

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ ОПОРИ КОВЗАННЯ ШАРОШКОВОГО ДОЛОТА З ВИКОРИСТАННЯМ КОМП'ЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Л.О. Борушак, А.А. Бухало, В.В. Врюкало, Т.В. Ленич

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
e-mail: public@nimg.edu.ua

Проаналізовані конструкції опор шарошкових бурових доліт з підшипниками ковзання в аспекті векторів силової взаємодії шарошки з вибоєм та елементів опори між собою. В програмі SolidWorks створені 3D моделі шарошкових вузлів доліт. В додатку Simulation виконано дослідження силових взаємодій елементів опори між собою та між шарошкою і вибоєм. Проаналізовано напружено-деформований стан на контактних поверхнях підшипників ковзання і кочення. Запропоновано конструкцію опори долота з конічними твірними поверхонь ковзання і виконано аналогічні дослідження. Встановлено, що конфігурація елементів опори ковзання першочергово впливає на контактні напруження в елементах опор шарошкових доліт.

Ключові слова: опора долота, шарошка, вибій, під'ятник, напруження, контактна поверхня, підшипник, напружено-деформований стан.

Проаналізовані конструкції опор шарошечных буровых долот с подшипниками скольжения в аспекте векторов силового взаимодействия шарошки с забоем и элементов опоры между собой. В программе SolidWorks созданы 3D модели шарошечных узлов долот. В приложении Simulation выполнены исследования силовых взаимодействий элементов опоры между собой и между шарошкой и забоем. Проанализировано напряженно-деформированное состояние на контактных поверхностях подшипников скольжения и качения. Предложено конструкцию опоры долота с коническими образующими поверхностей скольжения и выполнены аналогичные исследования. Установлено, что конфигурация элементов опоры скольжения первостепенно влияет на контактные напряжения в элементах опор шарошечных долот.

Ключевые слова: опора долота, шарошка, забой, подпятник, напряжения, контактная поверхность, напружено-деформированное состояние.

The design of the rolling drill bit with sleeve bearings has been analyzed in terms of the cutter force interaction with the bottomhole and the interaction of the bearing elements with each other. 3D models of the drilling-bit bearing assemblies have been designed in SolidWorks program. By means of Simulation application the research of the force interaction of the bearing elements between each other, as well as between the bottomhole and the cutter has been performed. The strain-stress state on contact surfaces of sliding and rolling bearings has been analyzed. The bit bearing structure with conical surface of sliding has been proposed and similar research has been conducted. It has been established that the structure of the sleeve bearing elements chiefly influences on the contact stresses in the elements of the drilling-bit bearing structure.

Key words: bit bearing, cutter, bottomhole, step bearing, stress, contact surface, strain-stress state.

ВСТУП

Бурові шарошкові долота – основний інструмент для буріння глибоких свердловин в нафтовій і газовій промисловості, а також у вугільній промисловості та геологорозвідці. Застосовують їх для буріння вибухових свердловин на кар'єрах кольорової і чорної металургії, при видобуванні золота і алмазів.

Бурові шарошкові долота працюють в дуже важких умовах – при навантаженнях, що обчислюються десятками тонн, тиску – до 200 атмосфер, при частоті обертання шарошок долота – до кількох сотень обертів за хвилину. Наявність абразивного середовища призводить до швидкого зношування як породоруйнуючих зубців (сталевих армованих чи твердосплавних), так і опор шарошок.

Конструкція шарошкового долота передбачає досягнення високої точності деталей, що входять до конструкції, та їх взаємного просторового розташування. Важкі умови роботи доліт на вибої вимагають використання в їх конструкціях високоякісних і зносостійких матеріалів, а сама технологія їхнього виробництва від-

несена до особливо складної. Співвідносно до малих габаритів вартість виробів цілком співставна з вартістю сучасних автомобілів.

Протягом останніх десятиліть за кордоном і у нас в країні безперервно ведеться складна і трудомістка робота з поліпшення конструкцій доліт, їх окремих вузлів, технології виробництва, вдосконалення матеріалів, хіміко-термічної обробки, армування та ін. В останні роки, у міру вдосконалення проектування, створення нових матеріалів і технологій, все більше уваги проєктувальники приділяють оптимізації конструкцій і технологічності виготовлення доліт.

Вітчизняні та зарубіжні бурові підприємства вимагають всебічного скорочення термінів модернізації серійних або розробки нових типорозмірів бурових доліт з декількох місяців до декількох тижнів. Це додатково вимагає прискорення і поліпшення наукового підходу до оптимізації проєктування і технологічності виготовлення доліт, що сприятиме підвищенню показників буріння і виходу їх на більш високий технічний рівень.

Вузлом долота, найчутливішим до статичних і динамічних навантажень, впливу абрази-

вного середовища та наявності змащення є опора. Опори виходять з ладу в більшості випадків навіть при цілком працездатному оснащенні – фрезерованих і армованих або ж твердосплавних зубках. Руйнування поверхневих шарів деталей опор пов'язане з високим рівнем контактних напружень на їхніх поверхнях, що зумовлено малими радіусами кривизни контактуючих поверхонь і їх формою, та супроводжується сколюванням і викришуванням дрібних і великих об'ємів. Стійкість опор бурових доліт можна суттєво підвищити шляхом покращення конструкції їхніх елементів. Слід зауважити, що на сьогоднішній день вдосконалення конструкцій доліт проводиться переважно з врахуванням досвіду конструювання та експлуатаційних даних, без попереднього дослідження конструкцій з допомогою сучасних комп'ютерних технологій.

Метою даної роботи є оптимізація конструкції опори ковзання зубчастих шарошкових доліт порівняно невеликих діаметрів, що застосовуються переважно для буріння м'яких і низькообразивних порід. Для досягнення поставленої мети необхідно:

- розглянути типові конструкції опор як промислових шарошкових доліт, так і опор, конструкції яких висвітлені у патентних розробках;

- проаналізувати умови роботи елементів опори долота з точки зору силової взаємодії;

- на підставі аналізу розробити варіант конструкції опори ковзання шарошкового долота;

- виконати порівняльні дослідження напружено-деформованого стану опор шарошкових доліт застосуванням сучасних комп'ютерних технологій і на підставі отриманих результатів обґрунтувати переваги розробленої конструкції.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ З ТЕМИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Характерні особливості конструкцій опор з парами ковзання

Зазвичай буріння свердловин порівняно невеликих діаметрів (до 150-200 мм) при невисоких частотах обертання інструменту виконують долотами, у яких шарошка змонтована на цапфі через опору ковзання. Основними елементами таких опор є втулки з антифрикційного матеріалу циліндричної або ступінчастої конфігурації. Замковим елементом, зазвичай, є кульковий підшипник кочення. У деяких конструкціях пари тертя ковзання доповнюють парами тертя кочення – ролик, кульки [1,4,5].

Класичним прикладом конструкції опори ковзання у шарошці є конструкція, у якій основним елементом є ступінчата втулка [7]. Остання має опорні поверхні як циліндричні (між цапфою і шарошкою), так і кільцеві торцові. Втулку пропонується фіксувати від провертання у шарошці виступами і пазами або за допомогою різьби.

У іншій конструкції опори долота [8] між цапфою і шарошкою розміщена ступінчата втулка, яка може провертатись між вказаними деталями, і верхній торець якої опирається на кульковий замковий підшипник. Окрім того, в повздовжніх пазах втулки розміщені циліндричні ролики, які контактують із зовнішньою поверхнею цапфи. Автори розробки, таким чином, прагнули частково замінити тертя ковзання тертям кочення.

