



Прийнято 03.04.2026. Прорецензовано 05.05.2026. Опубліковано 30.05.2026.

УДК 656.13

DOI: 10.31471/1993-9868-2026-1(45)-195-210

ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГОВИТРАТ МОБІЛЬНИХ НАСОСНИХ АГРЕГАТИВ ШЛЯХОМ ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМУ НАСОСІВ ВИСОКОГО ТИСКУ

Мисів О. О.

Аспірант

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

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

<https://orcid.org/0009-0002-2116-9887>

e-mail: oleh.mysiv-a133-23@nung.edu.ua

Криштопа С. І. *

Доктор технічних наук, професор

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

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

<https://orcid.org/0000-0001-7899-8817>

e-mail: auto.ifntung@ukr.net

Матвієнко Р. М.

Аспірант

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

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

<https://orcid.org/0009-0000-3743-7511>

e-mail: roman.matviienko-a13324@nung.edu.ua

Копильців Д. В.

Аспірант

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

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

<https://orcid.org/0009-0002-1050-2701>

e-mail: dmytro.kopyltsiv-a13324@nung.edu.ua

Сем'янчук А. І.

Аспірант

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

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

<https://orcid.org/0009-0005-3664-7716>

e-mail: andrii.semianchuk-a13324@nung.edu.ua

Запропоноване посилання: Мисів, О. О., Криштопа, С. І., Матвієнко, Р. М., Копильців, Д. В., Сем'янчук, А. І. & Радзіховська, Н. М. (2026). Зниження енерговитрат мобільних насосних агрегатів шляхом визначення оптимального температурного режиму насосів високого тиску. Нафтогазова енергетика, 1(45), 195-210. doi: 10.31471/1993-9868-2026-1(45)-195-210.

* Відповідальний автор



Радзіховська Н. М.

Асистент кафедри

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

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

<https://orcid.org/0009-0003-4122-9784>

e-mail: nradzihovskaa@gmail.com

Анотація. У статті розглянуто проблему підвищення енергоефективності мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів в нафтогазовій галузі. Наведені результати досліджень зношування поверхонь тертя насосів високого тиску, інтенсивності зміни початкових розмірів та геометричної форми деталей насосів високого тиску. Встановлено, що абразивному зношуванню піддаються, переважно, корпуси, втулки насосів, прецизійні плунжери, ущільнення, штоки крейцкопфних механізмів. Проаналізовано зміни режимів роботи насосів, додаткових енергетичних витрат, зниження тисків і подачі насосів високого тиску від зносу поверхонь тертя. Встановлено, що досліджень енерговитрат та зношування деталей насосів високого тиску мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів від температури робочої оливи та визначення оптимальної температури робочої оливи насосних агрегатів ще не проводилось. Метою експериментальних досліджень було встановлення у лабораторних та промислових умовах зв'язку температури робочої оливи гідросистеми на енерговитрати тертя та інтенсивність зношування поверхонь насосів високого тиску та агрегатів трансмісії мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів. Відповідно до сформульованої мети були виконані експериментальні дослідження на машині тертя моделі УМТ 2168 основних закономірностей зміни зношувальних та енергетичних характеристик поверхонь тертя деталей насосів високого тиску мобільних агрегатів для гідравлічного розриву пластів FC-2251 та УН1-630×700. Результати експериментів показали, що оптимальний температурний режим насосів високого тиску складає від 45...65 °С. Виконані експериментальні дослідження залежностей втрат потужностей в коробках перемикачів передач мобільних агрегатів для гідравлічного розриву пластів у залежності від температур трансмісійних оливи. Результати експериментів показали, що мінімальні значення втрат потужності для АКПП насосного агрегату FC-2251 досягались за температури трансмісійної рідини плюс 41 °С і при подальшому зростанні температури практично не змінювались. Мінімальні значення втрат потужності для МКПП насосного агрегату УН1-630×700 досягались за температури трансмісійної рідини плюс 49 °С. Встановлено, що зниження енерговитрат пар тертя при збільшенні температури оливи до 45...65 °С пояснюється кращим надходженням малов'язкої оливи в зону тертя, кращим видаленням продуктів зносу від поверхонь тертя та інтенсивнішим тепловідведенням. При підвищенні температури вище 65 °С енерговитрати починають зростати, що пов'язано з порушенням гідродинамічного режиму оливи, значним зниженням товщини і міцності, а також подальшим руйнуванням оливного шару, що розділяє поверхні тертя.

Ключові слова: нафтогазовий технологічний транспорт; енергоефективність; зношування; насос високого тиску; оптимальна температура.

Вступ

Нафтогазова галузь є одним із найбільших виробників та, одночасно, споживачів енергії в Україні. В умовах високої волатильності цін на енергоносії та відновлення постраждалої від російської агресії енергетичної інфраструктури, питання підвищення енергоефективності та зниження енерговитрат стають надзвичайно актуальними. Українська нафтогазова інфраструктура, в тому числі нафтогазовий технологічний транспорт, характеризується значною кількістю застарілого та енергетично малоефективного обладнання, що призводить до технологічних втрат енергії та перевитрат енергії в цілому по нафтогазовій галузі. Підвищення енергоефективності на нафтогазовому технологічному транспорті України, зокрема на насосних установках для гідравлічного розриву пластів, дозволить знизити собівартість видобутку ресурсів нафтогазової галузі та посилити в цьому напрямку енергетичну безпеку держави.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень та публікацій

Сучасні мобільні насосні агрегати достатньо досконалі за конструкцією і мають необхідні експлуатаційні якості. Важливою характеристикою якості агрегатів та їх складових частин є висока енергоефективність, що відображає робочі властивості даних об'єктів, які закладаються в процесі проектування та виробництва машин, реалізуються при експлуатації та відновлюються за допомогою ремонту. У разі експлуатації енергоефективність гідросистеми насосного агрегату значною мірою характеризується технічним станом найскладнішого і найвідповідальнішого вузла – насоса високого тиску [1].

Незважаючи на певне вдосконалення насосів високого тиску сучасних насосних агрегатів, їхня енергоефективність та ресурс у даний час залишаються недостатньо високими. Наприклад, ресурс насосів високого тиску в

експлуатаційних умовах у ряді випадків не досягає 2000 мотогодин, проти нормативного - 2500-5000 мотогодин [2]; згідно з дослідженнями [3] ресурс насосів високого тиску становить 55...60 % від встановленого.

Втрата енергоефективності та роботоздатності насосів високого тиску може відбуватися через вихід будь-якого параметра за межі допустимої величини або внаслідок порушення функціонування вузлів і деталей насосів (вигин штоків плунжерів, руйнування крейцкопфів, деформації та зношування колінчастих та привідних валів, заклинювання впускних та впускних клапанів). Функціональні відмови насосів високого тиску становлять 65...75 % від загальної кількості відмов, параметричні – 25...35 % [4]. Порівняльний аналіз свідчить, що 36 % відмов обумовлено зносом та руйнуванням плунжерних пар, 18 % - невідповідністю параметрів, нормованих технічною документацією, 15 % - відсутністю функціонування агрегату, 14 % - порушенням та пошкодженням гідравлічних елементів насосів високого тиску, 12 % - порушенням та пошкодженням механічних елементів насосів високого тиску, 5 % - ушкодженням фільтрів [5].

Таким чином, одними з основних та найбільш відповідальних деталей, що знижують показники надійності насосів високого тиску, є плунжерні пари. Основними причинами відмови плунжерних пар є знос бічних поверхонь плунжерів, знос плунжерних втулок, тріщини поверхонь плунжерів, деформація плунжерів. У деяких випадках спостерігається розрив корпусу [6].

