

УДК 622.23

В. Г. Панчук, д-р техн. наук, доц.,
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна
Тел. +38 (0342)-727126, v_panch@ukr.net

КОМП'ЮТЕРНА ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ ПРОТИВИКИДНОГО ОБЛАДНАННЯ СВЕРДЛОВИН

Робота присвячена проблемі використання дослідницьких комп'ютерних технологій, що базуються на використанні методу скінченних елементів, для проектування в цілому та оптимізації конструкції окремих вузлів і деталей пристрою підвищеної герметичності для випробування противикидного обладнання свердловин.

Ключові слова: устя свердловини, герметичність, цанга, шток, поршень, манжета, напруження.

1. Вступ

В процесі спорудження та ремонту нафтових і газових свердловин їх устя обладнується противикидним обладнанням, що призначене для швидкої і надійної герметизації устя цих свердловин при наявності чи відсутності в них колони труб, циркуляції бурового розчину в пласт, відводу газу і нафти, які поступають із свердловини, на безпечну віддаль з метою попередження викидів і відкритих фонтанів, а також для забезпечення розходження, прокручування і протягування бурильних труб із замковими з'єднаннями та обсадних труб із муфтовими з'єднаннями. [1, 2, 3] Перед експлуатацією вказане обладнання необхідно перевірити на герметичність під тиском до 35-40 МПа, для чого використовують пересувні насосні станції. Вартість такої перевірки зазвичай досить висока пов'язана із суттєвими затратами часу.

Фахівцями кафедри нафтового обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу запропонована схема проведення перевірки герметичності компактним пристроєм без виклику мобільної насосної станції із застосуванням підйимального пристрою або крана. Нами запропонований пристрій вдосконалено з метою підвищення герметичності і надійності, для використання якого необхідне підйимальне зусилля до 300 кН, що у 2,5-3,0 рази менше, ніж для попереднього

Наше завдання полягає в тому, щоб сконструювати запропонований пристрій та оптимізувати конструкцію окремих його елементів застосуванням комп'ютерних технологій.

2. Основний зміст і результати роботи

Конструкція пристрою зображена на рис. 1. Елементи деталей базуються на рекомендаціях нормативних матеріалів [4, 5].

Для конструювання пристрою використано редактор твердотілого параметричного 3D моделювання Solid Works, а для дослідження вузлів та елементів пристрою на міцність і оптимізації конструкції — модуль Simulation, що базується на використанні методу скінченних елементів [6].

Будова пристрою, інтерпретована в редакторі Solid Works, пояснюється на рис. 1. Основою пристрою є гільза 1, у стінках якої зроблено отвори для перепускання робочої рідини в об'єм колони. У гільзі ковзає поршень 2 з ущільнюючими гумовими кільцями 3, який кріпиться на штоці 4 гайкою 5 через шайбу 6.

Гайка фіксується на різьбі штока стопорними гвинтами 7. На верхній кінець штока нагвинчено вухо 8, через яке на шток і поршень передається тягуче зусилля від лебідки або іншого пристрою. На нижньому кінці гільзи змонтований вузол герметизації необхідного об'єму експлуатаційної колони. Основними елементами вузла є гумові манжети 9 на нижньому і верхньому кінцях цанги 10. Конструкція цанги та її геометрія є стандартними [4]. Манжети виготовлені з пакерної гуми і в перерізі нагадують паралелограм із заокругленими кутами. Цанга має 12 пелюсток, а ширина розрізів між ними становить 0,6-0,8 мм. Від осевого зміщення манжети зафіксовані розпірною втулкою 11. Твірні внутрішні робочі поверхні цанги утворюють з віссю цанги кут в межах 12 - 14°, а самі поверхні з обох боків мають кільцеві бурти, які обмежують осьове переміщення верхнього 12 та нижнього 13 розпірних конусів. Внутрішні торці конусів розтиснені спіральною циліндричною пружиною 14.