Щоб покращити умови змащування контактуючих пар, автори розробки [9] пропонують виготовляти втулку з повздовжніми клиноподібними пазами на внутрішній поверхні та кільцевими проточками на внутрішній і зовнішній поверхнях втулки під ущільнюючі кільця. Але при цьому зменшується площа контакту поверхонь тертя і, відповідно, зростають контактні напруження між деталями. Крім того, кінець цапфи має замковий кульковий підшипник, а цапфа і шарошка контактують між собою безпосередньо з порівняно значним тертям.

Відома опора шарошкового долота, що містить цапфу і шарошку, закріплену на цапфі замковим підшипником у вигляді двох обойм, що контактують між собою по сферичній поверхні, внутрішня з яких закріплена на цапфі, а зовнішня - на шарошці, відрізняється від аналогів тим, що зовнішня обойма виконана з кількома осьовими каналами, в яких встановлені фіксатори з конічними напрямними, і перетинають їх радіальними каналами [1]. В каналі розміщені стопорні штифти, при цьому шарошка виконана з кільцевою розточкою на внутрішній поверхні, суміщеної з радіальними каналами верхньої обойми, а цапфа - з осьовим каналом, розташованим від осі цапфи на відстані, рівному радіусу видалення осьових каналів верхньої обойми від її осі. За задумом авторів, така конструкція повинна зменшити контактні напруження між парами тертя і, таким чином, підвищити термін служби вузла опори.

Цікавою, на наш погляд, є конструкція опори долота, що містить виконану за одне ціле з лапою цапфу, виконану з каналами для подачі мастила, і шарошку, закріплену на цапфі за допомогою підшипників ковзання у вигляді плаваючої втулки і замкового підшипника кочення (рис. 1). Особливістю запропонованої опори є те, що цапфа під підшипник ковзання виконана при основі з конічним буртом, а на протилежному кінці цапфи закріплена втулка з конічним торцем. Вершини конічних поверхонь звернені одна до одної і розташовані на осі цапфи, при цьому конічні поверхні виконані з однаковим кутом конусності, а плаваюча втулка виконана на кінцях з відповідними конічними ділянками, довжина яких становить (0,1-0,2) від довжини втулки.

Принцип роботи опори бурового долота полягає в наступному. В процесі буріння осьова складова навантаження сприймається опорними елементами шарошкового долота, а саме замковим підшипником 3 і підшипником ковзання 5. При цьому внаслідок консольності цапфи 2 спостерігається ексцентричне наванта-

ження підшипників. У першу чергу це відноситься до підшипника ковзання, який починає контактувати з цапфою 2 за значно меншою поверхнею. З метою зменшення цього шкідливого явища плаваюча втулка 5 виконується з видовженими конічними ділянками, контактуючими з відповідними конічними ділянками конічного бурта 13 і втулки 5. Завдяки виконанню протилежних конічних поверхонь 7-8 і 9-10 паралельними забезпечується постійний контакт плаваючої втулки 5 з цапфою 2 та конічних буртів втулки 6 і плаваючої втулки 5, що значно знижує питоме навантаження на підшипник ковзання. Така конструкція, на наш погляд, дозволяє суттєво зменшити контактні напруження між поверхнями в парах тертя.

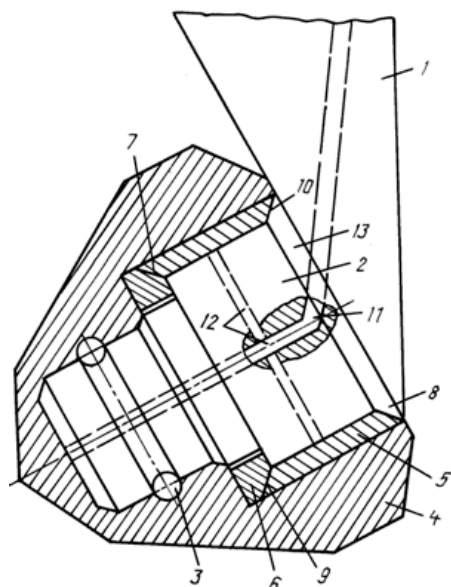


Рисунок 1 – Конструкція опори з плаваючою втулкою та конічними поверхнями тертя

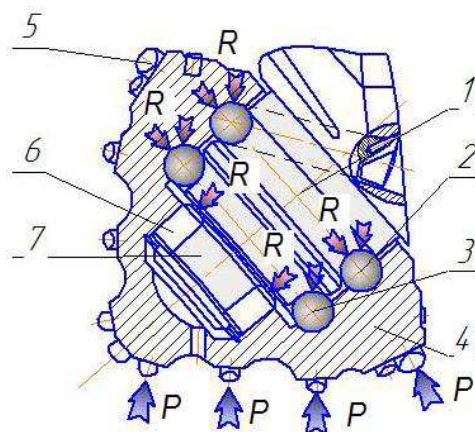
Аналіз дій силових факторів в опорах та підставі для розробки вузла опори із зменшенням тертям

Проаналізуємо силові фактори, що діють на елементи опор кочення та ковзання як стандартних доліт, що випускаються серійно, так і нових запатентованих розробок.

На рисунку 2 зображено схему дії сил на зовнішні елементи шарошки – вставні зубки – та між поверхнями і елементами опор кочення (синій колір – сили, що діють на породоруйнующе оснащення долота, рожевий – реакції на елементи опор кочення і ковзання). Зі схеми видно, що реакції між контактуючими поверхнями мають місце як по поверхнях пар кочення (циліндричні поверхні роликів та циліндрична поверхня цапфи, сферичні поверхні нижнього та верхнього рядів кульок та торові поверхні цапфи) так і по контактних поверхнях тертя (нижні торці роликів – верхній упорний торець шарошки, верхні торці роликів – нижній упорний торець цапфи).

Як свідчать результати огляду доліт, що втратили працездатність через вихід з ладу

опори, руйнування підшипників відбувається з причини високих контактних напружень. Вони мають місце через лінійний або й точковий контакти між елементами пар кочення. Суттєве зношення має місце і по поверхнях пар тертя. Особливу роль тут відіграє наявність абразивного середовища, особливо у доліт з негерметизованими або зношеними опорами. Відомо, що між двома ковзними деталями коефіцієнт тертя завжди більший, ніж при коченні і може досягати 0,35, особливо при наявності абразиву. Оскільки контактні поверхні в опорі долота, як правило, цементують і гартують, то при наявності абразиву останні викришуються, втрачають розмір та форму. Появляється великий люфт в опорі, через який втрачається працездатність долота і може бути заклинювання.



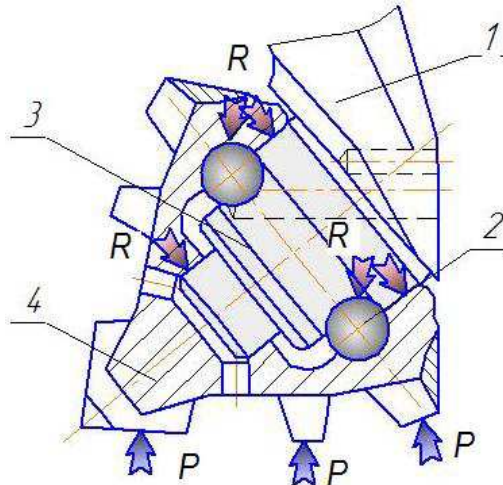
1 – цапфа, 2,3 – кулькові підшипники кочення, 4 – шарошка, 5 – твердосплавний зубок, 6 – роликівий підшипник кочення, 7 – бігова доріжка, P – сили з боку вибою, R – реакції елементів опори

Рисунок 2 – Схема дії зовнішніх сил і реакцій елементів опори кочення системи ролик-кулька-кулька

Особливо цей процес виражений в долотах для твердих і абразивних порід, які оснащені твердосплавними зубками. Внаслідок викришування або випадання зубків погіршується стабільність роботи долота, ростуть вібрації і динамічні навантаження. Це прискорює процес руйнування опорних поверхонь цапфи, шарошки, а також кульок і роликів.

