

622.24.051(043)
К 67

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

КОРНУТА ВОЛОДИМИР АНДРІЙОВИЧ



УДК 622.24.05:539.3:621.81

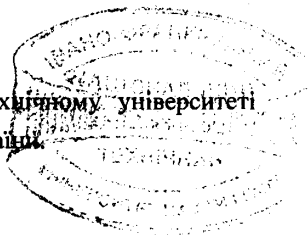
**УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ШАРОШОК ТА
ОЗБРОЄННЯ БУРОВИХ ДОЛІТ З УРАХУВАННЯМ ЇХ
НАПРУЖЕНОГО СТАНУ**

Спеціальність 05.05.12 — машини нафтової та газової промисловості

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України.



Науковий керівник: доктор технічних наук, професор **Драганчук Оксана Теодорівна**, УкрНДІНП "МАСМА", директор, м. Київ.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор **Петрина Юрій Дмитрович**, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, завідувач кафедри "Технологія нафтогазового машинобудування", м. Івано-Франківськ;

кандидат технічних наук **Кунцяк Ярослав Васильович**, ПрАТ "Науково-дослідне і конструкторське бюро бурового інструменту", генеральний директор, м. Київ.

Захист відбудеться «06» липня 2011 р. о 10 год. 00 хв. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 20.052.04 в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу за адресою:

76019, Україна, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

З дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу за адресою:

76019, Україна, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

Автореферат розісланий « 4 » червня 2011 р.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради Д 20.052.04,
канд. технічних наук, доцент

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Л. Д. Пилипів".

Л. Д. Пилипів



АГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Дисертацію присвячено вирішенню актуального науково-прикладного завдання підвищення надійності закріплення вставного озброєння бурового долота.

Бурове долото – інструмент, умови роботи якого є одними з найважчих як у бурінні нафтових і газових свердловин, так і в машинобудуванні загалом. Основну роботу з руйнування породи виконує озброєння долота, яке за обмежених, з конструктивних міркувань, розмірів сприймає високі навантаження. Надійність роботи кожного елемента озброєння визначає умови роботи та показники відпрацювання долота в цілому. Але для шарошкових доліт вітчизняного виробництва та виробництва країн СНД, оснащених твердосплавним озброєнням, характерними є аварійні відмови елементів озброєння: сколювання зубців “під корінь” та їх випадання. Випадання зубців може призвести до заклинювання шарошки, прискореного зношування і/або руйнування інших елементів озброєння та ін. Із впровадженням прогресивних конструкцій опор шарошок підвищеної зносостійкості проблема зниження рівня аварійних відмов озброєння набуває особливої актуальності.

У роботах вітчизняних та зарубіжних вчених запропоновано велику кількість конструктивних рішень та способів закріплення елементів вставного твердосплавного озброєння, покликаних вирішити проблему їх випадання і/або сколювання. Однак аналіз конструкцій бурових доліт та їх відпрацювання показав, що більшість запропонованих рішень не знайшли широкого застосування як через суттєве ускладнення технології виготовлення інструменту, так і внаслідок недостатньої обґрунтованості змін конструкції, що свідчить про актуальність проведених досліджень.

Зв’язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота є частиною планових державних науково-дослідних робіт з розвитку нафтогазопромислового комплексу України, зокрема держбюджетних науково-дослідних робіт за темою “Наукове обґрунтування створення мобільних установок і інструменту для буріння та ремонту свердловин вантажопідйомністю 1470 кН”, ДР № 0101U001667. Виконання робіт було передбачене галузевим координаційним планом Міністерства освіти і науки України “Наукові основи розробки нових технологій видобутку нафти і газу з метою одержання високоякісних моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних продуктів і необхідної сировини”. Даний план входив до складу національної програми “Нафта і газ України до 2010 року”. В межах робіт автором проведено аналіз існуючих конструкцій бурових шарошкових доліт, відпрацювання бурових доліт та елементів озброєння шарошок; розроблено у співавторстві математичні та комп’ютерні моделі для визначення навантажень на елементи озброєння та шарошки бурового долота в процесі його роботи на вибої, прогнозування результатів роботи породоруйнівних елементів.

Мета і завдання дослідження.

Мета роботи – підвищення надійності озброєння бурових шарошкових доліт шляхом удосконалення конструкції закріплення вставних твердосплавних зубців в корпусі шарошки.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються наступні завдання:

1. Аналіз сучасного стану досліджень з моделювання роботи та конструювання бурових доліт, зокрема вставного твердосплавного озброєння.

2. Розвиток аналітичної моделі напружено-деформованого стану багатокомпонентного циліндра, зібраного з натягом.

3. Розробка методу моделювання напружено-деформованого стану деталей з'єднання "твердосплавна вставка-корпус" з наближеною до реальної геометрією.

4. Удосконалення конструкції з'єднання "твердосплавна вставка-корпус", встановлення оптимальних геометричних параметрів елементів конструкції з'єднання під навантаженням.

5. Перевірка адекватності математичних моделей та підтвердження працездатності запропонованої конструкції експериментальним шляхом на лабораторній фізичній моделі.

Об'єктом дослідження є явище аварійної втрати вставного твердосплавного озброєння бурового інструменту.

Предметом дослідження є напружено-деформований стан конструкції закріплення твердосплавної вставки в корпусі шарошки бурового інструменту.

Для досягнення поставленої мети як *методи дослідження* використано:

- методи теорії пружності для вдосконалення аналітичної моделі напружено-деформованого стану з'єднання вставка – корпус;

- метод скінченних елементів для побудови розрахункової моделі напружено-деформованого стану з'єднання "зубець-шарошка" з наближеною до реальної геометрією;

- методи теорії подібності для побудови експериментальної фізичної моделі.

Наукова новизна одержаних результатів:

- набула подальшого розвитку аналітична модель напружено-деформованого стану з'єднання з натягом співвісних багатокомпонентних циліндрів із суцільним внутрішнім циліндром, яка базується на відомих рівняннях теорії пружності та, на відміну від відомих, має інші крайові умови, що дало змогу виконати аналіз розподілу напружень вздовж радіуса та встановити область допустимих натягів;

- уперше сформульовано та розв'язано задачу оптимізації дво- та трикомпонентної конструкції за критерієм максимуму несучої здатності;

- удосконалено метод оцінки впливу способів складання з'єднання з натягом зубець-шарошка на напружено-деформований стан деталей та несучу здатність з'єднання, у якому, на відміну від існуючих, розрахунок параметрів моделі реалізовано числовим методом, що дало змогу виконати аналіз напружено-деформованого стану та несучої здатності з наближеними до реальних конструкцій параметрами елементів.

