

АНАЛІЗ УМОВ РОБОТИ ЦИЛІНДРОПОРШНЕВОЇ ПАРИ ТА СПОСІБ ВИГОТОВЛЕННЯ БІМЕТАЛЕВИХ ЦИЛІНДРОВИХ ВТУЛОК ДЛЯ БУРОВИХ НАСОСІВ ОДНОСТОРОННЬОЇ ДІЇ

¹І.Ф. Концур, ¹В.І. Артим, ¹Б.Д. Сторож, ¹Т.В. Яценко, ²М.Я. Чичула

¹ ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42171, e-mail: tarasyatsenko@i.ua

² ДП „CNGS Engineering”, 95034, м. Сімферополь, вул. Куйбишева, 2, тел. (065) 2529139, e-mail: yar159753@yandex.ru

Розкрито механізм руйнування циліндропоршневої пари бурових насосів односторонньої дії, що застосовуються в світовій практиці при бурінні свердловин на нафту та газ. Встановлено основні методи підвищення довговічності циліндропоршневої пари на основі огляду досліджень температурного режиму, механічних властивостей еластичних деталей. Проаналізовано способи отримання циліндрових втулок існуючих бурових насосів. Досліджено методи виготовлення біметалевих циліндрових втулок бурових насосів. Вибрано і теоретично обґрунтовано спосіб отримання біметалевих циліндрових втулок.

Для виготовлення втулок визначено детально за класичним методом квалітет точності обробки виробу, підібрано посадку пресового з'єднання, розраховано зусилля запресування втулки, температуру нагрівання зовнішньої втулки при тепловому монтуванні з'єднання з гарантованим натягом, визначено питомий тиск в посадочних поверхнях, еквівалентні напруження втулки по товщині стінки та коефіцієнт запасу міцності зовнішньої гільзи.

Ключові слова: буровий насос, циліндропоршнева пара, поршень, біметалева втулка, посадки з натягом.

Раскрыт механизм разрушения цилиндропоршневой пары буровых насосов одностороннего действия применяемых в мировой практике при бурении скважин на нефть и газ. Установлены основные методы повышения долговечности цилиндропоршневой пары на основе обзора исследований температурного режима, механических свойств эластичных деталей. Проанализированы способы получения цилиндровых втулок существующих буровых насосов. Исследованы методы изготовления биметаллических цилиндровых втулок буровых насосов. Выбран и теоретически обоснован способ получения биметаллических цилиндровых втулок.

Для изготовления втулок определены подробно по классическому методу квалітет точности обработки изделия, подобрано посадку пресового соединения, рассчитано усилия запрессовки втулки, температуру нагрева внешней втулки при тепловом монтаже соединения с гарантированным натягом, определено удельное давление в посадочных поверхностях, эквивалентные напряжения втулки по толщине стенки и коэффициент запаса прочности внешней гильзы.

Ключевые слова: буровой насос, цилиндропоршневая пара поршень, биметаллическая втулка, посадки с натяжением.

The damage mechanism of single-acting mud pump cylinder-piston group used in world practice during drilling for oil and gas has been discovered. The basic methods for the cylinder-piston group durability increase based on the study review of temperature regime and mechanical properties of the elastic components have been developed. The ways of the existing mud pump cylinder liners obtaining have been analyzed. The study methods of manufacturing of the bimetallic mud pump cylinder liners have been examined. The method for producing bimetallic cylinder liners has been selected and theoretically grounded.

To produce liners, the accuracy degree of the product processing has been developed in detail in accordance with the classical method, the press joint seating fit has been selected, the liner press-fitting force and heating temperature of the outer liner when doing heat hook-up with guaranteed tightness, the mounting surface area pressure has been determined, the liner through-the-wall-thickness equivalent stresses and safety factor of the outer pipe sleeve have been calculated.

Keywords: mud pump, cylinder-piston group, piston, bimetal liner, interference fit.

Для раціональної експлуатації та розробки родовищ нафти і газу потрібно використовувати економічну і ефективну техніку і технології. Морально і фізично застарілу техніку необхідно замінювати на сучасну, яка б відповідала світовим зразкам.

Буровий насос є основною ланкою насосно-циркуляційного комплексу, що споживає значну частину енергії на буровій. Насос всмоктує промивальну рідину з приймальних ємностей і нагнітає її в свердловину для забезпечення наступних функцій [1]:

стей і нагнітає її в свердловину для забезпечення наступних функцій [1]:

- очищення вибою свердловини від вибуреної породи;
- транспортування шлам на поверхню;
- охолодження та змащування долота;
- утримання стінок свердловини;
- привода гідравлічних вибійних двигунів.

В даний час для подачі і приведення в рух промивальної рідини в насосно-циркуляційних

системах використовуються в основному дво-поршневі двосторонньої дії і трипоршневі односторонньої дії бурові насоси.