На рисунку 3 зображено схему дії сил на зовнішні елементи шарошки, які руйнують породу – зуби, що розміщені поясами – та між поверхнями та елементами кулькової опори кочення та опори ковзання при вершині шарошки. Зі схеми видно, що реакції між контактуючими поверхнями мають місце як по поверхнях пар кочення (сферичні поверхні кульок та торова поверхня бігової доріжки цапфи) так і по контактних поверхнях тертя (циліндричні поверхні виточки шарошки – циліндричний пояс цапфи). Як свідчать результати огляду доліт, що втратили працездатність через вихід з ладу опори, руйнування підшипників відбувається з причини високих контактних напружень

сама в парах кочення між поверхнями кульок, шарошки і цапфи. Вони мають місце в шарошках доліт малих діаметрів (до 129 мм) для м'яких порід. Суттєве зношення має місце і по поверхнях пари тертя сталь по сталі. Особливу роль тут теж відіграє наявність абразивного середовища. З причини того, що в опорі є тільки пара центруючих поверхонь, то при інтенсивному зношуванні однієї з них різко росте навантаження на іншу поверхню, що призводить до прискореного руйнування цих поверхонь.

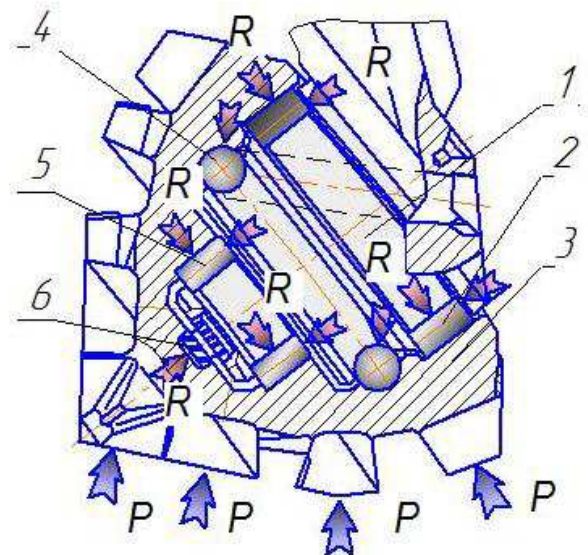


1 – лапа долота, 2 – кульковий підшипник кочення, 3 – цапфа, 4 – шарошка, P – сили з боку вибою, R – реакції елементів опори

Рисунок 3 – Схема дії зовнішніх сил і реакцій елементів опори кочення-ковзання системи шарошка-кулька-шарошка в долотах малих діаметрів

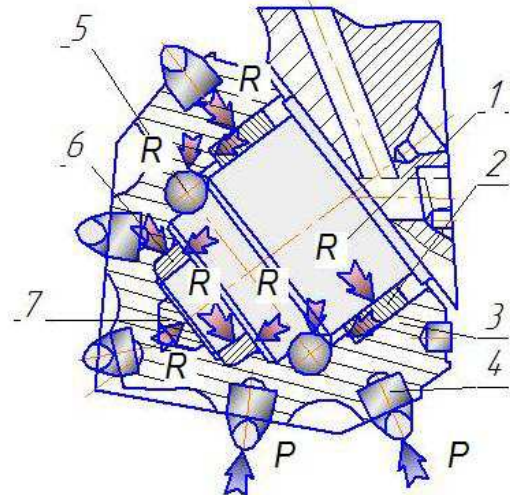
На рисунку 4 зображено схему дії сил на зовнішні елементи шарошки (фрезеровані або ж відлиті зубки) та між поверхнями та елементами опор кочення і ковзання. Зі схеми видно, що реакції між контактуючими поверхнями мають місце як по поверхнях пар кочення (циліндричні поверхні роликів та циліндричні поверхні цапфи, сферичні поверхні кульок та торова поверхня бігової доріжки цапфи), так і по контактних поверхнях тертя (нижні торці роликів – верхні упорні торці шарошки, верхні торці роликів – нижні упорні торці цапфи, а також плоскі поверхні цапфи і підп'ятника).

На рисунку 5 зображено схему дії сил на зовнішні елементи шарошки – вставні зубки з твердого сплаву – та між поверхнями та елементами опор кочення і ковзання в іншого серійного долота для твердих та абразивних порід. В основу конструкції шарошкового вузла, одним з елементів яких є втулки з антифрикційного матеріалу та підп'ятник, закладені опори ковзання. Опора кочення є, по суті, лише замковим підшипником, який не дає шарошці злетіти з цапфи. Зі схеми видно, що реакції між контактуючими поверхнями теж мають місце як по поверхнях пар кочення (сферичні поверхні кульок та торова поверхня бігової доріжки цапфи) так і по контактних поверхнях тертя



1 – цапфа, 2, 5 – роликові підшипники кочення, 3 – шарошка, 4 – кульковий замковий підшипник кочення, 6 – підп'ятник, P – сили з боку вибою, R – реакції елементів опори

Рисунок 4 – Схема дії зовнішніх сил і реакцій елементів опори кочення системи ролик-кулька-кулька-підп'ятник



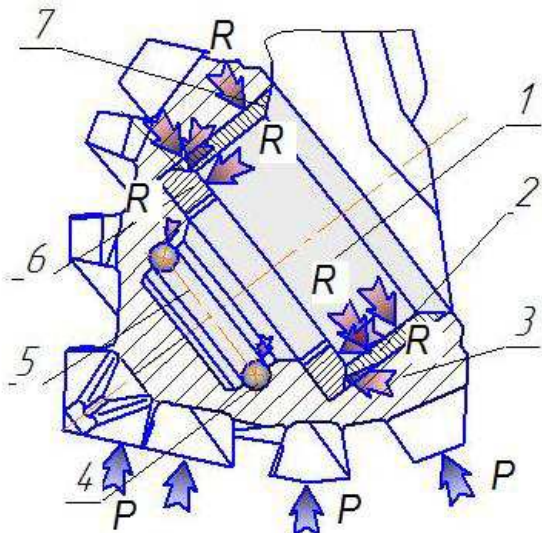
1 – цапфа, 2, 6 – втулкові підшипники ковзання, 3 – шарошка, 4 – твердосплавний зубок, 5 – кульковий замковий підшипник, 7 – підп'ятник P – сили з боку вибою, R – реакції елементів опори

Рисунок 5 – Схема дії зовнішніх сил і реакцій елементів опори кочення-ковзання системи втулка-кулька-втулка-підп'ятник

(кільцеві торцеві пояски цапфи, торці антифрикційних втулок і нижній торець цапфи та торець підп'ятника). Як свідчать результати огляду таких доліт, втрата їхньої працездатності стається через вихід з ладу пар тертя ковзання. Це стається через наявність як торцевого, так і циліндричного контакту в цих парах. Як і в попередніх випадках, після деякого руйнування контактуючих поверхонь збільшуються зазори у підшипниках, погіршується герметичність опор, в які попадає абразив, і це призводить до

катастрофічного зростання люфту шарошки. Це прискорює процес руйнування опорних поверхонь цапфи, шарошки, а також кульок, роликів і підп'ятника. У загальному, причинами швидкого спрацювання елементів опор є наявність у підшипниках торцевих і циліндричних контактних поверхонь ковзання невеликих розмірів і присутність в силовій схемі радіальних і осьових складових.

