

ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА КОМП'ЮТЕРНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИБРОЮ ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ ПРОТИВИКИДНОГО ОБЛАДНАННЯ СВЕРДЛОВИН

Л. О. Борушак, Б. Б. Винничук

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
e-mail: x r y s t y k 9 7 @ g m a i l . c o m

Робота присвячена проблемі перевірки противикидного обладнання устя свердловин на герметичність перед уведенням в експлуатацію. Вказане обладнання включає ствольну частину, систему трубопроводів з арматурою та систему керування. Класична методика випробувань потребує мобільної насосної установки, що забезпечує створення тиску 35 МПа. Вартість таких випробувань досить висока. Для проведення випробувань без насосної установки розроблено конструкцію пристрою підвищеної герметичності, який включає в себе вузол герметизації устя від основної колони та поршневий вузол створення високого тиску у випробуваному об'ємі. Створення високого тиску відбувається шляхом підймання поршня лебідкою, якою обладнана свердловина. Недоліки запропонованої раніше конструкції пристрою наступні. Між сталевими рухомими деталями вузла герметизації виникає значне тертя. Переважно це пари "пробка – чашка" та "цанга – конус". Елементами, які створюють герметичність, служать гумові кільцеві манжети. Перевищення осьового навантаження на конуси призводить до руйнування манжет. Авторами статті вдосконалено конструкцію вузла герметизації наступним чином. Між торцями натискної пробки і нижньої чашки введено кульковий опорний підшипник – замінено тертя ковзання тертям кочення. На зовнішні поверхні розтиснених конусів, що контактують з пелюстками цанги, пропонується наклеїти тканинний антифрикційний матеріал типу Нафтлен або аналогічний. Коефіцієнт тертя у таких парах на порядок нижчий, ніж у парах сталь по сталі. Створено комп'ютерну модель пристрою в середовищі Solid Works. Виконані комп'ютерні дослідження процесу навантаження деталей вузла герметизації в програмі Simulation, що базується на методі скінченних елементів. В результаті досліджень визначено рекомендовані значення осьової сили, яку потрібно створити гвинтовою парою "шток – пробка" для достатньої радіально-осьової деформації еластичних манжет з одночасним недопусканням їхнього руйнування. Також оптимізовано конструктивні розміри натискних чашок пристрою, а саме взаємне осьове розміщення торця, що тисне на конус, та конічного пояса, який стискає манжету. Визначення вказаних параметрів дослідним шляхом є процесом тривалим і високовартісним.

Ключові слова: устя свердловини, противикидне обладнання, герметичність, антифрикційний матеріал, напруження, деформація, тертя ковзання, цанга, манжета.

Робота посвящена проблеме проверки противовыбросового оборудования устья скважины на герметичность перед вводом в эксплуатацию. Указанное оборудование включает ствольную часть, систему трубопроводов с арматурой и систему управления. Классическая методики испытаний требует наличия мобильной насосной установки, создающей давление 35 МПа. Стоимость таких испытаний весьма значительна. Для проведения испытаний без насосной установки разработана конструкция устройства повышенной герметичности, включающего узел герметизации устья от основной колонны и поршневой узел создания высокого давления в испытываемом объеме. Создание высокого давления осуществляется путем поднятия поршня лебедкой, которой оборудована скважина. Недостатки предложенной ранее конструкции устройства следующие. Между стальными подвижными деталями узла герметизации возникает значительное трение. Преимущественно это пары "пробка – чашка" и "цанга – конус". Элементами, создающими герметичность, служат резиновые кольцевые манжеты. Превышение осевой нагрузки на конусы приводит к разрушению манжет. Авторами статьи усовершенствована конструкция узла герметизации следующим образом. Между торцами нажимной пробки и нижней чашки введен шариковый подшипник. Таким образом трение скольжения заменяется трением качения. На внешние поверхности разжимных конусов, контактирующих с лепестками цанги, рекомендуется наклеить тканевый антифрикционный материал типа Нафтлен (или аналогичный). Коэффициент трения в таких парах на порядок ниже, чем в парах сталь по стали. Создана компьютерная модель устройства в среде Solid Works. Выполнены компьютерные исследования в программе Simulation, в основе которой лежит метод конечных элементов. В результате исследований получены рекомендованные значения осевой силы, которую необходимо создать винтовой парой "шток – пробка" для достаточной радиально-осевой деформации эластичных манжет с одновременным избежанием ихнего разрушения. Также оптимизированы конструктивные размеры нажимных

чашек устройства, а именно взаимное осевое расположение торца, воздействующего на конус, и конического пояса, сжимающего манжету. Определение указанных параметров экспериментальным путем является процессом длительным и дорогостоящим.

Ключевые слова: устье скважины, противовыбросовое оборудование, герметичность, антифрикционный материал, напряжения, деформация, трение скольжения, цанга, манжета.

The research deals with the problem of blowout equipment test for tightness before implementation. The indicated equipment includes a stem, a system of pipelines with valves and a control system. The classic test procedure requires a mobile pumping installation that provides a pressure of 35 MPa.

