ГНБ, відповідно до норм, що діють, повинна бути не менше 15 м. При реконструкції переходу із заміною існуючої лінії нафтопроводу допускається зменшення цієї відстані до 10 м при відповідному обґрунтуванні в проекті. Перетин нафтопроводу, що прокладається способом ГНБ, з іншими інженерними комунікаціями (трубопроводами, кабельними лініями і ін.) повинен відповідати вимогам СНиП 2.05.06-85*. Відстань в зоні перетину повинна бути не менше 1 м. При проектуванні ділянок ГНБ на переходах через штучні водні перешкоди: канали (судноплавні, зрошувальні, деривати), штучні водоймища господарського призначення та інші повинні враховуватися технічні вимоги їх користувачів. З'єднання ділянки ГНБ і прилеглих ділянок трубопроводу повинні виконуватися з криволінійних відведень заводського виготовлення з радіусом кривизни не менше 5 діаметрів. Наведені рекомендації щодо конструктивних рішень недостатню увагу приділяють розрахунку показників надійності. Аналіз напружень у проекті повинен бути представлений від всіх розрахункових навантажень і дій, що виникають в трубопроводі в процесі його будівництва (за окремими стадіями), випробування і експлуатації трубопроводу. Визначення напружень в трубопроводі повинне визначатися методами будівельної механіки розрахунку статично невизначних стрижневих систем. Розрахункова схема трубопроводу повинна відображати дійсні умови його роботи, а прийнятий метод розрахунку – враховувати можливість використання програм для ЕОМ.

Допускається попередні розрахунки проводити за спрощеними схемами з подальшим уточненням результатів за допомогою точніших методів. Особливу увагу при цьому слід приділити вивченню останніх досягнень науки у галузі контролю якості матеріалу та втомних його напружень. Подовжній профіль ділянки ГНБ слід проектувати з урахуванням характеру водної перешкоди (протяжності, глибини, берегового рельєфу і т. ін.), геологічних умов, планово-висотних деформацій русла, допустимих радіусів трасування, технології буріння. Заглиблення нафтопроводу слід приймати не менше 6 м від найнижчої відмітки дна на ділянці переходу і не менше 3 м від лінії можливого розмиву або прогнозованого днопоглиблення русла. Мінімальний шар ґрунту над нафтопроводом повинен бути достатнім, щоб виключити можливість прориву бурового розчину і попадання його у водне середовище. Величина цього шару залежить від характеристик ґрунту, його фільтраційних властивостей, проникності під надмірним тиском бурового розчину і визначається проектом.

При проектуванні профілю свердловини за допомогою спеціальних комп'ютерних програм, як початкова інформація, повинні бути задані:

допустимий діапазон кутів входу і виходу свердловини;



Рисунок 1 – Робочий майданчик для проведення ГНБ

радіуси трасування, які повинні поєднуватися з допустимими радіусами пружного вигину нафтопроводу;

величина заглиблення трубопроводу;
діаметр свердловини.

Остаточний проект профілю переходу повинен бути обґрунтованим і економічно виправданим.

В процесі оптимізації профілю переходу допускається збільшення глибини заставляння у випадку:

якщо буде виявлений кращий по прохідності пласт ґрунту;

якщо це дозволить уникнути тріщинуватих гірських порід і уникнути втрат бурового розчину.

На подовжньому профілі свердловини повинні бути вказані:

координати крапок і кути входу і виходу свердловини;

координати меж та довжина прямолінійних і криволінійних ділянок свердловини.

На даному етапі як правило не враховується можливість застосування різних типів бурових розчинів з різними властивостями і можливостями.

Для вибору будівельно-монтажного майданчика, робочих майданчиків під бурову установку і допоміжне устаткування, складування труб і будівельних матеріалів повинні бути ситуаційні плани і топографічні карти масштабу 1:500 - 1:10000. Для детального проектування з прив'язкою розмірів на місцевості повинен бути виконаний план у великому масштабі, наприклад, 1:1000.

Робочий майданчик під бурову установку повинен розміщуватися на незатоплюваних відмітках в період будівельного етапу. Розмір бурового майданчика повинен бути достатнім, щоб розмістити будівельний комплекс, а також необхідні матеріали і устаткування. На майданчику повинно бути достатньо місця для маневру автомашин.

Залежно від розміру бурової установки і складу будівельного комплексу розмір бурового майданчика може бути 0,20 - 0,35 га. Розмір майданчика в середньому 50 x 50 м.

При виборі будівельного майданчика на даний час не виконуються вимоги ергономіч-

ності та часто не дотримуються вимоги техніки безпеки (рис. 1).

Ефективність буріння пілотної свердловини залежить від правильного вибору конструкції бурової головки. В залежності від ґрунтових умов застосовують два типи бурових головок:

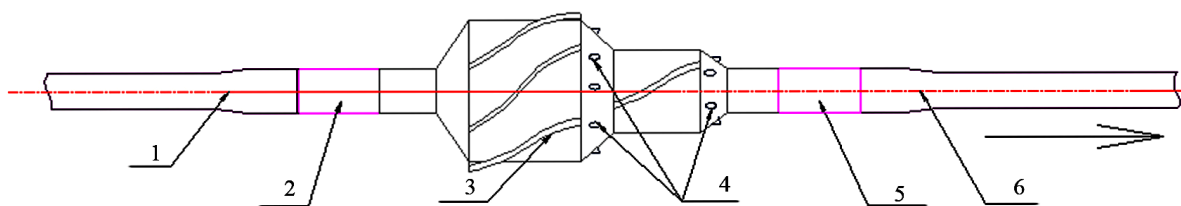
для буріння м'яких ґрунтів (піщаних, імлистих) застосовується струменева бурова головка. З її допомогою буріння здійснюється високо напірними струменями бурового розчину, що подається через насадки та руйнує ґрунт.

для буріння твердих глинистих та м'яких скельних ґрунтів застосовується бурова головка з ріжучими, як правило, вольфрамово-карбідними зубцями.

Фактична траєкторія направляючої свердловини під час пілотного буріння постійно контролюється періодичними замірами кута нахилу і азимуту, якими визначається розміщення бурової головки та інструменту. Відповідні виміри виконуються приладом, звичайно іменованим зондом, що вкладається в бурову головку.

Цей етап ГНБ, як основний, вимагає особливо ретельної уваги через велику низку невирішених питань, а саме питання контролю за процесом буріння пілотної свердловини та технології її буріння.

IV. Постановка задачі. Дані вимірів за допомогою вимірювального зонда передаються на поверхню по кабелю, який проходить всередині колони бурових штанг. Ці покази разом із даними вимірів інтервалів, що пробурюються після кожного виміру, використовуються для розрахунку горизонтальних та вертикальних координат точок вздовж осі направляючої свердловини відносно початкової (гирлової) точки поверхні. Для забезпечення проектного повздовжнього профілю свердловини з виходом бурової головки в задану точку в складі бурового комплексу є система орієнтування бурової головки. Вона складається з наступних елементів: зонда з датчиком, що розміщується всередині бурової головки; кабелю зв'язку, що розміщений всередині пілотних штанг та нарощується по мірі проходження пілотної свердловини; пульта дистанційного контролю; дублюючого пульта, встановленого в кабіні оператора бурової установки.



1 – бурові штанги; 2, 5 – клапани; 3 – розширювач; 4 – форсунки; 6 – бурові штанги

Рисунок 2 – Склад інструменту при розширенні і калібруванні пілотної свердловини бочкоподібним розширювачем

На екран пульта дистанційного керування виводяться наступні дані:

1. Кут нахилу бурової головки.
2. Положення бурової лопатки.
3. Температура зонда.
4. Глибина розташування бурової головки.

Вищевказана інформація надходить до оператора бурової установки у візуальній формі.

Таким чином, за положенням бурової головки ведеться постійний контроль, та оператор бурової установки має можливість в будь-який момент відкоригувати початкові відхилення. Подальші операції у наведених джерелах розроблені у обмеженому обсязі [1 – 3].

V. Основний матеріал дослідження. Розширення пілотної свердловини можливе в процесі протягування робочого трубопроводу при його невеликому діаметрі (200-300мм) або окремими операціями з використанням одного або декількох розширювачів. Технологічна компоновка бурового інструменту при розширенні та калібруванні пілотної свердловини поширеним бочкоподібним розширювачем зображена на рис. 2.

Діаметр розширення пілотної свердловини залежить від ґрунтових умов та діаметру трубопроводу. Як правило, приймається умова, що площа поперечного перерізу свердловини повинна перевищувати не менше ніж на 30% площу поперечного перерізу трубопроводу, що в неї протягається [3]. Розширення стовбура свердловини проводиться послідовним нарощуванням збільшення діаметра розширювачів.

Для попередження втрати пробуреного стовбура свердловини до розширювача приєднується колонна бурових труб, яка слідує за розширювачем на всьому шляху його руху в свердловині.

Свердловина вважається підготовленою до протягування дюкера після досягнення її проектного значення діаметру та довжини.

Монтаж робочого трубопроводу до протягування здійснюється на протилежному березі від бурового комплексу. Для попередження скручення робочого трубопроводу в свердловині його від'єднують вертлюжним пристроєм від розширювача. До оголовка трубопроводу приєднують послідовно вертлюг, бочкоподібний (циліндричний) розширювач та кінець бурової колони (або обсадного трубопроводу), що прямує до бурової установки.

Дюкер в процесі протягування, в залежності від місцевості, підтримується кранами або укладається на роликіві опори. При цьому по вздовжній вісь трубопроводу в місці його входу у свердловину повинна співпадати з віссю розбуреної свердловини. Складність протягування трубопроводу збільшується із збільшенням кута, під яким дюкер входить у свердловину (кут виходу пілотної свердловини).

Тягове зусилля для протягування трубопроводу в свердловину до бурової установки залежить від діаметра, ваги трубопроводу, категорії ґрунту, кривизни свердловини та якісного бентонітового розчину.

Для буріння горизонтально-направлених свердловин виготовляють спеціальний високотехнологічний глинопорошок, так званий бентоніт, який виконує наступні функції: впливає на стінки свердловини попереджаючи їхнє обвалення та зміцнюючи їх; виводить шлам і вибурені породи зі свердловини; охолоджує буровий інструмент та ін. Також при приготуванні бурового розчину використовують спеціальні добавки – полімери. Вони покращують хімічний склад води, забезпечують швидку циркуляцію води, попереджують набухання та налипання ґрунту на буровий інструмент та штанги.

Будівництво підводних переходів методом ГНБ має ряд переваг:

можливість прокладання трубопроводів значно нижче прогнозованих руслових деформацій, що надійно захищає трубопровід від будь-яких механічних пошкоджень;

метод ГНБ виключає необхідність днопоглиблюючих, підводно-технічних, водолазних і берегоукріплюючих робіт при будівництві переходів через водні перешкоди, що складає більше 50% вартості переходу;

виключається необхідність баластування трубопроводів (баластних вантажів та обважуючого покриття);

відсутність потреби у вибухових роботах по розрихленню щільних ґрунтів для подальшого риття підводної траншеї;

будівництво переходу можливе в будь-яку пору року [2].

Умовами, що обмежують можливість застосування при будівництві переходів магістральних трубопроводів під перешкодами метод ГНБ є:

несприятливі ґрунтові умови: виконання горизонтального направлено буріння в гра-

війних ґрунтах (гравію більше 30%), в ґрунтах типу пливунів, в ґрунтах з включенням валунів зазнає великих труднощів. В таких випадках ускладнюється контроль при бурінні пілотної свердловини, можливий обвал ґрунту при розширенні пілотної свердловини, можливий обвал ґрунту при розширенні пілотної свердловини та заклинювання робочого трубопроводу при його протягуванні;

виконання переходів на значні відстані (більше 2 км) та з діаметрами робочого трубопроводу більшими за 1220 мм. Для прокладання горизонтально-направлених бурінням трубопроводів діаметрами 1420 мм та протяжністю більше 2 км потрібне потужніше обладнання, яке на даний час відсутнє в Україні, та більш бездоганніша технологія.

Будівництво підводних переходів трубопроводів довільного призначення методом ГНБ при сприятливих геологічних умовах є найбільш ефективним для наступних умов:

при будівництві переходів через ріки із значними деформаціями русла і великими швидкостями течії, які виключають можливість попереднього риття траншей;

коли обмежений вільний простір в коридорі, де вже прокладено декілька трубопроводів і неможливо виконати вимоги СНиП відносно мінімальної віддалі спроектованого трубопроводу до вже існуючих;

коли неможливо виконати вимоги СНиП про будівництво підводного переходу звичайним способом нижче за течією від мостів та інших споруд;

при перетині водної перешкоди з інтенсивним судноплавством і штучними спорудами на березі (набережні, дороги, промислові підприємства та ін.);

коли необхідний капітальний ремонт або реконструкція існуючого переходу прокладанням нових трубопроводів;

будівництво прибережних ділянок морських трубопроводів при обривистих берегах, течіях і значному впливі хвиль, коли облаштувати траншею для заглиблення трубопроводу не має можливості;

у випадках, коли техніко-економічними розрахунками спроектовано скорочення коштів і часу при використанні ГНБ для будівництва переходів трубопроводів [2].

Впродовж останніх років в Україні ГНБ набуває широкого використання при проектуванні та будівництві нафто- і газопроводів під великими ріками та іншими природними та штучними перешкодами. Вперше в Україні за допомогою методу ГНБ збудовано такі переходи магістральних трубопроводів, а саме:

переходи газопроводу-відводу "Рокитне – Дубровиця" у Рівненській обл. Ø426мм під р. Случ довжиною 421м та під р. Горинь довжиною 301м [2];

переходи магістральних нафтопроводів Ø 530мм та Ø 720мм у Львівській обл. під р. Дністер довжиною 477м та 502м відповідно.

Усі роботи виконувались ЗАТ "Транс – ВІСМОС" із застосуванням відповідної техніки

та кваліфікованих спеціалістів. В якості бурової техніки застосовувався мобільний буровий комплекс виробництва "Tulsa Rig Iron. Inc" (США) модель HDR – 160Т з такими характеристиками: тягове зусилля – 72,5т; момент обертання бурильних лопаток – 39,4 кН/м; система пересування каретки – рейка.

VI. Висновки. Підводні переходи методом ГНБ забезпечують високу надійність і безпеку, що підтверджується більш як двадцятирічним терміном їх експлуатації: аварій, які б супроводжувались попаданням нафти у водойми, не зафіксовано. Виділені у статті умови обмеження застосування даного способу буріння потребують свого вирішення у подальших дослідженнях.

Література

1 Спектор Ю.И. Строительство подводных переходов способом горизонтально направленного бурения: [учеб. пособие] / Спектор Ю.И., Мустафин Ф.М., Лаврентьев А.Е. – Уфа: ООО «ДизайнПолиграфСервис», 2001. – 208 с.

2 Сооружение подводных переходов газонефтепроводов методом наклонно-направленного бурения: [учеб.-методическое пособие] / [под общ. ред. О.Н.Благова] – М.: Лори, 2003. – 288 с.

3 Руководящий документ «Строительство подводных переходов нефтепроводов способом наклонно-направленного бурения» – М.: ОАО «ВНИИСТ», 2004. – 79 с.

Стаття постуила в редакційну колегію
2.02.09

Рекомендована до друку професором
Середюк М.Д.

ПРО ОРГАНІЗАЦІЮ ТЕХНОЛОГІЇ ОДНОЧАСНО-РОЗДІЛЬНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДЕКІЛЬКОХ ПЛАСТІВ ОДНІЮ СВЕРДЛОВИНОЮ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБКИ НАФТОГАЗОКОНДЕНСАТНИХ РОДОВИЩ

О.Ю.Попівчук, В.Г.Щербина, Ю.Й.Льницький

*Філія Український науково-дослідний інститут природних газів (УкрНДІГаз)
ДК "Укргазвидобування", 61125, м. Харків, Красношкільна наб., 20, тел. (057)7300328,
e-mail: rozrobka@gmail.com*

Виконано рекомендації щодо області застосування (геолого-гідродинамічні, економічні та екологічні засади) технології і техніки одночасно-роздільної експлуатації (ОРЕ) декількох пластів однією свердловиною (в тому числі авторського права). Висловлюється стурбованість у несправедливо малій увазі до згаданої технології в останні роки на родовищах України. Показано обмежуючі фактори, ризики (таблиця верифікації та контрольних перевірок). Обґрунтовано і оцінено технологію ОРЕ на прикладі одного із родовищ України. Надано пропозиції щодо удосконалення нормативної бази

Выполнены рекомендации к области применения (геолого-гидродинамические, экономические и экологические принципы) технологии и техники одновременно-раздельной эксплуатации (ОРЭ) нескольких пластов одной скважиной (в том числе и авторского права). Высказывается обеспокоенность несправедливо малым вниманием к упомянутой технологии на месторождениях Украины в последние годы. Показаны ограничивающие факторы и риски (таблица верификации и контрольных проверок). Обоснована и оценена технология ОРЭ на примере одного из месторождений Украины. Даны предложения для усовершенствования нормативной базы.

Recommendations to a field of application (geological-hydrodynamic, economic and ecological foundations) of technology and technique of multi-level reservoir exploitation by same well (including copyright) are realized. This technology has not been used enough in Ukrainian pools last years. It is upset the authors. Limiting factors and risks (a table of verification and control tests) are shown. The technique multi-level reservoir exploitation is founded and estimated for one of Ukrainians fields. Proposals for improvement of the regulations are given.

Найбільш узагальнюючим тлумаченням терміну "одночасно-роздільна експлуатація" (ОРЕ) у нафто- та газовидобуванні є комплекс технічних і технологічних заходів, що уможливають експлуатацію однієї свердловини з не менш ніж двох відокремлених в її стовбурі об'єктів (покладів), різних за характеристиками та/чи властивостями, при забезпеченні контролю за режимами роботи кожного з об'єктів. Існує велика кількість методів і схем ОРЕ, що застосовуються для різних умов експлуатації та використовуюваного обладнання [1-3 та ін.].

Під експлуатацією видобувних свердловин слід розуміти їх використання в технологічних процесах вилучення з покладу продукції пласта (нафти, конденсату, газу, води), нагнітальних процесах закачування робочих агентів (води, газу тощо) з метою підтримування пластового тиску (ППТ), а також утилізації стічних вод.

Технології ОРЕ відомі давно і набули розвитку в світі у 70-х роках минулого століття. В Україні, наприклад, успішно впроваджувався різновид ОРЕ на багатопластовому Пролетарському нафтогазоконденсатному родовищі. Але з ряду причин, в тому числі через відсутність виробничих потужностей для складного в обслуговуванні високотехнологічного устаткування, технології не були доведені до широкомасштабного впровадження та науковою спільнотою майже не розвивалися.

Технології ОРЕ розглядаються у ланцюгу: підвищення продуктивності свердловини – удосконалення системи розробки покладу – підвищення ефективності розробки багатопластового родовища. Ефективність технологій одночасно-роздільної експлуатації свердловин висока, доцільність заперечень не викликає, тому наука і виробництво постійно повертатимуться до даних технологій, до удосконалення техніки, нормативної бази і масового впровадження на нафтогазових промислах.

Адекватність методу на реальному родовищі визначається кількістю і якістю вихідної інформації. Комплекс первинних характеристик, які необхідні для обґрунтування запровадження ОРЕ у свердловині, такий:

- дані ГДС (каротаж), отримані у процесі буріння свердловин (при первинному розкритті експлуатаційних об'єктів), поточні ГДС, геологічна будова родовища (відомості про інтервали розкриття продуктивних пластів, характер насичення, параметри колекторів, профілі припливу та ін., причому беруться до уваги дані по сусідніх свердловинах для знаходження кореляційних залежностей);

- дані досліджень в усталених і неусталених режимах, окремо кожного експлуатаційного об'єкта, енергетичні параметри: пластовий тиск, температура, фізико-хімічні властивості пластових флюїдів (згідно чинних нормативних документів, в процесі розвідувального розбу-

рювання і на стадії дослідно-промислової розробки поклади багатопластового родовища вивчаються окремо у свердловинах (дослідження на індикаторну характеристику, КВТ та ін.), що в комплексі з іншими даними стане надійною основою для подальшого обґрунтування технології ОПЕ чи об'єднання покладів в один об'єкт у випадку сумісності згаданих характеристик);

– запаси вуглеводнів по об'єктах експлуатації, результати поточної дослідно-промислової чи промислової розробки: система (кількість, схема розміщення, співвідношення нагнітальних і видобувних) свердловин, режим експлуатації покладів, активність законтурних вод, поточні відбори, ступінь вироблення запасів, об'єм закачування води по відношенню до відбору рідини та ін.;

– підземний технічний стан свердловини (якість експлуатаційної колони, цементного каменю), конструкція свердловини;

– економічні показники (ціни на продукцію, ціни на необхідні ресурси (електроенергію та ін.), устаткування, собівартість видобування вуглеводнів, сума податків, тощо).

Як згадувалось, варіацій та схем ОПЕ існує велика кількість [4-6 та ін.], на кожен з яких можна скласти таблицю верифікації та контрольних перевірок, є і обмежуючі фактори, ризики. В таблиці 1 узагальнено передумови для можливого впровадження та різновиди ОПЕ з наголошенням на більш новітні технології.

Отже, вирішальним чинником під час впровадження ОПЕ повинно бути зіставлення витрат на обладнання ОПЕ свердловин і прибутку від реалізації додатково видобутих вуглеводнів (або свердловин для утилізації вод, закачування агентів для МПШТ) з традиційними варіантами розробки багатопластового родовища (буріння окремих мереж свердловин, укрупнення об'єктів).

В Україні до багатопластових та багатофазних можна віднести більшість родовищ. Для прикладу розглянемо Ульянівське нафтогазоконденсатне родовище, відкрите у 1999 р., розробку якого розпочато в 2001 р. На родовищі впроваджено систему розробки, за якою насамперед розбурювалися і вводилися в розробку окремими мережами свердловин базисні поклади (якомога нижчі і найбільш продуктивні пласти). Для впровадження ОПЕ обрано свердловину №52, яка розкрила в розрізі два підготовлені до промислового освоєння, добре вивчені поклади башкирського (C_{2b}) ярусу горизонтів Б-7 (на даний час експлуатується) і Б-2 (планується достріляти). Схема ОПЕ свердловини 52 зображена на рисунку 1. Слід зауважити, що обидва об'єкти (Б-2 і Б-7) характеризуються дуже низькою обводненістю продукції, яка корозійно безпечна, тому схему ОПЕ можна спростити (а, отже, і здешевити), експлуатуючи верхній об'єкт через затрубований простір, колони НКТ можна опускати паралельно і концентрично. Об'єкти різняться за колекторськими властивостями та іншими параметрами. Поточний пластовий тиск покладу горизонту Б-7 – 5,72 МПа, а горизонту Б-2 – 12,62 МПа.

Виконано прогностичні технологічні розрахунки показників експлуатації свердловини 52 за умови впровадження ОПЕ з 01.01.2009 р. В результаті загальний достроковий обсяг газу за період 2009-2018 роки складає 141,7 млн.м³; по роках додатковий видобуток газу (в млн.м³) розподіляється так: 2009 р. – 28,3; 2010 р. – 25,2; 2011 р. – 21,3; 2012 р. – 17,5; 2013 р. – 14,2; 2014 р. – 11,4; 2015 р. – 8,9; 2016 р. – 6,7; 2017 р. – 4,8; 2018 р. – 3,4.

Економічна ефективність проведення від заходу обчислена за загальноприйнятою методикою, капітальні вкладення оцінені в розмірі 2,42 млн. гривень та включають витрати на: устаткування (труби НКТ, шлейф, пакер, циркуляційний клапан тощо), перфораційні роботи, освоєння та інше. Результати техніко-економічних розрахунків, наведені в таблиці 2, свідчать, що цілком реальний і обґрунтований захід ОПЕ лише для однієї свердловини родовища характеризується досить високою ефективністю, чистий дохід надкористувача (приведений вільний грошовий потік) за 10 років експлуатації може скласти близько 49 млн.грн. Враховуючи той факт, що на даному родовищі та інших подібних родовищах більшість свердловин "підходить" для впровадження різноманітних схем ОПЕ, виникає стурбованість у несправедливо малій увазі до згаданої технології на всіх родовищах України.

Чинні положення нормативних (регуляторних) документів щодо розробки родовищ нафти і газу стосовно технології ОПЕ здебільшого мають нечітке тлумачення та ускладнюють її впровадження, що може призвести до збільшення розрахункової вартості і зниження прибутковості. Правилами розробки передбачається виконання прямих (глибинних) замірів параметрів роботи окремих покладів (пластових, вибійних тисків та ін.) у ході ОПЕ. У газових покладах з низьким вмістом рідини у продукції ця проблема вирішується простіше, оскільки непрямі (аналітичні) методи з достатньою точністю замінюють прямі. В інших випадках можливе застосування дистанційних датчиків тисків, дебітометрів нового покоління (передавання інформації силовим кабелем), різних рівнемірів. У відносно однорідних покладах можна реалізувати систему розробки, за якою низка присклепінних свердловин підлягають ОПЕ, а ближчі до контура експлуатуються і досліджуються роздільно.

В кожному випадку одночасно-роздільна експлуатація декількох об'єктів однією свердловиною здійснюється тільки після обґрунтування і затвердження у встановленому порядку в проектних та технологічних документах на розробку родовища, за умови застосування змінного устаткування, можливості роздільного обліку продукції, проведення геолого-промислових досліджень, попередження корозії (інгібіторний та ін. захист) та інших ускладнень.

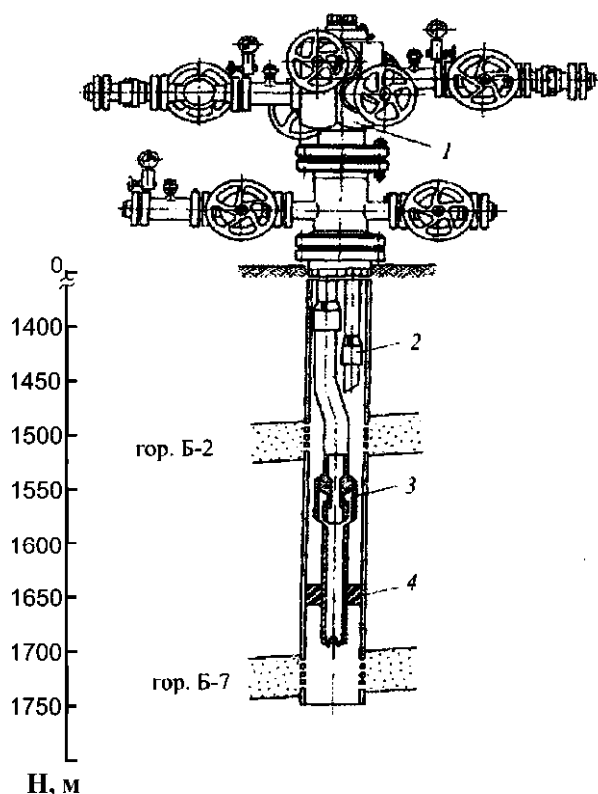
Для надійної і безпечної експлуатації крім усестороннього обґрунтування способу ОПЕ в проектах на розробку для кожної окремої свердловини додатково розробляється і приймається

Таблиця 1 – Рекомендації щодо області застосування та різновиди технологій і техніки для одночасно-роздільної експлуатації свердловин

Передумови для застосування	Характеристика і різновиди ОРЕ
<p>1 Несумісність об'єктів за термобаричними умовами (пластовими тисками температурою), величиною запасів вуглеводнів, активністю законтурних вод, проникністю, збільшення коефіцієнтів вилучення вуглеводнів</p>	<p>Найбільш поширений, рекомендований для прискореного отримання вуглеводнів, рівномірного вироблення покладів, запобігання "відключенню" низькопроникних пластів, некерованих міжпластових перетікань і т. д. (удосконалення системи розробки), найменш затратний та простий спосіб реалізації полягає у розмежуванні двох об'єктів пакером та спускання іншого технологічного обладнання (якір, клапани та ін.); за відсутності агресивного середовища та інших обмежень нижній об'єкт експлуатується через НКТ, верхній (здебільшого продукуючий сухий газ) – по затрубному просторі. Для запобігання впливі середовища на експлуатаційну колону паралельно чи "труба-в-трубу" опускаються колони НКТ. Інші види – комбінація кількості об'єктів, способів видобування/нагнітання, в тому числі механізованих, тощо.</p>
<p>2 Несумісність покладів за фізико-хімічними властивостями пластових флюїдів: густина, в'язкість, фазовий стан (частки газу, нафти і води), тиск насичення, тиск початку конденсації, об'ємний коефіцієнт та ін. (або/і фізико-хімічні властивості робочих агентів під час нагнітання)</p>	<p>Крім простого роздільного видобування чи нагнітання флюїдів з різними характеристиками можна організувати ОРЕ з покращенням властивостей одного об'єкта за рахунок іншого – перепускання і змішування флюїдів до досягнення оптимальних їх властивостей з подальшим винесенням на поверхню. Наприклад, нафту з великим вмістом парафіну з легкою нафтою чи конденсатом, підігрівання нафти флюїдом з нижчезалягаючого високотемпературного пласта тощо. Робочим (витісняючим) агентом може бути рідина, що подається ззовні чи перепускається з іншого об'єкта.</p>
<p>3 Розкриття контактів чи розміщення свердловин поблизу контактів (водоного ВНК; газодного ГВК; газонафтового ГНК)</p>	<p>У свердловинах, що розкрили контакт (в тому числі в межах одного покладу) впроваджується ОРЕ з метою: попередження проривання газу – проводять одночасний регульований відбір з нафтової частини і з газової шапки покладу, створюючи диференційовану дію (різні депресії) на нафтонасичену і газонасичену частини покладу; аналогічно, попередження утворення водяних конусів покладів з підшовною водою – проводять регульований відбір нафти і води, створюючи диференційовану дію на нафтонасичену і водонасичену частини покладу.</p> <p>У разі коли положення контактів відносно свердловини відоме існує можливість встановлення оптимального режиму експлуатації (видобування чи/і нагнітання, перепускання) кожного об'єкта за вибраними гідродинамічними критеріями оптимальності (запобігання передчасному обводненню, проривання газу, рівномірному переміщенню контактів, збільшенню коефіцієнта охоплення дренаванням). У випадку організації ОРЕ близькість до ГВК, ВНК чи ГНК одного об'єкта не впливає на режим експлуатації свердловини з іншого, чого не можливо уникнути у разі сумісної розробки покладів.</p> <p>Цікавим є спосіб, що полягає у гравітаційному розділенні у свердловині рідини на воду, конденсат/нафту, газ і окремому їх вилученні. Цей метод може бути дуже ефективним у низьконапірних, глибоких (де природний чи примусовий газліфт не ефективний – надто високий тиск для компресора) свердловинах з рівнем рідини, обводнених (газ/конденсат/вода або газ/нафта/вода тощо). Тобто роздільний видобуток не тільки ОРЕ двох пластів, а з одного пласта з рівнем рідини у свердловині. Рідина може вилучатися і в природний і механізованим способом (плунжерний, гвинтовий, відцентровий насоси). Виключаються шкідливі для навколишнього середовища і пласта (щадний режим, в якому виключаються циклічні депресії, інтенсифікація обводнення і/чи проривання газу) продування на факел чи в колектор.</p>

Продовження таблиці 1

Передумови для застосування	Характеристика і різновиди ОРЕ
4 Незадовільний технічний стан експлуатаційної колони та низька якість цементного каменю, диференційована дія на різні ділянки свердловини (техніко-технологічні чинники)	Ізоляція негерметичностей експлуатаційної колони, зняття небажаних навантажень на експлуатаційну колону (особливо на свердловинах "старого" фонду). Можливість регулювання відбору з різних ділянок горизонтальної і розгалуженої свердловин.
5 Покращення екологічної ситуації поблизу родовища	Роздільна з видобуванням вуглеводнів/нагнітанням робочих агентів утилізація супутніх промислових вод та газу. Зменшення фонду свердловин у результаті запровадження ОРЕ значно знижує вплив на навколишнє середовище, оскільки одним з основних потенційних джерел забруднення повітря, води, ґрунтів та ін., навантаження на флору і фауну у процесі буріння і в ході експлуатації є приповерхнева зона свердловин, кількість яких у ході ОРЕ зменшується.
6 Покращення економічних чинників, прискорене отримання вуглеводневої сировини, залучення в розробку непромислових запасів вуглеводнів і т. д. – підвищення ефективності розробки родовища	Загалом технологія ОРЕ дає змогу пропорційно до кількості додаткових об'єктів експлуатації в одній свердловині скорочувати капітальні вкладення на буріння додаткових свердловин, на придбання наземного обладнання, облаштування промислу. Також значно скорочуються експлуатаційні витрати, збільшується коефіцієнт використання фонду свердловин та ін. Навіть у близьких за тиском та ін. покладах після укрупнення об'єктів у свердловині дебіт кількох покладів здебільшого на 20-40% нижчий при сумісному розкритті, ніж сума дебітів свердловин у процесі їх роздільної експлуатації.



1 – фонтанна арматура; 2 – розрізні кільця;
3 – циркуляційний клапан; 4 – пакер

Рисунок 1 — Схема конструкції свердловини 52 у ході ОРЕ

спеціальною комісією (із залученням виробників, проєктантів, представників контролюючих органів (Держгірпромнагляду)):

- розрахунок оптимальної продуктивності і пластового тиску кожного пласта;
- критерії оптимізації режиму роботи кожного з пластів, що розкриваються свердловиною (за фактичними даними);
- підбір компоновки (комплектація внутрішньосвердловинного устаткування що підлягає заміні), а також складається регламент щодо спускання і встановлення пакерної установки і технологічного обладнання;
- зазначаються види і періодичність досліджень, проведення обліку продукції (нафти, газу і води), що вибувається з кожного пласта;
- плани ремонту свердловини з урахуванням різниці між тисками експлуатаційних об'єктів, пластів та ін.

Слід зауважити, що на сьогодні все ще відчувається дефіцит деяких видів вітчизняного устаткування і новітніх технологій для ОРЕ, а закордонні невиправдано дорогі.

Тому, враховуючи високу ефективність технології ОРЕ та те, що більшість нафтових, газових, газоконденсатних і багатофазових родовищ України є багатопластовими, вважається за необхідне:

- зобов'язувати проєктні організації розглядати варіанти з ОРЕ під час проєктування розробки родовищ;
- ініціювати удосконалення і розширення існуючої нормативної бази з метою широкого запровадження технологій ОРЕ надкористу-

Таблиця 2 – Основні техніко-економічні показники експлуатації свердловини №52 Ульяновського родовища

ПОКАЗНИКИ	ЗНАЧЕННЯ
Період розробки, що розглядається, роки	2009-2018
Видобуток газу за період, що розглядається, млн.м ³	141,70
Капіталовкладення, млн. грн.	2,42
Експлуатаційні витрати, млн. грн.	13,28
Чиста виручка від реалізації продукції, млн. грн.	103,48
Чистий прибуток, млн. грн.	67,65
Вільний грошовий потік, млн. грн.	69,73
Приведений вільний грошовий потік, млн. грн.	49,45
Термін окупності вкладень, рік	на 1 році (2009 р.)
Податки і збори до бюджету (дохід держави), млн. грн.	80,97

вачами та зняття надмірного регуляторного тягаря;

– вітчизняним підприємствам та науковцям налагоджувати серійний випуск устаткування та ініціювати розроблення технологій, потрібних для ОРЕ.

Очікуваний ефект від згаданих інновацій – збільшення обсягів видобутку вуглеводнів, як однієї з стратегічних задач нафтогазовидобувного комплексу та, відповідно, підвищення прибутковості нафтогазовидобувних підприємств.

Література

1 Максutow P.A., Доброскок Б.Е., Зайцев Ю.В. Одновременная раздельная эксплуатация многопластовых нефтяных месторождений. – М.: Недра, 1974. – 95 с.

2 Бойко В.С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ: Підручник. – 3-є доповнене видання. – К.: Реал-Принт, 2004. – 695 с.

3 Справочник по нефтепромысловому оборудованию / Под ред. Е. И. Бухаленко. – М.: Недра, 1983. – 399 с.

4 Пат. 2211311 Россия, МПК 7 E21B43/14. Способ одновременно-раздельной разработки нескольких эксплуатационных объектов и скважинная установка для его реализации/ Леонов В.А.; Шарифов Махир Зафар оглы и др. – Оpubл. 2004.04.27, Бюл. № 12/2004.

5 Пат. 2297518 Россия, МПК E21B 43/00. Способ эксплуатации скважины/ Хисамов Р.С., Евдокимов А. М. и др. – Оpubл. 2007.04.20, Бюл. № 2006125584/03.

6 Пат. 2262586 Россия, МПК 7 E21B43/12, E21B34/06. Скважинная установка для одновременно-раздельной и поочередной эксплуатации нескольких пластов одной скважиной/ Шарифов Махир Зафар Оглы, Леонов В.А., Ужаков В.В., Красноперов В.Т., Кузнецов Н.Н. и др. – Оpubл. 2005.10.20, Бюл. № 2003116852/03.

Рекомендовано до друку Оргкомітетом науково-технічної конференції молодих вчених "Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії", яка відбулася в ІФНТУНГ 16-20 вересня 2008 р.

РІЖУЧО-СТИРАЮЧІ ВИБІЙНІ ФРЕЗЕРИ ЗІ ЗМІЦНЕНОЮ МЕТАЛОЗВ'ЯЗКОЮ АРМОВАНОЇ ЗОНИ

Л.О.Боруцак, В.В.Врюкало, В.Б.Копей, Я.Г.Ленів, Ю.Б.Місюрак

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел.(03422) 41166,
e-mail: public@iung.edu.ua

Запропоновано метод підвищення стійкості фрезерів вибійних шляхом використання для армування твердосплавних пластин інших розмірів та конфігурації, зміни схеми армування та підвищення механічної міцності металозв'язки. Останнє досягається включенням спіралеподібних сталевих зміцнюючих елементів, розміщених в радіальному і тангенційному напрямках в торцьовому об'ємі фрезера. Введення таких каркасів знижує ступінь деформації металозв'язки під дією інтенсивних розподілених ударних навантажень і водночас зберігає її пластичність при локальній дії гострокутніх частинок вибою та шламу. Запропоновано також заготовки фрезерів великих діаметрів виготовляти литвом, що економить якісну конструкційну сталь.

Предложен метод повышения стойкости фрезеров забойных путем использования для армирования твердосплавных пластин других размеров и конфигурации, изменения схемы армирования и повышения механической прочности металловязки. Последнее достигается включением спиральных стальных упрочняющих элементов, расположенных в радиальном и тангенциальном направлениях в торцевом объеме фрезера. Введение таких каркасов снижает степень деформации металловязки под действием интенсивных распределенных ударных нагрузок и в то же время сохраняет ее пластичность при локальном воздействии остроугольных частиц забоя и шлама. Предложено также заготовки фрезеров больших диаметров изготавливать литьем с целью экономии качественной конструкционной стали.

This article propose us a method of rising a bottom resistance in a way of using hard alloy plates with other sizes and configuration, change of armoring scheme and increase of mechanic strength of metal pack for armoring. The last is reached by including of steel strengthen elements, which looks like spiral and situated in radial and tangential direction in junk mill volume of cutter. Manufacturing of mills with big diameters is also proposed to produce using of mouldings, what helps to economize a quality constructional steel.

В процесі буріння нафтових і газових свердловин порушення технологічного процесу, що виникає внаслідок поломки із залишенням у свердловині інструментів, елементів бурильної колони (ведучих, бурильних труб, перехідників, муфт, замків, центраторів, амортизаторів, калібраторів) чи інших предметів, вважають аварією.

Для проведення робіт з ліквідації аварій використовуються спеціальні мітчики. Але перед використанням мітчика (чи в разі неможливості його застосування) елементи труб і з'єднань бурять до бурильного замка ріжучо-стираючими вибійними фрезерами. Свердловини при цьому очищують по всьому перерізу. Буріння проводиться роторним або турбінним способом за максимально допустимої подачі насосів з осьовим навантаженням 20-40 кН. У процесі буріння бурильну колону слід підіймати через кожні 1,5-2 м проходки. Фрезери також використовуються для ліквідації аварій з долотами, але найчастіше вибійні ріжучо-стираючі фрезери використовують під час ліквідації аварій, пов'язаних із звільненням свердловин від сторонніх предметів. Великогабаритні предмети - роторні клини, щелепи ключів АКБ-3 а також колонкові труби, підйомні ґрунтоносії тощо подібні руйнують на вибої вибійними фрезерами.

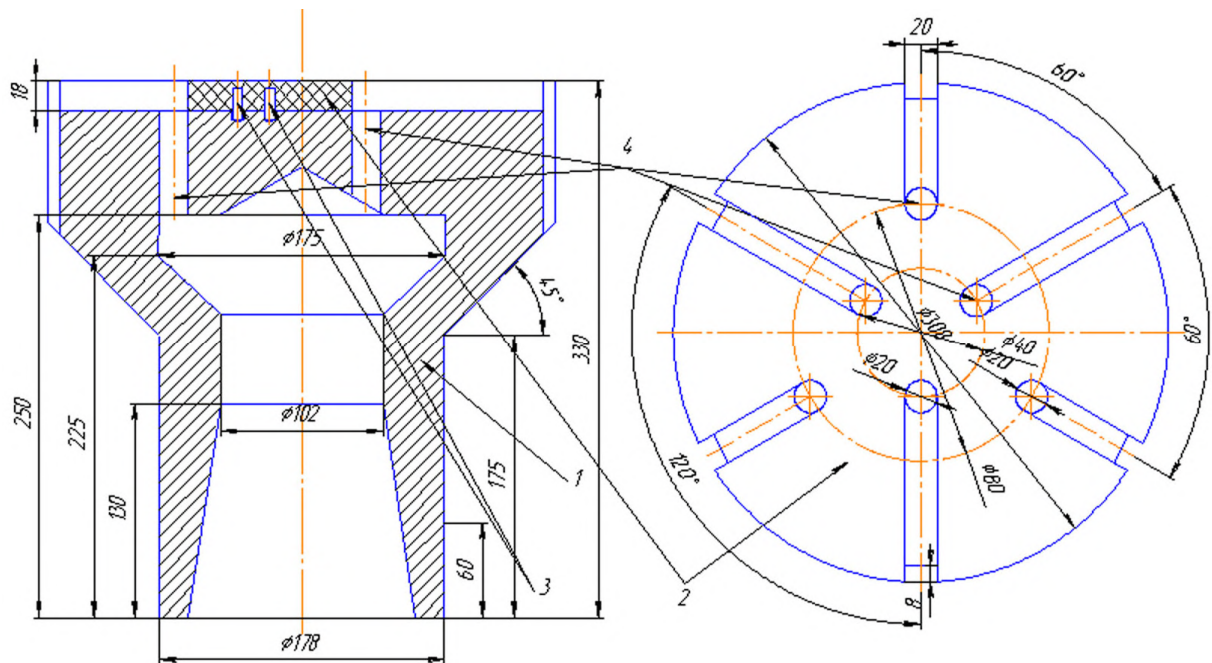
Фрезерний породоруйнуючий інструмент [1] порівняно нескладний за конструкцією. Ріжучо-стираючі фрезери мають видовжений корпус, що виготовляється із сталей марок 40 або

40Х з розміщеними всередині промивними каналами, який армований по торцю на глибину 15-25 мм пластинами та подрібненим металокерамічним твердим сплавом марок ВК8 – ВК15. Ці марки володіють хорошими різальними властивостями та високою стійкістю до ударів [2]. Твердосплавні пластини форми Г4102 відіграють роль різальних елементів, а подрібнені частини розміром 1,5 – 5,0 мм перетирають металевий шлам, щоб полегшити його виведення із свердловини. Всі твердосплавні елементи на торці фрезера розміщуються в об'ємі, залитому сплавом системи Cu – Ni – Zn з температурою плавлення 950°C (припій №4 або №7 за ТУ 48-21-299-73). Кромки промивних пазів наплавлені твердим сплавом Реліт.

У відповідності з ГОСТ 26-16-1619-81 фрезери ріжучо-стираючі випускаються 23 типорозмірів діаметром від 85 до 475 мм з правими і лівими присднувальними різьбами та відповідним розташуванням різальних кромки і промивних каналів (рис. 1).

Технічним забезпеченням, що уможливило підвищення якісних показників фрезерів, є правильний вибір матеріалів зв'язки та армуючих компонентів їх розміщення в робочій армованій зоні, а технологічним - метод отримання заготовки, спосіб армування, а також якість і послідовність механічної та термічної обробки [3, 4].

Для вибійних стирано-ріжучих фрезерів існують стандартні схеми армування пластинками з твердого сплаву [1]. Конкретна схема армування фрезера ФЗ-308, яку використо-



1 – корпус, 2 – стираюча частина фрезера, 3 – ріжучі пластини, 4 – промивні отвори

Рисунок 1 – Конструкція серійного фрезера вибійного ФЗ-308

вують в базовому технологічному процесі, зображена на рисунку 2. Конструкції стандартного фрезера властива низка недоліків:

- схема розміщення твердосплавних штирів не дозволяє створити суцільну зону перекриття, що суттєво послаблює різальну здатність інструменту;

- для отримання гнізд під штирі свердлять круглі отвори, що не забезпечує чіткого і міцного закріплення твердосплавних пластин в корпусі інструменту;

- як металозв'язку робочої зони в даному інструменті використовують припій на основі латуні, а цей сплав характеризується порівняно невисокими параметрами механічної міцності, тому за наявності великих статичних і динамічних навантажень, що мають місце при роботі фрезерів, а також через присутність на вибої абразиву та уламків твердого сплаву інструмент часто виходить з ладу [4].

Для можливості подальшого покращення конструкції фрезера вибійного і для порівняння запропонованої зміни конструкції інструменту і армованої зони було виконано патентний та літературний пошук. Аналіз патентних джерел показав, що запропоновані їх авторами зміни стосуються, в основному, не принципового покращення конструктивних елементів та робочої зони фрезерів вибійних [5], тому не можуть суттєво підвищити якісні характеристики останніх.

Через вказані вище причини нами запропоновано не тільки змінити існуючу схему армування з використанням для цього твердосплавних пластин іншої конфігурації та розмірів, а й зміцнити латунну зв'язку шляхом введення каркасів з якісної конструкційної сталі у формі спіралеподібної стружки. Введення та-

ких елементів загалом не знижує пластичність зв'язки, але підвищує її механічну міцність, зносостійкість та здатність утримувати в собі твердосплавні елементи. Вибрано саме стружку, а не металеву спіраль, тому що стружка має внутрішні мікротріщини, що дозволяє їй при надмірному навантаженні відламуватися невеликими ділянками, не вирываючи великих шматків припою.

Окрім того, запропоновано змінити спосіб отримання заготовок фрезерів великих розмірів з прокату на литво у земляні форми. Це суттєво зменшує витрати якісної конструкційної сталі на стружку, які для інструментів великих діаметрів становлять 45 – 60%.

При всіх способах лиття (за виключенням лиття за витопами моделями) форма має один чи декілька площин роз'ємів. При виборі площини роз'єму необхідно виключити рознімання форми по похилих та ступінчастих площинах. Для підвищення точності розмірів вилівка та з метою запобігання можливому зміщенню однієї площини форми відносно іншої доцільно формувати опоки по суцільній нероз'ємній моделі, яку бажано розміщувати в нижній частині форми.

Форми для вилівоків, які мають конфігурацію тіл обертання з оброблювальними зовнішніми та внутрішніми поверхнями, краще заливати у вертикальному положенні.

Для вилівоків, які мають внутрішні порожнини, утворені стрижнями, вибране положення повинно забезпечувати можливість перевірки розмірів порожнини форми під час складання, а також надійне прикріплення стрижнів. Вибір поверхні роз'єму підпорядковується вибору положення форми у процесі заливання.

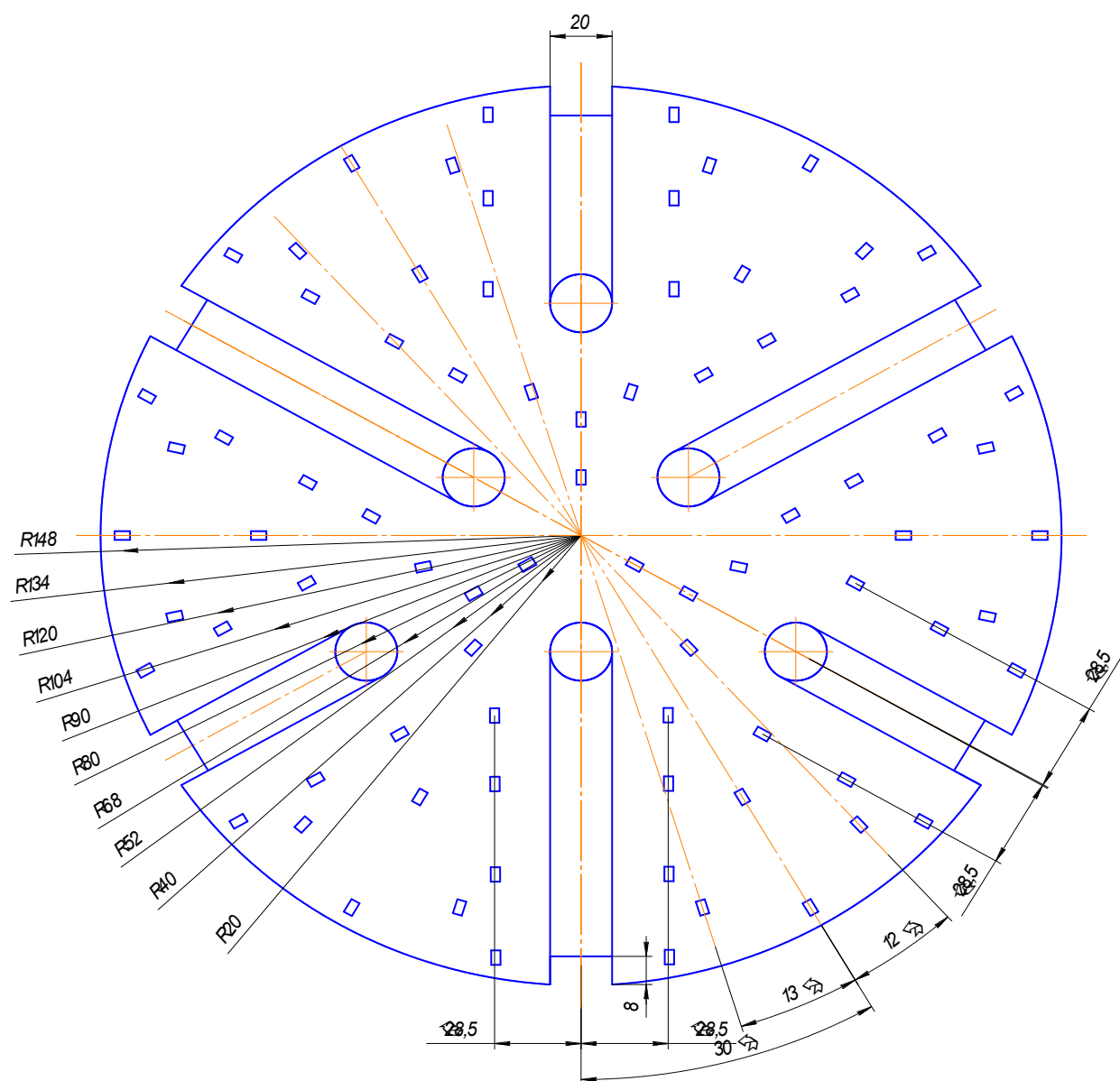


Рисунок 2 – Торець та схема армування серійного інструменту

Отже, керуючись згаданими вище правилами, підтвердженими багаторічною практикою, було вибрано вертикальне положення вилівка з площиною рознімання по рівню більшого торця заготовки і з внутрішнім вертикальним розташуванням стрижня. На торці заготовки, що підлягає армуванню, виконано не круглі отвори під твердосплавні пластинки, а пази, що покращує фіксацію та закріплення пластин і дає можливість регулювати їх положення в радіальному напрямі (рис 3). Це корисно в тому випадку, коли замовнику для ліквідації певного виду аварій потрібно мати породоруйнуючий інструмент з підсиленням різальних характеристик в певному місці на торці фрезера (на периферії чи в центрі інструменту).

Суттєвим є також напрям розміщення паців на торці заготовки – вони спрямовані як радіально, так і під кутом до радіуса, щоб шлам, утворений в результаті роботи інструменту, відводився на периферію вибою. Це сприятиме кращому очищенню свердловини.

Зміни також стосуються самої конфігурації торця фрезера – його виконано не у вигляді диска з пазами під виведення промивального розчину, а фасонним, робоча частина отримала бокові вирізи, що збільшує різальні можливості інструменту і сприяє кращому відведенню промивального розчину, а, отже, збільшує продуктивність його роботи.

Як було зазначено вище, щоб зміцнити латунну металозв'язку, в робочу зону у певному порядку було закладено спіралеподібні сталеві елементи. Для підтвердження доцільності таких заходів та з метою зменшення об'єму натурних досліджень нами здійснено моделювання напруженого стану локальних армованих об'ємів під впливом силових факторів, що можуть мати місце під час роботи фрезерів і діють на виділені об'єми в різних напрямках. Використовуючи систему тривимірного параметричного моделювання Solid Works, було створено моделі локальних об'ємів армованої зони інструменту як з чистого припою, так і за наявності

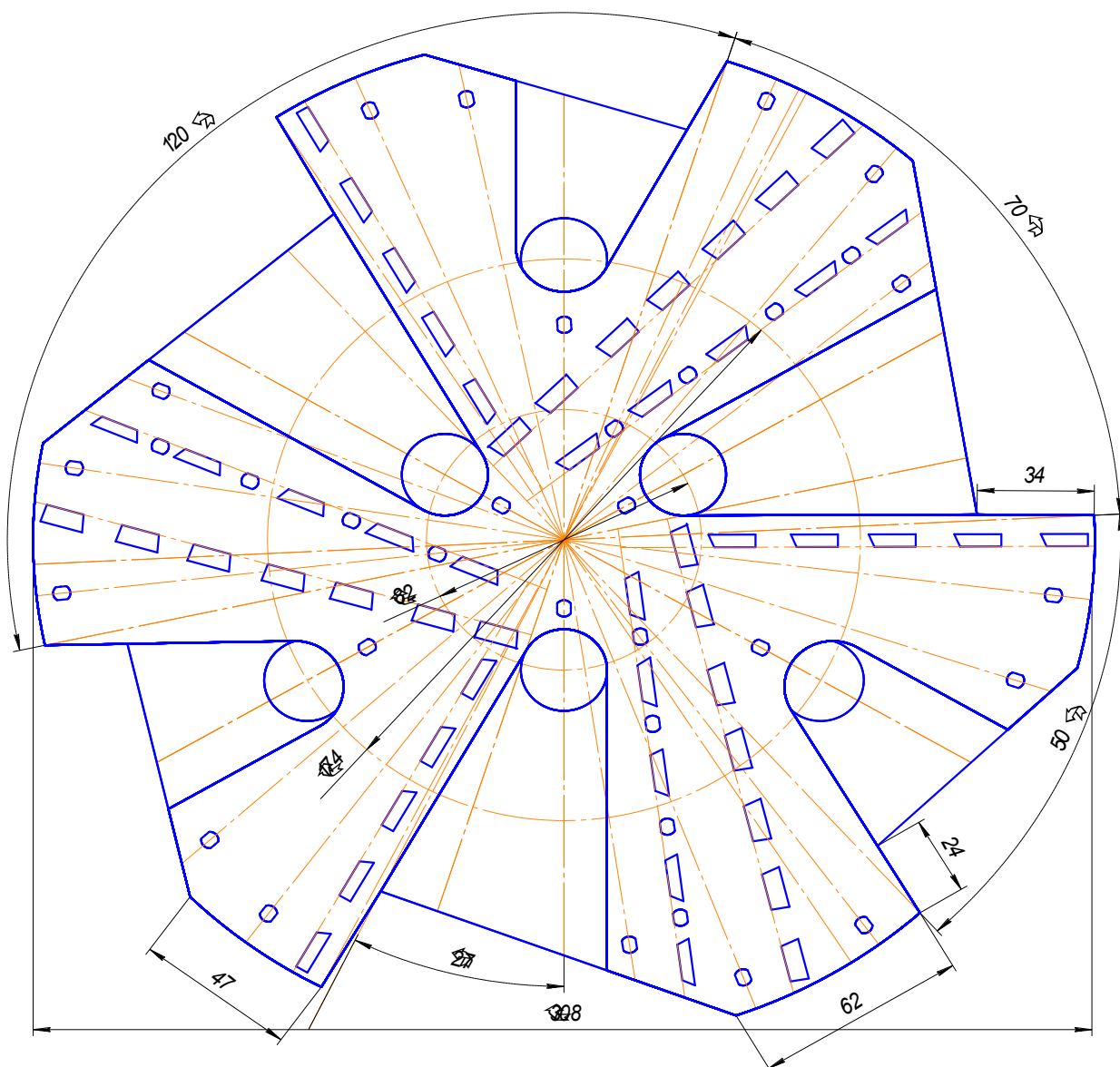


Рисунок 3 – Запропонована схема армування вибійного стираючо-ріжучого фрезера ФЗ-308 з новою конфігурацією пластин

спіралеподібної стружки (рис. 4). Засобами програми Cosmos Works, яка реалізує метод скінченних елементів для задач теорії пружності [6], нашу модель було розділено на елементарні об'єми (рис. 5) та досліджено характер зміни величин деформацій (рис. 6), відносних переміщень (рис. 7) і напружень в різних зонах виділеного об'єму.

У ході моделювання досліджувався вплив площі поперечного перерізу спіралеподібної стружки на напружено-деформований стан локальних об'ємів армованої зони інструменту для всіх можливих варіантів прикладення навантажень і зв'язків. Розрахункові моделі (для порівняння) містили сталю стружку площею поперечного перерізу від 2 мм² до 15 мм², а також чистий припіп без армуючих елементів.

Як показали результати моделювання, негативний вплив статичного навантаження спадає із збільшенням площі поперечного перерізу стружки. Аналіз результатів свідчить, що навіть максимальні напруження, які виникають в зра-

зках, не перевищують межі текучості матеріалу $2,4 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$. Це означає, що суттєво зменшується можливість розриву ріжучої кромки за даного статичного навантаження. Також суттєво зменшуються переміщення в дослідному зразку (з $5,138 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ до $4,28 \cdot 10^{-6} \text{ м}$), і відносна деформація (з $1,032 \cdot 10^{-5}$ до $8,62 \cdot 10^{-5}$).

Результати комп'ютерного моделювання підтвердили ефективність запропонованих конструктивних змін для підвищення довговічності вибійних стираючо-ріжучих фрезерів.

Запропоновані зміни в конструкції та оснащенні фрезерів було реалізовано таким чином. Підбираючи форму і розміри твердосплавних пластинок, ми виходили з того, що торцевий фрезер зазнає динамічних навантажень, а окремі ділянки робочого торця працюють на зріз і зминання. Це зумовлено необхідністю руйнування предметів, які мають різну твердість, розміри та конфігурацію (труби, шарошки, уривки кабелів тощо). Тому крім основного завдання фрезера – стирати і перемелювати

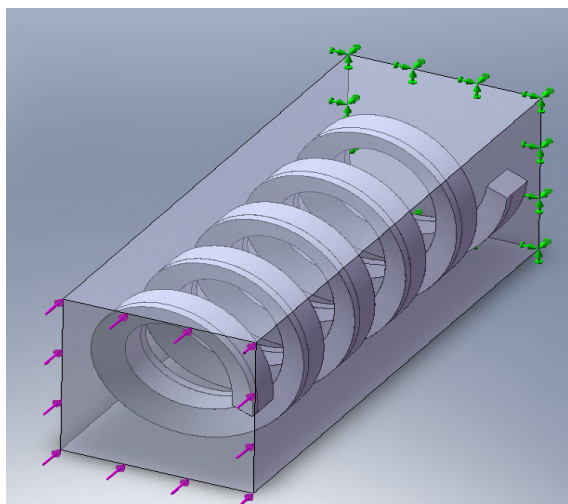


Рисунок 4 – Тривимірний модель армованої зв'язки

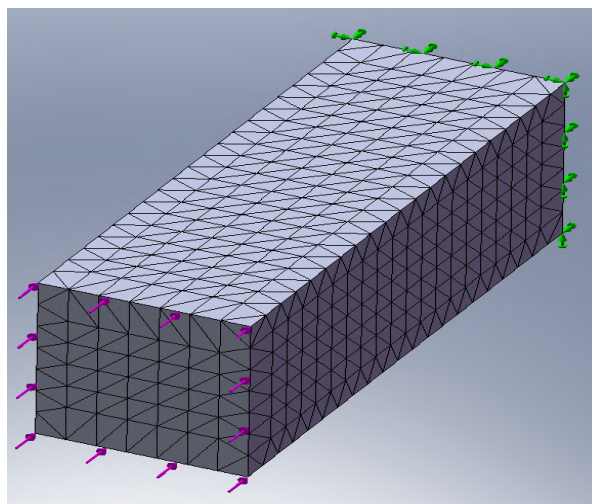


Рисунок 5 – Схема розбиття на дискретні елементи

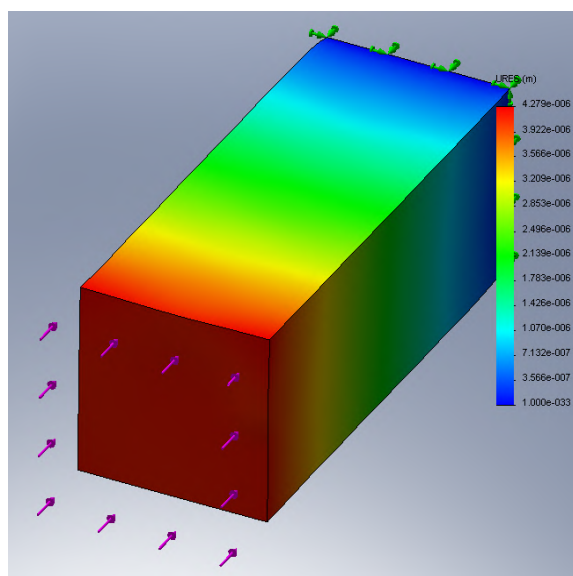


Рисунок 6 – Епюра деформацій

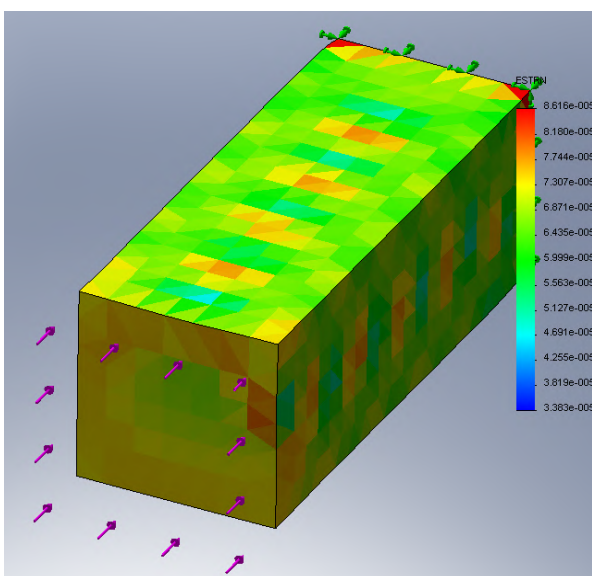


Рисунок 7 – Епюра переміщень

предмети на вибої, йому доводиться ще й здійснювати різання. Тому як різальні елементи і були використані широкі твердосплавні пластини такої форми, що дають можливість збільшити загальну довжину різальних кромки, і круглі стрижні (рис. 8). Це дає змогу проводити різання з меншою і дрібнішою стружкою, яку легше виводити спеціальним розчином із зони різання.

Важливим параметром твердосплавних елементів (окрім форми), є їхнє розміщення і глибина посадочних гнізд, яка становить 5,5 – 6,5 мм для різних типів пластин. Під час вибору цих параметрів ми керувались умовою їх ефективного взаємного розташування, що передбачає можливість зміни положення пластин в залежності від вимог замовника і умов аварії, форми та розмірів предметів, які потрібно зруйнувати, можливості виконувати підсилення інструменту в різних ділянках його поверхні. Розв'язком такого завдання було виконання посадочних гнізд під пластини у вигляді пазів

(на відміну від отворів, що використовувались в базовій схемі армування) (рис. 9). Такий спосіб закріплення армуючих елементів дає змогу за потреби змінювати схему армування в певних межах, підсилюючи окремі ділянки робочої зони. Глибина посадочних гнізд і пазів є більшою для товстіших пластин та пластин більших типорозмірів і приймає менші значення для круглих стрижнів.

Вибір спіралеподібних елементів для армування робочої зони фрезера вибійного виконано з тієї умови, що, з одного боку, необхідно збільшити механічну міцність припою на основі кольорових металів, а, з іншого боку, вибір надто міцної і пластичної сталі міг би призвести до виривання значних об'ємів робочої зони під впливом локальних навантажень, що виникатимуть під час руйнування гострокутного металевго вибою з твердими вклученнями. Було вибрано товсту зливну спіралеподібну стружку з якісної конструкційної сталі марки Сталь 40.