Положення, що виносяться на захист:

- формулювання та розв'язок задачі оптимізації дво- та трикомпонентної конструкції з'єднання з натягом "зубець-шарошка" за критерієм максимальної несучої здатності на основі аналітичного розв'язку задачі опису їх напружено-деформованого стану;

- методика вибору параметрів геометрії нової конструкції з'єднання з натягом "зубець-шарошка".

Практичне значення одержаних результатів.

На основі результатів розвиненої аналітичної моделі створено нову трикомпонентну конструкцію з'єднання “твердосплавна вставка-корпус”. З використанням удосконаленої методики вивчення впливу способів складання та геометричних параметрів елементів конструкції з'єднання з натягом “зубець–шарошка” побудовано відповідну розрахункову модель та обґрунтовано вибір параметрів геометрії конструктивних елементів нової конструкції.

Результати, викладені в роботі, готові до застосування та можуть бути використані проектними організаціями і конструкторськими бюро підприємств машинобудування для розрахунку з'єднань з натягами у різноманітних пристроях та механізмах, зокрема при проектуванні бурового інструменту.

Основні результати досліджень та методики розрахунку прийнято до використання державним госпрозрахунковим підприємством “Алмазінструмент” НАН України і впроваджено у навчальний процес кафедри нафтогазового обладнання ІФНТУНГ.

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні та методологічні результати дисертаційного дослідження, які виносяться на захист, отримано здобувачем особисто [5, 7, 9, 10, 11]. Особистий внесок здобувача у роботах, опублікованих у співавторстві, полягає у наступному: розвинуто математичну модель напружено-деформованого стану двокомпонентного циліндра [2] та багатокомпонентного циліндра [3], складеного з натягом; за результатами аналізу математичних моделей [1] розроблено комп'ютерну модель роботи долота на вибої; удосконалено методику оцінки впливу способу складання і геометричних параметрів конструктивних елементів на напружено-деформований стан деталей з'єднання “зубець–шарошка” наближеної до реальної геометрії та побудовано відповідну скінченно-елементну модель [7]; створено нову конструкцію з'єднання “твердосплавна вставка–корпус” [4], варіанти якої описано пунктами 1, 3 патенту [8], побудовано відповідні розрахункові моделі та обґрунтовано вибір параметрів геометрії її конструктивних елементів [6]. Особисто створено фізичну модель та проведено лабораторні експериментальні дослідження впливу конструкції та геометричних параметрів на роботу з'єднання “зубець–шарошка”.

Апробація результатів дисертації.

Основні положення роботи доповідались та обговорювались на Міжнародній науково-технічній конференції “ІФНТУНГ-40” “Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці” (м. Івано-Франківськ, 2007), на Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених “Техніка і прогресивні технології в нафтогазовій інженерії” (м. Івано-Франківськ, 2008), на конференції молодих учених із сучасних проблем механіки і математики імені академіка Я. С. Підстригача, Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. академіка Я. С. Підстригача НАНУ (м. Львів, 2009), на конференції “Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент — техника, технология его изготовления и применения”, Інститут надтвердих матеріалів ім. В. М. Бакуля НАНУ (с.м.т. Морське, 2010).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 11 наукових праць, з яких 7 статей у фахових виданнях, 3 тез і матеріалів конференцій, 1 патент України на корисну модель.

Структура і обсяг дисертації.

Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел, який містить 195 найменувань, а також 6 додатків. Текстова частина викладена на 149 сторінках комп'ютерного набору і містить 51 рисунок і 14 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертації та подано загальну характеристику роботи. Висвітлено наукове і практичне значення отриманих результатів досліджень, наведено дані про їх впровадження.

У **першому** розділі виконано аналіз сучасного технічного рівня озброєння шарошок бурових доліт, зокрема з'єднань “зубець-шарошка”. Встановлено поширеність різних способів з'єднання, визначено суттєве переважання з'єднань з натягом. Задачам проектування, виготовлення та експлуатації з'єднань з натягом присвячено праці В. М. Александрова, Є. Й. Бернікера, І. А. Біргера, А. В. Гадоліна, Р. Ф. Гаффанова, Е. С. Гречищева, К. Джонсона, М. І. Жуковського, А. С. Іванова, А. А. Ільяшенко, Г. Б. Іосілевича, А. В. Кабакової, Е. В. Куліша, Г. Ляме, Д. Мага, М. М. Матлина, Г. С. Писаренка, М. І. Теплового, Ю. В. Туригіна, М. І. Чебакова, Й. Я. Штаєрмана, А. В. Щенятського, А. І. Якушева, А. Я. Якушева, бурові шарошкові долота в плані роботи їх озброєння, зокрема твердосплавного, вивчали у своїх працях В. І. Артим, О. В. Байдик, П. В. Баліцький, О. В. Боднарчук, К. Г. Валиєва, В. І. Векерик, В. Н. Виноградов, В. Г. Вискребцов, Ю. Е. Владиславлев, О. Т. Драганчук, Я. М. Дрогомирецький, Р. М. Ейгелес, Н. Н. Закіров, В. Я. Кершенбаум, Е. Л. Комм, К. О. Крилов, А. С. Мокшин, С. А. Молдавцев, П. О. Палій, Ю. Д. Петрина, А. Н. Попов, В. В. Симонов, А. І. Співак, Б. Л. Стеклянов, Р. В. Стрекалова, О. О. Стрельцова, І. П. Тарас, А. В. Торгашов, Б. Н. Трушкін, Р. С. Яким та ін.

Результатом аналізу виявлено проблему аварійної втрати значної кількості зубців. Внаслідок такої втрати знижується працездатність бурового інструменту, погіршуються економічні та інші показники бурових робіт.