The cost of such tests is rather high. For testing without a pump unit, a design of a device for increased tightness has been developed, including a sealing unit of the mouth from the main column and a piston unit for creating high pressure in the test volume. Generation of a high pressure occurs by lifting the piston with a winch, mounted on the well. Disadvantages of the previously proposed design of the device are as follows. There is a considerable friction between the steel moving parts of the sealing unit. Mostly these are the pairs of a plug and a cup, and a chuck and a cone. Tightness is provided by rubber ring sleeves.

Exceedence of axial load on cones causes destruction of sealing rings. The authors of the article improved the design of the sealing unit in the following way: a ball thrust bearing was seated between the ends of the pressure plug and the bottom cup and as a result the sliding friction was replaced with sliding friction. On the outer surfaces of the opening cones in contact with clamping blades, it is proposed to paste a tissue antifriction material of type Nafthlene or equivalent. The friction coefficient in such pairs is next lower order than in steel to steel pairs. The computer model of the device has been created in the Solid Works environment. The computer researches of the loading process of components of the sealing unit in the simulation program based on the finite element method were performed. As a result of the research, recommended values of the axial force, required to create a screw pair of a stem and a plug for sufficient radial axial deformation of elastic cuffs with the simultaneous non-admission of their destruction were identified. Also, the design dimensions of the pressure cups of the device were optimized, namely, the mutual axial placement of the end face, which presses on the cone, and the tapered belt, compressing the sealing ring. The determination of these parameters by an experiment is a long and expensive process.

Key words: well mouth, blowout equipment, tightness, antifrictional material, tension, deformation sliding friction, chuck, sealing ring.

Вступ

В процесі спорудження та ремонту нафтових і газових свердловин перед їхньою експлуатацією виконують випробування противикидного обладнання (ПВО) устя на герметичність. Вказане обладнання призначене для швидкої і надійної герметизації устя нафтових і газових свердловин в процесі експлуатації. До складу ПВО входять стволова частина, система трубопроводів з арматурою та система керування.

Згідно чинних технічних регламентів ПВО повинно проходити випробування на герметичність після монтажу на свердловині тиском, що сягає 35 МПа протягом 10-15 хвилин. Традиційна схема випробування змонтованого противикидного обладнання передбачає закриття превентора на трубі або трубній колоні і створення під превентором тиску води з допомогою мобільної насосної установки, під'єднаної до маніфольдної лінії противикидного обладнання.

Щоб усунути суттєві недоліки вказаної схеми випробувань, фахівцями кафедр нафтового обладнання та комп'ютеризованого машинобудування Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу була запропонована схема випробування змонтованого противикидного обладнання без використання насосної установки [1,2] та розроблена

для вказаної мети конструкція пристрою підвищеної герметичності для проведення випробувань, що містить верхню і нижню ущільнюючі манжети, розтискну цангу, розпірні конуси, шток з поршнем та стискаючу пробку [4,5].

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

В роботах [4,5,6] детально описані конструкція пристрою для проведення випробування змонтованого противикидного обладнання без використання насосної установки, власне методика проведення випробувань та результати комп'ютерних досліджень працездатності пружного розтискаючого елемента пристрою – цанги. Останніми підтверджено здатність пружного елемента виконувати розтискання еластичних манжет до збільшення їх у діаметрі до 6 – 8 мм, чого цілком достатньо для перекриття зазору між елементами пристрою та стінками колоні. Обґрунтовано доцільність застосування двох ущільнюючих гумових або каучукових манжет з метою підвищення надійності герметизації устя свердловини.

В роботі [2] наведено результати комп'ютерних досліджень деформації еластичної манжети в результаті прикладення тягнучого зусилля до поршня пристрою, а також ви-

значено максимальні напруження в тілі манжети, що виникають у результаті прикладання вертикального навантаження на поршень і тертя між манжетою і стінками труби.

Виділення невіршених раніше частин загальної проблеми

Проаналізуємо детальніше роботу пристрою. На стадії підготовки до самих випробувань на герметичність потрібно прикласти крутний момент до штока поршня, з'єднаного з пробкою. Пробка через ходову трапецієвидну різьбу створює осьове зусилля на нижню чашку. Чашка переміщується вгору (згідно зі схемою пристрою) і створює тиск на конуси, які розтискають вільні кінці цанги. Остання, в свою чергу, розтискає манжети та ущільнює проміжок між поршнем і стінкою труби. Оскільки між торцями пробки і нижнього конуса та в самому різьбовому з'єднанні, зазвичай, знаходяться частинки абразиву, то це створює значний опір під час переміщення рухомих деталей механізму.

В процесі осьового переміщення конусів між їх зовнішніми поверхнями та внутрішніми поверхнями цанги має місце тертя пари сталевих поверхонь з досить суттєвим значенням коефіцієнта тертя ковзання, що може призвести до заклинювання вказаних деталей.

Еластичні манжети виготовляють з гуми або каучуку, які мають (порівняно з металом) невисокі показники міцності. В разі перевищення допустимого осьового навантаження на чашки і конуси ступінь деформації манжет може перевищити допустимий, і манжети вийдуть з ладу.