Енергоефективна та надійна робота насосів високого тиску багато в чому залежить від якості робочої оливи. До параметрів насосів високого тиску, що суттєво впливають на зміну фізико-хімічних властивостей робочої оливи, відносять: наявність та якість фільтрів, температурний та силовий режими роботи насосів високого тиску. Дослідженнями [7] встановлено, що при виконанні технологічних робіт насосними агрегатами в насоси високого тиску через сапун в корпус насосу надходить до 0,2-0,25 м³/год. повітря, в 1 м³ якого міститься від 0,15 до 50 г пилу (залежно від кліматичних та географічних умов гідравлічного розриву пластів). Забруднення робочої оливи абразивом багато дослідників вважають найбільш шкідливим явищем процесу експлуатації мобільних насосних агрегатів.

Відомо, що абразивне зношування - це механічне зношування матеріалу в результаті ріжучої або дряпаючої дії твердих тіл або твер-

дих частинок. У [8] вказується, що в умовах абразивного зношування термін служби машин скорочуються від 2 до 5 разів. За період від заміни до зміни оливи у насосах високого тиску кількість абразивних частинок зростає, в середньому, до 0,2...0,3 % від маси всього насосу (припустиме значення – 0,1 %). При створенні та нагнітанні піщано-рідинної суміші (друга стадія гідророзриву), яку виконують мобільні насосні агрегати, є великий ступінь насичення повітря пилом навколо насосного агрегату. Ступінь насичення повітря пилом становить 0,2...2,1 г/м³ [9]. Основну частину пилу (50...60 %) складає окис кремнію – найбільш агресивний абразивний компонент, що має твердість у 2...3 рази вище за твердість багатьох сталей.

Встановлено [10], що середня концентрація забруднення насосів високого тиску агрегатів для гідравлічного розриву пластів становить 0,071% (за масою). Концентрацію забруднення робочої рідини від 0,06 до 0,08 % мають 31 % насосів високого тиску, від 0,05 до 0,09 – 57,6 % та від 0,04 до 0,1 – 78 %. Аналіз частинок забруднювача насосів високого тиску агрегатів для гідравлічного розриву на дисперсний склад показав, що переважно (близько 90 %) частинки мають розмір до 10 мкм, 10-25 мкм (6-7 %), 25-50 мкм (близько 3-4 %).

Енергоефективність роботи насосів високого тиску визначається об'ємним ККД, втратами енергії в парах тертя гідронасосів, втратами енергії в гідрообладнанні, трубопроводах, всмоктувальній та нагнітальній гідролініях насосів. Головними причинами зниження енергоефективності насосів є втрати на тертя та втрати тиску. Разом з тим, значною мірою поза увагою дослідників залишилось питання зниження енергоефективності насосів високого тиску в гідрообладнанні, трубопроводах, всмоктувальній та нагнітальній гідролініях. Тому розглянемо це питання детальніше. Комплексно вищезазначені втрати викликаються тертям рідини о стінки трубопроводів і каналів гідрообладнання; деформацією потоку рідини, що викликає завихрення; зміною швидкостей та напрямками потоків; інерцією в'язкої рідини [11]. Ці енергетичні втрати зростають при збільшенні в'язкості оливи і можуть призвести не тільки до зниження корисних зусиль на вихідних ланках гідронасосів, але і до повної втрати роботоздатності агрегатів, коли тиску оливи в гідронасосі недостатньо навіть для холостого переміщення плунжерів гідронасосу.

Також слід зазначити, що механізм втрат тиску у всмоктувальній та напірній гідролініях

має деяку відмінність. Якщо у всмоктувальному трубопроводі втрати тиску пов'язані з тертям та інерцією в'язкої рідини, то у напірному трубопроводі – з тертям та деформацією потоку оливи [12]. Ця відмінність пояснюється характером руху оливи: у всмоктувальному трубопроводі напрямок потоку постійний, відгалужень немає, вигинів менше, обмежена і швидкість потоку; в напірному трубопроводі потік розгалужується на кілька частин, на його шляху зустрічається велика кількість вигинів і місцевих опорів; при перемиканні гідроапаратури відбувається зміна напрямку та реверсування потоку; за рахунок підвищених швидкостей спостерігаються завихрення. Хоча за величиною втрати тиску в напірних гідролініях значно вище, ніж у всмоктувальних, останні мають більший вплив на енерговитрати насосів високого тиску.

При зниженні температури робочої рідини (підвищенні в'язкості оливи) розрядження у всмоктувальній камері насосів зростає. У всмоктувальному трубопроводі зростають гідравлічні втрати, а при розрядженні 0,06...0,07 МПа виникає кавітація, яка викликає шум, вібрацію трубопроводів, ударні навантаження на деталі насосів та їх інтенсивне ерозійне руйнування [13]. Кавітація може виникати і при більш високих температурах, якщо оберти валу насоса будуть близькими до максимальних. Внаслідок інерційності в'язкої оливи, вона не встигатиме повністю заповнити прийомний колектор насоса. Крім того, кавітація посилюється за наявності великої кількості розчиненого у рідині повітря.

Відомо, що в'язкість оливи істотно змінюється в залежності від її температури, тому для кожної марки оливи заводами встановлюються раціональні інтервали температур, які, як правило, і в теплу, і холодну пору року досягаються після попереднього прогріву гідросистеми насосу [14]. Отже, насосний агрегат при попередньому прогріванні гідросистеми працює протягом деякого часу на в'язкості оливи, що перевищує допустимі значення. Засмоктування оливи, що має велику в'язкість, призводить до того, що на всмоктуванні насосу високого тиску виникає розрядження вище рекомендованих величин.

Підвищене розрядження на всмоктуванні супроводжується роботою насоса на режимі недозаповнення прийомного колектора. Одночасно в робочу рідину проникає повітря через кромки ущільнювальних манжет колінчастого вала насоса при втраті ним вакуумної стійкості. Внаслідок таких умов пускового режиму

серійних насосів високого тиску, повітря з оливою утворює суміш, яка за певних умов, залежно від розмірів бульбашок повітря та в'язкості оливи, може зберігатися протягом багатьох діб [15].

При роботі на суміші оливи з повітрям у насосі виникають гідравлічні удари. Пояснюються вони тим, що при з'єднанні надплунжерної камери, що недостатньо заповнена оливою, з напірною магістраллю гідронасоса, в цю камеру спрямовується зворотний потік оливи, що супроводжується ударними пульсаціями тиску. Останні перевантажують клапани насоса і зумовлюють їхню повну або часткову втрату роботоздатності, що призводить до перевитрат енергії насосом [16].

Турбулентний режим течії оливи супроводжується меншими втратами тиску, ніж ламінарний. При ламінарному режимі шари оливи переміщуються паралельно один до одного, викликають підвищене зчеплення зі стінками трубопроводів і каналів гідрообладнання. При турбулентному режимі течії відбувається тільки перекачування оливи насосом. При цьому на деформацію потоку оливи теж витрачається енергія, але вона є все-таки меншою, ніж втрати тертя при ламінарному режимі течії [17].

Також за даними [18], отриманими при випробуванні гідросистеми слідуює, що при зниженні температури робочої рідини від +40 до -10°C середньостатистичний тиск у напірній лінії насоса збільшується в 1,8 рази, тиск у гідромоторі в період розгону - в 2,5 рази. При зниженні температури робочої рідини збільшується максимальний піковий тиск у гідронасосах та гідромоторах.