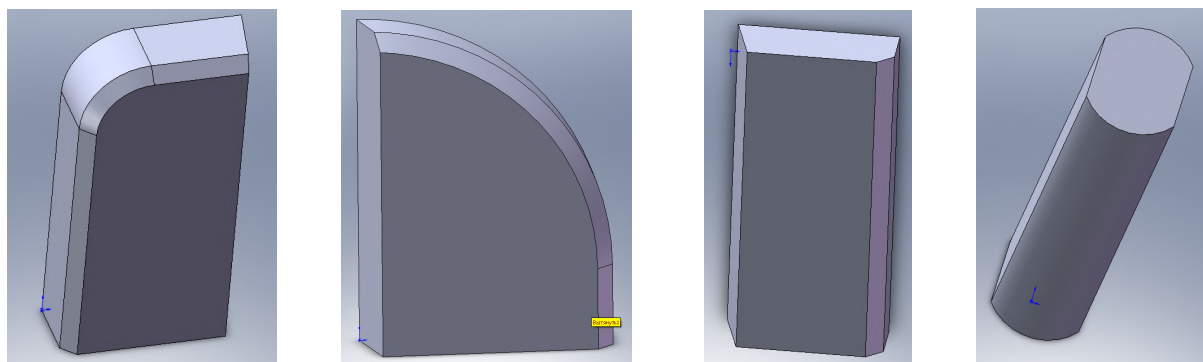
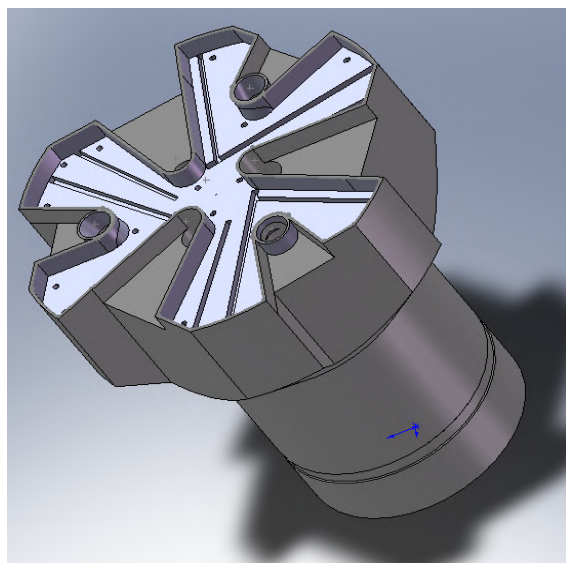
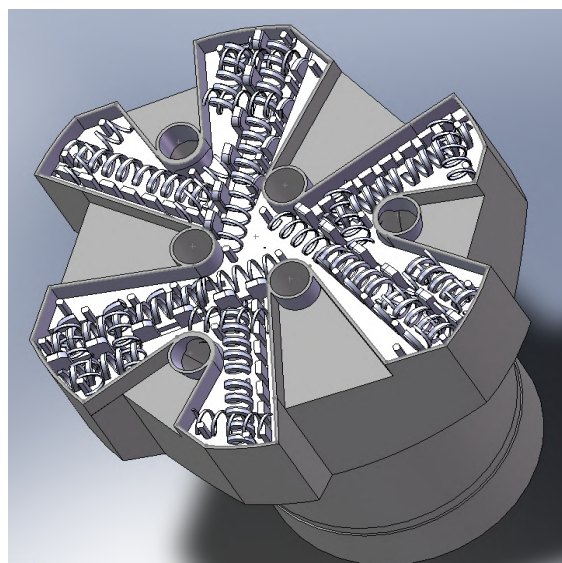


Рисунок 8 – Форми твердосплавних ріжучих елементів



а)



б)

Рисунок 9 – Заготовка фрезера з пазами під пластини (а) та споряджена твердосплавними пластинами і армуючими спіралями (б)



Рисунок 10 – Фрезер ФЗ-308 з робочою зоною, повністю спорядженою під паяння (армування)



Рисунок 11 – Фрезер вибійний ФЗ-308 після операції пічного армування

На рисунку 10 подано фотографію фрезера вибійного стирально-ріжучого ФЗ-308 з робочою зоною, повністю спорядженою під паяння (армування), а на рисунку 11 – готовий фрезер після операції пічного армування.

Заготовки для фрезера було відлито з металу, виплавленого в індукційних печах заводу «Карпатнафтомаш» (м.Калуш). Обварювання фасонного буртика з м'якої листової сталі товщиною 2,2 мм здійснена суцільним швом за

допомогою зварювального напівавтомата в середовищі вуглекислого газу дротом діаметром 1,2 мм.

Формування армованої зони – вставка твердосплавних пластин та спіралеподібного каркасу згідно до розробленої схеми, закладання припою і засипання бури здійснювалось на слюсарній дільниці досвідченим слюсарем.

Заготовки фрезерів розміщувались і закріплювались у спеціальних піддонах. Сама операція пічного паяння була реалізована в круглих печах шахтового типу за температури 980°C; час витримки – приблизно 40-50 хв. Після охолодження заготовки очищено від окалини та застиглої бури на торцьовій поверхні інструментів дротяними щітками, зубилом і піскоструменевою обробкою. Зайвий метал по зовнішньому діаметру проточено і залишки трубок обрізано. Готові фрезери клеймували і фарбували.

На даний час інструменти були задіяні під час ліквідації аварій в шельфових свердловинах об'єднання ЗАТ «Чорноморнафтогаз» і показали хороші результати під час роботи з очищення вибою від металевих предметів.

Література

- 1 Пустовойтенко И.П. Справочник мастера по сложным буровым работам [Текст] / И.П.Пустовойтенко, А.П. Сельващук. – М: Недра, 1983. -248с.
- 2 Баженов М.Ф. Твердые сплавы [Текст] : довідник / М.Ф.Баженов, С.Г.Байчман, Д.Г.Карпачев. – М.: Металлургия, 1978. – 184 с.
- 3 Блохин В.С. Повышение эффективности бурового инструмента [Текст] / В.С.Блохин. – Киев : Техника, 1982. – 160 с.
- 4 Бабаев О.К. Объемное армирование забойного инструмента [Текст] / О.К.Бабаев // Сварочное производство. – 1980. – №4. – С.17-18
- 5 Карпинос Д.М. Прочность композиционных материалов [Текст] / Д.М. Карпинос, Г.Г.Максимович. – Киев : Наукова думка, 1978. – 236 с.
- 6 Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов [Текст] / Л.Сегерлинд. – М.: Мир, 1979. – 393 с.

*Стаття поступила в редакційну колегію
11.02.09*

*Рекомендована до друку професором
Мойсишином В.М.*

Дослідження та методи аналізу

УДК 539.375

ЦИКЛІЧНА МІЦНІСТЬ ТРУБ З ПОВЕРХНЕВИМИ ТРІЩИНАМИ

¹ Ю.В.Банахевич, ² О.Є.Андрейків, ² М.Б.Кім

¹ Управління експлуатації магістральних газопроводів і ГРС ДК «Укртрансгаз»,
01021, м.Київ, Кловський узвіз, 9/1

² Львівський національний університет ім. І.Франка, 79000, м. Львів, вул. Університетська, 1,
e-mail: andreykiv@ipm.lviv.ua

За допомогою заздалегідь сформульованої авторами розрахункової моделі росту втомних тріщин в металічних матеріалах розроблено методика для побудови діаграм граничних напруг для пластини з тріщинами за циклічних навантажень. Цю модель покладено в основу методу розрахунку циклічної міцності тонкостінних елементів конструкцій з тріщинами. На основі цього визначено циклічну міцність труб з тріщинами. Одержані результати співставлені із відомими в літературі експериментальними даними.

С помощью сформулированной ранее авторами расчетной модели роста усталостных трещин в металлических материалах разработана методика для построения диаграм предельных напряжений для пластины с трещинами при циклических нагрузках. Она положена в основу метода расчета циклической прочности тонкостенных элементов конструкций с трещинами. На основе этого определена циклическая прочность труб с трещинами. Полученные расчетные результаты сопоставлены с известными в литературе экспериментальными данными

Using the earlier formulated by the authors' calculation model of the fatigue cracks growth in construction materials, a method for construction of a diagram of limit stresses for a plate with cracks at the cyclic loadings has been developed. On this base a method for cyclic strength calculation of thin-walled structural elements with cracks was worked out. On the basis of it cyclic durability of pipes with cracks is certain. The obtained theoretical results are compared with the known published experimental data.

Вступ

Розрахунки на міцність елементів конструкцій, зокрема труб газотранспортних чи нафто-транспортних систем під довготривалими циклічними навантаженнями відрізняються від таких на короткочасну міцність. Це пов'язано з тим, що міцність таких труб має бути забезпечена не однократно, а протягом довготривалого заданого часу їх експлуатації. Особливо, коли виникає проблема зміни (зменшення) навантаження на стінку труби, щоб уникнути непередбаченого її руйнування, тобто аварії. Втрата циклічної міцності трубопроводів проходить внаслідок втомного руйнування матеріалу, тобто зародження і до критичного росту втомних тріщин. В літературі відомі деякі такі дослідження на циклічну міцність елементів конструкцій, де здебільшого припускають бездефект-

ність матеріалів і втомне руйнування в класичному розумінні цього явища [1-3].

Однак, оцінюючи циклічну міцність труб, потрібно враховувати і розвиток дефектів типу тріщин (див., наприклад, [4,5]). Відома лише незначна кількість праць на цю тему. В основному, це експериментальні дослідження, за результатом яких будують граничні діаграми циклічної міцності елементів конструкцій з тріщинами, тобто їх залишкової циклічної міцності (див., наприклад, [2,6,7]). В працях [8-10] на основі першого закону термодинаміки сформульовано енергетичний підхід для оцінки періоду докритичного росту втомних тріщин. Тут цей підхід застосовано до формулювання методу розрахунку циклічної міцності труб з тріщинами. Для простоти розуміння суті цього методу спочатку він тут сформульований для тонкостінних елементів, зокрема для пластин.

Циклічна міцність пластин з тріщинами

Нехай нескінченна ідеально пружно-пластична пластина з прямолінійною макротріщиною початкової довжини $2l_0$ розтягується на нескінченності у взаємно перпендикулярних напрямках під кутом α до лінії тріщини рівномірно розподіленими зусиллями інтенсивності p, q (рис.1а). Вважається, що ці зусилля змінюються з часом t циклічно за синусоїдальним законом синхронно з однаковою частотою (від нульовий цикл). Задача полягає у визначенні таких амплітудних значень зусиль $p = p_*$ і $q = q_*$, за яких залишкова довговічність пластини не перевищить заданого значення кількості циклів навантаження $N = N_*$. Ця задача є оберненою до задачі визначення $N_* = N_*(p_*, q_*)$, тому насамперед розглянемо пряму задачу.

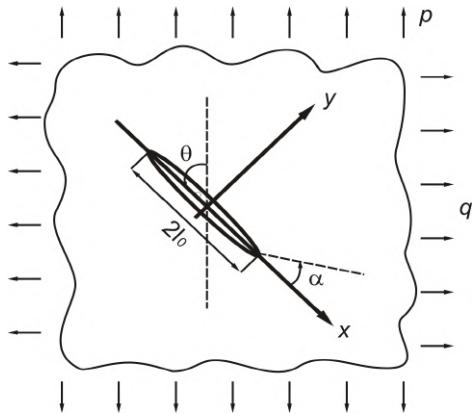


Рисунок 1 — Схема навантаження пластини з тріщиною

На основі сформульованого раніше [8-10] енергетичного підходу пряму задачу зведемо до розв'язання системи диференціальних рівнянь

$$V = (\gamma_f - \gamma_t)^{-1} W_{pl}^{(2)}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ (\gamma_f - \gamma_t)^{-1} W_{pl}^{(2)} \right\} = 0 \quad (2)$$

із заданими початковими і кінцевими умовами

$$N = 0, \quad l(0) = l_0; \quad N = N_*, \quad l(N_*) = l_*, \quad (3)$$

де критичну довжину тріщини l_* визначаємо із енергетичного критерію

$$\gamma_t(l_*) = \gamma_f. \quad (4)$$

Тут: $W_{pl}^{(2)}$ – частина енергії пластичного деформування за один цикл, що генерується самим тілом під час стиску зон передруйнування за сталої довжини тріщини при знятті навантаження [8-10]; θ – кут напряму поширення тріщини; γ_f – питома енергія руйнування під час поширення втомної тріщини; γ_t – питома енергія пластичного деформування в зоні передруйнування біля вершини тріщини, яка залежить тільки від її довжини [11,12]: $\gamma_t = \sigma_t \delta_{I_t}(0) + \tau_t \delta_{II_t}(0)$; N_* – період докритичного

росту макротріщини; σ_t і τ_t – усереднені нормальні і дотичні напруження в зоні передруйнування; $\delta_{I_t}(0)$ і $\delta_{II_t}(0)$ – нормальний і дотичний розкрити вершини тріщини.

Використовуючи основні положення механіки руйнування [4,5,13,14], запишемо такі допоміжні співвідношення між абсолютним розкритом у вершині тріщини δ і коефіцієнтами інтенсивності напружень K_I і K_{II} :

$$d = \sqrt{d_{I_t}^2 + d_{II_t}^2}, \quad (5)$$

$$d = \frac{1}{E y_y} \sqrt{(K_{II}^2 + K_{III}^2)(K_{II}^2 + 3K_{III}^2)},$$

де: $K_{II} = K_I \cos^3 \frac{\theta}{2} - 3K_{III} \sin \frac{\theta}{2} \cos^2 \frac{\theta}{2},$

$$K_{III} = K_I \sin \frac{\theta}{2} \cos^2 \frac{\theta}{2} + K_{III} \cos \frac{\theta}{2} (1 - 3 \sin^2 \frac{\theta}{2}).$$

Для даного випадку [5]

$$K_I = p \sqrt{pl} (\sin^2 \theta + 3 \cos^2 \theta),$$

$$K_{II} = p \sqrt{pl} (1 - 3 \cos \theta) \sin \theta \cos \theta, \quad 3_0 = q/p.$$

Тоді d буде кінцево визначатися так:

$$\delta = \frac{\pi p^2}{E \sigma_y} [(20(1 - \eta_0)(\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha)^3 \sin \alpha \times$$

$$\times \cos \alpha - 108(1 - \eta_0)^3 (\sin^2 \alpha + \eta_0 \cos^2 \alpha) \times$$

$$\sin^3 \alpha \cos^3 \alpha) \sin 0,5\theta \cos^9 0,5\theta + (-24(1 - \eta_0) \times$$

$$\times (\sin^2 \alpha + \eta_0 \cos^2 \alpha)^3 \sin \alpha \cos \alpha + 192(1 - \eta_0)^3 \times$$

$$\times (\sin^2 \alpha + \eta_0 \cos^2 \alpha) \sin^3 \alpha \cos^3 \alpha) \sin 0,5\theta \times$$

$$\times \cos^7 0,5\theta - 96(1 - \eta_0)^3 (\sin^2 \alpha + \eta_0 \cos^2 \alpha) \times$$

$$\sin^3 \alpha \cos^3 \alpha \sin 0,5\theta \cos^5 0,5\theta + (-2(\sin^2 \alpha +$$

$$+ \eta_0 \cos^2 \alpha)^4 + 72(1 - \eta_0)^2 (\sin^2 \alpha + \eta_0 \cos^2 \alpha)^2 \times$$

$$\times \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha - 54(1 - \eta_0)^4 \sin^4 \alpha \cos^4 \alpha) \times$$

$$\times \cos^{10} 0,5\theta + (3(\sin^2 \alpha + \eta_0 \cos^2 \alpha)^4 - 140(1 -$$

$$- \eta_0)^2 (\sin^2 \alpha + \eta_0 \cos^2 \alpha)^2 \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha - 144(1 -$$

$$- \eta_0)^4 \sin^4 \alpha \cos^4 \alpha) \cos^6 0,5\theta + 48(1 - \eta_0)^4 \times$$

$$\times \sin^4 \alpha \cos^4 \alpha \cos^4 0,5\theta]^{0,5} = 0. \quad (6)$$

Для визначення кінетики росту тріщини знайдемо спочатку кут її початкового поширення $\theta = \theta_0$. Оскільки

$$\frac{\partial}{\partial d} \left\{ \frac{\partial W_{pl}^{(2)}(t, \theta)}{\partial t} (\gamma_f - \gamma_t(l, \theta))^{-1} \right\} \frac{\partial d}{\partial \theta} \Big|_{\theta = \theta_0} = 0,$$

$$\frac{\partial}{\partial d} \left\{ \frac{\partial W_{pl}^{(2)}(t, \theta)}{\partial t} (\gamma_f - \gamma_t(l, \theta))^{-1} \right\} \neq 0, \quad (7)$$

$$\frac{\partial \delta}{\partial \theta} \Big|_{\theta = \theta_0} = 0,$$

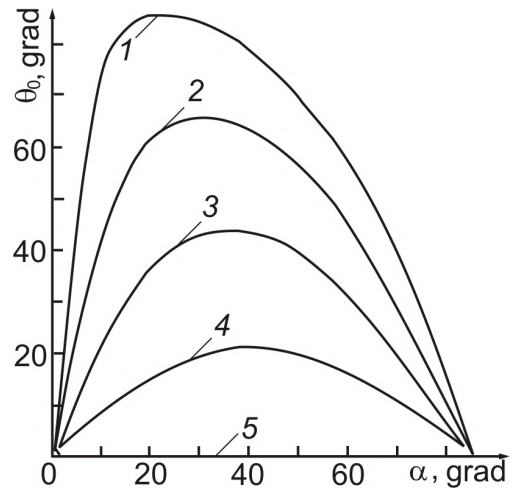
то на основі (6) і (7) рівняння (2) запишемо так:

$$\begin{aligned}
 & 5 \left(10(1-z_0) (\sin^2 \beta + z_0 \cos^2 \beta)^3 \sin \beta \cos \beta - \right. \\
 & - 54(1-z_0)^3 (\sin^2 \beta + z_0 \cos^2 \beta) \sin^3 \beta \cos^3 \beta \times \\
 & \times \cos^7 \frac{\eta_0}{2} + \left(-93(1-z_0) (\sin^2 \beta + z_0 \cos^2 \beta)^3 \times \right. \\
 & \times \sin \alpha \cos \alpha + 627(1-z_0)^3 (\sin^2 \beta + z_0 \cos^2 \beta) \times \\
 & \times \sin^3 \beta \cos^3 \beta \left. \right) \cos^5 \frac{\eta_0}{2} + (42(1-z_0) \times \\
 & \times (\sin^2 \beta + z_0 \cos^2 \beta)^3 \sin \beta \cos \beta - 480(1-z_0)^3 \times (8) \\
 & \times (\sin^2 \beta + z_0 \cos^2 \beta) \times \sin^3 \beta \cos^3 \beta \left. \right) \cos^3 \frac{\eta_0}{2} + \\
 & + 120(1-z_0)^3 (\sin^2 \beta + z_0 \cos^2 \beta) \sin^3 \beta \cos^3 \beta \times \\
 & \times \cos \frac{\eta_0}{2} - 5 \left(-(\sin^2 \beta + z_0 \cos^2 \beta)^4 + 36(1-z_0)^2 \times \right. \\
 & \times (\sin^2 \beta + z_0 \cos^2 \beta)^2 \sin^2 \beta \cos^2 \beta - 27(1-z_0)^4 \times \\
 & \times \sin^4 \beta \cos^4 \beta \left. \right) \sin \frac{\eta_0}{2} \cos^6 \frac{\eta_0}{2} - 2 \left(3(\sin^2 \beta + \right. \\
 & + z_0 \cos^2 \beta)^4 - 140(1-z_0)^2 (\sin^2 \beta + z_0 \cos^2 \beta)^2 \times \\
 & \times \sin^2 \beta \cos^2 \beta + 153(1-z_0)^4 \sin^4 \beta \cos^4 \beta \left. \right) \sin \frac{\eta_0}{2} \times \\
 & \times \cos^4 \frac{\eta_0}{2} - 3 \left(36(1-z_0)^2 (\sin^2 \beta + z_0 \cos^2 \beta)^2 \times \right. \\
 & \times \sin^2 \beta \cos^2 \beta - 72(1-z_0)^4 \sin^4 \beta \cos^4 \beta \left. \right) \sin \frac{\eta_0}{2} \times \\
 & \times \cos^2 \frac{\eta_0}{2} - 48(1-z_0)^4 \sin^4 \beta \cos^4 \beta \sin \frac{\eta_0}{2} = 0.
 \end{aligned}$$

Рівняння (8) розв'язуємо чисельним шляхом для $z_0 = 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1$. На рис. 2 побудовано графічну залежність $\eta_0 = \eta_0(\beta)$ для вказаних z_0 .

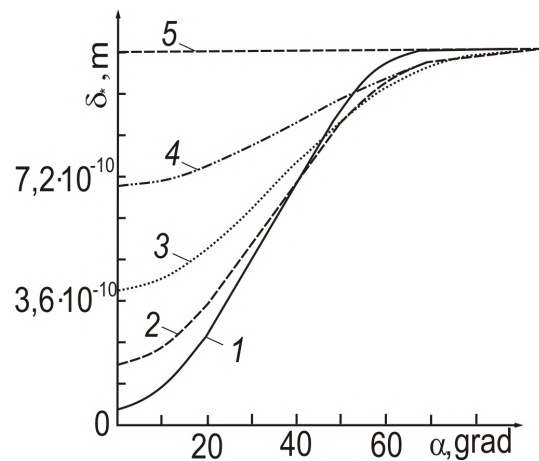
Користуючись отриманою числовою залежністю $\eta_0 = \eta_0(\beta)$ і формулою (6), побудуємо графічно зміну безрозмірної величини d^* від β , де $d^* = d_{y, Ep}^{-1} l^{-1} p^{-2}$ (рис. 3).

Максимум d^* досягається при $\alpha \approx \pi/2$, якщо $\eta_0 < 1$ і, аналогічно при $\alpha = 0$, якщо $\eta_0 > 1$ (рис.2). Із рівняння (1) і результатів праці [12] випливає, що це відповідає максимальній швидкості поширення тріщини $dl/dN = V_{max}$. Отже, за орієнтації $\alpha = \pi/2$ для $\eta_0 < 1$ і $\alpha = 0$ для $\eta_0 > 1$ буде найнебезпечніша тріщина і найменша довговічність пластини. Знайдемо для цих випадків період докритичного росту тріщини $N = N^*$.



$\eta_0 = q/p$; 1 - $z_0 = 0,2$; 2 - $z_0 = 0,4$; 3 - $z_0 = 0,6$; 4 - $z_0 = 0,8$; 5 - $z_0 = 1,0$

Рисунок 2 — Залежність кута θ_0 початкового поширення тріщини від кута початкової орієнтації β



1 - $\eta_0 = 0,2$; 2 - $\eta_0 = 0,4$; 3 - $\eta_0 = 0,6$; 4 - $\eta_0 = 0,8$; 5 - $\eta_0 = 1$

Рисунок 3 — Залежність розкриття у вершині тріщини d^* від α і η_0 при $\theta = \theta_0$

Для такого симетричного випадку на основі результатів [8-10], систему рівнянь (1), (2) зведемо до одного рівняння

$$\frac{dl}{dN} = \frac{\alpha}{\sigma_{0f}^2} \frac{K_{Imax}^4}{K_{fC}^2 - K_{Imax}^2} \quad (9)$$

за початкових і кінцевих умов

$$N = 0, l(0) = l_0; \quad N = N^*, l(N^*) = l^*; \quad (10)$$

$$l^* = K_{fC}^2 (\pi p^2)^{-1}; \quad (K_{Imax} \gg K_{th}).$$

Тут: $\alpha, \sigma_{0f}, K_{fC}, K_{th}$ - характеристики циклічної тріщиностійкості матеріалів [9-11]; K_{Imax} - максимальне значення K_I ; а усереднене напруження σ_{0f} в зоні передруйнування шукаємо на основі умови пластичності Губера-Мізеса [4] для двовісного навантаження в пластичній зоні. В результаті отримаємо:

$$\sigma_{0f} = \sigma_y \left(-0,5\xi_1 + 0,5\sqrt{4-3\xi_1^2} \right),$$

$$(\alpha = \pi/2, \eta_0 < 1, \xi_1 = q\sigma_y^{-1});$$

$$\sigma_{0f} = \sigma_y \left(-0,5\xi_2 + 0,5\sqrt{4-3\xi_2^2} \right),$$

$$(\alpha = 0, \eta_0 > 1, \xi_2 = p\sigma_y^{-1}) \quad (11)$$

Проінтегрувавши рівняння (9) за початкових і кінцевих умов (10), отримаємо:

$$N_* = \frac{\sigma_{0f}^2}{\alpha\pi F^2} \left(l_* J_0^{-1} - 1 - \ln \frac{l_*}{l_0} \right),$$

$$F = \begin{cases} p, & \alpha = \pi/2, \eta_0 < 1; \\ q, & \alpha = 0, \eta_0 > 1. \end{cases} \quad (12)$$

Вважаючи, що $l_* \gg l_0$, формулу (12) можна наближено подати так:

$$N_* \approx \frac{\sigma_{0f}^2 K_{fC}^2}{\alpha\pi^2 l_0 F^4}. \quad (13)$$

Розглянемо тепер допоміжну задачу для пластини, що розтягується перпендикулярно до тріщини завдовжки $2l_0$ тільки такими зусиллями F_0 , за яких довговічність така ж, як і за двохвісного розтягу. Аналогічно рівнянню (13) для цього випадку можна записати:

$$N_* \approx \frac{\sigma_y^2 K_{fC}^2}{\alpha\pi^2 l_0 F_0^4}. \quad (14)$$

Звідси

$$F_0 = 4 \sqrt{\frac{\sigma_y^2 K_{fC}^2}{\alpha\pi^2 l_0 N_*}}. \quad (15)$$

Прирівнюючи співвідношення (13) і (14), отримаємо:

$$\frac{F^2}{F_0^2} = -0,5\xi_i + \sqrt{1-3/4\xi_i^2} \quad (16)$$

$$(i=1,2).$$

Враховуючи вирази для F і F_0 у співвідношеннях (12) і (14), з рівняння (16) запишемо формули для визначення критичних значень p_* , q_* :

$$p_* = p_0 \Phi[\xi_1], \quad \eta_0 < 1;$$

$$q_* = q_0 \Phi[\xi_2], \quad \eta_0 > 1, \quad (17)$$

де:

$$\eta_0 = q_* p_*^{-1};$$

$$\Phi[\xi_i] = \left[-0,5\xi_i + \sqrt{1-0,25\xi_i^2} \right]^2;$$

$$i=1,2; \quad \xi_1 = q_* \sigma_y^{-1}; \quad \xi_2 = p_* \sigma_y^{-1}.$$

Замінімо в (17)

$$x = pp_0^{-1}, \quad y = qq_0^{-1}, \quad \xi_{01} = q_0 \sigma_y^{-1}, \quad \xi_{02} = p_0 \sigma_y^{-1}.$$

Тоді

$$x^2 = -0,5y_0 + \sqrt{1-3/4y^2_0},$$

$$(\bar{b} = p/2, \quad z_0 < 1),$$

$$y^2 = -0,5x_0 + \sqrt{1-3/4x^2_0},$$

$$(\bar{b} = 0, \quad z_0 > 1).$$

Граничними випадками цих рівнянь будуть рівняння при $\xi_{01} = \xi_{02} = 0$ і $\xi_{01} = \xi_{02} = 0 = 1$. Тоді отримаємо:

$$\text{для } \xi_{01} = \xi_{02} = 0,$$

$$x = 1, \quad (\bar{b} = p/2, \quad z_0 < 1),$$

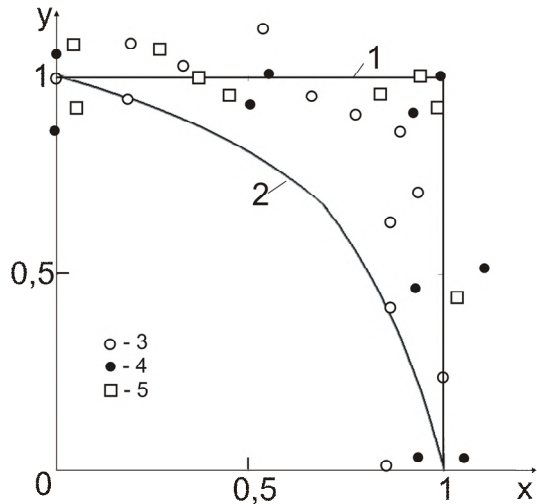
$$y = 1, \quad (\bar{b} = 0, \quad z_0 > 1), \quad (18)$$

а для $\xi_{01} = \xi_{02} = 1$

$$x^2 = -0,5y + \sqrt{1-3/4y^2}, \quad (\bar{b} = p/2, \quad z_0 < 1),$$

$$y^2 = -0,5x + \sqrt{1-3/4x^2}, \quad (\bar{b} = 0, \quad z_0 > 1). \quad (19)$$

На основі залежностей (18) (рис.4 крива 1) і (19) (рис. 4 крива 2) побудовано діаграми граничних навантажень для пластини з тріщиною. Ці криві і обмежують область безрозмірних значень $p = p_*$ і $q = q_*$, за яких буде забезпечено залишковий ресурс пластини $N = N_*$. Тут також наведено експериментальні результати циклічної міцності трубчастих чавунних взірців за двохвісного розтягу під час одноциклового навантаження [15]. Як видно з цього рисунка, експериментальні дані добре узгоджуються з розробленою тут теорією. Побудовану (рис. 4) діаграму граничних навантажень для пластин з тріщинами можна взяти за основу розрахунку циклічної міцності тонкостінних елементів конструкцій з тріщинами.



1 – співвідношення (18); 2 – (19); експерименти [15] для одноциклового навантаження чавунних зразків для різних станів: 3 – $\sigma_g = 345,3$ МПа; 4 – $\sigma_g = 185,4$ МПа;

5 – $\sigma_g = 228,6$ МПа

Рисунок 4 — Діаграма граничних циклічних навантажень для пластини з втмною тріщиною

Формулювання критерію циклічної міцності тонкостінних елементів конструкцій з тріщинами

Розглянемо тонкостінний елемент конструкції, виготовлений з квазікрихкого матеріалу. Лінійні параметри b_i характеризують конфігурацію елемента, а силовий параметр p – навантаження в умовах повзучості.

Методами дефектоскопії не виявлено в елементі дефектів більших за $2l_0$, що набагато менше від його розмірів. Визначимо найменше навантаження, за якого упродовж заданого часу $t = t_*$ руйнування не відбудеться.

Аналогічно [14] припускаємо, що в околі D найнапруженішої точки O елемента розташовано небезпечну тріщину з характерним розміром $2l_0$. Вважаємо, що розмір околу D набагато більший за $2l_0$ і в ньому діють рівномірно розподілені головні напруження $\sigma_1(p)$ і $\sigma_2(p)$. З введенням такої неточності запас міцності розглядуваного елемента збільшиться і стане можливим для знаходження гранично-рівноважного стану околу застосувати вище наведену задачу для пластини з тріщиною [15]. На основі цього, а також співвідношень (17) для визначення критичних головних напружень σ_{1*}, σ_{2*} отримаємо формули

$$y_{1*} - F_{0*} \left[-0,5o_i + \sqrt{1 - 0,25o_i^2} \right]^{\frac{1}{2}} = 0; \tag{20}$$

$$y_{2*} = 3_0 y_{1*} \quad o_i = \begin{cases} y_{2*} y_y^{-1}, & 3_0 < 1; \\ y_{1*} y_y^{-1}, & 3_0 > 1, \end{cases}$$

що є рівнянням діаграми граничних напружень у системі декартових координат $O\sigma_{1*}\sigma_{2*}$. Діаграма, яку описує (20), обмежує область значень головних напружень y_1, y_2 , безпечних відносно міцності елемента конструкції, що містить дефекти такого типу. Враховуючи це, а також користуючись співвідношенням (20), одержимо таку умову міцності квазікрихких тіл:

$$y_{1*} - F_{0*} \left[-\frac{o_i}{2} + \sqrt{1 - \frac{3o_i^2}{4}} \right]^{\frac{1}{2}} < 0 \quad (y_1 > 0), \tag{21}$$

де величини $o_i, 3_0$ визначені у співвідношеннях (21).

Таким чином, співвідношення (15), (17), (20) і (21) за наявності знайдених з експерименту F_{0*}, m, σ_y і дають розв'язок поставленої задачі для оцінки високотемпературної міцності тонкостінних елементів конструкцій з тріщинами.

Циклічна міцність труб з тріщинами

1. Розглянемо тонкостінну трубу товщини h і радіуса R ($R \gg h$) великої довжини

L ($L \gg R$), яка послаблена прямолінійною наскрізною тріщиною довжини $2l_0$ ($R \gg l_0 \gg h$). Вважається, що така труба піддана дії вздовж її осі циклічному розтягу зусиллями Q і внутрішньому циклічному тиску амплітуди p , які змінюються синхронно. Разом з тим задано, що труба повинна безаварійно прослужити $N = N_*$ циклів навантаження. Задача полягає у визначенні таких значень зовнішніх навантажень $Q = Q_*, p = p_*$, за яких буде забезпечено залишкову довговічність труби $N = N_*$.

Розв'язок такої задачі здійснюємо на основі вище сформульованого критерію (21). Для цього спочатку слід знайти головні напруження σ_{1*} і σ_{2*} . На основі [8] отримаємо

$$\sigma_{1*} = p_* R / h, \quad \sigma_{2*} = 0,5 Q_* / \pi h R,$$

$$\eta_0 = \sigma_{2*} / \sigma_{1*} = 0,5 Q_* / \pi p_* R^2 < 1. \tag{22}$$

Підставляючи (15) і (22) в (21), для визначення граничних значень зовнішніх навантажень $Q = Q_*, p = p_*$ отримаємо наступні співвідношення

$$R h^{-1} p_* - \sqrt[4]{\sigma_y K_{fC}^2 / \alpha \pi^2 l_0 N_*} \left[\frac{-0,25 Q_*}{\pi h R \sigma_y} + \sqrt{1 - 0,1875 Q_*^2 / \pi^2 R^2 \sigma_y^2} \right] J = 0,$$

$$0,5 Q_* / \pi p_* R^2 = \eta_0.$$

Рівняння (23) за заданих величинах $R, h, l_0, \sigma_y, \eta_0, K_{fC}, N_*$ і дають розв'язок поставленої задачі.

2. Дослідимо тепер циклічну міцність труби нафтопроводу з поверхневою півеліптичною тріщиною в реальних умовах експлуатації. Розглядається труба з товщиною стінки $h_1 = 0,5(d_2 - d_1)$, внутрішнім d_1 і зовнішнім d_2 діаметрами, яка послаблена поверхневою півеліптичною тріщиною з півосями a_0, b_0 (рис. 5).

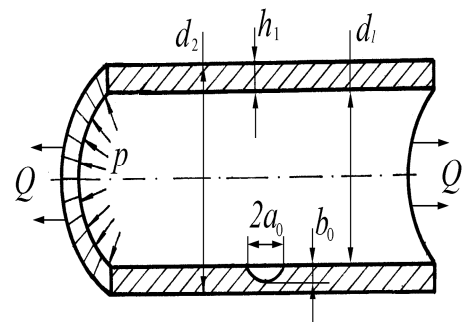


Рисунок 5 — Схема навантаження труби з тріщиною.

Згідно з даними роботи [8] вважається, що змінний тиск в трубі під час перепомповування нафти $P(t)$ визначається так

$$P(t) = a_1 + b_1 \sin \omega_1 t + b_2 \sin \omega_2 t,$$

де: t – час навантаження труби; $b_1 = 0,20\text{MPa}$;
 $\omega_1 = 36(x\varepsilon)^{-1}$; $b_2 = 1\text{MPa}$; $\omega_2 = 1,3 \cdot 10^{-4}(x\varepsilon)^{-1}$;
 a – тиск в трубі нафтопроводу. Разом з тим відомо [8], що в трубі виникають осеві напруження від зміни температури і зневолення її стінки ґрунтом, які можуть досягати $Q = 200\text{MPa}$. Задача полягає у визначенні такого значення внутрішнього тиску $a = a_*$, за якого труба витримає $N = N_*$ циклів навантаження ($N = t\omega_2 / 2\pi$). Це є обернена задача до визначення $N = N_*$. На основі результатів [8] для прямої задачі за допомогою методу еквівалентних площ отримаємо такий наближений розв’язок

$$N_* = \frac{C_2}{C_1} \left(\frac{1}{\sqrt{a_0 b_0}} - \frac{1}{h_1} \right) + \frac{C_3}{C_1} \ln \left(\frac{\sqrt{a_0 b_0}}{h_1} \right), \quad (24)$$

де: $C_1 = 1,2726\alpha r_1^4 h_1^{-4} (b_2^4 + b_1^4 N_1)$,

$$C_2 = \sigma_{0f}^2 K_{fc}^2, \quad N_1 = \frac{\omega_1}{\omega_2}, \quad r_1 = d_1,$$

$$C_3 = 1,2732\sigma_{0f}^2 r_1^2 h_1^{-2} (a + b_2 + b_1)^2.$$

Для розв’язку поставленої задачі, тобто визначенні $a = a_*$ із рівняння (24) визначаємо a і прирівнюємо його до a_* . В результаті отримаємо

$$a_* = 1,7724\sigma_{0f}^{-1} h_1 d_1^{-1} \{ \ln^{-1}(h_1^{-1} \sqrt{a_0 b_0}) [N_* C_1 - C_2 (1/\sqrt{a_0 b_0} - h_1^{-1})] \}^{0,5} - b_1 - b_2. \quad (25)$$

Як приклад, розглянемо випадок нафтопроводу “Кременчук-Херсон”, для якого експлуатаційні параметри труби $b_1, b_2, h_1, d_1, \alpha, \sigma_{0f}, K_{fc}, N_1$ беремо із роботи [8]. Задача буде полягати в знаходженні величини внутрішнього тиску $a = a_*$, коли в трубі виявлено поверхневу тріщину початкової площі $S_0 = \pi a_0 b_0 = 12\text{мм}^2$, а залишковий ресурс труби повинен бути не менший, ніж $N_* = 20$ років. Для цього використовуємо вище викладені міркування, співвідношення (24) і (25). В результаті нескладних обчислень знайдемо, що амплітуда тиску нафти в трубопроводі не повинна перевищувати тиск $a_* = 3,5\text{MPa}$.

ВИСНОВКИ

Запропоновано метод оцінки залишкової циклічної міцності конструкційних елементів з дефектами типу тріщин. Основа даного методу – розроблена авторами розрахункова модель росту тріщини за циклічного навантаження і методика побудови діаграм граничних навантажень для пластини з тріщинами. Порівняння отриманих теоретичних результатів з літературними даними експериментальних досліджень свідчить про їх задовільне співпадіння. Даний підхід ефективно застосовано для визначення циклічної міцності труб з тріщинами.

Література

- 1 Трощенко В.Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении / В.Т. Трощенко – К.: Наукова думка, 1981. – 344 с.
- 2 Писаренко Г.С. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии / Г.С. Писаренко, А.А. Лебедев. – К.: Наук. думка, 1976. – 415 с.
- 3 Handbook of Fatigue Crack Propagation in Metallic Structures, Edit by Andrea Carpinteri. – Elsevir, 1994, vol. 1. – 952 p.
- 4 Панасюк В.В. Основы механики разрушения / В.В. Панасюк, О.Є. Андрейкив, В.З. Партон – К.: Наук. думка, 1988. – 488 с.
- 5 Панасюк В.В. Механика квазихрупкого разрушения материалов / В.В. Панасюк. – К.: Наук. думка, 1991. – 416 с.
- 6 Форрест П. Усталость металлов: Пер. с англ. / Под ред. С.В. Серенсена. – М.: Машиностроение, 1968. – 352 с.
- 7 Хейвуд Р.Б. Проектирование с учетом усталости / Под ред. И.Ф. Образцова. – М.: Машиностроение, 1969. – 504 с.
- 8 Andreikiv O.Ye., Ivanytskyi Ya.L., Terletskaya Z.O. and Kit M.B. Assessment of the life of a oil pipe with a surface crack under biaxial block loading // Materials Science – 2004. – № 3.
- 9 Андрейкив О.Є. Енергетичні критерії в механіці заповільненого руйнування матеріалів [Текст] / О.Є. Андрейкив, М.Б. Кіт, Н.Б. Сас // Збірник тез доповідей 7-го Міжнародного симпозиуму українських інженерів-механіків, Львів, 18–20 травня 2005 р. – Львів, 2005 – С. 4-5.
- 10 Андрейкив О.Є. Визначення періоду докритичного росту тріщин в елементах конструкцій при їх двох частотному навантаженні [Текст] / О.Є. Андрейкив, М.Б. Кіт // Машинознавство. – 2006. – №2. – С. 3-7.
- 11 Шата М. Енергетичний підхід у механіці втомного поширення макротріщини / М. Шата, З.О. Терлецька // Механіка руйнування і міцність конструкцій / Під ред. В.В.Панасюка – Львів: Каменяр, 1999. – Т.2. – С. 141-148.
- 12 Андрейкив О.Є. Рівняння росту втомних тріщин в неоднорідних пластинах [Текст] / О.Є. Андрейкив, М.В. Ліщинська // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 1999. – № 3. – С. 53-58.
- 13 Андрейкив А.Е. Усталостное разрушение и долговечность конструкций / А.Е. Андрейкив, А.И. Дарчук. – К.: Наук. думка, 1992. – 184с.
- 14 Андрейкив А.Е. Пространственные задачи теории трещин / А.Е. Андрейкив. – К.: Наук. думка, 1982. – 348 с.
- 15 Cornet J., Crassi R. C. Theories of Fracture Under. Combined Stresses // Trans. ASME, Ser. D. – 1961. – 83, № 1. – P. 39-44.

Стаття постуила в редакційну колегію
21.01.09

Рекомендована до друку професором
Мойсишиним В.М.

ВПЛИВ ЛОКАЛЬНИХ НАПРУЖЕНЬ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ БУРИЛЬНИХ ТРУБ

В.І.Артим, Р.В.Рачкевич, В.В.Гриців, С.І.Гладкий

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

Розглянуто метод прогнозування довговічності різьбових з'єднань бурильних труб. В якості аргументів функції залишкового ресурсу використано максимальні локальні напруження в різьбі і ступінь її пошкодження.

Рассмотрен метод прогнозирования долговечности резьбовых соединений бурильных труб. В качестве аргументов функции остаточного ресурса использовано максимальные локальные напряжения в резьбе и степень ее повреждения.

In paper the method of drill pipes threaded connections longevity prediction is observed. In the capacity of residual resource function arguments it is used the maximum local stresses in a thread and extent of its damage.

Частка видобування власної вуглеводневої сировини Україною становить близько 10% нафти та 25% газу від загальної потреби. Такі показники спонукають як до суттєвого приросту темпів освоєння нових родовищ так і до збільшення дебітів вже існуючих. Одним із шляхів вирішення даної проблеми є збільшення обсягів похило-скерованого та горизонтального буріння, що невід'ємно пов'язано із збільшенням втомних відмов елементів бурильної колони.

Дані досліджень проведених компанією T. H. Hill Associates, свідчать, що близько двох третіх всіх відмов (66%) бурильної колони відбулося через втомний знос [5]. Дослідження проводилися на свердловинах в американській зоні Мексиканської затоки, де протягом шести днів зафіксовано багато поломок, причиною яких є втомне руйнування. Із числа втомного руйнування слід звернути увагу на руйнування, що відбуваються в місцях найбільшої концентрації напружень – різьбових з'єднаннях, адже згідно проведених досліджень різних науковців найбільший відсоток поломок відбуваються саме в цих місцях. І тому в даній роботі проведено дослідження втомного руйнування в області різьбового з'єднання, як основної причини поломки бурильних труб.

Слід зазначити, що природа втомних процесів вивчена ще недостатньо. Тому переважна більшість методів прогнозування залишкового ресурсу деталей за змінних навантажень носить емпіричний характер. Так, широкого поширення набула методика побудови кривих втомної довговічності для певної вибірки однотипних деталей, яка дає можливість встановити емпіричну залежність кількості циклів навантаження до руйнування від нормального напруження у небезпечному перерізі [1, 2]. В цих же роботах на основі експериментів встановлено залежність між довговічністю замкових різьбових з'єднань бурильних труб та ступенем пошкодження їх небезпечного перерізу (G-критерій). Даний метод можна перспективно використо-

увати для прогнозування довговічності елементів бурильної колони на основі їх дефектоскопічного обстеження. В роботі [3] обґрунтовано можливість використання С-критерію для прогнозування довговічності різьбових з'єднань бурильних труб. Основи цього методу об'єднують в собі переваги вищезазначених підходів. В даному випадку на основі лабораторних досліджень вибірки однотипних деталей встановлюється емпірична залежність між їх довговічністю та ступенем пошкодження і нормальним напруженням у небезпечному перерізі.

Проте відомо, що геометричні параметри деталей призводять до концентрації напружень у певних зонах небезпечного перерізу. Іноді локальні напруження біля концентраторів у декілька раз перевищують номінальні величини. Зокрема, різьби у бурильних трубах є потужними концентраторами, що є причиною їх втомного руйнування. Тому представляє інтерес вивчення взаємозв'язку довговічності деталі саме із локальними напруженнями у небезпечному перерізі поблизу концентратора.

Для вивчення даного явища нами використано результати лабораторних досліджень довговічності різьбових з'єднань бурильних труб СБТ-50 (матеріал – сталь 36Г2С) [3]. В роботі проведено оцінку залишкового ресурсу бурильних труб за допомогою С-критерію [4]

$$\frac{N_T}{N} = \frac{C}{C_0} = \frac{\left| \ln \left[1 - \exp \left(- \frac{D}{1-D} \frac{\sigma_{\max}}{f} \right) \right] \right|}{\left| \ln \left[1 - \exp \left(- \frac{D_0}{1-D_0} \frac{\sigma_{\max}}{f} \right) \right] \right|}, \quad (1)$$

де: N_T – поточна кількість циклів навантаження;

N – кількість циклів навантаження до руйнування;

C – поточне значення С-критерію;

C_0 – початкове значення С-критерію;

D – поточний ступінь пошкодження небезпечного перерізу;

σ_{\max} – максимальне напруження експлуатаційного циклу навантаження;

D_0, f – відповідно початковий ступінь пошкодження небезпечного перерізу та параметр, який має розмірність напруження. Дані величини приймаються незмінними для певної вибірки однотипних об'єктів.

Для визначення величини С-критерію у формулу (1) підставлялися величини максимальних нормальних напружень, що були визначені з використанням моделі пустотілого циліндра із еліптичною тріщиною. При значеннях згинального моменту 743,4; 788,6; 768,8 та 708,04 Н·м отримали відповідні значення напружень 87,5; 92,8; 90,4 та 83,3 МПа. Використовуючи ці ж величини згинальних моментів, було визначено напруження у різьбовому з'єднанні СБТ-50 з використанням методу скінчених елементів, реалізований у програмному комплексі ANSYS.

На рисунку 1 (а, б, в, г) зображено один з варіантів моделювання СБТ-50 за допомогою Workbench DesignModeler з подальшим нанесенням градки, що дало можливість визначити напруження у будь-якій точці моделі за заданих умов. Граничні умови для моделювання вибиралися аналогічно проведеному експерименту [3], тобто одна сторона жорстко закріплювалася, а до іншої прикладалася згинаюча сила рис. 1 (а).

Для розрахунку напружено-деформованого стану (НДС) різьбового з'єднання використовуються тривимірні (3D) елементи SOLID 187 (об'ємного НДС з десятьма вузлами у формі тетраедра), CONTA 174 (елемент для моделювання контактної взаємодії типу поверхня з поверхнею), TARGE 170 (для зв'язку з контактними елементами CONTA 174), SURF 154 (для моделювання різноманітних навантажень та ефектів, які прикладаються до поверхні) та пружний демпфер COMBIN 14 (для моделювання повздовжніх і крутних властивостей). На рисунку 1(б) зображено розбиття геометричної моделі на кінцеві елементи. На рисунку 1(в, г) зображено результати розрахунку напружено-деформованого стану розрахункової моделі, а також місце виникнення локального напруження, яке і призводить до зародження, поширення тріщини, а в подальшому до руйнування колони БТ. В результаті скінченноелементного аналізу визначили наступні значення локальних напружень для кожного експериментального зразка: 352,1; 357; 384,1 та 360,4 МПа.

Далі, для експериментальних зразків, розраховували коефіцієнт концентрації напружень за формулою

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_K}{\sigma}$$

де: σ_K – напруження у певній точці небезпечного перерізу за наявності концентратора;

σ – напруження у тій же точці небезпечного перерізу за відсутності концентратора.

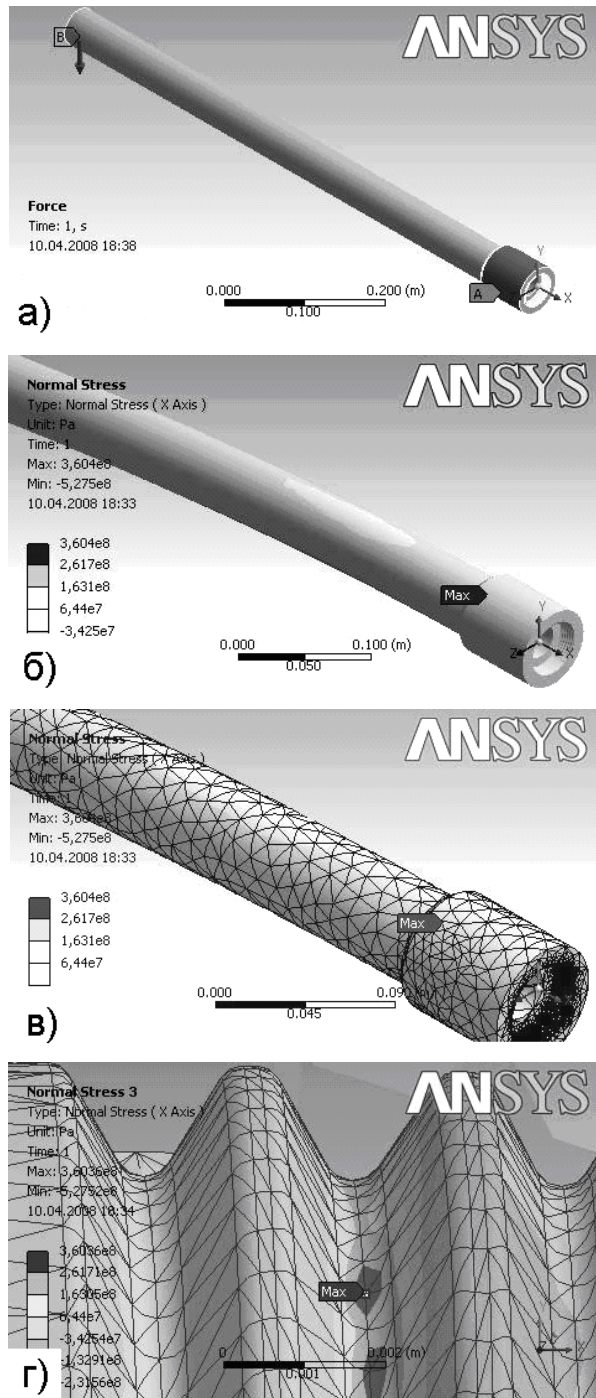


Рисунок 1 – Розрахунок напружено-деформованого стану різьбового з'єднання СБТ-50

Використовуючи величину K_{σ} , здійснили перерахунок діапазону зміни нормальних напружень для кожного експериментального зразка (табл. 1).

Далі, за методикою, описаною у [3], було визначено початкові значення С-критерію, початковий ступінь пошкодження бурильних труб $D_{0, БТ}$ та параметр f (див. табл. 1). Залежності величини С-критерію від відносного напруження з використанням локальних напружень у різьбовому з'єднанні зображено на рисунку 2.

Таблиця 1 — Результати обробки експериментальних даних

Номер зразка	1	3	4	8
Діапазон зміни локальних напружень в циклі навантаження, МПа	353,5 – 434,7	377,4 – 667	389,6 – 501,5	380,9 – 568,1
Початкове значення С-критерію	14,5	11,2	11,8	16,5
Початковий ступінь пошкодження D_{0BT}	0,121·10 ⁻⁴			
Величина параметра f , МПа	211			

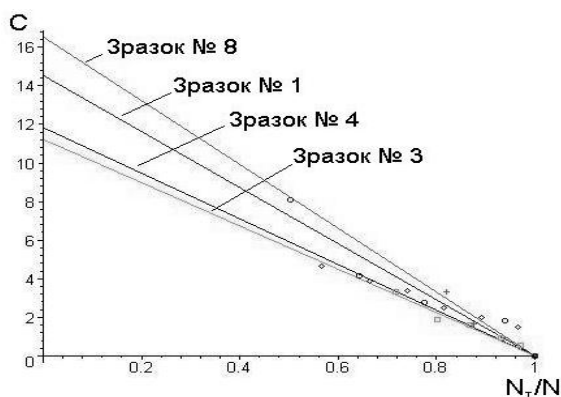


Рисунок 2 – Залежності С-критерію від відносного напруження

Для оцінки взаємозв'язку між величиною С-критерію та N_T/N було визначено коефіцієнт кореляції за формулою

$$\sigma_{xy} = \frac{\sum_{j=1}^{n_{xy}} x_j y_j - \frac{1}{n_{xy}} \sum_{j=1}^{n_{xy}} x_j \sum_{j=1}^{n_{xy}} y_j}{\left(\sum_{j=1}^{n_{xy}} x_j^2 - \frac{1}{n_{xy}} \left(\sum_{j=1}^{n_{xy}} x_j \right)^2 \right)^{1/2} \left(\sum_{j=1}^{n_{xy}} y_j^2 - \frac{1}{n_{xy}} \left(\sum_{j=1}^{n_{xy}} y_j \right)^2 \right)^{1/2}}$$

де: x – часткові значення аргументу;
 y – відповідні їм часткові значення функції;
 n_{xy} – кількість пар дискретних значень функції та аргументу.

Приймаючи в якості аргументу відносне напруження, а в якості функції відповідні дискретні значення С-критерію отримано наступний результат $\sigma_{N_T/N, C} = 0,973$. Аналогічний коефіцієнт, який було отримано у роботі [3], становить 0,97. Таким чином, розроблено математичну модель різьбового з'єднання СБТ-50 у Workbench DesignModeler. За допомогою моделі проведено розрахунки напружено-деформованого стану з'єднання в ANSYS. Результати свідчать, що вдоскоалений нами метод визначення довговічності бурильних труб на основі С-критерію має більшу точність. Про це свідчить більше числове значення коефіцієнта кореляції, в порівнянні з запропонованим методом, який розглядається в роботі [3], де впливом локальних напружень на руйнування знехтувано. І тому можна стверджувати, що довговічність різьбових з'єднань значною мі-

рою залежить від локальних напружень поблизу концентраторів, які, в більшості випадків, і є причиною втомного руйнування. Тому теоретичні і експериментальні дослідження в даному напрямку заслуговують більш детальної уваги. На нашу думку, це призведе до більш точного прогнозування довговічності та залишкового ресурсу різьбових з'єднань і, як наслідок, до зменшення можливих ускладнень та аварій під час спорудження свердловини.

Література

- 1 Івасів В.М. Методи та засоби управління бурильною колоною для забезпечення її надійності: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.05.12 «Машини нафтової та газової промисловості» / В.М. Івасів. – Івано-Франківськ, 1999. – 31 с.
- 2 Крыжанивский Е.И. Исследование и повышение сопротивления усталости бурильных колонн при вращательном бурении скважин: Автореф. дис... д-ра. техн. наук: 05.15.07 / Моск. инс. нефти и газа. – М., 1991. – 35 с.
- 3 Рачкевич Р.В. Прогнозування довговічності бурильної колони в ускладнених умовах буріння свердловини: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.12 «Машини нафтової та газової промисловості» / Р.В. Рачкевич. – Івано-Франківськ. – 2006. – 20с.
- 4 Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей / Е.К. Почтенный. – Минск: Наука и техника, 1983. – 246 с.
- 5 Достижения в проектировании бурильной колонны с учетом усталостного износа: теория коэффициента кривизны и иллюстративный пример / К.Джейсон, Н. Рейнольдс, Ш. Сллис [та ін.] // Нефтегазовые технологии. – 2004. – №3. – С.16-18.

Стаття поступила в редакційну колегію
 27.01.09

Рекомендована до друку професором
Івасівим В.М.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОЗРАХУНКУ ВЗАЄМОДІЇ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ІЗ ГОРИЗОНТАЛЬНИМ ТА ВИКРИВЛЕНИМ СТОВБУРАМИ СВЕРДЛОВИН

І.І. Чудик

ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 45560,
e-mail: chudoman@ukr.net

Наводиться математична модель розрахунку сил притискання стиснутої частини бурильної колони до стінок бурильної колони на її горизонтальній і викривленій ділянках. При розробці аналітичної схеми враховано бурильні замки, як зони зміщення осі бурильної колони. Дана математична модель передбачає визначення зон та площі контакту бурильної колони і стінок свердловини в залежності від низки техніко-технологічних чинників. В даному напрямі ведуться подальші дослідження.

Приводится математическая модель расчета сил взаимодействия сжатой части бурильной колонны со стенками бурильной колонны на горизонтальном и искривленном участках. При разработке аналитической схемы во внимание принято бурильные замки, как зоны смещения оси бурильной колонны. Даная математическая модель предусматривает расчет зон и площади контакта бурильной колонны со стенками скважины в зависимости от множества технико-технологических факторов. В данном направлении ведутся дальнейшие исследования

In this publication there is the way of researching and calculating of the low part of the drill column, where the curvature of its part at the upper point of contacting with the side of hole is taken into account. The mathematical model shows the supporting structure and non-supporting ones of the drill column. The researches of these continue even now.

Осьове переміщення бурильної колони (БК) у стовбурі свердловини та навантаження на долото забезпечуються повздовжньою складовою її ваги. З теоретичних і експериментальних досліджень [1 і ін.] відомо, що із збільшенням zenітного кута ствола виробки зростають сили тертя, й було встановлено, що максимальне його значення, при якому БК у свердловині за рахунок повздовжньої складової власної ваги має можливість осьового переміщення, не перевищує 70° . Тому для буріння з максимальною ефективністю при таких умовах необхідно використовувати спеціальну техніку та технологію. Під дією осьових і поперечних сил пружна вісь БК в стовбурі свердловини відхиляється від прямолінійної форми. Передача осьового навантаження на долото ускладнюється великими силами опору в стовбурі свердловини з zenітним кутом, більшим 70° [1]. Тому ОБТ при бурінні ГС встановлюються у вертикальній або похилій (з невеликим zenітним кутом) ділянках свердловини і застосовується роторний спосіб буріння в поєднанні з вибійним двигуном, що суттєво зменшує сили тертя. При цьому умови роботи стиснутої під час обертання БК сильно ускладнюються, внаслідок значних деформацій згину, кручення та сил опору, які призводять до необхідності збільшення крутного моменту на роторі і перевитрат енергії при цьому.

Обертання БК у прямолінійному стовбурі свердловини з великим zenітним кутом на сьогодні недостатньо вивчено. Існуючі математичні моделі є спрощені і не враховують низку техніко-технологічних чинників і їх вплив на поведінку трубно-системи в умовах обмежено-

го простору. Зазначені обставини набули актуального характеру і зумовили поглиблення наукових досліджень за даним напрямком.

Для вдосконалення відомих математичних моделей БК [1, 2 і ін.] враховуємо радіальний зазор в місцях розташування бурильних замків, як чинник зміни її форм стійкої рівноваги і проведемо подальші дослідження, згідно прийнятої розрахункової схеми (рис. 1).

При цьому вважається, що:

- згин БК відбувається у вертикальній площині;
- стінки свердловини не деформуються і є прямолінійними;
- відцентрові сили відсутні внаслідок низьких швидкостей обертання БК при роторному бурінні та великих zenітних кутах;
- замки БК розглядаються як точкові опори, що контактують із нижньою стінкою свердловини і не зношуються;
- у місцях контакту БК із стінкою свердловини враховуються сили тертя і адгезії.

Згідно з р. 1: L_b , q – довжина і вага погонного метра бурильної труби;

R_i – сила притискання бурильного замка до стінки свердловини;

P – осьова стискаюча сила, яка діє на БК;

r – радіальний зазор між бурильним замком і тілом труби.

$$r = \frac{D_{БЗ} - d_{БТ}}{2}, \quad (1)$$

де $D_{БЗ}$, $d_{БТ}$ – зовнішні діаметри бурильного замка і бурильної труби.

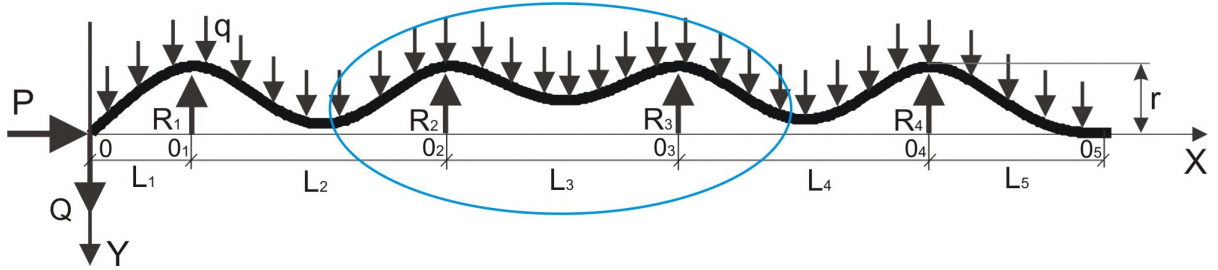


Рисунок 1 – Розрахункова схема БК у горизонтальному стовбурі свердловини

Аналітичне дослідження сил притискування елементів БК до стінок прямолінійної ділянки свердловини зводиться до розрахунку плоскої задачі на основі методу диференціальних рівнянь її пружної осі при відповідних граничних умовах [3]. Згідно наведеної розрахункової схеми (р. 1), отримуємо рівняння, де для ділянки O_0O_1 - $n = 1$; для O_1O_2 - $n = 2$; для O_2O_3 - $n = 3$; для O_3O_4 - $n = 4$; для O_4O_5 - $n = 5$.

$$EI_n \frac{d^2 y_n}{dx_n^2} = -[P - (n-1)qL \cos(\alpha)]y_n(x_n) + Q(x_n + \sum_{i=1}^{n-1} L_i) - R_1(x_n + \sum_{i=1}^{n-2} L_i) - R_2(x_n + \sum_{i=1}^{n-3} L_i) - R_3(x_n + \sum_{i=1}^{n-4} L_i) - R_4(x_n + \sum_{i=1}^{n-5} L_i) + q \left[(n-1)L \left[\frac{n-1}{2} L + x_n \right] + \frac{x_n^2}{2} \right] \sin(\alpha). \quad (2)$$

Проінтегрувавши двічі рівняння (2), отримуємо функції прогинів осі БК:

$$y_n(x_n) = A_{1n} \sin(k_n x_n) + A_{2n} \cos(k_n x_n) + \frac{Q(x_n + \sum_{i=1}^{n-1} L_i) - R_1(x_n + \sum_{i=1}^{n-2} L_i) - R_2(x_n + \sum_{i=1}^{n-3} L_i)}{P - (n-1)qL \cos(\alpha)} + \left\{ \frac{-R_3(x_n + \sum_{i=1}^{n-4} L_i) - R_4(x_n + \sum_{i=1}^{n-5} L_i)}{P - (n-1)qL \cos(\alpha)} + q \left[(n-1)L \left[\frac{n-1}{2} L + x_n \right] + \frac{x_n^2}{2} - \frac{1}{k_n^2} \right] \sin(\alpha) \right\} \times \{P - (n-1)qL \cos(\alpha)\}^{-1}. \quad (3)$$

Функції зміни кутів повороту по довжині БК:

$$y_n'(x_n) = k_n [A_{1n} \cos(k_n x_n) - A_{2n} \sin(k_n x_n)] + \frac{Q - \sum_{i=1}^{n-1} R_i + q((n-1)L + x_n) \sin(\alpha)}{P - (n-1)qL \cos(\alpha)}. \quad (4)$$

Функції зміни згинаючих моментів по довжині БК:

$$M_n(x_n) = \left[k_n^2 [-A_{1n} \sin(k_n x_n) - A_{2n} \cos(k_n x_n)] + \frac{q \sin(\alpha)}{P - (n-1)qL \cos(\alpha)} \right] EI_n, \quad (5)$$

де: A_{in} – сталі інтегрування;

EI_i – жорсткість на згин БК;

α – zenітний кут нахилу осі свердловини;

k_n – розрахунковий коефіцієнт [3].

Взаємодія БК із стінкою свердловини описується такими граничними умовами:

при $x_1=0 \rightarrow y_1(0)=0$;

при $x_1=L$ і $x_2=0 \rightarrow y_1(L_1)=r$, $y_2(0)=r$ та $y_1'(L_1)=y_2'(0)$;

при $x_2=L_2$ і $x_3=0 \rightarrow y_2(L_2)=r$, $y_3(0)=r$ та $y_2'(L_2)=y_3'(0)$;

при $x_3=L_3$ і $x_4=0 \rightarrow y_3(L_3)=r$, $y_4(0)=r$ та $y_3'(L_3)=y_4'(0)$;

при $x_4=L_4$ і $x_5=0 \rightarrow y_4(L_4)=r$, $y_5(0)=r$ та $y_4'(L_4)=y_5'(0)$;

при $x_5=L_5 \rightarrow y_5(L_5)=r$, $y_5'(L_5)=0$, $y_5''(L_5)=0$.