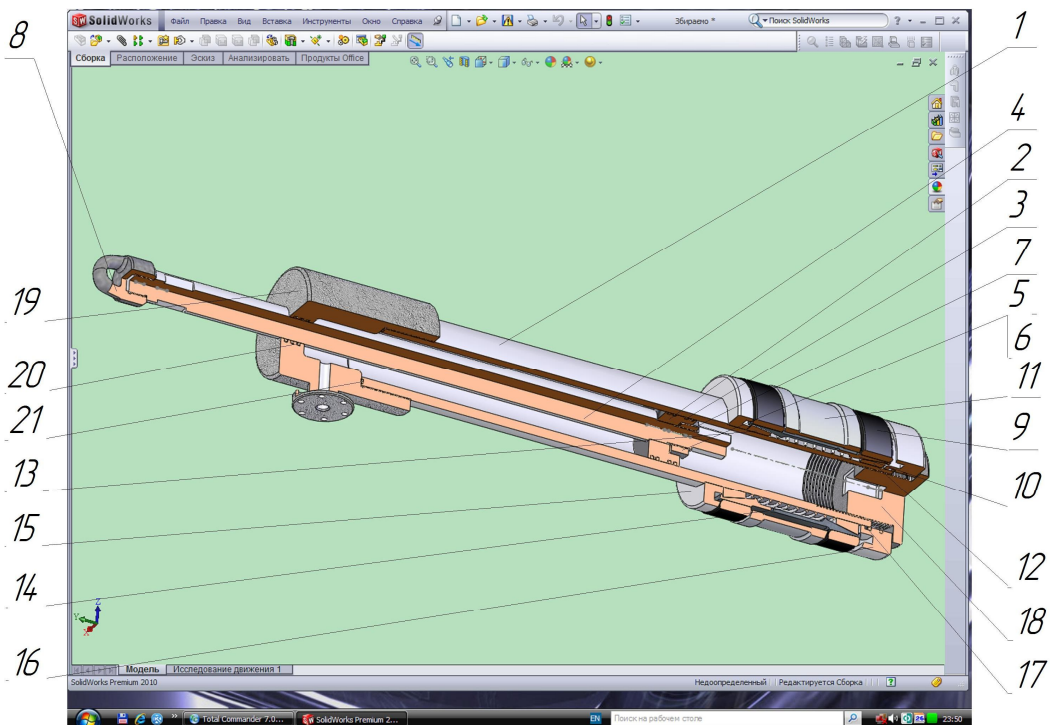


Рис. 1. Конструкція пристрою для опресування підвищеної герметичності
1-гільза, 2-поршень, 3-кільце ущільнююче, 5-гайка, 6-шайба, 7-стопорний гвинт. 8-вухо, 9-манжети, 10-цанга, 11-розпірна втулка, 12,13-верхній та нижній розпірні конуси, 14-пружина, 15-опорне кільце, 16-натискне кільце, 17-ущільнююче кільце, 18-пробка, 19-головка, 20-сальники, 21-торцеві ущільнення

Зовнішні торці розпірних конусів контактують з верхнім опорним 15 та нижнім 16 натискним кільцями. Останнє ковзає по зовнішній циліндричній поверхні гільзи, а зазор між цими деталями ущільнено кільцями 17. Кільцеві поверхні опорного та натискного конусів, які контактують з манжетами 9 мають форму зрізаних конусів, менші за діаметром торці яких спрямовані вниз.

У нижній частині внутрішньої циліндричної поверхні гільзи нарізано упорну різьбу прямокутного або трапецієвидного перерізу. Спряженою до цієї різьбової повер-

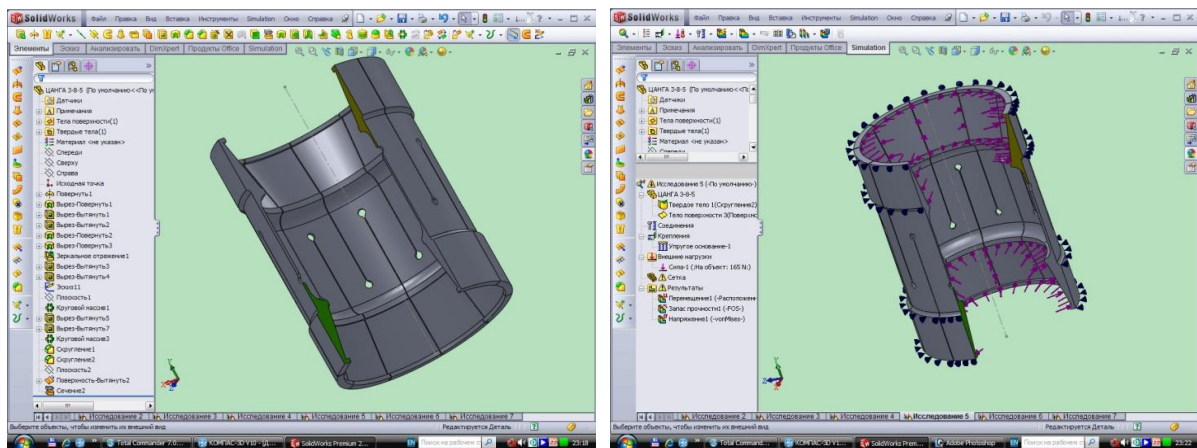
хні є ідентична поверхня пробки 18. Пробка упирається в нижнє натискне кільця 16, а у верхньому торці має квадратний отвір під нижній кінець штока 4.