Зменшенню значень контактних навантажень у опорному шарошковому вузлі ковзання дещо сприяє конструкція, запропонована авторами роботи [11]. Схема дії сил в опорі зображена на рисунку 6. Навантаження, що прикладається до зубків шарошки ззовні, передається через конічні контактні поверхні торцевого кільця і циліндричної втулки, конічної опорної поверхні втулки та конічної опорної поверхні при основі цапфи та по циліндричних контактних поверхнях втулки і цапфи. Кульковий підшипник на нижньому кінці цапфи відіграє функцію замка, що запобігає осьовому взаємному переміщенню цапфи та шарошки. Але основним недоліком такої конструкції, на наш погляд, теж є наявність радіальних та осьових сил в контактних поверхнях опори, причому співвідношення цих складових не є постійним і опора теж є недолговічною.



1 – цапфа, 2 – втулковий підшипник ковзання,
3 – шарошка, 4 – кульковий замковий підшипник,
5 – бігова доріжка, 6 – торцевий підшипник ковзання,

P – сили з боку вибою,
 R – реакції елементів опори

Рисунок 6 – Схема дії зовнішніх сил і реакцій елементів опори ковзання системи кулька - опорне кільце – втулка

На підставі проведеного силового аналізу можемо зробити висновок, що практично всі схеми опор як серійних, так і запропонованих нових конструкцій мають суттєвий недолік. Його суть полягає в тому, що в опорах кочення з кульками та роликами значна частка реакції між елементами припадає на контактні поверхні тертя, а контакт між кульками або роликами та біговими доріжками цапф і шарошок прак-

тично лінійний або точковий. Через це виникають дуже сильні контактні напруження, а при наявності абразиву інтенсивність зношування поверхонь дуже велика. Окрім цього, конфігурація пар ковзання така, що осьова складова реакції торцевих поверхонь є значною і становить $20 \div 40\%$ від сили, що діє на шарошку.

Відомо, що методами класичної механіки визначення рівня контактних напружень між деталями опор є процесом трудомістким і не зовсім точним. В той же час застосування комп'ютерних технологій 3D – моделювання і дослідницьких модулів, що базуються на методі скінченних елементів значно скорочують затрати часу на конструювання, дослідження спроектованих інженерних об'єктів та оптимізацію їхньої конструкції.

Таким чином, для досягнення поставленої мети потрібно виконати такі завдання:

- відібрати типові конструкції опор шарошкових доліт як з опорами кочення, так і з опорами ковзання та виконати їх твердотільні моделі в середовищі Solid Works;

- користуючись додатком Simulation, виконати віртуальне навантаження шарошкового вузла заданими силами та встановити характер розподілу і значення напружень в деталях опор доліт;

- оптимізувати конструкцію опори шарошкового долота, таким чином, щоб забезпечити мінімальні величини осьових складових реакцій в опорі шарошки та зменшення величини контактних напружень між поверхнями опор ковзання.

РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЗБАЛАНСОВАНОЇ ОПОРИ КОВЗАННЯ ДОЛОТА

Конструкція опори ковзання з конічною твірною поверхні контакту

Розглянувши конструкції опор доліт з опорами ковзання та кочення, у яких твірні поверхні контакту паралельні до осі цапфи, можна зробити висновок, що навіть у підшипниках кочення на торцевих поверхнях існує значне тертя. Причиною цього є порівняно велике значення осьової складової сил реакцій в опорі долота.

Метою нашої роботи є розробка конструкції шарошкового вузла, в якій осьова складова сил реакцій в опорі долота повинна бути мінімальною. Для цього нами запропоновано таку конструкцію опори ковзання, у якій твірна поверхні контакту цапфи та шарошки є конічною, а її твірна повинна бути рівноважною до зовнішньої поверхні шарошки, яка руйнує вибій свердловини. Конструкцію такої опори зображено на рисунку 7.

Проаналізуємо силові фактори, що діють на шарошку, та реакції елементів опори. Як видно з рис. 8, за рахунок конусності поверхні контакту цапфи і втулки майже все навантаження на опору сприймається конічною поверхнею ковзання, тоді як дотична до вказаної по-

верхні складова (вона ж є осовою силою) має мінімальне значення і виникає за рахунок нестійкості розподілу сил з боку вибою по зубчастих вінцях шарошки. Конусність поверхонь тертя встановлена такою, щоб створити мінімальне навантаження на замковий підшипник. Кульковий замковий підшипник 5 в нашому випадку служить виключно для утримання шарошки на цапфі долота

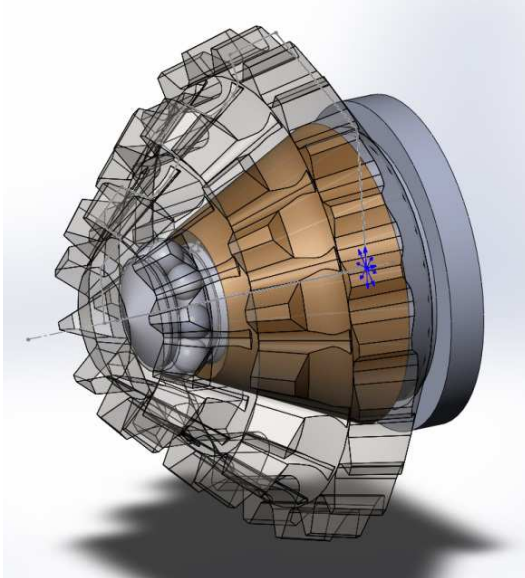
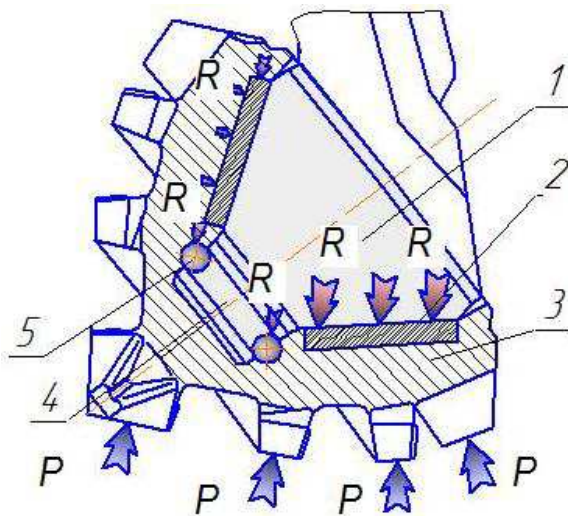


Рисунок 7 – Опора шарошкового долота з кінцевою твірною поверхню ковзання



1 – цапфа, 2 – втулковий кінцевий підшипник ковзання, 3 – шарошка, 4 – бігова доріжка, 5 – кульковий замковий підшипник,
P – сили з боку вибою,
R – реакції елементів опори

Рисунок 8 – Схема дії зовнішніх сил і реакцій елементів опори ковзання системи кінцева опорна втулка – кульковий замковий підшипник

Кут нахилу твірної підшипника ковзання вибирається таким, щоб зрівноважити сумарну реакцію з боку вибою на зуби вінців шарошки і створити мінімальне навантаження на замковий

підшипник. Для кожного різновиду долота цей кут залежатиме від нахилу осі цапфи до осі долота і розміщення зубчастих вінців на поверхні шарошки.

Порівняльні комп'ютерні дослідження напружено-деформованого стану опорних вузлів шарошкових доліт

Для перевірки доцільності практичного застосування нашої конструкції опори, були проведені комп'ютерні дослідження напружено-деформованого стану елементів шарошкового вузла. Для цього в середовищі Solid Works було створено віртуальні моделі шарошкових вузлів, компонентами яких є шарошки, цапфи та елементи підшипників – втулки, кільця, кульки. Загальний вигляд шарошкового вузла в зборі зображено на рис. 9. Для досліджень було вибрано шарошкові вузли доліт діаметром 190,5 мм із зубчастим фрезерованим оснащенням.