Для визначення можливостей удосконалення конструкції з'єднання зубця з корпусом шарошки вивчено сучасні уявлення про фізичні основи роботи з'єднання. Констатовано, що дослідниками не вироблено єдиної думки про механізми втрати працездатності з'єднання з натягом “зубець-шарошка”. Основною причиною сколювання робочої частини зубця, яка виступає над отвором, називають недоліки структури матеріалу зубця та концентрацію напружень біля устя отвору. Основною причиною випадання зубця — низький рівень радіальних напружень, що зумовлюється тріщинами, які виникають внаслідок притаманних з'єднанню з натягом двох циліндрів недоліків.

Також за літературними та патентними джерелами вивчено існуючі конструктивні рішення, покликані зменшити втрати пралездатності твердосплавних вставок. Аналіз відомих конструкцій дозволив сформулювати можливі напрямки удосконалення з'єднання.

Для детального вивчення переваг та недоліків існуючих і нових конструкцій виконано аналіз відомих математичних моделей роботи з'єднання з натягом “зубець–шарошка” та інструменту в цілому. Аналіз літературних джерел показав, що досі розроблено декілька основних математичних моделей роботи з'єднання з натягом, з використанням яких відбувається і моделювання роботи з'єднання “зубець–шарошка”. Більшість рішень побудовано для з'єднань без додаткових навантажень або із навантаженнями, симетричними відносно половини висоти з'єднання.

Для встановлення переважаючих експлуатаційних навантажень, що діють на зубець, було виконано огляд створених моделей роботи шарошкового долота на вибої та аналіз результатів різних дослідників, які працювали над вказаною проблематикою. Визначено, що головним навантаженням є осьова сила, величиною $2 \div 15$ кН, яка “затискає” зубець у отвір. Моделі різних авторів дають можливість визначати діючі навантаження для зубців різних розмірів та форм робочих поверхонь.

Різноманітність конструкцій з'єднання та незначне практичне використання більшості з них вказує на відсутність вирішення проблеми аварійного завершення роботи озброєння. Рішення, які запропоновано різними дослідниками, часто не технологічні, їх переваги складно оцінити з використанням існуючих моделей роботи озброєння.

Виходячи із сучасного стану проблеми, сформульовано мету і задачі дослідження.

У другому розділі описано об'єкти і методи дослідження.

Для вивчення напружено-деформованого стану (НДС) шарошок та озброєння бурових шарошкових доліт складено геометричні моделі з'єднання “зубець–шарошка”, на основі яких побудовано математичні моделі. Відмінним від існуючих моделей є вивчення впливу граничних умов на значення параметрів НДС. Висловлено гіпотезу про необхідність підвищення радіальних напружень (стиску) без підвищення рівня еквівалентних напружень із одночасним вирівнюванням величини напружень вздовж осі з'єднання.

На основі аналізу існуючих конструкцій та результатів попередніх досліджень запропоновано й захищено патентом нову конструкцію з'єднання (рис. 1), у якій для керування напруженнями та їх розподілом використано проміжне тіло, що дає додаткові керуючі впливи — зміну співвідношення натягів та радіусів.

Для аналізу НДС з'єднання складено математичні моделі. Дослідження проведено для двох випадків: 1) задано натяги (модель з'єднання в складеному стані, матеріали деталей абсолютно пружні, властивості матеріалів вставки, втулки та корпусу – різні), 2) задано натяги та осьову експлуатаційну силу.

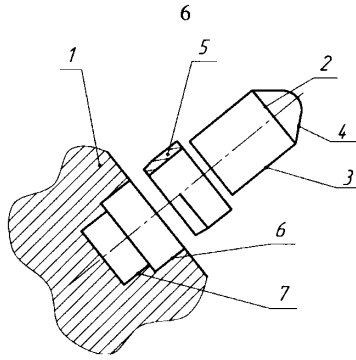


Рис. 1. Запропонована конструкція з'єднання:

1 – корпус з отвором (напр., шарошка); 2 – твердосплавна вставка; 3 – ніжка твердосплавної вставки; 4 – робоча поверхня твердосплавної вставки; 5 – втулка; 6 – ступінь отвору для закріплення втулки; 7 – ступінь отвору номінального діаметра з'єднання вставка-отвір.

Моделі кількохкомпонентних циліндрів з урахуванням геометричного натягу та пружних властивостей всіх компонент (рис. 2) дали змогу оцінити зміну розподілу напружень вздовж радіуса та виконати порівняння з результатами існуючих досліджень.



Рис. 2. Геометричні моделі дво-(а) та трикомпонентного (б) циліндрів, складених з натягом

Математичні моделі складено на основі диференціальних рівнянь рівноваги

$$\frac{d}{dr} \left(\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (ru_r) \right) = 0, \quad r \in \Omega_i, \quad i = 1, 2, 3; \quad (1)$$

та закону Гука для плоского напруженого стану

$$\sigma_r = \frac{E_i}{1-\nu_i^2} \left(\frac{du_r}{dr} + \nu_i \frac{u_r}{r} \right), \quad \sigma_\theta = \frac{E_i}{1-\nu_i^2} \left(\frac{u_r}{r} + \nu_i \frac{du_r}{dr} \right), \quad r \in \Omega_i, \quad i = 1, 2, 3, \quad (2)$$

де $u_i = u_i(r)$ – шукана функція радіальних переміщень від радіуса r ; $\sigma_{r_i}, \sigma_{\theta_i}$ – радіальні та тангенціальні напруження; E_i, ν_i – модулі Юнга та коефіцієнти Пуассона матеріалів тіл; Ω_i – області, зайняті тілами. Приймаємо $\sigma_z = 0$.

Для двокомпонентного з'єднання граничні умови задано у вигляді:

$$u_r(0) = 0; u_r(r_1 + 0) - u_r(r_1 - 0) = \delta_1, \sigma_r(r_1 + 0) - \sigma_r(r_1 - 0) = 0;$$

$$u_r(r_2) = 0 \text{ або } \sigma_r(r_2) = 0. \quad (3)$$

Дослідження показали якісну і кількісну відповідність результатів, отриманих з використанням запропонованих моделей відомим результатам інших дослідників.