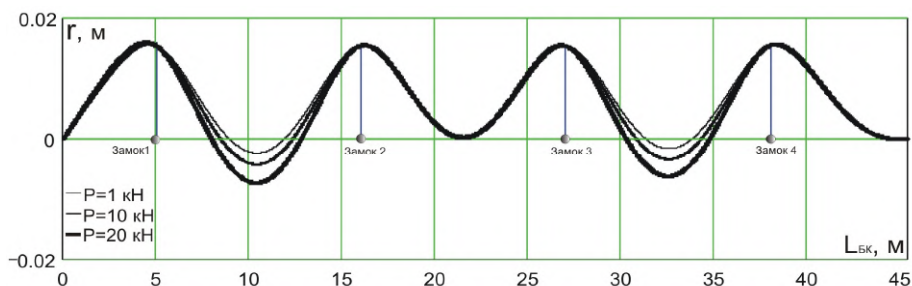
Згідно з наведеними граничними умовами, отримуємо систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} y_1(0) = 0; & y_1'(L_1) = y_2'(0); y_1(L_1) = r; \\ y_2(0) = r; & y_2'(L_2) = y_3'(0); y_2(L_2) = r; \\ y_3(0) = r; & y_3'(L_3) = y_4'(0); y_3(L_3) = r; \\ y_4(0) = r; & y_4'(L_4) = y_5'(0); y_5(0) = r; \\ y_4(L_4) = r; & y_5'(L_5) = 0; y_5(L_5) = r; \\ y_5''(L_5) = 0. & \end{aligned} \right\} (6)$$

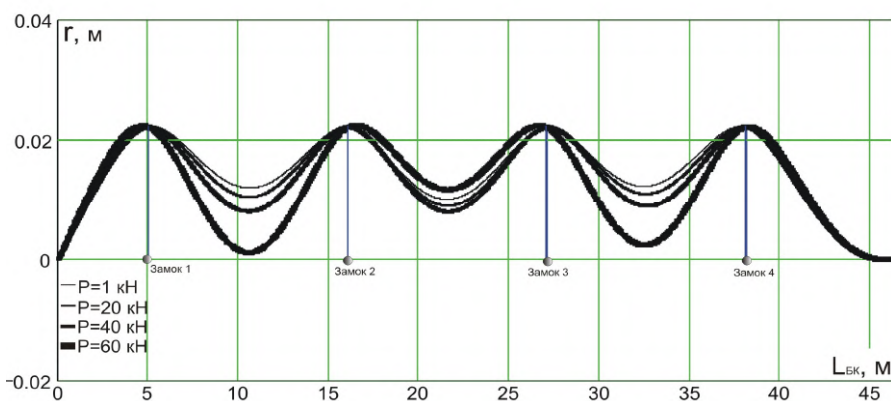
У результаті розв'язку з системи рівнянь (6) визначаються сили Q і R_i та постійні інтегрування A_i , прогини пружної осі БК (3), що дозволяє визначити момент контактування тіла труби між замками зі стінкою свердловини. Для підвищення точності даного методу розрахунку при визначенні сил притискування бурильних замків до стінок свердловини розглядаються лише величини R_2 і R_3 (рис. 1), з вибраної окремо частини схеми (виділена овалом), що дозволяє врахувати вплив правої і лівої частин БК (від тієї, яка розглядається), не моделюючи їх граничними умовами, на відміну від [1, 2].

Таблиця 1 — Параметри бурильних труб

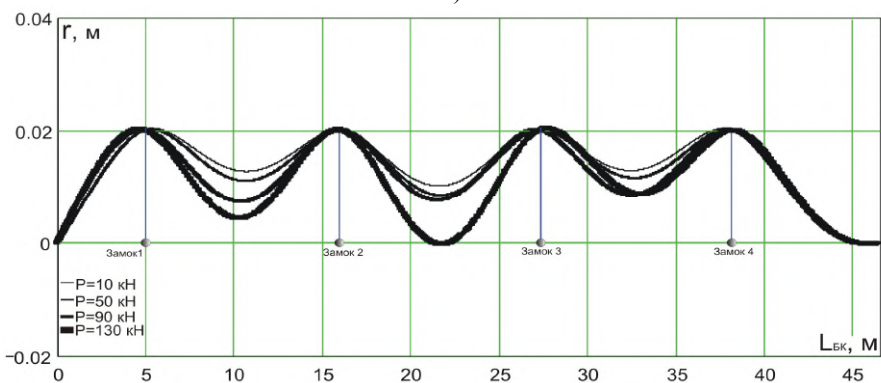
Діаметр БК, мм	Матеріал труб	Замкове з'єднання		Бурильна труба	
		Тип	Діаметр, мм	Маса 1 м труби, кг/м	Жорсткість на згин, кНм ²
89	Сталь	ЗУ – 120	120	21,2	439
101.6		ЗУ – 146	146	22,4	641
114.3		ЗУ – 155	155	25,7	944
114.3	Д16	ЗЛ – 140	140	11,0	321



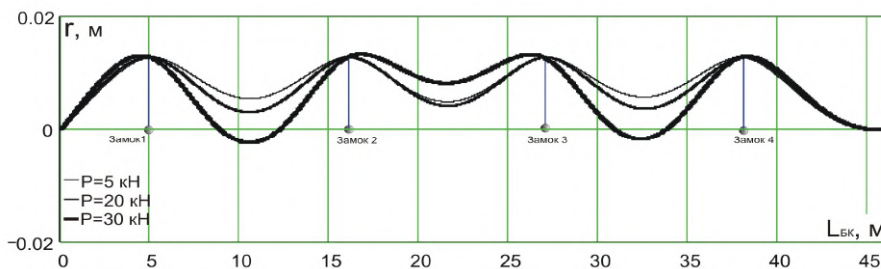
а)



б)



в)



г)

а) – СБТ-89; б) – СБТ-101.6; в) – СБТ-114.3; г) – ЛБТ-114.3
Рисунок 2 – Прогин БК відносно горизонталі при $\alpha = 90^0$

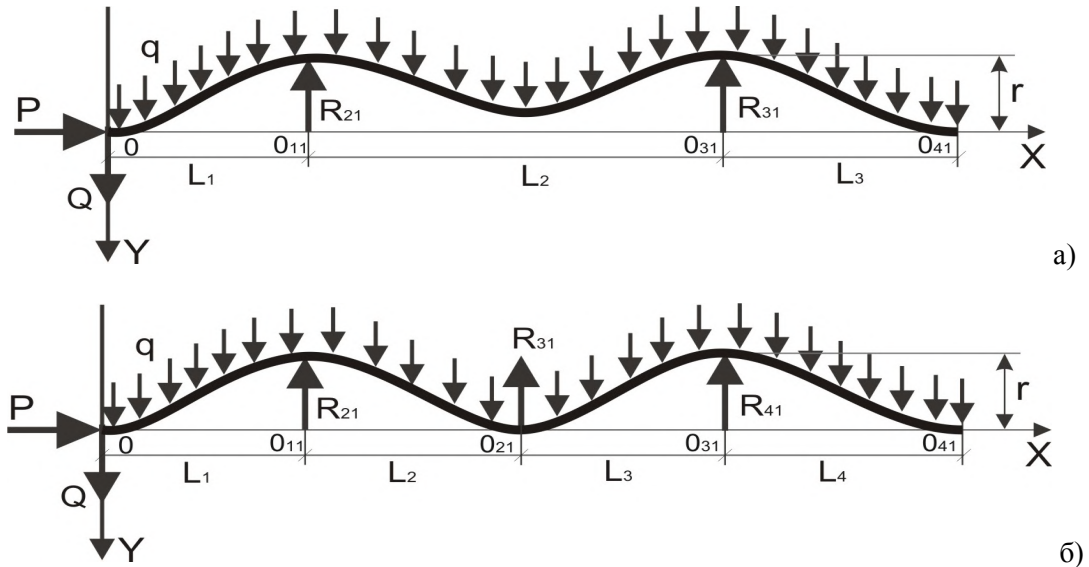


Рисунок 3 – Уточнені розрахункові схеми БК у горизонтальному стовбурі свердловини

З метою кількісної та якісної оцінки впливу на статичні форми рівноваги БК за вищенаведеною методикою проведемо розрахунок, згідно наступних вихідних даних (табл. 1).

Окрім того, густина бурового розчину $\rho_{БР} = 1200 \text{ кг/м}^3$, зенітний кут $\alpha = 90^\circ$.

В результаті проведених досліджень за наведеною методикою встановлено, що:

1. Чим більші осьове стискаюче навантаження на БК та вага її погонного метра, менший радіальний зазор між діаметром замка і тілом труби, жорсткість на згин колони, тим імовірнішим є провисання ділянки між замками і поява зони її контакту із стінкою свердловини (рис. 2.)

2. БК у прямолинійній ділянці ПСС і ГС при певних техніко-технологічних умовах контактує із стінкою свердловини не лише по замках, а і по тілу труби у міру зростання осьового навантаження на долото, поперечної складової ваги БК, величини α та зменшення значень r і EI .

3. СБТ-89 згідно з рис. 2. а), при осьовому стискаючому навантаженні (від 0 до 20 кН) контактує тілом труби (між замками) із стінками свердловини, що обумовлено малими значеннями жорсткості на згин EI і радіального зазору r , великою вагою q . СБТ-101 та СБТ-114.3 мм характеризуються більшою стійкістю до змін осьового стискаючого навантаження. Так для СБТ-101.3 при $P=(1 - 60) \text{ кН}$ (рис. 2, б) та для СБТ-114.3 від $P=(10 - 130) \text{ кН}$ (рис. 2, в) і для ЛТБ-114.3 при $P=(5 - 30) \text{ кН}$ (рис. 2, г) БК контактує із стінкою ГС лише поверхніми бурильних замків.

Опираючись на значення прогину БК по відношенню до осі OX , визначається момент можливого контакту тіла труб із стінкою свердловини і перехід до наступного етапу розрахунку, який зводиться до визначення сил притискання, згідно з розрахунковими схемами

(рис. 3), для яких при $O_0O_{11} - n = 1$; при $O_{11}O_{21} - n = 2$; при $O_{21}O_{31} - n = 3$; при $O_{31}O_{41} - n = 4$. Реалізація математичної моделі проводиться аналогічно з використанням методу диференціальних рівнянь (12)-(15) та таких граничних умов:

- при $x_1=0 \rightarrow y_1(0)=0$;
- при $x_1=L_1$ і $x_2=0 \rightarrow y_1(L_1)=r, y_2(0)=r$ та $y_1'(L_1)=y_2'(0)$;
- при $x_2=L_2$ і $x_3=0 \rightarrow y_2(L_2)=0, y_3(0)=0$ та $y_2'(L_2)=y_3'(0)$;
- при $x_3=L_3$ і $x_4=0 \rightarrow y_3(L_3)=r, y_4(0)=r$ та $y_3'(L_3)=y_4'(0)$;
- при $x_4=L_3 \rightarrow y_4(L_3)=r, y_4'(L_3)=0, y_4''(L_3)=0$.

Згідно з наведеними граничними умовами, також отримуємо систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} y_1(0) = 0; y_1'(L_1) = y_2'(0); y_1(L_1) = r \\ y_2(0) = r; y_2'(L_2) = y_3'(0); y_2(L_2) = r \\ y_3(0) = r; y_3'(L_3) = y_4'(0); y_3(L_3) = 0 \\ y_4(0) = 0; y_4(L_4) = r; y_4'(L_4) = 0; y_4''(L_4) = 0 \end{aligned} \right\} (7)$$

Сила тертя труб об стінки свердловини обумовлена власною вагою елементів БК, їх конструктивними параметрами, пружністю на згин і площею контактування БК із стінками гірничої виробки та фільтраційною кіркою [4].

$$F_{ОП} = \left(\mu_{тер} \left[|Q| + \sum_{i=1}^n |R_i| \right] + S A \right), \quad (8)$$

де: $\mu_{тер}$ – коефіцієнт тертя металу труб об стінку свердловини чи обсадну колону;
 S – площа взаємодії поверхні труби із стінкою свердловини і ФК на ній;
 A – показник міцності фільтраційної кірки при зсуві, [4].

На основі досліджень [5], S визначається за такою формулою:

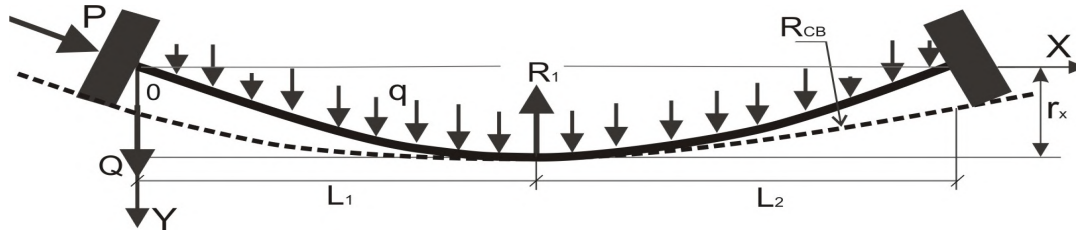


Рисунок 4 – Розрахункова схема БК у викривленому стовбурі свердловини

$$S = S_1 + S_2, \tag{9}$$

де S_1 і S_2 – площі контакту бурильної труби по тілу і замках із стінками свердловини та фільтраційною кіркою.

$$S_1 = 4 \int_0^a dx \int_0^{b \cdot \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}} \sqrt{1 + \frac{c^2 \left[\frac{x^2}{a^4} + \frac{y^2}{b^4} \right]}{\left[1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2} \right]}} dy, \tag{10}$$

де a, b, c – окремі геометричні параметри, що характеризують поверхню контакту тіла БК із фільтраційною кіркою [5], які визначаються.

$$a = \sqrt{\frac{d_{BT}}{4} - \left(\frac{d_{BT}}{2} - t_k\right)^2}, \tag{11}$$

$$b = \sqrt{R_{ПХ}^2 - (R_{ПХ} - t_k)^2}, \tag{12}$$

де: t_k – товщина фільтраційної кірки;

$R_{ПХ}$ – радіус вигину тіла бурильної труби між замками.

$$R_{ПХ} = \frac{EI_n}{M_n(L_n)}. \tag{13}$$

$$S_2 = L_{ЗАМ} \cdot L_K, \tag{14}$$

де: $L_{ЗАМ}$ – довжина бурильного замка;

L_K – довжина контакту поверхні бурильного замка із стінкою свердловини [5].

При бурінні для створення осьового навантаження на долото та сил проштовхування БК в ПСС і ГС ОБТ встановлюють переважно у вертикальній частині ствола. При цьому під дію великих осьових сил стиску частина БК попадає у ділянку набору чи спаду зенітного кута, яка укомплектована звичайними трубами. Під дією осьових стискаючих і поперечних сил, а також згинального моменту зумовлено кривизною стовбура свердловини БК набуває нових, відмінних від умов прямолінійної ділянки виробки, форм стійкої рівноваги, які характеризуються великими силами притискання її елементів до стінок обмежуючого простору.

Для реалізації даної математичної моделі розглянемо БК у викривленому стовбурі свердловини, яка знаходиться під дією осьової стискаючої сили, власної ваги та виштовхувальної сили Архімеда. На рис. 4 зображено прийнятну для дослідження наступну розрахункову схему.

$$r_X = \frac{D_{БЗ} - d_{BT}}{2} + \Delta_{вук}, \tag{15}$$

де $\Delta_{вук}$ – додатковий радіальний зазор, внаслідок викривлення стовбура свердловини.

$$\Delta_{вук} = R_{CB} - \sqrt{R_{CB}^2 - L_1^2}, \tag{16}$$

де R_{CB} – радіус викривлення стовбура свердловини.

Аналітичне дослідження сил притискання БК до стінок викривленої ділянки свердловини, зводиться аналогічно як і в попередньому випадку, до розрахунку плоскої задачі на основі методу диференціальних рівнянь пружної осі колони при відповідних граничних умовах. Згідно з (р. 7) отримаємо рівняння:

$$EI_n \frac{d^2 y_n}{dx_n^2} = -[P - (n-1)qL \cos(\alpha)]y_n(x_n) + Q(x_n + \sum_{i=1}^{n-1} L_i) - R_1(x_n + \sum_{i=1}^{n-2} L_i) + \tag{17}$$

$$+ q \left[(n-1)L \left[\frac{n-1}{2} L + x_n \right] + \frac{x_n^2}{2} \right] \sin(\alpha).$$

Проінтегрувавши двічі рівняння (17), отримуємо функцію прогинів осі БК:

$$y_n(x_n) = A_{1n} \sin(k_n x_n) + A_{2n} \cos(k_n x_n) + \frac{Q(x_n + \sum_{i=1}^{n-1} L_i) - R_1(x_n + \sum_{i=1}^{n-2} L_i)}{P - (n-1) \cdot qL \cos(\alpha)} + \tag{18}$$

$$+ \frac{q \left[(n-1)L \left[\frac{n-1}{2} \cdot L + x_n \right] + \frac{x_n^2}{2} - \frac{1}{k_n^2} \right] \sin(\alpha)}{P - (n-1)qL \cos(\alpha)}.$$

Функція кутів повороту осі БК:

$$y_n^I(x_n) = k_n [A_{1n} \cos(k_n x_n) - A_{2n} \sin(k_n x_n)] + \frac{Q - (n-1)R_1 + q((n-1)L + x_n) \sin(\alpha)}{P - (n-1)qL \cos(\alpha)}. \tag{19}$$

Функція згинальних моментів по тілу БК записуються аналогічно (5).

Взаємодія БК із нижньою стінкою горизонтальної свердловини характеризується такими граничними умовами:

при $x_1=0 \rightarrow y_1(0)=0, y_1'(0)=\beta$;
 при $x_1=L_1$ і $x_2=0 \rightarrow y_1(L_1)=r_X, y_2(0)=r_X$ та $y_1'(L_1)=y_2'(0)$.
 при $x_2=L_2 \rightarrow y_2(L_2)=0, y_2'(L_2)=\beta, y_2''(L_2)=1/R_{CB}$.

де β – кут між осями БК та ОХ.

Згідно з наведеними граничними умовами, отримуємо систему нелінійних рівнянь в результаті розрахунку якої отримуємо Q, R_1 та постійні інтегрування A_i .

$$\left. \begin{aligned} y_1(0) &= 0; y_1'(L_1) = \beta; y_1'(L_1) = y_2'(0); \\ y_1(L_1) &= r_X; y_2(L_1) = r_X; y_2''(L_2) = 0; \\ y_2(L_2) &= 0; y_2'(L_2) = \beta. \end{aligned} \right\} (20)$$

Як і для прямолінійної ділянки свердловини згідно з рис. 4, контактування бурильної труби відбувається по циліндричній її еліпсоїдній поверхні, площа якої визначається за залежностями (9)-(12), окрім b , яке згідно з новою розрахунковою схемою виражається:

$$b = \frac{\pi R_{ПХ}}{180} \arccos \left[\frac{R_{ПХ} - t_k - \Delta_{вик}}{R_{ПХ}} \right]. \quad (21)$$

Висновки

1. Запропонована математична модель розрахунку статичної рівноваги БК в стовбурі горизонтальної і викривленої ділянок свердловини враховує: бурильний замок в якості опори, контактування БК із стінками свердловини по замках і тілу труби, тертя БК із стінкою свердловини при умові адгезійного прилипання до ФК.

2. За допомогою запропонованої математичної моделі розрахунку стиснутої БК в стовбурі горизонтальної і викривленої ділянок свердловини визначаються: характер взаємодії елементів колони (замки, тіло колони) із стінками свердловини; площі контактування БК із стінками свердловини і ФК; сили притискання БК до стінок свердловини; сили тертя БК при обертанні та осьовому переміщенні.

Література

- 1 Глушич В.Г. Разработка технологии предупреждения пространственного изгиба бурильной колонны при бурении горизонтальных скважин (на примере месторождений газа Черного и Азовского морей. Автореф. дис. канд. техн. наук / Глушич В.Г. – М., 2002. – 23 с.
- 2 Напружено-деформований стан бурильної колони у свердловинах, ускладнених виробками / Івасів В. М., Рачкевич Р. В., Яворський М. М., Козлов А. В. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2004. – № 4(13). – С. 113-116.
- 3 Вплив кривизни стовбура свердловини на статичні форми рівноваги неорієнтованих КНБК/ Чудик І.І., Козлов А.А // Науковий вісник. – 2006. – №1(13).–С. 50-54.
- 4 Исследование влияния фильтрации бурового раствора и свойств жидкостей, используемых в качестве ванны на характер взаимодействия колонны труб в глинистой корке / Зейналов И.Э.// Изв. ВУЗов Нефть и газ. – 1991. – №8. – С.46-51.
- 5 Розрахунок контактних зон бурильних труб зі стінками свердловини і фільтраційною кіркою / Чудик І.І., Буй В.В. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – № 4(25). – С.84-88.

Стаття поступила в редакційну колегію
22.01.09

Рекомендована до друку професором
Коцкуlichem Я.С.

УТОЧНЕНЕ ЗВЕДЕННЯ МАС КОЛОН БУРИЛЬНИХ ТРУБ І НАСОСНИХ ШТАНГ

М.С.Воробйов

*ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42342,
e-mail: public@n i n g . e d u . u a*

У статті як альтернатива традиційній для техніки нафтопромислу процедурі зведення маси колони труб способом Релея пропонується точніший метод на основі врахування розподілу швидкостей деформації, який дає змогу додатково врахувати вплив тертя, специфіки компоновки колони і її деформації.

В статье как альтернатива традиционной для нефтепромышленной техники процедуре приведения массы колонны труб способом Релея предлагается более точный метод на основе учёта распределения скоростей деформации. Он позволяет дополнительно учесть влияние трения, специфики компоновки колонны и её деформации.

In article as alternative to procedure of reduction of weight of a column of pipes traditional for oil-field technics Releja is offered by the way more exact method on the basis of the account of distribution of speeds of deformation. He allows to consider in addition influence of a friction, specificity of configuration of a column and its deformation.

Моделі зведення бурильних труб використовуються під час динамічного аналізу процесів їх спуску та піднімання, зокрема з підхопленням зі столу ротора; ударно – канатного способу буріння; повздовжньої вібрації системи «талевий механізм – бурильна колона з долотом», зокрема, за наявності віброгасника [1]; резонансу вибійних двигунів [2] тощо. Також на базі моделей зведення здійснюється динамічний аналіз функціонування глибинної штангової насосної установки з одним чи двома насосами [3]. Як відомо [4], модель приведення повинна якомога точніше відповідати реальному навантаженню та компоновці вказаних колон, тобто адекватно відбивати їх основні динамічні характеристики, оскільки складання приведеної розрахункової схеми є найважливішим етапом розв'язання задач динаміки. Адже найточнішим моделюванням довгомірних об'єктів є моделювання ланками з розподіленими параметрами маси, жорсткості та сили. Неточності, які внесені на цьому етапі аналізу, призводять до значних додаткових похибок.

У роботі [5] за методом Релея отримано залежності для зведеної маси колони труб постійного по довжині січення та в комбінації із зосередженою масою на вільному кінці. Однак цей метод доцільно застосовувати лише для випадку, коли зосереджена маса є більшою за масу колони труб [4]. У більшості же випадків таке співвідношення не виконується. Так, колона штанг з діаметром по тілу в 22мм при видобутку штанговим насосом на глибині 2000м має масу 6100кг, що в декілька разів перевищує масу плунжерного насосу. До того ж у компоновці колони труб має місце ступінчаста схема щодо діаметру, зокрема, за наявності ступені обтяжених труб або декількох плунжерних насосів, а рух колони труб супроводжується тертям, наприклад, замків труб чи запобіжних кі-

лець по стінках обсадних чи промислових труб. Неврахування цих особливостей, характерних для колон труб і штанг, зменшує точність динамічних розрахунків відповідних машин.

Розглянемо наступні загальні випадки зведення мас, вважаючи, що довжини замків труб та плунжерних насосів набагато менші за довжину колони, тому їх маси є зосередженими; модулі пружності розтягу матеріалів кожної ступені різні; сили тертя рівнодіють на елементи даного ступеня:

1. Колона труб (штанг) складається з двох ступенів різного діаметру.
2. Колона труб (штанг) складається з двох ступенів однакового діаметру.
3. Колона труб (штанг) складається з трьох ступенів різного діаметру.
4. Колона труб (штанг) має одну розподілену та одну зосереджену масу.
5. Колона труб (штанг) має дві розподілені маси труб різного діаметру та дві зосереджені маси.

Оскільки штангова колона у січенні виконується трубчастою, надалі будемо використовувати узагальнений термін «колона труб» для бурильної та штангової колони.

Випадок 1

Нехай q_i – погонна вага; E_i – модуль пружності матеріалу на розтяг; A_i – площа січення кожного ступеня колони.

Здовження елемента труби першого ступеня колони довжиною dx_1 (рис. 1) під дією ваги другого ступеня та частини ваги розглядуваного ступеня без врахування впливу сил тертя слід записати так:

$$dy_{x1} = [q_2 l_2 + q_1 (l_1 - x_1)] \frac{dx_1}{E_1 A_1}.$$

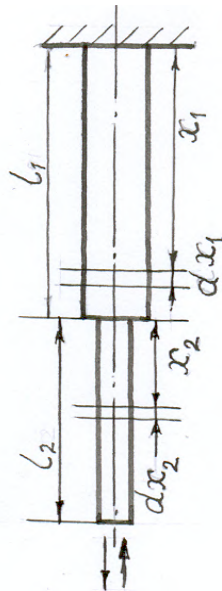


Рисунок 1 – Дві розподілені маси

Сили тертя напрямлені проти руху, тому при їх врахуванні за допомогою ККД це здовження набуде вигляду:

$$dy_{x1} = [q_2 l_2 \eta_2 + q_1 (l_1 - x_1) \eta_1] \frac{dx_1}{E_1 A_1}$$

Здовження цієї частини колони труб, обмеженою координатою l_1 , запишеться у вигляді

$$y_{x1} = \int_0^{x_1} \frac{[q_2 l_2 \eta_2 + q_1 (l_1 - x_1)] dx_1}{E_1 A_1} = [q_2 l_2 \eta_2 + q_1 (l_1 - 0,5x_1) \eta_1] \frac{dx_1}{E_1 A_1} \quad (1)$$

При $x_1 = l_1$

$$y_{l1} = \frac{(q_2 l_2 \eta_2 + 0,5q_1 l_1 \eta_1) l_1}{E_1 A_1} \quad (2)$$

Підставляючи в (1) вираз $E_1 A_1$ з (2), отримуємо

$$y_{x1} = \frac{[q_2 l_2 \eta_2 + q_1 (l_1 - 0,5x_1) x_1]}{E_1 A_1} y_{l1} \quad (3)$$

Кінетична енергія елемента dx_1 першого ступеня колони буде

$$dT_{x1} = q_1 \frac{dx_1}{2g} \dot{y}_{x1}^2$$

де

$$\dot{y}_{x1} = \frac{[q_2 l_2 \eta_2 + q_1 (l_1 - 0,5x_1) \eta_1] x_1}{(q_2 l_2 \eta_2 + 0,5q_1 l_1 \eta_1) l_1} \dot{y}_{l1}$$

Кінетична енергія цього ступеня колони буде

$$T_1 = \int_0^{l_1} dT_{x1} = \left\{ q_1 l_1 (0,4q_1^2 l_1^2 \eta_1^2 + 1,25q_1 q_2 l_1 l_2 \eta_1 \eta_2 + q_2^2 l_2^2 \eta_2^2) \dot{y}_{l1}^2 \right\} \cdot \left\{ 6g(q_2 l_2 \eta_2 + 0,5q_1 l_1 \eta_1)^2 \right\}^{-1} \quad (4)$$

Для другого ступеня колони труб маємо

$$y_{x2} = \frac{q_2 x_2 \eta_2 (l_2 - x_2)}{E_2 A_2};$$

$$y_{l2} = \frac{q_2 l_2^2 \eta_2}{2E_2 A_2};$$

$$y_{x2} = \frac{2x_2 (l_2 - 0,5x_2)}{l_2^2} y_{l2};$$

$$\dot{y}_{x2} = \frac{2x_2 (l_2 - 0,5x_2)}{l_2^2} \dot{y}_{l2};$$

$$T_2 = \frac{q_2 l_2 (\dot{y}_{l1}^2 + \frac{8}{3} \dot{y}_{l1} \dot{y}_{l2} + \frac{8}{15} \dot{y}_{l2}^2)}{2g} \quad (5)$$

Умовою зведення мас для даного випадку є

$$0,5m_{зв} (\dot{y}_{l1} + \dot{y}_{l2})^2 = T_1 + T_2 \quad (6)$$

Підставляючи значення кінетичних енергій з формул (4) і (5) у вираз (6), отримуємо формулу для визначення зведеної до вільного кінця колони труб маси у вигляді

$$m_{зв2} = \frac{1}{g} \left\{ q_1 l_1 [0,4(q_1 l_1 \eta_1)^2 + 1,25q_1 q_2 l_1 l_2 \eta_1 \eta_2 + (q_2 l_2 \eta_2)^2] \cdot \left\{ 3(q_2 l_2 \eta_2 + 0,5q_1 l_1 \eta_1)^2 \times \left(1 + \frac{2\dot{y}_{l2}}{\dot{y}_{l1}} + \left(\frac{\dot{y}_{l2}}{\dot{y}_{l1}} \right)^2 \right)^{-1} + q_2 l_2 \times \left(1 + \frac{2\dot{y}_{l2}}{\dot{y}_{l1}} + \left(\frac{\dot{y}_{l2}}{\dot{y}_{l1}} \right)^2 \right)^{-1} + \frac{8}{3} \left[\left(2 + \frac{2\dot{y}_{l1}}{\dot{y}_{l2}} + \frac{\dot{y}_{l2}}{\dot{y}_{l2}} \right)^{-1} + \frac{8}{15} \left(1 + \frac{2\dot{y}_{l1}}{\dot{y}_{l2}} + \left(\frac{\dot{y}_{l1}}{\dot{y}_{l2}} \right)^2 \right)^{-1} \right] \right\} \right\} \quad (7)$$

У формулі (7) співвідношення швидкостей знаходяться з виразу

$$\frac{\dot{y}_{l1}}{\dot{y}_{l2}} = \frac{y_{l1}}{y_{l2}} = \frac{(q_1 l_1 \eta_1 + 2q_2 l_2 \eta_2) l_1 E_2 A_2}{q_2 l_2^2 \eta_2 E_1 A_1} \quad (8)$$

Випадок 2

Йому відповідає, наприклад, компоновка звичайних та обтяжених труб одного діаметру. Зведена маса у цьому випадку визначається за формулою (7), у якій співвідношення (8) спрощуються до такого виразу

$$\frac{\dot{y}_{l1}}{\dot{y}_{l2}} = \frac{(q_1 l_1 \eta_1 + 2q_2 l_2 \eta_2) l_1 E_2}{q_2 l_2^2 \eta_2 E_1}$$

Випадок 3

Йому відповідає, наприклад, компоновка з однієї ступені обтяжених і двох ступенів звичайних труб різних діаметрів.

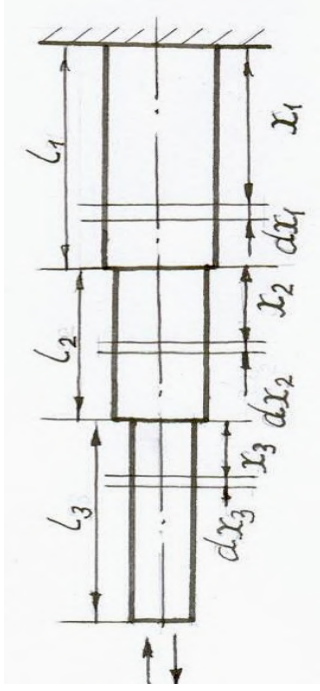


Рисунок 2 – Три розподілені маси

Здовження елемента першого ступеня dx_1 (рис. 2) на відміну від випадку 1 відбувається під додатковою дією третього ступеня колони труб

$$dy_{x1} = \frac{q_1(l_1 - x_1)\eta_1 + q_2l_2\eta_2 + q_3l_3\eta_3}{E_1A_1} dx_1,$$

що на довжині x_1 дорівнює

$$y_{x1} = \frac{q_1(l_1 - 0,5x_1)\eta_1 + q_2l_2\eta_2 + q_3l_3\eta_3}{E_1A_1} x_1,$$

а при $x_1 = l_1$ -

$$y_{l1} = \frac{0,5q_1l_1\eta_1 + q_2l_2\eta_2 + q_3l_3\eta_3}{E_1A_1} l_1,$$

тоді

$$y_{x1} = \frac{q_1(l_1 - x_1)\eta_1 + q_2l_2\eta_2 + q_3l_3\eta_3}{(0,5q_1l_1\eta_1 + q_2l_2\eta_2 + q_3l_3\eta_3)l_1} x_1 y_{l1}$$

і

$$\dot{y}_{x1} = \frac{q_1(l_1 - x_1)\eta_1 + q_2l_2\eta_2 + q_3l_3\eta_3}{(0,5q_1l_1\eta_1 + q_2l_2\eta_2 + q_3l_3\eta_3)l_1} x_1 \dot{y}_{l1} \quad (9)$$

Таким же чином отримуємо швидкість елемента другого ступеня колони труб на відстані x_2 :

$$\dot{y}_{x2} = \frac{[q_2(l_2 - 0,5x_2)\eta_2 + q_3l_3\eta_3]x_2\dot{y}_{l2}}{(0,5q_2l_2\eta_2 + q_3l_3\eta_3)l_2}, \quad (10)$$

де \dot{y}_{l2} - швидкість здовження частини другого ступеня при $x_2 = l_2$, рівного

$$y_{l2} = \frac{(0,5q_2l_2\eta_2 + q_3l_3\eta_3)l_2}{E_2A_2}.$$

Для третього ступеня маємо:

$$y_{l3} = \frac{0,5q_3l_3^2\eta_3}{E_3A_3}; \quad \dot{y}_{x3} = \frac{(2l_3 - x_3)x_3\dot{y}_{l3}}{l_3^2}. \quad (11)$$

Сумарна кінетична енергія визначиться з рівняння

$$T_{l1} + T_{l2} + T_{l3} = 0,5 \int_0^{l_1} q_1 \dot{y}_{x1}^2 dx_1 + \int_0^{l_2} q_2 (\dot{y}_{l1} + \dot{y}_{x2})^2 dx_2 + \int_0^{l_3} q_3 (\dot{y}_{l1} + \dot{y}_{l2} + \dot{y}_{x3})^2 dx_3,$$

що після підстановки відповідних швидкостей з (9), (10) і (11) в рівняння енергетичної еквівалентності

$$0,5m_{зв3}(\dot{y}_{l1} + \dot{y}_{l2} + \dot{y}_{l3})^2 = T_{l1} + T_{l2} + T_{l3}$$

для маси, приведені до вільного кінця колони, дає

$$m_{зв} = \frac{1}{g} \left\{ q_1 l_1 \left[(P_2 + P_3)^2 + 1,25(P_2 + P_3)P_1 + 0,4P_1^2 \right] \times \left(3(0,5P_1 + P_2 + P_3)^2 \left[1 + \frac{\dot{y}_{l2}^2}{\dot{y}_{l1}^2} + \frac{\dot{y}_{l3}^2}{\dot{y}_{l1}^2} + 2 \left(\frac{\dot{y}_{l2}}{\dot{y}_{l1}} + \frac{\dot{y}_{l2}\dot{y}_{l3}}{\dot{y}_{l1}^2} + \frac{\dot{y}_{l3}}{\dot{y}_{l1}} \right) \right]^{-1} + q_2 l_2 \left[1 + \frac{\dot{y}_{l2}^2}{\dot{y}_{l1}^2} + \frac{\dot{y}_{l3}^2}{\dot{y}_{l1}^2} + 2 \left(\frac{\dot{y}_{l2}}{\dot{y}_{l1}} + \frac{\dot{y}_{l3}}{\dot{y}_{l1}} + \frac{\dot{y}_{l2}\dot{y}_{l3}}{\dot{y}_{l1}^2} \right) \right]^{-1} + \left(P_3 + \frac{5}{6}P_2 \right) \times \left((0,5P_2 + P_3) \times \left[\frac{\dot{y}_{l1}}{\dot{y}_{l2}} + \frac{\dot{y}_{l2}}{\dot{y}_{l1}} + \frac{\dot{y}_{l3}^2}{\dot{y}_{l1}\dot{y}_{l3}} + 2 \left(1 + \frac{\dot{y}_{l3}}{\dot{y}_{l2}} + \frac{\dot{y}_{l3}}{\dot{y}_{l1}} \right) \right]^{-1} + \left(\frac{1}{3}(P_2 + P_3)^2 - 0,25P_2P_3 + 0,05P_2^2 \right) \times \left((0,5P_2 + P_3)^2 \left[\frac{\dot{y}_{l1}^2}{\dot{y}_{l2}^2} + \frac{\dot{y}_{l3}^2}{\dot{y}_{l2}^2} + 2 \left(\frac{\dot{y}_{l1}}{\dot{y}_{l2}} + \frac{\dot{y}_{l3}}{\dot{y}_{l2}} + \frac{\dot{y}_{l1}\dot{y}_{l3}}{\dot{y}_{l2}^2} \right) \right]^{-1} + q_3 l_3 \left[\frac{8}{15} \left[\frac{\dot{y}_{l1}^2}{\dot{y}_{l3}^2} + 1 + \frac{\dot{y}_{l2}^2}{\dot{y}_{l3}^2} + 2 \left(\frac{\dot{y}_{l1}}{\dot{y}_{l3}} + \frac{\dot{y}_{l2}}{\dot{y}_{l3}} + \frac{\dot{y}_{l1}\dot{y}_{l2}}{\dot{y}_{l3}^2} \right) \right]^{-1} + \left(1 + \frac{2\dot{y}_{l3}}{\dot{y}_{l1} + \dot{y}_{l2}} + \frac{\dot{y}_{l3}^2}{(\dot{y}_{l1} + \dot{y}_{l2})^2} \right)^{-1} + \frac{4}{3} \left(2 + \frac{\dot{y}_{l1}}{\dot{y}_{l3}} + \frac{\dot{y}_{l2}}{\dot{y}_{l3}} + \frac{\dot{y}_{l3}}{\dot{y}_{l1} + \dot{y}_{l2}} \right)^{-1} \right] \right\},$$

де: $P_1 = q_1 l_1 \eta_1$; $P_2 = q_2 l_2 \eta_2$; $P_3 = q_3 l_3 \eta_3$;

$$\frac{\dot{y}_{11}}{\dot{y}_{13}} = \frac{y_{11}}{y_{13}} = \frac{(q_1 l_1 \eta_1 + 2q_2 l_2 \eta_2 + 2q_3 l_3 \eta_3) l_1 E_3 A_3}{q_3 l_3^2 \eta_3 E_1 A_1},$$

$$\frac{\dot{y}_{12}}{\dot{y}_{13}} = \frac{(q_2 l_2 \eta_2 + 2q_3 l_3 \eta_3) l_2 E_3 A_3}{q_3 l_3^2 \eta_3 E_2 A_2}.$$

З чого можна отримати всі інші випадки співвідношення швидкостей, що фігурують у формулі (12).

Випадок 4

Цьому випадку відповідає така компоновка колони труб, за якої довжина обтяжених труб мала порівняно з основними трубами при рівності їх діаметрів, але маса останніх більша за масу m_0 обтяжених труб або до колони штанг приєднаний один плунжерний насос, довжина якого набагато менша за довжину колони штанг.

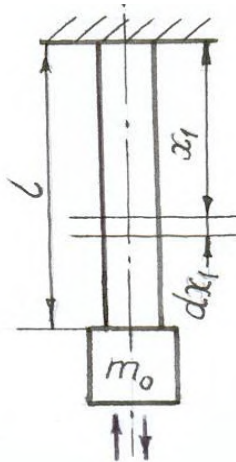


Рисунок 3 – Розподілена та зосереджена маса

Для цього випадку відповідні формули матимуть вигляд (рис. 3):

$$y_x = \frac{(ql - 0,5qx + m_0 g) x y_l}{0,5ql + m_0 g},$$

де:

$$y_l = \frac{(0,5ql + m_0 g) l \eta}{EA};$$

$$\dot{y}_x = \frac{(ql - 0,5qx + m_0 g) x \dot{y}_l}{(0,5ql + m_0 g) l};$$

$$0,5m_{m1} \dot{y}^2_l = \int_0^l \frac{q l \dot{y}_x^2}{2g} dx;$$

$$m_{m1} = \frac{q l \frac{1}{3} (ql + m_0 g)^2 - 0,25ql(ql + m_0 g) + 0,05q^2 l^2}{g(0,5ql + m_0 g)^2}.$$

Випадок 5

Йому відповідає, наприклад, компоновка колони штанг з плунжерними насосами, один з яких масою m_2 розташовано на вільному кінці, а другий масою m_1 – на певному рівні довжини

колони l_1 при довжинах насосів, набагато менших за довжини обох ступенів колони труб (рис. 4).

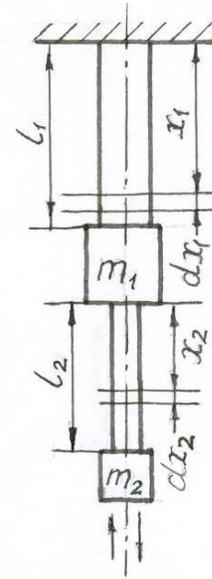


Рисунок 4 – Дві розподілені та зосереджені маси

Для цього випадку визначаємо основні співвідношення так:

$$\dot{y}_{x1} = \frac{[q_1(l_1 - 0,5x_1)\eta_1 + (m_1\eta_1 + m_2\eta_2)g + q_2 l_2 \eta_2] x_1 \dot{y}_{11}}{[0,5q_1 l_1 \eta_1 + (m_1\eta_1 + m_2\eta_2)g + q_2 l_2 \eta_2] l_1},$$

$$\dot{y}_{x2} = \frac{[(l_2 - 0,5x_2)q_2 + m_2 g] x_2 \dot{y}_{12}}{(0,5q_2 l_2 + m_2 g) l_2};$$

$$0,5m_{m2} (\dot{y}_{11} + \dot{y}_{x2})^2 =$$

$$= \frac{0,5}{g} \left[\int_0^{l_1} q_1 l_1 \dot{y}^2_{x1} dx_1 + \int_0^{l_2} q_2 l_2 (\dot{y}_{11} + \dot{y}_{x2})^2 dx_2 \right];$$

$$m_{m2} = \frac{1}{G} \left\{ q_1 l_1 \{ [q_2 l_2 \eta_2 + (m_1 \eta_1 + m_2 \eta_2) g]^2 + \right.$$

$$+ 1,25q_1 l_1 \eta_1 [q_2 l_2 \eta_2 + (m_1 \eta_1 + m_2 \eta_2) g] + 0,4q_1^2 l_1^2 \eta_1^2 \} \times$$

$$\times \left\{ (0,5q_1 l_1 \eta_1 + q_2 l_2 \eta_2 + (m_1 \eta_1 + m_2 \eta_2) g)^2 \times \right.$$

$$\times (1 + \dot{y}_{12}^2 \dot{y}_{11}^{-2} + 2\dot{y}_{12} \dot{y}_{11}^{-1})^{-1} +$$

$$+ q_2 l_2 \left[(1 + 2\dot{y}_{12} \dot{y}_{11}^{-1} + \dot{y}_{12}^2 \dot{y}_{11}^{-2})^{-1} + \right.$$

$$\left. \frac{2}{3} q_2 l_2 + m_2 g \right] +$$

$$\left. \frac{m_2^2 g^2 + 1,25m_2 g q_2 l_2 + 0,4q_2^2 l_2^2}{(0,5l_2 q_2 + m_2 g)^2 (1 + 2\dot{y}_{11} \dot{y}_{12}^{-1} + \dot{y}_{11}^2 \dot{y}_{12}^{-2})} \right\},$$

де

$$\frac{\dot{y}_{11}}{\dot{y}_{12}} = \frac{[0,5q_1 l_1 \eta_1 + q_2 l_2 \eta_2 + (m_1 \eta_1 + m_2 \eta_2) g] l_1 E_2 A_2}{(0,5q_2 l_2 + m_2 g) l_2 \eta_2 E_1 A_1}.$$

Висновки

1 Порівняно з результатами роботи [5] для випадку 4 при співвідношенні зосередженої маси m_1 до маси колони труб, наприклад, рівному 0,5, уточнення становить 28%. Це уточнення збільшується при зменшенні вказаного співвідношення мас.

2 Приймаючи ККД ступенів колони труб за одиницю, отримуємо формули наближеного визначення зведених мас за незначного впливу сил тертя.

3 У випадку 4 сили тертя не впливають на значення зведеної маси.

Література

1 Мирзаджанзаде А.Х. Теория колебаний в нефтепромысловом деле / Мирзаджанзаде А.Х., Керимов З.Г., Копейкис М.Г. – Баку: Маариф, 1976. – 363 с.

2 Ишемгужин Е.И. Нелинейные колебания буровых машин / Ишемгужин Е.И. – Уфа: УНИ, 1988. – 98 с.

3 Малько Б.Д. Аналітичне дослідження руху плунжера погрузного насоса / Б. Малько, О. Прозур // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – №4. – С. 41-45.

4 Комаров М.С. Динамика механизмов и машин / Комаров М.С. – М.: Машиностроение, 1969. – 296 с.

5 Малько Б.Д. Зведення маси колони труб / Б.Д.Малько // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 1996. – №33. – С. 80-86.

*Стаття поступила в редакційну колегію
29.01.09*

*Рекомендована до друку професором
Івасівим В.М.*

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ РОЗМІРІВ ДВОЦЕНТРАТОРНИХ НЕОРІЄНТОВАНИХ КОМПОНОВОК НИЗУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

І.В.Воєвідко, Р.І.Воєвідко

*ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42264,
e-mail: math@n u n g . e d u . u a*

Проведено короткий аналіз методів розрахунку неорієнтованих компоновок низу бурильної колони. Розглянуто варіанти взаємодії центраторів компоновок із стінкою стовбура свердловини. Наведено схеми реального розташування різних типів двоцентраторних неорієнтованих компоновок в стовбурі свердловини і розглянуто основні етапи їх розрахунку з врахуванням уточнених відстаней між точками опори, а також геометричних, вагових і жорсткісних параметрів центраторів.

Дан краткий анализ основных методов расчёта размеров неориентированных компоновок низа бурильной колонны. Рассмотрены варианты взаимодействия центраторов компоновок со стенкой ствола скважины. Представлены схемы реального расположения различных типов двоцентраторных неориентированных компоновок в стволе скважины и рассмотрены основные этапы их расчёта с учетом уточненных расстояний между их точками опоры, а также геометрических, весовых и жесткосных параметров центраторов.

The short analysis of main methods for calculation the sizes of drilling string assemblies has been done. The variants of centralizers interaction of drilling string assemblies with a wall of hole have been reviewed. The schemes of real disposition of different types of drilling string assemblies in the well hole have been reviewed. The main steps of its calculation with a help of distances between their points of support and also geometrical, heavy parameters of centralizers have been considered.

Основною проблемою похило-спрямованого буріння є реалізація проектного профілю свердловини. Ділянки свердловини з похилим прямолінійним стовбуром, а також ділянки з низькою інтенсивністю зміни зенітного кута, як правило, бурять з допомогою неорієнтованих компоновок низу бурильної колони (КНБК), які в останні роки знайшли надзвичайно широке застосування [1,2,3].

Один із способів дослідження КНБК, в тому числі і неорієнтованих, – це теоретичний спосіб, який базується на вивченні аналітичної моделі компоновки. Такий спосіб є найбільш універсальний і дає можливість отримати розв'язок декількома методами дослідження задачі поперечно-повздожнього прогину низу бурильної колони.

Перший метод базується на балонній моделі [4,5,6]. В його основу покладено принцип рівності кутів повороту пружної лінії осі КНБК зліва і справа на i -ій опорі.

Зазначений метод не дає змоги розробити універсальну схему, з допомогою якої можна було б розрахувати довільну КНБК як для роторного способу буріння, так і для буріння із застосуванням гідравлічних вибійних двигунів. Другим недоліком вказаного методу є те, що опорно-центрувальні елементи (ОЦЕ) компоновки розглядаються як точка опори. Оскільки ОЦЕ мають свої геометричні параметри і жорсткіші характеристики, то такий підхід вносить певні похибки в процес розрахунку КНБК.

Другий метод базується на застосуванні рівняння трьох моментів (одного з способів розв'язання статично невизначених задач). Суть цього методу полягає в тому, що сума фі-

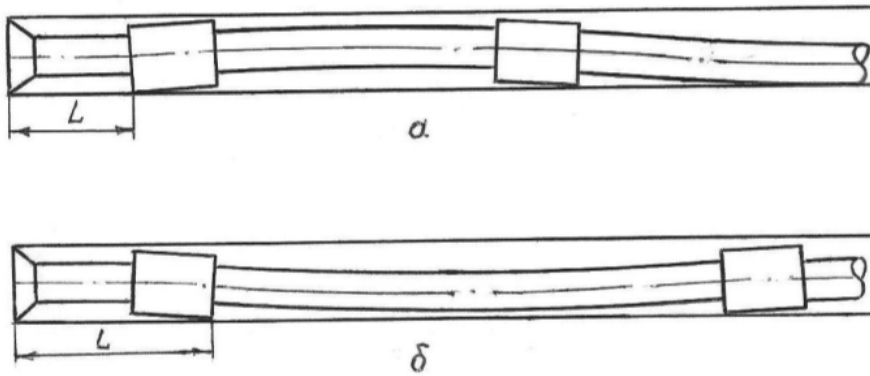
зичивних реакцій на кожній проміжній опорі повинна бути рівною нулю. Складаючи рівняння для кожної пари прогинів n -опорної балки (в кожному випадку опорами служать ОЦЕ), отримують $n-2$ рівняння та дві умови на долоті і в точці дотику КНБК з нижньою стінкою свердловини. Розв'язуючи рівняння знаходять величини опорних моментів, а також поперечні реакції на долоті і центраторах [7].

Слід зазначити, що під час розв'язання рівнянь трьох моментів виникає необхідність в аналітичних спрощеннях, при цьому ОЦЕ також розглядаються як точкові опори, що, в комплексі, значно понижує рівень достовірності отриманих результатів.

Третій метод ґрунтується на розв'язанні диференціального рівняння вигнутої осі компоновки в похилій свердловині [8,9]. Цей метод передбачає можливість розроблення універсальної схеми розташування КНБК в стовбурі свердловини і дає змогу проводити її розрахунок з довільною кількістю ОЦЕ, однак при цьому також розглядаються центруючі пристрої як точкові опори, що є його основним недоліком.

Таким чином, критичний аналіз існуючих розрахункових схем свідчить, що практично всі вони розглядають опорно-центрувальні елементи КНБК, як точкові опори, не дивлячись на те, що в реальних умовах буріння довжина центрувальних пристроїв складає 1,5-2,5 діаметра долота.

В даній статті відображено методику розрахунку двоцентраторних КНБК на основі геометричної моделі їх реального розташування в стовбурі свердловини із врахуванням геометрії, жорсткості і ваги ОЦЕ.



*а – при незначній відстані між центраторами;
б – при істотно більшій відстані між центраторами*

Рисунок 1 — Схеми розташування компонок низу бурильної колони в стовбурі свердловини

Як відомо, в похилій свердловині під дією осевих стискуючих сил, поперечних складових сил власної ваги і відповідних їм згинаючих моментів вісь КНБК деформується і набуває форми, близької до синусоїди. Центратори такої КНБК, які є її складовими елементами, також будуть повертатись в стовбурі свердловини в залежності від напрямку прогину секцій компоновки.

Взаємодія ОЦЕ із стінкою стовбура свердловини може відбуватись як по всій його робочій довжині за відсутності повороту компоновки в місці його розташування, так і по одній із периферійних ділянок його опорної поверхні у відповідності з напрямом повороту КНБК. При певному співвідношенні діаметра свердловини, геометричних параметрів центратора і його кута повороту можлива одночасна взаємодія двох його крайніх ділянок опорної поверхні з верхньою і нижньою стінками свердловини. В цьому випадку слід констатувати утворення рухомого защемлення ОЦЕ в стовбурі свердловини.

На рис. 1 схематично зображено взаємодію наддолотного ОЦЕ з стінкою стовбура свердловини при різних відстанях між центраторами. В даному випадку відстані між торцем долота і точкою контакту центраторів відрізняються на довжину робочої поверхні ОЦЕ, що, безсумнівно, впливає на розрахункову величину відхиляючої сили на долоті. Окрім цього, з рис. 1а видно, що центратори є складовими частинами другої секції КНБК (між точками опори ОЦЕ), а з рис. 1б очевидно, що перший від долота центратор входить в склад першої секції компоновки, а другий – верхньої ділянки КНБК. Безумовно, такий розподіл опорних елементів компоновки за її секціями також вносить певні корективи в формування відхиляючої сили на долоті.

На базі вищезазначеної геометричної моделі реального розташування КНБК в стовбурі свердловини запропоновано нову методику розрахунку неорієнтованих КНБК, яка передбачає його проведення в два етапи.

На першому етапі КНБК розраховується за загальноприйнятою методикою [10], в якій

ОЦЕ розглядаються як точкові опори, а сам метод розрахунку базується на розв'язанні диференціального рівняння пружної осі КНБК.

На другому етапі, з врахуванням напрямку повороту КНБК в місці розташування центратора, складається розрахункова схема реального розташування КНБК в стовбурі свердловини, в якій центратор фігурує як окрема складова ділянка компоновки із своїм діаметром і довжиною, масою і жорсткістю. У відповідності з напрямком повороту ОЦЕ виставляються реакції нижньої стінки стовбура свердловини по краях їх робочих поверхонь, а також перевіряється наявність рухомого защемлення.

Запропонована методика розрахунку двоцентраторних неорієнтованих КНБК було розроблено таким чином, що охоплювала весь ряд можливих варіантів.

На рис. 2а зображено розрахункову схему двоцентраторної КНБК з точковими ОЦЕ.

На першому етапі розрахунку складаються диференціальні рівняння пружних осей трьох ділянок. Розв'язавши рівняння, отримаємо функції для визначення прогинів, кутів повороту, а також згинаючих моментів зазначених ділянок.

Граничні умови на кінцях і в точках спряження ділянок КНБК будуть мати наступний вигляд:

$$\text{при } x_1 = 0 \quad y_1 = 0;$$

$$\text{при } x_1 = l_1 \text{ і } x_2 = 0$$

$$v_1(l_1) = r_1, \quad y_2(0) = r_1, \quad y_1'(l_1) = y_2'(0);$$

$$\text{при } x_2 = l_2 \text{ і } x_3 = 0$$

$$y_2(l_2) = r_2, \quad y_3(0) = r_2, \quad y_2'(l_2) = y_3'(0);$$

$$\text{при } x_3 = l_3 \quad y_3(l_3) = r_3, \quad y_3'(l_3) = 0.$$

На основі граничних умов складається система рівнянь, після розв'язку якої отримаємо значення відхиляючої сили на долоті F , величини реакції на ОЦЕ R_1 і R_2 , довжини верхньої ділянки l_3 , а також сталі інтегрування. Визначаються значення і напрямки кутів повороту долота і ОЦЕ, а також величини згинаючих моментів на зазначених centruючих елементах.

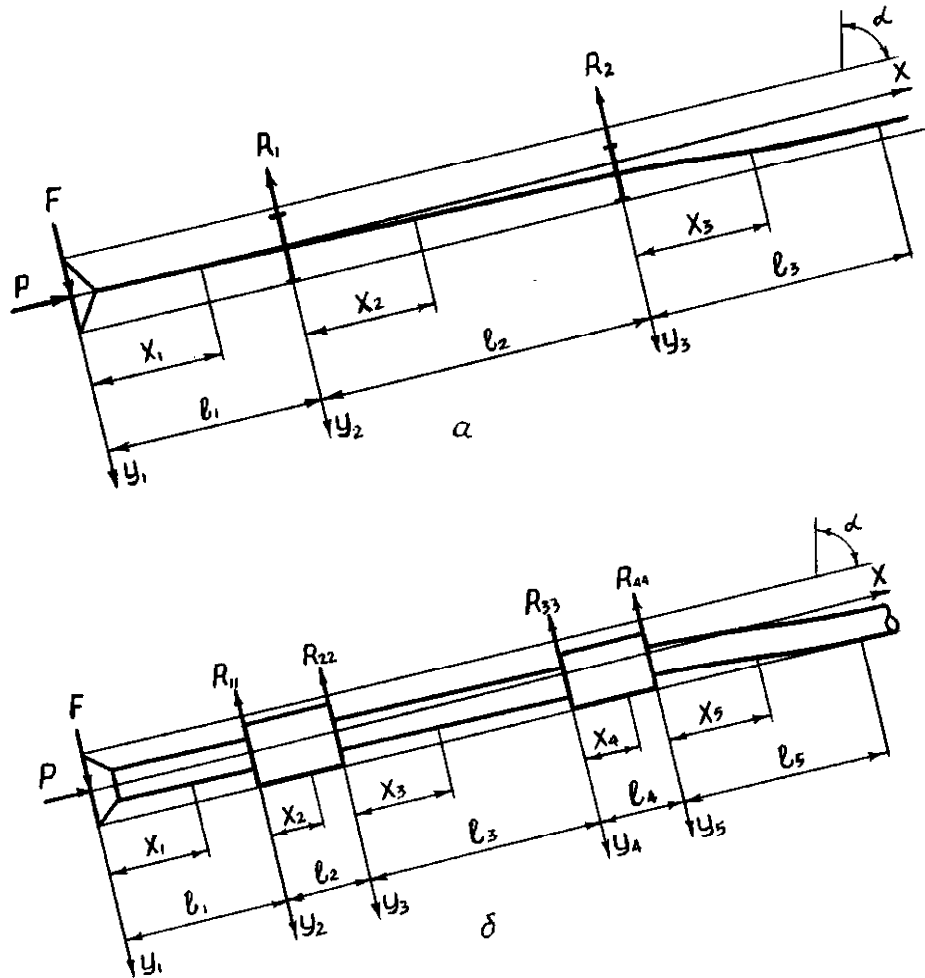


Рисунок 2 — Розрахункові схеми двоцентраторної КНБК для першого (а) та другого (б) етапів її розрахунку

Маючи напрямки повороту центрувальних пристроїв є можливість уточнити схему розташування КНБК в стовбурі свердловини (рис. 2,б), тобто перейти до такої схеми, яка засвідчує її реальне розташування. В даному випадку поворот ОЦЕ за годинниковою стрілкою вважається додатнім, а проти годинникової – від’ємним. В першому випадку центратор контактує із стінкою стовбура свердловини своєю крайньою правою ділянкою опорної поверхні, а в другому випадку – навпаки, з крайньою лівою.

У відповідності із схемою реального розташування КНБК в стовбурі свердловини складаються диференціальні рівняння для п’яти ділянок компоновки.

В таблиці 1 наведено варіанти граничних умов на кінцях і в точках спряження елементів двоцентраторної КНБК у відповідності з напрямком повороту ОЦЕ.

За напрямками нахилу ОЦЕ формуються конкретні граничні умови, які відображають реальний варіант розташування КНБК в стовбурі свердловини.

За допомогою граничних умов складається система рівнянь, яка також відповідає реальному варіанту розташування в стовбурі свердло-

вини ОЦЕ та компоновки загалом. Після розв’язання системи рівнянь отримуємо уточнені значення відхиляючої сили на долоті F , величин реакцій $R_{11}(R_{22})$ і $R_{33}(R_{44})$, довжини верхньої ділянки l_5 . Окрім цього, розраховуються кінцеві значення кутів повороту КНБК в місцях розташування долота і ОЦЕ, а також величини згинаючих моментів на зазначених елементах компоновки.

В практиці буріння часто застосовуються такі конструктивні варіанти компоновок, в яких секція між двома ОЦЕ складається з двох елементів з різними геометричними та ваговими параметрами і жорсткісними характеристиками, тому методикою повинен бути передбачений розрахунок і такого типу КНБК.

На рис. 3,а,б зображено розрахункові схеми для вищезазначеної КНБК з двома центраторами. Із рисунків видно, що такі елементи компоновки необхідно брати до уваги як окремі ділянки КНБК з окремою координатною системою і відповідним розрахунком прогинів, згинаючих моментів і кутів повороту.

Послідовність розрахунку такого типу компоновок не відрізняється від попереднього з тією різницею, що в даному випадку фігурує ще одна розрахункова ділянка.

Таблиця 1 – Формування граничних умов на кінцях і в точках спряження елементів двоцентраторної КНБК за різних варіантів розташування ОЦЕ в стовбурі свердловини

Місце розташування перерізу КНБК	Граничні умови		
	універсальні, незалежні від напрямку повороту ОЦЕ	при повороті ОЦЕ за годинниковою стрілкою, (+)	при повороті ОЦЕ проти годинникової стрілки, (-)
$x_1 = 0$	$y_1(0) = 0$	-	-
$x_1 = l_1, x_2 = 0$	$y_1'(l_1) = y_2'(0)$	$y_1(l_1) = y_2(0)$	$y_1(l_1) = r_1,$ $y_2(0) = r_1$
$x_2 = l_2,$ $x_3 = 0$	$y_2'(l_2) = y_3'(0)$	$y_2(l_2) = r_1,$ $y_3(l_3) = r_1$	$y_2(l_2) = y_3(0)$
$x_3 = l_3,$ $x_4 = 0$	$y_3'(l_3) = y_4'(0)$	$y_3(l_3) = y_4(0)$	$y_3(l_3) = r_2,$ $y_4(0) = r_2$
$x_4 = l_4,$ $x_5 = 0$	$y_4'(l_4) = y_5'(0)$	$y_4(l_4) = r_2,$ $y_5(0) = r_2$	$y_4(l_4) = y_5(0)$
$x_5 = l_5$	$y_5(l_5) = r_3,$ $y_5'(l_5) = 0,$ $y_5''(l_5) = 0$	-	-

Таблиця 2 – Формування граничних умов на кінцях і в точках спряження складових двоцентраторної КНБК із елементами з різними геометричними та жорсткісними параметрами на ділянці між ОЦЕ

Місце розташування перерізу КНБК	Граничні умови		
	універсальні, незалежні від напрямку повороту ОЦЕ	при повороті ОЦЕ за годинниковою стрілкою, (+)	при повороті ОЦЕ проти годинникової стрілки, (-)
$x_1 = 0$	$y_1(0) = 0$	-	-
$x_1 = l_1,$ $x_2 = 0$	$y_1'(l_1) = y_2'(0)$	$y_1(l_1) = y_2(0)$	$y_1(l_1) = r_1,$ $y_2(0) = r_1$
$x_2 = l_2,$ $x_3 = 0$	$y_2'(l_2) = y_3'(0)$	$y_2(l_2) = r_1,$ $y_3(0) = r_1$	$y_2(l_2) = y_3(0)$
$x_3 = l_3,$ $x_4 = 0$	$y_3'(l_3) = y_4'(0),$ $y_3(l_3) = y_4(0)$	-	-
$x_4 = l_4,$ $x_5 = 0$	$y_4'(l_4) = y_5'(0)$	$y_4(l_4) = y_5(0)$	$y_4(l_3) = r_2,$ $y_5(0) = r_2$
$x_5 = l_5,$ $x_6 = 0$	$y_5'(l_5) = y_6'(0)$	$y_5(l_5) = r_2,$ $y_6(0) = r_2$	$y_5(l_5) = y_6(0)$
$x_6 = l_6$	$y_6(l_6) = r_3,$ $y_6'(l_6) = 0,$ $y_6''(l_6) = 0$	-	-

Для розв'язання системи рівнянь на першому етапі розрахунку КНБК використовують граничні умови в наступному вигляді:

при $x_1 = 0$ $y_1 = 0$;

при $x_1 = l_1$ і $x_2 = 0$

$$y_1(l_1) = r_1, y_2(0) = r_1, y_1'(l_1) = y_2'(0);$$

при $x_2 = l_2$ і $x_3 = 0$

$$y_2(l_2) = y_3(0), y_2'(l_2) = y_3'(0);$$

при $x_3 = l_3$ і $x_4 = 0$

$$y_3(l_3) = r_2, y_4(0) = r_2, y_3'(l_3) = y_4'(0);$$

при $x_4 = l_4$

$$y_4(l_4) = r_3, y_4'(l_4) = 0, y_4''(l_4) = 0.$$

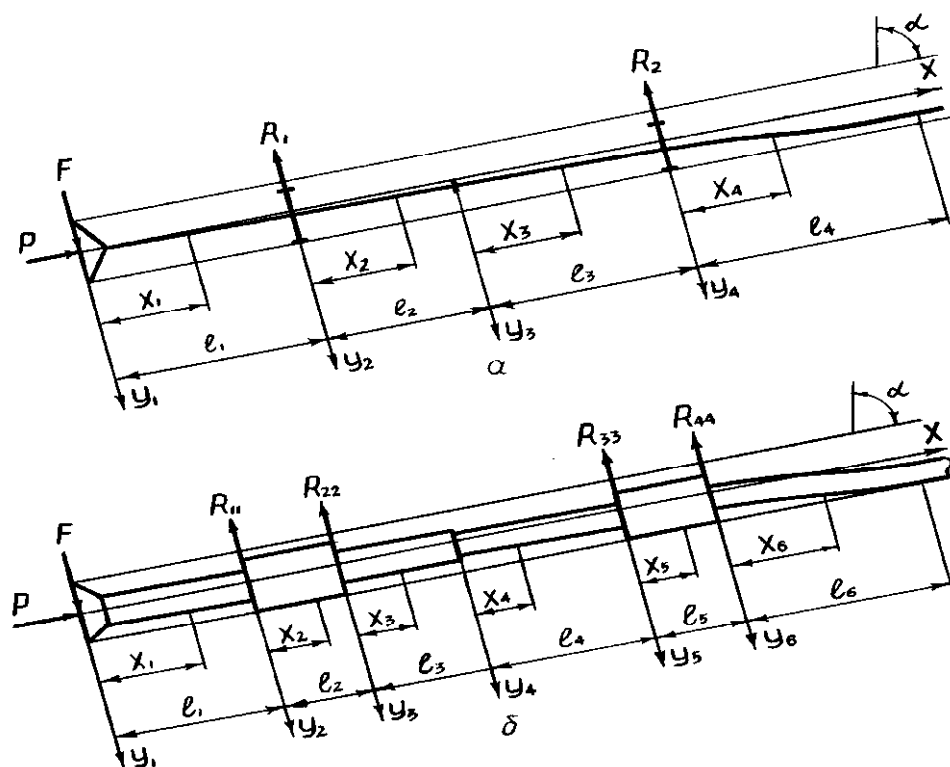


Рисунок 3 — Розрахункова схема двоцентраторної КНБК із елементами з різними геометричним та жорсткісним параметрами на ділянці між ОЦЕ для першого (а) та другого (б) етапів її розрахунку

Можливі варіанти граничних умов на кінцях і в точках спряження елементів у відповідності з напрямком повороту центральних пристроїв, які використовуються на другому етапі розрахунку КНБК, наведено в таблиці 2.