Порівнювались такі системи опор:

- комбінована опора ковзання і кочення з одним кульковим підшипником та двома циліндричними втулковими опорами ковзання;
- опора ковзання з циліндричним втулковим підшипником та кільцевим торцьовим упорним підшипником і кульковим замковим підшипником;
- розроблена нами опора ковзання з кінцевою опорною втулкою та замковим кульковим підшипником.

– для виконання досліджень було застосовано модуль Simulation редактора Solid Works, який базується на використанні методу скінчених елементів при обчисленнях.

Загальний алгоритм проведення наших досліджень наступний.

Першим етапом є створення віртуальної твердотільної моделі збірки з усіма присутніми компонентами та її перевірка на відсутність зазорів та взаємного проникнення компонентів (інтерференції).

Другим етапом, як правило, є призначення матеріалів усіх компонентів для досліджень. В нашому випадку для цапфи приймалась легована гартована сталь, аналог сталі 40ХН3МА, для кульок в замковому підшипнику – гартована шарикопідшипникова сталь, аналог ШХ15, для шарошки – легована конструкційна сталь, аналог сталі 20ХН3А, для втулок та опорного кільця – бронза олов'яниста.

На третьому етапі досліджень до моделі прикладають силові навантаження, що діють на елементи збірки. В нашому випадку це сила реакції вибою на зубки шарошки (розподілена по трьох вінцях), що рівна третині оптимального осового навантаження на долото – 10 кН на шарошку.

Зусилля розподілене таким чином – на першому вінці – на два зуби, на другому і третьому вінцях – по чотири зуби. Така схема ґрунтується на досвідних даних по контакту оснащення бурового долота з вибоєм при роботі по м'яких і середньо-м'яких породах.

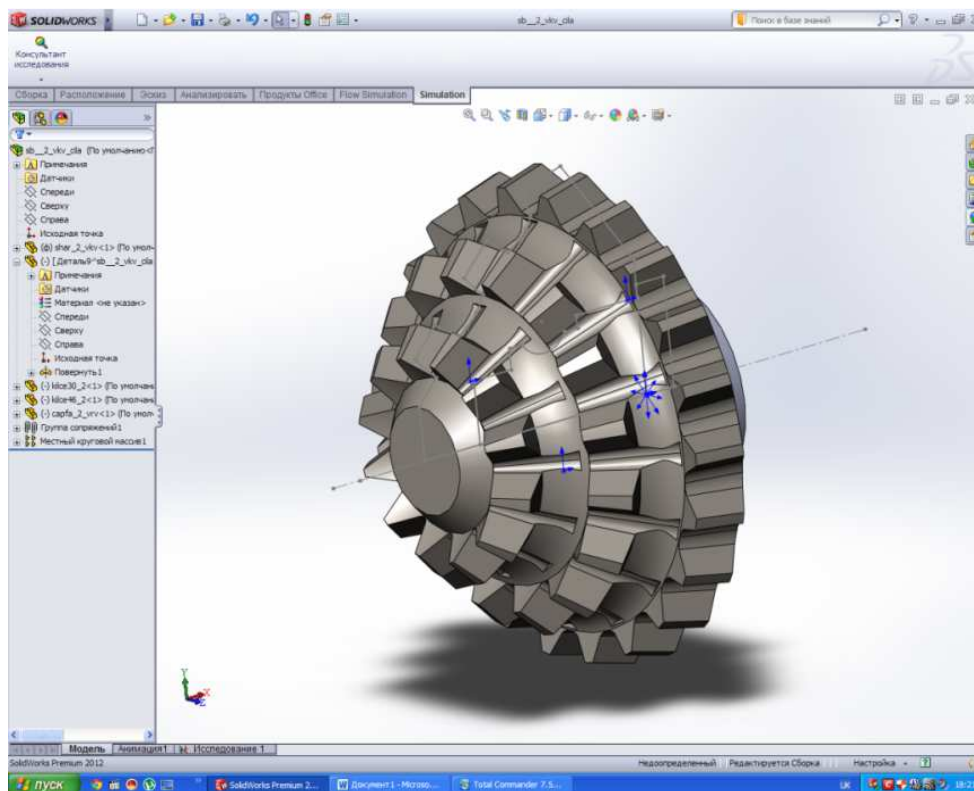


Рисунок 9 – Шарошковий вузол долота в зборі

На четвертому етапі досліджень ми встановлюємо умови контакту компонентів та умови їхнього закріплення. В нашому випадку доцільно призначити між компонентами моделі тип контакту – зв'язані між собою, тобто беззасторожний контакт, а нерухомо закріпленим елементом прийнято вільний торець цапфи – по умовній площині розрізу від корпусу долота, що, по суті, є звареним з трьох лап. Нижньою частиною лапи і є власне цапфа.

П'ятим етапом проведення досліджень є створення сітки – розбиття компонентів збірки на окремі елементи певної форми та розміру. Для нашого випадку вибираємо тип сітки – стандартний, щільність сітки елементів – 80% від максимальної. Такі умови дещо збільшать об'єм обчислень, але дозволять з більшою деталістністю отримати картину розподілу напружень в зонах контакту окремих компонентів збірки.

На останньому етапі прикладної програми слід виконати обчислення та отримати результати: епюри напружень в компонентах, їхніх деформацій та переміщень будь-якої частинки компонента.

В першому варіанті будемо досліджувати опору з двома підшипниками ковзання і одним (кульковим) кочення. Конструкцію її зображено на рис. 10.

Схема прикладення сил з боку вибою, закріплення цапфи та об'ємна сітка елементів зображені на рис. 11.

Просторова епіюра розподілу напружень в елементах конструкції шарошкового вузла зображена на рис.12. З епюри видно, що значення

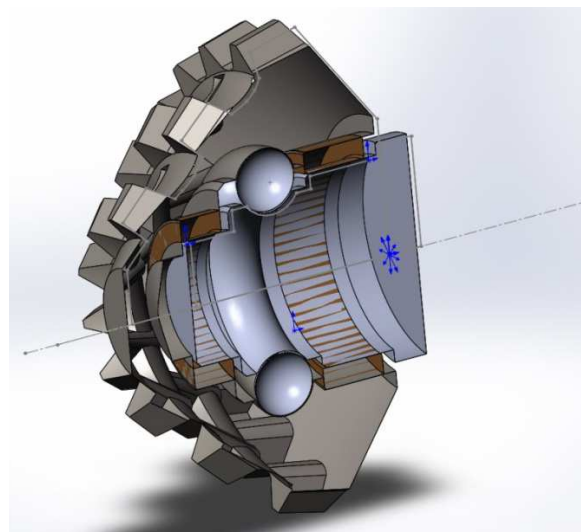


Рисунок 10 – Конструкція опори системи втулка-кулька-втулка

напружень по Мізесу значно перевищують 200 МПа і наближаються до границі плинності матеріалу втулок у підшипниках ковзання. Слід сказати що ці напруження зосереджені у зонах як циліндричного, так і плоского торцевого контакту між парами цапфа-втулка та втулка-шарошка. Також отримані максимальні значення напружень в зоні контакту кульок з біговою доріжкою цапфи. З цієї причини у згаданих зонах матеріал зазнає інтенсивних втомних навантажень та досить швидко зношується. Внаслідок значних напружень суттєвими є і деформації окремих компонентів вузла. Їх числові зна-

Имя модели: sb_2_viv_cla
Имя исследования: Исследование 1
Тип сетки: Сетка на твердой теле

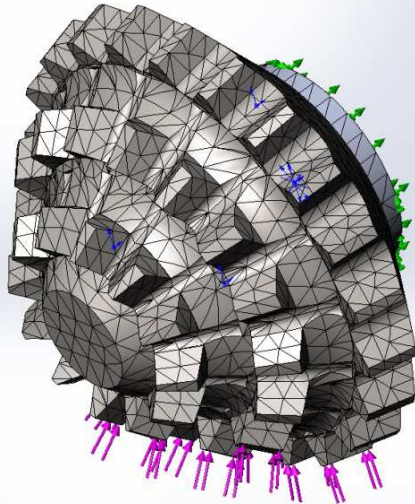


Рисунок 11 – Схема прикладення сил з боку вибою, закріплення цапфи та об'ємна сітка елементів

чення можна встановити за епюрою, показаною на рис. 13. Як видно, найбільше деформуються основа цапфи, зуби шарошки та бронзові втулки у підшипниках ковзання.