Враховуючи, що, з одного боку, умови роботи основного робочого органу в трипоршневому буровому насосі односторонньої дії полегшені внаслідок подачі змащувально-охолоджуючої рідини (ЗОР) в зону тертя, а з другого – стали важчими через збільшення частоти циклів прикладання навантаження, доцільний аналіз довговічності, переважаючих видів зношування і особливостей руйнування деталей циліндропоршневої пари (ЦПП).

Слід зауважити безперервний розвиток уявленнь про руйнування ЦПП в напрямку їх поглиблення і розширення. Механізм руйнування пари є дуже складним. З однієї сторони це абразивне зношування, з другої – втомне руйнування манжет поршня від циклічних напружень, яке підсилюється термохімічними процесами.

Серед багатьох видів руйнування ЦПП найбільш інтенсивним є абразивне зношування. Розрізняють два великих підтипи абразивного зношування пари: абразивним прошарком і абразивним струменем. Процес зношування ЦПП абразивним прошарком є також складним і багатостороннім [2]. Залежно від відносних розмірів радіального зазору пари і абразивних частинок, останні можуть кріпитися в гумі манжет поршня, вільно перекочуватись по поверхні тертя і переміщуватись з потоком рідини. Найбільшу небезпеку становлять міцно закріплені в гумі зерна абразиву, особливо ті з них, які притиснуті до поверхні тертя циліндрової втулки одностороннім нормальним зусиллям, яке дорівнює добутку напруження всебічного стиску в гумі на площі проекції зерна на поверхню тертя. Від нормальної сили залежить величина тангенціальної складової зусилля царапання, різання або передформування матеріалу – циліндрової втулки елементарним різцем або індентором, роль якого відіграють ребра і вершини зерна абразиву. Із збільшенням твердості і розміру абразивного зерна, а також нормальної і тангенціальної сил його взаємодії з поверхнею тертя циліндрової втулки, збільшується інтенсивність руйнування останньої. Внаслідок абразивного прошарку поверхня тертя манжет поршня руйнується в основному через гострі кромки рисок, які виникають на поверхні тертя циліндрової втулки.

Руйнування ЦПП абразивною струминою проходить або при надзвичайних витіках рідини з порожнини нагнітання циліндра в порожнину всмоктування, яке виникає після зношування пари абразивним прошарком, або в результаті почергового витіснення мастильною рідиною прошарка від одної манжети поршня до другої. Характерною особливістю другого підтипу руйнування абразивною струминою є те, що він має місце в основному, в насосах високого тиску.

Огляд досліджень температурного режиму, визначення видів зношування та особливостей руйнування деталей ЦПП свідчить, що біль-

шість експериментів проводились, в основному, на двопоршневих бурових насосах двосторонньої дії. Однією з важливих характеристик трипоршневих бурових насосів односторонньої дії є підвищена швидкохідність, яка викликає більш напружений режим роботи їх робочих органів, особливо під час перекачування під високим тиском високоабразивних промивальних рідин.

Дослідженнями [4] встановлено, що механічні властивості еластичних деталей можуть суттєво відрізнятись від механічних властивостей матеріалу, з якого вони виготовлені. Однією з причин такої різниці механічних властивостей деталей і матеріалу є фактор форми (відношення поверхні вулканізації деталі до її вільної бокової поверхні).

$$\Phi = \frac{S_0}{S_\sigma}, \quad (1)$$

де S_0 – поверхня вулканізації поршня;

S_σ – вільна бокова поверхня поршня.

Фактор форми суттєво впливає на можливість еластичних деталей деформуватись в радіальному напрямку. Чим менша вільна бокова поверхня поршня і чим більша площа при вулканізації, тим менша радіальна деформація вільних об'ємів гуми. В поршнях найбільш навантаженою поверхнею являється поверхня ущільнюючого зазору, де сумісно діють дотичні, розтягуючі напруження і найвища температура.

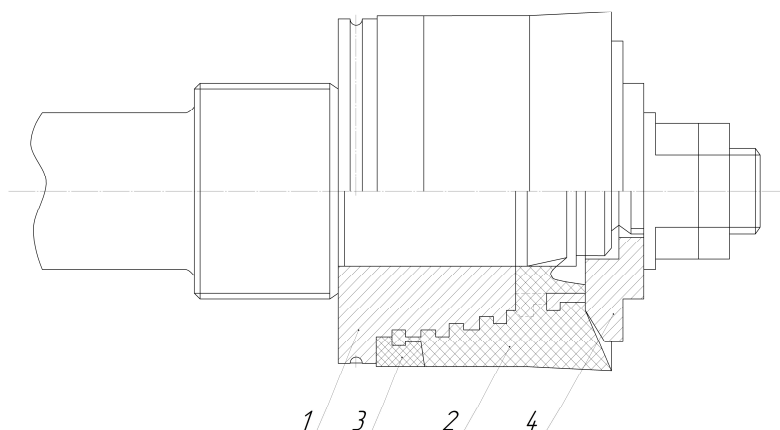
Методи підвищення довговічності ЦПП бурового насоса можна умовно розділити на три групи: конструктивні, технологічні, експлуатаційні.