Таким чином, на основі розрахункової схеми реального розташування різних типів двоцентраторних КНБК в стовбурі свердловини, розроблено удосконалену методику розрахунку неорієнтованих компоновок, яка оперує оточеними відстанями між її точками опори, а також геометричними, ваговими і жорсткішими параметрами центраторів.

Література

1 Воевідко І.В. Вибір критеріїв оптимізації та розрахунок трицентраторних неорієнтованих вибійних компоновок / І.В. Воевідко // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2003. – №2(6). – С. 5-8.

2 Бурение наклонных и горизонтальных скважин / А.Г.Калинин, Б.А.Никитин, К.М.Солодкий, Б.З.Султанов. – М.: Недра, 1997. – 648 с.

3 Гасанов И.З. Расчёт неориентированной компоновки низа буровой колонны с большим количеством опорных элементов / И.З. Гасанов, Г.С. Оганов // Изв. вузов. Нефть и газ. – 1988. – №2. – С. 22-26.

4 Гулизаде М.П. Метод расчёта центратора для набора и стабилизации угла искривления при бурении турбобуром / М.П. Гулизаде, Л.Я. Кауфман // Изв. вузов. Нефть и газ. – 1970. – № 2. – С. 35-38.

5 Гулизаде М.П. К расчёту компоновки низа буровой колонны, применяемой для безориентированного управления зенитным углом / М.П. Гулизаде, Л.Я. Сушон, П.В. Емельянов // Нефтяное хозяйство. – 1974. – №1. – С. 13-16.

6 Сушон Л.Я. Управление искривлением наклонных скважин в Западной Сибири / Л.Я.Сушон, П.В.Емельянов, Р.Т.Муллагалиев. – М.: Недра, 1988. – 125 с.

7 Расчёт отклоняющей силы на долоте системы с тремя центраторами в наклонном участке скважины / Г.А. Ситдыков, М.М. Юкусов, Л.М. Левинсон, Р.М. Нургалеев // Труды УфНИИ. – 1972. – Вып. 11. – С. 17-20.

8 Ишемгузин Е.И. К расчёту низа буровой колонны / Е.И. Ишемгузин, Б.З. Султанов // Нефтяное хозяйство. – 1970. – №7. – С. 11-16.

9 Метод оптимизации параметров компоновок для стабилизации зенитного угла наклонных скважин / А.Ф. Фёдоров, К.М. Солодкий, А.Г. Калинин, А.С. Повалихин // Нефтяное хозяйство. – 1982. – №11. – С. 11-12.

10 Воевідко І.В. Розробка теоретичних основ і технічних засобів для підвищення точності проведення спрямованих свердловин: дис... доктора техн. наук: 05.15.10 / Воевідко Ігор Володимирович. – Івано-Франківськ, 2007. – 410 с.

Стаття постуила в редакційну колегію
03.02.09

Рекомендована до друку професором
Мойсишиним В.М.

МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ З'ЄДНАННЯ «КОРПУС (ШАРОШКА) – ТВЕРДОСПЛАВНА ВСТАВКА» КОНТАКТОМ ДВОХ ГЛАДКИХ ЦИЛІНДРІВ

¹В.А.Корнута, ²Т.М.Даляк

¹ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 45369, e-mail: ikg@nimg.edu.ua

²Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С.Підстригача НАН України, Івано-Франківський відділ, 76000, м. Івано-Франківськ, вул. Микитинецька, 3а

Роботу присвячено аналітичному та числовому моделюванню з'єднання “зубець - шарошка” в посадці з натягом. Аналітичні розв'язки отримано у вигляді функціональної залежності напружень від натягу. Числові розв'язки знайдено з використанням методу скінченних елементів. Проведено порівняльне оцінювання аналітичного та числового розв'язків осесиметричних задач взаємодії товстостінних циліндрів для різних крайових умов.

Стаття посвячена решению осесимметричных задач, с помощью которых аналитически и численно моделировалось соединение «зубок-шарошка» в посадке с натягом. Аналитические решения получены в виде функциональной зависимости напряжений от натяга. Численные решения найдены с использованием метода конечных элементов. Приведена сравнительная оценка аналитического и численного решения осесимметричных задач взаимодействия толстостенных цилиндров для разных крайевых условий.

This article is devoted the axis-symmetric problem solution using analytical and numerical models of pressure coupling «compacts-roller» in tungsten carbide insert rolling cutter. Analytical solution is obtained in the form of stress functional dependence on oversize. The finite element method is utilized to receive numerical solution. Analytical and numerical solution results of the thick cylinder interaction axis-symmetric problem are compared for different boundary conditions.

У роботі [1] наведено огляд та аналіз сучасних підходів до моделювання / проектування з'єднання з натягом “твердосплавний зубець – шарошка бурового долота”. Зокрема вказано на не вирішену проблему вибору геометричних параметрів, що характеризують з'єднання, за яких випадання / сколювання зубців мінімальне; дослідники наводять різні, іноді суперечливі, результати моделювання контакту двох циліндричних тіл. Таким чином, залишається актуальною проблема розвитку моделей роботи з'єднання.

Станом на сьогодні проектування конструкції з'єднань з натягом виконують на основі отриманого вперше Г. Ляме розв'язку задачі в напруженнях про стан товстостінного циліндра під впливом зовнішнього та внутрішнього тисків [2, 3, 4]. Дещо інші підходи до розрахунку з'єднань з натягом описано у роботі М.И. Теплового [5]. У переважній більшості відомих робіт, зокрема і у згаданих вище, на межі контакту вводиться невідомий “контактний тиск”. Такий прийом є зручним при аналізі з'єднань з натягом, коли граничні умови для поверхонь, які не є поверхнями контакту, тіл з'єднання задано у напруженнях. Якщо для тіл з'єднання задається не тиск (напр., у разі дії на внутрішню або зовнішню поверхню газу або рідини під тиском), а переміщення (зокрема, коли внутрішній циліндр суцільний, а зовнішній моделюється простором з отвором), то зручно аналізувати розв'язки в переміщеннях.

Розглянемо задачу для складеного з натягом двокомпонентного нескінченного циліндра (рис. 1). Отже, маємо дві області $\Omega_1 = [0, r_1)$, $\Omega_2 = (r_1, r_2)$, спряжені поверхнею $r = r_1$. Матеріали ізотропні з пружними сталими E_i, μ_i при $r \in \Omega_i, i = 1, 2$. На поверхні спряження $r = r_1$ задано радіальний натяг δ_{12} . Необхідно знайти напруження та переміщення у двокомпонентному циліндрі.

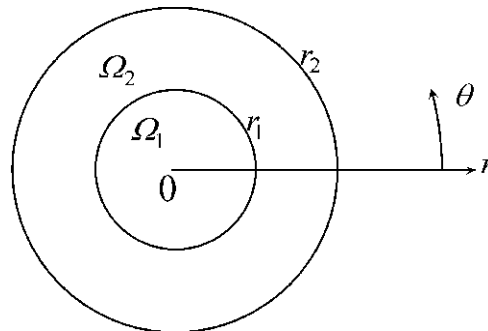


Рисунок 1 – Складений двокомпонентний циліндр

Поставлена задача – осесиметрична. Розв'язок такої задачі в переміщеннях шукаємо [4]: за диференційними рівняннями рівноваги:

$$\frac{d}{dr} \left(\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (ru_i) \right) = 0, r \in \Omega_i, i = 1, 2; \quad (1)$$

за законом Гука для плоского напруженого стану:

$$\sigma_{rr_i} = \frac{E_i}{1-\mu_i^2} \left(\frac{du_i}{dr} + \frac{\mu_i u_i}{r} \right), \quad r \in \Omega_i, \quad i = 1, 2; \quad (2)$$

$$\sigma_{\theta\theta_i} = \frac{E_i}{1-\mu_i^2} \left(\frac{u_i}{r} + \frac{\mu_i du_i}{dr} \right), \quad r \in \Omega_i, \quad i = 1, 2, \quad (3)$$

де шукана функція $u_i = u_i(r)$ – відповідає радіальні переміщення. Відповідно до [2, 4] приймаємо $\sigma_{zz} = 0$.

Крайові умови задаємо (на відміну від [2, 3, 4]) без використання “контактного тиску”. Вважаємо, що область Ω_2 – півпростір, тобто $r_2 = \infty$:

$$u_1|_{r=0} = 0, \quad u_1|_{r=r_1} = -\Delta_1; \quad (4)$$

$$u_2|_{r=r_1} = \Delta_2, \quad u_2|_{r=r_2=\infty} = 0; \quad (5)$$

$$u_2|_{r=r_1} - u_1|_{r=r_1} = \delta_{12}; \quad (6)$$

$$\sigma_{rr_2}|_{r=r_1} - \sigma_{rr_1}|_{r=r_1} = 0. \quad (7)$$

Для спрощення викладення та інтерпретації результатів назвемо тіло, обмежене охоплюваною поверхнею, що займає область Ω_1 , “валом”, а тіло, обмежене охоплюючою поверхнею, що займає область Ω_2 , “отвором” – при $r_2 = \infty$ та “втулкою” – при скінченному r_2 , що відповідає визначенням [6]. Для задавання граничних умов використано такі позначення та припущення: 1) радіуси до деформації поверхонь вала та отвору / втулки позначимо великими буквами з відповідними індексами. Оскільки область Ω_2 – двозв’язна, то менший радіус позначимо ще одним індексом “1”, а більший радіус – “2”: R_{12} , R_{21} , R_{22} ; 2) після з’єднання тіла деформуються і, відповідно, охоплювана та охоплююча поверхні радіусів R_{12} і R_{21} набувають однакової величини R_c ; 3) $R_{12} - \Delta_1 = R_{21} + \Delta_2 = R_c$; 4) оскільки розглядаємо пружну задачу і δ_{12} – мале відносно радіусів меж областей, за радіус контакту r_1 (це не є точний радіус контакту R_c) можна прийняти довільно один з двох радіусів R_{12} або R_{21} ; 4) сума переміщень поверхонь тіл рівна геометричному натягу: $\Delta_1 + \Delta_2 = \delta_{12}$.

З урахуванням прийнятих граничних умов (4) та (5) розв’язок рівняння (1) набуде вигляду (8) для вала та (9) для отвору:

$$u_1(r) = -\frac{\Delta_1 r}{r_1}, \quad (8)$$

$$u_2(r) = \frac{\Delta_2 r_1}{r}. \quad (9)$$

З урахуванням розв’язків (8) і (9) напруження (2), (3) для вала та отвору набудуть вигляду (10) і (11), відповідно:

$$\sigma_{rr_1}(r) = \sigma_{\theta\theta_1}(r) = -\frac{E_1}{1-\mu_1} \frac{\Delta_1}{r_1}; \quad (10)$$

$$\sigma_{rr_2}(r) = -\frac{E_2}{1+\mu_2} \frac{\Delta_2 r_1}{r^2},$$

$$\sigma_{\theta\theta_2}(r) = \frac{E_2}{1+\mu_2} \frac{\Delta_2 r_1}{r^2}. \quad (11)$$

Невідомі переміщення Δ_1, Δ_2 знайдемо з умов (6) та (7):

$$\Delta_1 = \frac{(1-\mu_1)E_2}{(1-\mu_1)E_2 + E_1(1+\mu_2)} \delta_{12}; \quad (12)$$

$$\Delta_2 = \frac{(1+\mu_2)E_1}{(1-\mu_1)E_2 + E_1(1+\mu_2)} \delta_{12}.$$

Таким чином, отримано замкнений розв’язок для поставленої задачі із змішаними крайовими умовами (4) – (7). Перевагою такого розв’язку відносно класичного [3] з крайовими умовами в напруженнях є відсутність необхідності введення штучного поняття “контактний тиск”.

Отриманий з прийнятими припущеннями розв’язок свідчить, що переміщення на границі контакту не залежать від радіуса границі, а визначаються лише алгебраїчною комбінацією властивостей матеріалів та геометричним натягом. Отже, деяка довільність вибору r_1 як радіуса контакту не вносить похибки у формулу (12) розв’язку крайової задачі (1) – (7). Дійсний радіус контакту R_c легко знаходиться із знайдених переміщень Δ_1 та Δ_2 і відомих початкових радіусів поверхонь R_{12} і R_{21} . Таким чином, отриманий розв’язок відповідає відомим, наведеним наприклад, у [3, 4].

Варто зауважити таке: в роботі [7] наводиться отриманий на основі розв’язку Ляме з використанням “контактного тиску” розв’язок задачі з опису напруженого стану деталей з’єднання “зубець – шарошка”. Формула для розрахунку напружень від натягу співпадає з отриманою нами для радіуса $r = r_1$, якщо прийняти $N = 2\delta_{12}$. Таким чином, можна стверджувати, що автори [7] використовували граничні умови на нескінченності для плоскої задачі.

Нами отримано розв’язок осесиметричної задачі контакту суцільного тіла та простору з отвором із змішаними граничними умовами. Але, враховуючи складну геометрію шарошок та порівняно невеликі їх розміри відносно з’єднання, необхідно розв’язати задачі з іншими граничними умовами.

Розглянемо задачу з $r_2 = R_{22}$, подібну на ще одну традиційну, вперше описану в роботах Гадоліна, у постановці, наведеній в [3]. Граничні умови співпадатимуть з умовами (4) – (7) за винятком того, що в умові (5) замість $u(r)|_{r=r_2=\infty} = 0$ приймемо, як і у [3, 4]:

$$\sigma_{rr_2}(r) \Big|_{r=r_2=R_{22}} = 0. \quad (13)$$

Для вала розв'язок рівняння (1) не зміниться, оскільки граничні умови (4) не змінились. Для втулки розв'язок рівняння (1) з урахуванням зміни (13) граничних умов (5):

$$u_2(r) = \frac{r^2(1-\mu_2)+r_2^2(1+\mu_2)r_1}{r_1^2(1-\mu_2)+r_2^2(1+\mu_2)r} \Delta_2. \quad (14)$$

Отже, ми отримали вирази для радіальних переміщень точок обох тіл, як і у виразах (8) та (9) для попередньої задачі.

Напруження для вала не змінюються, як і переміщення, і обчислюються за формулою (10). Напруження у втулці будуть:

$$\begin{aligned} \sigma_{rr_2}(r) &= -\frac{(r_2^2-r^2)E_2}{(1+\mu_2)r_2^2+(1-\mu_2)r_1^2} \frac{\Delta_2 r_1}{r^2}, \\ \sigma_{\theta\theta_2}(r) &= \frac{(r_2^2+r^2)E_2}{(1+\mu_2)r_2^2+(1-\mu_2)r_1^2} \frac{\Delta_2 r_1}{r^2}. \end{aligned} \quad (15)$$

Переміщення Δ_1 і Δ_2 :

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= \left\{ (1-\mu_1)(r_2^2-r_1^2)E_2 \right\} \times \\ &\times \left\{ E_1(1+\mu_2)+(1-\mu_1)E_2 \right\} r_2^2 + \\ &+ \left\{ E_1(1-\mu_2)-(1-\mu_1)E_2 \right\} r_1^2 \Big\}^{-1} \delta_{12}; \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \Delta_2 &= \left\{ (1+\mu_2)r_2^2+(1-\mu_2)r_1^2 \right\} E_1 \times \\ &\times \left\{ E_1(1+\mu_2)+(1-\mu_1)E_2 \right\} r_2^2 + \\ &+ \left\{ E_1(1-\mu_2)-(1-\mu_1)E_2 \right\} r_1^2 \Big\}^{-1} \delta_{12}. \end{aligned}$$

Таким чином, отриманий із зміненими граничними умовами розв'язок для знаходження переміщень Δ_1 , Δ_2 та відповідних напружень показує, що переміщення на границі контакту залежать від радіуса контакту а також від значень внутрішнього та зовнішнього радіусів втулки, і не визначаються лише алгебраїчною комбінацією властивостей матеріалів та геометричним натягом.

Також очевидно, що радіальні та колові напруження відрізнятимуться не лише за знаком, але й за абсолютною величиною. Абсолютне значення $\sigma_{\theta\theta_2}$ буде більшим, ніж σ_{rr_2} у всіх точках зовнішнього тіла. Такі результати відповідають відомим результатам Гадоліна та ін., наведеним, наприклад, у [3].

Підстановка числових значень, наближених до реальних конструкцій з'єднання "твердосплавна вставка – шарошка", свідчить, що зміна результату у разі вибору як радіуса контакту радіуса одного з контактуючих тіл призводить до зміни результатів у межах 3 ÷ 5%, причому менші значення радіуса дають вищі значення результатів. Враховуючи, що R_c лежить, ймовірно, десь між R_{12} та R_{21} , похибка буде ще меншою. Тому для такої задачі як кон-

тактний радіус R_c так само можна обирати довільний радіус R_{12} або R_{21} . Оскільки менший радіус дає вищі абсолютні значення напружень, прийматимемо, як контактний, менший радіус, тобто $r_1 = R_{21}$.

Викликає зацікавлення задача, яка відрізняється від попередньої тим, що замість граничної умови (13) на $r_2 = R_{22}$ задаємо:

$$u(r) \Big|_{r=r_2=R_{22}} = 0. \quad (17)$$

Таким чином, спробуємо врахувати те, що прийнята розрахункова модель "вирізана" з решти тіла шарошки.

Очевидно, що для вала розв'язок рівняння (1) з незмінними граничними умовами (4) залишиться без змін у вигляді (8). Для втулки розв'язком рівняння (1) з граничними умовами, що задаються рівностями (5) і (17) буде:

$$u_2(r) = \frac{r_2^2-r^2}{r_2^2-r_1^2} \frac{\Delta_2 r_1}{r}. \quad (18)$$

Тоді напруження для вала можна знайти за формулою (10). Враховуючи (18), знайдемо вирази для напружень у втулці:

$$\begin{aligned} \sigma_{rr_2}(r) &= \frac{E_2}{1-\mu_2^2} \frac{(1-\mu_2)r_2^2+(1+\mu_2)r_1^2}{r_2^2-r_1^2} \frac{\Delta_2 r_1}{r^2}, \\ \sigma_{\theta\theta_2}(r) &= \frac{E_2}{1-\mu_2^2} \frac{(1-\mu_2)r_2^2-(\mu_2+1)r_1^2}{r_2^2-r_1^2} \frac{\Delta_2 r_1}{r^2}. \end{aligned} \quad (19)$$

Переміщення Δ_1 і Δ_2 знаходимо, як і у першій задачі, з умов (6) та (7). Після перетворень та спрощень отримуємо:

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= \left\{ E_2(1-\mu_1) \left\{ (1-\mu_2)r_2^2+(1+\mu_2)r_1^2 \right\} \right\} \times \\ &\times \left\{ E_2(1-\mu_1) \left\{ (1-\mu_2)r_2^2+(1+\mu_2)r_1^2 \right\} - \right. \\ &\left. - E_1(1-\mu_2^2) \left\{ r_2^2-r_1^2 \right\} \right\}^{-1} \delta_{12}; \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \Delta_2 &= \left\{ E_1(1-\mu_2^2) \left\{ r_2^2-r_1^2 \right\} \right\} \times \\ &\times \left\{ E_2(1-\mu_1) \left\{ (1-\mu_2)r_2^2+(1+\mu_2)r_1^2 \right\} - \right. \\ &\left. - E_1(1-\mu_2^2) \left\{ r_2^2-r_1^2 \right\} \right\}^{-1} \delta_{12}. \end{aligned}$$

Приймаючи за значення радіуса r_1 будь-який із радіусів R_{21} або R_{12} отримуємо замкнений розв'язок. Підстановка числових значень показує, що зміна результату при виборі в якості радіуса контакту радіуса одного з контактуючих тіл веде до зміни результатів в межах 2 ÷ 4%, причому менші значення радіуса дають вищі значення результатів, як і у попередній задачі.

З отриманих аналітичних залежностей видно, що для всіх задач напруження та переміщення є монотонними функціями від радіуса в межах кожного тіла з екстремальними значеннями при $r = r_1$ та $r = r_2$.

Побудовані розв'язки можна використовувати для моделювання НДС від натягу твёрдосплавного озброєння доліт. При цьому варто враховувати, що геометрична модель (рис. 1) може використовуватись лише як певне наближення реальної шарошки. Зокрема, припущення про простір з переміщеннями на нескінченності не зовсім відповідає дійсності, оскільки шарошка конічна і відстань від поверхні отвору до поверхні шарошки в напрямку, перпендикулярному осі отвору, здебільшого не відповідає умовам, коли розміри тіла можна приймати безмежними. Гранична умова із вільною зовнішньою поверхнею втулки відповідає закріпленню у циліндричній оправці, а обмеження переміщень на скінченному радіусі відповідає закріпленню зовнішніх поверхонь тіла від переміщень у радіальному напрямку. Таку ситуацію можна трактувати, як вплив матеріалу, що відкидаємо при створенні розрахункової схеми. Очевидно, що реальна ситуація буде десь в межах між результатами з вільними поверхнями та закріпленими вздовж радіуса. Таким чином, ми маємо згідно рівняння (15) нижню та, згідно (19), верхню оцінку параметрів напружено-деформованого стану (НДС) деталей з'єднання "зубець – шарошка". Але отримані розв'язки не дозволяють позбутись обмежень на модель [2, 3, 4, 8]: достовірність результатів лише для достатньо довгих циліндрів, нехтування пластичними деформаціями матеріалів деталей, проста форма поверхонь.

Враховуючи реальну конструкцію з'єднання "зубець – шарошка" бурового долота (співвідношення розмірів, складність поверхонь) розв'язати аналітично задачу розрахунку параметрів НДС для моделі, наближеної до реальної конструкції досить складно. Тому існує необхідність у побудові моделі з використанням методів, які дають змогу позбутись згаданих обмежень.

Скористаємось для аналізу одним з універсальних числових методів: методом скінченних елементів (МСЕ). Одним з основних питань у разі використанні числового методу виступає точність результатів. Для оцінки точності приймемо, що отримані вище аналітично результати є точними, і скористаємось ними як базовими для пошуку похибки [9].

Нами проведено розрахунки МСЕ з геометрією моделей, які розглядались вище. Для побудови сітки скінченних елементів використовуємо чотирикутний ізопараметричний елемент, описаний у [10, 11].

Задавання крайових умов для МСЕ дещо відрізняється від способу, який використовується в аналітичних розрахунках. Для "емулювання" крайових умов на нескінченності приймаємо радіус зовнішнього циліндра рівним $10r_1$. Таким чином, отримаємо похибку обчислення напружень порядку $O(r_1/r)^2 \approx 0,01$ відносно значень при крайовій умові на нескінченному радіусі. Наближенням нескінченної висоти (для забезпечення умов плоскої осесиметричної задачі) приймемо висоту з'єднання $8r_1$, що від-

повідає рекомендаціям [12]. Тоді в деталях з'єднання, за винятком околиць $2r_1$ від торців моделі, справджуються умови плоскої задачі.

Для порівняння результатів задамося числовими значеннями параметрів матеріалів та геометрії. Базовою оберемо конструкцію з'єднання номінального діаметра 10 мм долота III 244,5 ОК-ПГВ. Характеристики матеріалів та геометричні параметри зведено у табл. 1.

Для моделей, де охоплює тіло обмежене циліндром скінченого діаметра, приймемо зовнішній діаметр рівним $D_{2-2} = 3d_1$. З даних табл. 1 максимальний табличний натяг складатиме 0,14 мм, мінімальний: 0,077 мм. Зниження натягу відносно табличного внаслідок впливу мікронерівностей шорсткості та неточності геометрії не враховуємо. Розрахунки проводимо при середньому натягу 0,1 мм.

З метою порівняння аналітичних та чисельних результатів розраховуємо значення функцій для заданих у табл. 1 числових величин. Позначимо "Модель 1" результати (8) – (12); "Модель 2": (8), (14) – (16); "Модель 3": (8), (18) – (20). Такі ж позначення моделей використовуємо для результатів розрахунків МСЕ за моделлю з відповідною геометрією та крайовими умовами.

Отримані напруження відображено на графіках рис. 2: S_x, S_{th} – відповідно радіальна та колова компоненти напружень для моделі МСЕ; S_r, S_t – відповідно радіальна та колова компоненти напружень для аналітичної моделі; S_e – еквівалентні напруження (Мізеса).

Різниця між результатами розрахунків за аналітичними та МСЕ моделями складає в середньому $1 \div 2\%$. Варто зауважити ще один результат, який видно з графіків рис. 2: колові напруження при обмеженому на зовнішньому радіусі переміщенні змінюють знак у межах стінки втулки. Таким чином, втулка мов би розвантажується (рис. 2 в)). Порівняння ж кривих еквівалентного напруження за Мізесом рис. 2 г) свідчить, що насправді така конструкція є жорсткіша і еквівалентне напруження зростає. Звертає на себе увагу також факт, що для всіх моделей рівень напружень на межі отвору значно перевищує границю текучості, а для моделі 3 і міцності. Тому необхідні більш детальні дослідження НДС з'єднання в наступних роботах.

Підсумовуючи використані нами геометричні моделі, розбивання геометричної моделі сіткою скінченних елементів та спосіб задавання граничних умов у числових моделях дають змогу отримати результати, які добре узгоджуються з аналітичними розв'язками. Таким чином, вказані підходи можуть застосовуватись і для розрахунку параметрів НДС складніших моделей, геометрія яких наближена до геометрії реальних конструкцій.

Отже, для моделі простої геометрії побудовано, аналітично та МСЕ, розв'язок задачі опису НДС складеного з натягом двокомпонентного нескінченного циліндра з граничними умовами в переміщеннях. Використання граничних умов в переміщеннях, які є "природними"

Таблиця 1 – Характеристики матеріалів та геометричні параметри складових моделі

Вал			Отвір / Втулка		
E_1 , МПа	μ_1	d_1 , мм	E_2 , МПа	μ_2	d_2 , мм
$6,3 \times 10^5$	0,3	$9,51_{-0,013}$	$2,0 \times 10^5$	0,3	$9,37^{+0,05}$

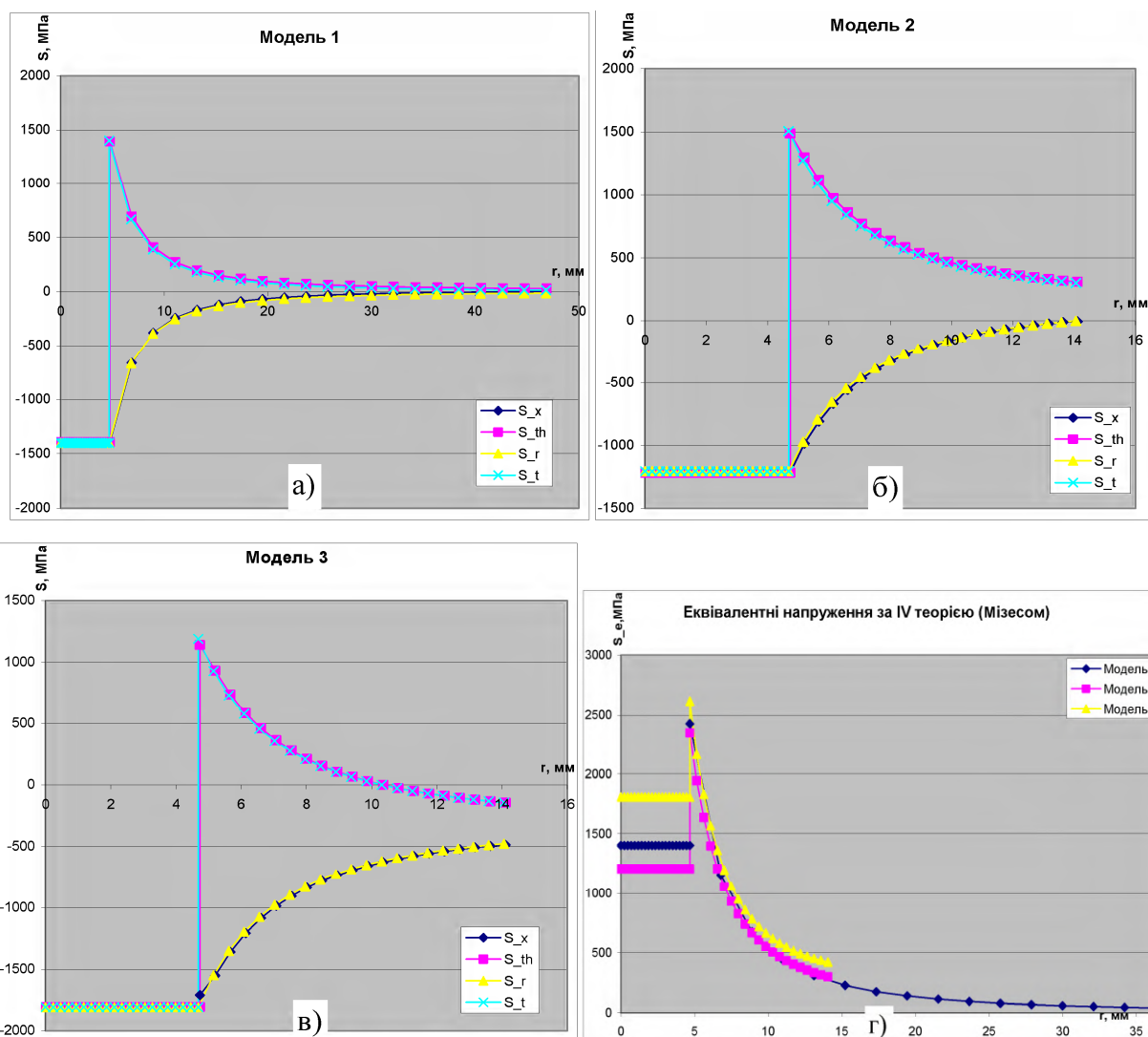


Рисунок 2 – Графіки радіальної та колової компонент напружень від радіуса, розрахованих за аналітичними та числовими МСЕ моделями (а, б, в); еквівалентних напружень за IV теорією міцності (г)

для конструкції, дало змогу виявити вплив зміни граничних умов на результати та причину суперечностей у результатах різних дослідників. Крім того, стає наочним вибір граничних умов для постановки задач, розв’язок яких шукаємо МСЕ, що дає можливість коректно оцінити точність їх розв’язку.

Література

1 Корнута В. А. Використання механіко-математичних моделей роботи з’єднань з натягом під час проектування з’єднання “зубок – шарошка” / В. А. Корнута, О. В. Корнута // Нафтова та газова енергетика. – 2008. – № 4. – С. 68-74.

2 Филоненко-Бородич М. М. Теория упругости : учебник [для ВТУЗов] / М. М. Филоненко-Бородич – [4-е изд.] – М. : Гос. изд-ство физико-матем. литературы, 1959. – 366 с.

3 Дарков А. В. Соппротивление материалов : учебник [для ВТУЗов] / А. В. Дарков, Г. С. Шпиро. – [4 – е изд.] – М. : Высшая школа, 1975. – 655 с.

4 Писаренко Г. С. Опір матеріалів: підручник / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Є. С. Уманський ; за ред. Г. С. Писаренка. – [2-е вид., перероб. і доп.] – К. : Вища школа, 2004. – 655 с.

5 Теплый М. И. Контактные задачи для областей с круговыми границами / М. И. Теплый – Львов : Вища школа, 1983. – 176 с.

6 Допуски и посадки. Основные определения : ГОСТ 7713-62. – [Чинний від 1963-01-01]. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2004 – Г12, 12 с. – (Межгосударственный стандарт).

7 Крылов К. А. Повышение эффективности и долговечности буровых долот / К. А. Крылов, О. А. Стрельцова. – М. : Недра, 1983. – 206 с.

8 Партон В. З. Методы математической теории упругости / В. З. Партон, П. И. Перлин – М. : Наука, 1981. – 688 с.

9 Zienkiewicz O. C. The Finite Element Method Volume 1: The Basis / O. C. Zienkiewicz, R. L Taylor. – [Fifth edition] – Oxford : Butterworth – Heinemann, 2000. – 694 p.

10 Зенкевич О. Конечные элементы и аппроксимация. / О. Зенкевич, К. Морган ; [пер. с англ.]. – М. : Мир, 1986. – 318 с.

11 Морозов Е. М. Метод конечных элементов в механике разрушения / Е. М. Морозов, Г. П. Никишков. – М. : Наука, 1980. – 254 с.

12 Гречищев Е. С. Соединения с натягом: Расчеты, проектирование, изготовление / Е. С. Гречищев, А. А. Ильяшенко. – М. : Машиностроение, 1981. – 247 с.

*Стаття постуила в редакційну колегію
06.02.09*

*Рекомендована до друку професором
Мойсишиним В.М.*

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ БУРІННЯ ДОЛОТАМИ З АЛМАЗНО-ТВЕРДОСПЛАВНИМИ ПЛАСТИНАМИ В РЕАЛЬНИХ УМОВАХ

Т.О. Пригоровська

*ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 45369,
e-mail: spring@nuing.edu.ua*

Наведено теоретичні обґрунтування процесу буріння долотами з АТП в реальних умовах.

Приведено теоретическое обоснование процесса бурения долотами с АТП в реальных условиях.

In the article the main features of PDC drill bit working were analysed with real conditions consideration.

Математична модель роботи породоруйнівного інструменту – це статично невизначена задача багатоточкової взаємодії робочої поверхні долота з вибоєм [1]. Теоретичні дані та експериментальні дослідження свідчать, що на ефективність руйнування гірської породи алмазно-твердосплавними пластинами (надалі АТП) впливають, насамперед, фізико-механічні властивості порід та ріжучої частини різця; осьове навантаження та швидкість руху різця, розміщення та геометричні параметри різця. Сьогодні буровий інструмент проектується з врахуванням взаємозв'язків між конструктивними елементами, міцнісними характеристиками матеріалу тощо, але оскільки основне призначення бурового інструменту – руйнування породи, то доцільно використати інший шлях: від властивостей породи до умов руйнування, що створюються інструментом. За такого підходу можливо досить обґрунтовано підібрати основні параметри інструменту та параметри процесу з метою забезпечення ефективного поглиблення вибою свердловини. При цьому, у ході побудови математичної моделі роботи долота важливо розглядати дане питання комплексно, тобто з врахуванням впливу динаміки самого інструменту, а також динаміки бурової колони на результати буріння.

За характером зміни навантаження на бурову колону та інструмент, вони поділяються на постійні і змінні. Якщо визначення постійних навантажень, що не змінюються протягом тривалого часу, не викликає труднощів, при визначенні змінних навантажень проектувальник стикається з ними. Змінні навантаження елементів бурової колони носять багатокomпонентний характер, що пояснюється принципом роботи бурового інструменту.

Власне, моделювання роботи PDC-доліт (в діючій українській класифікації – доліт з алмазно-твердосплавними пластинами – АТП) завжди будувалося на припущенні, що сили на кожному PDC-різці є однаковими та сталими, хоча насправді навантаження між різцями розподіляється досить складним чином. Це припущення накладало суттєві обмеження на здатність моделі адекватно відтворювати процес буріння, особливо в неоднорідних породах.

Відомо, що навантаження між різцями долота розподіляється досить складним чином. Тому, викликає складність адекватно відтворювати процес буріння, особливо в неоднорідних породах за допомогою математичного апарату. Якщо векторно просумувати сили, що діють на різці долота, а також визначити суму викликаючих ними моментів, то отримаємо результуючу силу та момент, які діють на долото в цілому. Проекції сил на вертикальну вісь і момент, що діє в горизонтальній площині, являють собою відповідно навантаження на різці та долото і крутний момент. Проекції на інші осі являють собою бічні сили, що діють на інструмент і викликають відповідні згинаючі моменти. В ідеалі ці сили рівні нулю, якщо ж вони існують, то траєкторія свердловини буриться в напрямку відмінному від заданого проектом. Долото при цьому обертається не тільки відносно своєї осі, а свердловина має діаметр, що перевищує заданий.

За даними проф. Алексєєва Л.А. переважна кількість реальних доліт працює саме в такому режимі [9]. Цей режим в горизонтальній площині чисельно характеризується кутом закручування долота та величиною відхилення осі долота від осі свердловини в горизонтальній площині, при чому кут закручування долота є першою похідною по координаті величини відхилення осі долота від осі свердловини в горизонтальній площині.

Такий рух викликаний, насамперед, нестабільністю та нестабільністю сил, що діють на різці долота, що, в свою чергу, обумовлено неоднорідністю розбурюваних порід [4]. Крім того, вібрація генерується не тільки внаслідок дисбалансу сил на долоті, а й внаслідок масового дисбалансу, тертя об стінки свердловини під час буріння та калібрування, коливання всієї бурильної колони. Використовуючи різного роду амортизатори, стабілізатори та інші пристрої і технічні заходи, можна зменшити величину коливань бурової колони, але повністю уникнути дисбалансу інструменту неможливо в реальних умовах його роботи. Тут доцільно ставити питання лише про мінімізацію дисбалансу явища “вихрового руху”, який є основною причиною передчасного виходу з ладу і погіршення робочих параметрів алмазних доліт [5].

Відкритим залишається питання щодо моделювання повздовжніх коливань бурової колони. Історично, даний вид коливань моделювався за допомогою хвильового рівняння. Хвильове рівняння є класичним методом моделювання коливань і його розв'язки є добре описані в літературі [13]. Проте, застосування хвильових рівнянь для визначення поперечних коливань має свої обмеження: хоч і існує математично описаний методи розв'язку, проте використання такого методу для моделювання динаміки бурової колони передбачає, що поперечні коливання вважаються значно меншими за повздовжні, і тому є несуттєвими і такими, якими можна знехтувати. Тому є необхідність у комплексному підході до моделювання руху інструменту в реальних умовах з описом і врахуванням як поперечних, так і повздовжніх коливань.

При побудові попередніх математичних моделей роботи інструменту [10, 11, 12] деякі автори вважали, що центральна вісь Z вибою та вісь симетрії інструменту співпадають. Насправді, це не так в зв'язку з коливаннями інструменту в горизонтальній площині. Тому для аналізу руху долота ріжучого типу використовуємо дві системи координат, які пов'язані безпосередньо з долотом, та в яких описується його рух:

- нерухому $O_1X_1Y_1Z_1$, яка пов'язана з вибоєм свердловини. Центр системи є геометричним центром свердловини;

- рухому $O_2X_2Y_2Z_2$, яка пов'язана з віссю симетрії інструменту. Центр системи є центром ваги інструменту.

Тому, дійсне положення осі інструмента по відношенню до осі свердловини в будь-який момент часу визначається зі співвідношення:

$$x_{\text{долота}} = x_{\text{свердловини}} + u(x; t),$$

де: $x_{\text{свердловини}}$ і $x_{\text{долота}}$ – координати геометричного центра свердловини і долота відповідно.

Загалом, рух алмазного долота як ідеальної системи з двома ступенями вільності, може бути описаний системою рівнянь Лагранжа другого роду.

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} \right] - \frac{\partial T}{\partial q_1} = Q_1 \\ \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} \right] - \frac{\partial T}{\partial q_2} = Q_2 \end{cases}$$

де: T – кінетична енергія долота, q_i – узагальнені координати, Q_1 – сума узагальнених сил, $Q_2 = \sum F_i \cdot r_i$ – узагальнений момент опору, де F_i – величина сили реакції вибою для кожного різця, r_i – радіус установки даного різця.

Як узагальнені сили приймаємо величину реакції вибою.

Таким чином, положення долота в будь-який момент часу в ідеальному випадку може бути визначено за допомогою наступних величин, які приймаємо як узагальнені координати:

$q_1 = \Delta Z(t)$ – зміщення центра ваги корпусу вздовж осі свердловини відносно її початкового положення, як функція від часу;

$q_2 = \theta(t)$ – кут повороту долота навколо осі свердловини, як функція від часу.

При чому, перша похідна по часу функції $\Delta Z(t)$ визначає осьову швидкість переміщення інструменту, тобто величину проходки:

$$\frac{dq_1}{dt} = V_Z.$$

Таким чином, швидкість проходки долотом прямо залежить від величини діючих сил, геометрична сума яких визначає величину узагальненої сили. Тобто задача полягає у визначенні величин T – кінетичної енергії долота та $Q_1 = \sum F_i$ – суми узагальнених сил в проекції на вісь Z .

Такий підхід часто використовується для опису руху ідеального долота, яке працює в ідеальному однорідному ізотропному середовищі, проте результати, одержані за допомогою системи рівнянь Лагранжа в деякій мірі не відтворюють реальної картини, оскільки базуються на ряду спрощень процесу буріння. Тому важливо визначати величину коливань долота в процесі його роботи під дією сил, які виникають внаслідок руйнування породи, в горизонтальній площині оскільки коливання інструменту викликають повздовжні коливання всієї бурильної колони.

Колівання долота відбуваються в повздовжньому і поперечному напрямках. В даній роботі описується коливання долота в поперечному напрямку (в горизонтальній площині), які викликані неусталеністю сил реакції вибою, що діють на різці долота, в свою чергу, несталість цих сил викликана неоднорідністю розбурюваної породи.

Для визначення величини переміщення інструменту в горизонтальній площині $u(x, t)$ розглянемо розрахункову схему, зображену на рисунку 1. Вона складається з декількох секцій бурових труб та породоруйнівного інструмента, який закріплено в нижній секції. Кожен елемент характеризується моментом інерції I_i , площею поперечного перерізу A_i , масою m_i , при чому вважаємо, що їх матеріал є пружним та ізотропним. Вважаємо, що гіпотеза про плоскі перерізи справджується. Систему розглядаємо як таку, що складається з непружних елементів абсолютно не деформованих в процесі роботи, що з'єднані абсолютно нерозтяжними зв'язками.

Задача розрахунку динаміки долота в даній постановці є лінійною. Свердловина приймається вертикальною, і процеси, пов'язані з тертям труб і опорноцентруючих елементів об стінки свердловини, не розглядаються.

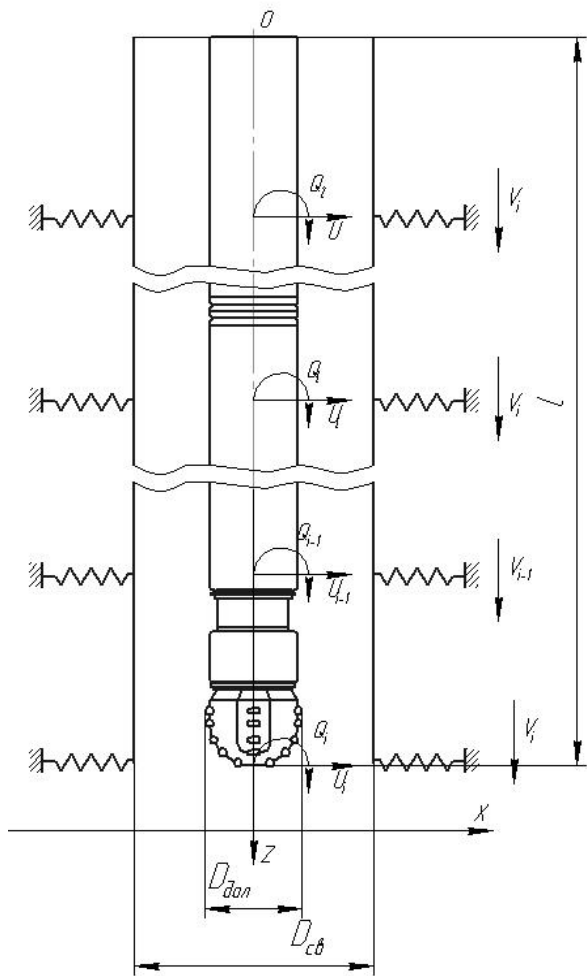


Рисунок 1 – Розрахункова схема

Суттєвим недоліком неусталеного руху інструменту є наявність ударів різної сили бічної поверхні інструмента об стінку свердловини. Згідно з [9] саме ці удари і є причиною виходу з ладу як зубців долота, так інструменту загалом.

Для консольно закріпленого інструменту найбільші динамічні напруження $\sigma_D \max(x)$ будуть в точках контакту інструменту з вибоєм. Для довільного перерізу, поздовжня координата якого $Z \in [0, l]$, де l – точках контакту інструменту з вибоєм, маємо:

$$\sigma_D \max(z) = \frac{\sigma_D \max}{l} \cdot z$$

Тоді потенційна $d\Pi$ енергія деформації в горизонтальному перерізі довжиною dz становить:

$$d\Pi = \frac{\sigma_D^2(z)}{2E} \cdot S \cdot dx = \frac{\sigma_D^2 \max}{2E} \cdot S \cdot \frac{z^2}{l^2},$$

де: S – площа контакту різця та стінки свердловини; E – модуль пружності.

Потенційна енергія деформації для всього елемента колони становить:

$$\Pi = \int_0^l \frac{\sigma_D^2 \max}{2E} \cdot S \cdot \frac{z^2}{l^2} dz = S \cdot \frac{\sigma_D^2 \max}{6El}.$$

Звідси, виходячи з теореми про зміну кінетичної енергії системи, маємо, що кінетична енергія системи становить:

$$T = \Pi = S \frac{\sigma_D^2 \max}{6El}.$$

Тоді максимально можливе напруження в момент удару в певному перерізі визначаємо за

$$\text{формулою } \sigma_D \max = \sqrt{\frac{6ET}{S \cdot l}}.$$

В момент удару швидкість руху долота зменшується внаслідок місцевих непружних деформацій. Цей період закінчується, коли долото дотикається до стінки свердловини, під дією відштовхуючої сили починає згинатися інструмент (який рухатиметься з новою швидкістю), а разом з ним і труби бурової колони. В цій фазі удару, коли згинається вже вся колона, кінетична енергія перетворюється на потенційну енергію деформації згинання.

Визначимо основні чисельні характеристики руху долота: кута повороту та переміщення осі долота в горизонтальній площині, тобто величини відхилення осі долота від осі свердловини в горизонтальній площині.

Для визначення величини відхилення осі долота від осі свердловини в горизонтальній площині, яке статично навантажене в кінці прогину, використаємо універсальне рівняння

пружної лінії у вигляді: $\left[\frac{u''(x,t)}{1 + u'(x,t)^{3/2}} \right] = \pm \frac{M}{EJ}$, або у спрощеному вигляді:

$$u(x;t) = u_0 + \Theta_0 z + \frac{1}{EJ} \times \left(M_0 \cdot \frac{(x-a)^2}{2} + Q_0 \cdot \frac{(x-b)^3}{3} + \sum_0^l q_i \cdot \frac{(x-c)^4}{4!} \right),$$

де: $u(x;t)$ – величина відхилення осі долота від осі свердловини (дисбалансу) для заданого перерізу;

u_0, Θ_0 – початкове значення відхилення та початкове значення кута закручування в перерізі відповідно;

E – модуль пружності матеріалу інструменту;

J – момент інерції для аналізованого перерізу;

Q – значення розподіленого навантаження (сили реакції вибою);

M_0 і Q_0 – величини моменту та реакції, які діють в защемленні відповідно;

a, b, c – координати точок прикладання моменту, реакції та розподілених сил відповідно.

Слід зазначити, що для коректного застосування даної формули будемо визначати переміщення найнижчого перерізу інструменту, тобто переміщення перерізу, що безпосередньо контактує з вибоєм.

Враховуючи неперервність ділянки прикладання розподіленої сили доцільно перейти до виразу

$$u(x;t) = u_0 + \Theta_0 x + \frac{1}{EJ} \times \left(M_0 \cdot \frac{(x-a)^2}{2} + Q_0 \cdot \frac{(x-b)^3}{3} + \int_0^l q_i \frac{(x-c)^4}{4!} dx \right).$$

Для спрощення представлення формул позначимо:

$$\frac{1}{EJ} \left(M_0 \cdot \frac{(x-a)^2}{2} + Q_0 \cdot \frac{(x-b)^3}{3} + \int_0^l q_i \frac{(x-c)^4}{4!} dx \right) = \Omega.$$

Для визначення параметрів u_0, Θ_0 необхідно розглядати умови закріплення інструменту.

Максимального значення величина відхилення досягає на кінці консольно закріпленого долота, тоді швидкість руху такого перерізу в горизонтальній площині становитиме:

$$u'(x;t) = \frac{du(x;t)}{dt} = \frac{du(x;t)_{\max}}{dt} = \frac{d\Omega}{dt}.$$

Тоді кінетична енергія елемента колони (або частини долота) довжиною dx становить:

$$dT = du(x;t) \cdot \frac{\gamma \cdot S \cdot dx}{2g} = \frac{\gamma \cdot S \cdot dx}{2g} \cdot \frac{d\Omega}{dt}.$$

Кінетична енергія всього інструменту отримується шляхом інтегрування наведеного вище виразу:

$$T = \int \frac{\gamma \cdot S \cdot dx}{2g} d(\Omega)$$

Підставивши отримані залежності у рівняння Лагранжа, отримуємо модель руху реальної системи:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left[\frac{\int \frac{\gamma \cdot S \cdot dz}{2g} d(\Omega)}{\partial z(t)} \right] - \frac{\partial \int \frac{\gamma \cdot S \cdot dz}{2g} d(\Omega)}{\partial x(t)} &= \sum F_i \\ \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial \int \frac{\gamma \cdot S \cdot dz}{2g} d(\Omega)}{\partial \theta(t)} \right] - \frac{\partial \int \frac{\gamma \cdot S \cdot dz}{2g} d\Omega}{\partial \theta(t)} &= \sum F_i \cdot r_i \end{aligned} \right.$$

Визначаємо величину кінетичної енергії долота T шляхом розв'язку першого з рівнянь Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} \right] - \frac{\partial T}{\partial q_1} = Q_1.$$

Позначимо величину $\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} = w(q_1)$, тоді

отримуємо неоднорідне диференціальне рівняння другого порядку, розв'язок якого отримується у вигляді:

$$\frac{d}{dt} w^*(q_1) - w^*(q_1) = Q_1, \quad w^*(q_1) = w_1 \cdot w_2,$$

$$\begin{aligned} w_1' \cdot w_2 + w_2' \cdot w_1 - w_1 \cdot w_2 &= Q_1, \\ w_1' \cdot w_2 + w_1(w_2' - w_2) &= Q_1, \quad w_2' - w_2 = 0, \\ \ln w_2 = t, \quad w_2 = e^t, \quad w_1' \cdot e^t &= Q_1, \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} &= C_3 e^t - Q_1. \end{aligned}$$

Останнє рівняння описує взаємозв'язок між переміщенням долота та його кінетичною енергією. Тоді, рівняння руху долота можна представити у вигляді:

$$\frac{\partial q_1}{\partial T} = \frac{1}{C_3 e^t - Q}, \quad q_1 = \frac{1}{C_3 e^t - Q} \cdot T + C_4,$$

де C_3 і C_4 – сталі інтегрування, які визначаються з початкових умов:

$$T(t \rightarrow +0) = 0, \quad t \neq 0, \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (z = 0).$$

З другого боку, кінетична енергія долота становить:

$$T = \int \frac{\gamma \cdot S \cdot dz}{2g} d(\Omega),$$

тобто

$$q_1 = \frac{1}{C_3 e^t - Q} \cdot \int \frac{\gamma \cdot S \cdot dz}{2g} d(\Omega) + C_4.$$

Швидкість руху долота вздовж вертикальної осі (тобто величина проходки) визначається як перша похідна рівняння руху інструменту:

$$\frac{dq_1}{dt} = \frac{d \left(\frac{1}{C_3 e^t - Q} \cdot \int \frac{\gamma \cdot S \cdot dz}{2g} d(\Omega) + C_4 \right)}{dt}.$$

Дане рівняння встановлює взаємозв'язок між величиною сили реакції вибою, конструктивними параметрами долота, характеристиками матеріалу долота і породи, а також умовами встановлення опорно-центруючий пристроїв.

Аналізуючи отримані залежності, бачимо, що чим більшою є величина реакції вибою породи, тим більшою буде величина переміщень долота в горизонтальній площині під дією цієї сили. Тоді, умовна траєкторія руху долота матиме в загальному випадку буде мати хаотичний характер і форма вибою буде близькою до еліпсу. Іншою важливою характеристикою динаміки руху долота є його кінетична енергія. Дана величина є базовою для визначення величини швидкості руху інструменту. У випадку сталої величини сили реакції вибою для умовного долота залежність величини кінетичної енергії від часу графічно зображена на рисунку 2. Величина кінетичної енергії обчислена для того ж самого долота при значенні сили реакції вибою. Ми бачимо, що величина кінетичної енергії долота стрімко зростає на протязі часу від 0 до 5 с, потім після досягнення критичного значення, починає плавно зменшуватися до певного усередненого значення. Якщо задати величину періодичної зміни сили реакції ви-

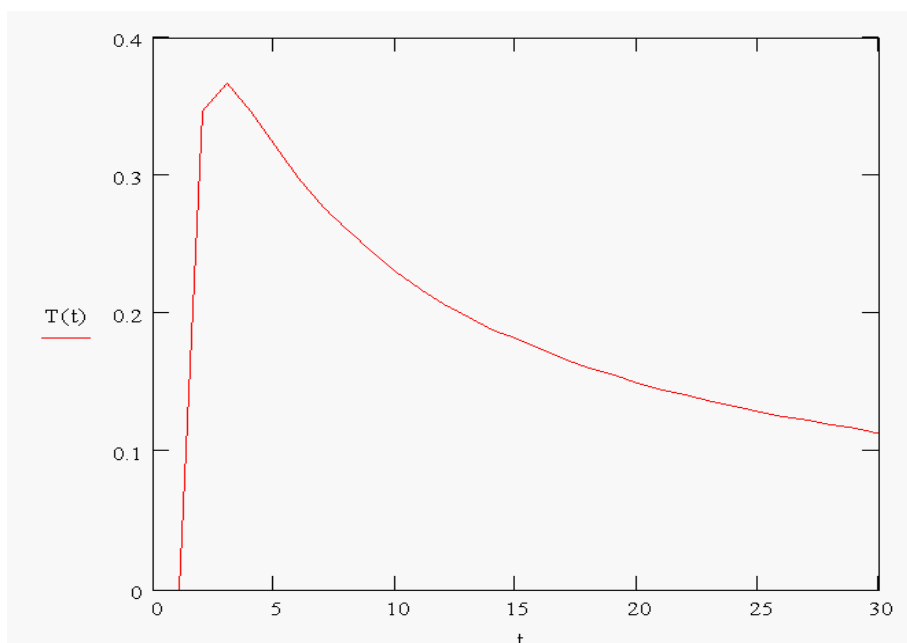


Рисунок 2 — Залежність величини кінетичної енергії від часу

бою, то отримуємо графічну залежність аналогічного характеру, тобто будемо невелику ділянку різкого зростання кінетичної енергії, а потім ділянку стабілізації, яка буде тривати до зміни величини кінетичної енергії.

Тобто, динамічна нестабільність є характерною для кожного долота, незалежно від його масового розподілу, конструктивних характеристик, матеріалу виготовлення тощо. Тому, можливо лише говорити про зменшення динамічної нестабільності конкретного інструменту в процесі його роботи, але не про уникнення цього явища взагалі.

Отримана модель роботи долота з АТП не накладає жодних обмежень на просторову форму інструменту, його конструкцію та конфігурацію робочою поверхні. Власне, остання може мати довільну форму, а набір породоруйнівних елементів зовсім необов'язково повинен складатися з однакових алмазно-твердосплавних пластин, які встановлені під однаковим кутом. Отримана модель дозволяє прогнозувати результати роботи як одиничного різця, так і набору різних різців з різними властивостями.

Література

1 Погарский А.А., Чефранов К.И., Шишкин О.П. Оптимизация процессов глубокого бурения. – М: Недра, 1981. – 296 с.
 2 Мишлаевский Л. Л. Совершенствование конструкции режущих буровых долот на основе моделирования процесса бурения: Автореф. Дис... к.т.н.: 05.15.11/ АН СССР. Институт горного дела Севера. – Якутск, 1990. – 17 с.
 3 Хамзин Ш.Х. Экспериментальные исследования основных факторов, влияющих на процесс разрушения горных пород алмазами, применительно к бурения нефтяных и газовых скважин: Автореферат дис... к.т.н.: 05.315- Разработка и эксплуатация нефтяных, газовых

и газоконденсатных месторождений. – Уфа., 1971. – 17 с.

4 Glowka D.A. Use of single cutter data of PDC bit design part 2- Development and use of PDCWEAR Computer Code// J.Petrol Technology – 1980- v.41 №8- p.850-859

5 http://www.pgpi.ru/product.phtml?print=1&id=2925&cat_id=5583

6 Драганчук О.Т. Усовершенствование конструкции долот с АТП на основе математического моделирования их взаимодействия с горной породой: Дис... к.т.н.: 05.05.12 / ВНИИБТ – Москва, 1992.

7 Elishakoff I. Probabilistic methods in the theory of structures. – Wiley, New York, 1983.

8 Spanos P.D., Chevallier A.M. Nonlinear Stochastic Drill-String Vibrations // 8-th ASCE Specialty Conference on Probabilistic Mechanics and Structural Reliability, 2001.

9 К вопросу о двойном вращении породоразрушающего инструмента / Алексеев Л.А., Х.И.Исоккин: Матеріали 5-ої міжнародної конференції «Породоруйнівний і металообробний інструмент – техніка і технологія його виготовлення і застосування», Крим, Судак, 2002.

10 Behr S.H., Warren T.M., Sinor L.A., Brett J.F. Three-dimensional Modeling of PDC-bits/SPE/IADC 21928, 1991.

11 Фем'як Я.М., Яремійчук Р.С., Якимечко Я.Я. Підвищення ефективності руйнування гірських порід // Нафтова і газова промисловість. – 2001. – № 2. – С.16-17.

12 Погарський А.А., Чефранов К.А., Шишкин О.П. Оптимизация процессов глубокого бурения. – М.: Недра, 1981. – 296 с.

Стаття поступила в редакційну колегію
22.01.09

Рекомендована до друку професором
Драганчук О.Т.

ОЦІНКА ДИНАМІЧНОЇ ЗАВАНТАЖЕНОСТІ БАГАТОПАРНИХ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ

Д.О.Вольченко, І.О.Бекіш, І.В.Бачук, В.І.Карась

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

У матеріалах статті оцінена нормальна результуюча сила, яка виникає від натягів набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки, яка діє на підйомний вал бурової лебідки. Встановлений вплив реактивних сил рухомих фрикційних накладок, що знаходяться на гальмівному шківі, на величину нормальної результуючої сили

В материалах статьи оценена нормальная результирующая сила, возникающая от натяжений набегавшей и сбегавшей ветвей тормозной ленты, которая действует на подъемный вал буровой лебедки. Установлено влияние реактивных сил подвижных фрикционных накладок, находящихся на тормозном шкиве, на величину нормальной результирующей силы

In materials of the article estimation of normal resulting force, arising up from the pulls of branch of brake ribbon which operates on the lifting bellow of boring winch appearing suddenly and running back, is given. Influencing of reactions from the mobile frictional protective straps found on a brake pulley is set, on normal resulting force

Для забезпечення програми видобування нафти і газу в Україні з кожним роком зростають обсяги буріння. Це вимагає не тільки збільшення числа бурових установок, але й їхньої ефективності, шляхом зміни експлуатаційних параметрів нових та удосконалених конструкцій машин, агрегатів, механізмів та вузлів, з яких вони складаються. До них відносяться і фрикційні вузли стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, які відіграють суттєву роль у надійній та ефективній роботі гальма при виконанні спуско-підйомних операцій в технологічному процесі буріння, незважаючи на те, що мають певні недоліки. До них відносяться: різке захоплення робочої поверхні гальмівного шківя робочими поверхнями фрикційних накладок при затягуванні гальмівною стрічкою, яке супроводжується поштовхами; недостатня гнучкість гальмівної стрічки в зв'язку з тим, що на ній знаходяться фрикційні накладки; слабе гальмування при зміні напрямку обертання гальмівного шківя; суттєва різниця у величинах експлуатаційних параметрах, які реалізуються на набігаючій та збігаючій гілках стрічки; різка зміна гальмівного моменту при зміні коефіцієнта тертя; підвищене зношування найслабшого елемента фрикційної ланки – робочої поверхні [1, 2]. Все це призвело до розробки нових типів фрикційних вузлів – багатопарних стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

Особливістю конструкції такого гальма є те, що на робочу поверхню гальмівного шківя посаджені з натягом за рахунок пружних елементів фрикційні накладки, які з'єднані між собою в бандаж. Гальмування здійснюється зовнішніми («внутрішня поверхня гальмівної стрічки – зовнішні поверхні фрикційних накладок») та внутрішніми («внутрішні поверхні фрикційних накладок – робоча поверхня галь-

мівного шківя») парами тертя стрічково-колодкового гальма.

В роботах [3, 4] наголошено на наступні основні переваги багатопарних стрічково-колодкових гальм бурових лебідок: можливість брати участь у процесі гальмування двох поверхонь фрикційних накладок, що суттєво збільшило їхній ресурс; виконання функцій додаткового гальма зовнішніми парами тертя гальма; вирівнювання питомих навантажень та лінійного зношування поверхонь накладок за рахунок їхнього почергового попадання в процесі гальмування під різні гілки гальмівної стрічки; неможливість досягнення внутрішньою поверхнею накладок допустимої температури для їхнього матеріалу, тобто 390°C (фрикційні накладки марки ФК-24 А), завдяки розвантаженню внутрішніх пар тертя гальма за рахунок роботи зовнішніх пар тертя.

В роботі [5] наведено оцінку динаміки взаємодії багатопарних вузлів тертя стрічково-колодкового гальма, але не показано, яке навантаження складає результуюча реакція від натягів набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки (звільненої від фрикційних накладок) на підйомний вал лебідки та його підшипникові вузли.

Натяги набігаючої (S_H) та збігаючої (S_3) гілок гальмівної стрічки суттєво впливають на: динамічні коефіцієнти взаємного перекриття пар тертя; нормальні сили, що діють з боку гілок стрічки на накладки; питомі навантаження в зоні контакту; динамічні коефіцієнти тертя; виконану роботу тертя та потужність гальмування.

Оцінка величин натягів набігаючої (S_H) та збігаючої (S_3) гілок гальмівної стрічки є важливою не тільки з точки зору абсолютних зна-

чень S_H , оскільки в більшості випадків S_3 приймається сталою величиною, але й їхньої різниці $S_H - S_3 = F_T$ (де F_T – сила тертя), а також відношення $\frac{S_H}{S_3} = e^{f\alpha}$ (де e – основа натурального логарифму; f – динамічний коефіцієнт тертя; α – кут охоплення гальмівною стрічкою шківа).

На рис. 1 зображено схему для розрахунку натягів набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки та епюри їхньої зміни в стані спокою пар тертя стрічково-колодкового гальма.

На епюрі введено позначення $S_m = \frac{S_H + S_3}{2}$ – середнє значення натягу гілки стрічки. Необхідно зауважити, що його величина на епюрі зміщена в бік набігаючої гілки стрічки. Нульова точка O на епюрі вказує на поділ стрічки на набігаючі та збігаючі ділянки.

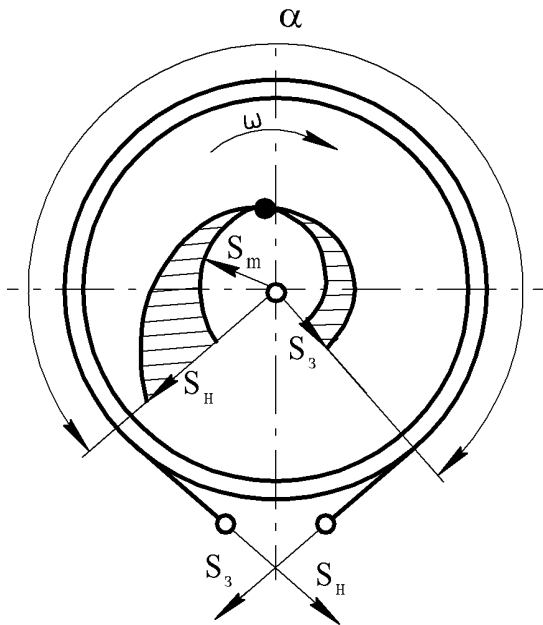
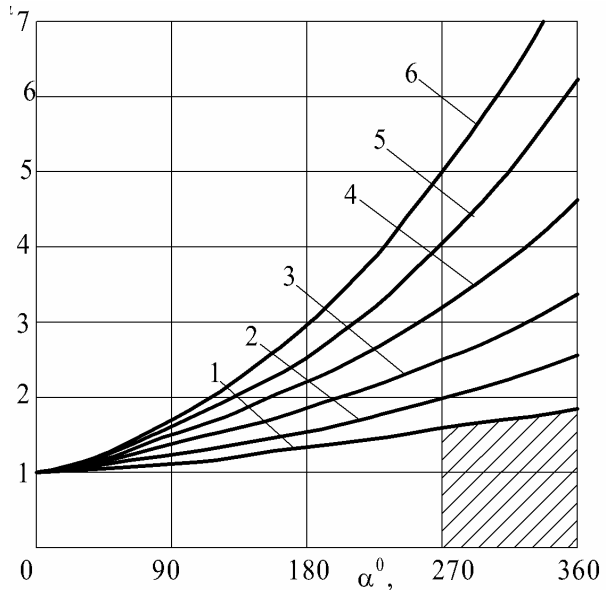


Рисунок 1 – Схема для розрахунку натягів набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки та епюри їхньої зміни в стані спокою пар тертя стрічково-колодкового гальма

Зміну величини $\frac{S_H}{S_3} = e^{f\alpha}$ від кута охоплення (α) гальмівною стрічкою шківа при різних динамічних коефіцієнтах тертя (f) між парами тертя стрічково-колодкового гальма зображена на рис. 2. Заштрихована зона (α) характеризує найбільш вживані кути охоплення в сучасних стрічково-колодкових гальмах бурових лебідок.

Аналіз графічних залежностей рис. 2 засвідчив, що максимальне значення динамічного коефіцієнта тертя (f), яке реалізується в парах тертя стрічково-колодкового гальма, не перевищує 0,35.