Просторові переміщення окремих частин шарошкового вузла можна відстежити, користуючись епюрою, зображеною на рис. 14. Як видно з рисунка, вони досягають 0,15-0,20 мм. Самі по собі такі переміщення не є великими, але можуть призвести до значних вібрацій при роботі долота внаслідок пружних реакцій елементів опори.

В другому варіанті будемо досліджувати опору з комбінованим підшипником ковзання і одним кульковим замковим підшипником кочення. Відмінність її від попередньої полягає в тому, що кульковий підшипник розвантажено від дії осьової складової кільцевим упорним підшипником ковзання. Специфіка конструкції полягає в тому, що форма поверхонь контакту кінцева із зменшенням діаметра до осі цапфи. Конструкцію вузла зображено на рис. 15.

Схема прикладення сил з боку вибою та накладання зв'язків зображена на рис. 16. Ці схеми зберігаємо постійними для можливості порівняння результатів досліджень.

Просторова епюра розподілу напружень в елементах конструкції шарошкового вузла зображена на рис. 17. З епюри видно, що значення напружень по Мізесу в зонах контакту елементів опори значно перевищують 200 МПа і подекуди перевищують границю плинності матеріалу втулок у підшипниках ковзання.

Слід сказати, що ці напруження зосереджені переважно в зоні контакту між парами втулка-кільце та втулка-цапфа. З цієї причини у згаданих зонах матеріал зазнає інтенсивних втомних навантажень та теж досить швидко зношується.

В третьому варіанті будемо досліджувати опору запропонованої нами конструкції з комбінованим підшипником ковзання і одним кульковим замковим підшипником кочення. Відмінність її від попередніх відомих конструкцій полягає в тому, що і в кульковому підшипнику, і в торцевих ділянках втулки з антифрикційного матеріалу, які контактують з шарошкою, практично відсутні осьові складові