Що стосується процесу зношування за низької температури, то він теж достатньо складний і змінюється в залежності від умов взаємодії поверхонь, а також від їхніх фізико-механічних властивостей. До цього часу науковцями не встановлено кількісного зв'язку між температурою та інтенсивністю зношування поверхонь тертя насосів високого тиску. Більше того, серед дослідників немає єдиної думки про те, чи збільшується або зменшується інтенсивність зношування при зростанні температури. Так, в [19] зазначається, що інтенсивність зношування більшості елементів машин за умов високих температур вище, ніж у певному діапазоні позитивних температур. На думку авторів [20] високі температури повітря викликають багаторазове зниження в'язкості мастильних матеріалів та технічних рідин.

Навпаки під дією низьких температур волога, що міститься в мастильних матеріалах, кристалізується, що разом зі зміною властивостей самих матеріалів знижує їх змащувальні властивості (наприклад, знижується властивість прилипання оливи до металевих поверхонь) і, тим самим, провокується виникнення сухого або напівсухого режиму тертя і, як результату, підвищення інтенсивності зношування. Домішки відрізняються своїми фізико-хімічними властивостями. Їхні головні фізичні характеристики – твердість і розмір частинок, які складаються в основному з кварцу, польового шпату та оксидів металів. Збільшення в'язкості мастильних матеріалів знижує надходження мастильних матеріалів до вузлів тертя [21].

Висвітлення невіршених раніше частин загальної проблеми

Наведені результати досліджень насосів високого тиску агрегатів для гідравлічного розриву дають підстави стверджувати, що в результаті зношування деталі насосів високого тиску змінюють свої початкові розміри та геометричну форму, а також порушується їх регулювання тощо. Знос поверхонь може порушувати взаємне розташування деталей (розмірний ланцюг), а також посадки в з'єднаннях, що призводить до зміни режимів роботи насосів, додаткових енергетичних витрат і зниження тисків і подачі насосів.

Таким чином, основним видом зношування деталей насосів високого тиску є абразивне зношування. Такому зношуванню піддаються корпуси, втулки насосів, прецизійні плунжери, ущільнення, штоки крейцкопфів та ін. Але досліджень зношування деталей насосів високого тиску мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів від температури робочої рідини ще не проводилось.

Мета та завдання досліджень

Метою досліджень є встановлення у лабораторних та промислових умовах зв'язку температури робочої оливи гідросистеми на енерговитрати тертя та інтенсивність зношування зразків поверхонь насосів високого тиску мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів.

Відповідно до сформульованої мети програма експериментальних досліджень містить такі задачі: дослідження основних закономірностей зміни енергетичних характеристик серійних та удосконалених мобільних агрегатів для гідравлічного розриву пластів; вивчення

динаміки зміни об'ємної температури робочої оливи насосу високого тиску 4P-700 мобільного агрегату для гідравлічного розриву пластів УН1-630×700 із запропонованою системою підтримання оптимальної енергоефективної температури робочої оливи; визначення втрат потужностей в коробках перемикачів передач у залежності від температур трансмісійних оливи мобільного агрегату для гідравлічного розриву пластів FC-2251 та агрегату УН1-630×700 із системою підтримання оптимальної енергоефективної температури робочої оливи насосу високого тиску. Мета і задачі експериментальних досліджень енергетичних параметрів мобільних агрегатів для гідравлічного розриву пластів визначили вибір вимірювального устаткування, необхідної апаратури, обладнання та об'єктів випробувань.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Дослідження зв'язку між робочою температурою оливи та витратами енергії у вузлах насосів високого тиску

У технічних рідин, що використовуються в гідравлічних і гальмівних системах машин, з підвищенням температури знижується в'язкість, зростають витоки рідин з гідросистеми, що погіршує змащування поверхонь тертя і збільшує знос деталей гідравлічних двигунів, циліндрів та апаратури [22]. Однак основною причиною підвищення інтенсивності зношування вузлів тертя насосів високого тиску, на думку авторів, слід вважати погіршення умов тертя за рахунок проникнення абразивних частинок в зону контакту деталей гідронасосів, ослаблення захисних властивостей оливи, зміни зазорів в з'єднаннях, обумовлених зміною температури робочої рідини гідросистеми. Всі вітчизняні та зарубіжні дослідники, що займалися в різний час вивченням процесу зношування та надійності різних типів машин теж вважають, що головним фактором, що збільшує зношування та знижує надійність гідрофікованих машин, є забрудненість робочих рідин.

Наявність механічних домішок у робочій оливі призводить до абразивного зношування, яке є практично головним видом зношування металевих деталей гідронасосів. Інтенсивність зношування пропорційна кількості та розмірам механічних домішок. Дослідженнями встановлено, що збільшення забрудненості вчетверо знижує довговічність гідрообладнання вдвічі. При цьому відсутність фільтра скорочує термін служби насосів у 10...12 разів [23]. Темпе-

ратура (i , відповідно, в'язкість) робочої рідини істотно впливають на інтенсивність абразивного зношування металевих деталей гідрообладнання. За низьких температур частина потоку рідин проходить через переливний клапан фільтра, не фільтруючись. Крім того, у більш в'язкій рідині абразивні частинки легше утримуються у зваженому стані і транспортуються гідросистемою.

Інтенсивність зношування деталей істотно залежить від температури, причому температури нижче 0°C впливають на зношування вузлів насосів найбільше. Наприклад, при зміні температури від плюс 20 до мінус 30°C зношування манжетних ущільнень збільшується в 5,5 рази, а підшипників колінчастого вала – в 5,2 рази. Зміна температури від плюс 20 до плюс 80°C викликає значно менший знос: манжетне ущільнення – у 1,5 рази, підшипники колінчастого вала – у 1,4 рази [24]. Підвищення зношування металевих деталей при негативних і позитивних температурах обумовлено погіршенням умов взаємодії поверхонь тертя, які, не впливаючи на характер зношування, збільшують його інтенсивність. При температурах від плюс 10 до плюс 70°C спостерігається ділянка найменшого зношування деталей. У цьому інтервалі температури поверхні тертя найповніше розділяються шаром робочої рідини.

Застосування мобільних насосних агрегатів досить часто стримується низькою енергоефективністю гідросистем за умов низьких температур навколишнього повітря. Так, у зимовий період досить часто для підтримки робоздатності насосів високого тиску з кожухами обігріву відпрацьованими газами, двигуни мобільних агрегатів для гідравлічного розриву взагалі не глушать. Це веде до перевитрати палива, передчасного зносу привідних двигунів та насосів високого тиску, забруднення навколишнього середовища.

Аналізуючи все вищевикладене можна зробити висновок, що температури навколишнього середовища та робочої оливи є головними чинниками, що визначають втрати енергії у вузлах насосів високого тиску. Під впливом температури значно змінюються властивості робочої оливи: суттєво змінюється в'язкість, густина, підвищуються забрудненість та вміст вологи у оливі. За зміни температури відбувається зміна величин зазорів у рухомих з'єднаннях насосів та натягів у нерухомих. За рахунок деформації та зміни розмірів деталей насосів відбувається підвищення сил тертя, підсмоктування повітря у гідролінії та насичення робочої оливи повітрям.

Таким чином, зміна температури, впливаючи на стан робочої оливи, зазори та натяги у з'єднаннях та фізико-механічні властивості матеріалів, призводить до погіршення стану гідрообладнання, яке зрештою веде до підвищення енерговитрат мобільних агрегатів для гідравлічного розриву пластів.