Перелічені недоліки в конструкції можуть істотно знизити ефективність використання розробленого пристрою – аж до втрати його працездатності.

Формулювання цілей статті

1. Щоб уникнути заклинювання рухомих елементів пристрою необхідно вдосконалити його конструкцію та застосувати сучасні антифрикційні матеріали.

2. Визначення необхідного і достатнього осьового зусилля для розтискання манжет та уточнення конструктивних розмірів рухомих елементів експериментальним шляхом є процесом тривалим і затратним. Тому вирішити поставлене завдання спробуємо проведенням комп'ютерних досліджень із застосуванням програми 3D-моделювання Solid Works та до-

слідницького пакету Simulation, що базується на методі скінченних елементів.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

1. Конструктивні вдосконалення

Конструктивні особливості вузла герметизації розробленого пристрою такі (рис.1). Поршень 1 встановлений на штоці 2 з можливістю обертання відносно останнього та зафіксований в осьовому напрямі гайкою 3. На гільзі 4 концентрично встановлені верхня чашка 5 і нижня чашка 6, які внутрішніми торцями підтискають розпірні конуси 8. На конічних поверхнях конусів знаходиться сталеві цанга 9 з внутрішніми упорними буртиками, які утримують конуси від надмірного розходження. Для розтискання конусів служить пружина 10. У гільзу 2 по трапецієподібній різьбі вкручено пробку 11, яка через чашку 6 передає тиск на конуси та манжети 7. Кільця 14 служать ущільненнями для чашки 6.

Для виконання першого завдання в конструкцію пристрою було внесено такі зміни.

Між верхнім торцем пробки 11 і нижнім торцем чашки 6 було введено сталеві гартовані кульки 12 з сепаратором (на рисунку він не показаний). Таким чином, тертя ковзання пари «сталь – сталь» було замінено тертям кочення, тобто ми отримали упорний підшипник.

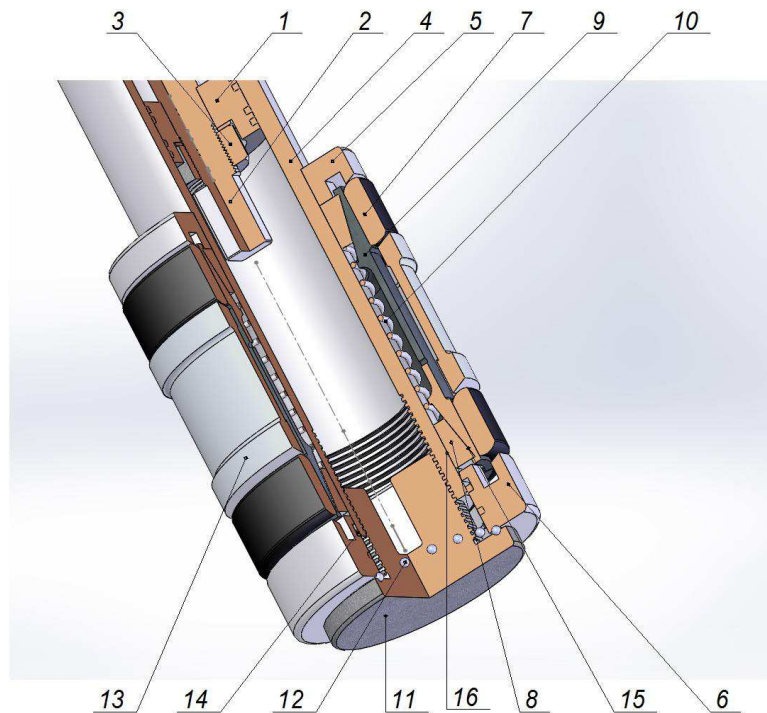
Периферійні конічні та внутрішні циліндричні поверхні 15 та 16 розтискних конусів запропоновано за допомогою клеєвого з'єднання оснастити шаром антифрикційної тканини типу Нафтлен (ТУ 8378-004-59527197-2006) або аналогічної (рис.2). Коефіцієнт тертя між контактними поверхнями в такому разі знижується практично на порядок, що дозволить з більшою точністю контролювати крутний момент на обертовому штоці пристрою.

Пристрій з описаними змінами отримав маркування ОПФ-245х35ПГ, а його технічна характеристика подається в [4].

В нашому випадку пристрій розраховано на діаметр експлуатаційної колони 245 мм. При переналагодженні пристрою на проведення випробувань у колоні дещо більшого діаметра, слід замінити манжети 9 або комплект деталей, у який входять також цанга, розпірні конуси, опорне та натискне кільця, пружина і пробка.

