



Прийнято 25.05.2026. Прорецензовано 27.05.2026. Опубліковано 29.05.2026.

УДК 656.13

DOI: 10.31471/1993-9965-2026-1(60)-47-60

ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА МОБІЛЬНИМИ НАСОСНИМИ АГРЕГАТАМИ ДЛЯ ГІДРАВЛІЧНОГО РОЗРИВУ ПЛАСТІВ ЗАЛЕЖНО ВІД ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ 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

Добуш А. І.

Аспірант

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

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

<https://orcid.org/0009-0008-5038-4299>

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

Запропоноване посилання: Мисів, О. О., Криштопа, С. І., Матвієнко, Р. М., Добуш, А. І. Копильців, Д. В. & Радзіховська, Н. М. (2026). Визначення витрати палива мобільними насосними агрегатами для гідравлічного розриву пластів в залежності від температурного режиму роботи насосів високого тиску. Науковий вісник ІФНТУНГ, 1(60), 47-60. doi: 10.31471/1993-9965-2026-1(60)-47-60

* Відповідальний автор



Copyright © The Author(s). This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution License 4.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

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

Радзіховська Н. М.

Асистент кафедри

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

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

<https://orcid.org/0009-0000-4212-9476>

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 впливу на енерговитрати та ресурс насосів високого тиску мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів чинників, які можна поділити на види за швидкістю: швидкі процеси, середньої швидкості та повільні. Встановлено, що за фізичною природою всі фактори, що впливають на енергоефективність насосів високого тиску в процесі експлуатації, діляться на кліматичні, гідравлічні та механічні. Проаналізовано температурний режим роботи насосів високого тиску мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів. Встановлено, що дослідження енергоефективності насосів високого тиску мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів від температури робочої рідини ще не проводилось. Метою досліджень є встановлення у лабораторних та промислових умовах зв'язку витрати палива мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів від температури оливи насосів високого тиску. Відповідно до сформульованої мети були розроблені та змонтовані теплообмінні апарати для забезпечення заданих рівнів температур оливи насосів високого тиску; встановлені експериментальні залежності зміни температури оливи в насосі високого тиску мобільного насосного агрегату для гідравлічного розриву пластів FC-2251 на шасі Kenworth T800 при різних вихідних тисках насосів; експериментально досліджено залежності витрати палива та моментів тертя в парах тертя насосу високого тиску мобільного насосного агрегату для гідравлічного розриву пластів FC-2251 на шасі Kenworth T800 від температури його оливи. Результати експериментів показали, що зі зростанням температури оливи величини моменту тертя та витрати палива змінюється за параболічною кривою, досягаючи мінімуму за температури 45...65 °С, оскільки за температури оливи менше 45 °С утруднено підведення в'язкої оливи до поверхонь тертя, що призводить до підвищеного моменту тертя та перевитрати палива привідного двигуна. За температури вище 65 °С при високих навантаженнях і тисках у плунжерних парах тертя починають виникати ділянки з граничним тертям, що також призводить до підвищеного моменту тертя та перевитрати палива привідного двигуна. Таким чином досліджено, що є інтервал температур 45...65 °С, при якому момент тертя та витрата палива є найменшими.

Ключові слова: нафтогазовий технологічний транспорт; витрати палива; енергоефективність; оптимальна температура; насос високого тиску; момент тертя.

Вступ

Підвищення енергоефективності в нафтогазовій галузі України – це комплексний процес, що поєднує технологічне оновлення, цифрову трансформацію та впровадження сучасного менеджменту. Реалізація цих заходів дозволить українським нафтогазовим компаніям залишатися конкурентоспроможними на європейському ринку та забезпечувати сталий розвиток галузі в довгостроковій перспективі. 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 і публікацій

На енерговитрати та ресурс насосів високого тиску мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів впливає багато чинників. За швидкістю впливу ці чинники можна розділити на три види: швидкі процеси, середньої швидкості та повільні. Швидкі процеси характеризуються періодичністю зміни параметрів, що визначаються частками секунд. До таких процесів відносяться вібрації елементів, резонансне збудження, пульсації тиску в робочих порожнинах насосів високого тиску. Ці процеси суттєво впливають на збільшення енерговитрат насосів; на взаємне розташування елементів та порушують їх взаємозв'язок; спотворюють загальний робочий процес насо-

сів. Як правило, вони призводять до раптових відмов. Наприклад, у насосі високого тиску УНБ 2В-400×70 найчастішою такою відмовою є втрата роботоздатності впускних та випускних клапанів [1], як правило, внаслідок виникнення пікових тисків, які з різних причин можуть коливатися від 70 до 80 МПа. Витрати енергії за часткової втрати роботоздатності впускних та випускних клапанів насосу можуть зростати від 22 до 43 %.