1 – $f=0,1$; 2 – $f=0,15$; 3 – $f=0,2$; 4 – $f=0,25$; 5 – $f=0,3$; 6 – $f=0,35$

Рисунок 2 – Зміна величини $e^{f\alpha}$ залежно від кута охоплення (α) гальмівною стрічкою шківа при різних значеннях динамічних коефіцієнтів тертя між парами тертя стрічково-колодкового гальма

В роботі [2] показано, що максимальне навантаження на підйомний вал бурової лебідки складає приблизно 200 кН, але не встановлено, яку долю складає результуюча реакція від натягів набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки (рис. 3 а, б). Вказану результуючу реакцію необхідно знати при проектуванні підйомного вала оскільки вона спричинює його згин.

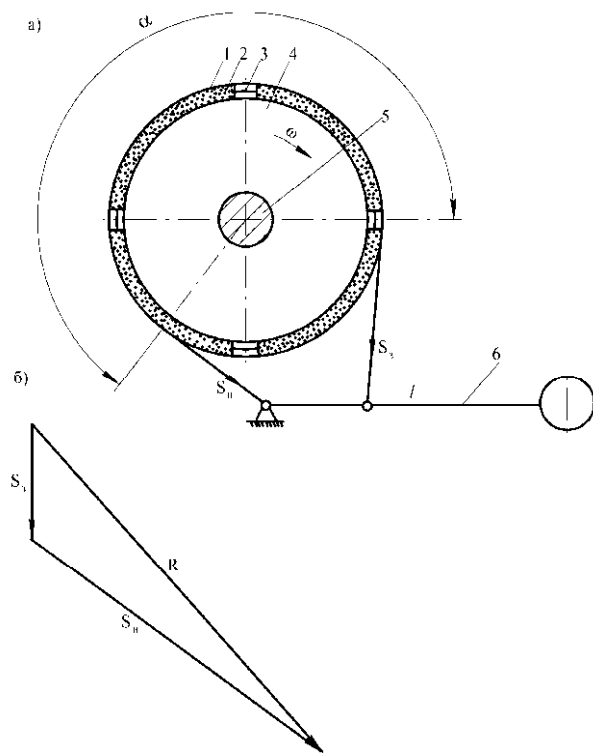
Результуючу реакцію R при сталому натягу збігаючої ($S_3 = 5,0$ кН) та змінному натягу набігаючої гілок гальмівної стрічки при різних кутах охоплення ($\alpha = 270; 285; 320; 330; 345; 350$) нею гальмівного шківа залежно від динамічного коефіцієнта тертя ($f = 0,1 \div 0,35$) в парах тертя стрічково-колодкових гальм визначено за залежністю вигляду

$$R = \sqrt{S_H^2 + S_3^2 - 2S_H S_3 \cos \beta}, \quad (1)$$

де β – кут між лініями дії натягів набігаючої (S_H) та збігаючої (S_3) гілок гальмівної стрічки в силовому багатокутнику].

За результатами розрахунків, виконаних за залежністю (1), побудовано графічні залежності (рис. 4).

З рис. 4 випливає, що при куті охоплення $\alpha = 270^\circ$ в діапазоні зміни динамічного коефіцієнта тертя (f) від 0,1 до 0,35 натяг набігаючої гілки стрічки збільшується від 8,0 до 26,05 кН (в 3,25 рази). При цьому величина результуючої реакції збільшилася від 9,43 до 26,53 кН (в 2,81 рази). В той же час при куті охоплення 350° маємо: S_H зріс від 9,21 до 42,4 кН (в 4,71 рази), а R – від 4,37 до 37,5 кН (в 8,58 рази).



1 – гальмівна стрічка; 2 – фрикційні накладки; 3 – пружні елементи; 4 – гальмівний шків; 5 – підйомний вал; 6 – важіль керування стрічково-колодковим гальмом

Рисунок 3 – Кінематична схема стрічково-колодкового гальма (а) та силовий багатокутник (б) для визначення реакції, яка діє на його підйомний вал

Встановлено, що при зміні α від 270° до 350° при сталому динамічному коефіцієнті тертя $f = 0,1$ S_n збільшився в 1,15 рази, а R зменшилася в 2,15 рази від 9,43 до 4,37 кН. При $f = 0,35$ S_n збільшився у 1,63 рази (від 26,05 до 42,41 кН), а R — в 1,41 рази (від 26,53 до 37,5 кН).

В роботі [5] виведено такі аналітичні залежності для визначення:

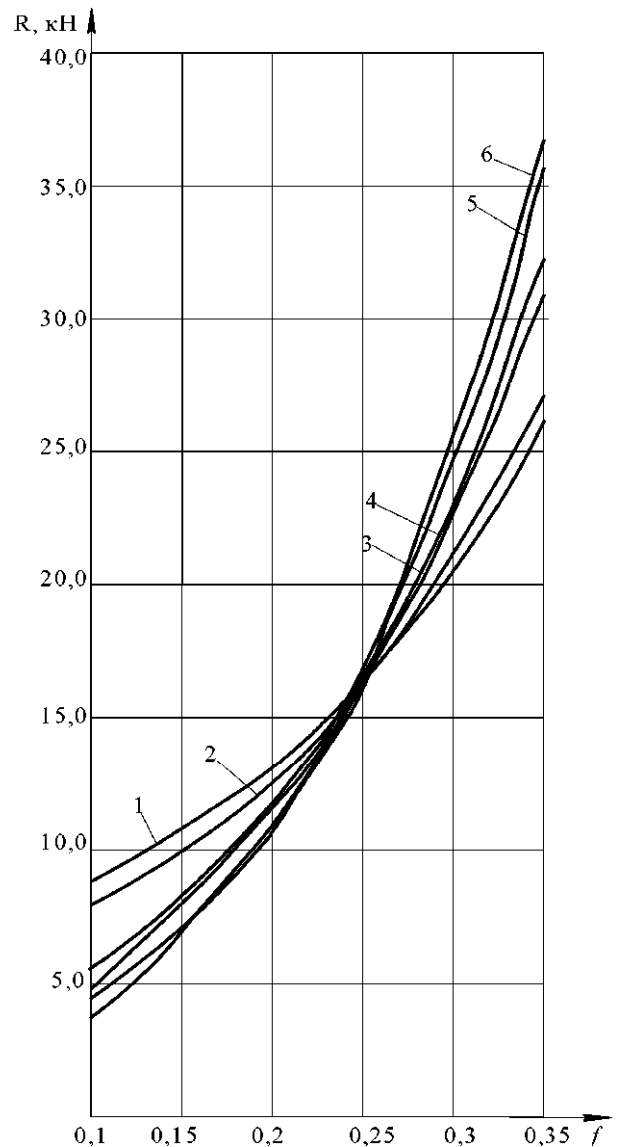
складових сил результуючої нормальної сили R^φ

$$\Delta F_H^{X2} = -c \left(x_0 - \varphi_0 \frac{R + R_0}{2} \right) \sin \left(\frac{\beta + \alpha}{2} - \varphi \right) + cx_0 \sin \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} - \varphi \right); \quad (2)$$

$$\Delta F_H^{Y2} = c \left(x_0 - \varphi_0 \frac{R + R_0}{2} \right) \sin \left(\frac{\beta + \alpha}{2} - \varphi \right) + cx_0 \sin \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} - \varphi \right); \quad (3)$$

результуючої нормальної сили R^φ , яка зміститься від осей X і Y на величини

$$R^\varphi = \sqrt{\Delta F_H^{X2} + \Delta F_H^{Y2}}; \quad (4)$$



1 – $\alpha = 270^\circ$; 2 – $\alpha = 285^\circ$; 3 – $\alpha = 320^\circ$; 4 – $\alpha = 330^\circ$; 5 – $\alpha = 345^\circ$; 6 – $\alpha = 350^\circ$

Рисунок 4 – Зміни результуючої реакції (R) при різних натягах набігаючої (S_n) та збігаючої (S_z) гілок гальмівної стрічки залежно від динамічного коефіцієнта тертя (f) в парах тертя стрічково-колодкового гальма

кута, під яким буде напрямлена результуюча нормальної сили R^φ

$$\Omega = \arctg \frac{\Delta F_H^Y}{\Delta F_H^X}; \quad (5)$$

точки прикладання результуючої нормальної сили R^φ , яка зміститься від осей X і Y на величини

$$\Delta_{3M}^X = \left(\frac{R + R_0}{2} \cos \frac{\beta}{2} \cdot tg \frac{\alpha + \beta}{2} \right) \times \left[\left(1 + 2 \frac{\sin \varphi}{2} \right) \cos \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} + \varphi \right) - \cos \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} \right) \right]; \quad (6)$$

Таблиця 1 – Початкові дані та результати розрахунку результуючої нормальної сили (R^φ), яка діє на фрикційну накладку, та кутів її нахилу до горизонталі (Ω) і спрямування (μ)

$\alpha, ^\circ$	$\beta, ^\circ$	$\varphi_0, ^\circ$	$\varphi, ^\circ$	$c, \text{кН/м}$	$x_0, \text{мм}$	$n, \text{шт}$	$\Delta F_H^x, \text{кН}$	$\Delta F_H^y, \text{кН}$	$R^\varphi, \text{кН}$	$\Omega, ^\circ$	$\Delta_{3M}^x, \text{м}$	$\Delta_{3M}^y, \text{м}$	$\mu, ^\circ$
75,0	15,0	30,0	37,5	20,0	20,0	4	9,57	-1,06	9,63	-6,3	-0,524	0,177	18,15
50,0	10,0		25,0	16,0		6	5,13	-0,34	5,14	-3,79	-0,068	0,052	39,70
37,5	7,5	18,8	14,0	8		3,78	-0,15	3,78	-2,27	0,002	0,024	65,26	
15,0	3,0	5,0	7,5	12,0		20	1,16	-0,005	1,16	0,26	0,010	0,031	45,27
10,0	2,0		10,0	10,0		30	0,65	0,003	0,65	0,24	0,006	0,009	44,86

$$\Delta_{zm}^Y = \left(\frac{R + R_0}{2} \cos \frac{\beta}{2} \cdot tg \frac{\alpha + \beta}{2} \right) \times \left[\left(1 + 2 \frac{\cos \varphi}{2} \right) \sin \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} - \varphi \right) - \sin \left(\frac{3\beta + \alpha}{2} \right) \right]; \quad (7)$$

кута, під яким буде напрямлена результуюча нормальній сили R^{φ}

$$\mu = \arctg \frac{\frac{R + R_0}{2} \cos \frac{\beta}{2} \cos \frac{\alpha + \beta}{2} - \Delta_{zm}^Y}{\frac{R + R_0}{2} \cos \frac{\beta}{2} \cos \frac{\alpha + \beta}{2} - \Delta_{zm}^X}. \quad (8)$$

В наведених залежностях (2)-(8) використано позначення: c – жорсткість пружного елемента; x_0 – переміщення пружного елемента; R, R_0 – внутрішній та зовнішній радіуси фрикційної накладки; φ_0, φ – кути повороту: важеля керування та барабана при гальмуванні; α, β – кути: охоплення накладкою робочої поверхні шківів та між торцями накладок.

Оцінимо розрахункові можливості отриманих залежностей (2)-(8) для натурального стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5. Початкові дані та результати розрахунків наведено в табл. 1.

Особливості виконаних розрахунків з визначення результуючої нормальній сили (R^{φ}), яка діє на фрикційну накладку, і кутів її нахилу до горизонталі (Ω) та спрямування (μ) полягають в наступному. Обчислення проведено при однаковій роботі тертя внутрішніх фрикційних вузлів гальма за рахунок сталого коефіцієнта перекриття ($k_{\text{вз}} = 0,833$). Його стала величина якого досягалася різною кількістю фрикційних накладок на робочій поверхні шківів ($n = 4; 6; 8; 20; 30 \text{ шт}$) при змінній величині їхнього кута охоплення ($\alpha = 75; 50; 37,5; 15; 10^\circ$). Пружні елементи, які з'єднували між собою накладку в бандаж, мали змінну жорсткість ($c = 20 - 10 \text{ кН/м}$), що забезпечило неоднаковий кут переміщення накладку по робочій поверхні шківів ($\varphi = 37,5; 25; 18,8; 7,5; 5^\circ$) під дією усередненого значення питомого навантаження у внутрішніх парах тертя гальма $p = 0,6 \text{ МПа}$. При цьому у всіх випадках розрахунків кут переміщення важеля керування становив $\varphi = 30^\circ$.

Аналіз отриманих даних дозволив сформулювати наступні висновки:

- зі збільшенням кількості накладок на робочій поверхні шківів результуюча нормальній сили (R^{φ}) суттєво зменшується, що дозволило при кутах охоплення накладкою шківів ($\alpha = 10$ і 15°) відмовитися від пружних елементів між накладками;
- кут нахилу до горизонталі (Ω) результуючої нормальній сили (R^{φ}) змінюється від ($-6,3^\circ$) до ($0,24^\circ$) і абсолютно не впливає на загальну динаміку широких фрикційних накладок;
- кут спрямування (μ) результуючої нормальній сили (R^{φ}) при зменшенні кута охоплення

накладкою шківів (α) від $75,0$ до $37,5^\circ$ збільшується, відповідно, від $18,15$ до $62,26^\circ$, що дозволило сприймати навантаження не тільки ділянками підйомного вала біля опор, а також частково самими опорами;

- широкі фрикційні накладку, які знаходяться в затисненому стані робочою поверхнею гальмівної стрічки на другій стадії гальмування своєю результуючою нормальній сили (R^{φ}) сприяють збільшенню реакції (R) від натягів набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки.

Таким чином, на основі проведеного динамічного аналізу можна констатувати:

- зі збільшенням кута охоплення гальмівною стрічкою шківів від 270 до 350° та динамічного коефіцієнта тертя від $0,1$ до $0,2$ має місце зменшення результуючої реакції R , яка діє на підйомний вал бурової лебідки;
- зі збільшенням кута охоплення гальмівною стрічкою шківів від 270 до 350° та динамічного коефіцієнта тертя від $0,2$ до $0,35$ має місце тенденція збільшення результуючої реакції R , яка спричинює деформацію згину підйомного вала бурової лебідки.

Таким чином, встановлено що на другій стадії гальмування багатопарним стрічково-колодковим гальмом сумарна результуюча нормальній сила, яка діє від гальмівного шківів на його рухому накладку та від натягів гілок гальмівної стрічки складає 25% від усього навантаження, яке сприймає підйомний вал бурової лебідки.

Література

- 1 Александров М.П. Грузоподъемные машины. – М.: Из-ва МГТУ им. Н.Э. Баумана и ГПУ «Высшая школа», 2000. – 550 с.
- 2 Ильский А.Л., Расчет и конструирование бурового оборудования / А.Л. Ильский, Ю.В. Миронов, А.Г. Чернобыльский – М.: Недра, 1985. – 452 с.
- 3 Крижанівський Є.І. Стрічково-колодкові гальма: Монографія (наукове видання). В 2-х томах. Том 2 / Є.І. Крижанівський, О.І. Вольченко, Д.О. Вольченко та ін. – Івано-Франківськ: Факел, 2007. – 215 с.
- 4 Вирівнювання навантаженості в різних типах фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок / О.І. Вольченко, Д.О. Вольченко, І.О. Бекіш, Н.М. Стебелецька // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ. – 2007. – №2(23). – С.27-34.
- 5 Взаємодія пар тертя в різних типах фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок / Д.О. Вольченко, В.М. Воробійов, І.О. Бекіш // Науковий вісник ІФНТУНГ. – Івано-Франківськ, 2006. – №2(4). – С. 64-70.

Стаття постуила в редакційну колегію
28.01.09

Рекомендована до друку професором
Копєсєм Б.В.

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З ВИБОРУ ПІДХОДІВ ДО РОЗРАХУНКУ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ТРУБОПРОВОДУ ЗА УДАРНОЮ В'ЯЗКІСТЮ

О.М.Карнаш, Н.Л.Тацакович

ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 504708

e-mail: nasariy@nung.edu.ua

Наведено аналіз основних підходів до розрахунку залишкового ресурсу трубопроводу за ударною в'язкістю. Розглянуто метод розрахунку за ступенем деградування, швидкістю деградування, критичним коефіцієнтом інтенсивності напружень та за напруженням руйнування дефекту. На основі проведеного теоретичного дослідження визначено оптимальний метод та вказано шляхи подальших досліджень.

Приведен анализ основных подходов к расчету остаточного ресурса трубопровода по ударной вязкости. Рассмотрено метод расчета по степени деградации, скорости деградации, критическом коэффициенте интенсивности напряжений и по напряжению разрушения дефекта. Основываясь на проведенном теоретическом исследовании определено оптимальный метод и указаны пути следующих исследований.

The analysis of main approaches to the pipeline remaining life assessment by impact strength is described. The assessment methods by degradation factor, degradation rate, critical stress intensity factor and defect failure stress are considered. Based on carried out theoretical investigation the best practice is selected and the next investigation ways are showed.

Однією з важливих науково-технічних проблем сьогодення стає проблема продовження ресурсу безпечного експлуатування потенційно небезпечних об'єктів. До числа таких систем відносять об'єкти нафтової та газової промисловості, зокрема магістральні нафтогазопроводи, основна частина яких відпрацювала 50-75% нормативного ресурсу.

Зростання аварійності на трубопроводах визначило необхідність одночасного прийняття адекватних заходів з виявлення пошкоджень, вивчення металу і розроблення стратегій продовження ресурсу безпечного експлуатування. Для продовження ресурсу проводять спеціальні дослідження, які є обґрунтуванням надійності і безпеки подальшої експлуатації. Існуючі методи розрахунку залишкового ресурсу лежать в області механіки руйнування, а в імовірнісній постановці задачі – в області теорії надійності на основі встановлення (аналітичного або експериментального) основних механічних характеристик матеріалу. Прогнозування залишкового ресурсу за критеріями механіки руйнування вивчене на достатньо високому рівні, у т.ч. для трубопроводів. Однак, актуальною залишається проблема дослідження процесу старіння (деградування) металу і механізмів його впливу на безпечне експлуатування трубопроводу.

Питання динаміки зміни механічних властивостей металу трубопроводів за тривалого експлуатування досліджено у роботах [1, 2, 3, 4]. У них наведено результати експериментів з вивчення зразків металу труб різних магістральних трубопроводів, що вказують на зниження таких властивостей як ударна в'язкість (K_{CV}), в'язкість руйнування (критичний коефіцієнт інтенсивності напружень K_{Ic}), відносне попе-

речне звуження та залишкове відносне видовження. Зокрема, за численними експериментальними спостереженнями та дослідженнями залежність ударної в'язкості від часу експлуатування характеризується двома характерними інтервалами. У першому інтервалі ударна в'язкість трубопроводу мало змінюється, у другому – відбувається більш значне її зниження. Перехід між першим і другим інтервалом у більшості випадків залежить від матеріалу і умов експлуатування, тому є індивідуальним для окремого трубопроводу. Проте, незаперечним залишається той факт, що зниження ударної в'язкості відбувається, а ступінь деградування може досягати 30-40% після 20-25 років експлуатування. Слід зазначити, що ударна в'язкість металу труб є механічною характеристикою, мінімальні значення якої залежно від умовного діаметру та робочого тиску регламентуються нормативними документами на трубопроводу, зокрема СНІП 2.05.06-85 [5].

Враховуючи сказане вище, актуальність проблеми дослідження зміни ударної в'язкості у процесі експлуатування трубопроводу та врахування її деградації у розрахунку залишкового ресурсу не викликає сумнівів. Тому, метою цієї роботи є теоретичне дослідження існуючих підходів розрахунку залишкового ресурсу трубопроводу за зміною ударної в'язкості та вибір оптимального з точки зору врахування фактичного технічного стану.

Як правило, моделі деградування ударної в'язкості встановлюють на основі емпіричних залежностей, отриманих за даними періодичних діагностичних обстежень неруйнівними методами або на основі проведення експериментальних досліджень матеріалу труб, зразки для яких виготовлено з вирізаних під час ремо-

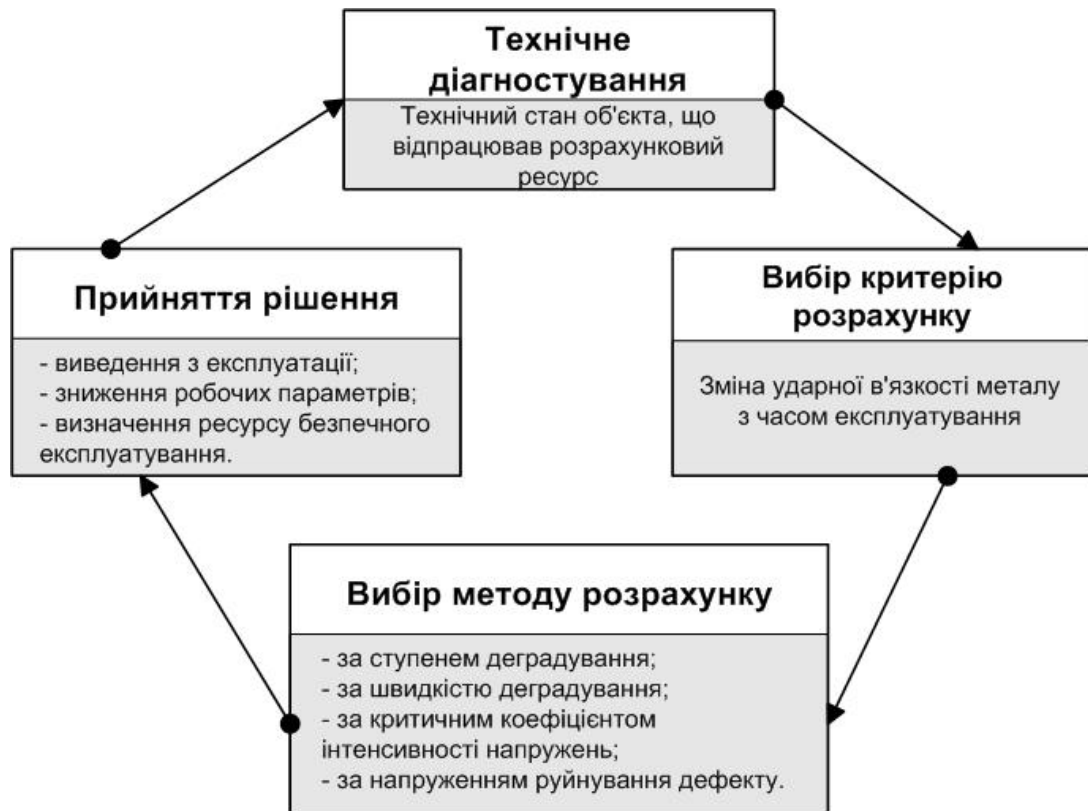


Рисунок 1 – Загальний принцип розрахунку залишкового ресурсу

нтів котушок для різних термінів експлуатації трубопроводу. На основі експериментальних даних будують графічні або табличні залежності механічних характеристик від часу експлуатації. Необхідні значення механічних характеристик на певний, наперед заданий момент часу визначають із апроксимаційної аналітичної залежності або за процедурою екстраполяції. Відповідно, залишковий ресурс трубопроводу, що розраховується за зміною ударної в'язкості металу, є часом від проведення останнього вимірювання до моменту, коли ударна в'язкість досягне мінімально допустимої величини (рисунок 1).

Так, ступінь деградування матеріалу за зміною його ударної в'язкості в процесі експлуатування можна визначити за формулою [3]:

$$C = \frac{KCV_a - KCV_\phi}{KCV_\phi} \cdot 100\%, \quad (1)$$

де: KCV_a – ударна в'язкість «архівного» металу;

KCV_ϕ – фактична ударна в'язкість матеріалу.

У випадку, якщо зниження ударної в'язкості виявилось менше 5% від нормативного значення, то всі розрахунки залишкового ресурсу проводять за фактичними значеннями характеристики [6].

Якщо зниження величини ударної в'язкості виявилось більше 5% від нормативних значень, то визначають швидкість зниження за формулою (2) і шляхом екстраполяції визнача-

ють ударну в'язкість на кінець очікуваного остаточного періоду експлуатування. Залишковий ресурс розраховують за цими значеннями.

$$a = \frac{KCV_\phi(t_1) - KCV_\phi(t_2)}{(t_2 - t_1)K_1K_2}, \quad (2)$$

де: $KCV_\phi(t_1)$ і $KCV_\phi(t_2)$ – фактична ударна в'язкість, визначена за першого і другого обстеження відповідно, Дж/см²;

t_1, t_2 – час від початку експлуатування до моменту першого і другого обстеження відповідно, роки;

K_1 – коефіцієнт, що враховує відмінність середньої очікуваної швидкості зниження ударної в'язкості (деградування) від гарантованої швидкості зниження;

K_2 – коефіцієнт, що враховує похибку визначення швидкості деградування за лінійним законом.

Значення коефіцієнтів K_1 і K_2 необхідно приймати в межах $K_1 = 0,5 - 0,75$; $K_2 = 0,75 - 1,0$. При цьому більші значення K_1 і K_2 приймають за незначної швидкості зниження ударної в'язкості (до 3% за рік експлуатації), менші значення – при значній швидкості деградування (більше 3% за рік експлуатації).

Цей метод визначення швидкості деградування ударної в'язкості є досить неточним, оскільки сам характер процесу деградування не є лінійним, а змінюється залежно від умов і терміну експлуатування трубопроводу.

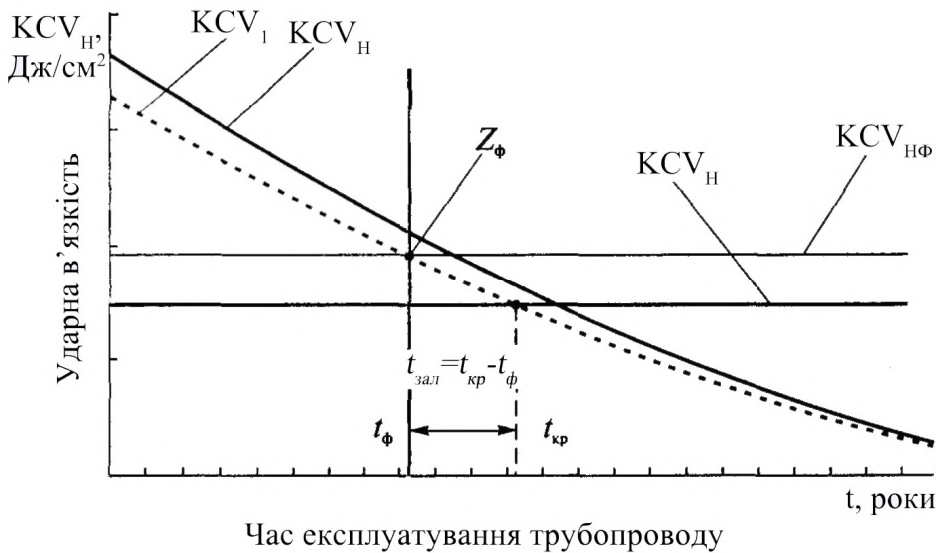


Рисунок 2 – Приклад розрахунку залишкового ресурсу за швидкістю зміни ударної в'язкості

Як приклад розрахунку залишкового ресурсу трубопроводу на основі моделі, що описує зміну ударної в'язкості KCV_n від терміну експлуатування, можна навести такий [7]:

$$KCV_n = \begin{cases} \gamma^2 + \eta t + KCV_{n0}, & 0 \leq t < t_{\phi} \\ \mu \exp(-(\lambda t + \beta t^3)), & t \geq t_{\phi} \end{cases} \quad (3)$$

де: $\gamma, \eta, \mu, t, \lambda, \beta$ – параметри, що відображають процес деградування відносно вихідного значення ударної в'язкості KCV_{n0} і визначаються на основі наявних експериментальних даних шляхом їх апроксимування та відповідно до критерію подібності процесів деформування і руйнування металів однієї групи;

KCV_{n0} – вихідне значення ударної в'язкості, яке приймається рівним мінімальному нормативному значенню або за даними базового шурфа, Дж/см²;

t – термін експлуатування, роки.

За експлуатування газопроводу в умовах, відмінних від базових, розрахункове значення ударної в'язкості змінюється на величину поправочних коефіцієнтів k_1 і k_2 .

Тоді,

$$KCV_{n\phi} = KCV_{n0} + k_1 + k_2, \quad (4)$$

де $KCV_{n\phi}$ – фактична величина ударної в'язкості в точці вимірювання, Дж/см².

Визначення залишкового ресурсу експлуатування проводять шляхом побудови графіка функції KCV_n , формула (3), з інтервалом точності (-10%) у вигляді двох кривих: KCV_n , формула (3), і KCV_1 – нижньої границі 10%-го інтервалу точності кривої KCV_n в координатах «ударна в'язкість – час» і двох прямих, побудованих в тих же координатах, паралельних осі абсцис: $KCV_n = KCV_{n\phi}$ ($a_{н\phi}$ – мінімально до-

пустиме значення ударної в'язкості), $KCV_n = KCV_{n\phi}$.

Нехай $t_{кр}$ – абсциса точки перетину кривої KCV_1 з прямою $KCV_n = KCV_{n\phi}$. Визначаємо точку перетину $t = t_{\phi}$ і $KCV_n = KCV_{n\phi}$. У випадку, коли вказана точка попадає в інтервал точності функції за (3) або в область над кривою KCV_n , різниця $t_{кр} - t_{\phi}$ дає шукану величину залишкового ресурсу $t_{зал} = t_{кр} - t_{\phi}$. Якщо ж отримана точка виявиться за межами інтервалу точності (в області під кривою KCV_1), необхідно уточнювати параметри, що використовуються у функції (3) або замість t_{ϕ} використовувати для розрахунку умовно-фактичний час експлуатування газопроводу $t_{у\phi}$, який дорівнює абсцисі точки перетину кривої KCV_1 з прямою $KCV_n = KCV_{n\phi}$. У цьому випадку $t_{зал} = t_{кр} - t_{у\phi}$.

Принцип розрахунку залишкового ресурсу за цією моделлю представлено на рисунку 2.

Процес деградування ударної в'язкості матеріалу труб вимагає коректування допустимих робочих параметрів трубопроводів за тривалого експлуатування. Наприклад, у [8] характер взаємозв'язку допустимого робочого тиску і ударної в'язкості описується таким рівнянням:

$$\frac{P_{роб}^2 \cdot \pi \cdot D^3}{8 \cdot E \cdot t} + \frac{P_{роб} \cdot \pi \cdot D^2}{4} \cdot \ln\left(\frac{P_{роб}}{P_0}\right) = t \cdot \zeta, \quad (5)$$

де: D – діаметр труби;
 t – товщина стінки;
 E – модуль пружності металу;
 P_0 – атмосферний тиск;
 ζ – питома енергія утворення тріщини (величина, що пропорційна ударній в'язкості).

Важливим чинником в експлуатаванні трубопроводу є виникнення і розвиток різних дефектів, що зумовлюють пошкоджуваність конструкції у процесі експлуатавання. Найбільш небезпечним дефектом є тріщина, і за її виявлення виникає питання, проводити терміновий ремонт чи продовжити експлуатавання. Джерелом розвитку руйнування є місця найбільшої концентрації напружень [9].

Експериментальні дані свідчать про те, що за зміни зовнішніх навантажень у значному діапазоні, тріщини якщо і розвиваються, то стабільно до визначеної межі. Для розрахунку на міцність сталевих трубопроводів з тріщиноподібними дефектами застосовують лінійну механіку руйнування. Враховуючи малу зону пластичного деформування перед вершиною тріщини (до 0,5мм) порівняно з довжиною макротріщини, за квазіхрупкого руйнування сталей застосування лінійної механіки руйнування цілком обгрунтоване.

Відповідно до силового критерію тріщина отримує можливість поширення у тому випадку, коли коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН) K_I досягає критичної величини $K_{Ic} = const$ – так званої в'язкості руйнування сталі. Отже, умовою непоширення дефекта (умова тріщиностійкості) за плоского деформування у вершині тріщини має вигляд:

$$K_I < K_{Ic}. \quad (6)$$

Напружено-деформований стан у вершині тріщини повністю визначає КІН, що є функцією напруження і геометрії тріщини, і у випадку тріщини нормального відриву визначається за залежністю:

$$K_I = p \cdot F \sqrt{\pi l}, \quad (7)$$

де: p – номінальне нормальне напруження, МПа;

F – поправочна функція, що залежить від схеми навантаження;

l – довжина тріщини.

За відсутності довідкової інформації про K_{Ic} для трубних сталей можна використовувати кореляційні залежності між K_{Ic} і ударною в'язкістю KCV [10].

У разі наявності лише одиничних значень ударної в'язкості KCV можна скористатись консервативним підходом для визначення K_{Ic} , а саме [8]:

$$K_{Ic} = 7,36(KCV)^{0,63}, \quad (8)$$

де розмірність величини K_{Ic} – МПа $\sqrt{м}$, а ударної в'язкості KCV – Дж/см².

Відома кореляція між критерієм в'язкого руйнування в умовах плоского деформування K_{Ic} і ударною в'язкістю за температури верхнього порогу холодноламкості [11]:

$$\left(\frac{K_{Ic}}{\sigma_{0,2}} \right)^2 = 5 \left(\frac{C_V}{\sigma_{0,2}} - 0,05 \right), \quad (9)$$

де: C_V – енергія Шарпі;

$\sigma_{0,2}$ – границя плинності.

У свою чергу у [12] запропоновано рівняння, що пов'язує поглинуту енергію Шарпі з границею плинності та товщиною взірця:

$$C_V = \frac{\sigma_{0,2}}{645} (t + 6,35). \quad (10)$$

У [11] такий взаємозв'язок виражений залежністю:

$$C_V \geq \frac{(\sigma_{0,2})^2}{E} t. \quad (11)$$

За температури в'язко-крихкого переходу і нижче залежність критичного КІН та енергії Шарпі має вигляд [11]:

$$K_{Ic} = 15,5(C_V)^{0,5}. \quad (12)$$

Існує підхід, за якого ударну в'язкість використовують для розрахунку напруження руйнування поздовжньо орієнтованого дефекту. Рівняння для розрахунку напруження руйнування (13) носить назву Ln-Sec або NG 18[13]. Цей підхід можна використовувати для корозійних, стрес-корозійних тріщин або для будь-якого дефекту, для якого зростання може обгрунтовано вважатись лінійним у часі і бути оціненим з достатньою точністю.

$$\sigma_{fs} = \left(\frac{\bar{\sigma}}{M} \right) \left(\frac{2}{\pi} \right) \cos^{-1} (e^{-x}), \quad (13)$$

$$x = \left(\frac{12KCV \cdot E \cdot \pi}{8c\bar{\sigma}^2} \right), \quad (14)$$

де: σ_{fs} – напруження руйнування;

$\bar{\sigma}$ – напруження плинності;

M – фактор деформування Фоліаса, що враховує вплив концентрації напружень дефекту; він є функцією зовнішнього діаметру труби, товщини стінки, глибини і довжини дефекту.

c – половина довжини дефекту;

E – модуль пружності;

KCV – ударна в'язкість.

Отже, фактичний залишковий ресурс трубопроводу дорівнює періоду, коли напруження руйнування дефекту досягне напруження, що виникає під час експлуатації трубопроводу. Таким чином, для прогнозування залишкового ресурсу, використовуючи рівняння Ln-Sec, необхідно визначити швидкість росту дефекту, а також врахувати деградування ударної в'язкості з часом експлуатавання. Такий підхід є найбільш оптимальний з точки зору врахування фактичного технічного стану об'єкта, оскільки враховує фактичну товщину стінки, наявність дефекту та зміну ударної в'язкості з часом експлуатавання.

У результаті проведеного теоретичного дослідження проаналізовано підходи до розрахунку залишкового ресурсу трубопроводу за ударною в'язкістю металу. Встановлено, що існуючі методи розрахунку вимагають постійного моніторингу величини ударної в'язкості для встановлення характеру її деградування та гру-

нтуються на руйнівному методі її визначення, що є складним у реалізації. Тому постає необхідність у створенні засобу неруйнівного контролю, який би дав можливість швидко і якісно визначати фактичне значення ударної в'язкості.

Крім того, зміну ударної в'язкості необхідно використовувати для коригування допустимих робочих параметрів трубопроводів за тривалого експлуатування, а також у розрахунках залишкового ресурсу за наявності дефектів у трубах. Найбільш оптимальним підходом визначено розрахунок за рівнянням Ln-Sec з урахуванням у ньому ступеня деградування. Проте, необхідним є проведення експериментальних дослідження цього підходу з використанням неруйнівних засобів визначення ударної в'язкості, а на основі отриманих теоретичних та експериментальних результатів розроблення проекту нормативного документу.

Література

- 1 Старение труб нефтепроводов / А.Г. Гумеров, Р.С. Зайнуллин, К.М. Ямалеев, А.В. Росляков. – М.: Недра, 1995. – 222 с. – ISBN 5-247-03080-X
- 2 Рекомендации по учету старения трубных сталей при проектировании и эксплуатации магистральных нефтепроводов. – Уфа: ВНИИСПТнефть, 1988.- 29с.
- 3 Долгий А.А. Опыт оценки ресурса магистральных трубопроводов, претерпевших длительные эксплуатационные воздействия : материалы Интернет-сторінки / А.А. Долгий, А.Я. Красовский, И.А. Маковецкая, В.М. Тороп. – <http://www.lrt.lv/~diag/rus/ocenka.htm>.
- 4 Бордовский А.М. Восстановление и поддержание сопротивления усталости линейных участков нефтепровода. Труды IV Международного симпозиума по трибофатике (ISTF' 2002: 23–27 сентября 2002 г., Тернополь, Украина). Отв. ред. В.Т. Трощенко. – Тернополь: Тернопольский государственный технический университет имени Ивана Пулюя, 2002. –Т. 1. –530 с.
- 5 Магистральные трубопроводы : СНИП 2.05.06-85*. – [Срок введения в действие 1986 – 01 – 01]. – М. : Госстрой СССР, 1985 – 72с.
- 6 Методические указания по проведению диагностирования технического состояния и определению остаточного срока службы сосудов и аппаратов : РД 03-421-01. – [Срок введения в действие 2001 – 09 – 15]. – М. : Госгортехнадзор России, 2001 – 59с.
- 7 Инструкция по диагностированию технического состояния подземных стальных газопроводов : РД 12-411-01. – [Срок введения в действие 2001 – 09 – 15]. – М. : Госгортехнадзор России, 2001 – 50с.
- 8 Зубаилов Г.И. Обеспечение безопасности длительно эксплуатируемых стальных трубопроводов газораспределительных систем : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец. 25.00.19 “Строительство и эксплуатация нефтегазопроводов, баз и хранилищ”, 05.26.03 “Пожарная и промышленная безопасность (нефтегазовый комплекс)” / Зубаилов Гаджихамед Исмаилович ; Государственное унитарное предприятие “Институт проблем транспорта энергоресурсов”. – Уфа, 2008. – 28с.
- 9 Работоспособность трубопроводов. Сопrotивляемость разрушению. Ч. 2. / Г. А. Ланчиков, Е. Е. Зорин, Ю. И. Пашков, А. И. Степаненко. – М.: Недра, 2001. – 350 с. ISBN 5-247-03080-X
- 10 Визначення залишкової міцності магистральних трубопроводів з дефектами : ДСТУ-Н Б В.2.3-21:2008. – [Чинний від 2009 – 01 – 01]. – К. : Мінрегіонбуд України, 2008. – IV, 88с.
- 11 Иванцов О.М. Надежность магистральных трубопроводов / О.М. Иванцов, В.И. Харитонов. – М.: Недра, 1978. – 166с.
- 12 Rolfe S.T., Gensamer M., Barsom J.M. Fracture-toughness requirements for steel : proceeding of First Ann. Offshore Technology Conf., Houston, Texas. 19-21 May, 1969.
- 13 Modified Ln-Secant equation improves failure prediction / John F. Kiefner // Oil&Gas Journal. – 2008. – week of Oct. 13. – С.64-66.

Стаття поступила в редакційну колегію
09.02.09

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКИДУ ОКСИДІВ АЗОТУ, УТВОРЕНИХ У ПРОЦЕСІ ЗГОРЯННЯ ХВОСТОВИХ ГАЗІВ У ДВИГУНАХ ГАЗОМОТОКОМПРЕСОРІВ

М.П.Школьний, О.М.Бортняк, В.С.Павленко, І.В.Павленко

ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42196

e-mail: public@nung.edu.ua

Проведені дослідження ефективності застосування технологій енергозбереження при згорянні газоподібних вуглеводнів у двигунах газомотокомпресорів. Розглянуті процеси утворення токсичних речовин у вихлопі поршневих газоперекачувальних агрегатів та можливість зменшення величини їх викиду в навколишнє середовище.

Проведены исследования эффективности использования технологий энергосбережения при сгорании газообразных углеводородов в двигателях газомотокомпрессоров. Рассмотрены процессы образования в выхлопных газах поршневых газоперекачивающих агрегатов токсических веществ и возможность уменьшения величины их выброса в окружающую среду.

Researches of efficiency application of energy saving technologies at the process of burning the gaseous hydrocarbons in the engines of gas piston compressor are conducted. Processes of formation the toxic matters in the exhaust of these machines and possibility of decrease the concentration of harmful emissions from fuels combustion are considered.

В сучасних достатньо складних для економіки України умовах, що склалися ще при переході нашої держави до статусу незалежної, все більш гостро постають питання економії паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР) та зменшення неодмінно пов'язаного з їх використанням техногенного навантаження на навколишнє середовище. Принциповою особливістю українського енергетичного господарства є те, що на початку воно було сформоване не як самостійна структура, а у вигляді складової частини, що не може відповідати вимогам незалежної держави. На сьогоднішній день ефективність використання енергетичних ресурсів вітчизняними підприємствами, не дивлячись на певні тенденції її зростання, що спостерігалися впродовж останніх років, все ще залишається досить низькою. Енерговитрати на одиницю валового внутрішнього продукту у порівнянні з аналогічними показниками країн Західної Європи є значно вищими. Така патологічна залежність є симптомом пов'язаним з наявністю дешевих ресурсів, часи яких для нашої держави вже давно минули. Тому економічна необхідність збереження енергоресурсів в Україні стає не лише актуальною, але й вкрай необхідною. Забезпечення в умовах дефіциту власних паливно-енергетичних ресурсів зменшення енергоспоживання шляхом енергозаощадження призведе до скорочення обсягів використання енергоносіїв і дасть можливість зекономити значну частку ПЕР, як у натуральному, так і в грошовому еквіваленті. Україна володіє значним потенціалом енергозбереження, витрати на використання якого значно менші у порівнянні з видобутком чи поставками імпортованого палива. Тому підвищення енергоефективності вітчизняної промисловості в результаті впро-

вадження енергозберігаючих технологій використання вторинних ресурсів, які, як доводить досвід країн Західної Європи є економічно та екологічно доцільними, дасть можливість значно зміцнити позиції нашої держави у напрямку виходу з енергетичної залежності.

Істотні резерви економії вуглеводневої сировини зосереджені власне у паливно-енергетичній сфері, зокрема в газотранспортній та переробній галузі. Майже кожний технологічний апарат чи промислова установка виробництва даної галузі, в рамках технологічного регламенту або для попередження аварійних ситуацій, передбачає скид газових сумішей. З метою запобігання безпосереднього надходження вуглеводнів до атмосферного повітря, попередження загазованості робочої зони і забезпечення пожежовибухобезпеки підприємствами використовуються факельні системи. Останні призначені для скидання та наступного спалювання горючих газів і парів, які не можуть бути безпосередньо використаними в тій чи іншій технології виробництва, так званих "хвостових" або залишкових газів. І хоча даний спосіб поводження зі скидами вуглеводнів дає змогу вирішити питання загазованості і значно зменшити пожежовибухонебезпеку робочої зони, однак він створює іншу проблему – забруднення атмосфери продуктами згорання. Поряд з цим втрачаються значні обсяги дорогоцінної вуглеводневої сировини. Так, тільки одним газопереробним заводом (ГПЗ) щороку у факельних установках спалюється до 3,5 тисяч тонн "хвостових" газів, а в масштабах України, враховуючи всі підприємства, де експлуатуються факельні пристрої, даний показник досягає досить великих значень. Отже, як видно, галузь володіє значним енергетичним потенціалом, реалізація якого дасть

змогу за одночасного зменшення навантаження на навколишнє середовище знизити викиди шкідливих речовин в атмосферне повітря і підвищити таким чином економічний, екологічний та енергетичний рівень нашої країни в цілому.

Одним з напрямків вирішення даного питання є застосування у нафтогазовій промисловості утилізації хвостового і супутнього природного газу, що спалюється в факелах, для вироблення електроенергії [1]. При цьому супутній і хвостовий природний газ пропонується використовувати у якості палива для газових двигунів, які перетворюватимуть теплову енергію, що утворюватиметься при згорянні газу, у механічну. Газовий двигун приводитиме в рух електрогенератор, що вироблятиме електроенергію, яку можна буде використовувати як для власного споживання, так і для продажу зовнішнім споживачам, що знаходяться поблизу. Додатково можна організувати відбір теплоти системи охолодження двигунів і їх викидних газів для теплопостачання. Даний спосіб утилізації викидного газу є досить ефективним в напрямку економії енергоносіїв та одержання прибутку від їх заощадження. Однак, при цьому недостатньо врахований екологічний фактор, оскільки в даному випадку одне джерело забруднення атмосферного повітря – факельна установка замінюється іншим – газовим двигуном, який є потенційним постачальником атмосфери вихлопними газами, основними компонентами яких є окис вуглецю та оксиди азоту.

Високу ступінь утилізації втрат газу через факел дозволить одержати і додатково притягнути у паливно-енергетичні ресурси підприємства значні обсяги сировини впровадження схеми відбору і компримування факельних газів низького тиску за допомогою насосно-ежекторних установок (НЕУ) [2, 3]. Відібраний газ може бути повернутий в технологічну лінію виробництва для одержання скрапленої пропан-бутанової суміші як екологічно чистого палива або використання на власні потреби підприємства, наприклад, в якості палива для приводу газоперекачувальних агрегатів. Компресорні цехи більшості газопереробних заводів України, деяких компресорних станцій та станцій підземного зберігання газу укомплектовані поршневыми газомотокомпресорами (ГМК) найчастіше марки 10 ГКН або МК-8. Газомотокомпресори типу 10 ГКН є стаціонарними агрегатами, які складаються з двотактного десятициліндрового газового двигуна та компресійної поршневої частини з V-подібним розміщенням циліндрів подвійної дії з'єднаних під кутом на загальній фундаментальній рамі загальним колінчатим валом. Як правило, використовуються одно або двоступеневі компресори типу 10 ГКН. Як паливо для газового двигуна, який є приводом для поршневого компресора, може бути використаний відібраний факельний газ. Впровадження в процес виробництва технології відбору і компримування залишкових газів за допомогою НЕУ і направлення їх в паливну газову систему підприємства, дасть можливість не тільки значно зекономити енергетичну сировину, а й сут-

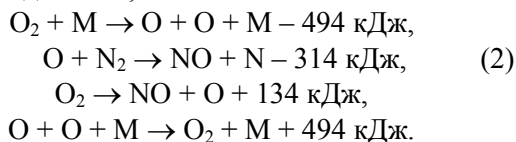
тєво зменшити негативний вплив процесів спалювання на екологічний стан довкілля. Під час згорянні газів на факельних установках досягнути суттєвого зниження викидів продуктів згоряння в атмосферу досить проблематично. Дане питання вирішувалося, як правило, удосконаленням факельних оголовків. Вплинути ж на сам процес згоряння в такому випадку виявилось практично неможливим. Використовуючи хвостові гази в якості палива для приводу поршневих компресорів, ми не тільки вивільняємо значну частину ПЕР, а й одержуємо можливість впливати на процеси згоряння, що протікають в силових циліндрах ГМК. Отже, запропонована схема створює можливість переведення нерегульованого згорання газоподібного вуглеводневого палива на факельних установках в регульоване спалення в двигунах газомотокомпресорів, ефективно знижуючи при цьому токсичність вихлопних газів даних агрегатів.

В таких двигунах компоненти подаються в робочий циліндр у вигляді суміші з повітрям. Суміш стискається поршнем і запалюється від електричної свічки. В сучасних газових двигунах великої потужності коефіцієнт надлишку повітря коливається в межах від 1,3 до 1,6. Значні коефіцієнти надлишку повітря і низька якість процесів газообміну, що спостерігаються в силових циліндрах даних компресорів, призводять до появи в продуктах згоряння окису вуглецю (CO), в такому випадку горіння газоповітряної суміші відбувається за локальних нестач повітря. Внаслідок значної концентрації кисню (O_2), а також протікання робочого процесу в циліндрах двигунів при значних температурах і тисках створюються сприятливі умови для утворення оксидів азоту, що відбувається в наступний спосіб. За високих температур і тисків посилюється дисоціація продуктів згоряння вуглеводневого газу. Дисоціюють молекули вуглекислого газу та парів води. Крім того, дисоціюють молекули кисню, які знаходяться в продуктах згорання при спалюванні сумішей з надлишковим вмістом окислювача. В результаті дисоціації збільшується концентрація так званих активних центрів – радикалів OH та атомарного кисню, які володіють підвищеною реакційною здатністю. Н.В. Лавров і Н.А. Федоров [4] вказують, що із збільшенням ступеня дисоціації і зростанням концентрації активних центрів знижується енергія активації. Швидкість хімічної реакції визначається рівнянням Арреніуса

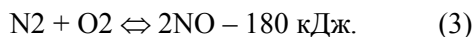
$$\omega = k_0 \exp[-E/(RT)]. \quad (1)$$

Зменшення енергії активації E і зростання абсолютної температури призводять до того, що швидкість реакції зростає і у разі досягнення граничного значення, стає рівною передекспоненційному множнику k_0 . В таких умовах, внаслідок підвищеної хімічної активності радикалів OH і атомарного кисню, починають здійснюватися нові реакції, зокрема реакції з'єднання кисню з азотом повітря. Синтез оксидів азоту може при цьому відбуватися у відпо-

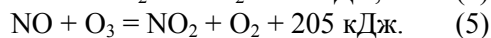
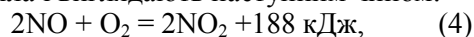
відності зі схемою, описаною академіком Я.Б. Зельдовичем, так:



Сумарна реакція утворення монооксиду азоту іде з поглинанням тепла і описується таким рівнянням:



В двотактних двигунах на початку другого такту в робочий циліндр починає надходити горюча суміш, витісняючи при цьому продукти згорання, утворені за перший такт двигуна. Монооксид азоту, реагуючи з киснем повітря, перетворюється в діоксид. Загальні реакції утворення діоксиду азоту протікають з виділенням тепла і виглядають наступним чином:



Таким чином, газомотокомпресори є потужними джерелами викиду оксидів азоту та окису вуглецю, які мають негативний вплив як на людину так і на оточуюче її середовище. Дія даних речовин на організм людини подібна. Вступаючи в реакцію з гемоглобіном, вони значно зменшують його вміст в крові. Однак за токсичністю (ГДК_{мр} NO₂=0,085 мг/м³ порівняно з 5 мг/м³ для СО) і з врахуванням активної участі у фотохімічних реакціях в атмосфері оксиди азоту не поступаються окису вуглецю. Негативний вплив оксидів азоту на здоров'я людини спостерігається у погіршенні функціональної роботи органів дихання та зору. Дана речовина подразнює слизові оболонки ока та дихальних шляхів. Оксиди азоту погано розчиняються в рідкому середовищі і здатні глибоко проникати в легені, пошкоджуючи їх. Досліди, проведені в різних регіонах, свідчать, що в місцях забруднених NO₂, у людей знижуються дихальні функції, збільшується кількість випадків респіраторних захворювань і спостерігаються зміни в крові. Наслідки отруєння діють протягом року і можуть спричинити розлад нервової системи людини. У великих концентраціях викликають загрозу життю людини. Слід також враховувати і канцерогенну дію NO₂ [5]. Тому зниження концентрації оксидів азоту у вихлопних газах газомотокомпресорів залишається досить значимим і актуальним завданням.

З метою виявлення факторів, що можуть впливати на величину вмісту токсичних компонентів у викидах, утворених в результаті згорання паливного газу у двигунах газомотокомпресорних установок, на базі Опарського підземного сховища газу, обладнаного газомотокомпресорами МК-8, був проведений комплекс інструментальних замірів кількості токсичних газів у вихлопі ГМК.

Вимірювання концентрації NO_x та СО проводилось газоаналізатором виробництва Німеччини (фірми "Testo"). Прилади цієї фірми сертифіковані Держстандартом України і внесені в держреєстр приладів України. Вимірюва-

льна система "Testo-350" є надійною і ефективною системою аналізу димових газів. Даний модульний комплекс складається з промислового зонду, блоку прободготовки testo-339, газоаналізатору testo-350 та командно-вимірювального блоку. До аналізатора можуть підключатися пробовідбірні та температурні зонди для різних умов експлуатації. Переваги газоаналізатора такого типу полягають в швидкості та великих діапазонах вимірювань, індикації параметрів аналізу, низькому рівні утворення конденсату і, як наслідок, високій точності вимірювань.

Під час роботи ГМК відпрацьовані гази з циліндрів двигуна, перед викидом в атмосферу, надходять у вихлопні колектори, після них у глушник, в камерах якого за рахунок послідовного розширення газів, відбувається зниження шуму вихлопу. Слід зазначити, що у процесі спалювання природного газу токсичність продуктів згорання на 90-95% визначає вміст оксидів азоту [5]. Тому найбільшу увагу під час проведення дослідів було приділено саме цій речовині. Заміри концентрацій NO_x та СО у відпрацьованих газах проводилися на вході (перша точка заміру) та виході (друга точка заміру) з глушника. Для дослідження було вибрано два газомотокомпресори, на одному з яких був нещодавно встановлений новий глушник (ГМК№2), на іншому – глушник з досить тривалим періодом роботи (ГМК№1). В процесі проведення замірів було виявлено, що у разі проходження вихлопних газів через глушник, в них спостерігається чітке зниження вмісту токсичних компонентів, причому у глушнику, що тривалий час знаходився в експлуатації, дане зниження було значно інтенсивнішим у порівнянні з новим. Даний факт дав змогу зробити висновок, що концентрація NO_x та СО у вихлопних газах певною мірою залежить від тривалості експлуатації глушника ГМК. З метою підтвердження такого припущення подальші дослідження велися на ГМК, обладнаному новим глушником. Заміри проводилися в 20-х числах кожного місяця протягом річного періоду експлуатації підземного сховища. Технологічним регламентом роботи ПСГ між відбором і наступним нагнітанням газу в пласт передбачений нейтральний період, на час якого (вересень-жовтень) відбувається планова зупинка обладнання. Тому у вересні заміри не проводилися. Результати вимірювань відображено у таблиці 1.

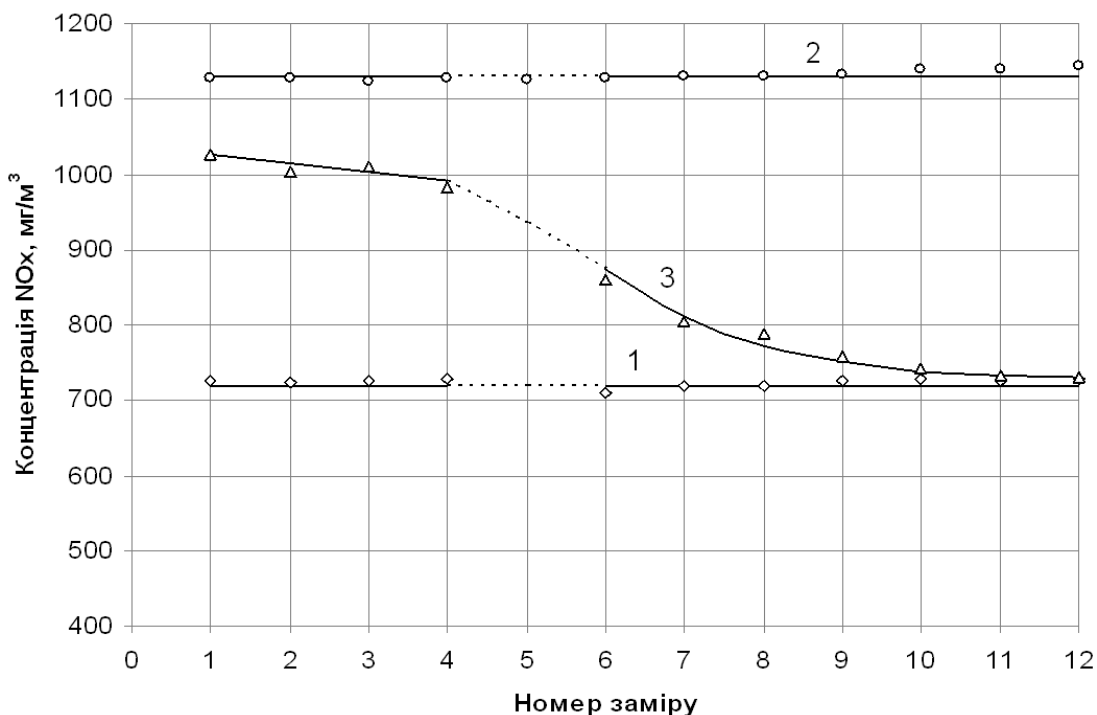
Для більш наочного зображення представимо отримані результати у вигляді графічної залежності концентрації оксидів азоту від тривалості експлуатації газомотокомпресора, нейтральний період в роботі якого позначений пунктирною лінією (рисунок 1).

Аналіз одержаних результатів дає підстави зробити такі висновки:

- 1) при проходженні відпрацьованих газів через глушник концентрація оксидів азоту в них значно знижується;
- 2) інтенсивність зниження концентрації певною мірою залежить від періоду роботи га-

Таблиця 1 – Концентрації NO_x та CO у викидах, утворених при згорянні газоподібних вуглеводнів в двигунах ГМК

Номер ГПА		ГМК №1							
Номер заміру	Час заміру	Перша точка заміру				Друга точка заміру			
		NO, ppm	NO ₂ , ppm	NO _x , ppm	NO _x , мг/м ³	NO, ppm	NO ₂ , ppm	NO _x , ppm	NO _x , мг/м ³
1	травень	1451	103	1554	1133,7	929	66	995	725,9
Номер ГПА		ГМК №2							
Номер заміру	Час заміру	Перша точка заміру				Друга точка заміру			
		NO, ppm	NO ₂ , ppm	NO _x , ppm	NO _x , мг/м ³	NO, ppm	NO ₂ , ppm	NO _x , ppm	NO _x , мг/м ³
1	травень	1446	102	1548	1129,3	1314	93	1407	1026,4
2	червень	1444	102	1546	1127,8	1285	91	1376	1003,8
3	липень	1438	102	1540	1123,5	1294	91	1385	1010,4
4	серпень	1446	102	1548	1129,3	1257	89	1346	981,9
5	вересень	-	-	-	-	-	-	-	-
6	жовтень	1446	102	1548	1129,3	1101	78	1179	860,1
7	листопад	1448	102	1550	1130,8	1029	73	1102	803,9
8	грудень	1447	102	1549	1130,0	1010	71	1081	788,6
9	січень	1450	102	1552	1132,2	969	69	1038	757,2
10	лютий	1458	103	1561	1138,8	951	67	1018	742,7
11	березень	1461	103	1564	1141,0	940	66	1006	733,9
12	квітень	1465	104	1569	1144,6	935	66	1001	730,3



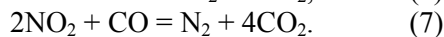
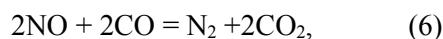
1- друга точка заміру ГМК №1; 2- перша точка заміру ГМК №2; 3 - друга точка заміру ГМК №2

Рисунок 1 – Зміна концентрації оксидів азоту у вихлопних газах ГМК залежно від періоду роботи агрегату

зоперекачувального агрегату. При чому зміна вмісту оксидів вуглецю у викиді є аналогічною.

Отже, це переконливо свідчить про те, що зниження концентрації NO_x у вихлопі ГМК носить гетерогенно-каталітичний характер. Тобто, зменшення вмісту оксидів азоту можливе за рахунок їх хімічної властивості розкладатися на поверхні каталізатора в присутності відновлювача на азот та кисень. Як відновлю-

вач, у разі перебігу такого роду реакцій, можуть виступати метан, карбоксид, водень, аміак, а також оксид вуглецю [6]. Оскільки, у вихлопному газі є значна кількість СО, то саме він може бути використаним як відновник для процесу розкладання оксидів азоту, відновлення якого, у даному випадку, відбувається за такою схемою:



Тобто, відповідно до наведених реакцій, оксиди азоту розкладаються на елементарний азот та кисень, а оксид вуглецю доокислюється до діоксиду. Згідно з хімічною реакцією (6), в результаті дисоціації молекули NO, на поверхні каталізатора адсорбується кисень, який миттєво вилучається з поверхні, взаємодіючи з адсорбованою молекулою CO. Таким чином, досягається двокомпонентне зниження токсичності вихлопних газів ГМК.

Реакція взаємодії CO і NO відбувається на внутрішніх поверхнях глушника, де в процесі взаємодії металу, з якого виготовлений глушник, з киснем повітря, утворюється шар оксиду заліза (Fe_2O_3). Саме Fe_2O_3 і є каталізатором. При чому, слід зазначити, що із збільшенням часу, який пройшов з моменту виготовлення глушника, а саме тривалості взаємодії його внутрішньої поверхні з киснем повітря, зростає активність каталізатора, відповідно, швидше протікає процес відновлення оксидів азоту, а отже і інтенсивніше відбувається зниження концентрації токсичних компонентів у викиді. Це досить наглядно видно з рисунка 1 (заміри 4-6), коли ГМК не експлуатувався, оскільки був зупинений на період планового простою, і окислення внутрішніх поверхонь проходило більш інтенсивно, ніж під час роботи машини.

Перевагою застосування процесів гетерогенного каталізу є можливість суттєвого зниження токсичності вихлопних газів, не впливаючи на техніко-експлуатаційні показники агрегату. Подальше удосконалення методу застосування процесів відновлення оксидів азоту під час проходження через вихлопний тракт ГМК дасть можливість досягти безпечного вмісту токсичних компонентів у викиді відпрацьованих газів. Це суттєво знизить негативний вплив процесів згоряння газоподібних вуглеводнів на довкілля.

Таким чином, можна зробити висновок, що впровадивши схему відбору факельних газів і повернення їх в технологічну лінію виробництва для використання в якості палива газомотокомпресорних установок, дає змогу одержати значну економію не тільки від заощадження енергетичних ресурсів, а й від суттєвого зменшення технологічного навантаження на навколишнє середовище.

Література

1 Утилізація енергетичних відходів при газонафтовидобуванні : матеріали Міжнародної науково-технічної конференції [“Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці”]. (Івано-Франківськ, 16-20 квітня 2007 р.) / Міністерство освіти і науки України. ІФНТУНГ. – Івано-Франківськ, 2007. – 72 с.

2 Школьний М. До питання проблем енергозберігаючих технологій та забруднення навколишнього середовища / Микола Школьний, Олена Бортняк // Нафт. і газ. пром-сть. – 2007. – № 2. – С. 53-54.

3 Бортняк О.М. Утилізація факельних газів як спосіб енергозбереження в газопереробній галузі / О.М. Бортняк // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – №2(23). – С. 34-38.

4 Лавров Н.В., Федоров Н. А. Некоторые особенности высокотемпературного горения газа / Н. Лавров, Н. Федоров // Газ пром-сть – 1973. – № 8. – С. 35-38.

5 Сигал И.Я. Защита воздушного бассейна при сжигании топлива / Сигал И.Я. – Л.: Недра, 1988. – 312 с.

6 Торочешников Н.С. Техника защиты окружающей среды / Торочешников Н.С. – М.: Химия, 1981. – 368 с.

*Стаття постуила в редакційну колегію
11.02.09*

*Рекомендована до друку професором
Семчуком Я.М.*

Наука — виробництву

УДК 622.692.4

МЕТОД ПРОГНОЗУВАННЯ РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ НАФТОПРОВОДУ ПРИ ПЕРЕКАЧУВАННІ В'ЯЗКОПЛАСТИЧНОЇ НАФТИ

С.Р. Яновський, М.Д.Середюк

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42166

e-mail: seredjuk@nung.edu.ua

Розроблений метод прогнозування пропускної здатності та режимних параметрів роботи нафтопроводу у процесі неізотермічного перекачування нафти, яка за високих температур характеризується властивостями ньютонівської рідини, а за низьких температур проявляє властивості в'язкопластичної рідини.

Разработан метод прогнозирования пропускной способности и режимных параметров работы нефтепровода при неизо термической перекачке нефти, которая при высоких температурах характеризуется свойствами ньютоновской жидкости, а при низких температурах проявляет свойства вязкопластичной жидкости.

The method of prediction of pipeline's capacity and regimes parametric was developed for oil pipeline for non-isothermal pumping of oil, which has Newtonian properties under high temperature and has viscous-elastic properties under lower temperature.

На Прикарпатті функціонує єдиний в Україні нафтопровід, де реалізується спеціальна технологія перекачування з попереднім підігрівом високов'язкої швидкозастигаючої долинської нафти. Ефективна експлуатація нафтопроводу вимагає удосконалення методології прогнозування його режимних параметрів роботи з урахуванням реологічних характеристик нафти та сезонних змін умов навколишнього середовища.

Процес перекачування долинської нафти нафтопроводом Долина-Дрогобич має такі особливості. Нафта підігрівається до певної температури t_{nid} на НПС Долина і закачується у нафтопровід. У процесі руху нафти відбувається теплообмін з навколишнім середовищем, що призводить до зменшення температури нафти. Відповідно до результатів виконаних нами експериментальних досліджень за температур, вищих за 30°C , долинська нафта характеризується властивостями ньютонівської рідини. При нижчих температурах долинська нафта проявляє властивості в'язкопластичної рідини. Тому зазначену температуру будемо вважати температурою початку прояву аномальних реологічних властивостей $t_{na}=30^{\circ}\text{C}$. Перекачування в'язкопластичної рідини може відбуватися як за турбулентного, так і за ламінарного режимів руху.