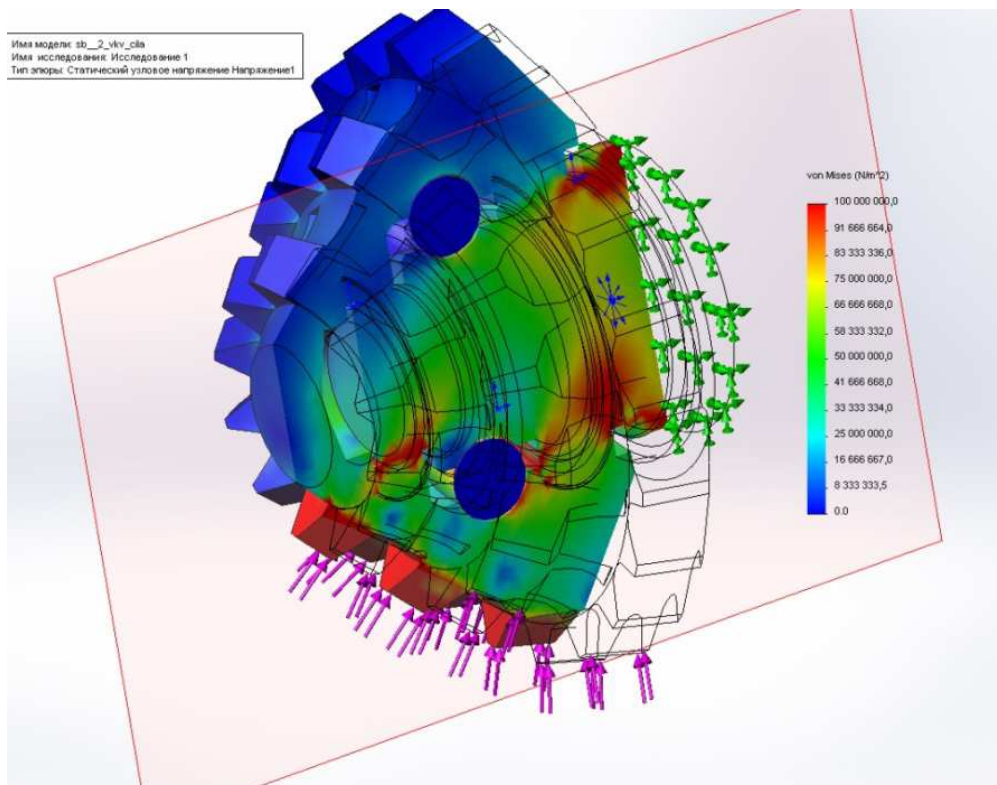


Рисунок 12 – Епюра напружень за Мізесом в елементах шарошкового вузла

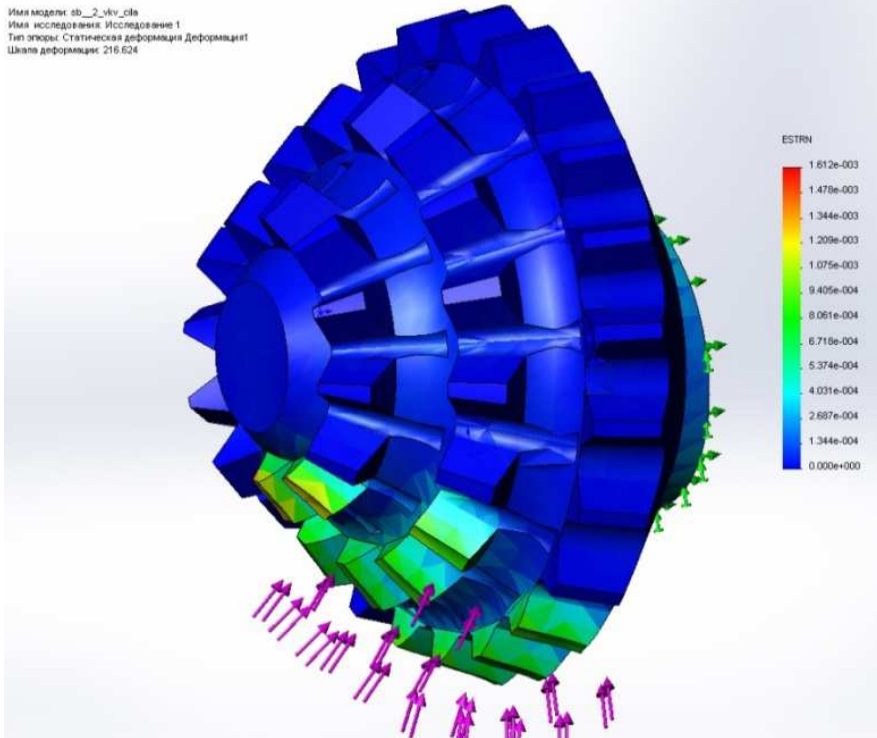


Рисунок 13 –Епюра деформацій елементів шарошкового вузла

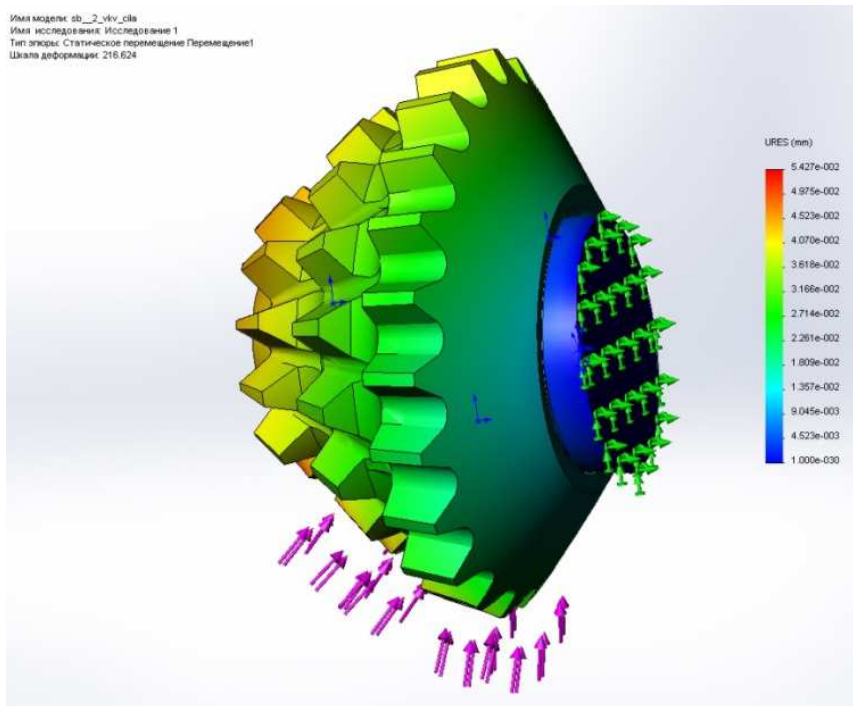


Рисунок 14 –Епюра просторових переміщень елементів шарошкового вузла

реакцій елементів опор. Це зумовлено тим, що поверхня контакту в парі тертя втулка-цапфа є кінчною із збільшенням діаметра до основи цапфи. При цьому рівнодійна сил реакції вибою практично перпендикулярна до вказаної поверхні.

Конструкція запропонованої опори (з перерізом через вісь цапфи), схема прикладення сил з боку вибою та накладання зв'язків зображені на рис. 18.

Структуру моделі, розбитої на стандартну об'ємну сітку елементів, зображено на рис. 19. Ці схеми і значення силових факторів зберігаємо незмінними для порівнюваності результатів.

Просторова епюра розподілу напружень в елементах конструкції шарошкового вузла зображена на рис. 20. З епюри видно, що значення напружень по Мізесу становлять приблизно 110-140 МПа і значно нижчі від значень, отриманих у попередніх двох випадках. Якщо опору

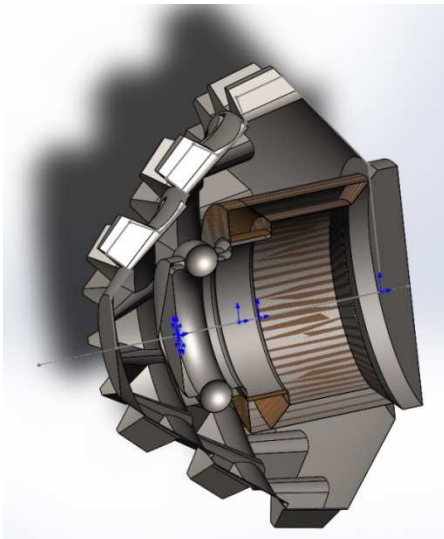


Рисунок 15 – Конструкція опори системи кулька-кільце-втулка

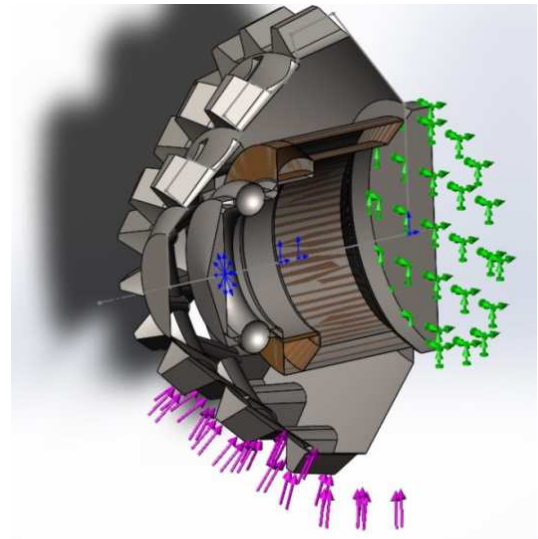


Рисунок 16 – Схема прикладення сил з боку вибою та накладання зв'язків на елементи шарошкового вузла

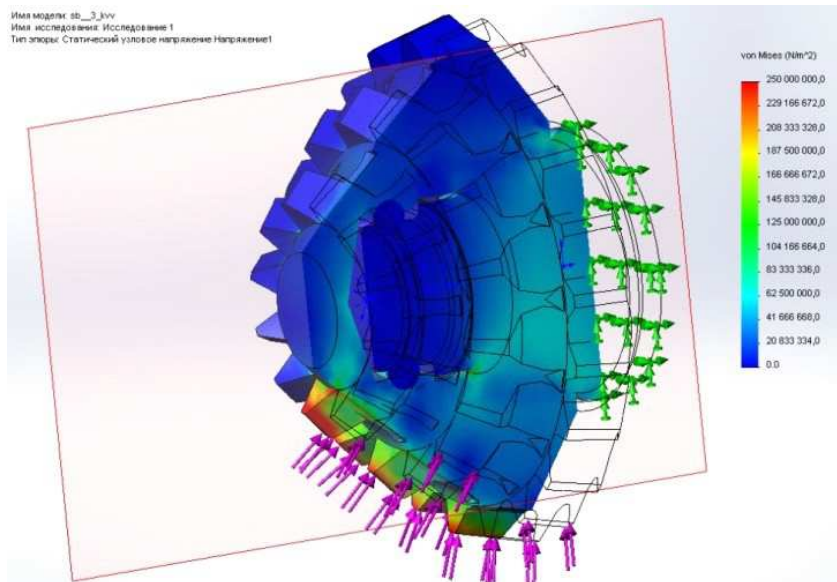


Рисунок 17 – Епюра напружень за Мізесом в елементах шарошкового вузла

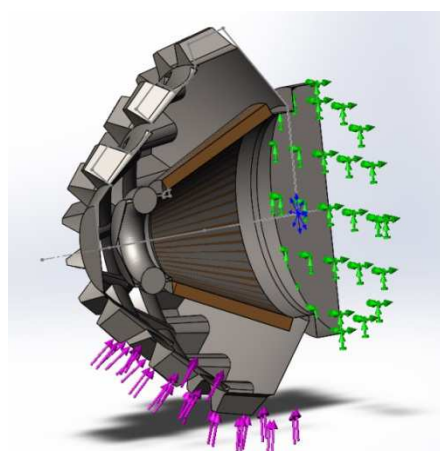


Рисунок 18 – Конструкція запропонованої опори з конічною втулкою, схема прикладення сил з боку вибою та накладання зв'язків на елементи збірки

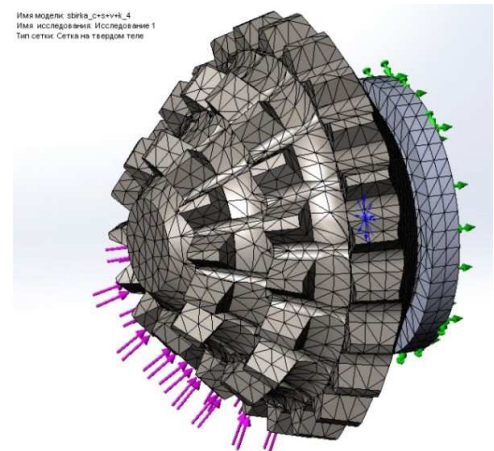


Рисунок 19 – Об'ємна сітка скінчених елементів шарошкового вузла з конічною втулкою