Отже, для оливи насосів високого тиску існує така оптимальна температура, після виходу з діапазону якої відбувається істотне зростання витрат енергії, що негативно позначається на енергоефективності насосів та їхній працездатності загалом. Забезпечити максимальну енергоефективність та зменшити перевитрати енергії насосів високого тиску, технічно найпростіше здійснити штучним регулюванням оптимального температурного режиму робочої оливи.

Засоби та методика експериментальних досліджень з встановлення зв'язку температури робочої оливи гідросистеми на енерговитрати тертя та інтенсивність зношування зразків поверхонь

Програма експериментальних досліджень включала два етапи. На першому етапі на кафедрі автомобільного транспорту ІФНТУНГ проводилися лабораторні випробування з дослідження зв'язку температури робочої оливи гідросистеми на енерговитрати тертя та інтенсивність зношування зразків поверхонь. Випробування проводились у лабораторних умовах на машині тертя моделі УМТ 2168. На другому етапі досліджень в промислових умовах визначалась динаміка зміни об'ємної температури робочої оливи насосу високого тиску мобільного агрегату для гідравлічного розриву пластів FC-2251 на шасі Kenworth T800 із запропонованою системою підтримання оптимальної енергоефективної температури робочої оливи. З метою скорочення кількості дослідів використовувалися методи математичного планування експерименту.

Під час експлуатації насосу високого тиску мобільного агрегату для гідравлічного розриву пластів ресурс насосу, переважно, характеризується технічним станом його плунжерних пар. Різні режими та умови експлуатації насосів високого тиску зумовлюють різноманітність видів зношування плунжерних пар. В результаті зношування плунжерних пар збільшуються зазори i , отже, падає тиск насосу та знижується об'ємний ККД, що призводить до зниження продуктивності насосу та його відмови на кінцевому етапі. Плунжерна пара – це

прецизійний вузол насоса високого тиску, що складається з плунжера та втулки.

Як зразки, що використовувалися при проведенні лабораторних випробувань на машині тертя моделі УМТ 2168 (рис. 1), було обрано циліндричні ролики, виготовлені зі сталі 25Х5М, та колодки – зі сталі 20Х, так як з вищевказаних матеріалів виготовлені плунжерні пари насосу високого тиску GD-2500 мобільного агрегату для гідравлічного розриву пластів FC-2251 на шасі Kenworth T800. Твердість поверхні плунжерів зі сталі 25Х5М складає HRC 58-59, а твердість поверхні втулок зі сталі 20Х – HRC 61-62.



1 – силовий пульт машини тертя;
2 – випробувальна установка

Рисунок 1 – Проведення експериментальних досліджень на машині тертя моделі УМТ 2168

Ролики та колодки для проведення експериментів шліфувалися, шорсткість поверхні після обробки складала $Ra = 1,25$ мкм. Діаметр ролика, на якому проводилися виміри зношування, становив 50 мм. Ширина контактної поверхні, що дозволяла досягти навантажень у контакті, відповідних навантаженням у реальному поєднанні плунжерних пар насосу високого тиску 4P-700 (питоме навантаження – $1,45 \cdot 10^6$ Н/м²), дорівнювала робочій частині колодки і становила $0,43 \cdot 10^3$ мм². Ширина ролика складала 12 мм. Це дозволило наблизити умови випробування зразків до умови роботи реальних плунжерних пар насосу високого тиску мобільного агрегату для гідравлічного розриву пластів FC-2251 на шасі Kenworth T800.

Для випробування зразків використовувалася випробувальна камера, що дозволяла змінювати та підтримувати температуру оливи у необхідних межах. Випробувальна камера мала між бічними стінками порожнину, сполучену з порожниною теплообмінного елемента,

який виконував функцію терморегулювання. Забезпечення необхідних високих температур, для потрібного теплового режиму пар тертя, здійснювалось за допомогою спеціально створеного мобільного автономного підігрівача (рис. 1, поз. 2). Забезпечення необхідної низької температури пар тертя здійснювалось в умовах лабораторії за допомогою мобільного кондиціонера «Електролюкс» (рис. 2, поз. 2).



1 – автономний підігрівач;
2 – мобільний кондиціонер

Рисунок 2 – Обладнання для нагрівання та охолодження пар тертя

Для реєстрації температури робочої оливи використовувався вимірювальний комплекс на базі персонального комп'ютера, чотириканального мотор-тестера та хромель-копелевих термомпар. Один з датчиків встановлювався у патрубку автономного підігрівача перед входом у випробувальну камеру, другий був змонтований у патрубок мобільного кондиціонера перед входом у випробувальну камеру, третій та четвертий – були занурені в оливу у випробувальній камері.

Реєстрація температури робочої оливи відбувалась в інтервалі вимірюваних температур від мінус 15 до плюс 90 °С за допомогою термомпар хромель-копель з межами відхилення ± 1 °С. Вимірювання температури навколишнього середовища відбувалося на базі термоперетворювачів опору, що мали допустиме відхилення значень температур $\pm 0,5$ °С. Покази датчиків температури робочої оливи та температури навколишнього середовища реєструвалися неперервно. Характеристики датчиків температури наведені в додатках. Як дослідний матеріал в експериментах використовувалася олива Shell Rimula R2 40 (сучасний аналог оливи M-14B₂), яка в більшості випадків застосовується на підприємствах нафтогазової галу-

Таблиця 1 – Фактори експериментів

Фактор	Рівні факторів		
	нижній	основний	верхній
температура оливи x1, °C	-10	40	90
концентрація абразивного матеріалу в оливі x2, % мас.	0,01	0,15	0,29
навантаження на пари тертя x3, кН	1	2	3

зі України для насосів високого тиску сучасних мобільних агрегатів для гідравлічного розриву пластів.

Перед випробуваннями проводився приробіток зразків до стабілізації моменту тертя та об'ємної температури оливи. Температура оливи та навантаження приймалася близькими до реальних, що встановлюються в насосах високого тиску агрегатів для гідророзриву пластів у зимовий та літній час. Випробування проводилися під час навантаження на верхній зразок 3,0кН. Момент тертя фіксувався при температурах оливи від мінус 10 до плюс 90°C через кожні 5°C. Тривалість випробувань становила по 20 хвилин на кожній з температур.

Для кожного значення температури оливи проводилося три серії дослідів. Перед кожним досвідом проводилось припрацювання зразків на вказаній оливі з підтриманням її заданої температури $\pm 1^\circ\text{C}$, шляхом тріступінчастого підвищення навантаження з 1,0 до 3,0 кН тривалістю 60 хвилин. При лабораторних дослідженнях для визначення зносу застосовувався ваговий метод, який полягав у визначенні втрат ваги шляхом зважування на аналітичних вагах з похибкою зважування $\pm 0,2$ мг. При визначенні зносу зразки ретельно промивалися в бензині перед зважуванням, до та після випробувань.

Дослідження пар тертя проводилося із використанням однофакторного експерименту. З метою скорочення обсягу випробувань застосовувалося математичне планування експерименту. В якості факторів, що варіюються були обрані: температура оливи у ванні (X1), концентрація абразивних домішок в оливі (X2), навантаження на верхній зразок тертя (X3). Значення навантажувально-швидкісних факторів вибиралися близькими до тих, що діють у насосі високого тиску агрегату для гідророзриву пластів. Як параметр оптимізації було прийнято сумарний знос зразків тертя, який оцінювався ваговим методом. Для отримання математичної залежності параметра оптимізації від змінюваних факторів було реалізовано повний факторний експеримент типу 2^3 , близький за своїми статистичними характеристиками до

D-оптимальних планів. Відповідно до плану проведено 18 дослідів (у триразовій повторності кожний) (табл. 1).