2. Комп'ютерні дослідження

Складність налагодження пристрою полягає в тому, що потрібно встановити оптимальні



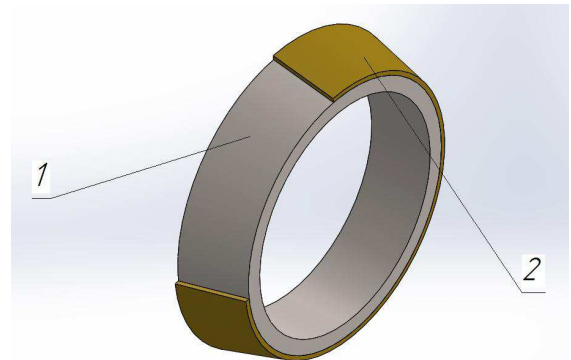
1 – поршень, 2 – шток, 3 – гайка, 4 – гільза, 5,6 – верхня і нижня натискні чашки, 7 – манжета, 8 – розтискний конус, 9 – цанга, 10 – пружина, 11 – пробка, 12 – упорний підшипник, 13 – розпірна втулка, 14 – ущільнення, 15,16 – антифрикційні накладки

Рисунок 1 – Удосконалена конструкція вузла осевого стиснення конусів та манжет вузла герметизації пристрою

значення зазорів між торцями чашок і розпірних конусів та між манжетами і чашками, а також між манжетами та розпірною втулкою. Вони повинні бути такими, щоб при вкручуванні пробки цанга розтискала манжети в радіальному напрямі, а опорне і натискне кільця стискали манжети в осьовому напрямі і, таким чином, змінювали їхню форму та збільшували зовнішній діаметр. Процес такого налагодження є вельми трудомістким, а в результаті неузгодженого вибору розмірів елементів та перевищення осевого стискаючого зусилля еластичні манжети надто деформуються та пошкоджуються, та працездатність пристрою втрачається.

Застосувавши програму Solid Works з додатком Simulation, ми дослідили деформацію еластичних манжет в процесі герметизації випробувальної порожнини устя за рахунок осевого стиснення чашок.

Для спрощення комп'ютерних досліджень ми відкоректували модель вузла герметизації – вкоротили гільзу з обох боків, наклавши на торці нерухомі зв'язки, та виключили з конструкції шток з поршнем і гайкою. Натисну пробку та виступ гільзи замінили прикладеним нормальним зусиллям на нижній і верхній (відповідно) торці чашок, оскільки з верхнього кінця вузла чашка опирається на виступ гільзи (рис.3).



1 – сталеве кільце, 2 – антифрикційна накладка

Рисунок 2 – Розтискний конус з антифрикційною накладкою

Дослідження будемо проводити з прикладанням зусилля на торець чашки, рівного 1000, 1400, 2000 та 3600 Н. Для нас є важливими такі результати обчислень, як напруження в елементах конструкції (особливо в еластичних манжетах) та переміщення рухомих частин вузла, що наочно покаже, як відбувається герметизація випробуваного об'єму. Слід зауважити, що програма відображає елементи досліджуваного вузла у деформованому вигляді. Це дає можливість прослідкувати за роботою пружної цанги та зміною форми манжет. Результати показані на рис. 4, 5, 6 та 7.