Таким чином, у загальному випадку нафтопровід можна розділити на три ділянки, кожна з яких характеризується різними режимами перекачування долинської нафти. На першій ділянці в діапазоні температур нафти від температури підігріву t_{nid} до температури $t_{na}=30^{\circ}\text{C}$ реалізується неізотермічний турбулентний режим перекачування ньютонівської рідини. На другій ділянці в діапазоні температур нафти від температури $t_{na}=30^{\circ}\text{C}$ до критичної температури t_{kp} здійснюється неізотермічний турбулентний режим перекачування в'язкопластичної рідини. На третій, останній ділянці нафтопроводу в діапазоні температур нафти від температури t_{kp} до кінцевої температури t_k здійснюється неізотермічний ламінарний режим перекачування в'язкопластичної рідини. Кожен із зазначених режимів перекачування має свої закономірності зміни температури і тиску у трубопроводі, що відображено у наведених нижче розрахункових формулах.

Обов'язковою передумовою розробки методики теплогідрравлічного розрахунку нафтопроводу у процесі неізотермічного перекачування нафти, що характеризується неньютонівськими властивостями, є проведення широкомасштабних експериментальних досліджень її реологічних властивостей у робочому діапазоні

температур. Такі дослідження стосовно долинської нафти нами проведені у 2007-2008 роках, одержані результати наведені у роботі [1].

Першою частиною запропонованої методики розрахунку є блок математичного моделювання реологічних властивостей в'язкопластичної рідини. Як засвідчили результати проведених нами експериментальних досліджень, за фіксованої температури підігріву нафти математичні моделі залежності граничного динамічного напруження зсуву і пластичної в'язкості від температури мають такий вигляд [1]: у разі незруйнованої структури долинської нафти

$$\tau_o^{H3} = a_1^{H3}t^3 + a_2^{H3}t^2 + a_3^{H3}t + a_4^{H3}, \quad (1)$$

$$\eta_{nl}^{H3} = b_1^{H3}t^3 + b_2^{H3}t^2 + b_3^{H3}t + b_4^{H3}, \quad (2)$$

де: $a_1^{H3}, a_2^{H3}, a_3^{H3}, a_4^{H3}$ – коефіцієнти математичної моделі залежності граничного динамічного напруження зсуву від температури у разі незруйнованої структури долинської нафти;

$b_1^{H3}, b_2^{H3}, b_3^{H3}, b_4^{H3}$ – коефіцієнти математичної моделі залежності пластичної в'язкості від температури у разі незруйнованої структури долинської нафти;

у разі зруйнованої структури долинської нафти

$$\tau_o^3 = a_1^3t^3 + a_2^3t^2 + a_3^3t + a_4^3, \quad (3)$$

$$\eta_{nl}^3 = b_1^3t^3 + b_2^3t^2 + b_3^3t + b_4^3, \quad (4)$$

де: $a_1^3, a_2^3, a_3^3, a_4^3$ – коефіцієнти математичної моделі залежності граничного динамічного напруження зсуву від температури у разі зруйнованої структури долинської нафти;

$b_1^3, b_2^3, b_3^3, b_4^3$ – коефіцієнти математичної моделі залежності пластичної в'язкості від температури у разі зруйнованої структури долинської нафти.

За усталеного теплогідрравлічного режиму роботи неізотермічного нафтопроводу та безперервного процесу перекачування в'язкопластичної нафти її реологічні властивості практично співпадають з реологічними властивостями, одержаними дослідним шляхом у разі зруйнованої структури. За циклічної експлуатації нафтопроводу, яка передбачає перекачування в'язкопластичної нафти невеликими партіями, може мати місце часткове збереження початкової структури нафти. Тому робочі величини реологічних властивостей можуть знаходитись між значеннями, одержаними дослідним шляхом у разі незруйнованої і зруйнованої структури нафти. Вважаємо, що у процесі руху нафтопроводом зберігається частка k_{cm} реологічних властивостей, що відповідають незруйнованій структурі долинської нафти. Тоді за відомої температури підігріву і фіксованої робочої температури нафти розрахункові значення граничного динамічного напруження зсуву і пластичної в'язкості можна визначити за формулами

$$\tau_o = \tau_o^3 + (\tau_o^{H3} - \tau_o^3)k_{cm}, \quad (5)$$

$$\eta_{nl} = \eta_{nl}^3 + (\eta_{nl}^{H3} - \eta_{nl}^3)k_{cm}. \quad (6)$$

Результати виконаних нами експериментальних досліджень реологічних параметрів долинської нафти засвідчили, що за температур, вищих за $t_{na}=30^\circ\text{C}$ пластична в'язкість практично співпадає з динамічною в'язкістю ньютонівської рідини η [1].

Блок теплогідрравлічного розрахунку ділянки нафтопроводу з неізотермічним турбулентним рухом ньютонівської рідини передбачає виконання таких операцій. Визначається відносне зменшення температури нафти на ділянці нафтопроводу за формулою

$$\psi = \frac{t_n - t_o}{t_k - t_o}, \quad (7)$$

де: t_n – початкова температура нафти на ділянці;

t_k – кінцева температура нафти на ділянці;

t_o – температура ґрунту на глибину укладання осі трубопроводу.

Для умов першої ділянки нафтопроводу $t_n = t_{n1} = t_{nid}$, $t_k = t_{k1} = t_{na}$.

За виконання умови $\psi < 2$ середня температура нафти на ділянці знаходиться за формулою

$$t_{cp} = 0,5(t_n + t_k), \quad (8)$$

якщо $\psi \geq 2$

$$t_{cp} = t_o + \frac{t_n - t_k}{\ln \psi}. \quad (9)$$

Середні значення густини і теплоємності нафти на ділянці нафтопроводу розраховуємо за формулами

$$\rho_{cp} = \rho_{20} - \zeta(t_{cp} - 20), \quad (10)$$

$$c_{cp} = \frac{31,56}{\sqrt{\rho_{20}}}(1687 + 3,39 \cdot t_{cp}), \quad (11)$$

де: ρ_{20} – густина нафти за температури 20°C за даними дослідів;

ζ – температурна поправка.

Для врахування впливу явища кристалізації парафіну на тепловий режим роботи нафтопроводу розраховуємо зведену теплоємність нафти за формулою

$$c_{ze} = c_{cp} + \frac{\varepsilon_n \chi}{t_n - t_k}, \quad (12)$$

де: ε_n – частка парафіну у нафті, яка кристалізувалася на ділянці нафтопроводу;

χ – прихована теплота кристалізації парафіну.

Для умов першої ділянки нафтопроводу вводимо такі позначення: $t_{cp1}, \rho_{cp1}, c_{cp1}, c_{ze1}$.

Задаємося значенням об'ємної витрати нафти в нафтопроводі. Для першої ділянки нафтопроводу з неізотермічним турбулентним рухом ньютонівської рідини пропонуємо такий аналітичний вираз для параметра Шухова:

$$\text{Шу}_1 = \int_{t_{k1}}^{t_{n1}} \frac{dt}{t - t_o - t_\lambda}, \quad (13)$$

де t_λ – поправка, що враховує вплив теплоти тертя потоку на температурний режим нафтопроводу.

Із рівняння теплового балансу неізотермічного нафтопроводу одержуємо для довільної температури нафти аналітичний вираз для зазначеної поправки

$$t_\lambda = \frac{8\rho Q^3 \lambda_n}{\pi^3 K_1 D^6}, \quad (14)$$

де: Q – об’ємна витрата нафти в нафтопроводі;
 λ_n – коефіцієнт гідравлічного опору для умов перекачування ньютонівської рідини;

K_1 – повний коефіцієнт теплопередачі від нафти в навколишнє середовище на першій ділянці нафтопроводу;

D – внутрішній діаметр нафтопроводу.

Коефіцієнт гідравлічного опору нафтопроводу при турбулентному режимі руху ньютонівської рідини λ_n визначаємо за модифікованою формулою Колбрука, використовуючи методику, описану у роботі [2].

Як засвідчили наші попередні дослідження, для підземних ділянок нафтопроводу Долина-Дрогобич величина повного коефіцієнта теплопередачі від нафти в навколишнє середовище визначається величиною зовнішнього коефіцієнта тепловіддачі від стінки труби в ґрунт. Це дає можливість застосовувати таку розрахункову формулу:

$$K = \frac{2\lambda_{zp}}{D \ln \left[\frac{2h_o}{D_3} + \sqrt{\left(\frac{2h_o}{D_3} \right)^2 - 1} \right]}, \quad (15)$$

де: λ_{zp} – коефіцієнт теплопровідності ґрунту, величина якого залежить від типу ґрунту і ступеня насичення його вологою;

h_o – глибина укладання осі трубопроводу;

D_3 – зовнішній діаметр трубопроводу.

Методика передбачає використання, за необхідності, фактичних значень повного коефіцієнта теплопередачі від нафти в навколишнє середовище, знайдених у результаті обробки статистичних даних зміни температури нафти по довжині нафтопроводу Долина-Дрогобич для різних умов його експлуатації. Шляхом математичної обробки статистичних даних можна визначити повний коефіцієнт теплопередачі від нафти в навколишнє середовище стосовно різних режимів руху нафти K_1, K_2, K_3 для різних ступенів насичення ґрунту вологою.

Числовим способом за формулою Сімпсона визначаємо величину інтеграла у формулі (13) і тим самим знаходимо параметр Шухова для першої ділянки нафтопроводу. Обчислюємо довжину ділянки з турбулентним рухом ньютонівської рідини

$$L_1 = \frac{Q\rho_{cp1}c_{3e1}}{K_1\pi D} \text{Шу}_1. \quad (16)$$

Втрати тиску від тертя на першій ділянці нафтопроводу з неізотермічним турбулентним рухом ньютонівської рідини обчислюємо числовим способом за формулою

$$\Delta P_1 = \frac{8Q^2\rho_{cp1}L_1}{\pi^2 D^5 \text{Шу}_1} \int_{t_{k1}}^{t_{n1}} \frac{\lambda_n dt}{t - t_o - t_\lambda}. \quad (17)$$

Блок теплогідравлічного розрахунку ділянки нафтопроводу з неізотермічним турбулентним рухом в’язкопластичної рідини передбачає виконання таких операцій. Для другої ділянки нафтопроводу, на якій реалізується турбулентний рух в’язкопластичної рідини, приймаємо

$$t_{n2} = t_{na}. \quad (18)$$

Кінцевою температурою нафти для даної ділянки нафтопроводу може бути критична температура t_{kp} , яка відповідає переходу від турбулентного до ламінарного руху в’язкопластичної рідини.

Критичне значення пластичної в’язкості нафти знаходимо за формулою

$$\eta_{kp} = \frac{4Q\rho_{kp}}{\pi D Re_{kp}}. \quad (19)$$

Використовуючи формули (2), (4) і (6) методом ітерацій знаходимо, за якої температури t_{kp} пластична в’язкість нафти дорівнює критичній η_{kp} .

Якщо у результаті розрахунків критична температура виявилася менша за температуру ґрунту на глибині укладання трубопроводу, то приймаємо

$$t_{k2} = t_o + \Delta t_t, \quad (20)$$

інакше

$$t_{k2} = t_{kp}, \quad (21)$$

де Δt_t – мінімальна різниця робочої температури нафти в нафтопроводі і температури ґрунту, зумовлена дисипацією енергії.

За формулами (7) – (9) знаходимо середню температуру нафти на другій ділянці нафтопроводу t_{cp2} . Використовуючи формули (10)-(12), обчислюємо середні значення густини ρ_{cp2} , теплоємності нафти c_{cp2} зведеної теплоємності c_{3e2} на другій ділянці нафтопроводу.

Для другої ділянки нафтопроводу з неізотермічним турбулентним рухом в’язкопластичної рідини пропонуємо такий аналітичний вираз для параметра Шухова:

$$\text{Шу}_2 = \int_{t_{k2}}^{t_{n2}} \frac{dt}{t - t_o - t_\lambda k_\lambda}, \quad (22)$$

де k_λ – коригувальний коефіцієнт збільшення гідравлічного опору нафтопроводу у разі перекачування в’язкопластичної рідини.

Запропонована нами математична модель для коригувального коефіцієнта має вигляд [2]

$$k_\lambda = A \cdot II + B, \quad (23)$$

де A, B – коефіцієнти математичної моделі, значення яких залежить від величини бінгамівського числа Рейнольдса Re та пластичної в'язкості нафти; II – критерій Іллюшина

$$II = \frac{\pi D^3 \tau_o}{4Q\eta_{nl}}. \quad (24)$$

Аналітичні вирази для коефіцієнтів математичної моделі коригувального коефіцієнта збільшення гідравлічного опору нафтопроводу у разі турбулентному режиму руху в'язкопластичної рідини запропоновані нами у роботі [2].

Числовим способом за формулою Сімпсона визначаємо величину інтеграла у формулі (22) і тим самим знаходимо параметр Шухова для другої ділянки нафтопроводу. Обчислюємо довжину ділянки з неізотермічним турбулентним рухом в'язкопластичної рідини

$$L_2 = \frac{Q\rho_{cp2}c_{зв2}}{K_2\pi D} \cdot Шу_2. \quad (25)$$

Порівнюємо розраховану довжину другої ділянки нафтопроводу з максимально можливою

$$L_{2max} = L - L_1, \quad (26)$$

де L – загальна довжина нафтопроводу.

За виконання умов

$$t_{k2} = t_{кр} \quad \text{і} \quad L_2 < L_{2max} \quad (27)$$

у нафтопроводі буде мати місце ламінарний рух в'язкопластичної рідини.

За виконання умови

$$L_2 > L_{2max} \quad (28)$$

приймаємо

$$t_{k2} = t_{k2} + \Delta t, \quad (29)$$

де Δt – крок ітерації за температурою нафти.

Далі повторюємо розрахунки за формулами (22)-(29) до тих пір, доки розраховане значення довжини другої ділянки нафтопроводу не стане рівним максимальній довжині L_{2max} . У результаті знаходимо уточнене значення температури нафти в кінці другої ділянки t_{k2} .

Втрати тиску від тертя на другій ділянці нафтопроводу з неізотермічним турбулентним рухом в'язкопластичної рідини обчислюємо числовим способом за формулою

$$\Delta P_2 = \frac{8Q^2 \rho_{cp2} L_2}{\pi^2 D^5 Шу_2} \int_{t_{k2}}^{t_{n2}} \frac{\lambda_n k_\lambda dt}{t - t_o - t_\lambda k_\lambda}. \quad (30)$$

Блок теплогідравлічного розрахунку ділянки нафтопроводу з неізотермічним ламінарним рухом в'язкопластичної рідини передбачає виконання таких операцій. Для третьої ділянки нафтопроводу, на якій реалізується ламінарний рух в'язкопластичної рідини, приймаємо

$$t_{n3} = t_{кр}. \quad (31)$$

Задаємося значенням температури нафти у кінці трубопроводу за умовою (20). За форму-

лами (7)–(9) знаходимо середню температуру нафти на третій ділянці нафтопроводу t_{cp3} . Використовуючи формули (10)-(12), обчислюємо середні значення густини ρ_{cp3} , теплоємності нафти c_{cp3} і зведеної теплоємності нафти $c_{зв3}$ на третій ділянці нафтопроводу.

Для третьої ділянки нафтопроводу з ламінарним рухом в'язкопластичної рідини пропонуємо такий аналітичний вираз для параметра Шухова:

$$Шу_3 = \int_{t_{k3}}^{t_{n3}} \frac{dt}{t - t_o - t_\lambda k_\lambda}. \quad (32)$$

За ламінарного режиму руху в'язкопластичної рідини запропоновані нами коефіцієнти математичної моделі для коригувального коефіцієнта збільшення гідравлічного опору нафтопроводу наведені у роботі [2].

Числовим способом за формулою Сімпсона визначаємо величину інтеграла у формулі (32) і тим самим знаходимо параметр Шухова для третьої ділянки нафтопроводу. Обчислюємо довжину ділянки з ламінарним рухом в'язкопластичної рідини

$$L_3 = \frac{Q\rho_{cp3}c_{зв3}}{K_3\pi D} \cdot Шу_3. \quad (33)$$

Порівнюємо розраховану довжину третьої ділянки нафтопроводу з максимально можливою

$$L_{3max} = L - L_1 - L_2. \quad (34)$$

За виконання умови

$$L_3 > L_{3max}, \quad (35)$$

приймаємо

$$t_{k3} = t_{k3} + \Delta t. \quad (36)$$

Далі повторюємо розрахунки за формулами (32)-(36) до тих пір, доки розраховане значення довжини третьої ділянки нафтопроводу не стане рівним максимальній довжині L_{3max} . У результаті знаходимо уточнене значення температури нафти в кінці третьої ділянки, що відповідає температурі нафти у кінці трубопроводу.

Втрати тиску від тертя на третій ділянці нафтопроводу з неізотермічним ламінарним рухом в'язкопластичної рідини обчислюємо числовим способом за формулою

$$\Delta P_3 = \frac{8Q^2 \rho_{cp3} L_3}{\pi^2 D^5 Шу_3} \int_{t_{k3}}^{t_{n3}} \frac{\lambda_n k_\lambda dt}{t - t_o - t_\lambda k_\lambda}, \quad (37)$$

де

$$\lambda_n = \frac{64}{Re}. \quad (38)$$

Загальні втрати тиску в нафтопроводі у разі неізотермічного перекачування в'язкопластичної рідини знаходимо за формулою

$$\Delta P_{заг} = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_{мо} + (z_k - z_n) \rho_{cp} g, \quad (39)$$

де: ΔP_{mo} – втрати тиску у місцевих опорах, приймаються рівними 1-2% від втрат тиску від тертя або визначаються шляхом обробки статистичних даних із фактичних режимів роботи нафтопроводу;

z_n, z_k – геодезичні позначки початку і кінця трубопроводу відповідно;

ρ_{cp} – середнє значення густини нафти для нафтопроводу;

g – прискорення сили тяжіння.

Обчислюємо тиск, створений насосами НПС Долина при заданій витраті нафти

$$P_{nnc} = (A_{nnc} - B_{nnc} Q^2) \rho_{nnc} g, \quad (40)$$

де: A_{nnc}, B_{nnc} – коефіцієнти математичної моделі напірної характеристики насосів, які визначаються шляхом обробки статистичних даних з фактичних режимів роботи НПС Долина;

ρ_{nnc} – густина нафти за температури підігріву.

Методом ітерації знаходимо витрату нафти, за якої тиск, створений насосами НПС Долина практично співпадає із загальними втратами тиску у процесі перекачування долинської нафти.

Це значення витрати нафти є пропускною здатністю нафтопроводу за конкретних умов перекачування.

Таким чином, наведена вище методика дає змогу достовірно прогнозувати пропускну здатність та режимні параметри роботи нафтопроводу у процесі неізотермічного перекачування нафти, яка характеризується в'язкопластичними властивостями. Для практичної реалізації методики нами розроблена програма ПРОГНОЗ, яка буде використана для оптимізації режимів роботи нафтопроводу Долина-Дрогобич.

Література

1 Яновський С.Р. Дослідження впливу температури підігрівання долинської нафти на її реологічні властивості / С.Р.Яновський, М.Д.Середюк, Л. Д.Пилипів // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2008. – № 1(17). – С.82-91.

2 Середюк М.Д. Гідравлічний розрахунок нафтопроводу при перекачуванні нафти, що характеризується властивостями в'язкопластичної рідини / М.Д.Середюк, С.Р. Яновський // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2008. – № 2(27). – С. 56-61.

Стаття постуила в редакційну колегію
16.02.09

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЛАБИРИНТНОГО УЗЛА УПЛОТНЕНИЯ “ГАЗ-МАСЛО” ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА

Б.В.Копей, А.Беллауар, В.Б.Копей

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40534
e-mail: kopeyb@nuing.edu.ua*

Предложено оценивать эффективность лабиринта ГПА с помощью потерь на трение и величине турбулентности потока, что даст возможность повысить их качество и эффективность. Исследования позволяют сделать вывод, что повышения надежности ГПА можно достичь путем совершенствования проточной части лабиринтного уплотнения и его оптимизации методом конечных элементов.

Запропоновано оцінювати ефективність лабіринту ГПА за допомогою втрат на тертя та величині турбулентності потоку, що дасть можливість підвищити їх якість та ефективність. Дослідження дозволяють зробити висновок, що підвищення надійності ГПА можна досягти шляхом вдосконалення проточної частини лабиринтного ущільнення та її оптимізації методом скінчених елементів.

It is suggested to estimate efficiency of the gas pumping unit (GPU) labyrinth by the losses on friction and size of turbulence of stream, that will give possibility to promote their quality and efficiency. The researches allow to do a conclusion, that the increase of the GPU reliability can be attained by perfection of running part of labyrinth seal and its optimization by the of finite elements method.

Уплотнения являются особо важными и зачастую критическими компонентами в турбомашинах и сверхбыстроходном оборудовании, работающем под воздействием высокого давления. Основные герметизирующие системы, используемые между ротором и элементами статора турбомашин, подразделяются на две основные категории: бесконтактные и торцевые уплотнения. Так как эти уплотнения - неотъемлемая часть системы ротора, они влияют на динамические особенности работы машины; например, жесткость и факторы демпфирования зависят от размеров и конфигурации уплотнения и могут быть изменены в зависимости от величины давления. Следовательно, эти эффекты должны быть тщательно оценены и разделены по факторам влияния еще на этапе проектирования системы уплотнения. Бесконтактные уплотнения используются экстенсивно в быстроходных турбомашинах и обладают высокой механической надежностью, так как не являются уплотнениями с принудительным движением. Существует два типа бесконтактных уплотнений (или уплотнений с зазором) - лабиринтные и кольцевые. Лабиринтное - одно из самых простых уплотнительных устройств. Он состоит из ряда периферических полос металла, беруших начало у вала или отверстия корпуса, и формирующих каскад кольцевых отверстий или канавок. Объем утечек из лабиринтного уплотнения больше, чем из втулки с зазором, торцевого уплотнения или жидкопленочного уплотнения. Следовательно, лабиринтные уплотнения используются в случае, когда допускается небольшая потеря эффективности, а также как дополнительное к основному уплотнению. В газовых турбинах больших мощностей лабиринтные уплотнения используются как в статических, так и в динамических системах уплотнений. Основная статическая функция

уплотнения состоит в том, чтобы обеспечить целостность и герметичность деталей и корпуса при тепловом расширении. Динамическими лабиринтными уплотнениями как турбин, так и компрессоров, являются уплотнения между ступенями или деталями корпуса и уплотнения конца вала. Главными преимуществами лабиринтных уплотнений являются простота конструкции и технологии изготовления, доступность и высокая вариативность в выборе материала, высокая надежность и устойчивость к загрязнению. Применение лабиринтных уплотнений обеспечивает низкий расход энергии на вращение вала, снижение обратного тока, интеграцию давления. К перечисленным преимуществам следует добавить также ограниченное влияние таких уплотнений на динамику ротора. К недостаткам относятся - высокие утечки, снижение эффективности машины, увеличение буферизованных затрат, возможность загрязнения макрочастицами, часто являющиеся причиной повреждений других критических узлов, например подшипников, возможность засорения канавок вследствие низких скоростей движения газа или его обратной диффузии, а также в неспособности обеспечить простоту системы уплотнения, отвечающую стандартам. Указанные недостатки являются неприемлемыми, что обуславливает использование в конструкциях многих машинах других типов уплотнений. Лабиринтные уплотнения просты в изготовлении и могут быть выполнены из обычных материалов. Ранее лабиринтные уплотнения имели вид типа лезвия ножа с относительно большими камерами или карманами между ними. Эти относительно длинные "ножи" легко могли быть повреждены. Современные, более функциональные и более надежные лабиринтные уплотнения состоят из прочных, близко расположенных участков. Некоторые

виды лабиринтных уплотнений изображены на рис. 1. На рис. 1а представлено уплотнение самой простой формы. Материалы лабиринта: алюминий, бронза, баббит или сталь. Из рис. 1б видно, что хотя гофрированное уплотнение труднее изготовить, но оно обеспечивает более надежное уплотнение. На рис. 1в и 1г изображены вращающиеся лабиринтные уплотнения. Материал рукава: баббит, алюминий, неметаллический или другой мягкий материал. Рис. 1д изображено простое лабиринтное уплотнение с буферизированным газом, давление которого должно поддерживаться на уровне выше давления перекачиваемого газа и давления выхода (последнее может быть выше или ниже атмосферного давления). Буферизированный газ создает гидравлический барьер для перекачиваемого газа. Сужение позволяет обеспечить всасывание газа из вентиля, связанного с атмосферой. На рис. 1е представлен буферизированный, ступенчатый лабиринт.

Как показано на рис. 1е, лабиринтное уплотнение основано, прежде всего, на создании высоких потерь напора на пути утечки газа с целью ее минимизации и может использоваться в условиях жидких или газообразных сред. По своей природе лабиринтные уплотнения - уплотнения с зазором, существование которого предотвращают потенциально катастрофический износ вала, вызванный неустойчивостью ротора. Конструкции лабиринтных уплотнений позволяют ограничивать утечки путем рассеивания кинетической энергии потока жидкости сквозь ряд (систему) сужений и канавок, которые последовательно ускоряют и замедляют поток жидкости либо резко изменяют его направление с целью создания максимального трения потока и его завихрения. В идеале лабиринтное уплотнение способно преобразовать всю кинетическую энергию при каждом сужении потока во внутреннюю энергию (тепло) газа в каждой впадине. Однако на практике в лабиринтном уплотнении значительное количество кинетической энергии передается из одного прохода к следующему. Преимущество лабиринтного уплотнения состоит в том, что его способность гасить скорости и давления ограничены только структурными элементами конструкции. При этом одно неудобство проявляется в относительно высокой степени утечки газа. Лабиринтные уплотнения широко используются в системах перекачки газа в условиях очень высоких рабочих скоростей (500 м/с), давлений (1,7 МПа) и температур (700°C), а также потребности приспособить вал к перемещениям, вызванными переходными режимами работы. За последние годы благодаря новым концепциям проектирования степень утечек сквозь лабиринтные уплотнения были уменьшены, но все еще остаются выше желаемых, так как утечка сквозь лабиринтное уплотнение зависит от величины зазора, который со временем увеличивается под воздействием силы трения, возникающей при переходе газа через лабиринт.

Конструкции уплотнения

Лабиринтные уплотнения могут формироваться различными способами. Обычно используют лабиринтные уплотнения такой конфигурации (рис.2): прямые, ступенчатые, ступенчатые с уступами или изнашиваемые. Оптимизация геометрических размеров уплотнения лабиринта проводится с учетом условий применения и заметно влияет на величину утечки через уплотнение лабиринта.

Ступенчатые уплотнения лабиринта использовались экстенсивно как уплотнения турбинного воздуха между ступенями. Утечки сквозь наклонные и ступенчатые лабиринты почти на 40% выше, чем сквозь прямые лабиринты в тех же условиях. Преимущества, проявляющиеся во работы ступенчатых лабиринтов уравновешены недостатками их конструкции, а именно: технология их изготовления сложнее, а вследствие особенности конструкции такие уплотнения занимают много места в радиальном направлении и могут создавать нежелательную осевую нагрузку на вал.

Системы уплотнения газа

Газовые уплотнения требуют использования системы, поставляющей герметизирующий газ, как уплотняющий и рабочий флюид, для подачи в зазор. Эти газовые системы уплотнения обычно снабжены дополнительным компрессором и установлены совместно с основным компрессором. Существует два основных типа газовых систем уплотнения – система разности давления и управления потоками. Системы разности давления управляют поступлением газа к уплотнению с помощью распределительного клапана дифференциального давления путем регулирования потока газа с целью достижения давления предопределенной величины, значение которого всегда выше уплотняющего давления и обычно равно 0,7 МПа.

Системы управления потоками регулируют поток газа уплотнения через отверстие подачи газа. Этого можно достичь при использовании простого игольчатого клапана или распределительного клапана перепада давления, контролирующего давление с обеих сторон отверстия.

Так как системы разности давления в основном управляют потоком газа уплотнения через уплотнение лабиринта, это может иногда приводить к высоким скоростям потока уплотнительного газа через внутренний лабиринт уплотнения. Изменения во внутреннем зазоре лабиринта уплотнения могут обусловить значительные изменения скоростей потока газа уплотнения. Основной объем потока газовых уплотнений циркулирует сквозь внутренний лабиринт уплотнения и обратно в компрессор, а незначительное его количество используется для газового уплотнения. Этот "переработанный" поток неэффективен, и для дальнейшего его использования требуется дополнительная энергия. Эта ситуация становится особенно актуальной при использовании уплотнений с высоким давлением из-за более высоких массовых потоков вовлеченного газа. Так как системы

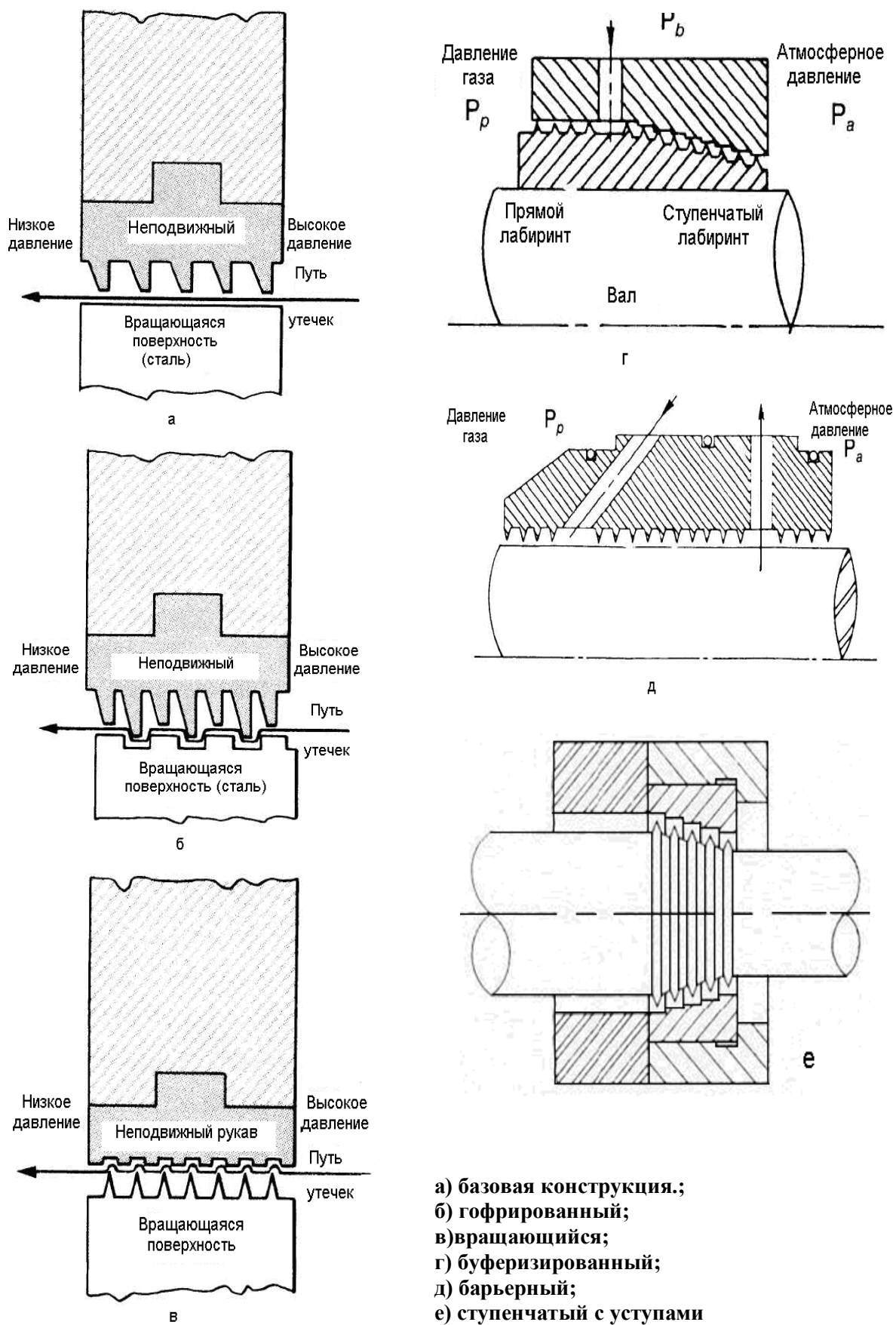
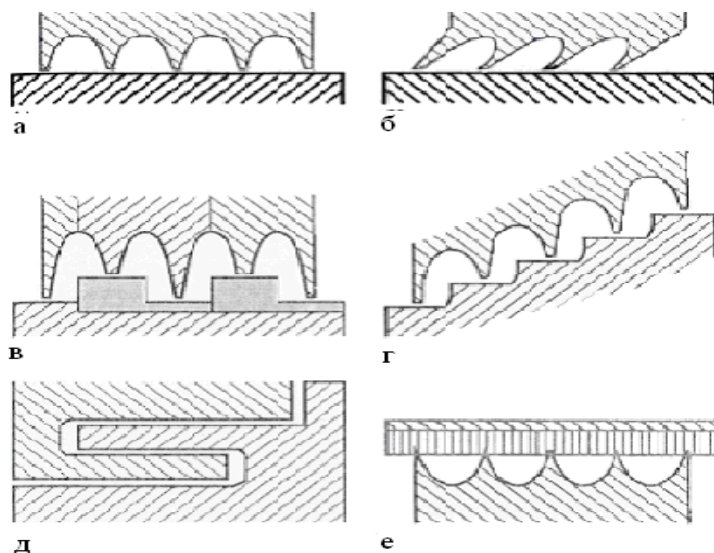


Рисунок 1 — Типы лабиринтных уплотнений



а) прямые, б) наклонные, в) ступенчатые, г, д) ступенчатые с уступами, е) изнашиваемые
 Рисунок 2 — Конструктивные варианты лабиринтных уплотнений

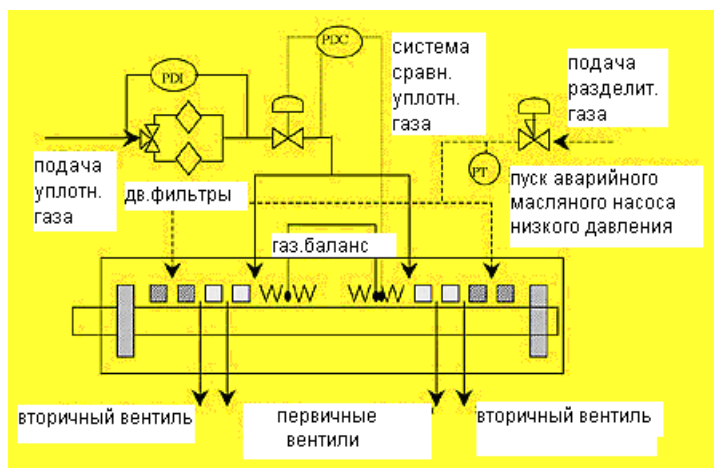


Рисунок 3 — Схема газовых систем уплотнения компрессора, базирующихся на управлении разностью давлений

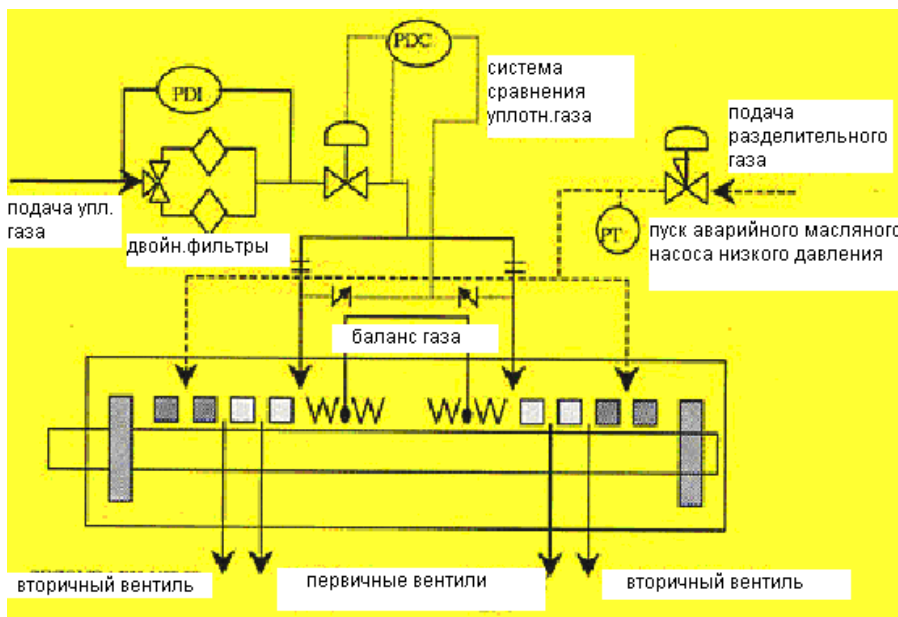


Рисунок 4 — Схема газовых систем уплотнения компрессора, базирующихся на управлении потоками газа



Рисунок 5 — Лабиринтное уплотнение центробежного нагнетателя

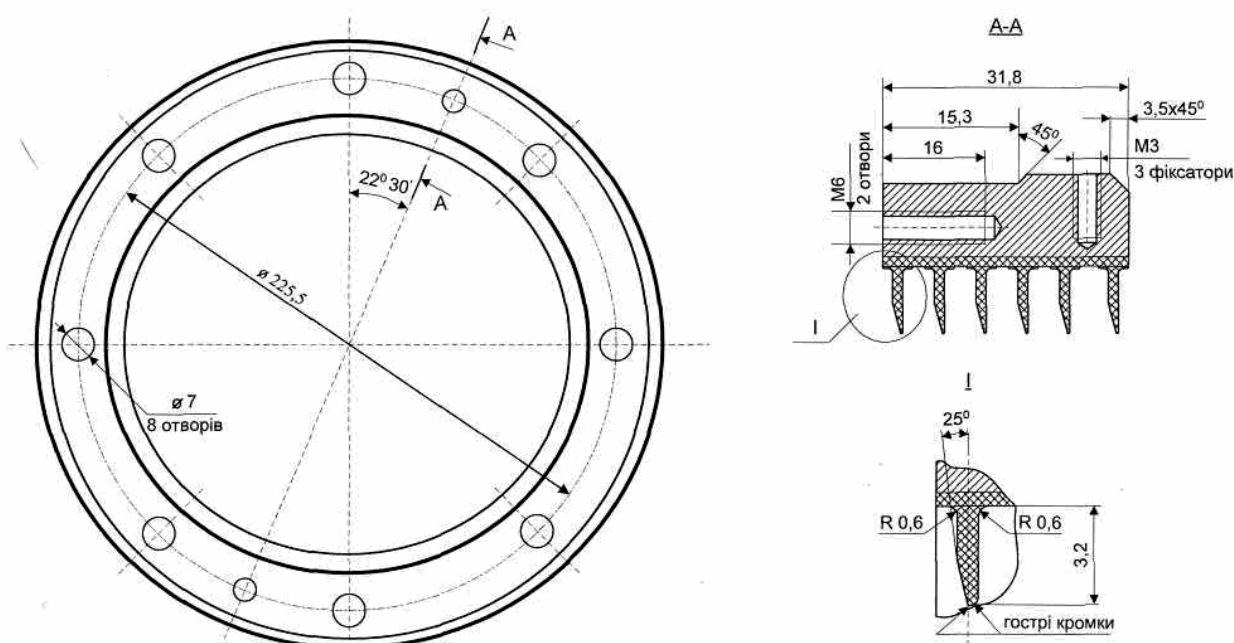


Рисунок 6 — Конструкция уплотнения "масло-газ" из блочного полимерного материала

управления потоками управляют потоком газа уплотнения через отверстие, расход является постоянным и не зависит от величины зазора лабиринта. Системы управления потоками могут быть применены, когда желательны уменьшенные потоки газа через уплотнения.

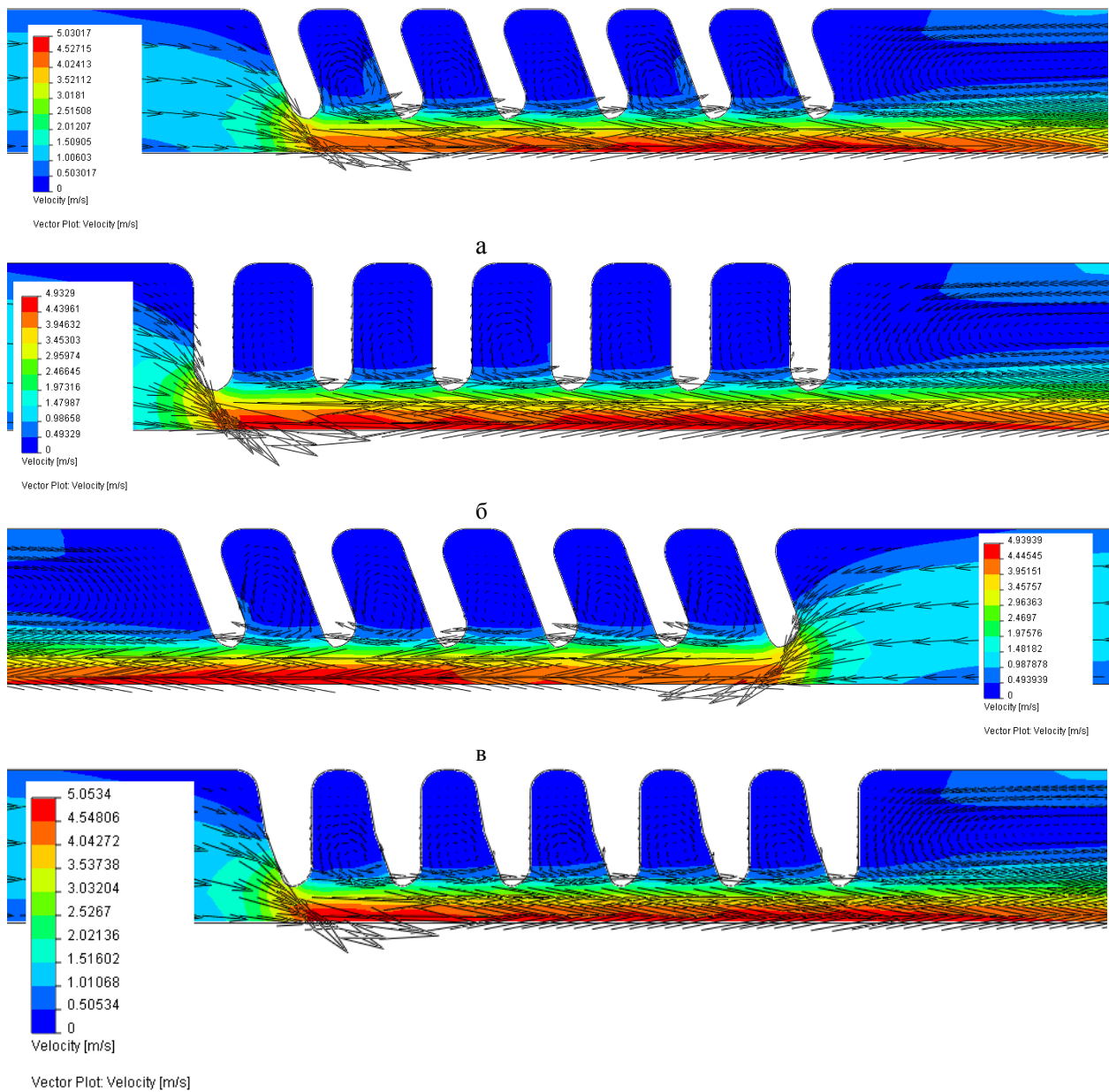
Загрязнение газового уплотнения

Рабочий промежуток между первичными и сопутствующими газовыми кольцами уплотнения составляют обычно приблизительно 3-4 микрона (или 1/20-ую диаметра человеческого волоса). Попадание постороннего материала (твердая частица или жидкость) в этот очень узкий рабочий промежуток уплотнения может вызвать повреждение последнего (чрезмерная газовая утечка на сброс) или его отказ. Посторонний материал в пределах рабочего проме-

жутка уплотнения приводит к увеличению сил среза между первичными и сопутствующими кольцами. Компоненты уплотнения при этом перегреваются, что приводит к механическому отказу уплотнения (например, повреждение уплотнительных колец, образование трещин в местах соединительных колец и т.д.).

Можно выделить три основные источники газового загрязнения уплотнения:

- Перекачиваемый газ (с внутренней стороны или со стороны высокого давления уплотнения);
- Смазка подшипников (с внешней стороны или со стороны низкого давления уплотнения);
- Уплотнительный газ (газ, нагнетаемый непосредственно в уплотнение).



*а – попутный уклон, б – без уклона, в – встречный уклон,
г – с фаской и уменьшенной шириной канавки*

Рисунок 7 – Скорость (м/с)

Загрязнение от перекачиваемого газа

Загрязнение от перекачиваемого газа может произойти, когда величина давления газа недостаточна, для преодоления давления сравнения, что приводит к непосредственному его контактированию с поверхностями колец уплотнения. При этом загрязнители, входящие в составе перекачиваемого газа, могут повредить уплотнение.

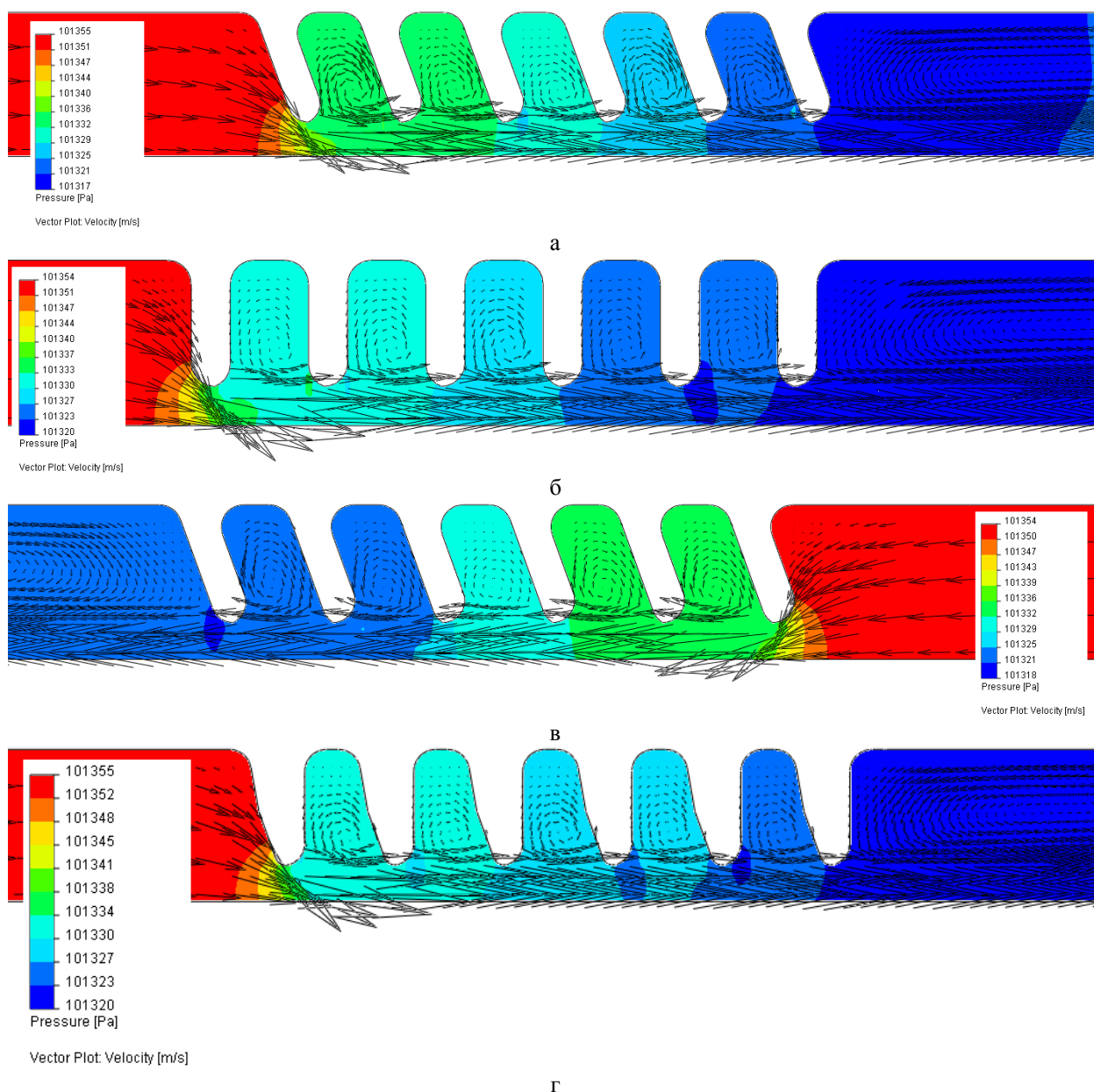
Загрязнение от смазки подшипников

На внешней стороне газового уплотнения имеется барьерный элемент между газовым уплотнением и областью корпуса подшипника компрессора. Это уплотнение обычно буферизуется воздухом или азотом. Первичная функция уплотнительного барьера – предотвратить

проникновение потока смазки подшипника или нефтяного тумана в газовое уплотнение. Загрязнение газового уплотнения в этом случае происходит, когда барьерное уплотнение не в состоянии функционировать, как это предусмотрено проектом.

Загрязнение уплотнительным газом

Такое загрязнение происходит, когда герметизирующий газ должным образом не очищают перед подачей в газовое уплотнение. Существуют строгие требования к качеству уплотнительного газа. Как правило, герметизирующий газ должен быть сухим и отфильтрованным от частиц диаметром от 3 мкм. С этой целью в газовой системе уплотнения обычно используют фильтры.



а – попутный уклон, б – без уклона, в – встречный уклон, г – с фаской

Рисунок 8 – Давление (Па)

Меры, необходимые для улучшения надежности газовых уплотнений

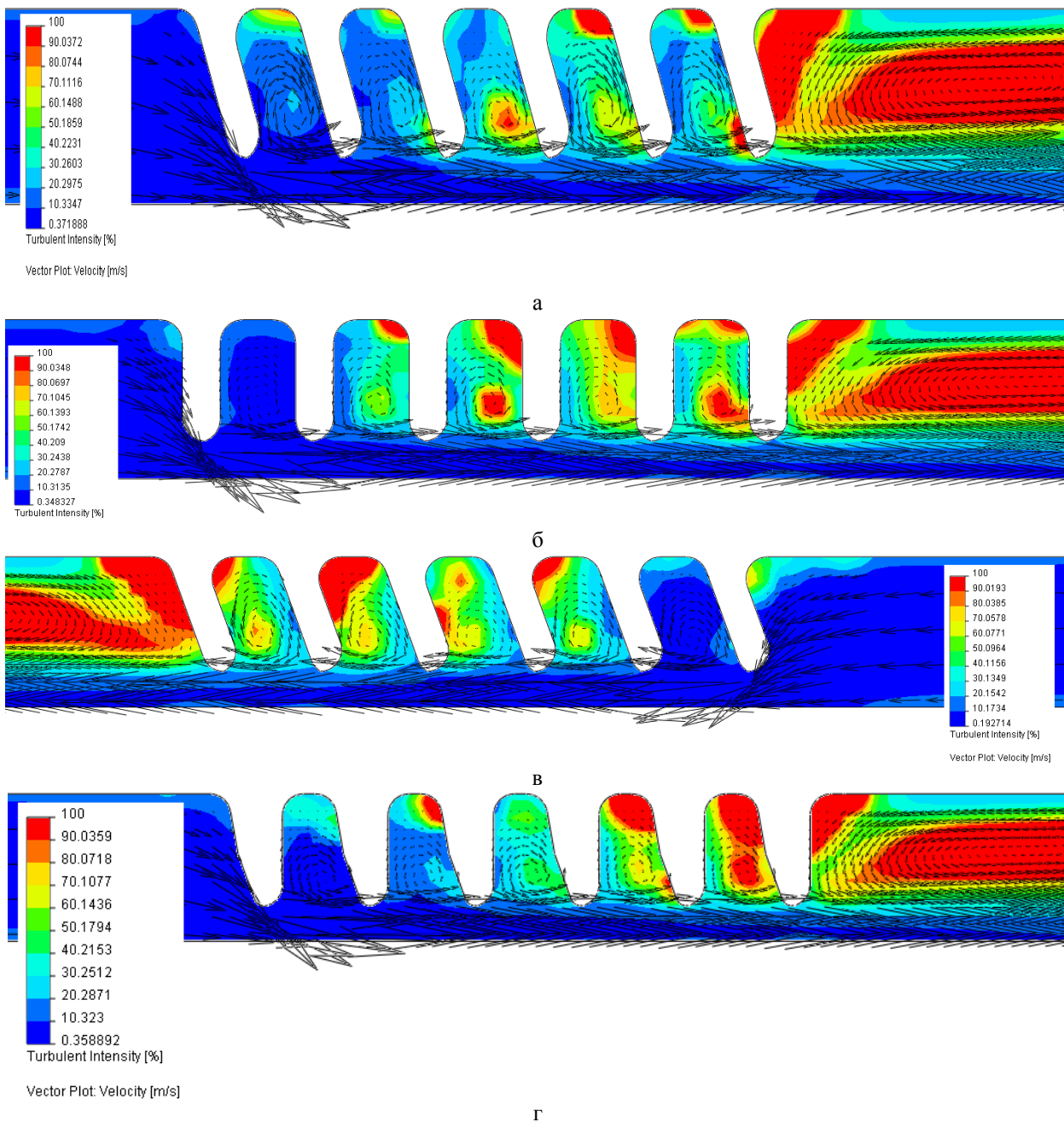
Все три типа загрязнения, описанные выше, учитывают влияние конструктивных особенностей газового уплотнения, а также влияние окружающей среды, пригодность поставляемого газа для уплотнения с тем, чтобы обеспечить все эксплуатационные режимы, как операционные, так и на обслуживание компрессора или системы газового уплотнения. Существуют различные конструкторские, эксплуатационные, и ремонтные подходы, которые могут быть применены для уменьшения газового загрязнения уплотнения и увеличения надежности газовых уплотнений с целью обеспечения их пригодности.

Надежность работы центробежного нагнетателя фирмы газоперекачивающего агрегата в

значительной степени зависит от работы системы лабиринтных уплотнений ротора.

Особенное место в этой системе отводится уплотнению "масло-газ", которое обеспечивает надежность и экономичность работы всего нагнетателя. На рис. 5 изображено лабиринтное уплотнение, которое обычно применяется в центробежных компрессорах.

Причиной выхода из строя данных уплотнений является разрушение лабиринтных ножей или "гребней", их износ или засаливание канавок [1]. Результатом выхода из строя уплотнения "масло-газ" является высокий расход масла, которое вместе с транспортирующим газом попадает в газопровод. Штатное фирменное уплотнение "масло-газ" изготавливается из алюминиевых литейных сплавов методом обработки на металлорежущих станках.



а – попутный уклон, б – без уклона, в – встречный уклон, г – с фаской
Рисунок 9 – Интенсивность турбулентности (%)

Ранее была разработана конструкция уплотнения "масло-газ" (рис. 6), для изготовления которой применяли блочный полимерный материал группы полиамиды - капрлон - В (ТУ6-05-988-73).

Отличительной особенностью разработанных уплотнений является изменение геометрических размеров и формы уплотняющей части лабиринтных гребней с наклоном их в сторону большего давления. Такая конструкция уплотняющей части позволила уменьшить перетекания газа и масла, что, в свою очередь, значительно влияет на расход масла и осевой сдвиг ротора нагнетателя. Благодаря пружинным свойствам капрлона-В удается удерживать минимально-

допустимый зазор между посадочным местом вала ротора нагнетателя и лабиринтным уплотнением.

Неопровержимым преимуществом предложенных пластмассовых уплотнений является тот факт, что при разборке нагнетателя лабиринтные гребни данного уплотнения не загибаются и не ломаются, в то время как на алюминиевых такие разрушения происходят достаточно часто.

Для изготовления форм модифицированных уплотнений были использованы фирменные лабиринтные уплотнения, демонтированные при ремонте и не подлежащие реставрации. Они получены путем проточки разрушен-

ных гребней и устанавливания на их место пластмассовых.

Мы предлагаем изменить конфигурацию лабиринта с целью создания вихревых потоков газа и создания препятствий для его утечек из компрессора. Для этого проведен предварительный конечно-элементный анализ потока газа в каналах лабиринта.

Исходные данные для задачи вычислительной газогидродинамики:

- геометрия расчетной области – лабиринтное уплотнение со сработанными гребнями (зазор – 1мм) с попутным уклоном гребней (встречным) и без уклона.

Тип задачи – двумерная осесимметричная:

- граничные условия: скорость газа на входе 1 м/с, давление на выходе 101325 Па.

- газ – пропан.

Среда компьютерного моделирования – CosmosFloWorks2007 для SolidWorks.

Результаты показывают, что уплотнение с попутным уклоном гребней уменьшает скорости потока и создает меньшее сопротивление движению газа (рис. 7, 8), но больше способствует созданию вихревых потоков газа (рис. 9). Степень завихрения потоков газа можно количественно оценить с помощью показателя интенсивности турбулентности. Интенсивность турбулентности – это отношение переменной компоненты скорости потока к средней компоненты скорости:

$$I = u/U = v/V$$

где: u , v – переменные компоненты скорости по осям x , y ;

U , V – средние компоненты скорости.

С помощью комплекса программ SolidWorks – CosmosFloWorks 2007 и параметрической компьютерной модели лабиринта можно сравнительно легко оптимизировать его геометрию и исследовать его работу при разных степенях износа гребней

Литература

1 Комплексні обстеження наземного механічного технологічного обладнання компресорних станцій магістральних газопроводів. Стандарт підприємства. – К.: ДК "Укртрансгаз", 2002. – 56 с.

2 Compressor handbook / Paul C. Hanlon, editor. ISBN 0-07-026005-2 -2001

3 Compressors and modern process applications / Heinz P. Bloch, ISBN-13: 978-0-471-72792-7 - 2006

4 Bloch, H. P., Improving Machinery Reliability, 3rd Edition, 1998, Gulf Publishing Company, Houston, TX, ISBN 0-88415-661-3.

5 Boyce, M. P., Gas Turbine Engineering Handbook, 1982, Gulf Publishing Company, Houston, TX, ISBN 0-87201-878-4.

6 Compressors: selection and sizing/ Royce N. Brown.-2nd ed. ISBN 0-88415-164-6 - 1997

7 Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks Vol 3: Compressors William E Forsthoffer. ISBN: 1856174697, Publisher: Elsevier Science & Technology Books – 2005 - 415 pages

*Стаття поступила в редакційну колегію
18.02.09*

*Рекомендована до друку професором
Івасівим В.М.*

БУРОВИЙ РОЗЧИН ДЛЯ ЯКІСНОГО РОЗКРИТТЯ ПРОДУКТИВНИХ ГОРИЗОНТІВ

О.С.Бейзик, М.І.Оринчак

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42153
e-mail: drill@nung.edu.ua

Для якісного розкриття продуктивних горизонтів з низькими пластовими тисками і проникністю рекомендується безглинистий крохмально-калієвий буровий розчин. Складовими компонентами цього розчину є концентрований водний розчин екструзивного крохмалю, хлористий калій, гідроксид калію і вода. Головною особливістю цього розчину є відсутність глинистої фази, великі інгібуючі властивості, низька фільтрація, що дає змогу звести до мінімуму кольматацию продуктивного горизонту і одночасно зберегти його первинну проникність.

Для качественного вскрытия продуктивных горизонтов с низкими пластовым давлением и проницаемостью рекомендуется безглинистый крахмально-калиевый буровой раствор. Составляющими компонентами этого раствора являются концентрированный водный раствор экструзивного крахмала, хлористый калий, гидроксид калия и вода. Отличительной особенностью этого раствора является отсутствие глинистой фазы, большие ингибирующие свойства, низкая фильтрация, что позволяет свести к минимуму кольматацию продуктивного горизонта и одновременно сохранить его первоначальную проницаемость.

The non-clay starch-potassium drilling solution is recommended to qualitatively open the productive horizons with low reservoir pressure and permeability. This solution consists of the concentrated water solution of extrusive starch, potassium chloride, potassium hydroxide and water. The key properties of the recommended solution are the absence of clay, low filtration and high inhibitive capacity, which provides the minimal colmatation and preserves the original permeability of the productive horizons.

Більшість продуктивних горизонтів нафтових родовищ України мають невеликі пластові тиски, низьку проникність та великий вміст материнських глин. Якісне розкриття таких горизонтів є дуже важливим і одночасно складним завданням, однозначного рішення якого на сьогодні не існує.

На сьогодні для розкриття продуктивних горизонтів використовують інгібуючі або мінералізовані розчини. Найбільш розповсюдженим серед інгібуючих розчинів є хлоркалієвий розчин, а серед мінералізованих – стабілізований соленасичений [1]. Як перший, так і другий розчини не забезпечують якісного розкриття через кольматацию продуктивних горизонтів глинистою фазою, яка є у бурових розчинах. Окрім цього обидва розчини мають велике значення показника рН, під дією якого материнські глини набухають, знижуючи вже до цього незначну проникність колекторів.

В останні роки для вирішення цієї проблеми рекомендують безглинистий гуматно-біополімерний розчин [2], в якому як структуроутворювач застосовують дорогі американські біополімерні реагенти дуовіз, фловіз та інші. Відсутність глинистої фази у цьому розчині покращує якість розкриття продуктивних горизонтів, але вуглелужний реагент і велике рН призводять до набухання материнських глин.

Метою цієї статті є розроблення шляхів покращення якості розкриття продуктивних горизонтів з низькою проникністю та незначними пластовими тисками при одночасному зменшенні вартості розчину.

Поставленої мети досягнуто заміною дорогих імпортованих структуроутворювачів на основі

ксантанової смоли комбінацією концентрованого водного розчину екструзивного крохмалю (ЕКР) з технічним хлористим калієм. Завдяки такій комбінації компонентів утворюється структура розчину з одночасним збільшенням його інгібуючих та зниженням фільтраційних і лужних властивостей.

Щоб не допустити збільшення рН, клейстеризацию ЕКР доцільно проводити гарячою водою при $t \approx 80^\circ\text{C}$ або застосовувати водорозчинні модифікації крохмалю.

На нашу думку, структура у розчині утворюється внаслідок дії двох факторів. В результаті клейстеризації ЕКР виникають поверхневі сили, які взаємодіють з іонами калію. Другим фактором є взаємодія іонів кальцію з метильною групою крохмалю. Вміст іонів кальцію в технічному хлористому калію, визначений комплексонометричним способом, не перевищує 0,1%. Під дією цих факторів утворюється просторова решітка між макромолекулами крохмалю, яка сприяє збільшенню статичного напруження зсуву.

Хлористий калій порівняно з іншими інгібіторами володіє найкращими інгібуючими властивостями тому, що іони калію мають маленькі розміри – 2,34 Å, глибоко проникають у кристалічну решітку глини і зменшують їх набухання. Оптимальна домішка залежить від типу материнських глин у продуктивному горизонті і коливається в межах 1-10% [3]. Мінімальна доза рекомендується для глин, в яких переважають мінерали іліт, каолінит, а максимальна – в яких переважає монтморилоніт.

Фільтраційні властивості розчину регулюють зміною концентрації ЕКР в суспензії у рів-

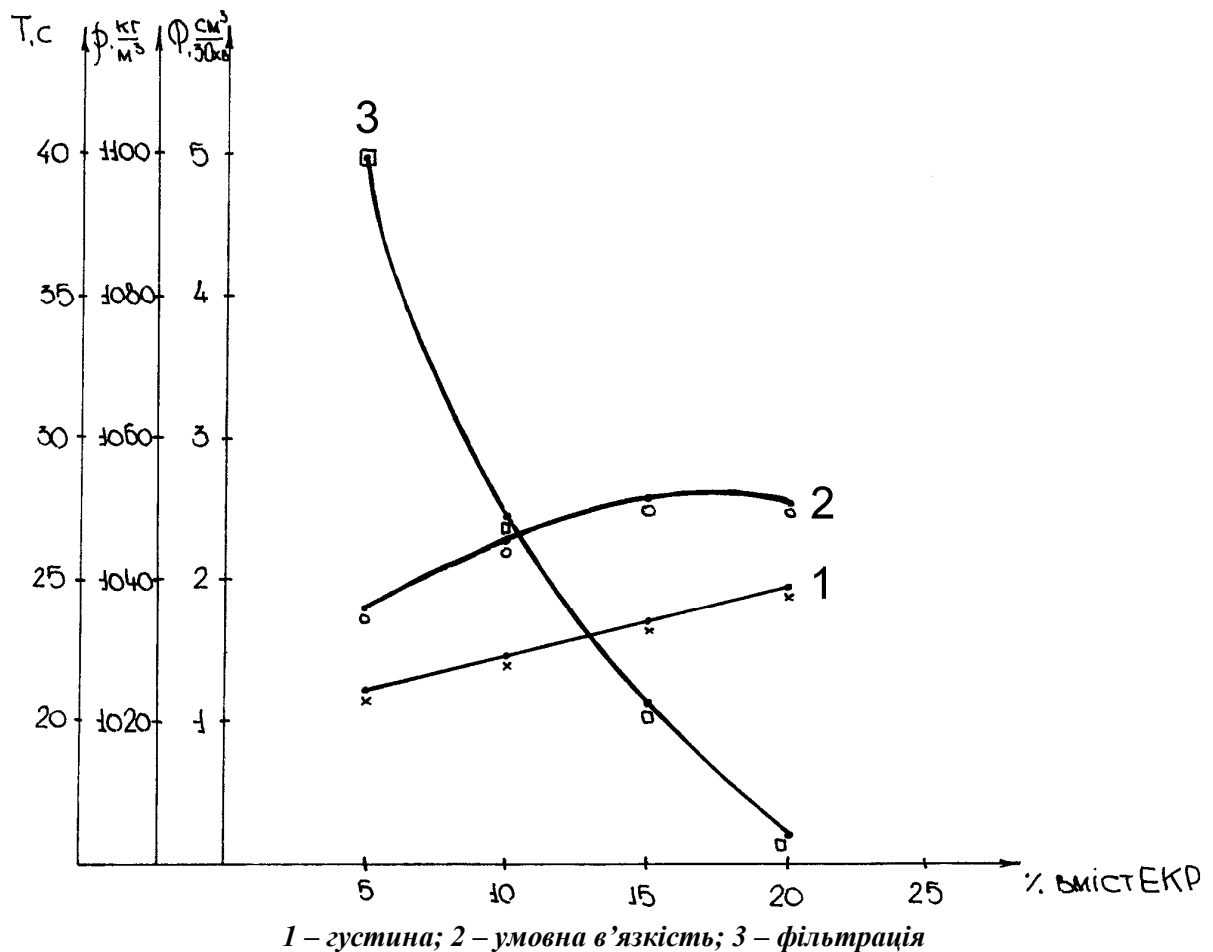


Рисунок 1 – Вплив концентрації ЕКР на основні параметри крохмальної суспензії

них процентних домішках. З метою досягнення мінімального значення фільтрації проектного розчину у лабораторних умовах визначали основні параметри крохмальної суспензії з різною концентрацією ЕКР (рис. 1). Як видно із рисунка, фільтрація суспензії дорівнює нулю за концентрації ЕКР у суспензії 20 і більше відсотків. Статичне напруження зсуву крохмальної суспензії 20% концентрації дорівнює нулю (на рисунку не вказано), умовна в'язкість – 28 с, густина – 1040 кг/м³.