Для трикомпонентного з'єднання граничні умови задано у вигляді:

$$u_r(0) = 0; u_r(r_i + 0) - u_r(r_i - 0) = \delta_i, \sigma_r(r_i + 0) - \sigma_r(r_i - 0) = 0;$$

$$u_r(r_3) = 0 \text{ або } \sigma_r(r_3) = 0. \quad (4)$$

У виразах (3), (4) δ_i – геометричні натяги на радіусах $r = r_i$ ($i = 1, 2$).

Із використанням запропонованих моделей проведено також дослідження впливу зміни відношення радіусів контакту і відповідних натягів на зміну компонент напружень і на величину еквівалентного за Мізесом напруження. Встановлено, що, керуючи параметрами відношення радіусів та натягів, можна керувати відношенням радіальної та колової компонент напружень. Результати на рис. 3 наведено для з'єднання з номінальним діаметром 10 мм, натяг 0,1 мм у всіх контактах, товщина стінки втулки трикомпонентної конструкції 0,2 r_1 , зовнішня границя розташована на відстані $3r_1$ від центра. Значення натягу 0,1 мм для двокомпонентної конструкції на даний момент на виробництві вважають таким, що забезпечує найвищу надійність з'єднання.

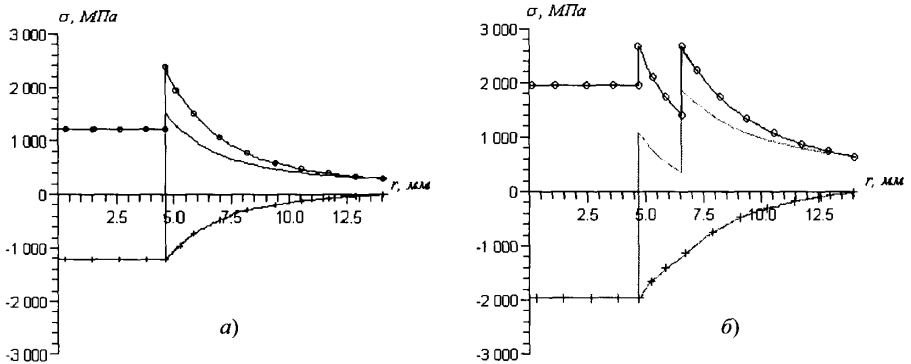


Рис. 3. Розподіл напружень вздовж радіуса для дво-(а) та трикомпонентного (б) з'єднання без навантаження:

— — радіальні, — — колові, ··· — еквівалентні напруження.

Отримані результати для дво- та трикомпонентної конструкцій показують, що другий контакт призводить до підвищення еквівалентних напружень без зміни колових напружень на поверхні отвору. Зростання відбувається за рахунок зростання рівня радіальних напружень стиску. Еквівалентні напруження отримують максимум на поверхнях отвору в шарощі і втулці.

Для трикомпонентних моделей без навантаження проведено серію розрахунків з метою встановлення значень натягу та їх комбінацій, за яких конструкція у стані складання утримується разом та не перевищено границі плинності матеріалів, визначено відповідні натяги. Найбільші значення радіальних напружень при фіксованому рівні еквівалентних напружень спостерігаємо у точці перетину ліній рівня границь плинності деталей з'єднання. Однак отримані результати не дають можливості співставити дво- та трикомпонентне з'єднання за несучою здатністю. З цією метою розроблено математичні моделі конструкції з прикладеним модельним навантаженням — осьовою силою, прикладеною вздовж осі вставки (рис. 4). Щоби отримати аналітичні результати запроваджено додаткові спрощення — постулювали абсолютну жорсткість вставки та однакові властивості матеріалів втулки і корпусу.

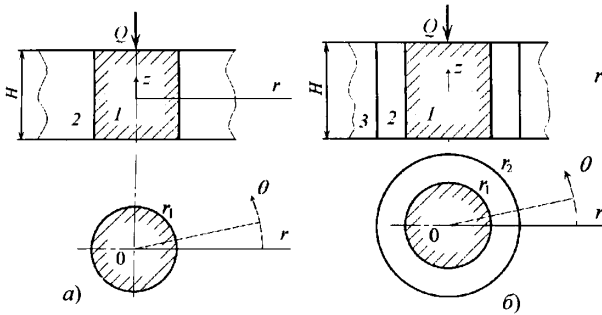


Рис. 4. Геометричні моделі дво- (а) та трикомпонентного (б) з'єднання із прикладеною осьовою силою:

Q — осьова сила; H — номінальна висота з'єднання; для двокомпонентного з'єднання 1, 2 — відповідно твердосплавна вставка і корпус; для трикомпонентного з'єднання 1, 2, 3 — відповідно твердосплавна вставка, втулка, корпус.

Натяг при складанні призводить до осесиметричного плоского напруженого стану, а осьове навантаження — до осесиметричної антиплоскої деформації.

З урахуванням введених спрощень відмінні від нуля компоненти тензора напружень σ_r , σ_θ , τ_{rz} , які залежать від радіальної координати, для двокомпонентного з'єднання знайдено розв'язуванням крайових задач:

$$\frac{d}{dr} \left(\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (ru_r) \right) = 0, \quad r \in (r_1, \infty); \quad u_r(r_1) = \delta_1, \quad \sigma_r(\infty) = 0; \quad (5)$$

та

$$\frac{d\tau_{rz}}{dr} + \frac{\tau_{rz}}{r} = 0, \quad r \in (r_1, \infty); \quad \tau_{rz}(r_1) = Q/S, \quad (6)$$

де u_r — радіальне переміщення; $S = 2\pi r_1 H$ — площа бічної поверхні циліндра.