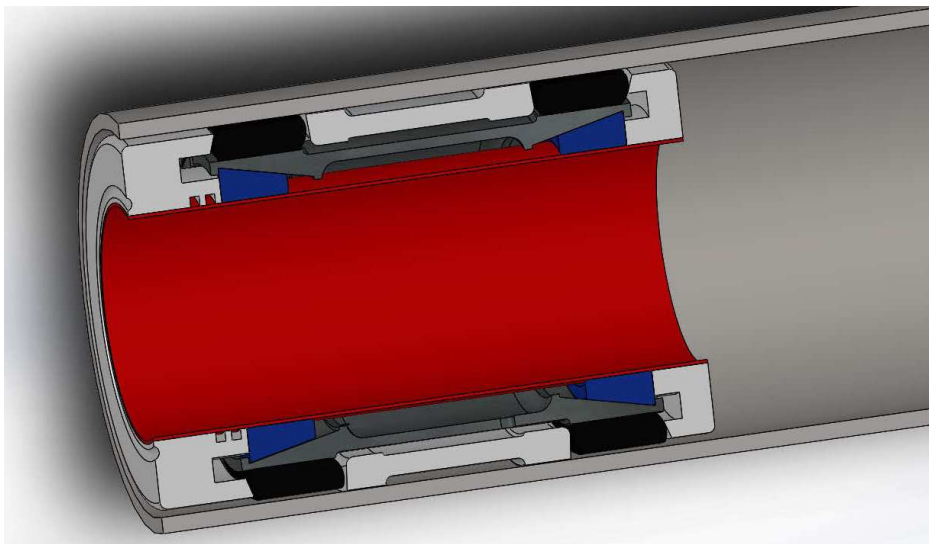
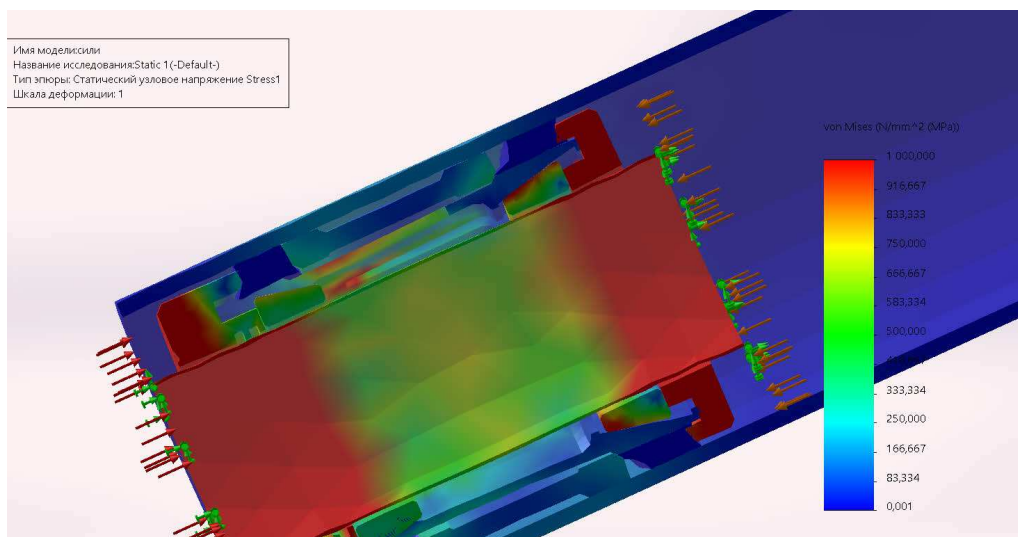
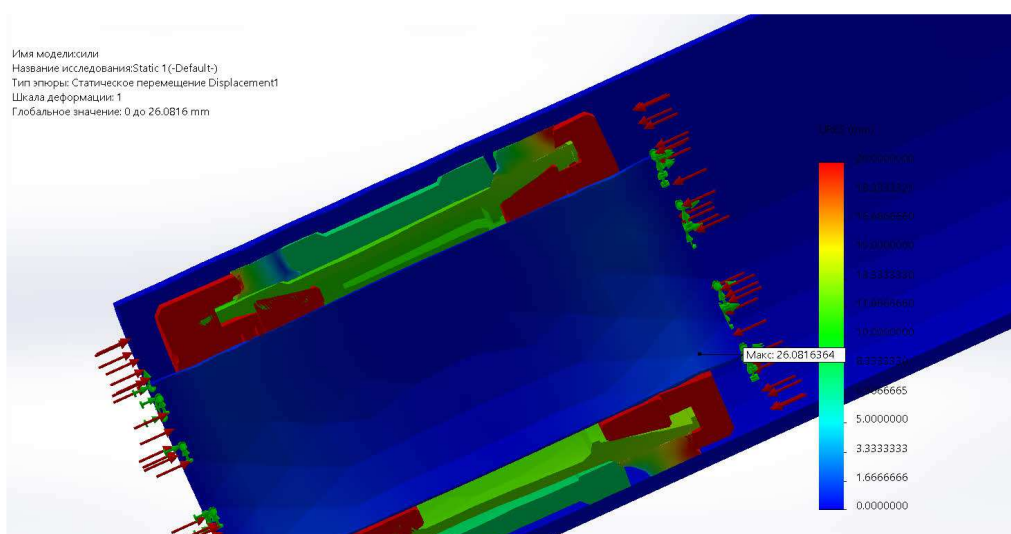


Рисунок 3 – Модель вузла герметизації, адаптована для проведення комп'ютерних досліджень

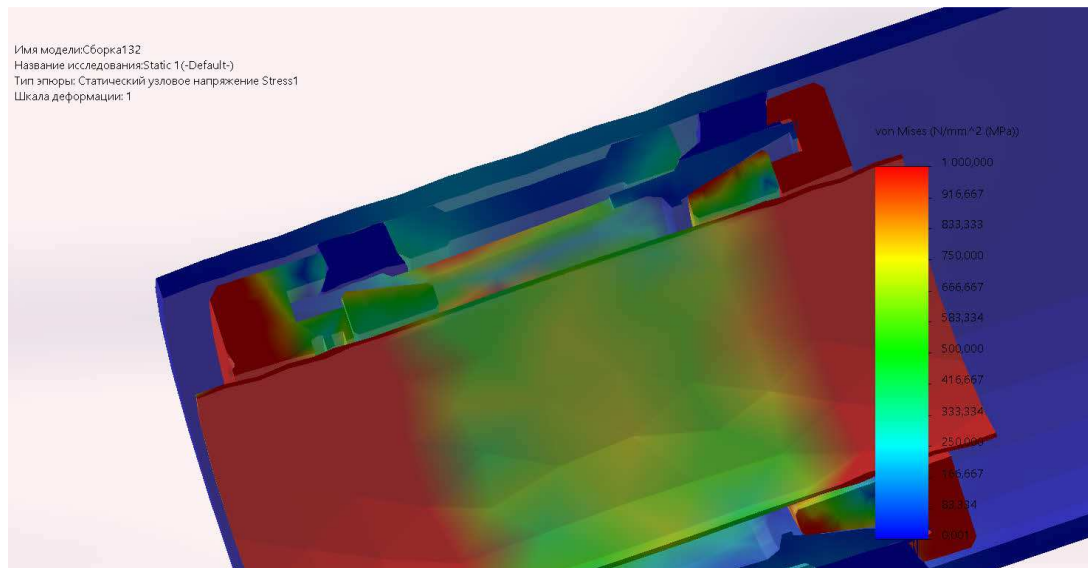


а)