На верхній кінець гільзи 1 нагвинчена головка 19, через центральний отвір якої проходить шток 4, ущільнений сальниками 20. Торцевий стик між гільзою і головкою герметизується торцевим ущільненням 21.

Переналадження пристрою на проведення випробувань у колонах різних діаметрів, проводиться заміною манжет 9 або комплекту деталей, у який входять такі: кож канга, розпірні конуси, опорне та натискне кільця, пружина і пробка.

Величини зазорів між торцями опорного і натискного кілець та розпірних конусів та між манжетами і опорним та натискним кільцями, а також між манжетами та розпірною втулкою підбирають в процесі налагодження пристрою. Вони повинні бути такими, щоб при загвинчуванні пробки канга розтискала манжети, а опорне і натискне кільця стискали манжети в осьовому напрямі і, таким чином, сприяли збільшенню діаметра останніх.

Пропонується використати кангу за нетрадиційним призначенням — в якості елемента, що повинен деформувати кільцеві манжети, збільшуючи їхній розмір і притискаючи їх до стінок труби. Очевидно, що конструкція канги повинна забезпечувати зміну радіального розміру робочих поверхонь пелюсток і, відповідно, деформацію канги на величину до 3–5 мм на сторону. Сприятливою передумовою для отримання таких значень деформацій є її значний діаметр (202 мм) та довжина (270 мм). Очевидно, що товщина прорізів між пелюстками канги повинна бути мінімальною для того, щоб не “закусувати” матеріал гумової манжети. Необхідно також забезпечити довжину контактних поверхонь канги до 55–65 мм відповідно до ширини манжет. Конструкція такої



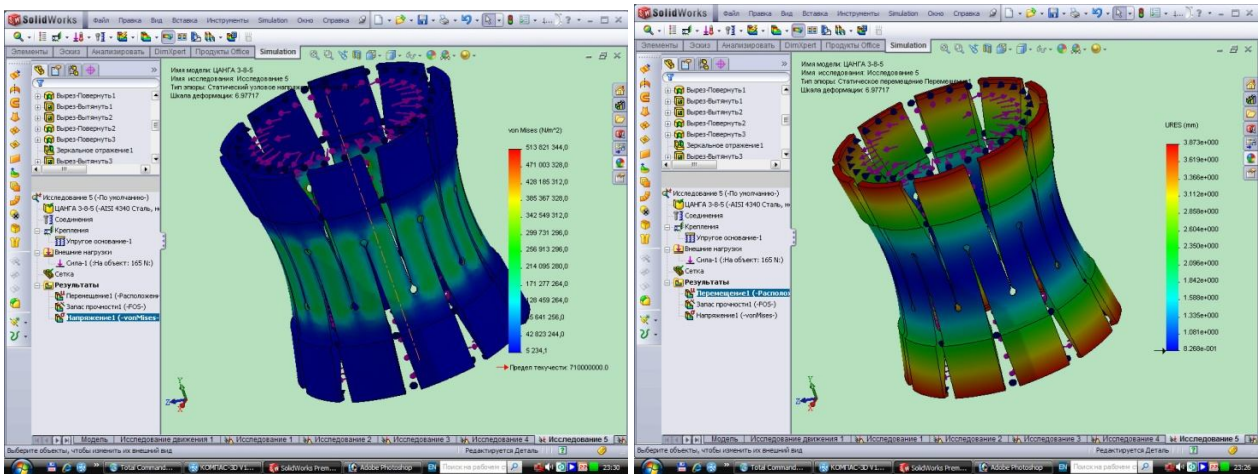
а)

б)

Рис. 2. Конструкція розтискної канги (а) і моделювання прикладеного навантаження та реакцій еластичних елементів – манжет (б)

канги зображена на рис.2,а, а схема прикладання розтискного навантаження і реакцій гумових манжет – на рис. 2,б.

Як матеріал деталі, вибираємо сталь AISI 4340 (аналог сталі 65Г, нормалізованої) з модулем пружності $2,05 \cdot 10^{11}$ МПа, коефіцієнтом Пуассона 0,32, границею міцності на розтяг 1100 МПа та густиною 7850 кг/м^3 .