Перші охоплюють цілий комплекс конструктивних рішень, зв'язаних з підводом мастила в зону тертя пари, із захистом від проникнення в неї абразивних частинок, з підбиранням конструкційних матеріалів, які забезпечують надійну герметичність і мінімальне зношування манжет поршня і внутрішніх поверхонь циліндрових втулок.

Суттєвим конструкційним параметром, що визначає ресурс пари є величина зазору між циліндровою втулкою і опорним буртом сердечника поршня. Із збільшенням цього зазору підвищується деформація гуми манжети поршня, що видавлюється в зазор, підвищується небезпека її руйнування. Згідно з дослідженнями [5], оптимальний діаметральний зазор в ЦПП повинен знаходитись в межах 0,15...0,2 мм.

Цікавий конструктивний метод підвищення довговічності пари – гідравлічний захист – був запропонований Я. С. Мкртичаном [3]. Суть методу полягає в подачі ЗОР в міжпоршневий простір під тиском, який дещо перевищує тиск нагнітання абразивновмістимого середовища. Цим досягається:

- а) усунення можливості проникнення абразивних частинок в зазор ЦПП;
- б) розвантаження манжети поршня від дії значного перепаду тиску рідини;
- в) змащування поверхонь тертя мастилом.



1 – металевий сердечник; 2 – привулканізована гума; 3 – підкладне пластмасове кільце; 4 – шайба

Рисунок 1 – Монолітний поршень

Але впровадження способу гідрозахисту викликає певні труднощі. Необхідний спеціальний гідроблок для мастильної рідини. При цьому вдвічі збільшується кількість поршнів і довжина циліндрової втулки, а також ускладнюється експлуатація насоса.

В основу технологічних методів підвищення довговічності ЦПП бурового насоса покладена ідея використання покриттів, а також поверхневого зміцнюючої технології, які забезпечують високу твердість поверхні тертя циліндрової втулки. Але, як свідчить практика, це не завжди буває достатньо для досягнення бажаних результатів. Експериментальні дослідження [3] сталевих циліндрових втулок, загартованих СВЧ і армованих бористим чавуном, свідчать, що збільшення їх поверхневої твердості практично не збільшує довговічність. Пояснюється це викришуванням частин бористого чавуну із дзеркала тертя втулки під дією абразивного прошарку і, особливо, абразивної струмини.

Більшу стійкість виявили боровані циліндрові втулки. Але не дивлячись на впровадження електродітного борування циліндрових втулок ефективність даного методу залишається кінцево не вирішеною. Деякі спеціалісти зауважують нестабільність властивостей борованого шару, його підвищену крихкість і малу глибину зміцнення, що обумовлює вихід з ладу борованих циліндрових втулок швидше цементованих.

Таким чином, підвищення твердості, явно, не може бути універсальним методом підвищення довговічності циліндрової втулки.

Було розроблено і впроваджено у виробництво поверхневе гартування СВЧ циліндрових втулок, виготовлених із сталі 70. Завдяки високій твердості (HRC 60...64), такі втулки мають підвищену довговічність навіть у важких умовах глибокого буріння.

З експлуатаційних методів підвищення довговічності ЦПП бурового насоса потрібно виділити два основних. Перший – полягає в зменшенні частоти ходів поршня. Як встановлено експериментально [5], зниження частоти ходів поршня не тільки запобігає появленню гідравлічного удару та кавітації в насосі, тобто по-

кращує його всмоктувальну спроможність, але й значно зменшує інтенсивність зношування.

Другий експлуатаційний метод підвищення довговічності пари – очищення промивальної рідини від абразивних частинок. Широко розповсюджений на практиці метод очищення промивальної рідини за допомогою вібросиття забезпечує високої сепарації. Значно ефективніше очищення досягається за допомогою гідроциклонів.

Аналіз запропонованих методів підвищення довговічності ЦПП бурового насоса свідчить, що при конструктивній, технологічній та експлуатаційній багатогранності всі вони основані в кінцевому рахунку на одній меті – зменшення інтенсивності зношування циліндрової втулки або поршня.

Потрібно зауважити, що сучасну конструкцію поршня бурового насоса односторонньої дії розроблено з врахуванням багатьох із перерахованих вище факторів [5], а саме:

- в опорній частині поршня знаходиться підкладне пластмасове кільце трапецевидного перерізу для недопущення видавлювання гумової манжети в зазор;

- кут нахилу конічної поверхні сердечника до осі поршня вибирається так, щоб фактор форми манжети збільшувався плавно до опорної частини поршня, при цьому зменшується середня контактна температура по довжині поршня;

- для кращого зчеплення гуми з металом при вулканізації на конічній поверхні сердечника виконують гребінку (рівномірно по довжині поверхні). Всі ребра, утворені перетином поверхні гребінки, округлюють.