Процеси середньої швидкості протікають протягом робочого циклу насосів високого тиску, їх тривалість вимірюється хвилинами і годинами. До таких процесів відносяться зміни температури робочого тіла, густини, фізичних властивостей робочої рідини та ін. Ці процеси призводять до поступових відмов. Витрати енергії, наприклад, за зміни фізичних властивостей робочої рідини можуть зростати від 11 до 19 % [2].

Повільні процеси діють протягом усього періоду експлуатації насосів високого тиску. До них відносяться зношування деталей, що труться, природне старіння і втома матеріалів, сезонна зміна температури і вологості. Вони є, зазвичай, причинами поступових відмов. Витрати енергії насосів, наприклад, за сезонного зниження температури від + 20 °С до мінус 10 °С можуть зростати від 12 до 26 % [3].

За фізичною природою всі фактори, що впливають на енергоефективність насосів високого тиску в процесі експлуатації, можна поділити на три групи: кліматичні, гідравлічні та механічні. До механічних чинників відносяться вібрація, удари та навантаження, що виникають у насосах високого тиску. Удар характеризується перетворенням кінетичної енергії зовнішніх сил на потенційну енергію деформації елементів конструкції та зворотне перетворення пружної деформації елементів конструкції на кінетичну енергію. Внаслідок цього в крихких матеріалах з'являються тріщини та злами. Можливий діапазон перевантажень, що викликаються ударами, надзвичайно великий – від нуля до $2 \cdot 10^3$ g. Вібрація – це механічні коливання в насосах високого тиску, що не є невід'ємною умовою виконання ним своїх функцій, а виникають внаслідок недосконалості конструкції, дефектів та особливих умов експлуатації [4].

Навантаження, що виникають внаслідок силової взаємодії приводу з довкіллям, поділяють на позиційні та інерційні. Позиційне навантаження впливає переважно на статичні характеристики. Постійна протидія або супутня сила на вихідній ланці приводу призводить

до зменшення або збільшення швидкості вихідної ланки. Позиційне навантаження на вихідній ланці деформує амплітудно-частотну характеристику та збільшує фазові зрушення, що змінює запаси стійкості та швидкодію приводу. Інерційне навантаження впливає на динамічні властивості приводу. Воно обумовлює появу резонансних режимів коливальних перехідних процесів у гідросистемі. Всі механічні чинники підвищують витрати енергії насосів високого тиску [5].

До гідравлічних факторів відносяться: чистота, температура, газонасиченість (вміст повітря) та старіння оливи (робочої рідини). Олива в насосах високого тиску є носієм енергії, тому будь-які процеси, що призводять до зміни її характеристик, спричиняють підвищені витрати енергії. Надійна робота насосів високого тиску багато в чому залежить від якості оливи. Для правильної експлуатації насосів високого тиску необхідно оцінити причини зміни властивостей оливи та їх вплив на енергетичні втрати та роботоздатність насосів загалом [6].

При роботі насосів високого тиску в робочу рідину безперервно надходять продукти зношування поверхонь тертя, а також відбувається дифузія в неї запиленого повітря. При великих тисках оливи рідини, що є характерним саме для насосів високого тиску, забруднення у вигляді твердих частинок з великою інтенсивністю діють на поверхні деталей подібно абразивної емульсії. При забрудненні робочої оливи спостерігається інтенсивне зношування насосів, у результаті знижується об'ємний ККД та зростають витрати енергії на привід [7].

З часом у насосах збільшуються зазори, зменшуються перекриття, змінюються коефіцієнти витрат отворів. При збільшенні витоків рідини через зношування елементів насосів високого тиску зменшується жорсткість системи. При забрудненнях різко зростають зусилля, необхідні для переміщення плунжерів, що, своєю чергою, призводить до зростання витрат енергії [8].