Для трикомпонентного з'єднання розв'язано крайові задачі для плоского напруженого стану, зумовленого натягами:

$$\frac{d}{dr} \left(\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (ru_r) \right) = 0, \quad r \in (r_1, r_2) \cup (r_2, \infty);$$

$$u_r(r_1) = \delta_1, \quad u_r(r_2 + 0) - u_r(r_2 - 0) = \delta_2, \quad \sigma_r(r_2 + 0) - \sigma_r(r_2 - 0) = 0, \quad \sigma_r(\infty) = 0; \quad (7)$$

та антиплоскої деформації, зумовленої осьовим навантаженням:

$$\frac{d\tau_{rz}}{dr} + \frac{\tau_{rz}}{r} = 0, \quad r \in (r_1, \infty), \quad \tau_{rz}(r_1) = Q/S. \quad (8)$$

Сформульовано та розв'язано задачі оптимізації для дво- та трикомпонентного з'єднання. Оптимізацію проведено за критерієм $\max_{\delta_1, \delta_2} |Q|$ з накладеними обмеженнями:

$$\max_r \sigma_{eq} \leq [\sigma], \quad (9)$$

$$\sigma_r(r_i) \leq 0, \quad (10)$$

$$|\tau_{zr}(r_i)| \leq -f_i \sigma_r(r_i), \quad (i = 1, 2), \quad (11)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження, f_i – коефіцієнти тертя.

Нерівності (9)–(11) гарантують роботу деталей у пружній області, нерозкриття та непроковзування стиків.

Для двокомпонентної конструкції отримано аналітичні вирази для оптимального натягу δ_1 та максимальної сили Q . При цьому конструкція є рівномірною за плинністю матеріалу шарошки та зрушуванням стику.

Подібно до двокомпонентної конструкції оптимальна точка у трикомпонентному з'єднанні у геометричному трактуванні — це точка на площині (δ_1, δ_2) , у яку проектується точка перетину двох поверхонь текучості з вищою із поверхонь ковзання. Необхідність забезпечення кількох нерівностей та громіздкість виразів для напружень (обмежень) ускладнює аналітичний пошук оптимальної точки. Тому проведено числовий аналіз для коефіцієнтів тертя $f = f_1 = f_2 \in [0; 1]$ та відношень радіусів $r_2/r_1 \in [1,1; 2,5]$. Результати наведено у графічному вигляді для дво- та трикомпонентного з'єднання (рис. 5).

Основним чинником, який впливає на допустимі навантаження, і для конструкції з трьох тіл залишається коефіцієнт тертя. Зміна відношення радіусів контакту слабше впливає на несучу здатність. Практично для всіх значень f варто обирати r_2/r_1 в межах $1,2 \div 1,8$ — тут діаграма виграшу є опуклою.

Порівняння результатів, отриманих в рамках розглянутих моделей, показало, що трикомпонентна конструкція забезпечує виграш — десятки відсотків. Це дало мотивацію для подальших досліджень на моделях, наближених до реальних конструкцій, з доданими конструктивними елементами та з характерним співвідношенням розмірів.

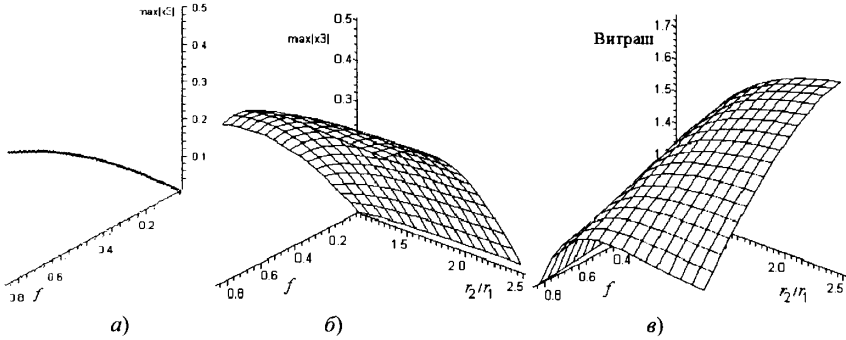


Рис. 5. Порівняння оптимальних конструкцій:

а – залежність безрозмірної осьової сили $x_3 = Q/(S[\sigma])$ від коефіцієнта тертя f для двокомпонентного з'єднання; *б* – залежність безрозмірної осьової сили x_3 від коефіцієнта тертя f та співвідношення радіусів контакту r_1/r_2 для трикомпонентного з'єднання; *в* – виграш (рази) у несучій здатності трикомпонентної конструкції над двокомпонентною.

Крім того, для номінально нерухомих з'єднань вивчено вплив мікропроковзування в контактні на їх довговічність. Встановлено, що для удосконалення трикомпонентного з'єднання, розрахованого за одноактним прикладанням сили, підвищується і його стійкість проти циклічного фрикційного зношування.

У **третьому розділі** для досліджень використано комп'ютерне моделювання із застосуванням методу скінченних елементів, реалізованого програмою ANSYS. Усі задачі розв'язано у геометрично лінійній постановці для пружно-пластичних матеріалів.

Точність моделювання оцінено за результатами розрахунків для скінченноелементних моделей контакту довгих циліндрів, матеріали абсолютно пружні. Результати порівняно з отриманими аналітично. Відхилення результатів становлять менше 3%.

Для виявлення впливу доданих конструктивних елементів проведено ряд розрахунків. При цьому встановлено, що дно отвору спричиняє концентрацію напружень поблизу основи зубця; додавання фасок змінює розподіл напружень, однак не призводить до зниження їх концентрації; слід від свердла практично не змінює НДС.

Також побудовано моделі із заданими переміщеннями запресовування та розпресовування. Встановлено необхідність фаски при основі вставки із кутом при вершині $\leq 15^\circ$, оскільки за більших кутів спостерігається зрізання поверхневого шару при запресовуванні. Для моделей із заданими переміщеннями відслідковувалась осьова сила, деформації деталей та напруження.

Для дво- та трикомпонентної моделей досліджено вплив способу складання, результатом моделювання є графіки сил розпресовування/запресовування від переміщення (рис. 6, де h відраховується від дна отвору).