Монолітний поршень (рис. 1) складається із металевого сердечника 1 з конічною гребінкою і привулканізованою гумовою манжетою 2 з підкладним пластмасовим кільцем 3, розміщеним в опорній частині. Конструктивними особливостями поршня є наявність у манжети внутрішньої губи, яка забезпечує герметичність посадочної циліндричної поверхні спряження зі штоком, і шайби 4, що додатково утримує манжету 2 від відриву з сердечника 1. Форма перерізу губи манжети поршня важлива, оскільки вона створює попередній натяг для недопущен-

ня витоку під час низького тиску і забезпечує початковий процес ущільнення при високому тиску. Потовщена і ущільнююча губа поршня трикутної форми найбільш раціональна. Потовщена губа має більший резерв матеріалу при її зношуванні, вона менше піддається релаксації. Оптимальний діаметральний натяг губи поршня знаходиться в межах 2...3 мм[5].

Ряд закордонних фірм виготовляють для бурових насосів втулки звичайної якості і високоякісні (біметалеві).

Біметалеві втулки складаються із зовнішнього корпусу та внутрішньої гільзи. Внутрішня поверхня гільзи є дзеркалом ковзання.

Існують наступні методи виготовлення біметалевих втулок:

- відцентровим горизонтальним або вертикальним литтям;
- електрошлаковим зварюванням;
- автоматичним зварюванням тиском;
- електродуговим (холодне, гаряче, напівгаряче) [6];
- електрошлаковим переплавом;

Для виготовлення біметалевих циліндрових втулок бурових насосів раціональним є використання посадок з гарантованим натягом. При цьому попередньо виготовлені деталі монтується за допомогою пресів (метод запресування) із використанням термічної дії – як правило, нагрівають корпус. Переваги таких методів:

- простота, технологічність і дешевизна з'єднання;
- висока точність центрування деталей;
- рівномірний розподіл навантаження в спряженні.

Однак конструкція біметалевої втулки для бурового насоса односторонньої дії потребує детального розроблення, а саме: необхідно визначити квалітет точності, підібрати посадку, розрахувати зусилля запресування, визначити питомий тиск, еквівалентні напруження та коефіцієнт запасу міцності зовнішньої втулки.

Першим і дуже відповідальним етапом вирішення завдання є, визначення зусилля запресування з'єднання з гарантованим натягом за формулою:

$$P = \pi \cdot d \cdot \ell \cdot q \cdot f, \quad (2)$$

де q – контактне навантаження на спряжених поверхнях;

d – номінальний діаметр спряження, мм;

ℓ – довжина з'єднання, мм;

f – коефіцієнт тертя між спряженими поверхнями, при складанні нагріванням або охолодженням приймається $f=0,12$, (а при запресуванні 0,06-0,12).

Температура нагрівання зовнішньої втулки при тепловому монтуванні з'єднання з гарантованим натягом :

$$t^o = \frac{N_{max} + \Delta}{\alpha \cdot d} \cdot 10^{-3} + t_c^o + t_n^o, \quad (3)$$

де N_{max} – максимальний натяг посадки з'єднання, мкм;

Δ – зазор, необхідний для зручності монтування з'єднання (приймаємо рівним 50-80 мкм);

α – коефіцієнт лінійного розширення (значення коефіцієнта приймається для сталі $12 \cdot 10^{-6} 1/град$, для чавуна $10,5 \cdot 10^{-6} 1/град$);

t_c^o – температура середовища, при якій проходить монтаж з'єднання;

t_n^o – зниження температури після нагрівання до моменту монтування з'єднання (приймається $30 - 50^oC$).

Контактне навантаження q на спряжених поверхнях деталей, з'єднаних з гарантованим натягом N визначається з формули Ляме [7]:

$$N = 10^3 \cdot q \cdot d \cdot \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right), \quad (4)$$

де N – натяг, мкм;

q – контактне навантаження на спряжених поверхнях, МПа;

d – номінальний діаметр з'єднання, мм;

E_1, E_2 – модулі пружності спряжених деталей, МПа;

c_1 і c_2 – коефіцієнти, що визначаються за формулами (5), модуль пружності матеріалу для сталей приймається $E = 21 \cdot 10^4$ МПа, для чавунів – $E = 11 \cdot 10^4$ МПа.

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_1; \quad c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_2, \quad (5)$$

де d_1 – діаметр отвору гільзи;

d_2 – зовнішній діаметр маточини;

μ_1, μ_2 – коефіцієнти Пуассона відповідно для матеріалу гільзи і зовнішнього корпусу.

Для сталей приймається $\mu = 0,28$, для чавунів $\mu = 0,25$.

При складанні запресуванням згладжуються нерівності поверхонь і відповідно зменшується натяг у з'єднанні.