Кліматичні фактори активно впливають на зміну характеристик робочої оливи та елементів гідросистеми загалом. До них відносяться – температура, вологість, сонячна радіація та запиленість навколишнього середовища. В результаті контакту з оливою повітря навколишнього середовища до оливи потрапляє вода, що сприяє посиленому окисленню робочої рідини. Це призводить до утворення продуктів окисної полімеризації – асфальтенів, які викликають «засмолення» сіток фільтроелементів і виходу

з ладу фільтра, утворення відкладень на внутрішніх поверхнях трубопроводів і каналів насосів високого тиску [9].

Попадання повітря навколишнього середовища в робочу оливу сприяє виникненню кавітації: у всмоктувальному трубопроводі в умовах розрідження відбувається інтенсивне виділення повітряних бульбашок в оливі, які викликають шумові ефекти – вібрацію і роз'їдання поверхні насосів, гідроагрегатів і трубопровідної арматури [10].

Наявність у оливі повітря навколишнього середовища та навіть невеликої кількості води (до 0,1 % за масою) може призвести до піноутворення. Піноутворення знижує змащувальні властивості оливи, викликає утворення стійких емульсій, коронування та підвищене зношування поверхонь тертя, що призводить в кінцевому результаті до підвищених витрат енергії. Крім того, стиск повітряних бульбашок супроводжується виділенням теплоти, яке значно перевищує температуру цієї бульбашки, а отже, каталізує процеси окислення і розкладання оливи, що контактує з ним [11].

Вода в робочій рідині може утримуватися в розчиненому та вільному вигляді. Кількість нерозчиненої води у насосах високого тиску в літніх умовах становить 0,001...0,54 % за масою, взимку може досягати 1 % [12].

Температурний режим роботи насосів високого тиску визначається в'язкістю – однією з найважливіших характеристик робочої рідини, що зумовлює внутрішнє тертя рідини. Зі збільшенням температури в'язкість оливи зменшується, зростають витоки через ущільнення та сполучення агрегатів. Час підйому навісного механізму збільшується, швидкодія гідросистем знижується. Значне підвищення температури може призвести до руйнування оливної плівки між поверхнями тертя, що призводить до істотного зростання енерговитрат і, навіть, до виходу з ладу насоса [13].

Руйнування оливної плівки призводить до напівсухого тертя, що ще більше сприяє перегріву поверхонь, що труться. При зниженні температури в'язкість збільшується, проте збільшуються і опори потоку оливи в трубопроводах, погіршується заповнення всмоктувальної порожнини насоса. Спостерігається інтенсивне піноутворення, продуктивність насоса знижується, енерговитрати – збільшуються [14].

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

Отже, на роботу насосів високого тиску мобільних насосних агрегатів для гідравлічно-

го розриву пластів впливає безліч несприятливих факторів, що призводять до зростання енерговитрат, погіршення експлуатаційних та техніко-економічних показників насосів. Можна виділити один з найзначущіших – це температурні умови роботи робочої оливи насоса, які можуть призвести до значного, у декілька разів, збільшення витрат енергії на привід насосів високого тиску. Але досліджень енергоефективності насосів високого тиску мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів від температури робочої рідини ще не проводилось.