Обробка експериментальних даних

Обробка результатів багатофакторного експерименту проводилася на ЕОМ в середовищі Excel. Зношування плунжерних пар тертя характеризується нелінійною зміною всіх параметрів, тому в якості статистичної моделі було обрано поліноміальне рівняння другого порядку, де величина вихідного параметра оптимізації Y буде визначатись за формулою:

$$Y = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i X_i + \sum_{i=1}^n a_{im} X_i X_m + \sum_{i=1}^n a_{ii} X_i^2, \quad (1)$$

де a_0 , a_i , a_{im} , a_{ii} - оцінки коефіцієнтів рівняння регресії, що характеризують вільний член рівняння, лінійні, парні та квадратичні ефекти;

X_i , X_m - значення факторів на різних рівнях;

n - кількість незалежних факторів.

Оцінки коефіцієнтів рівняння регресії та їх дисперсій розраховувалися в середовищі Excel, де були одержані залежності конкретних параметрів оптимізації від досліджуваних чинників. Дисперсія відтворюваності, середня квадратична помилка експерименту та дисперсія паралельних експериментів розраховувалися за формулами:

$$\sigma^2(\bar{y}) = \frac{1}{N} \cdot \sum_{n=1}^N \sigma_n^2, \quad (2)$$

$$\sigma(\bar{y}) = \sqrt{\sigma^2(\bar{y})}, \quad (3)$$

$$\sigma_u^2 = \frac{1}{b-1} \cdot \sum_{s=1}^b (y_{us} - \bar{y}_u)^2, \quad (4)$$

де b - кількість паралельних експериментів;

y_{us} - значення параметру оптимізації.

Для визначення можливості проведення регресійного аналізу перевірялась однорідність дисперсій паралельних дослідів за критерієм Кохрена та визначались розрахункове $G_{розр}$ та табличне значення $G_{таб}$ критерію Кохрена:

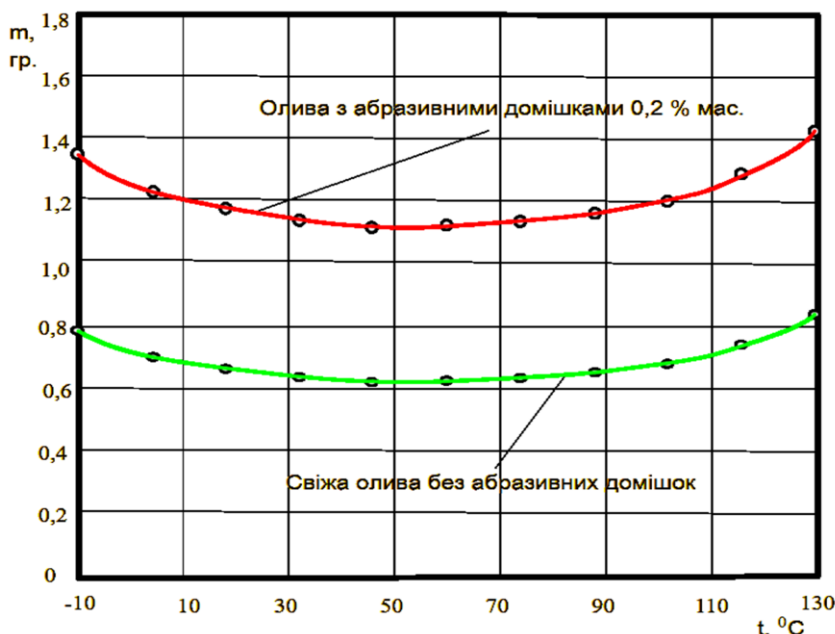


Рисунок 3 – Експериментальні залежності зношування пар тертя від температури оливи насоса високого тиску

$$G_{розр} = \frac{\sigma_u^2 \max}{\sum_{n=1}^N \sigma_n^2} < G_{маб}, \quad (5)$$

де $\sigma_u^2 \max$ – найбільша дисперсія паралельних експериментів.

Перевірка гіпотези про статистичну значущість коефіцієнтів рівняння регресії проводилася за допомогою t -критерію (критерію Стьюдента) та визначались розрахункове $t_{розр}$ та табличне значення $t_{маб}$ критерію Стьюдента:

$$t_{розр} = \frac{|a_i|}{\sigma(a_i)} > t_{маб}, \quad (6)$$

Гіпотеза про адекватність моделі перевірялася за F -критерієм (критерієм Фішера):

$$F_{розр} = \frac{\sigma_{ад}^2}{\sigma^2(\bar{y})} \leq F_{маб}, \quad (7)$$

де $\sigma_{ад}^2$ – дисперсія адекватності.

Дисперсія адекватності визначається за формулою:

$$\sigma_u^2 = \frac{1}{b-\gamma} \cdot \sum_{s=1}^b (y_{us} - \bar{y}_u)^2, \quad (8)$$

де γ – кількість значимих коефіцієнтів регресії.

При виконанні вимірювань граничні відносні похибки визначалися з ймовірністю $P = 0,99$.

Експериментальні дослідження зношування пар тертя насоса високого тиску в залежності від температури

Результати досліджень зношування пар тертя в залежності від температури оливи насоса високого тиску зображені на рис. 3. Зниження величини зношування пар тертя при збільшенні температури оливи до 45...65 °C пояснюється кращим надходженням малов'язкої оливи в зону тертя, кращим видаленням продуктів зносу від поверхонь тертя та інтенсивнішим тепловідведенням. При підвищенні температури вище 65 °C зношування зразків тертя починає зростати, що пов'язано з порушенням гідродинамічного режиму оливи, значним зниженням товщини і міцності, а також наступним руйнуванням оливного шару, що розділяє поверхні тертя.

Для визначення впливу терміну використання оливи (стан свіжої оливи /стан старої оливи перед заміною) на зношення пар тертя були проведені відповідні експерименти. Були відібрані проби зі зливої при ТО оливи з насосом високого тиску та з'ясовано, що вміст абразивних домішок коливався в межах 0,16...0,23 % мас. Тому для дослідження зношування пар тертя від температури при використанні старої оливи в змащувальне середовище також додавався абразивні домішки в кількості 0,2 % мас. Результати експериментів показали, що при суттєвому зростанні зношування пар тертя оптимальний температурний режим залишився той самий: 45...65 °C.



Рисунок 4 – Проведення промислових випробувань на базі мобільного агрегату для гідравлічного розриву пластів мод. FC-2251



1 – блок живлення; 2 – давач частоти обертання вихідного вала коробки перемикавання передач; 3 – контрольний манометр; 4 – контрольно-вимірювальний блок із ватметром та тахометром; 5 – термомпара; 6 – коробка перемикавання передач агрегату; 7 – електродвигун

Рисунок 5 – Визначення втрат потужності в автоматичній коробці перемикавання передач

Результати експериментальних досліджень зміни втрат енергії в трансмісії насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів від температури

Експериментальні дослідження втрат потужностей в коробках перемикавання передач полягало у визначенні сумарних механічних і гідравлічних втрат на додання опору обертання шестерень КПП у залежності від температури трансмісійної рідини в коробці перемикавання передач. На рис. 4 показано проведення експериментальних досліджень в промислових умовах.