Визначення зусилля від тертя в ЦПП біметалевої циліндрової втулки проводимо за формулою:

$$P_{TC} = \pi \cdot D_{II} \cdot l_m \cdot P_p \cdot \mu, \quad (6)$$

де P_p – робочий тиск в циліндрі, МПа;

D_{II} – діаметр поршня, м;

l_m – довжина гумової манжети, м;

μ – коефіцієнт тертя гуми по сталі ($\mu = 0,1$)

Необхідний розрахунковий натяг визначаємо за формулою:

$$\delta_p = p \cdot d \cdot \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right), \quad (7)$$

де E_1, E_2 – модулі пружності деталей;

c_1, c_2 – коефіцієнти Ляме [7].

Дійсний натяг $\delta_o \geq \delta_p$.

При з'єднанні запресуванням:

$$\delta_o = \delta_p + 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \quad (8)$$

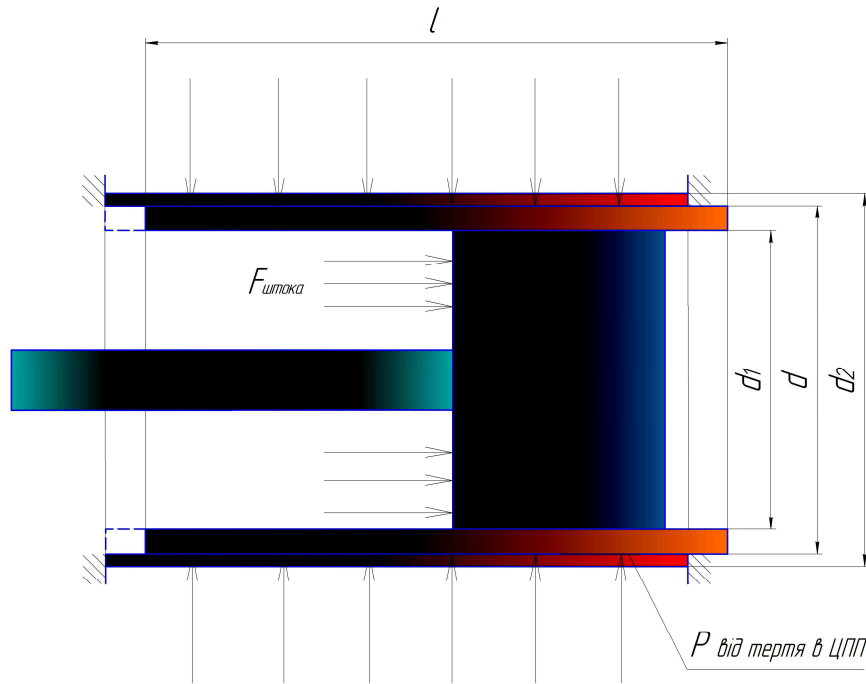


Рисунок 2 – Місце виникнення зусиль від тертя в ЦПП біметалевої циліндрової втулки

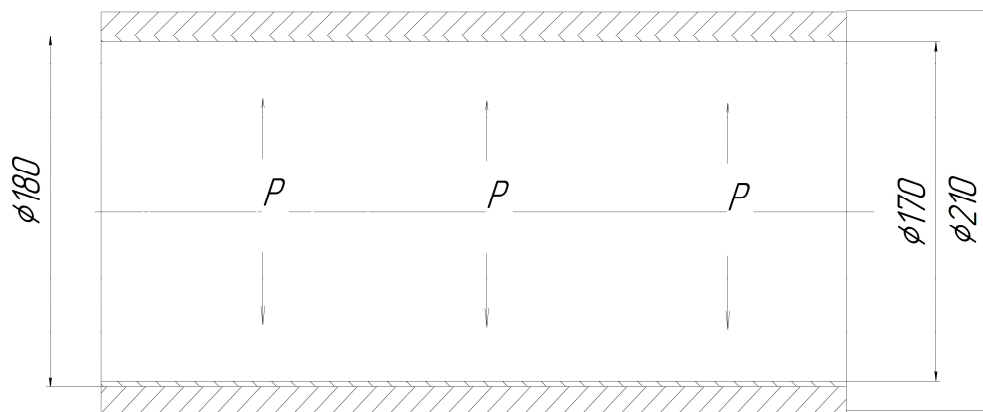


Рисунок 3 – Розрахункова схема циліндрової втулки

де R_{z1}, R_{z2} – висота мікронерівномірностей поверхонь деталей, R_{z1} і $R_{z2} \approx 2-8$ мкм.

При складанні нагріванням: $\delta_\delta = \delta_p$, за δ_δ – підбираємо посадку, для якої мінімальний натяг $N_{\min} \geq \delta_\delta$.

Еквівалентні напруження на внутрішній поверхні зовнішньої втулки визначаються за формулою:

$$\sigma_{екв} = \sigma_t - \sigma_r, \quad (9)$$

де σ_t , σ_r – відповідно колові і радіальні напруження на вказаній поверхні.

$$\sigma_t = q \cdot \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}, \quad (10)$$

$$\sigma_r = -q.$$

Коефіцієнт запасу міцності зовнішньої втулки визначається з формули:

$$\sigma_{екв} \leq \frac{\sigma_T}{n}, \quad (11)$$

де σ_m – границя плинності матеріалу диска, МПа;

n – коефіцієнт запасу міцності.