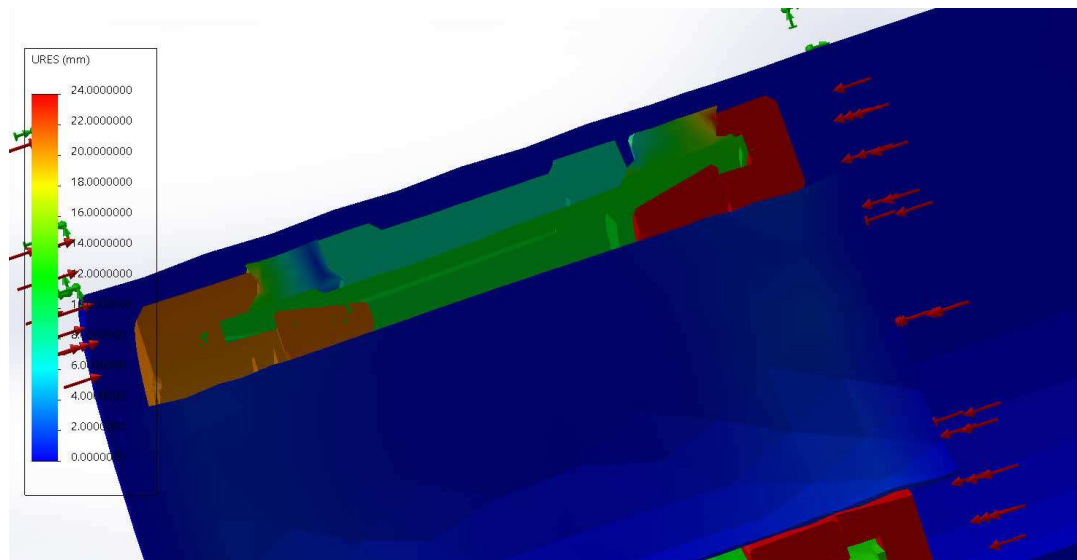


б)

Рисунок 4 – Напряжения (а) та переміщення (б) елементів вузла герметизації при торцьовому навантаженні 3600 Н



а)



б)

Рисунок 5 – Напруження (а) та переміщення (б) елементів вузла герметизації при торцьовому навантаженні 2000 Н

Аналіз епюр напружень і переміщень елементів пристрою свідчить, що осьове зміщення конусів у першому і другому випадках становить відповідно 30 і 24 мм з кожного боку, що є недопустимим з огляду на розміри цанги. Деформація еластичних манжет теж є настільки значною, що частина об'єму манжети витискається у канавки чашок та під пелюстки цанги, що неминуче призведе до руйнування еластичного елемента.

Аналіз деформації манжет з прикладанням навантаження 1000 Н показує, що чашки недостатньо підтискають манжети, між ними і трубою появляється зазор. В такому випадку герметизація буде ненадійною.

Отже, найкращим варіантом є прикладання зусилля 1400 Н, при якому манжети достатньо

деформуються у радіальному та осьовому напрямках і герметизують потрібний об'єм труби без ризику бути пошкодженими.

Результатом описаних досліджень є також корекція розмірів нижньої натискної чашки. З порівняння рисунків 1 та 3 видно, що заниження периферійного кільця чашки відносно торця, що тисне на конус, є недоцільним, бо манжета не зазнає стиску в осьовому напрямі. З вирівнюванням периферійної крайки чашки і торця, що тисне на конус, цей недолік було усунуто.

Звичайно, в процесі застосування пристрою доведеться вносити корекцію у розміри деяких елементів та величину осьового зусилля, але, на нашу думку, цей процес не буде тривалим та вартісним.