В експериментальних дослідженнях використовувалась механічна коробка передач насосного агрегату УН1-630×700 на шасі КраЗ-260 та автоматична коробка передач насосного агрегату FC-2251 на шасі Kenworth T800. Для визначення втрат потужності в коробках перемикавання передач їхні КПП демонтовувались і поєднувались з електродвигуном постійного

струму. Для прикладу на рис. 5 показана демонтована та зблокована з електродвигуном автоматична коробка передач насосного агрегату FC-2251 на шасі Kenworth T800.

При прокручуванні автоматичної (або механічної) коробки передач електродвигуном визначались напруга та струм, які споживались електродвигуном. Втрати потужності в коробках перемикавання передач N_{mp} (кВт) визначались за формулою:

$$N_{mp} = \frac{U_{e\partial} \cdot I_{e\partial}}{10^3}, \quad (9)$$

де $U_{e\partial}$ - напруга, яка спадала на електричному двигуні (рис. 5), приєднаному на стенді до автоматичної (або механічної) коробки перемикавання передач, В;

$I_{e\partial}$ - сила струму, яка споживалась електричним двигуном, приєднаним на стенді до автоматичної (або механічної) коробки перемикавання передач, А.

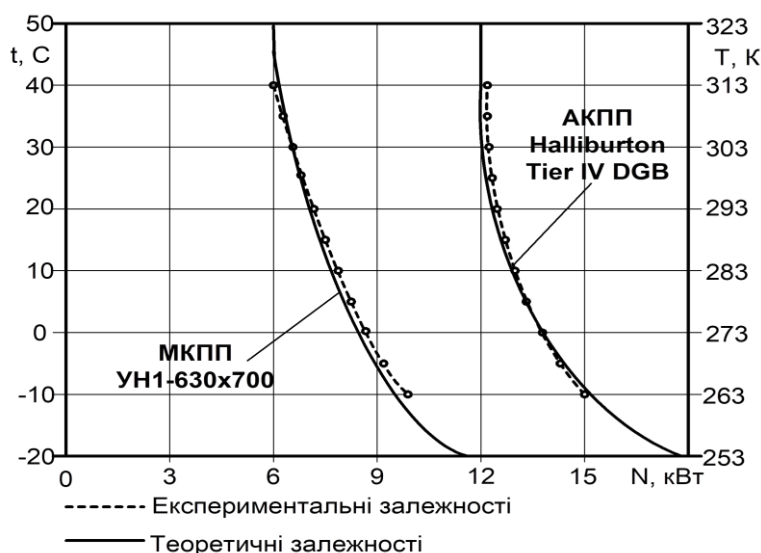


Рисунок 6 – Залежності втрат потужностей в коробках перемикання передач від температур трансмісійних рідин (олив)

Таблиця 2 – Зниження ресурсу насоса високого тиску за його різних робочих температур та стану оливи

Стан оливи та ресурс насоса високого тиску	Робоча температура насоса високого тиску, °С					
	-10	10	55	90	110	130
Зниження ресурсу насоса високого тиску при використанні свіжої оливи після її заміни при ТО, %	84	93	100	95	90	78
Зниження ресурсу насоса високого тиску при використанні старої оливи перед її заміною при ТО, %	76	90	100	93	86	69

Вимірювання втрат потужності в коробках перемикання передач проводилось за різних температур КПП з обов’язковим встановленням потужностей механічних втрат, які втрачаються в самому електричному двигуні. Температури КПП визначались за показами термометри, зануреною в трансмісійну рідину в середині коробок перемикання передач.

В результаті експериментальних досліджень було визначено, що потужність, яка витрачалась для прокручування валів коробок перемикання передач, за температури трансмісійної рідини мінус 10 °С для АКПП насосного агрегату FC-2251 на шасі Kenworth T800 склала 14,95 кВт, для МКПП насосного агрегату УН1-630×700 на шасі КраЗ-260 - 9,92 кВт (рис. 6).

Висновки

В даній статті було встановлено зв’язки у лабораторних та промислових умовах температури робочої оливи гідросистеми на енерговитрати тертя та інтенсивність зношування зразків поверхонь насосів високого тиску мо-

більних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів.

З одержаних результатів зношування поверхонь пар тертя можна зробити висновок, що для забезпечення максимального ресурсу насоса високого тиску його не можна прогрівати під навантаженням, а необхідно спочатку насос в статичному стані прогріти до 45...50 °С і вже після того його запускати. Висока робоча температура насоса є гіршим чинником, ніж низька, оскільки призводить до підвищеного спрацювання або руйнування пар тертя. Тому, при зростанні робочої температури насоса до 65 °С, необхідно обов’язково вживати заходів для її автоматичного зниження. Зазначені вище висновки та зниження ресурсу насоса високого тиску за його різних робочих температур ілюструє табл. 2.

Результати експериментів свідчать, що мінімальні значення втрат потужності для АКПП насосного агрегату FC-2251 на шасі Kenworth T800 досягались за температури трансмісійної рідини плюс 41°С на рівні 12,2 кВт і при подальшому зростанні температури практично не

змінювались. Мінімальні значення втрат потужності для МКПП насосного агрегату УН1-630×700 досягались за температури трансмісійної рідини плюс 49°C на рівні 5,9 кВт і при подальшому підвищенні температури практично не змінювались.

На основі виконаних експериментальних досліджень в подальшому планується впровадження системи автоматичного контролю та забезпечення оптимальної температури оливи в насосах високого тиску та агрегатах трансмісії мобільних насосних установок.

Подяки

Відсутні.

Конфлікт інтересів

Відсутній.