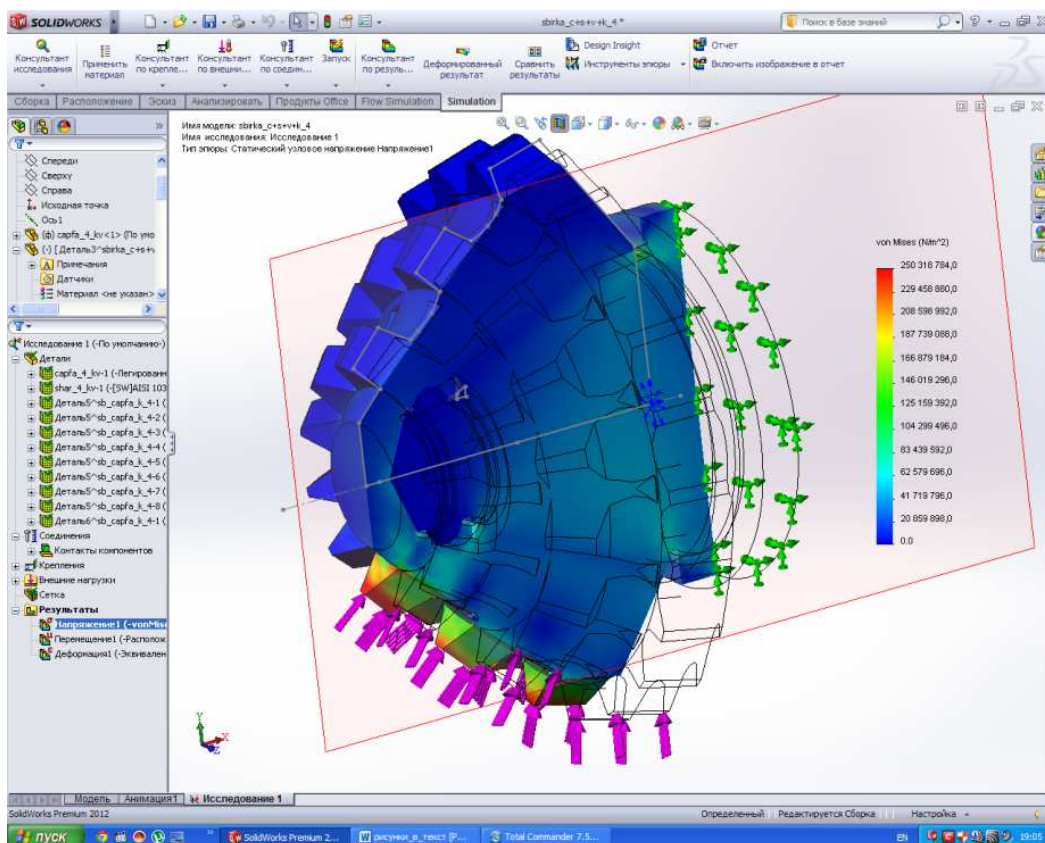


Рисунок 20 – Епюра напружень за Мізесом в елементах запропонованої нами конструкції опори

забезпечити герметичною ізоляцією від зовнішнього середовища, то, на нашу думку, можна розраховувати на суттєве підвищення працездатності розробленого нами вузла.

ВИСНОВКИ

В статті розглянуто і проаналізовано типові конструкції опор як серійних шарошкових доліт та нових розробок з точки зору підвищення їх працездатності на вибої. Встановлено, що однією з причин виходу з ладу опор доліт є нерациональна конфігурація твірних поверхонь кочення та ковзання, внаслідок чого у вузлі опори мають місце складові сил реакцій, спрямовані вздовж осі цапфи долота. Це призводить до суттєвих втрат енергії на тертя в опорах доліт.

Запропоновано конструкцію опори ковзання долота, що містить конічну втулку шарошки з антифрикційного матеріалу та аналогічної форми поверхню ковзання цапфи. Силевий аналіз методами класичної механіки свідчить, що така конструкція знижує до мінімуму величину осьових складових реакції опори. Як наслідок, зменшуються контактні напруження в деталях замкового підшипника і, як наслідок, повинен підвищитись ресурс роботи опори.

В дослідженнях застосовано пакет прикладного програмного забезпечення Solid Works з модулем Simulation для встановлення величини напружень в елементах опор – запропонованої

нами та в класичних і запатентованих конструкціях.

Результати комп'ютерних досліджень свідчать, що в небезпечних зонах деталей опори запропонованої конструкції рівень напружень у 1,3 – 1,4 рази нижчий, ніж у відомих конструкціях. Такий результат отримано за рахунок застосування конічної форми контактних поверхонь підшипника ковзання. При цьому радіальна складова реакції опори є мінімальною, а збільшення діаметра контактних поверхонь цапфи і шарошки при основі цапфи суттєво зменшує величину контактних напружень.

Таким чином, пакети прикладних CAD – САМ програм можна з успіхом застосовувати для розробки і дослідження нових конструкцій нафтогазовидобувного обладнання з метою економії людських ресурсів.

Література

1. А. с. 220192 СССР, МКИ. Е 21В 10/22, Опора бурового долота / Палий П.А. (СССР). – № 2301551; заявл. 20.01.1968; опубл. 27.04.1968, Бюл. № 5.
2. Алямовский А.А. Solid Works / COSMOS Works. Инженерный анализ методом конечных элементов. – М.: ДМК, 2004.
3. Иогансен К.В. Спутник буровика: Справочник / 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1990.

4. Блохин В.С. Повышение эффективности бурового инструмента. – Киев: Техника, 1982. – 160 с.
5. Все о буровом инструменте. Справочник-каталог №№ 1-10. – М., 2013.
6. Пустовойтенко И.П. Справочник мастера по сложным буровым работам / И.П. Пустовойтенко, А.П. Сельващук. – М: Недра, 1983. – 248 с.
7. Пат. 2476661 Российская Федерация, МПК Е 21В 10/22, Опора шарошечного долота (Варианты) / Ясашин В.А., Сериков Д.Ю., Панин М.Н., Захаров Ю.Н., Щербак Е.Н. заявитель и патентообладатель Панин М.Н. – № 2011147446/03; заявл. 23.11.2011; опубл. 27.02.2013, Бюл.№6.
8. Пат. 2439279 Российская Федерация, МПК Е 21В 10/22, Опора шарошечного долота / Кононов В.М., Цатурян В.О., Михайлов Ю.В., Панин М.Н., Сорокин В.Ф. заявитель и патентообладатель Панин М.Н. – № 2010131701/03; заявл. 29.07.2010; опубл. 10.01.2012, Бюл. № 1.
9. Пат. 2351740 Российская Федерация, МПК Е 21В 10/22, Опора шарошечного долота / Панин М.Н., Ясашин В.А., Сериков Д.Ю., Сорокин В.Ф.; заявитель и патентообладатель Панин М.Н. – № 2007134079/03; заявл. 13.09.2007; опубл. 10.04.2009, Бюл.№10.
10. Пат. 2465427 Российская Федерация, МПК Е 21В 10/22, Опора шарошечного долота / Ясашин В.А., Сериков Д.Ю., Панин М.Н., Артемьев Н.А. заявитель и патентообладатель Панин М.Н. – № 2011139003/03; заявл. 26.09.2012; опубл. 27.10.2012, Бюл.№30
11. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов / Пер. с англ. А.А.Шестакова. – Москва: Мир, 1979. – 393с.: ил.
12. Палий П.А. Буровые долота. Справочник / Палий П.А., Корнеев К.Е. – М.: Недра, 1971. – 175 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
02.06.17*

*Рекомендована до друку
професором Чудиком І.І.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. техн. наук Григорашем В.В.
(НДПІ ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)*