Отже, 20% концентрація ЕКР у воді була взята за основу для подальших досліджень. Отриману суспензію розводили водою, одночасно контролюючи її параметри. При досягненні співвідношення між ними 0,9-1,1, фільтрація суспензії зросла до 2 см³/30 хв., умовна в'язкість і густина зменшилися відповідно до 27 с та 1035 кг/м³. Статичне напруження зсуву не змінилось. Для покращання структурних та інгібуючих властивостей у отриману суспензію вводили 2, 4, 6, 10, 12% технічної солі хлористого калію. Результати зміни параметрів отриманого розчину зображені на рисунку 2. Як видно із цього рисунка, зі збільшенням концентрації хлористого калію змінюються густина, умовна в'язкість та фільтрація. Статичне напруження зсуву починає зростати тільки після досягнення концентрації хлористого калію у розчині понад 2%. Умовна в'язкість зростає

незначно. Спостерігається збільшення густини бурового розчину, що може слугувати одним зі способів обважнення безглинистого крохмально-калієвого розчину.

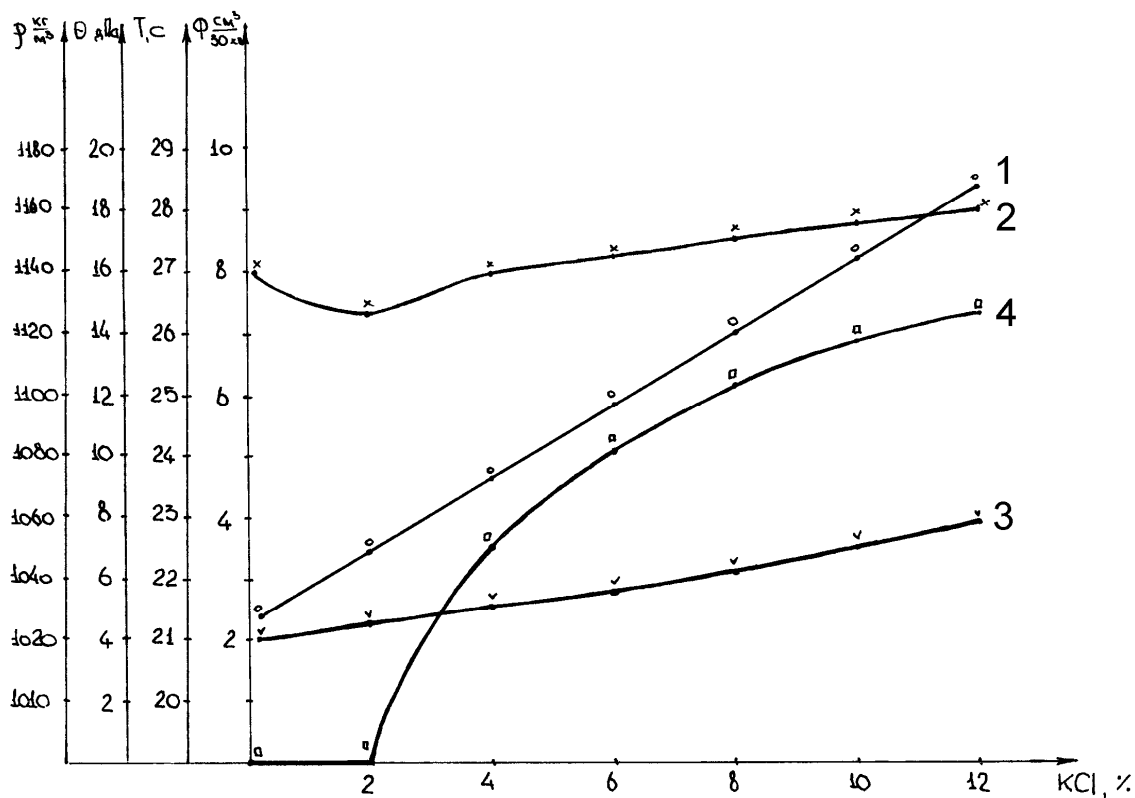
Сили просторового зв'язку між молекулами крохмалю невеликі. Підтвердженням такої думки може слугувати те, що зі збільшенням швидкості течії розчину в'язкість його зменшується, і навпаки – зі зменшенням швидкості течії в'язкість зростає, тобто розчин володіє псевдопластичною в'язкістю. Оцінку величини псевдопластичних властивостей розчину проводили за методикою В. Крилова [4, 5] визначенням реологічного критерію (K_p) за формулою

$$K_p = \frac{\tau_o}{\eta_{nl}}; \quad (1)$$

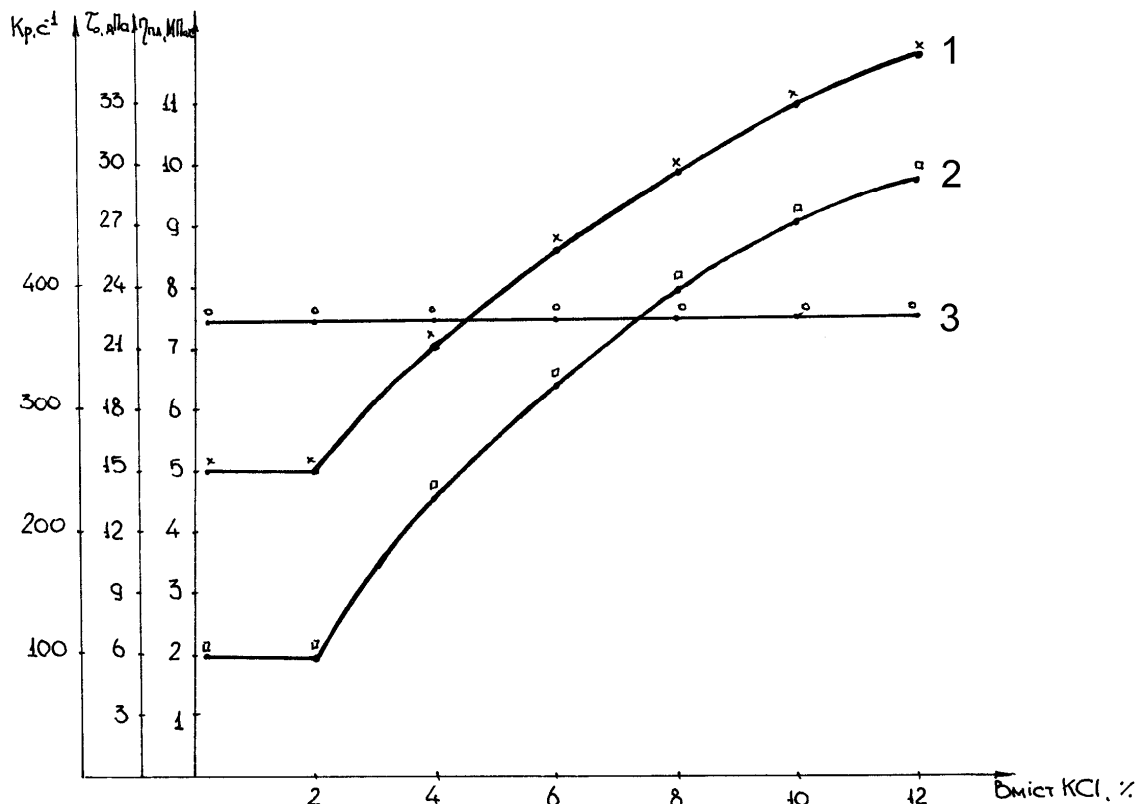
де: τ_o – динамічне напруження зсуву, Па;
 η_{nl} – пластична в'язкість, Па·с.

За методикою, якщо K_p коливається в межах 150-400 с⁻¹, то такий розчин володіє псевдопластичною в'язкістю. У нашому випадку для рекомендованої рецептури безглинистого крохмально-калієвого розчину $K_p=200-400$ с⁻¹ (рис. 3).

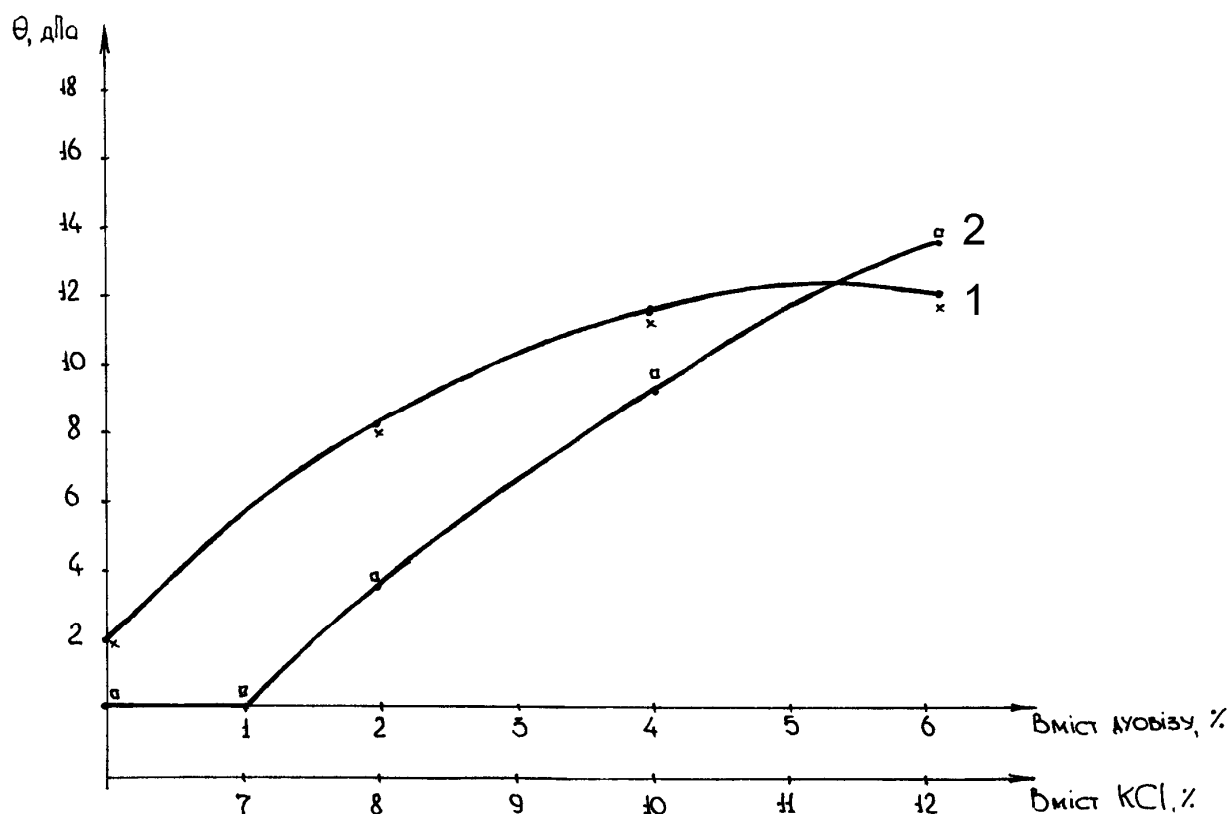
Вплив дуовізу і хлористого калію на структурні властивості безглинистого крохмально-калієвого розчину наведено на рис. 4. Як видно



1 – густина; 2 – умовна в'язкість; 3 – фільтрація; 4 – статичне напруження зсуву
 Рисунок 2 – Вплив концентрації хлористого калію на основні параметри безглинистого крохмально-калієвого бурового розчину

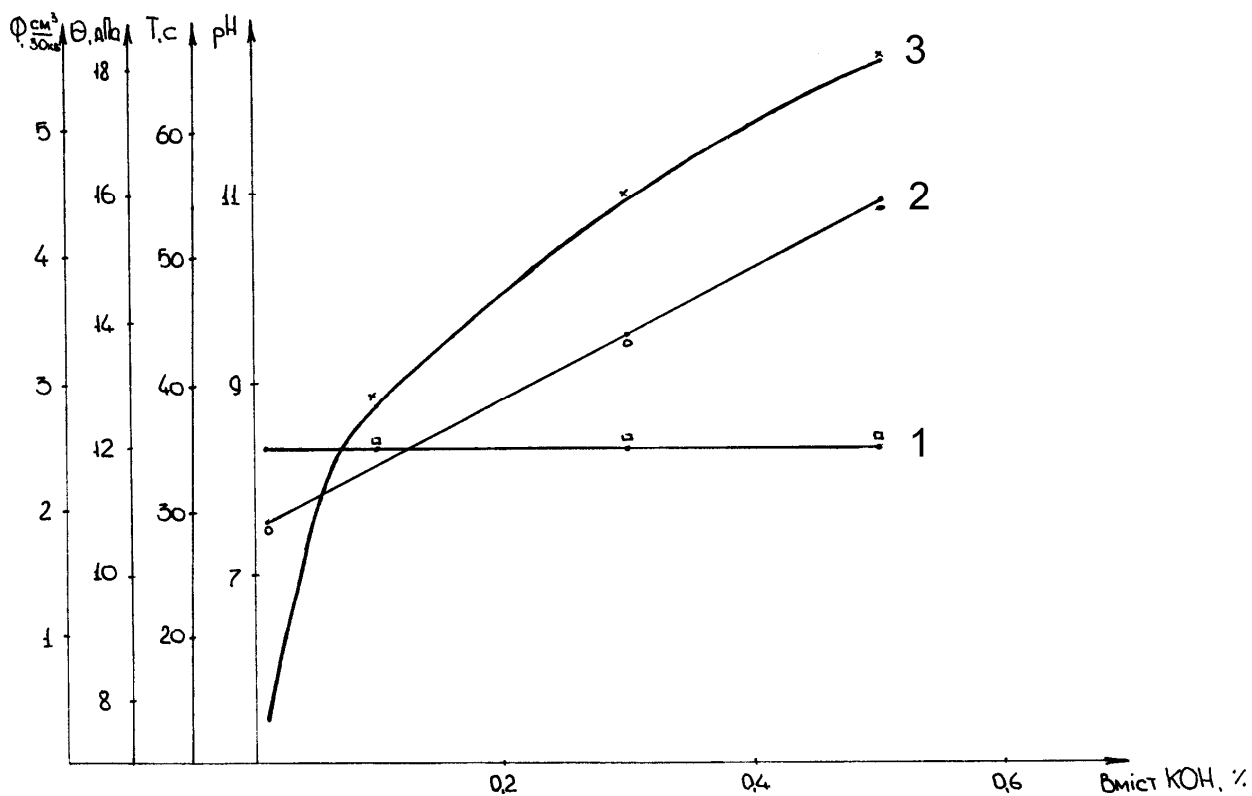


1 – динамічне напруження зсуву; 2 – реологічний критерій; 3 – пластична в'язкість
 Рисунок 3 – Зміна реологічних параметрів залежно від концентрації KCl у безглинистому крохмально-калієвому буровому розчині



1 – вплив дувізу; 2 – вплив хлористого калію

Рисунок 4 – Вплив концентрації дувізу та КСІ на θ_1 безглинистого крохмального розчину



1 – фільтрація; 2 – умовна в'язкість; 3 – статичне напруження зсуву

Рисунок 5 – Вплив концентрації КОН на зміну основних параметрів безглинистого крохмального розчину (вміст КСІ = 4%)

з цього рисунка, дуовіз дещо інтенсивніше збільшує статичне напруження зсуву, ніж технічний хлористий калій. Але, якщо врахувати, що вартість реагентів-структуроутворювачів на основі ксантанової смоли в десятки разів вища, ніж технічного хлористого калію та крохмалю, то стає очевидною перевага на користь комбінованого структуроутворювача, який утворюється при взаємодії хлористого калію з концентрованим водним розчином ЕКР.

Структурні властивості розчину можна також збільшити шляхом введення в нього гідроксиду калію (рис. 5). Зі збільшенням концентрації КОН з 0,1% до 0,5% статичне напруження зсуву зросло в 1,4 рази, а умовна в'язкість в 1,5 рази. Враховуючи, що до складу материнських глин продуктивних горизонтів більшості нафтових та газоконденсатних родовищ нашої країни входять іліт, каолінит, гідрослюди, палигорскіт, монтморилоніт та інші, вирішено обмежити вміст хлористого калію від 4% до 7%. Така концентрація хлористого калію забезпечує мінімальне значення набухання материнських глин у продуктивних пластах.

Отже, на основі лабораторних досліджень та додаткових літературних даних рекомендується для якісного розкриття продуктивних горизонтів з невеликим пластовим тиском та низькою проникністю безглинистий крохмально-калієвий буровий розчин з наступною рецептурою:

вода – 82-87%;
 ЕКР – 9-11%;
 КСІ – 4-7%.

Після приготування параметри безглинистого крохмально-калієвого розчину коливаються в межах:

$\rho=1070-1120 \text{ кг/м}^3$; $T=27-28 \text{ с}$; $\theta_1=7-12 \text{ дПа}$,
 $\theta_{10}=10-15 \text{ дПа}$, $\Phi_{30}=2,0-2,5 \text{ см}^3/30 \text{ хв}$.

Параметри розчину у процесі буріння рекомендується регулювати наступним способом:

- зменшувати фільтрацію домішкою 40% водного розчину ЕКР;
- збільшувати статичне напруження зсуву домішкою комбінації 20% водного розчину ЕКР та КСІ;
- збільшувати густину та вміст іонів K^+ домішкою КСІ;
- зменшувати умовну в'язкість і статичне напруження зсуву 1-2% водним розчином ЕКР.

Для покращання виносної здатності, наприклад, у процесі буріння горизонтальних свердловин, у розчин можна вводити до 0,5% мас. гідроксиду калію.

Отже, головною особливістю безглинистого крохмально-калієвого розчину є низька фільтрація, відсутність глинистої фази, великі інгібуючі властивості та низьке рН. Такі властивості розчину, на нашу думку, повинні звести до мінімуму кольматацию продуктивного горизонту і одночасно зберігати його первинну проникність.

Для перевірки цієї тези на установці УПК-1М під тиском 4 МПа заповнювали природний керн безглинистим крохмально-каліє-

вим розчином з вмістом хлориду калію 4%. Після зачищення торців керну на 3,2 мм коефіцієнт відновлення проникності коливався в межах 95-98%.

Література

- 1 Булатов А.И. Справочник по промывке скважин [Текст] / А.И. Булатов, А.И. Пеньков, Ю.М. Проселков – М.: Недра, 1985. – 187 с.
- 2 Пат.5148 Україна, МПК С09К7/02 Біополімерний буровий розчин [Текст] / Кустурова О.В., Васильченко А.О., Гордійчук М.В., Кушнар'єв В.А.; заявл.12.07.04 ; опубл. 15.02.05., Бюл.№2 – 3 с.
- 3 Грей Дж. Р. Состав и свойства буровых агентов (промывочных жидкостей) [Текст] : [пер. с англ. Д.Е. Столярова] / Дж. Р. Грей, Г.С.Г. Дарли – М.: Недра. – 1985. – 510 с.
- 4 Крылов В.И. Особенности технологии промывки горизонтальных скважин [Текст] / В.И. Крылов, В.В. Крецул // Нефтяное хозяйство, 2001, №6 – 41 – с.36-40.
- 5 Крылов В.И. Особенности технологии промывки горизонтальных скважин [Текст] / В.И. Крылов, В.В. Крецул // Нефтяное хозяйство, 2001, №7 – 42 – с.20-24.

Стаття поступила в редакційну колегію
 3.02.09

Рекомендована до друку професором
 Мислюком М.А.

УДК 504.550.43 (477.8, 477.6)

ЕКОЛОГІЧНИЙ ГІДРОМОНІТОРИНГ В МЕЖАХ ВПЛИВУ ГАЗОПЕРЕРОБНИХ ВИРОБНИЦТВ (НА ПРИКЛАДІ ГНІДИНЦІВСЬКОГО ГПЗ)

¹В.Р.Хомин, ²П.Г.Дригулич, ³А.В.Пукіш, ¹О.Д. Мельник

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42196
e-mail: public@nuing.edu.ua

²ВАТ „Укрнафта”, 04053, м. Київ, Несторівський провулок 3-5, тел. (044) 2725456,
e-mail: PDrygulych@ukrnapfta.com

³ Науково-дослідний і проектний інститут ВАТ „Укрнафта”,
76019, м. Івано-Франківськ, Північний бульвар ім. О. Пушкіна, 2, тел. (03422) 48329,
e-mail: eco@ndpi.ukrnapfta.com

Вкладено результати досліджень щодо оцінки стану поверхневих та підземних вод на територіях, що прилягають до Гнідинцівського ГПЗ – с. Гнідинці, с. Світличне.

Представлены результаты исследований оценки состояния поверхностных и подземных вод на территориях, которые примыкают к Гнединцевского ГПЗ – с. Гнеденцы, с. Светличное.

In article is represented the results of researches of estimation of being of superficial and underground waters on territories which join to Gnedintsivskyi GPZ.

Запорукою успішної діяльності промислових підприємств є максимально можливе збереження природного стану навколишнього середовища на прилеглих територіях. Відповідно до Постанови КМУ від 27.07.1995 р. № 554 газопереробні виробництва відносяться до об'єктів підвищеної екологічної небезпеки. Тому вплив на компоненти довкілля в процесі виробничої діяльності можливий не тільки в результаті аварійних ситуацій, а й за нормальних умов проходження виробничого процесу. В зв'язку з цим виникає потреба організації постійних спостережень за станом довкілля – моніторингу навколишнього природного середовища в районі розташування газопереробних підприємств.

Одним із найбільших газопереробних підприємств України є Гнідинцівський газопереробний завод (ГПЗ), який введено в експлуатацію в 1973 році. Основне призначення заводу – підготовка нафти (зневоднення, знесолення, стабілізація) і переробка нафтового та природного газу. Завод здійснює підготовку нафти та переробку газу для НГВУ “Чернігівнафтогаз” і НГВУ “Охтирканафтогаз”. Продукцією заводу є скраплений газ, стабільний газовий бензин та відбензинований газ [1]. ГПЗ розташований на території Гнідинцівського нафтогазового родовища, в безпосередній близькості до сіл Гнідинці та Світличне (рисунк 1).

Нами проведено вивчення екологічного стану поверхневих і підземних вод, розроблено пропозиції та заходи щодо зниження негативного впливу технологічних об'єктів Гнідинцівського ГПЗ на навколишнє середовище в межах с. Гнідинці та с. Світличне.

Екологічне обстеження проводилося в два етапи, один з яких проходив у березні, а другий у липні 2008 року. Етапи включали відбір проб поверхневих та підземних вод на території сіл Гнідинці та Світличне, що безпосередньо прилягають до Гнідинцівського ГПЗ. Для аналітичного визначення концентрацій забруднюючих речовин використано сучасні методи хімічного аналізу.

З метою визначення стану поверхневих та підземних вод на території с. Гнідинці на першому етапі польових досліджень – у березні 2008 року було відібрано 6 проб поверхневих та 11 проб підземних вод, а на другому етапі – у липні 2008 року – 6 проб поверхневих та 14 проб підземних вод. Для встановлення впливу нафтопромислової діяльності на стан водного середовища дослідження проводились з визначенням вмісту наступних показників: карбонат-іону; гідрокарбонат іону; хлорид-іону; сульфат-іону; іонів кальцію; іонів магнію; іонів калію; іонів натрію; нафтопродуктів; загальна мінералізація вод.

Крім цього, для визначення ступеня забруднення вод господарсько-побутовими стоками та відходами тваринницьких ферм проводилось також визначення вмісту іону амонію.

Аналіз відібраних проб виконувала лабораторія аналізу вод НДПІ ВАТ “Укрнафта”, яку атестовано на право проведення вимірювань в сфері поширення державного метрологічного нагляду (контроль стану навколишнього природного середовища). Вимірювання проводились відповідно до методик виконання вимірювань (МВВ), допущених до використання та наведених у паспорті лабораторії.

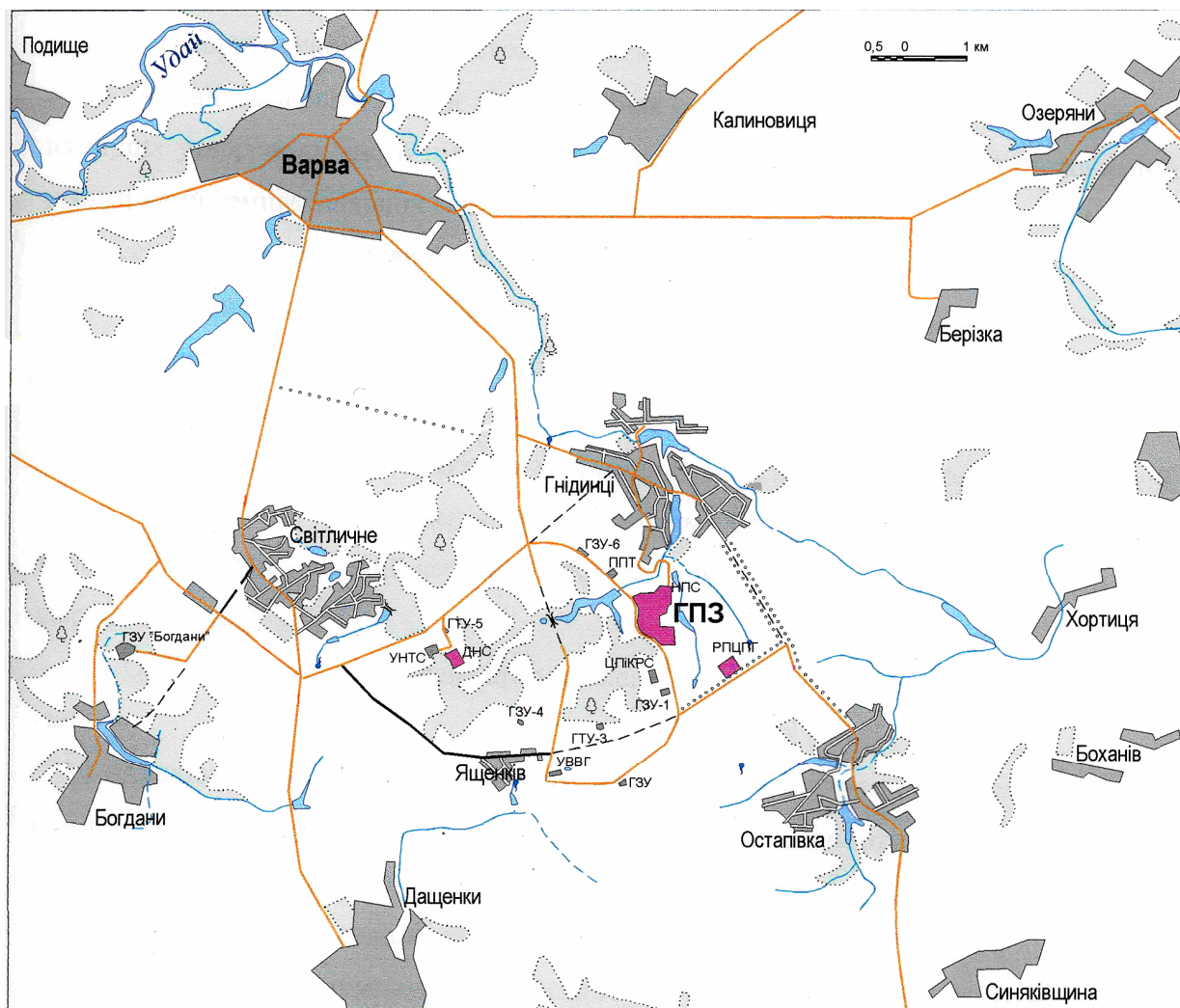


Рисунок 1 – Оглядова карта району досліджень

За результатами досліджень побудовано гістограми розподілу концентрацій забруднюючих речовин у поверхневих водах села Гнідинці (рис. 2, 3).

Як видно з рисунків 2, 3 у поверхневих водах с. Гнідинці спостерігаються підвищені концентрації окремих компонентів. Зокрема, концентрація хлорид-іону у водах ставка, що знаходиться в центрі села, перевищувала ГДК (300 мг/дм³) у 1,75 разів у березні 2008 року та у липні 2008 року – у 2,55 разів, ставка, що знаходиться нижче автомобільної стоянки ГПЗ – у березні 2008 року – в 1,44 рази, а у липні 2008 року – в 1,6 разів. Найвищі концентрації хлорид-іону спостерігаються у ставку, що знаходиться нижче електропідстанції ГПЗ – у березні 2008 року – 1730 мг/дм³, що перевищує ГДК у 5,7 разів, у липні 2008 року – 1028,1 мг/дм³, що перевищує ГДК у 3,43 рази. Слід зазначити, що поблизу згаданого ставка проходять трубопроводи якими перекачуються супутньопластові високомінералізовані води на БКНС НГВУ «Чернігівнафтогаз». Порівняно з результатами досліджень, що були проведені в 2001 році на території с. Гнідинці СВНЦ «Інтелект сервіс» [2], відзначаємо деяке покращення стану поверхневих вод. Так, наприклад, у ставку побли-

зу електропідстанції ГПЗ загальна мінералізація у 2001 році становила 10741 мг/дм³ (в т.ч. хлориди – 6580 мг/дм³), у березні 2008 року – 2544,5 мг/дм³ (в т.ч. хлориди – 1730 мг/дм³) та ставку, що знаходиться на північній околиці с. Гнідинці – загальна мінералізація у 2001 році – 884 мг/дм³ (в т.ч. хлориди – 440 мг/дм³), загальна мінералізація у березні 2008 року – 655,8 мг/дм³ (в т.ч. хлориди – 184,3 мг/дм³), у липні 2008 року – 866,93 мг/дм³ (в т.ч. хлориди – 255,24 мг/дм³).

У ставку, що знаходиться нижче автомобільної стоянки ГПЗ, основні показники суттєво не змінилися: загальна мінералізація у 2001 році – 869 мг/дм³ (в т.ч. хлориди – 440 мг/дм³), у березні 2008 року – 932,8 мг/дм³ (в т.ч. хлориди – 432 мг/дм³), у липні 2008 року – 1057,91 мг/дм³ (в т.ч. хлориди – 482,12 мг/дм³). Аналогічна ситуація спостерігається у ставку, що знаходиться в центрі с. Гнідинці – загальна мінералізація у 2001 році становила 1289 мг/дм³ (в т.ч. хлориди – 640 мг/дм³), за даними досліджень, проведених у березні 2008 року, загальна мінералізація вод ставка становила 1065 мг/дм³ (в т.ч. хлориди – 524,7 мг/дм³), а у липні 2008 року – 1447,9 мг/дм³ (в т.ч. хлориди – 765,72). У річці, що протікає нижче села

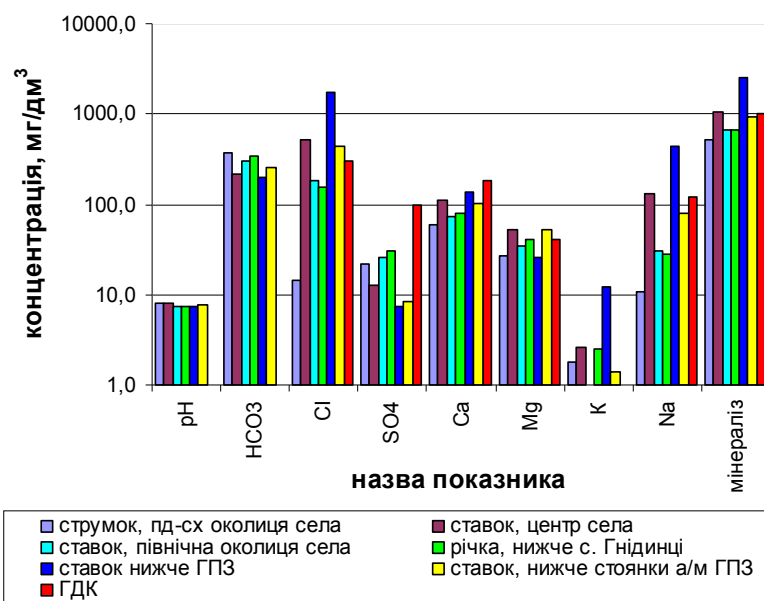


Рисунок 2 – Гістограма розподілу концентрацій забруднюючих речовин у поверхневих водах с. Гнідинці в березні 2008 року

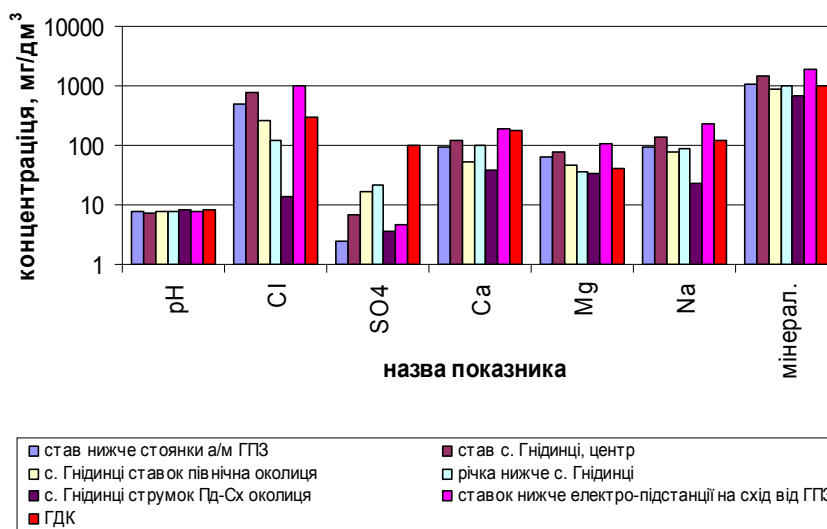


Рисунок 3 – Гістограма розподілу концентрацій забруднюючих речовин у поверхневих водах с. Гнідинці в липні 2008 року

Гнідинці, спостерігаємо пониження вмісту хлоридів у воді в порівнянні з аналогічним значенням 2001 року (2001 рік – 230 мг/дм³, березень 2008 року – 152,4 мг/дм³, липень 2008 року – 120,53 мг/дм³), зафіксовано вміст магній-іону на рівні ГДК (40 мг/дм³) – 41,3 мг/дм³ у березні 2008 року, інші показники знаходяться в межах допустимих величин. Така ж ситуація спостерігається у струмку, що на південно-східній околиці с. Гнідинці, суттєвих змін хімічного складу та фізико-хімічних властивостей вод не зафіксовано, всі показники знаходяться в межах допустимих норм. Перевищення ГДК по іону амонію спостерігалися в липні 2008 року у річці нижче с. Гнідинці – 5,7 ГДК, в струмку на південно-східній околиці с. Гнідинці – 4,9 ГДК та у ставку нижче електропідстанції ГПЗ – 1,5 ГДК.

Слід зауважити незначне зростання вмісту практично всіх компонентів у поверхневих водах с. Гнідинці у липні 2008 року в порівнянні з березнем того ж року. Можливо це пов'язано з сезонними коливаннями фізико-хімічних властивостей вод. В той же час цікавим виявилось те, що концентрація хлорид-іону та загальна мінералізація води у ставку нижче електропідстанції ГПЗ у липні 2008 року знизилась у порівнянні з аналогічними показниками у березні цього ж року. На нашу думку, це відбувається тому, що у даному водному об'єкті формування хімічного складу води можливо відбувалось за рахунок потрапляння до нього в минулому вод підвищеної мінералізації, а після цього, спостерігаємо процес самоочищення водойми.

Загалом проведені дослідження дають підстави зробити висновок про те, що за період з

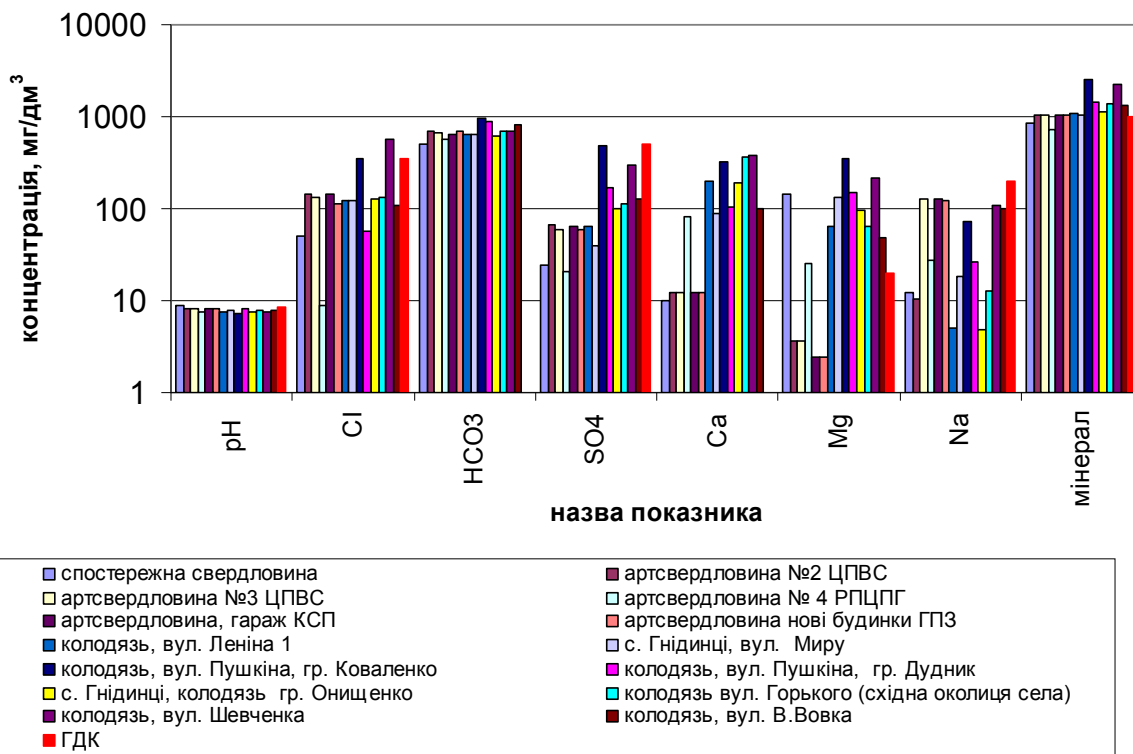


Рисунок 4 – Гістограма розподілу концентрацій забруднюючих речовин у підземних водах с. Гнідинці у липні 2008 року

2001 року по 2008 рік екологічний стан поверхневих вод на території с. Гнідинці практично не змінився, а в деяких водоймах навіть покращився, оскільки спостерігаємо зниження концентрацій забруднюючих речовин.

Дослідження щодо екологічного стану підземних вод проводились шляхом відбору проб із шахтних колодязів та спеціально пробуреної спостережної свердловини на території с. Гнідинці.

За результатами досліджень, проведених у березні 2008 року, виявлено перевищення ГДК хлорид іоном (300 мг/дм³) у 1,6 рази у колодязі по вул. Шевченка, при цьому за даними досліджень проведених у 2001 році СВНЦ “Інтелект сервіс” концентрація хлорид-іону тут становила 920 мг/дм³, що перевищує значення ГДК у 2,6 рази. Перевищення значень ГДК сульфат-іоном (500 мг/дм³) виявлено у колодязі по вул. Пушкіна – 504,9 мг/дм³ (за даними досліджень 2001 року – 200 мг/дм³). Загальна мінералізація вод у колодязях гр. Онищенко (1033,2 мг/дм³), на східній околиці с. Гнідинці (1099,5 мг/дм³), по вул. Пушкіна (гр. Дудник) (1334,3 мг/дм³), по вул. Шевченка (2177,7 мг/дм³), по вул. Леніна 1 (1030,4 мг/дм³), по вул. Пушкіна (2477,6 мг/дм³) по вул. Володимира Вовка (1128,8 мг/дм³) та свердловині водопостачання нових будинків ГПЗ (1003,3 мг/дм³) перевищує ГДК (1000 мг/дм³), і відповідає значенням, отриманим за даними досліджень, проведених у 2001 році [2].

За результатами досліджень, проведених у липні 2008 року, суттєвих змін хімічного складу та фізико-хімічних властивостей на терито-

рії с. Гнідинці не виявлено. Встановлено, що сезонні коливання основних показників для підземних вод виражені менше, ніж для поверхневих. Перевищення ГДК хлорид іоном у колодязі по вул. Шевченка становило 1,6 рази, що відповідає значенню, яке було отримане нами у березні 2008 року. Крім цього, у колодязі на вул. Пушкіна (гр. Коваленко) концентрація хлорид іону становила 354,5 мг/дм³, що перевищує ГДК лише на 4,5 мг/дм³, але при цьому відповідає значенню, отриманому нами у березні 2008 року. Перевищення значень ГДК сульфат-іоном не виявлено у жодному з досліджуваних об’єктів. Загальна мінералізація вод у всіх досліджуваних колодязях: гр. Онищенко (1145,86 мг/дм³), на східній околиці с. Гнідинці (1394,01 мг/дм³), по вул. Пушкіна (гр. Дудник) (1425,65 мг/дм³), по вул. Шевченка (2243,59 мг/дм³), по вул. Леніна 1 (1086,18 мг/дм³), по вул. Пушкіна (2563,37 мг/дм³), по вул. Володимира Вовка (1303,83 мг/дм³), по вул. Миру (1032,22 мг/дм³), та свердловинах, з яких здійснюється водопостачання нових будинків ГПЗ (1031,02 мг/дм³), артсвердловині 3 ЦПВС (1028,54 мг/дм³), артсвердловині 2 ЦПВС (1055,96 мг/дм³), гаража КСП (1036,36 мг/дм³), ГДК становить 1000 мг/дм³ і відповідає значенням, отриманим за даними досліджень, проведених у 2001 році [2]. Зазначимо, що домінуючими іонами у досліджуваних водах є гідрокарбонат іон, іони магнію та кальцію (рис. 4). Відзначаємо ріст концентрації іону амонію у всіх досліджуваних шахтних колодязях, що може бути як результатом сезонних коливань, так і

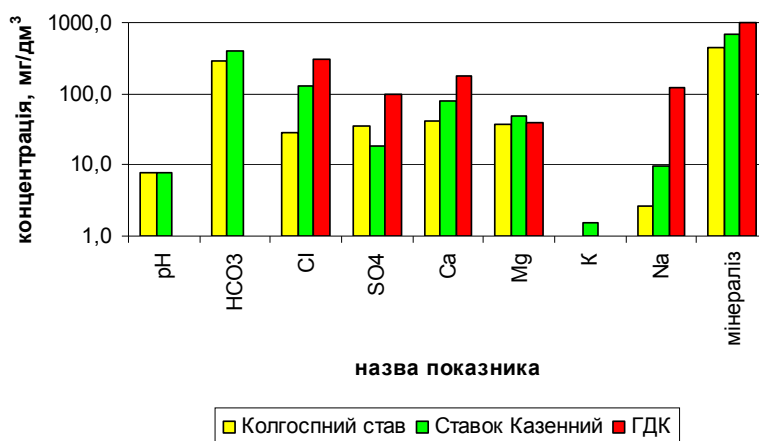


Рисунок 5 – Гістограма розподілу концентрацій забруднюючих речовин у поверхневих водах с. Світличне у березні 2008 року

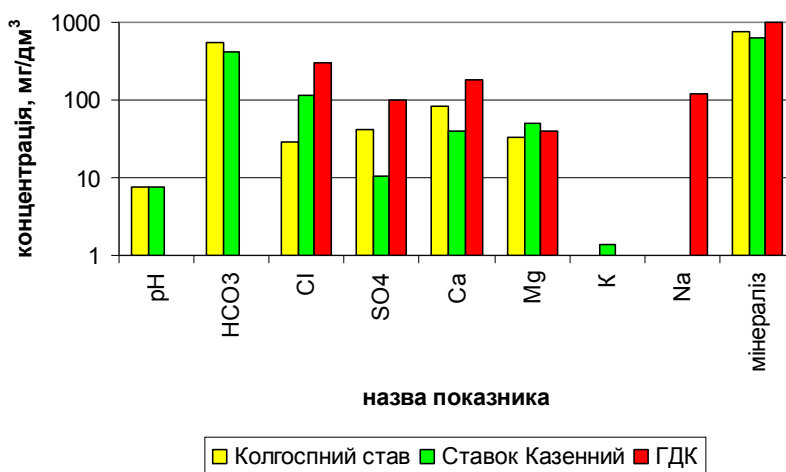


Рисунок 6 – Гістограма розподілу концентрацій забруднюючих речовин у поверхневих водах с. Світличне у липні 2008 року

наслідком забруднення четвертинного водоносного горизонту відходами сільськогосподарського виробництва.

В результаті математичної обробки отриманих результатів лабораторних досліджень, встановлено високі значення коефіцієнтів кореляції між іонами хлору (0,85), магнію (0,85), кальцію (0,68), сульфатами (0,96) і загальною мінералізацією вод. Все вищенаведене дає підстави стверджувати, що перевищення ГДК у підземних водах в районі с. Гнідинці обумовлено в основному природним складом підземних вод, при цьому техногенна складова забруднень в даному випадку не відіграє значної ролі, оскільки перевищень допустимих норм за основними компонентами супутньопластових вод (Cl, SO₄, Na) у підземних водах с. Гнідинці, за винятком двох об'єктів, не зафіксовано.

З метою визначення стану поверхневих та підземних вод на території с. Світличне на першому етапі польових досліджень у березні 2008 року було відібрано 2 проби поверхневих та 9 проб підземних вод, на другому етапі – у липні 2008 року – 2 проби поверхневих та 10 проб підземних вод. Контроль за станом вод проводився за аналогічними показниками, що і

у с. Гнідинці. За результатами проведених досліджень побудовано гістограми розподілу забруднюючих речовин у поверхневих водах с. Світличне (рис. 5, 6).

Як видно з рисунків 5, 6 незначне перевищення гранично-допустимих концентрацій у поверхневих водах с. Світличне спостерігається лише по іону магнію в ставку Казенний, як у березні, так і у липні 2008 року і, головним чином, обумовлено природними гідрохімічними характеристиками вод даного регіону. Щодо інших показників, то всі вони не перевищують встановлених санітарно-гігієнічних нормативів.

Крім того, зазначимо, що у Колгоспному ставку концентрація іону амонію по азоту амонійному (0,37 мг/дм³) у березні 2008 року наближалася до значень ГДК (0,39 мг/дм³), а в липні 2008 року, як в Колгоспному ставку, так і в ставку Казенний зафіксовано перевищення ГДК азоту амонійного в 1,85 та 1,21 рази відповідно. Це, очевидно, зумовлено впливом господарської діяльності приватного сектору на дані водні об'єкти.

За результатами проведених досліджень підземних вод на території с. Світличне протягом 2008 року виявлено перевищення ГДК хло-

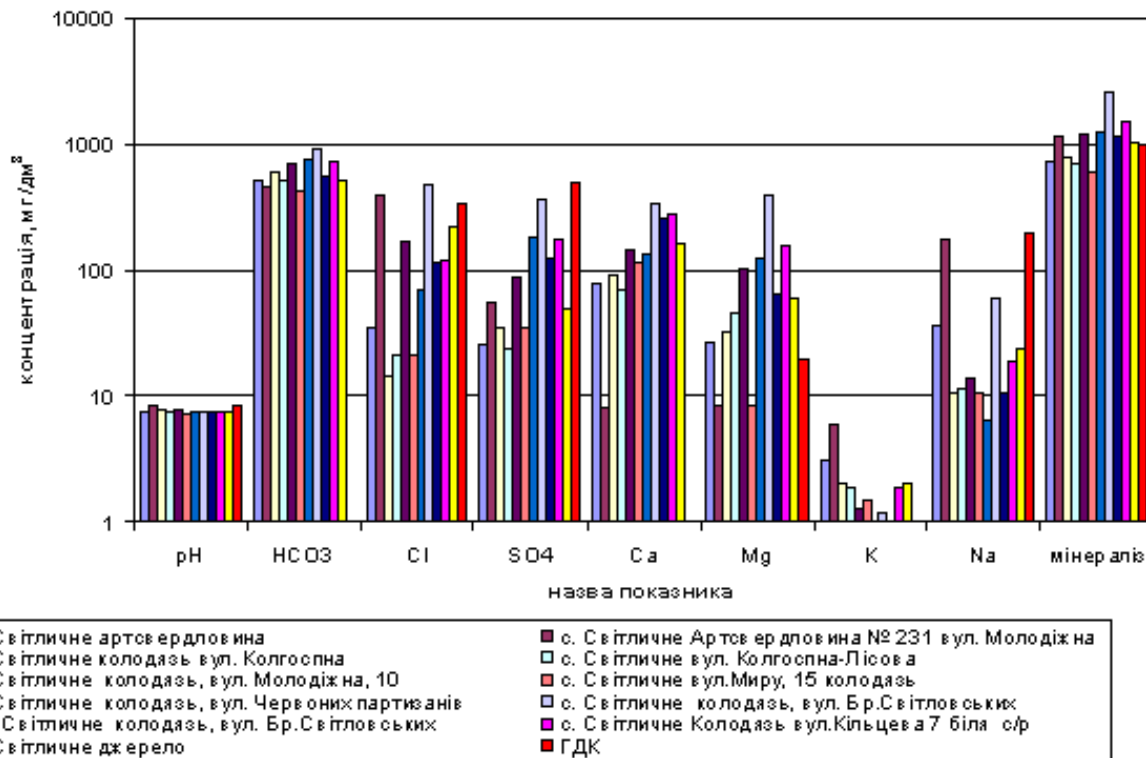


Рисунок 7 – Гістограма розподілу концентрацій забруднюючих речовин у підземних водах с. Світличне у липні 2008 року

рид іоном у колодязі, на вул. Братів Світловських, тут концентрація хлорид-іону у березні становила 503,4 мг/дм³, у липні – 482,12 мг/дм³, при цьому у 2001 році аналогічний показник тут становив 1750 мг/дм³. Підвищені концентрації хлорид-іону в даному колодязі можливо обумовлені тим, що колодязь протягом тривалого часу не експлуатується місцевим населенням. На підтвердження цього нами відібрано пробу води із колодязя, який розташований неподалік вищезгаданого, експлуатує той же водоносний горизонт і використовується для водопостачання місцевого населення. Концентрація хлорид-іону становила 113,44 мг/дм³. У водах, відібраних із свердловини водопостачання с. Світличне (вул. Молодіжна) концентрація хлорид-іону у березні 2008 року становила 439,6 мг/дм³, у липні 2008 року 397,04 мг/дм³, що перевищує ГДК у 1,26 та 1,13 рази відповідно, за даними досліджень 2001 року концентрація хлорид-іону тут становила 510 мг/дм³.

Перевищення ГДК сульфатів (500 мг/дм³) у підземних водах на території с. Світличне за весь період досліджень не зафіксовано у жодному з досліджуваних колодязів. Перевищення ГДК загальної мінералізації та іону магнію має практично загальне поширення на досліджуваній території села і не пов'язано з промисловими об'єктами (рис. 6). Основною причиною цього є природний склад підземних вод даного регіону.

Перевищення допустимих концентрацій іону амонію в підземних водах с. Світличне спостерігалось у березні 2008 року в колодязях на вул. Братів Світловських та на вул. Черво-

них Партизанів, в липні 2008 року – у колодязі на вул. Кірова, що свідчить про забрудненість цих вод господарсько-побутовими стоками. Особливу увагу слід звернути на якість води у колодязі по вул. Братів Світловських, оскільки концентрація іону амонію тут у березні 2008 року перевищувала допустиму норму у 247 разів, при цьому у липні 2008 року вона знизилася до 0,1 мг/дм³ по азоту амонійному і була в межах встановлених санітарно-гігієнічних норм. Загальна мінералізація води в даному колодязі як в березні, так і в липні була у 2,5-3 рази вища за аналогічний показник у інших колодязях даної території, що робить недопустимим його використання як джерела питного водопостачання.

У водах, відібраних із свердловини централізованого водопостачання с. Світличне, зафіксовано перевищення ГДК іону натрію та іону хлору, проте це викликано природними умовами регіону, що підтверджується також дослідженнями авторів [2].

Таким чином, результати проведених досліджень вказують на те, що поверхневі та підземні води в с. Світличне практично не зазнають негативного впливу від об'єктів нафтогазодобувної та нафтопереробної промисловості, що розташовані поблизу села. Визначальними чинниками формування хімічного складу та фізико-хімічних властивостей вод на території с. Світличне є природні умови їх формування на даній території, а також надходження до водних об'єктів забруднюючих речовин господарсько-побутового походження.

Виконані дослідження щодо гідромоніторингу на територіях, які прилягають до Гнідинцівського ГПЗ, дають підстави зробити такі висновки:

1. Гнідинцівський газопереробний завод відноситься до об'єктів підвищеної екологічної небезпеки, в зв'язку з чим виникає необхідність проведення режимних спостережень за станом довкілля на прилеглих територіях і розташованих поблизу населених пунктах.

2. За період з 2001 року до 2008 року екологічний стан поверхневих вод на території с. Гнідинці суттєвих змін не зазнав, а в деяких водоймах спостерігаємо пониження концентрацій забруднюючих речовин.

3. Перевищення ГДК у підземних водах в районі с. Гнідинці обумовлено, в основному, природним складом підземних вод, при цьому техногенна складова забруднень у даному випадку не відіграє значної ролі, оскільки перевищень допустимих норм за основними компонентами супутньопластових вод (Cl, SO₄, Na) у підземних водах с. Гнідинці, за винятком двох об'єктів, не зафіксовано.

4. Результати проведених досліджень вказують на те, що поверхневі та підземні води в с. Світличне практично не зазнають негативно впливу від об'єктів нафтогазовидобувної та нафтопереробної промисловості, що розташовані поблизу села. Визначальними чинниками хімічного складу та фізико-хімічних властивостей вод на території с. Світличне є природні умови їх формування на даній території, а також надходження до водних об'єктів забруднюючих речовин господарсько-побутового походження.

5. Встановлено, що підземні води району досліджень є менш чутливими до сезонних коливань фізико-хімічних властивостей та хімічного складу вод. При цьому домінуючими іонами, що формують хімічний склад як поверхневих так і підземних вод по всій площі досліджень, є гідрокарбонат-іон, іон кальцію та іон магнію.

Література

1 Рекламний буклет ВАТ «Укрнафта». – К.: ВАТ «Укрнафта», 2007. – 24 с.

2 Комплексне екологічне обстеження зони впливу Гнідинцівського ГПЗ. Заключний звіт за дог. № 6-2001/209р / Північно-Східний науковий центр «Інтелект-сервіс» ДП «Інститут екології нафти та газу»; кер. Журавель М.Ю. – 2001. – 58 с.

Стаття постуила в редакційну колегію
6.02.09

Рекомендована до друку професором
Семчуком Я.М.

ТЕОРЕТИЧНІ АСПЕКТИ ПРОБЛЕМИ ВИКОРИСТАННЯ ІНФОРМАЦІЇ ПРО АНОМАЛЬНО ВИСОКІ ПЛАСТОВІ ТИСКИ ПРИ ПОШУКАХ НАФТОГАЗОВИХ РОДОВИЩ

О.О. Орлов¹, Б.Л. Крупський², В.В. Гладун³, В.М. Бенько⁴

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42027
e-mail: public@nuing.edu.ua

^{2,3}НАК “Нафтогаз Україна”, 01001, м. Київ, вул. Б.Хмельницького, 6, тел. (044) 5863537,
e-mail: ngu@naftogaz.com.ua

⁴ДК “Укргазвидобування”, 01053, м. Київ, вул. Кудрявська, 26/28, тел. (044) 2723174,
e-mail: ugvmail@gasdob.com.ua

Розглядаються особливості використання інформації про аномально високі пластові тиски (АВПТ) у різних регіонах України і країн СНД.

Пропонується алгоритм використання даних про процеси і параметри складкоутворень під час розрахунків АВПТ на пошукових площах

Рассматриваются особенности использования информации об аномально высоких пластовых давлениях (АВПД) в различных регионах Украины и стран СНГ.

Предлагается алгоритм использования данных о процессах и параметрах складкообразования при расчетах АВПД на поисковых площадях.

The features of information about high-abnormal formation pressure (HAFP) in different regions of Ukraine and in the countries of Commonwealth of Independent States are being considered in the article.

The algorithm of data use concerning the processes and the folding parameters by the calculation of HAFP on exploration areas has been suggested.

Використання інформації про аномально високі (або надгідростатичні) пластові тиски в якості пошукового критерію покладів нафти і газу являється недостатньо вивченою проблемою і викликає надзвичайно різне відношення дослідників. Результати багаторічних досліджень дають змогу стверджувати, що природа аномально високих пластових тисків (АВПТ) досить багатогранна, і тому не можна говорити про універсальні методики чи рекомендації, які були б ефективні для будь-якого району. На наш погляд, використання інформації про АВПТ при пошуках скупчень вуглеводнів (ВВ) необхідно розділяти на два основних напрямки: 1) використання інформації про АВПТ, як прямого показника перспектив нафтогазоносності в тих областях, де встановлено генетичний зв'язок процесів формування скупчень ВВ і формування АВПТ; 2) використання інформації про АВПТ, як непрямого показника сприятливих умов для утворення нафти і газу, формування і збереження покладів ВВ. Тут, в свою чергу, слід розрізняти: а) використання даних про АВПТ, як показника закритості природних резервуарів і б) використання інформації про збільшення коефіцієнтів аномальності пластових тисків (K_a) в окремих горизонтах у напрямку до склепінь структур, кульмінаційних ділянок структурних носіїв, інших піднять в окремо взятих літолого-стратиграфічних горизонтах, які і є найбільш сприятливими для акумуляції скупчень ВВ. Розглянемо перший із вказаних напрямків на прикладі конкретних районів.

В число областей, де можна в загальному випадку вважати АВПТ позитивним показником нафтогазоносності, відносяться перш за все області проявлення тектонічних складкоутворюючих рухів на сучасному етапі. В таких областях виникають ускладнення складчості, деформація і стиснення природних резервуарів, а також формуються тектонічні розриви, по яких можливі перетоки флюїдів з нижче- у вищезалегаючі відклади. Вказані процеси викликають переформування і формування нових покладів ВВ, що характеризуються, як правило, наявністю АВПТ [1]. Нами проводилася обробка на ЕОМ залежності коефіцієнтів аномальності пластових тисків від коефіцієнтів інтенсивності складкоутворення (i) для цілого ряду нафтогазопромислових районів в передгірських прогинах Альпійської складчастої системи і в авлакогенах [4]. Результати досліджень свідчать, що в більшості випадків в закритих природних резервуарах складчастих областей величини коефіцієнтів аномальності пластових тисків тим більші, чим вище значення коефіцієнтів інтенсивності складчості (коефіцієнт інтенсивності структури - це відношення амплітуди складкоутворення до її площі в середині останньої замкнутої ізогіпси). Для прикладу приведемо дані по геосинклінальному схилу Передкарпатського прогину, тобто Внутрішньої зони цього прогину. Тут розвинута повна складчастість, що характеризується високою інтенсивністю. Більшість скупчень ВВ у вказаній зоні характеризуються АВПТ. Це родовище

Старо-Самбірське, Бориславське, Іванківське, Оров-Уличнянське, Струтинське, Північно-Долинське, Космачцьке, Росільнянське, Гвіздецьке, Пнівське та інші. Отримана на ЕОМ формула залежності коефіцієнтів аномальності (K_a) від параметра i має наступний вигляд: $K_a = 1,1486 - 2,92773 \times 10^{-5} i^2$; кореляційне відношення складає 0,9. Використовуючи дану формулу, пластові тиски на заданих глибинах можна розрахувати з рівняння, що отримане від приведенної вище формули:

$$P = 0,01 H \gamma (1,1486 + 2,9277 \times 10^{-5} i^2) \text{ в МПа,}$$

де: i – коефіцієнт інтенсивності структури;

H – глибина;

1,1486 та $2,9277 \times 10^{-5} i^2$ – постійні коефіцієнти; 0,01 введено для розрахунку P в системі "СИ";

γ – густина пластової води.

Відносна похибка визначення пластових тисків із запропонованої формули знаходиться в допустимих межах (від 0,5 до 10%). Середнє значення відносної похибки розрахунків при перевірці формули на 18 покладах ВВ склало $\pm 4,6\%$. Виявлена залежність коефіцієнтів аномальних пластових тисків від інтенсивності складчастості дає можливість зробити висновок про те, що тут АВПТ є, в основному, наслідком інтенсивного стиснення природних резервуарів при складкоутворенні. В цей же час високі пластові тиски в природних резервуарах Передкарпатського прогину виникли, на нашу думку, одночасно з формуванням і переформуванням покладів ВВ в процесі росту складок. При проведенні якісного аналізу розподілу складчастості і скупчень ВВ в складчастій зоні Карпат, наприклад, І.В. Висоцький прийшов до висновку, що тут процес формування нафтогазоносних покладів слід пов'язувати з пізньопліоценовим часом, коли почалось формування структурних форм, до яких приурочені родовища [1, с. 300]. Цей висновок І.В. Висоцького зараз знаходить підтвердження у виявлених нами кількісних зв'язках коефіцієнтів аномальності пластових тисків з коефіцієнтами інтенсивності складок, тобто дає підстави нам говорити про одночасність і генетичний зв'язок росту структур, утворення покладів ВВ і формування АВПТ в природних резервуарах, що приурочені до складчастих структур. Таким чином, в геосинклінальній зоні Передкарпатського прогину інформація про АВПТ в загальному випадку може розглядатися, як позитивний показник при пошуках покладів нафти і газу. Аналогічні кількісні зв'язки між аномальністю пластових тисків і інтенсивністю продуктивних складчастих структур простежуються також, наприклад, в Терсько-Сунженській зоні дислокацій та в інших тектонічно активних районах світу [4].

Розглянемо коротко 2-й напрямок – використання інформації про АВПТ, як непрямого показника для оцінки перспектив нафтогазоносності. При цьому слід зупинитися на використанні даних про АВПТ, як ознаки закритості природних резервуарів. АВПТ можна, напевно, розглядати як негативну ознаку при оцінці

умов збереження покладів ВВ тільки в тих районах, де відсутні покришки або де зім'яті в складки колектори внаслідок ерозії їх склепіння виходять на поверхню. Негативну роль АВПТ може зіграти і за наявності тектонічних розривів, що досягають денної поверхні. В таких умовах може пройти руйнація покладів ВВ, але за наявності таких умов АВПТ в колекторі, в принципі, перестає існувати. В районах, що характеризуються заляганням порід-колекторів на великих глибинах під покришками, в блоках, ізольованих тектонічними розривами, АВПТ слід розглядати, як непряму позитивну ознаку при пошуках покладів нафти і газу тому, що збереження високих значень АВПТ може в даному випадку свідчити про герметичність природного резервуару і про умову поганого водообміну в ньому. В якості прикладу розглянемо площу Лопушна в Покутсько-Буковинських Карпатах, де зараз під насупом флішових відкладів Карпат і під солоносними моласами Самбірської зони розкриті автохтонні утворення бадена і верхньої крейди. Із свердловини №3 з глибини нижче 4197 м було отримано вільний фонтан нафти з дебітом до 500 т/добу. Зрозуміло, нафта була легкою з густиною $0,856 \text{ г/см}^3$. Розкритий нафтовий поклад на площі Лопушна має АВПТ, в той час, як в цих відкладах, не перекритих насупом Карпат в північно-західній частині Зовнішньої зони Передкарпатського прогину, локалізуються газові поклади з аномально низькими пластовими тисками. Можна з певністю сказати, що в формуванні Лопушнянського нафтового покладу значну роль відіграла захороненість природного резервуару; саме тому в покладі сформувалося АВПТ. Відкриття Лопушнянського нафтового родовища можна, мабуть, прирівняти до відкриття в західних областях України нового, дуже важливого пошукового напрямку для нафти і газу. За даними польових геофізичних досліджень, платформові автохтонні відклади під Карпатами простягаються також і на захід від Лопушни і виходять далеко за межі Покутсько-Буковинських складок. Основною задачею зараз є постановка надглибокого буріння. Під насупом Карпат можуть опинитися нафтогазоносні автохтонні відклади в платформовій фації не тільки мезозою, але і палеозою.

В якості іншого прикладу, що вказує на те, що АВПТ є ознакою закритості природного резервуару, можна привести дані про розподіл пластових тисків в Дніпрово-Донецькій западині (ДДЗ), де в південно-східній частині тільки на Єфремівському родовищі пластовий тиск в хомогенній товщі нижньої пермі знаходяться у відповідності з нижче- і вищезалягаючими продуктивними горизонтами в теригенних відкладах нижньої пермі і верхнього карбону. На площах Західно-Медведській, Меліхонській, Кегічевській пластовий тиск в скупченнях газу в кавернозних і тріщинуватих вапняках і алевролітах, ізольованих в хомогенній покришці, значно вище пластових тисків в продуктивних горизонтах, які залягають нижче по розрізу. Більш високі значення пластових тисків в про-

дуктивних колекторах, ізольованих в хомогенній товщі нами пояснюється, по-перше, їх закритістю і, по-друге, їх тектонічним стисненням внаслідок формування соляних куполів.