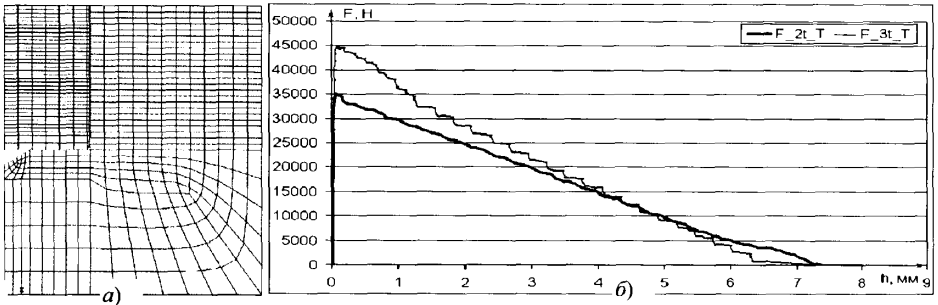


Рис. 6. Запропонована скінченно елементна модель термозапресованого з'єднання (а); результати моделювання термозапресованих з'єднань (б)

Термоскладання для двокомпонентної конструкції дає вигравш, цей результат є прогнозованим і співпадає з даними практично всіх дослідників. Також очікуваним є перевищення сили запресовування над силою випресовування. Аналогічно і для трикомпонентної конструкції має місце вигравш при термоскладанні. Трикомпонентна конструкція дає вигравш відносно двокомпонентної 10%÷20%. Для моделей методу скінченних елементів із врахованою пластичністю матеріалів оптимізацію не проводили. Натяг δ_1 при $r=r_1$ для двокомпонентної та трикомпонентної конструкцій 0,1 мм, при $r=r_2$ у трикомпонентній конструкції задано натяг δ_2 , за якого у втулці та отворі спостерігаються однакові еквівалентні напруження.

Дослідження методом скінченних елементів показало, що з урахуванням пластичності, способу складання і співвідношень реальних розмірів, також спостерігається перевага трикомпонентної конструкції над двокомпонентною навіть для неоптимальних варіантів.

У четвертому розділі описано експериментальні дослідження на фізичних моделях. Для експериментальних досліджень створено фізичну модель (рис. 7), подібну до вінця шарошки бурового шарошкового долота з конічними шарошками (окрім тильних конусів). Геометричні параметри кінематичної схеми (кути, діаметри) обрано з конструктивних міркувань. Модель виготовлено зі сталі 14ХНЗМА, з того ж матеріалу виготовлено втулки. Зубці стандартні Г26, матеріал ВК8, номінальний діаметр 10 мм. Точність монтажу (співвісного, без перекосів) забезпечено використанням спеціально розробленого пристрою. Селективне складання не застосовувалось, максимальний натяг – 0,15 мм.

Експеримент проведено на стенді дослідження бурового інструменту (СИБИ) лабораторії бурового інструменту Інституту надтвердих матеріалів (ІНМ) імені Бакуля НАН України. Стенд забезпечує обертання стола ротора із частотою 1,7÷5,2 с⁻¹, максимальну осьову силу 105 кН, подачу колони 0,05÷0,1 м/с, хід колони 800 мм; промивка — технічна вода. Стенд обладнано комбінованим гідроелектричним пультом керування з інформаційно-вимірювальною системою для

контролю осьової сили та переміщень. Додатково фіксувався час роботи. Як вибій використано загартоване сталеве кільце.

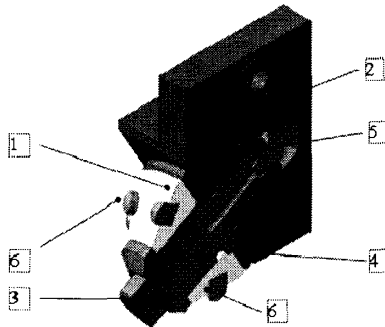


Рис. 7. Загальний вигляд моделі:

1 – корпус моделі вінця шарошки; 2 – основа опори; 3 – опора; 4 – опорна шайба; 5 – напірний гвинт; 6 – зубці (елементи озброєння).

Всі моделі відпрацьовано до повної втрати озброєння (табл. 1). Для кожного елемента зафіксовано вид відмови: випадання чи сколювання. Оскільки умови експерименту жорсткі, то сколювання у експерименті розглядається як один з видів неаварійної втрати працездатності елемента озброєння.

Таблиця 1

Аналіз основних результатів випробувань моделей

К-сть компонент	Модель конструкції озброєння долота	Довговічність, %	Втрата озброєння всіх моделей 100%, в т. ч. за видами руйнування	
			Скол, %	Випадання, %
2	Модель I	100	83	17
3	Модель II	120	100	0
	Модель III	115	96	4
	Модель IV	117	92	8

Наробіток моделі I (двокомпонентні з'єднання) прийнято за сто відсотків. Бачимо, що трикомпонентні моделі (II, III, IV) мають більший на 15÷20% наробіток. Для двокомпонентних з'єднань спостерігаємо види зношування випадання та скол (17% та 83% відповідно). Для трикомпонентних моделей випадання склало в середньому 4%, решта — скол. Таким чином, підвищення надійності підтверджено експериментом: знизилась кількість критичних відмов, підвищилась довговічність. Оцінкою довговічності є час відпрацювання моделей (наробіток). На нашу думку, результати експериментів підтверджують підвищення надійності за рахунок зміни напружено-деформованого стану деталей, покращення умов спряження компонент.

За результатами теоретичних та експериментальних досліджень розроблено інженерну методику проектування з'єднань з натягом підвищеної несучої здатності та довговічності.

ВИСНОВКИ

У дисертації наведене теоретичне узагальнення і нове вирішення важливого наукового завдання у галузі машин нафтової та газової промисловості – підвищення надійності закріплення вставного озброєння бурового долота. На основі результатів розвинутої аналітичної моделі та скінченно-елементного аналізу розроблено нову конструкцію трикомпонентного з'єднання “твердосплавна вставка–шарошка”, обґрунтовано метод вибору її оптимальних параметрів.