а)

б)

Рис. 3. Епюри розподілу еквівалентних напружень в об'ємі цанги (а) та переміщень елементів цанги (б)

В результаті проведення досліджень було встановлено, що максимальне розходження пелюсток становить 3,87 мм на сторону при збільшенні радіуса в серединному перерізі на 0,83 мм і максимальні напруження, що виникають в небезпечній зоні цанги, становлять 514 МПа, при цьому коефіцієнт запасу міцності становить 1,38. (див. рис. 3).

Окрім того, під час випробувань противикидного обладнання із забезпеченням

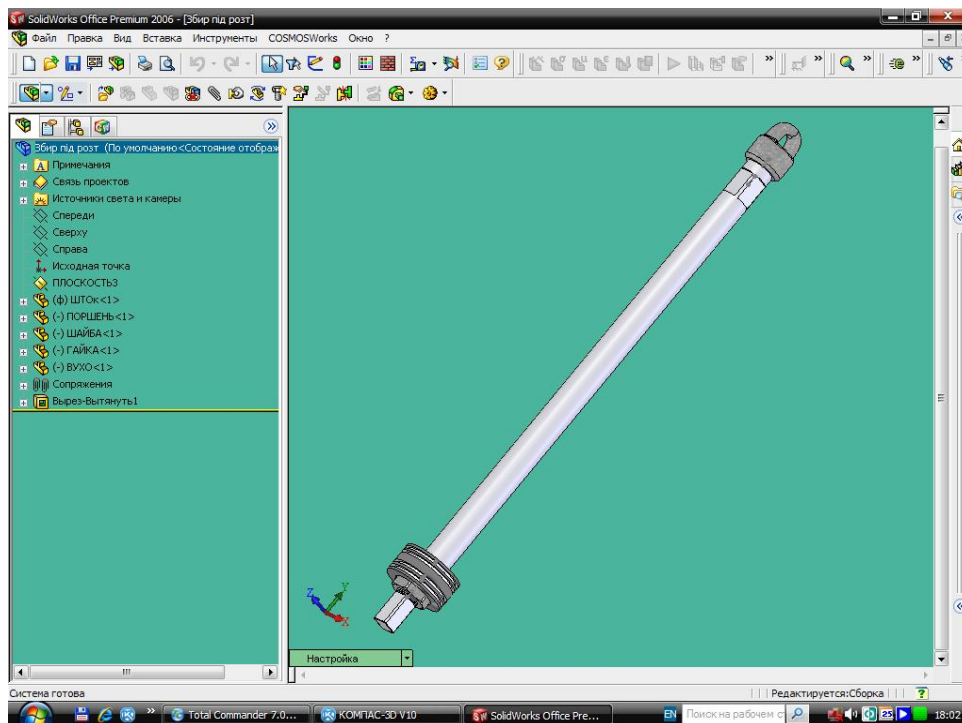


Рис. 4. Рухомий вузол опресовувального пристрою

максимального тиску в робочій порожнині до 35 МПа виникає імовірність руйнування найбільш навантажених елементів пристрою. Ці елементи об'єднані у рухомий вузол, що включає вухо, шток, поршень, шайбу та гайку. Найбільш небезпечними місцями, що можуть зруйнуватись під впливом навантаження, є різьбові пари шток – вухо, шток – гайка а також верхня частина вуха — скоба - в тому випадку, якщо за неї чіпляти гак, або нижній торець вуха - якщо тягнути шток охоплюючою траверсою (рис. 4).

На першому етапі дослідження потрібно задати матеріали окремих деталей. Їх встановлюємо як аналоги вітчизняних марок за стандартами ISO і подаємо в табл. 1.

Попередньо виконані дослідження, в яких тягнуче зусилля прикладалось до петлі провущини показали, що максимальні значення напружень перевищують допустимі у 1,5 – 1,8 раза, що може викликати руйнування деталі. Тому ми зупинили свій вибір на схемі, за якою тягнуче зусилля прикладають до поверхні з більшою площею – нижня конічна поверхня вуха.