Список використаних джерел

1. Xu B., Ding R. G., Zhang J. H. Experiment research on individual metering systems of mobile machinery based on coordinate control of pump and valves. *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*. 2015. Vol. 49(1). P. 93–101. DOI: <https://doi.org/10.3785/j.issn.1008-973X.2015.01.014>.
2. Li D., Ma X., Wang S., Wang J., Yang F., Liu Y. The difference in tribological characteristics between CFRPEEK and stainless steel under water lubrication in friction testing machine and axial piston pump. *Lubricants*. 2023. Vol. 11(4). Art. 158. DOI: <https://doi.org/10.3390/lubricants11040158>.
3. Manring N. D. Friction forces within the cylinder bores of swash-plate type axial-piston pumps and motors. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 1999. Vol. 121(4). P. 579–582. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2802507>.
4. Zhang J., Chao Q., Xu B., Pan M., Wang Q., Chen Y. Novel three-piston pump design for a slipper test rig. *Applied Mathematical Modelling*. 2017. Vol. 52. P. 65–81. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apm.2017.07.013>.
5. Shang L., Ivantysynova M. Port and case flow temperature prediction for axial piston machines. *International Journal of Fluid Power*. 2015. Vol. 16(1). P. 35–51. DOI: <https://doi.org/10.1080/14399776.2015.1016839>.
6. Zecchi M., Mehdizadeh A., Ivantysynova M. A novel approach to predict the steady state temperature in ports and case of swash plate type axial piston machines. *Linköping University Electronic Press*. 2013. DOI: <http://dx.doi.org/10.3384/ecp1392a18>.
7. Shentu S., Ruan J., Qian J., Meng B., Wang L., Guo S. Study of flow ripple characteristics in an innovative two-dimensional fuel piston pump. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2019. Vol. 41(10). Art. 464. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40430-019-1973-7>.
8. Huang Y., Ruan J., Zhang C., Ding C., Li S. Research on the mechanical efficiency of high-speed 2D piston pumps. *Processes*. 2020. Vol. 8(7). Art. 853. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr8070853>.
9. Brazhenko V. The influence of contaminated hydraulic fluid on the relative volume flow rate and the wear of rubbing parts of the aviation plunger pump. *Aviation*. 2019. Vol. 23(2). P. 43–47. DOI: <https://doi.org/10.3846/aviation.2019.10299>.
10. Liu S., Zhang Y., Ai C., Ge Y., Li Z., Zhu Y., Hao M. A new test method for simulating wear failure of hydraulic pump slipper pair under high-speed and high-pressure conditions. *Frontiers in Energy Research*. 2023. Vol. 10. Art. 1096633. DOI: <https://doi.org/10.3389/fenrg.2022.1096633>.
11. Zhang Q., Fu Y., Yuan Z., Song Z. Multi-medium running induced piston pump erosion. *Science & Technology Review*. 2012. Vol. 30(6). P. 44–48.
12. Fu Y., Ma J., Fu J., Chao Q., Wang Y. Review of cylinder block/valve plate interface in axial piston pumps: Theoretical models, experimental investigations, and optimal design. *Chinese Journal of Aeronautics*. 2021. Vol. 34(1). P. 111–134. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cja.2020.09.030>.
13. Jia H., Zhou Z., Yin B., Zhou H., Xu B. Influence of microdimple on lubrication performance of textured plunger pump. *Industrial Lubrication and Tribology*. 2021. Vol. 73(4). P. 563–571. DOI: <https://doi.org/10.1108/ILT-07-2020-0259>.
14. Zhu Y., Li G., Wang R., Tang S., Su H., Cao K. Intelligent fault diagnosis of hydraulic piston pump based on wavelet analysis and improved AlexNet. *Sensors*. 2021. Vol. 21(2). Art. 549. DOI: <https://doi.org/10.3390/s21020549>.

15. Wang Z., Hu S., Ji H., Wang Z., Liu X. Analysis of lubricating characteristics of valve plate pair of a piston pump. *Tribology International*. 2018. Vol. 126. P. 49–64. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.05.008>.
16. Ivanović L., Stojanović B., Blagojević J., Bogdanović G., Marinković A. Analysis of the flow rate and the volumetric efficiency of the trochoidal pump by application of Taguchi method. *Tehnički Vjesnik*. 2017. Vol. 24(3). P. 731–737. DOI: <https://doi.org/10.17559/TV-20150429090420>.
17. Saheban Alahadi M. J., Shirneshan A., Kollahdoozan M. Experimental investigation of the effect of grooves cut over the piston surface on the volumetric efficiency of a radial hydraulic piston pump. *International Journal of Fluid Power*. 2017. Vol. 18(3). P. 181–187. DOI: <https://doi.org/10.1080/14399776.2017.1337440>.
18. Tang H. S., Li J., Yin Y. Power loss characteristics of slipper/swash plate pair in axial piston pump. *Journal of Central South University (Science and Technology)*. 2017. Vol. 48(2). P. 361–370. DOI: <https://doi.org/10.11817/j.issn.1672-7207.2017.02.014>.
19. Rundo M. Models for flow rate simulation in gear pumps: A review. *Energies*. 2017. Vol. 10(9). Art. 1261. DOI: <https://doi.org/10.3390/en10091261>.
20. Frosina E., Senatore A., Rigosi M. Study of a high-pressure external gear pump with a computational fluid dynamic modeling approach. *Energies*. 2017. Vol. 10(8). Art. 1113. DOI: <https://doi.org/10.3390/en10081113>.
21. Toet G., Johnson J., Montague J., Torres K., Garcia-Bravo J. The determination of the theoretical stroke volume of hydrostatic positive displacement pumps and motors from volumetric measurements. *Energies*. 2019. Vol. 12(3). Art. 415. DOI: <https://doi.org/10.3390/en12030415>.
22. Wu Q., Xu Y., Wang X., Wang T., Zhang S. Volume fracturing technology of unconventional reservoirs: Connotation, design optimization and implementation. *Petroleum Exploration and Development*. 2012. Vol. 39(3). P. 377–384. DOI: [https://doi.org/10.1016/S1876-3804\(12\)60054-8](https://doi.org/10.1016/S1876-3804(12)60054-8).
23. Economides M. J., Martin T. Modern fracturing: Enhancing natural gas production. Energy Tribune Publishing, 2007.
24. Wang Y. L., Wang X. Y. Progress and application of hydraulic fracturing technology in unconventional reservoir. *Acta Petrolei Sinica*. 2012. Vol. 33(S1). P. 149–158. DOI: <https://doi.org/10.7623/syxb2012S1018>.

References

1. Xu, B., Ding, R. G., & Zhang, J. H. (2015). Experiment research on individual metering systems of mobile machinery based on coordinate control of pump and valves. *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*, 49(1), 93–101. <https://doi.org/10.3785/j.issn.1008-973X.2015.01.014>
2. Li, D., Ma, X., Wang, S., Wang, J., Yang, F., & Liu, Y. (2023). The difference in tribological characteristics between CFRPEEK and stainless steel under water lubrication in friction testing machine and axial piston pump. *Lubricants*, 11(4), Article 158. <https://doi.org/10.3390/lubricants11040158>
3. Manring, N. D. (1999). Friction forces within the cylinder bores of swash-plate type axial-piston pumps and motors. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 121(4), 579–582. <https://doi.org/10.1115/1.2802507>
4. Zhang, J., Chao, Q., Xu, B., Pan, M., Wang, Q., & Chen, Y. (2017). Novel three-piston pump design for a slipper test rig. *Applied Mathematical Modelling*, 52, 65–81. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2017.07.013>
5. Shang, L., & Ivantysynova, M. (2015). Port and case flow temperature prediction for axial piston machines. *International Journal of Fluid Power*, 16(1), 35–51. <https://doi.org/10.1080/14399776.2015.1016839>
6. Zecchi, M., Mehdizadeh, A., & Ivantysynova, M. (2013). *A novel approach to predict the steady state temperature in ports and case of swash plate type axial piston machines*. Linköping University Electronic Press. <http://dx.doi.org/10.3384/ecp1392a18>
7. Shentu, S., Ruan, J., Qian, J., Meng, B., Wang, L., & Guo, S. (2019). Study of flow ripple characteristics in an innovative two-dimensional fuel piston pump. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 41(10), Article 464. <https://doi.org/10.1007/s40430-019-1973-7>
8. Huang, Y., Ruan, J., Zhang, C., Ding, C., & Li, S. (2020). Research on the mechanical efficiency of high-speed 2D piston pumps. *Processes*, 8(7), Article 853. <https://doi.org/10.3390/pr8070853>