У роботі отримано такі основні результати:

1. Аналізом запропонованих різними дослідниками моделей роботи з'єднання “зубець–шарошка” і сучасного технічного стану таких з'єднань встановлено необхідність подальшого розвитку існуючих моделей роботи з'єднання та висловлено гіпотезу про доцільність зміни конструкції з'єднання. На основі результатів подальшого розвитку аналітичної моделі напружено-деформованого стану з'єднання з натягом співвісних багатокомпонентних циліндрів із суцільним внутрішнім циліндром із зміною крайових умов моделі запропоновано нову конструкцію з'єднання “твердосплавна вставка–корпус”, встановлено покращення умов контакту.
2. Сформульовано та розв'язано методами теорії пружності задачу оптимізації параметрів дво- та трикомпонентних циліндрів, з'єднаних з натягом, що піддані впливу осьового навантаження. Створено таблиці безрозмірних натягів та сил для оптимальних конструкцій, описано методику конструювання таких конструкцій.
3. Виконано аналіз розподілу напружень у компонентах з'єднання для пружних та пружно-пластичних матеріалів, вплив на параметри НДС конструктивних особливостей та елементів деталей з'єднання. Встановлено позитивний вплив втулки на рівномірність розподілу напружень у деталях з'єднання, зменшення концентрації еквівалентних напружень, підвищення рівня стискаючих радіальних напружень без підвищення розтягуючих колових напружень.
4. Оцінено вплив способу складання на геометричні параметри та результуючий НДС з'єднання деталей із пружно-пластичних матеріалів. Підтверджено припущення інших дослідників про недоцільність підвищених натягів, що, для механічного складання з'єднання двох тіл, ведуть до високих значень сил запресовування при знижених силах випресовування та послабленні утримування деталей у з'єднанні. Показано позитивний вплив втулки та оцінено переваги – зростання в межах 15% сили випресовування.
5. Лабораторним експериментом на фізичних моделях, що мають подібну до серійних шарошкових доліт кінематику та динаміку роботи елементів озброєння, а також способи складання з'єднань, підтверджено перевагу в довговічності та працездатності запропонованої нової конструкції відносно існуючої із зростанням часу відпрацювання в межах 10% та зниженням аварійних втрат елементів озброєння.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Драганчук О. Т. Основні підходи до моделювання роботи шарошкових доліт на вибої. / О. Т. Драганчук, В. А. Корнута // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. — 2003. — № 1. — С. 81—86.
2. Корнута В. А. Використання механіко-математичних моделей роботи з'єднань з натягом під час проектування з'єднання зубок-шарошка / В. А. Корнута, О. В. Корнута // Нафтогазова енергетика. — 2008. — № 4. — С. 68—74.
3. Корнута В. А. Моделювання напружено-деформованого стану з'єднання корпус (шарошка) – твердосплавна вставка контактом двох гладких циліндрів / В. А. Корнута, Т. М. Даляк // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. — 2009. — №1 (30). — С. 48—53.
4. Корнута В. А. Вдосконалення твердосплавного озброєння шарошок на основі аналізу роботи з'єднань з натягом / В. А. Корнута, О. Т. Драганчук // Нафтогазова енергетика. — 2009. — № 1 (10). — С. 5—15.
5. Корнута В. А. Моделювання напружено-деформованого стану нової конструкції з'єднання “корпус (шарошка) – твердосплавна вставка” / В. А. Корнута // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. — 2009. — № 4 (22). — С. 101—109.
6. Корнута В. А. Порівняльна оцінка несучої здатності дво- та трикомпонентного з'єднань “шарошка-твердосплавна вставка” / В. А. Корнута, І. П. Шацький // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. — 2010. — №1 (34). — С. 101—105.
7. Корнута В. А. Визначення впливу способу збирання з'єднань з натягом “твердосплавна вставка-матриця” на їх несучу здатність / В. А. Корнута // сб. трудов “Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент — техника, технология его изготовления и применения”. — Вып. 13. — Киев, ИСМ им. В. Н. Бакуля НАН Украины, 2010. — 560 с. — С. 131—137.
8. Пат. 44935 U Україна, МПК (2009) E 21 B 10/46. Робочий орган інструменту з твердосплавними вставками / Корнута В. А., Драганчук О. Т., Корнута О. В.; заявник та патентовласник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. — № u200903171 ; заявл. 03.04.2009 ; опубл. 26.10.2009, Бюл. № 20.
9. Аналіз можливостей моделювання напружено-деформованого стану деталей з'єднання твердосплавний зубець-шарошка: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції “ІФНТУНГ-40” [“Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці”], (Івано-Франківськ, 16-20 квітня 2007 р.) / ІФНТУНГ [Електронний ресурс]. — Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2007. — 1 електрон. опт. диск (CD-ROM) ; 12 см. — Назва з диска, В. А. Корнута
10. Аналіз апріорної інформації про напружено-деформований стан з'єднання зубець-шарошка: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції Молодих вчених [“Техніка і прогресивні технології в нафтогазовій інженерії”], (Івано-Франківськ, 16–20 вересня 2008 р.) / ІФНТУНГ [Електронний ресурс]. — Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2008. — 1 електрон. опт. диск (CD-ROM) ; 12 см. — Назва з диска

11. Моделювання з'єднання з натягом методом скінченних елементів: тези доповідей Конференції молодих учених із сучасних проблем механіки і математики [імені академіка Я. С. Підстригача], (Львів, 25–27 травня 2009 р.)/ Інститут прикладних проблем механіки і математики імені академіка Я. С. Підстригача. — Львів, ІППММ ім. Я. С. Підстригача НАН України, 2009. — 241 с. — В. А. Корнута

АНОТАЦІЯ

Корнута В. А. Удосконалення конструкції шарошок та озброєння бурових доліт з урахуванням їх напруженого стану. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.12 — машини нафтової та газової промисловості.

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, м. Івано-Франківськ, 2011.

Дисертацію присвячено вирішенню науково-прикладного завдання підвищення надійності озброєння бурових шарошкових доліт шляхом удосконалення конструкції закріплення вставних твердосплавних зубців в корпусі шарошки за результатами моделювання напруженого стану з'єднання з натягом.

Розглянуто відомі уявлення про роботу з'єднань з натягом. На підставі аналізу результатів досліджень роботи з'єднань з натягом у машинобудуванні та їх порівняння з інформацією про роботу з'єднань “зубець–шарошка” запропоновано нову конструкцію з'єднання “зубець–шарошка”, отримано патент.

Набула подальшого розвитку аналітична модель напружено-деформованого стану з'єднання з натягом співвісних багатоконпонентних циліндрів із суцільним внутрішнім циліндром – змінено крайові умови моделі.

Поставлено та вирішено задачу оптимізації дво- та трикомпонентного з'єднання з натягом за критерієм максимуму несучої здатності щодо осьової сили.

Удосконалено метод оцінки впливу способів складання та геометричних параметрів елементів конструкції з'єднання з натягом “зубець–шарошка” з наближеною до реальної геометрією на напружено-деформований стан деталей з'єднання за допомогою використання числового методу розрахунку параметрів моделі.