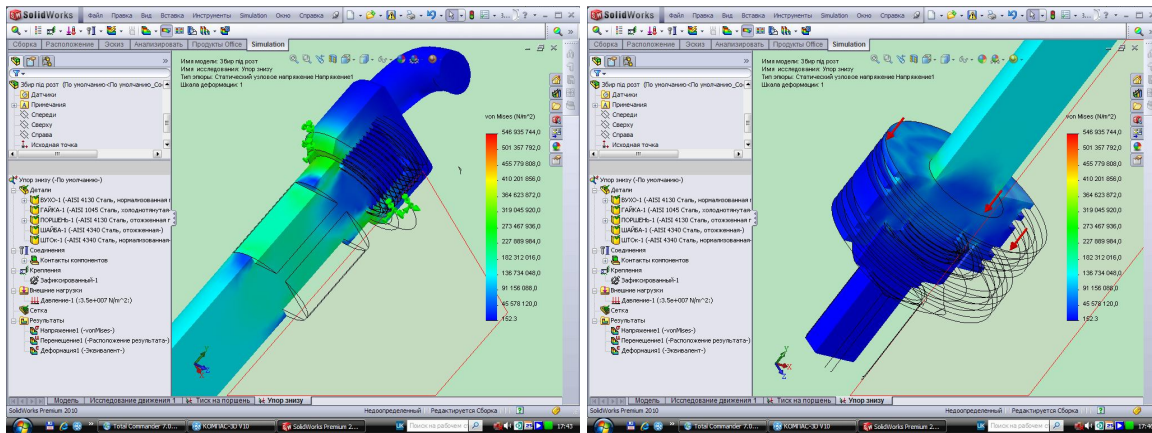
Таблиця 1. Механічні властивості матеріалів рухомого вузла пристрою

Деталь	Матеріал	Фізико - механічні властивості		
		Модуль пружності	Границя міцності на розтяг, МПа	Границя текучості, МПа
Вухо	AISI 4130, нормалізована	$2,05 \cdot 10^{11}$	731	460
Гайка	AISI 1045, холоднотягнута	$2,05 \cdot 10^{11}$	625	530
Поршень	AISI 4130, відпалена	$2,05 \cdot 10^{11}$	560	460
Шайба	AISI 4340, відпалена	$2,05 \cdot 10^{11}$	745	470
Шток	AISI 4340, нормалізована	$2,05 \cdot 10^{11}$	1100	710

Наступним етапом є встановлення виду контактів компонентів — зв'язані, без зазорів і взаємного проникнення, оскільки в реальності деталі повинні мати між собою тісний контакт.

До верхнього торця поршня прикладаємо фактор силового навантаження — тиск 35 МПа з боку робочого середовища. Тягнуче зусилля, прикладене до вуха, замінюємо фіксованим зв'язком з нижньою поверхнею вуха. Для виконання дослідження треба створити в об'ємі моделі сітку скінченних елементів. Оскільки деталі вузла мають хоча й просту конфігурацію, але різну і зовсім різні пропорції координатних розмірів, то встановлюємо параметр щільності сітки приблизно 75% від максимальної. Виконавши дослідження, отримуємо результати, зображені на рис. 5 та 6.

Результати показують, що розподіл напружень у верхній частині вузла (рис. 5, а) не містить значних вогнищевих максимумів, лише у штоці під вухом вони у трьох місцях досягають значень 550 МПа, крім того, на епюрах є “сходинки”, викликані концентраторами напружень – лисками, які формують квадрат під ключ. Загалом у цій зоні напруження не перевищують значення 310 МПа, що гарантує коефіцієнт запасу міцності 2,3.



а) б)
Рис. 5. Розподіл напружень у верхній (а) та нижній (б) частинах вузла

Розподіл напружень у нижній частині вузла (рис. 6, б) теж має досить задовільний характер – нема різких перепадів, а максимальні значення рівні 300МПа, що дає запас міцності 2,36.

На рисунку 6 показані результати розрахунку видовження вузла внаслідок прикладання тягнучого зусилля. Воно становить 0,736 мм, що для такої довжини штока