Особливий підхід до оцінки АВПТ, як показника закритості природних резервуарів необхідно робити в районах з розвитком грязевого вулканізму. Наприклад, у відкладах Індольського прогину Керченського півострова в аналогічних за будовою районах із збільшенням глибини різко зростає аномальність пластових тисків, незважаючи на явну, в деяких випадках, розгерметизованість природних резервуарів, про що свідчать факти витиснення з них флюїдів, які, прихопивши обломочний матеріал, утворюють грязеву брекчію. Високі значення АВПТ в даному випадку ми пов'язуємо з інтенсивним підтоком флюїдів з нижчезалягаючих утворень, а також, не виключено, з більш високою швидкістю стиснення природних резервуарів в процесі неотектонічних рухів порівняно із темпом виходу з них флюїдів.

Великий інтерес при пошуках ВВ на великих глибинах (нижче утворень солей девону в ДДЗ) являють собою водоносні горизонти, що знаходяться в екстремальних термобаричних умовах [2, 3]. В умовах АВПТ і високих температур розчинність газу у воді значно збільшується. Так, запаси метану в напірних водах на великих глибинах тільки в штатах Техас і Луїзіана обчислюються в 85 трлн.м³. У зв'язку з вищенаведеним, водоносні горизонти, що характеризуються АВПТ і високими значеннями температур на глибинах більше 7 тис.м в ДДЗ, Внутрішній зоні Передкарпатського прогину, передгірських прогинах Великого Кавказу, Західно-Туркменської западини та в інших регіонах, у мірі розвитку техніки надглибинного буріння свердловин в широкому масштабі, повинні стати об'єктами детального дослідження з метою видобутку газу шляхом його сепарування із води на поверхню. Локалізуються згадані зони АВПТ на великих глибинах в горизонтах, що володіють високою тріщинуватістю, які зберігаються в них в результаті протидії геостатичному тиску аномально високих тисків в тріщинних колекторах.

Закономірне збільшення коефіцієнтів аномальності пластових тисків в флюїдоносних природних резервуарах від крил до склепінь складок чітко спостерігається у всіх нафтогазоносних зонах Карпатського регіону, а також в ДДЗ, в Індольському прогині, а також в інших областях, де проводилися дослідження [4]. Цю закономірність слід використовувати в якості додаткового критерію при пошуках покладів нафти і газу для корегування плану послідовності введення свердловин в буріння з метою прискорення розкриття кульмінаційних ділянок тектонічних структур та інших піднять, що є найбільш сприятливі для формування покладів нафти і газу.

1 Высоцкий И.В. Формирование нефтяных месторождений в складчатых областях. / И.В. Высоцкий. – М.: Недра, 1971. – 390 с.

2 Иванчук П.П. Разведка природного газа в зонах АВПД в Голф-Косте. / П.П. Иванчук, Е.А. Соловьев. – М.: Нефтегазовая геология и геофизика. Экспресс-Инф. – 1980. – № 16. – С. 8-13.

3 Иванчук П.П. Возможный источник энергии зон АВПД разведочных площадей Голф-Коста. / П.П. Иванчук, Е.А. Соловьев. – М.: Нефтегазовая геология и геофизика. Экспресс-Инф. – 1980. – № 24. – С. 1-14.

4 Орлов А.А. Закономерность генетической связи аномальных пластовых давлений со складчатыми процессами в осадочном чехле земной коры / А.А. Орлов, Д.Д. Федоришин, С.А. Лизун. – Ивано-Франковск: ИФНТУНГ, Факел. – 155 с.

*Стаття поступила в редакційну колегію
8.02.09*

*Рекомендована до друку професором
Мойсишиним В.М.*

Виробничий досвід

УДК 622.692.4

АСПЕКТИ ЗАСТОСУВАННЯ СУЧАСНИХ ГЛАДКИХ ПОКРИТТІВ У ВІТЧИЗНЯНІЙ ГТС ВИСОКОГО ТИСКУ

М.І.Фук

*УМГ "Харківтрансгаз", 61001, м. Харків, вул. Культури, 20 а, тел. (057)7019358
e-mail: fuk@kntg.com.ua*

Розглянуті техніко-економічні аспекти і виконане оцінювання впливу гладких покриттів внутрішньої поверхні труб на втрати тиску в газопроводі при транспортуванні газу.

Rассмотрены технико-экономические аспекты и произведена оценка влияния гладких покрытий внутренней поверхности трубы на потери давления в газопроводе при транспортировке газа.

The technical and economical aspects of application modern smooth sheathing in native gas transmission system have been considered. The assessment of impact of smooth sheathing of internal surface on pressure fall during gas transportation has been done.

Статистика – річ уперта. Досвід застосування гладких покриттів нараховує понад 50 років. Їх уперше застосувала компанія Tennessee Gas Pipeline Co в США в 1955 р. Пізніше компанія Sigma Coatings розробила покриття торгівельної марки SigmaLine 403, які є незвичайно гладкими стосовно руху газу по трубопроводу. Газопроводи в Аргентині, Нідерландах, Мексиці, Єгипті й деяких інших країнах захищені покриттям SigmaLine 403 і надійно експлуатуються протягом 25 років. Основними позитивами гладких покриттів є зниження гідравлічного опору та вірогідності мікросвищів при транспортуванні газу. Тривалою виробничою статистикою підтверджено ряд інших позитивних технічних факторів застосування гладких внутрішніх покриттів трубопроводів:

- забезпечено чистоту продукту, що транспортується;
- суттєво знижено експлуатаційні витрати на запірну арматуру та фільтраційне обладнання;
- прискорено введення трубопроводу в експлуатацію та ремонт, оскільки покриття захищає трубу під час зберігання, перевезення, спорудження та облаштування;
- прискорено процес сушіння трубопроводу після гідравлічних випробувань, оскільки волога легше випаровується з гладкої поверхні;
- ліквідовано дорогий і тривалий процес очищення трубопроводу від бруду й іржі;

- знижено витрату інгібіторів корозії під час транспортування вологого газу;
- зменшено енерговитрати на перекачування газу і створення певного кінцевого тиску в процесі експлуатації трубопроводу;
- зменшено капітальні витрати завдяки можливому зменшенню проектного діаметра трубопроводу.

Якщо навіть частина наведених факторів наявні в проектах реконструкції або капітального ремонту газопроводів, це вже забезпечує значну технологічну та економічну ефективність від нанесення внутрішнього покриття газопроводів. В решті жодна газова компанія світу не застосувала б внутрішнє покриття, якби не мала очевидної вигоди від цього.

Практикою встановлено, що для газопроводів достатньо нанести внутрішнє покриття поверхні товщиною 40-75 мкм для суттєвого покращання їх експлуатаційних характеристик. При цьому витрати на покриття газопроводів окупляться в процесі експлуатації багаторазово. Якщо брати до уваги тільки економію енерговитрат на транспортування завдяки вищій гідравлічній ефективності, то можна повернути відповідні витрати вже за 3-4 роки. Аналітики ЗАТ «Анкорт» стверджують, що для газопроводів економічна ефективність застосування гладких покриттів прямо пропорційна діаметру трубопроводу. Вітчизняне проектування газопроводів кінця минулого століття, на жаль, не враховувало цей передовий тридцятирічний

досвід впровадження гладких покриттів іноземними трубопровідними компаніями.

Шорсткість поверхні труб безпосередньо пов'язана з параметром гідравлічної ефективності транспортування газу. Контролювати шорсткість покриття та прогнозувати гідравлічну ефективність трубопроводу можна за допомогою сучасних компактних профілеграфів-профівимірювачів комбінованого типу, які нерідко вбудовують в інтелектуальні поршні.

У літературі наведено різні дані стосовно шорсткості поверхні газопровідних труб з покриттям і без нього. Звіти трубопровідних компаній США та Японії свідчать про збільшення еквівалентної шорсткості труб у 3-5 разів під час експонування протягом 3-6 місяців у разі відсутності внутрішнього захисного покриття.

Магістральні газопроводи України здебільшого відпрацювали кілька десятків років. Частина з них підлягала ремонту із подальшим випробуванням ділянок повітрям і водою. Необхідно зазначити, що час проведення одного ремонту становить у середньому кілька місяців. Логічно припустити, що шорсткість старих трубопроводів за величиною близька до шорсткості тривалоекспонованих нових трубопроводів.

Виходячи з такого припущення, коефіцієнт гідравлічної ефективності газопроводу погіршується як при експлуатації і ремонті старої труби, так і при тривалому зберіганні нової.

Основні вимоги до тонкоплівкового внутрішнього покриття стосуються в основному таких параметрів, як еластичність, ударна міцність та адгезія. Покриття повинне бути стійким до вологи, розчинів солі, конденсату та температурних коливань.

Великою проблемою залишається захист зварного стику труб з покриттям, особливо при транспортуванні вологого газу і застосуванні старих технологій зварювання. На трубах великого діаметра зварні шви можуть бути оброблені вручну при монтажі трубопроводу, але на малих діаметрах це неможливо. Докорінно вирішує проблему для нових газопроводів малого та середнього діаметра, за думкою автора, тільки однопрохідне (суцільне) плазмове зварювання-формування спеціалізованим зварювальним хомутом з наступним лапоскопічним нанесенням внутрішнього покриття поблизу шва.

У процесі звичайного зварювання, якщо не залишені непокритими кінці труби на 1-2 см, краї покриття обгоряють на відстані 4-8 мм. Це є стримуючим чинником для застосування внутрішніх покриттів. Проблему традиційно пробують вирішувати, застосовуючи внутрішні покриття спільно з інгібіторами корозії. Але в цьому випадку відбувається подорожчання кінцевої вартості транспортування газу.

Рекомендована практика API RP 5L2 надає інформацію про внутрішні покриття магістральних трубопроводів, що транспортують корозійнопасивний природний газ. Захисне покриття SigmaLine 403 успішно випробуване в галузевому інституті ВАР «Газпром» на відповідність вимогам, яким повинні відповідати гладкі

покриття для внутрішнього захисту газопроводів.

Однак, зазначені рекомендації обмежуються нанесенням покриттів на нові труби, а фактичний стан внутрішньої порожнини старих трубопроводів України відрізняються від вихідного стану внутрішньої порожнини нових труб світових виробників. З іншого боку, оскільки при будівництві газопроводів України застосовувалися якісні марки сталей і при цьому експлуатація газопроводів проходила із природним утворенням тонкої масляної плівки, то шорсткість поверхні металу змінювалася тільки через найтонший (пилового типу) абразив, в основному, на поворотах і переходах газопроводів. Окрім того, практика експлуатації магістральних газопроводів України показала відсутність суттєвого погіршення гідравлічної ефективності магістрального газопроводу при його періодичному плановому очищенні. У цих умовах значно важливішим для вітчизняної газотранспортної системи є підвищення гідравлічної ефективності газопроводів-відводів та НКТ свердловин. Це можливо зробити шляхом внутрішньопорожнинного плазмового зварювання-формування стиків і наступної обробки внутрішньої порожнини труб покриттям.

На нашу думку, доцільним є використання комплексу технологій, а саме: застосування сучасних багатокомпонентних матеріалів покриттів, автоматизованого нанесення покриття, автоматизованого однопрохідного суцільного зварювання, внутрішньотрубної лапоскопічної обробки та контрольної дефектоскопії. Нанесення покриття після внутрішньої обробки стиків старого газопроводу дозволить не тільки поліпшити гідравлічну ефективність газопроводів, але одночасно зменшити витрати на введення в склад природного газу, що транспортується, дорогих інгібіторів корозії (в місцях підвищеного скупчення та конденсації вологи). На нашу думку, додатковим ефектом такого підвищення гідравлічної ефективності газопроводів стане зниження витоків газу через мікропори дефектів сталеваріння, мікротріщини дефектів трубопрокату, корозійні дефекти-мікроотвори, непровари стиків, тріщини старих ущільнень тощо. Не слід також забувати про можливість закладення до проектів газопроводів – відводів до ГРС труб з меншим діаметром.

Наведене вище свідчить про практичну важливість обробки стиків і внутрішньої порожнини газопроводів відводів гладкими покриттями.

Конкретний ефект від застосування гладких покриттів залежить від ступеня шорсткості труби без покриття. На нашу думку, важливим є кількісне оцінювання ефекту від впровадження труб з гладкими внутрішніми покриттями. Практичний аспект цього питання посилений тим, що у минулому році Харцизький і Волзький трубні заводи освоїли випуск на експорт трубопроводів з внутрішнім епоксидним покриттям.

Зазначені вище дослідження раніше виконувались орієнтовно, за допомогою номограм.

Результати досліджень не були підтверджені практичним досвідом та статистичними даними.

Методом математичного моделювання, реалізованого за допомогою Microsoft Excel, оцінимо вплив величини абсолютної еквівалентної шорсткості внутрішньої поверхні труб на гідравлічну енерговитратність трубопроводного транспорту газу.

Вихідними рівняннями для досліджень є математичні моделі стаціонарного руху газу в трубопроводі, охарактеризовані у роботі [2]. Для моделювання коефіцієнта гідравлічного опору використаємо формулу, що рекомендована нормами технологічного проектування газопроводів

$$\lambda = 0,067 \left(\frac{158}{Re} + \frac{2k_e}{D} \right)^{0,2}, \quad (1)$$

де: k_e – абсолютна еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні труби;

Re – число Рейнольдса:

$$Re = \frac{17,75Q\Delta}{d\eta}, \quad (2)$$

Q – витрата газу в газопроводі за стандартних умов, млн.м³/д;

Δ – відносна густина газу за повітрям;

d – внутрішній діаметр газопроводу;

η – динамічна в'язкість газу.

За даними експлуатації магістральних газопроводів України приймаємо:

$$\Delta = 0,565; T_{cp} = 300; P_n = 5 \text{ МПа};$$

$$\eta = 12,5 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Дослідження проведемо для модельного газопроводу довжиною $L=100$ км із внутрішніми діаметрами, які відповідають набору стандартних зовнішніх діаметрів труб, що використовуються для магістральних газопроводів: 1420 мм, 1220 мм, 1020 мм, 820 мм, 720 мм і 530 мм.

Номинальним значенням абсолютної еквівалентної шорсткості труб вважаємо значення $k_{ен} = 0,03$ мм. Діапазон зміни абсолютної еквівалентної шорсткості труб при дослідженням приймався від 0,1 мм до 0,005 мм.

Розрахунок проводився методом ітерацій за розробленою нами програмою GAZLAM. Спочатку для кожного із стандартних діаметрів труб методом ітерацій знаходили витрату газу, яка забезпечує повне завантаження газопроводу при максимальному значенні шорсткості $k_e = 0,1$ мм. Повному завантаженню відповідає максимально допустимий перепад тисків у газопроводі $\Delta P = P_n - P_k$.

Далі при знайденій витраті газу для кожного значення абсолютної еквівалентної шорсткості визначався перепад тисків за номінального та фактичного значення шорсткості труб. Після цього розраховувалася відносна зміна енерговитратності перекачування газу модельним газопроводом за формулою

$$\gamma = \frac{(\Delta P_{ке} - \Delta P_{кен})}{\Delta P_{кен}} 100, \%, \quad (3)$$

де: $\Delta P_{ке}$ – перепад тиску в модельному газопроводі за фактичної шорсткості труб;

$\Delta P_{кен}$ – перепад тиску в модельному газопроводі за номінальної шорсткості труб.

Слід зазначити, що програма розрахунку передбачає блок визначення коефіцієнта стисливості газу методом ітерацій.

Результати математичної обробки розрахунків для одного із діаметрів труб зображені на рисунку 1.

Аналіз результатів досліджень засвідчив, що за умови повного завантаження газопроводів відносна зміна енерговитратності перекачування газу у трубі з певною, відмінною від номінального значення, абсолютною еквівалентною шорсткістю, практично не залежить від діаметра. На рисунку 2 зображені результати виконаних нами досліджень для всього діапазону стандартних зовнішніх діаметрів труб.

Методом найменших квадратів одержана узагальнена поліноміальна залежність відносно зміни енерговитратності перекачування газу від величини абсолютної еквівалентної шорсткості труб

$$\gamma = 74226 \cdot k_e^3 - 15201 \cdot k_e^2 + 1703 \cdot k_e - 39,5. \quad (4)$$

У формулу (4) k_e підставляється в міліметрах, результат одержуємо у відсотках. Формула (4) дає змогу прогнозувати гідравлічну енерговитратність перекачування газу газопроводом будь-якого діаметра при абсолютній еквівалентній шорсткості, що не відповідає номінальному значенню. Окрім того, дана залежність дає можливість кількісно оцінити ефективність будь-яких заходів, скерованих на зменшення шорсткості внутрішньої поверхні труб. У першу чергу це стосується використання спеціальних гладких покриттів внутрішньої поверхні труб. Наприклад, визначимо, на скільки зменшиться енерговитратність перекачування газу при зменшенні абсолютної еквівалентної шорсткості труб з 0,03 мм до 0,01 мм. Перепад тиску газу до реконструкції становить $\Delta P_{кен} = 3,5$ МПа.

Із формули (4) маємо:

$$\gamma = 74226 \cdot 0,01^3 - 15201 \cdot 0,01^2 + 1703 \cdot 0,01 - 39,5 = -24\%.$$

Перепад тиску при використанні труб з гладким покриттям буде становити

$$\Delta P_{ке} = 3,5 \cdot 0,76 = 2,7 \text{ МПа}.$$

Таким чином, розрахунок засвідчив, що втрати тиску при перекачуванні газу у модельному газопроводі з гладким покриттям зменшаться на 0,8 МПа.

Слід зазначити, що даний розрахунок не враховує шліфування та обробку зварних швів, оскільки теоретичний розрахунок зазначеного ефекту практично неможливий. Можна тільки припустити, що після якісної обробки зварних стиків (згладжування й покриття) можна переглянути нормативи збільшення гідравлічного

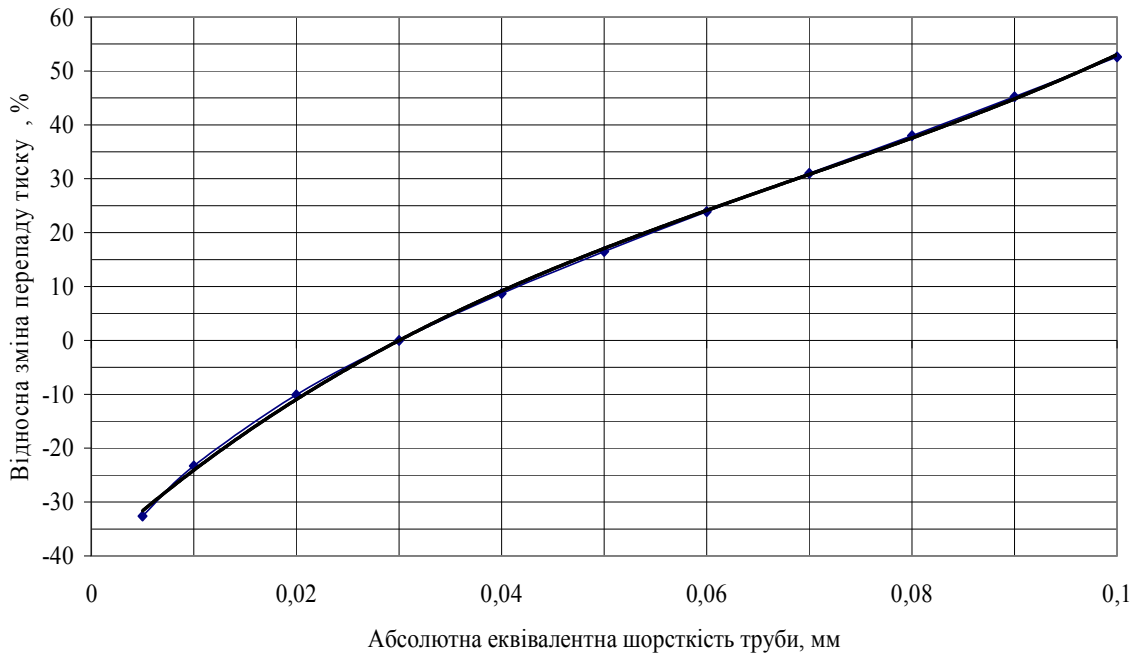


Рисунок 1 — Залежність відносної зміни перепаду тиску на ділянці газопроводу залежно від шорсткості поверхні труб для діаметра 1020 мм за умови повного завантаження

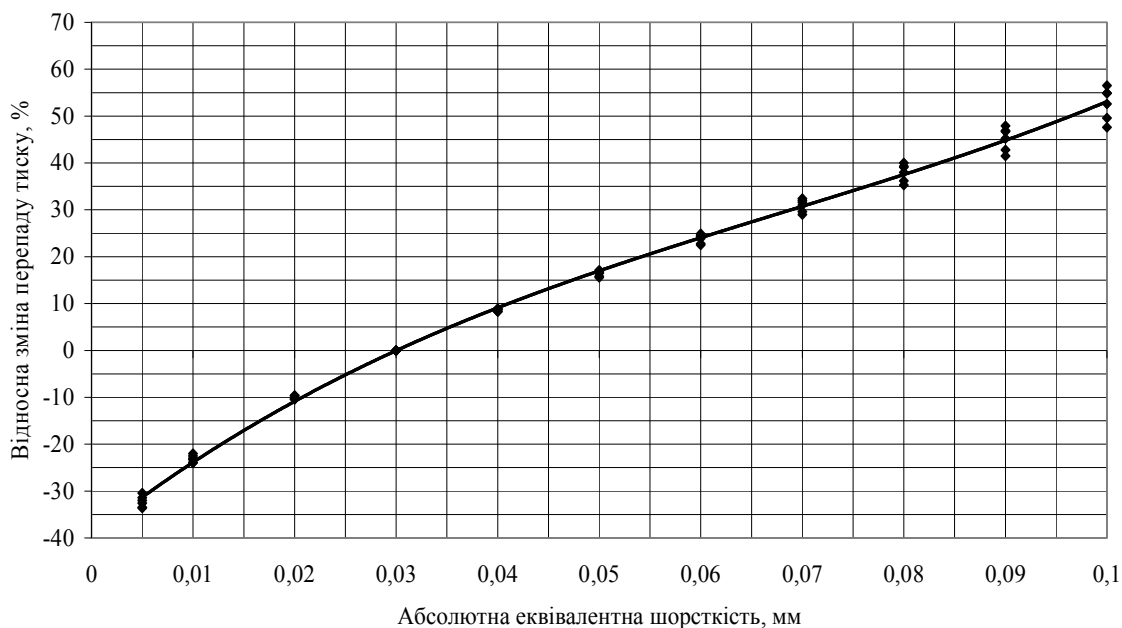


Рисунок 2 – Узагальнена залежність відносної зміни перепаду тиску на ділянці газопроводу залежно від шорсткості поверхні труби за умови повного завантаження для труб із зовнішнім діаметром від 1420 до 530 мм

опору газопроводу для врахування місцевих опорів, які сьогодні складають 5 % [2].

Для оцінювання впливу величини шорсткості внутрішньої поверхні газопроводу на закономірності протікання нестационарних газодинамічних процесів використовуємо розроблені у роботі [1] математичні моделі. Результати математичного моделювання нестационарного руху газу у газопроводі із абсолютною еквівалентною шорсткістю поверхні труби 0,01 мм і 0,05 мм зображені на рисунках 3 і 4 відповідно.

Аналіз одержаних діаграм свідчить про суттєвий вплив величини шорсткості труб на

закономірності протікання нестационарних газодинамічних процесів у газопроводах. Діаграми на рисунках 3 і 4 мають три координати: вертикальна вісь – тиск газу P , горизонтальна площина – лінійна координата x і час t .

Наведене вище дає змогу зробити такі висновки:

1. Світовий досвід упровадження гладких покриттів незаперечно свідчить про доцільність пасивного захисту трубної сталі від корозії, особливо поблизу промислів і підземних сховищ газу.

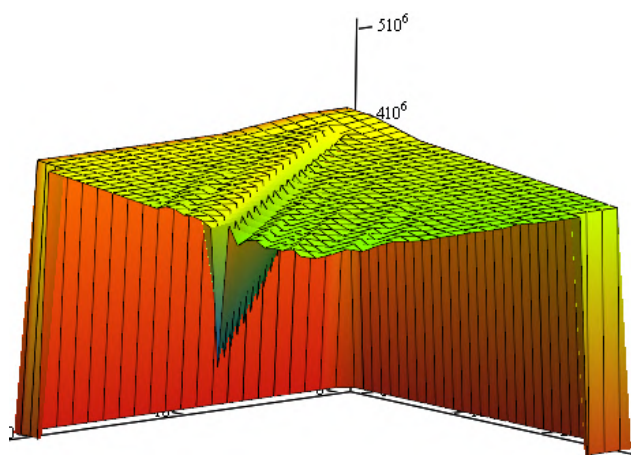


Рисунок 3 – Залежність тиску від координати вздовж газопроводу та часу при абсолютній еквівалентній шорсткості труб 0,01 мм

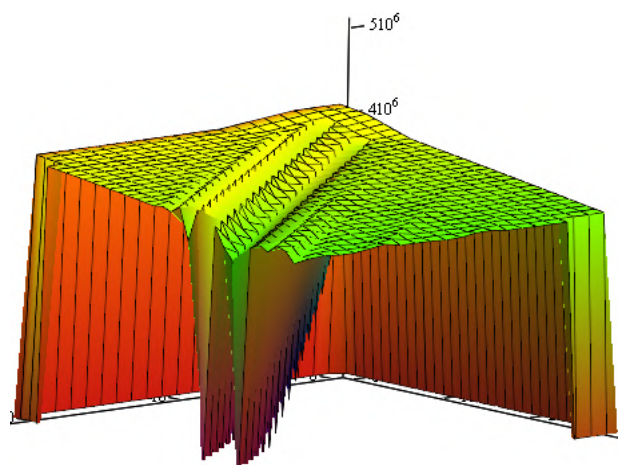


Рисунок 4 – Залежність тиску від координати вздовж газопроводу та часу при абсолютній еквівалентній шорсткості труб 0,05 мм

2. Технологія капітального ремонту і реконструкції газопроводів України, зокрема нормативні вимоги до матеріалів і покриттів нових та старих труб, потребують часткового перегляду відповідно до можливостей та вартості нових технологій.

3. Застосування гладких покриттів внутрішньої поверхні газопроводів дає змогу суттєво зменшити гідравлічну енерговитратність трубопроводного транспорту газу. При застосуванні труб із внутрішнім покриттям з абсолютною еквівалентною шорсткістю $k_e=0,005$ мм втрати тиску зменшуються на 32 % порівняно із застосуванням нових труб без покриття. При заміні старих труб із підвищеною шорсткістю $k_e=0,1$ мм на труби з внутрішнім покриттям шорсткістю $k_e=0,005$ мм втрати тиску зменшуються на 80 %.

4. Використання гладких покриттів внутрішньої поверхні газопровідних труб збільшує надійність роботи фільтрувального, запірного, газорегулювального та запобіжного устаткування, тобто підвищує загалом надійність роботи газотранспортної системи. Це особливо важливо при експлуатації зношеного устаткування ГТС.

Література

1 Фик М.І. Спрощена система газодинамічних рівнянь математичної моделі одностовової лінійної ділянки газопроводу / М. І. Фик // Нафтова і газова промисловість. – 2007. – № 6. – С. 39-43.

2 Середюк М.Д. Визначення пропускної здатності кільканиткового газопроводу при роботі з відкритими перемичками на вході і виході КС / М.Д. Середюк, А.І. Ксеніч, М.І. Фик // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2006. – № 2(14). – С.110-118.

Стаття поступила в редакційну колегію
30.01.09

Рекомендована до друку професором
Середюк М.Д.

АНАЛІЗ СПРАЦЮВАННЯ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРІВ ВЕРСТАТІВ-ГОЙДАЛОК

¹Б.В.Копей, ²О.І.Стефанишин

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40534
e-mail: kopeyb@nimg.edu.ua

²ЦБВО ВАТ «Укрнафта», 79760, Львівська обл., м. Борислав, вул. Шевченка, 77-а

Працездатність зубчатих коліс визначається такими критеріями, як витривалість зубів при згині, контактна витривалість, стійкість до заїдання, а також міцність ступиць та інших елементів конструкції зубчатого колеса. Ці всі критерії лімітують надійність роботи в залежності від експлуатаційних, конструктивних і технологічних факторів. В даній статті розглядається класифікація відмов редукторів верстатів-гойдалок, які підлягають зносу і виходу з ладу. Визначені причини відмов редукторів.

Работоспособность зубчатых колес определяется такими критериями, как выносливость зубов при изгибе, контактная выносливость, стойкость к заеданию, а также прочность ступицы и других элементов конструкции зубчатого колеса. Эти все критерии лимитируют надежность работы в зависимости от эксплуатационных, конструктивных и технологических факторов. В данной статье рассматривается классификация отказов редукторов станков-качалок, которые подлежат износу и выходу из строя. Определены причины отказов редукторов.

The capacity of gear-wheels is determined by such criteria, as endurance of teeth at a bend, contact endurance, firmness to jamming, and also durability of hubs and other elements of construction of gear-wheel. These all criteria limit reliability of work depending on operating, structural and technological factors. Classification of failures of reducing gears of pumping units which are subject to wear and failures is examined in this article. Certain reasons of failures of reducing gears are determined.

Надійність і довговічність машин і механізмів в значною мірою залежить від роботи окремих вузлів і контактуючих пар. Цю залежність особливо важливо враховувати в зв'язку із наміченою тенденцією до збільшення швидкостей, навантажень і теплового напруження контактуючих елементів важконавантажених передач. В цей же час слід зменшувати габарити виробів до отримання виробів менших габаритів. Тому для створення економічної, технологічно правильною і оптимальною з точки зору експлуатаційних параметрів конструкції дуже важливо правильно підібрати матеріали, технологію виготовлення деталей і змащування.

Підвищення надійності важконавантажених зубчатих коліс редукторів штангових свердловинних насосних установок (ШСНУ) є комплексною проблемою. Її вирішення ускладнюється тим, що працездатність зубчатих коліс визначається такими критеріями, як витривалість зубів при згині, контактна витривалість, стійкості до заїдання, а також міцність ступиць та інших елементів конструкції зубчатого колеса. Ці всі критерії лімітують надійність роботи в залежності від експлуатаційних, конструктивних і технологічних факторів. Запропонована класифікація відмов редуктора ШСНУ (табл. 1).

В підшипниках кочення, які знаходяться в опорах валів редуктора, а також в зубчатих передачах, де присутнє тертя кочення із ковзанням, втрати потужності значною мірою залежать від коефіцієнта тертя як ковзання, так і кочення. Тертя, в свою чергу, прямопропорцій-

не спрацюванню, яке до деякої міри залежить від властивостей матеріалів спряжених деталей, однорідності структури даних матеріалів, твердості та відповідної чистоти спряжених поверхонь.

Дослідження свідчать, що спрацювання деталей редуктора відбувається з різною швидкістю в залежності від умов роботи окремо кожної спряженої пари. Для важконавантажених зубчатих передач, які є присутні в редукторах ШСНУ основними видами спрацювання є: пошкодження робочих поверхонь зубів внаслідок викришування, задирів, пластична деформація поверхневого шару, абразивне спрацювання внаслідок проникнення в робочий об'єм порошку, бруду або продуктів спрацювання, поломки зубів.

Всі ці види зношення рівноцінні по своєму впливу на працездатність передачі, так як залежать від технології виготовлення, фізико-механічних властивостей матеріалів, силових та кінематичних параметрів, а також від умов середовища.

Викришування і виламування зубів зубчастої пари виникає у разі надмірного збільшення напруження в матеріалі деталі, який перевищує границю текучості або границю міцності (рис. 1а). В даному випадку викришування виникло через втомлюваність металу та неоднорідність його структури. Дослідження засвідчило, що в більшості випадків виламування зубів (рис. 1б) відбувається в прямозубих зубчатих передачах порівняно із косозубими і шевронними у важконавантажених передачах. Це зумов-

Таблиця 1 — Причини відмов редуктора ШСНУ

Причини відмов	Відмова вузлів та деталей редуктора													
	Корпус		Підшипники			Корпус підшип.	Зубчаті вали та зубчаті колеса					Кришки підшипників		
	Механічне спрацювання	Корозійне спрацювання	Втомне руйнування	Корозійно-механічне спрацювання	Абразивне спрацювання		Корозійно-механічне спрацювання	Абразивне спрацювання	Втомне руйнування	Молекулярно-механічне спрацювання	Корозійно-механічне спрацювання	Деформація	Корозійно-механічне спрацювання	Деформація
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
Технологічні. Дефекти при виготовленні:														
Неякісний або невідповідний матеріал заготовки (прокат)	+							+	+	+	+	+		
Неякісне виготовлення чавунного литва	+	+											+	+
Невідповідна чистота спряжених поверхонь										+				
Дисбаланс деталей	+		+	+			+		+		+	+	+	+
Недотримання розмірів спряжених поверхонь згідно посадки	+		+	+			+		+	+	+	+	+	+
Неспіввісність поверхонь деталі	+		+	+			+		+	+	+	+	+	+
Неспівпадання шеврону зубчатих валів	+		+	+			+		+	+	+	+	+	+
Невідповідність величини нормалі									+	+	+	+		+
Невідповідність термічної обробки								+	+	+	+	+		
Недотримання технології виготовлення переходів діаметрів вала									+		+			
Конструкторські (помилки при проектуванні):														
Неправильно вибрані посадки спряжень	+		+	+			+		+	+	+	+	+	+
Неправильний вибір матеріалу і термообробки	+	+						+	+	+	+	+	+	+
Неправильний розрахунок даних для зубонарізного верстату	+		+	+			+		+	+	+	+	+	+
Неправильно підібрано спосіб змащування			+	+					+	+	+	+		
Неправильний розрахунок шпоночних з'єднань									+		+	+		
Неправильно спроектовані переходи діаметрів вала (галтелі)									+		+	+		+
Неправильний вибір привода редуктора	+		+	+			+		+	+	+	+	+	+

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Збирання редуктора (в процесі ремонту):													
Непаралельність осей валів редуктора	+		+	+		+		+	+	+	+	+	+
Невідповідність між-центрної віддалі	+		+	+		+		+	+	+	+	+	+
Затягування різьбових з'єднань з недостатнім зусиллям (можливість розгвинчування деталей)	+		+	+		+		+	+	+	+	+	+
Затягування різьбових з'єднань з надмірним зусиллям (створення внутрішніх напружень)	+			+								+	+
Невиконання під час випробовування «Програми і методики випробовування редуктора»	+		+	+		+		+	+	+	+	+	+
Перегрівання деталей під пресові посадки			+	+		+							
Нерівномірність затягування болтів кришок												+	+
Неякісне очищення деталей від абразиву			+	+	+		+			+		+	
Монтажні:													
Ненадійне кріплення редуктора до рами ШСНУ	+		+	+		+		+		+	+	+	+
Невідповідний натяг пасів пасової передачі та перекошування шківів	+		+	+		+		+		+	+	+	+
Експлуатаційні:													
Невчасна заміна або невідповідність оливи	+	+				+	+	+	+	+			
Невідповідний рівень оливи в картері	+							+	+	+			
Невчасне змащування підшипників			+	+	+								
Надмірне навантаження на редуктор	+		+	+		+		+	+	+	+	+	+
Проникання в картер редуктора стороннього предмету	+		+	+		+		+	+	+	+	+	+
Заїдання зубчастої передачі									+				
Невчасне технічне обслуговування і ремонт інших деталей ШСНУ	+		+	+		+		+	+	+	+	+	+
Вплив вібрацій верста-та-гойдалки на редуктор	+		+	+		+		+	+	+	+	+	+
Пошкодження поверхні редуктора від впливу зовнішнього середовища		+											
Невчасна заміна ущіль-нень валів (проникання вологи в картер редук-тора)	+	+		+		+	+			+		+	



а

б

Рисунок 1 — Спрацювання зубчатих пар внаслідок викришування (а) чи виламування зубів (б)

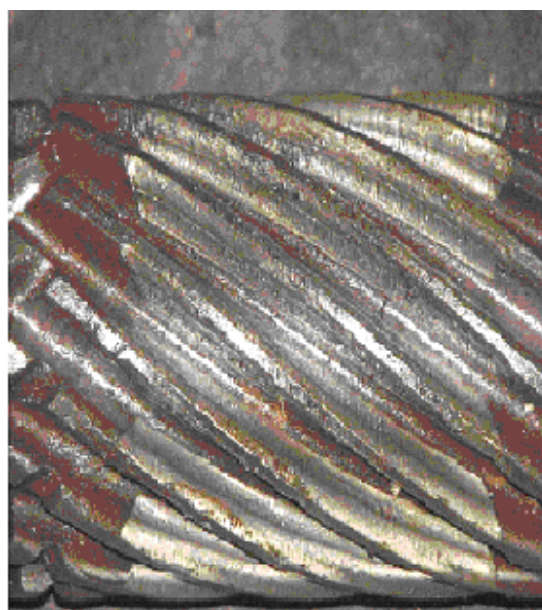


Рисунок 2 — Деформація зубів зубчатих валів

лено тим, що в зачепленні косозубих і шевронних передач в спряженні присутні одночасно декілька зубів і напруження розподіляється рівномірно, а в прямозубих зачеплення проходить по чергово з одної пари зубів на іншу, і напруження виникає тільки між двома зубами, що входять в зачеплення в дану мить.

Причиною деформації, як і викришування є надмірне збільшення напруження в матеріалі деталі. У даному випадку (рис. 2) є приклад залишкової деформації із елементами задирів. Деформація матеріалу супроводжується зміною форми і розмірів деталі. Причиною такого явища в даному випадку – недостатня твердість і товщина поверхневого шару зуба. Конструкція передачі, тобто правильний вибір діаметрів,

модулів, кутів зачеплення, розташування деталей і опор, також значною мірою впливає на заїдання поверхонь. Так, наприклад, мала жорсткість елементів конструкції, валів, опор, корпусів, вінців і зубів зубчатих коліс приводить до деформації цих елементів внаслідок чого виникає нерівномірний розподіл навантаження по ширині зуба. Концентрація навантаження може виникати через похибку під час виготовлення зубчатих передач. До них відносяться: відхилення в напрямку зубів, перекіс, непаралельність осей і похибка у величині основного кроку.

Чим рівномірніше розподіляється навантаження, тобто відповідна точність виготовлення передачі, чим менші прогини валів та

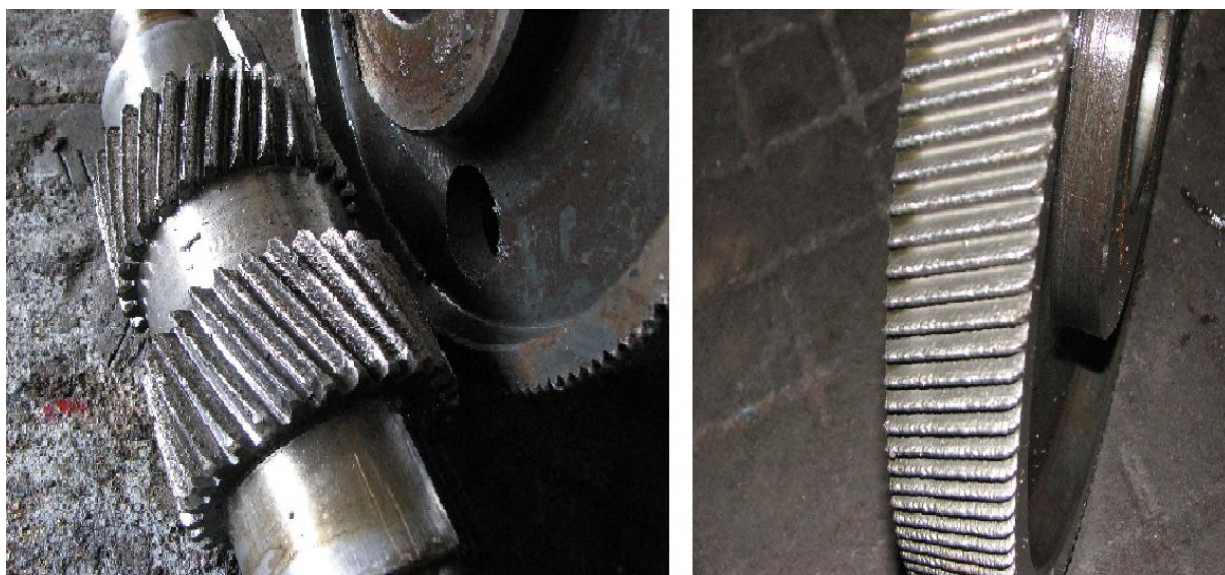


Рисунок 3 — Заїдання зубів зубчатої пари з елементами задирів

точне розташування зубчатих коліс відносно опор, тим менша небезпека заїдання. Похибки зачеплення можуть викликати ударну взаємодію зубів в зачепленні і резонансні коливання в деталях зачеплення, які приводять до виникнення додаткових динамічних навантажень, нагрівання, спрацювання і заїдання. Важливе значення під час виготовлення зубчатої пари має чистота виготовлення спряжених поверхонь.

Дослідження свідчать, що зменшення шорсткості робочих поверхонь зубів коліс можна значно зменшити максимальну миттєву температуру в зоні контакту зубів. Очевидно є якась оптимальна шорсткість поверхонь, яка забезпечує найбільшу несучу властивість передачі до заїдання і спрацювання. Крім цього має значення товщина масляної плівки і сумарна висота мікронерівностей спряжених поверхонь зубчатої передачі. Приклади заїдання з елементами задирів зображено на рис. 3.

Частково технологічні похибки можуть бути усунуті перед складанням редуктора спеціальними технологічними операціями притиркою, припрацюванням, шабруванням та інше.

Спрацювання зубчатої пари редуктора в залежності від часу зображено на рис. 4. Значна величина спрацювання в період припрацювання пояснюється усуненням нерівностей спряжених поверхонь до досягнення стабільної шорсткості і постійної площі контакту. Довготривалість періоду природного спрацювання зубчатої пари значною мірою залежить від правильно проведеного припрацювання, а також від якісного технічного обслуговування протягом усього періоду експлуатації редуктора. Період природного спрацювання характеризується приблизно постійною швидкістю спрацювання. Період аварійного спрацювання характеризується швидким спрацюванням, так як збільшення зору в спряженні призводить до роботи з ударами між деталями, що викликає високу пластичну деформацію матеріалу. Якщо

деталь досягла граничного спрацювання, то її потрібно замінити або відновити для того, щоб запобігти виходу з ладу інших деталей і редуктора загалом.

Збільшення навантаження або контактного тиску призводить до збільшення тепловідведення в зоні контакту і, відповідно, збільшує критерій заїдання зубчатої пари. Ріст навантаження без додаткового тепловідводу викликає збільшення поверхневої температури, зменшення в'язкості мастила на вході в контакт, ріст коефіцієнта тертя і ще більший ріст критерію заїдання, тобто заїдання почнеться швидше.

Також дослідження засвідчили, що при постійному надмірному навантаженні редуктора відбувається втомне зношення валів редуктора, що являє собою тріщини або поломки вала в місці найбільшої концентрації напружень. В результаті поломки хоча б одного вала редуктора, переважно виходять з ладу всі його зубчаті пари (рис. 5).

Також із збільшенням навантаження або контактного тиску руйнуються опори валів – підшипники (рис.6). Причиною такого руйнування можливе невчасне змащування підшипників та невідповідність мастила.

Важливе значення в питаннях заїдання зубчатих коліс та інших контактуючих елементів, де присутнє тертя кочення із ковзанням займає вібрація – як наслідок похибки виготовлення і збирання редуктора. До причин вібрації можна віднести:

- циклічні та накопичені похибки кроку зуба, похибки профілю та напрямку зуба, радіальне биття зубчатих вінців, взаємне перекошування осей базових поверхонь і зубів через неякісне виготовлення зубчатих коліс;
- взаємне зміщення перекошування отворів в корпусі редуктора під час розточування базових поверхонь;
- недопустиме радіальне зближення зубчатих передач, значна різниця в кроці зубів коліс, що знаходяться в зачепленні.

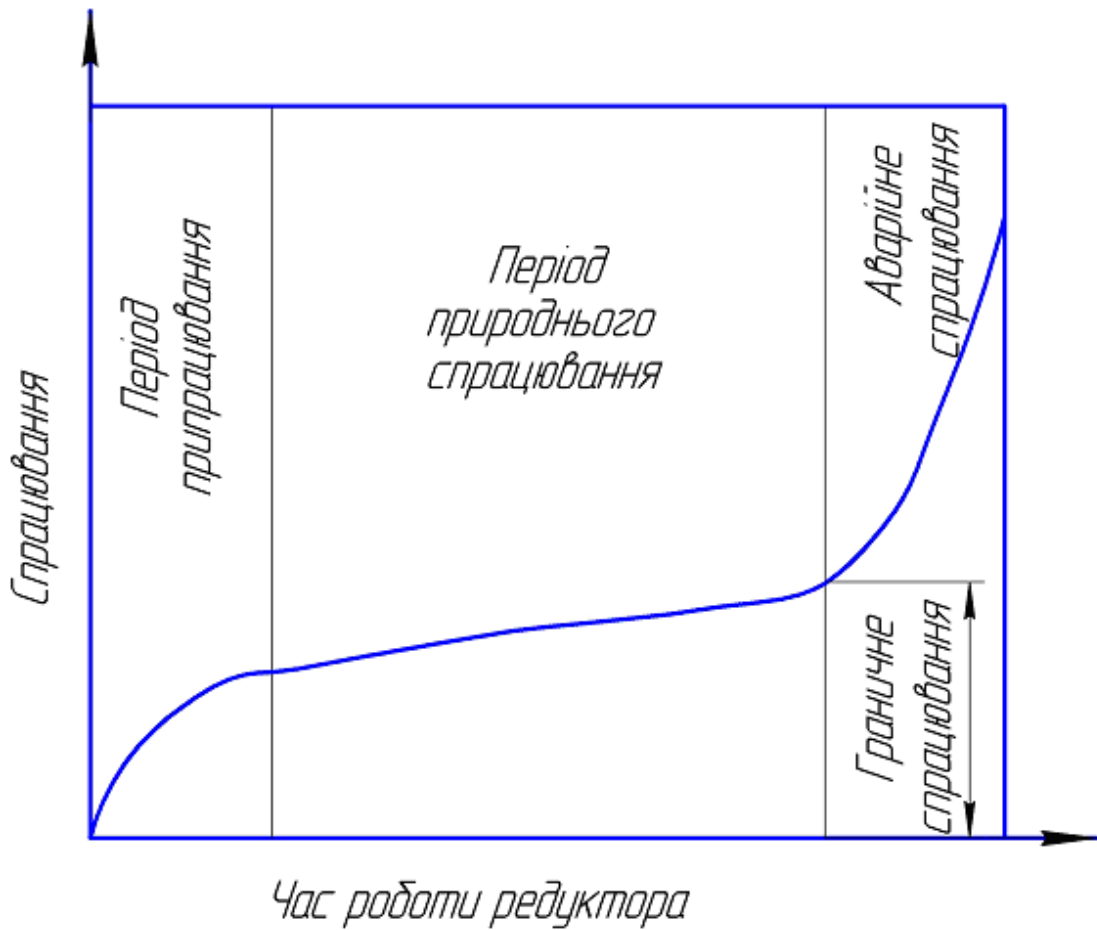


Рисунок 4 — Графік спрацювання деталей редуктора

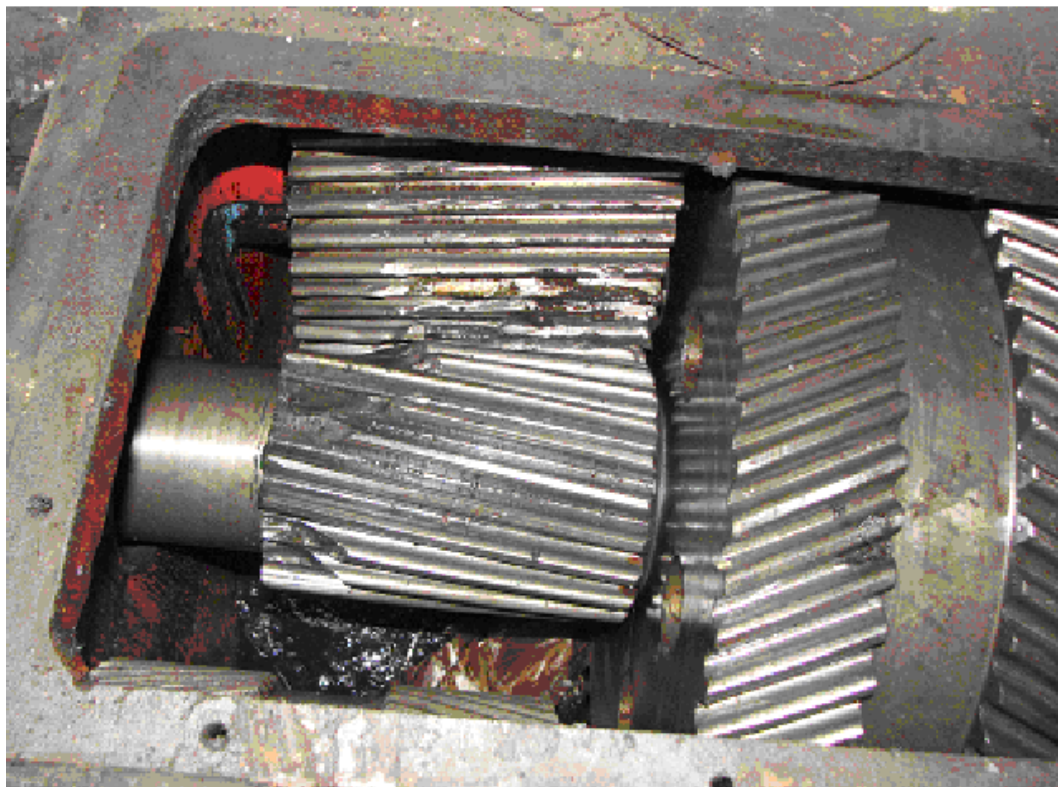


Рисунок 5 — Руйнування зубчатих пар внаслідок поломки привідного вала

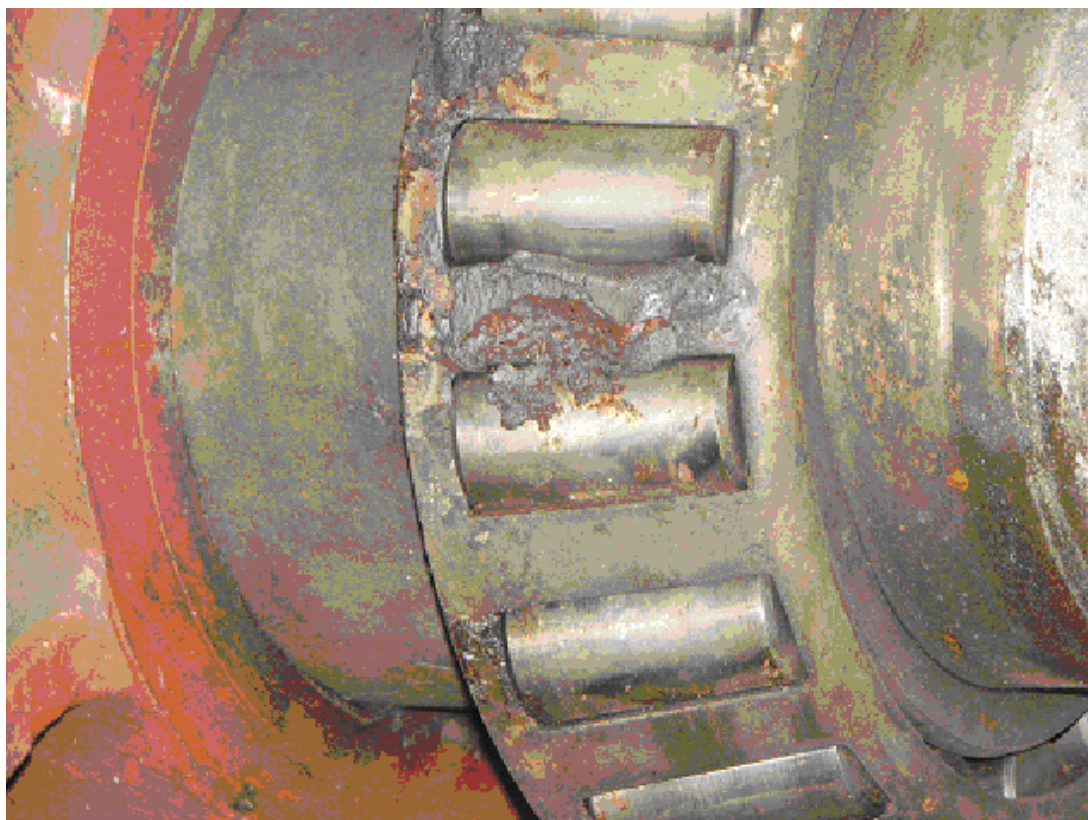


Рисунок 6 — Руйнування підшипника тихохідного вала редуктора

Вібрація, яка виникає внаслідок похибки виготовлення і збирання має значний вплив на несучу властивість гідродинамічної масляної плівки. Розглядаючи динамічні процеси в зубчатій передачі, слід зазначити особливий різновид збудження і резонансні коливання, які в більшості випадків недооцінюють під час проектування і не враховують під час розрахунків. Динаміка зубчатих передач визначається резонансним станом в системі між вимушеними коливаннями. Під час зміни обертів редуктора завжди можливе співпадання частот збудження з частотою власних коливань. Таке співпадання частот і довготривала робота передачі на цих режимах практично призводить до руйнування в елементах конструкції коліс і вузла в цілому.

Найбільш інтенсивні механічні коливання виникають у передачах з прямозубими колесами від циклічних помилок зачеплення. Для передач з косими і шевронними зубами рівень вібрації від тих самих помилок зачеплення значно нижче. Зближення зубчатих коліс в понад допустимих межах може також стати джерелом збудження коливань.

Прагнення зменшити масу і розміри коліс призводить до створення ажурних форм їх тіла і зменшенню частот власних коливань диска і обода. В результаті зростає можливість виникнення резонансних коливань диска і обода колеса під час впливу кінематичного збудження через похибки в зачепленні або силового збудження.

Точне визначення ще на стадії проектування резонансних режимів, динамічних амплітуд для цих режимів і зниження їх інтенсивності є ефективним способом підвищення надійності роботи передач у відношенні щодо зниження динамічних явищ і підвищення несучої властивості зубчатих передач.

Література

- 1 Генкин М.Д. Повышение надежности тяжело нагруженных зубчатых передач / Генкин М.Д., Рыжов М.А., Рыжов Н.М. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
- 2 Раабен А.А. Монтаж и ремонт бурового и нефтепромышленного оборудования / Раабен А.А., Шевалдин Н.Х., Максудов Н.Х. – М.: Недра, 1980. – 260 с.
- 3 Решиков В.Ф. Трение и износ тяжело нагруженных передач. – М.: Машиностроение, 1975. – 232 с.

Стаття поступила в редакційну колегію
26.01.09

Рекомендована до друку професором
Івасівим В.М.

УДК 622.279.8

РЕГЕНЕРАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА ИНГИБИТОРА ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ГАЗА К ТРАНСПОРТИРОВКЕ

А.Н.Гурбанов

ГНКАР «Институт научных исследований», Азербайджан, г. Баку, ул. Г. Зардаби, 88,
тел./факс (99412) 4335390, e-mail: aznsell@eidata.net

Основною метою підготовки до транспорту природних і супутних газів є забезпечення їх нормального транспортування у середині промислових і в умовах магістральних газопроводів. Газові і газоконденсатні родовища, продукція яких містить велику кількість різних агресивних домішок і мінеральних солей, вимагає забезпечення ефективної підготовки природного газу до подальшого транспортування.

Проаналізовані технологічні питання розробки ефективності повторення циркуляції інгібітору на промислах. Визначені і подані результати численних досліджень щодо повторної витрати інгібітору в газоконденсатних промислах. Подано пояснення забезпечення підготовки до транспортування природних і супутних газів і ефективності технології регенерації в цьому процесі.

Разом з іншими чинниками з метою вибору оптимального режиму регенерації інгібітору подаються результати лабораторних досліджень.

На підставі результатів експериментальних досліджень вибраний склад інгібітору, також розроблені технології вживання інгібітору для промислової обробки газу.

Основной целью подготовки к транспорту природных и попутных газов является обеспечение их нормальной транспортировки во внутри промысловых и в условиях магистральных газопровода. Разрабатываемые газовые и газоконденсатные месторождения, продукция которых содержит большое количество различных агрессивных примесей и минеральных солей требует обеспечения эффективной подготовки природного газа к дальнейшему транспорту.

Анализируются технологические вопросы разработки эффективности повторения циркуляции ингибитора на промыслах. Определены и даны результаты многочисленных исследований относительно повторного расхода ингибитора в газоконденсатных промыслах. Дано объяснение обеспечению подготовки к транспорту природных и попутных газов и эффективности технологии регенерации в этом процессе.

Наряду с другими факторами, с целью выбора оптимального режима регенерации ингибитора в статье дается результаты лабораторных исследований.

На основании результатов экспериментальных исследований выбран состав ингибитора, были также разработаны технологии применения ингибитора для промышленной обработки газа.

The principal aim of natural and associated gas preparation to transportation is provision of normal transportation inside field natural gas pipelines. Developed gas and gascondensate field, production of which consists of great amount of different aggressive admixtures and mineral salts, require efficient of natural gas for further transportation.

The results of aforesaid system phase state test investigation are given in the article. Its pressure density at water phase and salt composition.

Principals physical and chemical factors of inhibitor composition under different proportion of components were determined under laboratory conditions. New inhibitor composition. was selected on the base of experimental investigation results there also was developed the technology of inhibitor application for gas field treatment.

В процессе подготовки газа к дальнейшей его транспортировке с применением жидких абсорбентов важную роль играют регенерационные свойства осушителей и ингибиторов. Существенное влияние на процесс подготовки газа оказывает также концентрация применяемых осушителей. Для восстановления осушающих и ингибирующих свойств насыщенных абсорбентов с целью повторного их использования при промышленной обработке природного газа необходимо удаление из них поглощенной воды.

На практике для получения гликоля высокой концентрации (до 99, 95% веса) применяют азеотропную отпарку, при которой один (или несколько) компонентов заданной смеси перегоняются в виде азеотропов с разделяющим агентом. В качестве азеотропных агентов при регенерации гликолей обычно применяют бен-

зол, толуол, ксилол, гептан, различные фракции углеводородного конденсата и др.

Многолетний опыт по использованию установок регенерации гликолей показывает, что необходимо постоянное усовершенствование их с целью получения высококонцентрированного гликоля и улучшения качества обрабатываемого газа. Кроме того, большое значение имеет определение потерь ингибитора в процессе регенерации [1].

Учитывая вышеизложенное, в лабораторных условиях нами изучались регенерационные свойства ППГ и его водных растворов при различных концентрациях и температурах регенерации.

Опыты проводились на установке разгонки в пределах температур 105-150⁰С. Результаты экспериментов приведены на рисунке 1, из которого видно, что при температуре регенерации

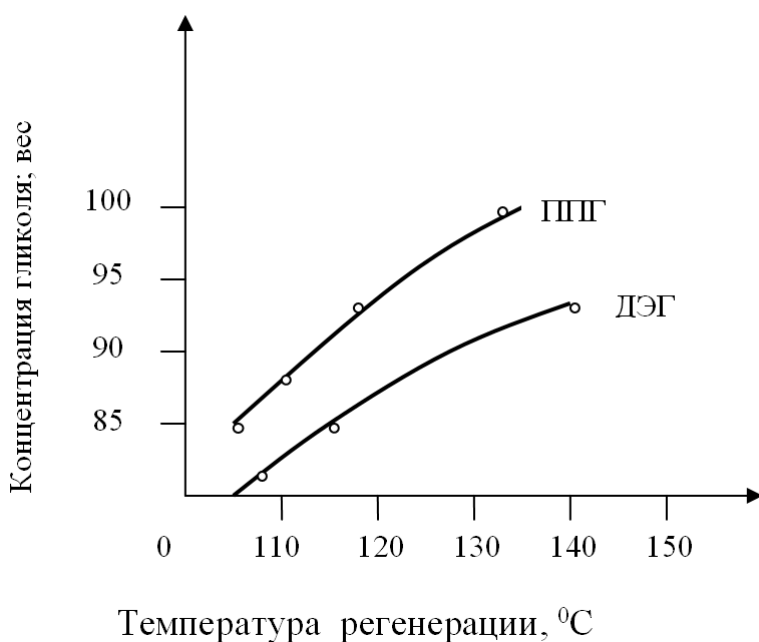


Рисунок 1 — Кривые зависимости концентрации регенерованного гликоля от температуры регенерации

Таблица 1 — Сравнительные результаты степени разложения гликолей в зависимости от температуры регенерации

Степень разложения гликоля, % вес	Температура регенерации гликолей, °C													
	160	165	175	173	180	183	190	195	200	215	230	235	250	260
ДЭГ	-	0,1	0,4	1	15	20	35	45	63	70	78	90	95	КР
ППГ	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

150⁰C без применения вакуума концентрация ППГ достигает 99%, а ДЭГа – всего лишь 91-92%. Установлено, что водные растворы ППГ регенерируются при более низких температурах. Это связано со сложностью состава полипропиленгликоля и объясняется тем, что между молекулами абсорбата и абсорбента имеется непрочная связь, которая легко разрывается при нагревании раствора.

Одним из основных показателей абсорбентов является их термическое разложение в процессе регенерации. С целью изучения этого явления нами проводились исследования регенерации полипропиленгликоля и ДЭГа при высоких температурах, причем после каждого опыта определялся химический состав ППГ и ДЭГа с целью определения степени их разложения.

Результаты опытов приведены в таблице 1.

Как видно из таблицы, при равных условиях и температуре регенерации (до 260⁰C) разложение полипропиленгликоля не наблюдается, а диетиленгликоль почти полностью разлагается, что приводит к отложению последнего в колоннах регенерации и отдельных узлах установки осушки газа, что, в свою очередь, нарушает режим работы установки. При проведении экспериментов в пределах каждой температуры регенерации гликолей (160-200⁰C) определяли их физико-химические свойства. Замечено, что

до температуры регенерации (200⁰C) никаких изменений в структуре ППГ не происходит, а диетиленгликоль при этом теряет практически все первоначальные физико-химические свойства.

Для сравнения с физико-химическими свойствами полипропиленгликоля нами изучались регенерационные свойства широкого используемого ДЭГа и его водных растворов в идентичных условиях. Результаты опытов представлены на рисунке 1, из которого видно, что при температуре регенерации (150⁰C) концентрация регенерованного диетиленгликоля достигает 92% вес., в этих же условиях концентрация регенерованного ППГ приближается к 99,5% вес. Как известно, для получения высококонцентрированного ДЭГа необходимо применение вакуума или высокой температуры регенерации (163⁰C).

Известно, что достижение более глубокой осушки природного газа на промыслах зависит, в основном, от концентрации применяемых осушителей [2]. Чем выше концентрация гликоля, тем ниже точка росы осушенного газа. Поэтому для всех газовых и газоконденсатных месторождений одна из основных трудностей заключается в получении высококонцентрированного абсорбента при относительно низкой температуре регенерации [3].

Исследования регенерационных свойств полипропиленгликоля и сопоставление их со свойствами диэтиленгликоля показали, что при применении для обработки газа ППГ упрощается система регенерации, т.е. не требуется применения вакуумной установки и высокой температуры регенерации. Как было указано выше, при обычных условиях регенерации и температуре 150⁰С можно получить высокую концентрацию полипропиленгликоля (99,5% вес.).

Установлено, что разложение гликолей при их регенерации приводит к нарушению режима работы установки осушки газа, а также к потере большого количества ценного продукта.

Опытным путем установлено, что в связи с низкой температурой регенерации ППГ его вынос в процессе регенерации с парами воды не наблюдается, что исключает потери гликоля в системе.

Анализ результатов проведенных исследований позволяет выбрать необходимую концентрацию и температуру регенерации полипропиленгликоля с целью его возврата в систему подготовки природного газа к дальнейшей транспортировке. При применении полипропиленгликоля в качестве осушителя газа в колонне испарителя достаточно поддерживать температуру 140-145⁰С, при этом можно получить концентрацию гликоля 95-98,5% вес., а при применении ППГ в качестве ингибитора гидратообразования – 110-120⁰С, при этом концентрация регенерированного гликоля достигает 89-90% вес., что полностью обеспечивает требуемую концентрацию гликолей.

С увеличением температуры регенерации до 160⁰С происходят потери ингибиторов за счет выноса из композиции более низкокипящих компонентов. Эти потери незначительны и составляют 0,1-0,2% масс. от общего объема композиции.

Исследования результатов дифференциального термического анализа показали, что для всех образцов наблюдается эндотермический эффект без ярко выраженных переходов. Это указывает на линейный характер процесса абсорбции – десорбции композиции ингибиторов.

Литература

1 Гумбатов Г.Г. Ингибитор гидратообразования для подготовки газа в системе газлифта и внутри промыслового транспорта морских нефтегазовых месторождений / Г.Г. Гумбатов, В.И. Алиев, А.З. Абдулгасанов // АНХ. – 1996. – №6. – С. 53-55.

2 Расулов А.М. Применение полипропиленгликоля (ППГ) в качестве осушителя и ингибитора гидратообразования природных газов / А.М. Расулов, Т.Г. Смирнова. – М.: ВНИИ-Эгазпром, 1994. – С. 51-53

3 Расулов А.М. Использование новой композиции для предотвращения технологических осложнений при подготовке газа к транспорту / А.М. Расулов, Т.Н. Лушина и др. // Сборник научных трудов ВНИИПИ газа. – Баку, 1990.

*Стаття поступила в редакційну колегію
28.02.09*

*Рекомендована до друку професором
Мойсишиним В.М.*