Розроблено методику інженерного проектування оптимізованих конструкцій.

Ключові слова: бурове шарошкове долото, твердосплавний зубець, напружено-деформований стан, з'єднання з натягом, оптимізація.

АННОТАЦИЯ

Корнута В. А. Усовершенствование конструкции шарошек и вооружения буровых долот с учетом их напряженного состояния. – Рукопись.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.12 — машины нефтяной и газовой промышленности.

Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, г. Ивано-Франковск, 2011.

Диссертация посвящена решению научно-практической задачи повышения надежности вооружения буровых шарошечных долот путем усовершенствования конструкции закрепления вставных твердосплавных зубков в корпусе шарошки по результатам моделирования напряженного состояния соединения с натягом.

Проведено обзрение математических моделей, используемых для проектирования соединения “зубок–шарошка” бурового долота, а также других существующих математических моделей, которые могут быть использованы для оценки параметров работы соединений с натягом. Дана оценка областей использования моделей с учетом особенностей соединения “зубок–шарошка”.

Выполнен анализ причин отказов соединений с натягом “зубок–шарошка”. Рассмотрены возможности снижения аварийных потерь элементов вооружения за счет изменений конструкции.

Рассмотрены известные представления о работе соединений с натягом. На основании анализа результатов исследований работы соединений с натягом в машиностроении и их сравнения с информацией о работе соединений “зубок–шарошка” предложено новую конструкцию соединения “зубок–шарошка”, на которую получен патент.

Для исследования новой конструкции соединений с натягом “зубок–шарошка” в буровых шарошечных долотах, оснащенных твердосплавными вставками, получено решение осесимметричной задачи о напряженно-деформированном состоянии соединенных с натягом многокомпонентных цилиндров. Получила дальнейшее развитие аналитическая модель соединения с натягом длинных соосных многокомпонентных цилиндров со сплошным внутренним цилиндром при заданных натягах на поверхностях сопряжения и различных краевых условиях на внешней границе.

Аналитические решения получено в виде функциональных зависимостей напряжений от натяга, материалы цилиндров различные, абсолютно упругие. Для получения численного решения использован метод конечных элементов. Сравнением результатов аналитических и численных решений осесимметричной задачи взаимодействия толстостенных цилиндров с различными граничными условиями установлено достоверность числовых результатов.

Поставлена и решена задача оптимизации двух- и трехкомпонентного соединения с натягом по критерию максимума несущей способности относительно осевой силы. Ограничения в виде неравенств наложены на значения эквивалентных напряжений из условия прочности деталей соединения, радиальных напряжений — из условия нераскрытия стыков, а также на величину касательных напряжений из условия непроскальзывания вставки. Управляющими воздействиями являются натяги, переменными условиями — коэффициенты трения на поверхностях контактов и соотношение радиусов контакта. В пределах теории упругости выполнено сравнительную оценку для конструкций с оптимальными по несущей способности характеристиками. Раскрыты преимущества трехкомпонентной конструкции. Определены возможности применения результатов для проектирования соединения “зубок–шарошка”. Также рассмотрено влияние микропроскальзываний на долговечность номинально неподвижных соединений.

Установлено, что для усовершенствованного трехкомпонентного соединения повышается также и устойчивость против фрикционного износа.

Усовершенствован метод оценки влияния способов сборки и геометрических параметров элементов конструкции соединения с натягом “зубок–шарошка” с приближенной к реальной геометрией на напряженно-деформированное состояние деталей соединения с помощью использования числового метода расчета параметров модели. Результаты моделирования сравниваются для разных способов сборки соединений с натягом. Установлено преимущества тепловой сборки относительно сборки прессованием, необходимые конструктивные особенности для уменьшения влияния технологической наследственности.

Для изучения возможности применения результатов моделирования в случае воздействия нагрузок, подобных эксплуатационным нагрузкам шарошечных долот, проведены экспериментальные исследования с использованием физических моделей, кинематика и динамика которых подобна венцу шарошки. Эксперименты выполнены в лабораторных условиях на стенде с вращением забоя. Результаты эксперимента подтверждают улучшение работы соединения, полученное расчетами согласно математической модели с упрощенной кинематикой и динамикой.

Разработана методика инженерного проектирования оптимизированных для увеличения допустимой осевой нагрузки конструкций соединений с натягом.

Ключевые слова: буровое шарошечное долото, твердосплавный зубок, напряженно-деформированное состояние, соединение с натягом, оптимизация.

SUMMARY

Volodymir A. Kornuta. Improvement of drilling bit cones and cutting structure with taking into account their stress state. – Manuscript.

Dissertation on the competition of graduate Doctor of Philosophy degree of engineering's sciences on speciality 05.05.12 — Machines of oil and gas industry.

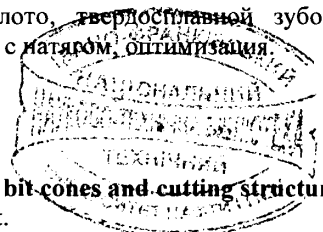
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas. — Ivano-Frankivsk, 2011.

This Ph.D. thesis is devoted to pressure coupling “tooth–roller junction” improvement based on analysis of pressure coupling work and stress state modelling research results.

The known conceptions about pressure coupling work are considered. Based on analysis research results of pressure coupling work in industries and their comparison with information about work of connection “compact-roller cone” new construction of connection “compacts-cone” is offered. This new construction are patented.

An analytical model of the stress state of multi-component cylinders with a solid inner cylinder pressure coupling are acquired further development – changed boundary conditions model.

The comparative assessment of load-carrying capability is executed for constructions with optimum by load-carrying capability characteristics within the limits of elasticity theory. Advantages of three-component structure are disclosed.



The results of simulation are compared for pressure coupling constructions which are assembled in different ways. The finite element method is utilized to receive numerical solution. Method for the assessment of the “tooth–roller junction” with close to real geometry stress state are improved.

As a result of researches an engineering design technique for pressure coupling, optimized to axial load, is developed.

Keywords: rolling cutter bit, three cone drill bit, tungsten carbide insert, junction tooth – roller, mode of deformation, stress state, pressure coupling, wear, optimization.