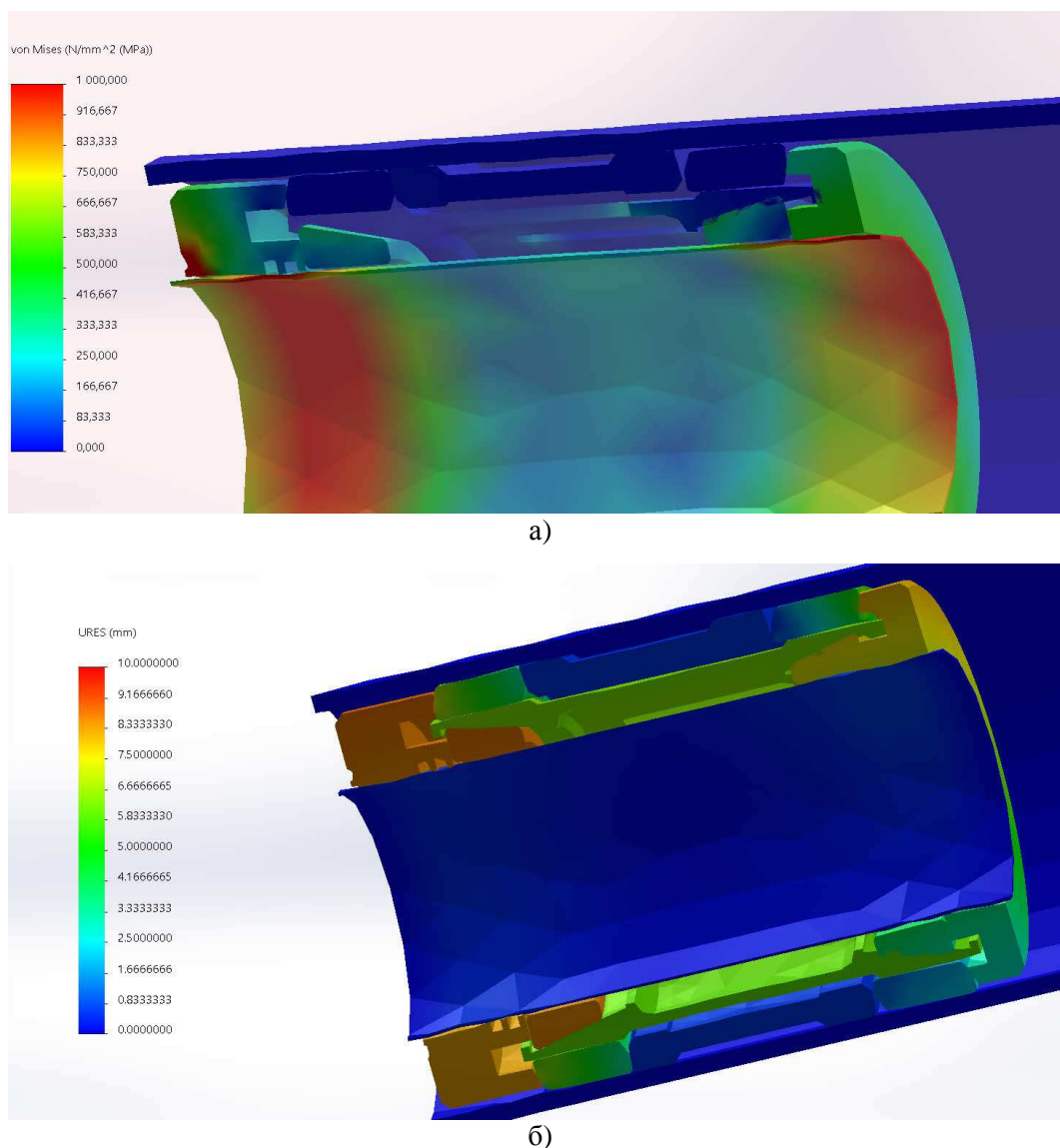


Рисунок 6 – Напруження (а) та переміщення (б) елементів вузла герметизації при торцьовому навантаженні 1400 Н

Висновки

В конструкцію пристрою внесено зміни, які полегшують умови проведення процесу випробування противикидного обладнання. Виконано комп'ютерні дослідження операції герметизації випробуваного об'єму, результатом яких є визначення оптимального значення осьового навантаження на рухомі та еластичні елементи пристрою, яке б забезпечувало надійну герметизацію та не призводило до руйнувань еластичних елементів у процесі деформації.

Література

1. Иогансен К.В. Спутник буровика : справочник. 3-е изд., перераб. и доп. М. : Недра, 1990.
2. Костриба І.В., Палійчук І.С., Михайлюк В.В. Розроблення та дослідження пристрою для випробовування противикидного обладнання. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2010. № 3. С. 104-107.
3. Костриба І.В. Випробування нафтогазопромислового обладнання. Івано-Франківськ : Факел, 2000.
4. Панчук В.Г., Боруцак Л.О., Врюкало В.В. Розробка конструкції пристрою для випробовування противикидного обладнання. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2014. № 2(51). С. 165-167.