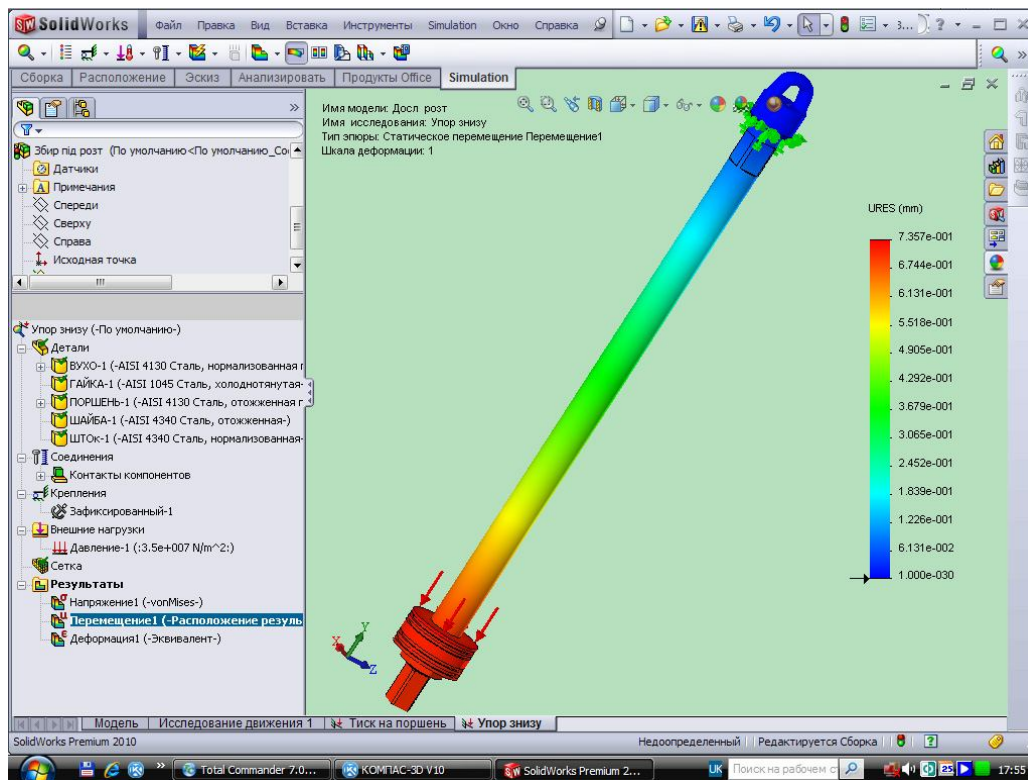


Рис. 6. Епюра видовження елементів вузла

становить 0,064%.

Очевидно, що деталі і вузли спроектованого пристрою, виготовлені за вказаними розмірами з вибраних матеріалів, повинні виконати своє службове призначення.

3. Висновки

Матеріали роботи свідчать, що застосування сучасних комп'ютерних технологій дозволяє підвищити продуктивність і якість виконання проектно-конструкторських робіт в нафтогазовому машинобудуванні. Особливо результативним є застосування пакетів прикладних програм, що базуються на методі скінченних елементів, для оптимізації конструкції елементів та вузлів та перевірки їх працездатності. В нашому випадку класичний елемент пристроїв для верстатної обробки вдалося застосувати у нетрадиційній ролі завдяки комп'ютерному моделюванню.

Список літератури:

1. Булатов А. И. Спутник буровика: справочник. Т.2. / А.И. Булатов, С.В. Долгов - М.: Недра, 2006.— 535 с.
2. Костриба І. В. Основи конструювання нафтогазового обладнання / І.В. Костриба. - Івано-Франківськ: Факел, 2007.- 194 с.
3. Костриба І. В. Розроблення та дослідження пристрою для випробовування противикидного обладнання / І.В. Костриба, І. С. Палійчук, В. В. Михайлик // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. - 2010. - № 3. - С. 104-107.
4. Горошкин А. К. Приспособления для металлорежущих станков: Справочник / А.К. Горошкин. — М.: Машиностроение, 1971. - 384 с.
5. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В.И. Анурьев — М.: Машиностроение, 2006. — Т. 2. - 2006. - 960 с.
6. Алямовский А. А. Инженерные расчеты в Solidworks Simulation / А.А. Алямовский — М.: ДМК-Пресс, 2010. — 235 с.

Надійшла до редакції 14.01.2014

В. Г. Панчук

КОМПЬЮТЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ПРОТИВОВЫБРОСОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ СКВАЖИН

Работа посвящена проблеме применения исследовательских компьютерных технологий, базирующихся на применении метода конечных элементов, для проектирования в целом и оптимизации конструкции отдельных узлов и элементов устройства повышенной герметичности для испытания противовыбросового оборудования скважин.

Ключевые слова: устье скважины, цанга, напряжения, герметичность, шток, поршень, манжета.

V. Panchuk

COMPUTER OPTIMIZATION OF DESIGN ELEMENTS OF A DEVICE FOR TESTING BLOWOUT WELL EQUIPMENT

The work deals with the problem of using computer technologies that are based on the use of finite element method for designing and optimizing the design of individual parts and components with the increased impermeability to test the blowout preventing wells equipment.

Keywords: wellhead, tightness, grips, rod, piston, sleeve, tension.