Розрахунок проводимо за формулою для товстостінних циліндрів

$$\sigma_\tau = \frac{r_1 P_1 - r_2 P_2}{r_1^2 - r_2^2} - \frac{r_1^2 \cdot r_2^2 (P_1 - P_2)}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2}, \quad (12)$$

$$\sigma_o = \frac{r_1 P_1 - r_2 P_2}{r_1^2 - r_2^2} - \frac{r_1^2 \cdot r_2^2 (P_1 - P_2)}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2}, \quad (13)$$

де σ_τ і σ_o – радіальні і тангенціальні напруження;

r_1 і r_2 – зовнішній і внутрішній радіуси циліндра;

P_1 і P_2 – внутрішній і зовнішній тиск;

Таблиця 1 – Результати розрахунку пресового з’єднання

Діаметр втулки, мм	Найбільше зусилля запресування, кН	Гартоване осьове зусилля, яке витримує з’єднання, кН	Посадка, тип	Контактний тиск, МПа		Найбільше напруження стискування у втулці під час її запресування, МПа	Еквівалентні напруження, МПа	Коефіцієнт запасу міцності
				Nmax	Nmin			
Ø 120	139,1	30,5	Посадка з гарантованим натягом, $\frac{H8}{s7}$	7,1	1,5	70,9	21,1	2
Ø 130	148,1	32,5		7,0	1,5	69,9	22,8	
Ø 140	136,5	30,0		6,0	1,3	60,0	21,7	
Ø 150	133,5	35,3		5,5	1,4	54,9	22,6	
Ø 160	122,6	32,4		4,7	1,2	47,3	22,8	
Ø 170	117,8	35,8		4,3	1,3	42,9	25,2	
Ø 180	103,7	31,5		3,6	1,1	35,7	27,3	

r – радіус розрахункових точок. В нашому випадку $P_2 = 0$, максимальні напруження будуть на внутрішній стороні циліндра, тому $r < r_1$, а найбільш небезпечними будуть точки, що лежать на зовнішній поверхні циліндра. Оскільки діють два види напружень, то розрахунок краще вести за еквівалентним напруженням. Згідно з третьою теорією міцності $\sigma_{EKB} = \sigma_1 - \sigma_3$. В нашому випадку $\sigma_1 = \sigma_0$ і $\sigma_3 = \sigma_\tau$.

Зробивши перетворення і підставивши замість σ_1 і σ_2 , σ_0 і σ_τ їх значення отримуємо:

$$\sigma_{EKB} = \frac{2P}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2} \leq [\sigma] \quad (14)$$

Матеріал циліндрової втулки - сталь 60, для якої $\sigma_B = 690$ МПа, $\sigma_T = 410$ МПа [8], де n – коефіцієнт запасу міцності (приймаємо $n=2$).

Тоді згідно з формулою 11 $[\sigma] = 90$ МПа.

Запишемо наступним чином:

$$\frac{2P}{r_2^2 - r_1^2} = r_2^2 [\sigma] \quad (15)$$

Перетворюючи даний вираз отримаємо:

$$r_2 = r_1 \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 2P}} \quad (16)$$

Розраховуємо зовнішній діаметр циліндрової втулки при мінімальній товщині стінки:

$$S_{\min} = \frac{d_{3H} - d_{BH}}{2}, \quad (17)$$

де $d_{BH} = 180$ мм, $d_{30B} = 210$ мм.

Напруження в стінках циліндрів:

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot r_3^2 + 0,4 \cdot r_{BH}^2}{r_3^2 - r_{BH}^2} \cdot P, \quad (18)$$

де P – тиск в циліндрі.

В результаті проведення статичного, контактного розрахунку на EOM за допомогою програм Math cad, Solid work, ANSYS отримали параметри пресового з’єднання біметалевих циліндрових втулок.

Вачимо, що температура нагрівання зовнішньої втулки буде максимальною при найменшому діаметрі $T_{нагр.} = f(D)$.

Розподіл тепла проходить із внутрішнім розташуванням індукованого соленоїда, що дає можливість ефективно нагріти охоплюючу поверхню.

Час є функцією від діаметра, тому в нашому випадку для найменшого діаметра, товщина стінки є найбільшою, відповідно час нагрівання буде максимальним.

Аналіз напружено-деформованого стану системи “втулка-втулка” при посадці з натягом проведемо за допомогою сучасної САПР ANSYS.

Припущення: унаслідок симетрії для розв’язання задачі (рис. 7) моделюється тільки один сектор (90 градусів). Для наочності і зручності візуальної оцінки і контролю задачі контактного типу береться перебільшена величина початкового проникнення, матеріал при цьому вважається лінійно пружним.

З метою можливості розв’язання на всіх типах навчальних версій використовується грубе розбиття (464 елементи і 576 вузлів), унаслідок чого ефекти концентрації напружень в районі зіткнення ребер втулки з втулкою не можуть бути виявлені.