9. Brazhenko, V. (2019). The influence of contaminated hydraulic fluid on the relative volume flow rate and the wear of rubbing parts of the aviation plunger pump. *Aviation*, 23(2), 43–47. <https://doi.org/10.3846/aviation.2019.10299>
10. Liu, S., Zhang, Y., Ai, C., Ge, Y., Li, Z., Zhu, Y., & Hao, M. (2023). A new test method for simulating wear failure of hydraulic pump slipper pair under high-speed and high-pressure conditions. *Frontiers in Energy Research*, 10, Article 1096633. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2022.1096633>
11. Zhang, Q., Fu, Y., Yuan, Z., & Song, Z. (2012). Multi-medium running induced piston pump erosion. *Science & Technology Review*, 30(6), 44–48.
12. Fu, Y., Ma, J., Fu, J., Chao, Q., & Wang, Y. (2021). Review of cylinder block/valve plate interface in axial piston pumps: Theoretical models, experimental investigations, and optimal design. *Chinese Journal of Aeronautics*, 34(1), 111–134. <https://doi.org/10.1016/j.cja.2020.09.030>
13. Jia, H., Zhou, Z., Yin, B., Zhou, H., & Xu, B. (2021). Influence of microdimple on lubrication performance of textured plunger pump. *Industrial Lubrication and Tribology*, 73(4), 563–571. <https://doi.org/10.1108/ILT-07-2020-0259>
14. Zhu, Y., Li, G., Wang, R., Tang, S., Su, H., & Cao, K. (2021). Intelligent fault diagnosis of hydraulic piston pump based on wavelet analysis and improved AlexNet. *Sensors*, 21(2), Article 549. <https://doi.org/10.3390/s21020549>
15. Wang, Z., Hu, S., Ji, H., Wang, Z., & Liu, X. (2018). Analysis of lubricating characteristics of valve plate pair of a piston pump. *Tribology International*, 126, 49–64. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.05.008>
16. Ivanović, L., Stojanović, B., Blagojević, J., Bogdanović, G., & Marinković, A. (2017). Analysis of the flow rate and the volumetric efficiency of the trochoidal pump by application of Taguchi method. *Tehnički Vjesnik*, 24(3), 731–737. <https://doi.org/10.17559/TV-20150429090420>
17. Saheban Alahadi, M. J., Shirmeshan, A., & Kolahdoozan, M. (2017). Experimental investigation of the effect of grooves cut over the piston surface on the volumetric efficiency of a radial hydraulic piston pump. *International Journal of Fluid Power*, 18(3), 181–187. <https://doi.org/10.1080/14399776.2017.1337440>
18. Tang, H. S., Li, J., & Yin, Y. (2017). Power loss characteristics of slipper/swash plate pair in axial piston pump. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 48(2), 361–370. <https://doi.org/10.11817/j.issn.1672-7207.2017.02.014>
19. Rundo, M. (2017). Models for flow rate simulation in gear pumps: A review. *Energies*, 10(9), Article 1261. <https://doi.org/10.3390/en10091261>
20. Frosina, E., Senatore, A., & Rigosi, M. (2017). Study of a high-pressure external gear pump with a computational fluid dynamic modeling approach. *Energies*, 10(8), Article 1113. <https://doi.org/10.3390/en10081113>
21. Toet, G., Johnson, J., Montague, J., Torres, K., & Garcia-Bravo, J. (2019). The determination of the theoretical stroke volume of hydrostatic positive displacement pumps and motors from volumetric measurements. *Energies*, 12(3), Article 415. <https://doi.org/10.3390/en12030415>
22. Wu, Q., Xu, Y., Wang, X., Wang, T., & Zhang, S. (2012). Volume fracturing technology of unconventional reservoirs: Connotation, design optimization and implementation. *Petroleum Exploration and Development*, 39(3), 377–384. [https://doi.org/10.1016/S1876-3804\(12\)60054-8](https://doi.org/10.1016/S1876-3804(12)60054-8)
23. Economides, M. J., & Martin, T. (2007). *Modern fracturing: Enhancing natural gas production*. Energy Tribune Publishing.
24. Wang, Y. L., & Wang, X. Y. (2012). Progress and application of hydraulic fracturing technology in unconventional reservoir. *Acta Petrolei Sinica*, 33(S1), 149–158. <https://doi.org/10.7623/syxb2012S1018>

REDUCING ENERGY CONSUMPTION OF MOBILE PUMPING UNITS BY DETERMINING THE OPTIMAL TEMPERATURE REGIME OF HIGH-PRESSURE PUMPS

Mysiv O. O.

Postgraduate student
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
St. Karpatska, 15, Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine
<https://orcid.org/0009-0002-2116-9887>
e-mail: oleh.mysiv-a133-23@nung.edu.ua

Kryshtopa S. I.

Doctor of Technical Sciences, professor
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
St. Karpatska, 15, Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine
<https://orcid.org/0000-0001-7899-8817>
e-mail: auto.ifntung@ukr.net

Matviienko R. M.

Postgraduate student
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
St. Karpatska, 15, Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine
<https://orcid.org/0009-0000-3743-7511>
e-mail: roman.matviienko-a13324@nung.edu.ua

Kopyltsiv D. V.

Postgraduate student
Івано-Франківський Національний технічний університет нафти і газу
вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна
<https://orcid.org/0009-0002-1050-2701>
e-mail: dmytro.kopyltsiv-a13324@nung.edu.ua

Semianchuk A. I.

Postgraduate student
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
St. Karpatska, 15, Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine
<https://orcid.org/0009-0005-3664-7716>
e-mail: andrii.semianchuk-a13324@nung.edu.ua

Radzihovska N. M.

Assistant
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
St. Karpatska, 15, Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine
<https://orcid.org/0009-0003-4122-9784>
e-mail: nradzihovskaa@gmail.com

Abstract. The article considers the problem of increasing the energy efficiency of high-pressure pumps of mobile pumping units for hydraulic fracturing in the oil and gas industry. The results of studies of wear of friction surfaces of high-pressure pumps, intensity of change of initial dimensions and geometric shape of parts of high-pressure pumps are presented. It was established that abrasive wear is mainly caused by housings, pump bushings, precision plungers, seals, rods of crosshead mechanisms. Changes in pump operating modes, additional energy consumption, reduction of pressure and supply of high-pressure pumps due to wear of friction surfaces are analyzed. It was established that studies of energy consumption and wear of parts of high-pressure pumps of mobile pumping units for hydraulic fracturing from the temperature of the working oil and determination of the optimal temperature of the working oil of pumping units have not yet been carried out. The purpose of the experimental studies was to establish in laboratory and industrial conditions the relationship between the temperature of the working oil of the hydraulic system and the energy consumption of friction and the intensity of wear of the surfaces of high-pressure pumps and transmission units of mobile pumping units for hydraulic fracturing. In accordance with the formulated goal, experimental studies were carried out on the friction machine model UMT 2168 of the main patterns of change in the wear and energy characteristics of the friction surfaces of the parts of high-pressure pumps of mobile units for hydraulic fracturing FC-2251 and UN1-630×700. The results of the experiments showed that the optimal temperature regime of high-pressure pumps is from 45...65 °C. Experimental studies of the dependence of power losses in the gearboxes of mobile units for hydraulic fracturing on the temperatures of transmission oils were carried out. The results of the experiments showed that the minimum values of power losses for the automatic transmission of the FC-2251 pump unit were achieved at a transmission fluid temperature of plus 41 °C and practically did not change with a further increase in temperature. The minimum values of power losses for the manual transmission of the UN1-630×700 pump unit were achieved at a transmission fluid temperature of plus 49 °C. It was established that the reduction in the energy consumption of friction pairs with an increase in the oil temperature to 45...65 °C is explained by a better flow of low-viscosity oil into the friction zone, better removal of wear products from the friction surfaces and more intensive heat removal. When the temperature rises above 65 °C, energy consumption begins to increase, which is associated with a violation of the hydrodynamic regime of the oil, a significant decrease in thickness and strength, as well as the subsequent destruction of the oil layer separating the friction surfaces.

Key words: oil and gas technological transport; energy efficiency; wear; high-pressure pump; optimum temperature.