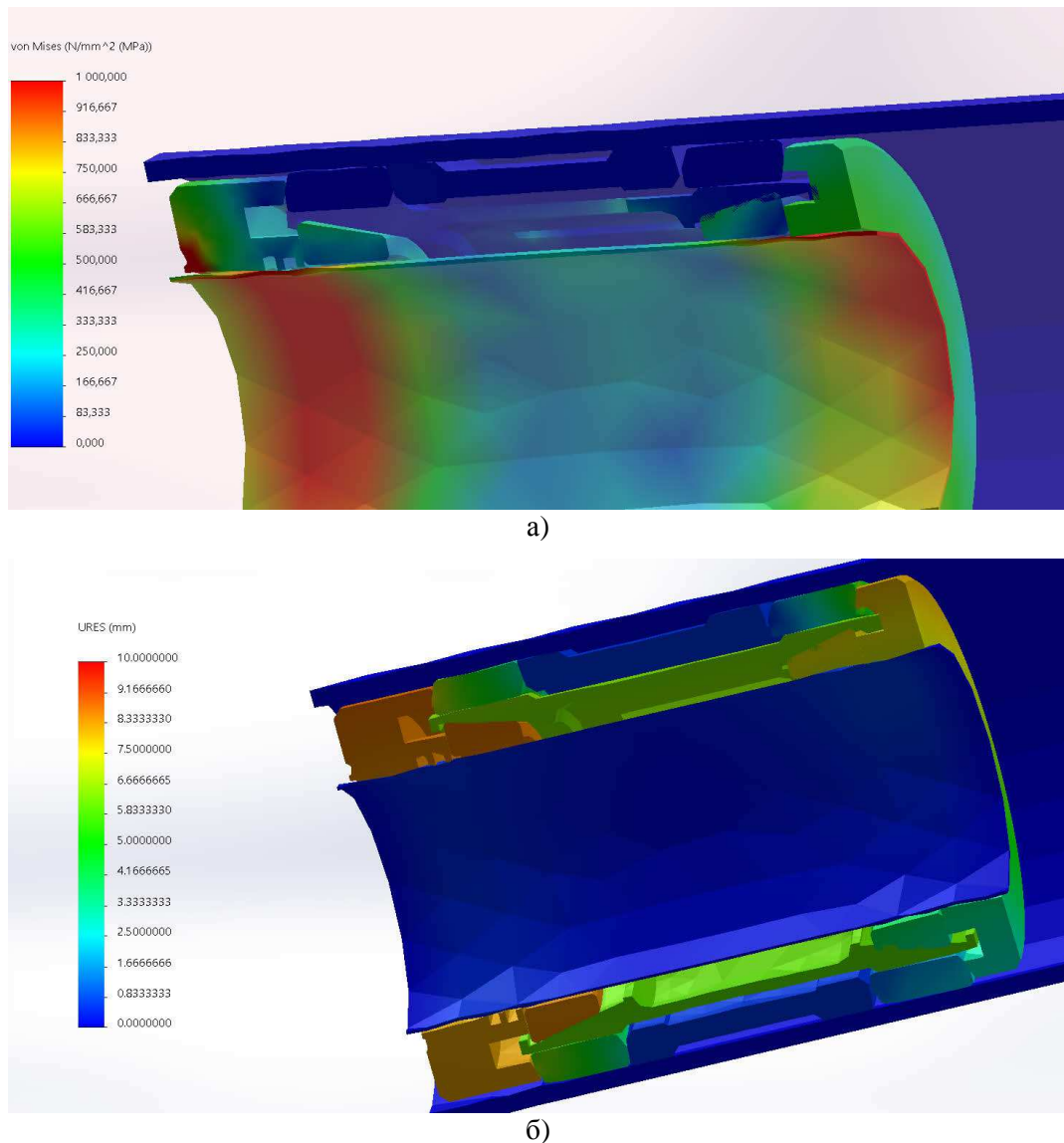


Рисунок 7 – Напруження (а) та переміщення (б) елементів вузла герметизації при торцьовому навантаженні 1000 Н

5. Борушак С.Л., Панчук В.Г., Борушак Л.О. Вдосконалення конструкції пристрою для випробування противікидного обладнання свердловин. *Техніка і прогресивні технології в нафтогазовій інженерії – 2018* : тези доповідей міжнародної науково-практичної веб-конференції молодих учених та студентів, 17 – 19 вересня. Івано-Франківськ, 2018. С. 60 – 62.

6. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. М. : Машиностроение, 1978.

7. Горошкин А.К. Приспособления для металлорежущих станков : справочник. М. : МАШГИЗ, 1962. 380 с.

8. Алямовский А.А. COSMOSWorks. Основы расчета конструкций на прочность в среде SolidWorks. М. : ДМК Пресс, 2010. 784 с.

References

1. Iogansen K.V. Sputnik burovika: Spravochnik. 3-e izd., pererab. i dop. M. : Nedra, 1990.

2. Kostriba I.V., Palijchuk I.S., Mihajlyuk V.V. Rozroblennya ta doslidzhennya prystroyu dlya viprobuvannya protivikidnogo obladnannya. *Rozvidka ta rozrobka naftovyh i gazovyh rodovysch.* 2010. No 3. P. 104-107.

3. Kostriba I.V. Viprobuvannya naftogazopromislovogo obladnannya. Ivano-Frankivsk : Fasel, 2000.

4. Panchuk V.G., Borushak L.O., Vryukalo V.V. Rozrobka konstrukciyi prystroyu dlya viprobuvannya protivikidnogo obladnannya. *Rozvidka ta rozrobka naftovyh i gazovyh rodovysch.* 2014. No 2(51). P. 165-167.

5. Borushak S.L., Panchuk V.G., Borushak L.O. Vdoskonalennya konstrukciyi pristroyu dlya viprobuvannya protivikidnogo obladnannya sverdlov. *Tehnika i progresivni tehnologiyi v naftogazovij inzheneriyi – 2018* : tezy dopovidej miznarodzhnoyi naukovo-praktichnoyi veb-konferenciyi molodih uchenih ta studentiv, 17 – 19 veresnya. Ivano-Frankivsk, 2018. P. 60 – 62.

6. Anurev V.I. Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya. M. : Mashinostroenie, 1978.

7. Goroshkin A.K. Prispobleniya dlya metallorzhushih stankov : spravochnik. – M. : MASHGIZ, 1962. 380 p.

8. Alyamovskij A.A. COSMOSWorks. Osnovy rascheta konstrukcij na prochnost v srede SolidWorks. – M. : DMK Press, 2010. 784 p.