Виявлено, що рівень нормальних напружень на краях, де проводилось зондування для побудови графічної залежності – значно нижчий, якщо навантаження сприймає втулка меншої товщини стінки.

Отже, досліджуваний метод виготовлення біметалевих циліндрових втулок для бурових насосів односторонньої дії свідчить про те, що:

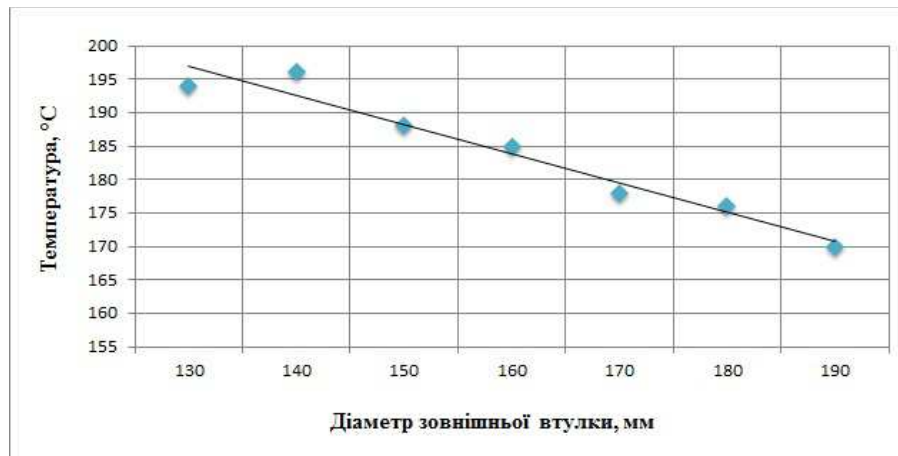


Рисунок 4 - Залежність температури нагріву зовнішньої втулки від її діаметра

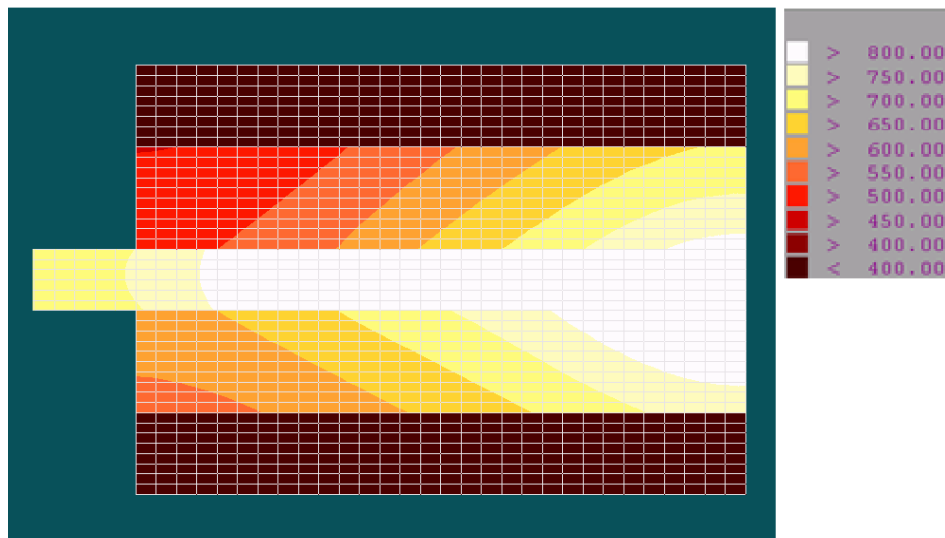


Рисунок 5 – Відображення процесу нагрівання втулки в умовах індукційної печі

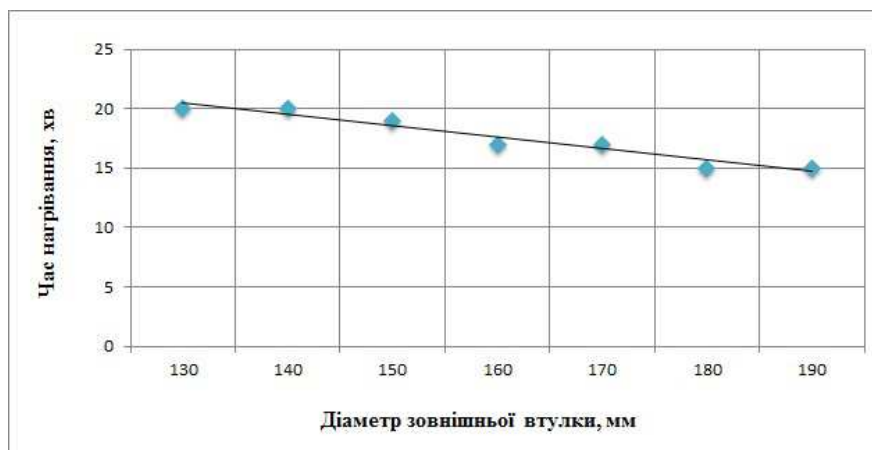


Рисунок 6 – Необхідний час на нагрівання втулки

– виготовлення біметалевих втулок в умовах середньо-серійного виробництва з найменшими затратами на механічну обробку цілком можливе;

– використання високоякісних біметалевих циліндрових втулок в бурових насосах різних модифікацій дасть змогу зменшити витрати на

поточний ремонт (ресурс втулки збільшиться в декілька разів [9]).

Подальші дослідження полягають у пошуку шляхів конструювання нової спеціалізованої установки для ізостатичного пресування біметалевих втулок.

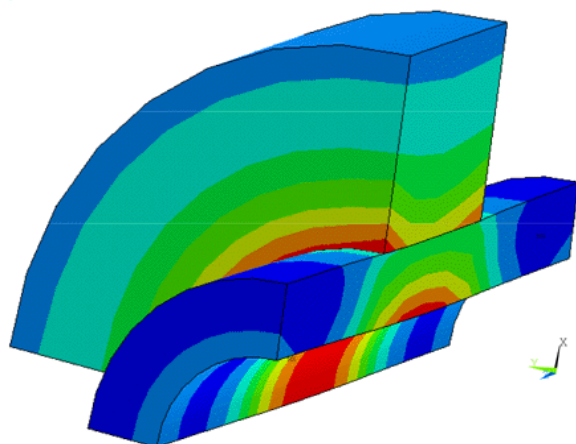


Рисунок 7 – Напружений стан системи „втулка-втулка”

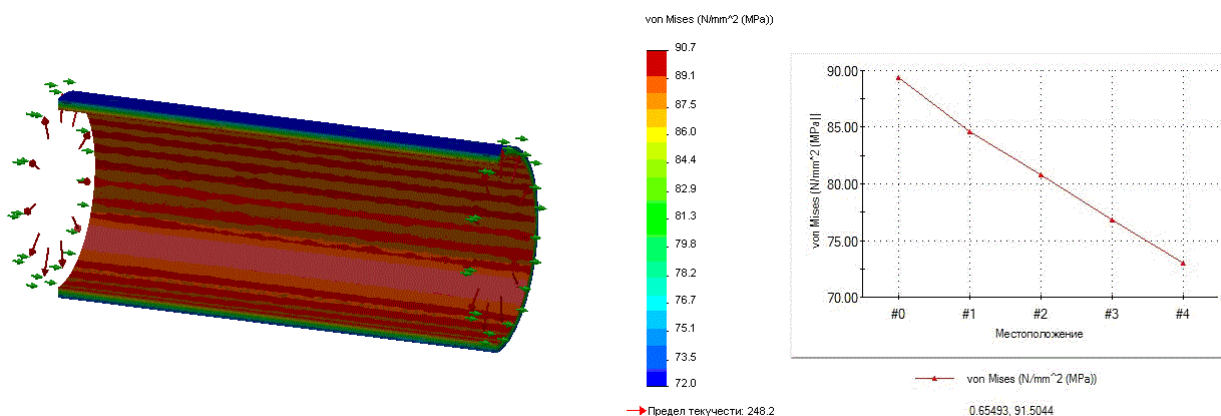


Рисунок 8 – Лінійний розподіл напруження зовнішньої втулки, що виникає при пресуванні

Література

1 Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы / Р.А. Баграмов. – М.: Недра, 1984. – 501 с.

2 Николич А.С. Поршневые буровые насосы / А.С. Николич. – М.: Недра, 1973. – 448 с.

3 Мкртычан Я.С. Повышение надежности эксплуатации буровых насосных установок. / Я.С. Мкртычан. – М.: Недра, 1978. – 268 с.

4 Резниковский М.М. Механические испытания каучука и резины / М.М. Резниковский, А.И. Лукомская. – М.: Химия, 1968. – 280 с.

5 Мкртычан Я.С. Повышение надежности трехпоршневых буровых насосов / Я.С. Мкртычан, Л.Н. Горонович, И.Ф. Концур. – М.: ВНИИ-ОЭНГ, 1981. – 90 с.

6 Гуменюк І.В. Технологія електродугового зварювання / І.В. Гуменюк, О.Ф. Іваськів, О.В. Гуменюк. – К.: Грамота, 2006. – 512 с.

7 Зябрева Н.Н. Сборник задач и примеров по курсу ВСТВ / Н.Н. Зябрева, М.Я. Шегал. – М.: Машгиз, 1963. – 273 с.

8 Писаренко Г.С. Опір матеріалів / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський. – К.: Вища шк.ола, 2004. – 655 с.

9 Нефтегазовое оборудование [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://bursnab.com/proizvodstvo>.

Стаття надійшла до редакційної колегії
28.08.13

Рекомендована до друку
професором **Копеєм Б.В.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором **Огородніковим П.І.**
(Міжнародний науково-технічний університет
ім. Ю. Бугая, м. Київ)