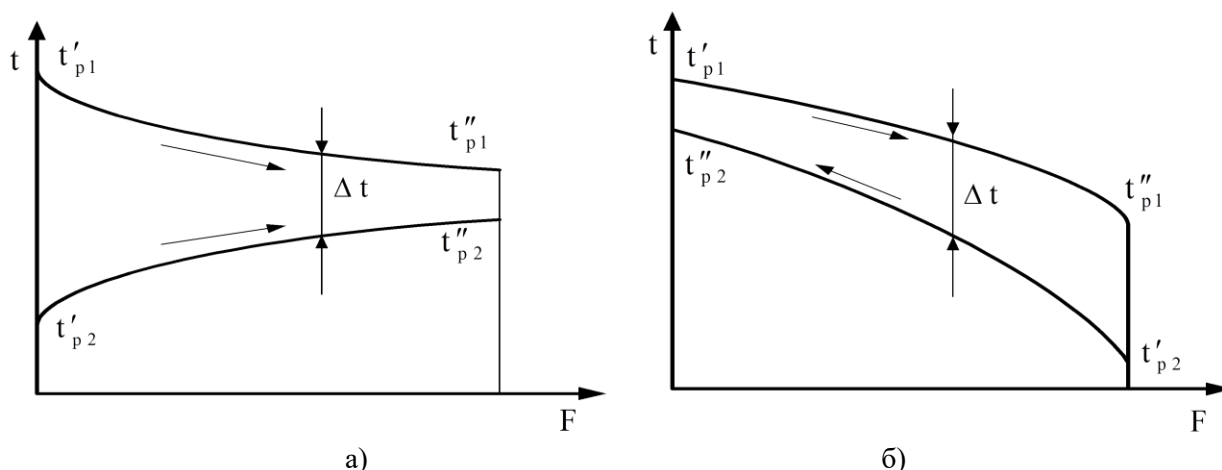
Формулювання цілей статті

Метою досліджень є встановлення у лабораторних та промислових умовах зв'язку витрати палива мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів від температури оливи насосів високого тиску.

Відповідно до сформульованої мети програма експериментальних досліджень містить такі задачі: розробити та змонтувати теплообмінні апарати для забезпечення заданих рівнів температур оливи насосів високого тиску мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів; встановити експериментальні залежності зміни температури оливи в насосі високого тиску мобільного насосного агрегату для гідравлічного розриву пластів FC-2251 на шасі Kenworth T800 при різних вихідних тисках насосів; експериментально дослідити залежності витрати палива та моментів тертя в парах тертя насоса високого тиску мобільного насосного агрегату для гідравлічного розриву пластів FC-2251 на шасі Kenworth T800 від температури його оливи. Мета і задачі експериментальних досліджень параметрів мобільних агрегатів для гідравлічного розриву пластів визначили вибір вимірювального устаткування, необхідної апаратури, обладнання та об'єктів випробувань.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Для визначення витрати палива мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів від температури оливи насосів високого тиску необхідно вирішити задачу стабілізації температури насосів високого тиску. Для цього необхідно розробити та змонтувати на мобільних насосних агрегатах для гідравлічного розриву пластів термостабілізуючі теплообмінні апарати. З метою розроблення теплообмінних апаратів для забезпечення заданих рівнів температур оливи насосів високого тиску



t'_{p1} – температура гарячого теплоносія на вході у теплообмінник; t''_{p1} – температура гарячого теплоносія на виході з теплообмінника; t'_{p2} – температура холодного теплоносія на вході; t''_{p2} – температура холодного теплоносія на виході.

Рисунок 1 – Схема руху теплоносіїв у теплообмінному апараті: прямиоточна (а), протиточна (б)

мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів попередньо необхідно було встановити їхні базові параметри. Для визначення параметрів теплообмінних апаратів наперед необхідно розв'язати рівняння теплопередачі та теплового балансу теплообмінного апарату. Очевидно, що для кожної специфічної моделі насосного агрегату для гідравлічного розриву пластів система терморегулювання характеризуватиметься різними площами теплообміну та різною кількістю теплоносія. В залежності від цього будуть змінюватись конструктивні параметри теплообмінних апаратів: діаметри з'єднувальних трубопроводів; діаметри корпусів теплообмінників; довжини, діаметри і кількості витків змійовиків.

Теплообмінник конструктивно являє собою гідробак, через який проходить теплообмінний елемент, який виконаний у вигляді трубки-змійовика. Для найбільш ефективної роботи теплообмінника схему руху теплоносіїв, згідно з [15], було застосовано протиточну (рис. 1), оскільки при однакових температурах теплоносіїв, що входять і виходять (Δt), при протитоці теплопередача від гарячого робочого тіла до холодного, завжди більше, ніж при прямиоточі.

Таким чином, для передачі одного і того ж теплового потоку Q при протиточній схемі буде потрібно теплообмінник меншою площі і, крім того, тільки в протиточному теплообміннику можна нагріти холодний теплоносій до температури вищої, ніж температура гарячого

теплоносія на виході [1]. Виходячи з перерахованих умов та особливостей конструкції гідросистеми, було реалізовано схему руху теплоносіїв протиточною.

Один із теплообмінних елементів призначений для нагрівання робочої оливи насосу високого тиску від відпрацьованих газів, другий для нагрівання робочої оливи насосу високого тиску від системи охолодження привідного дизельного двигуна. Нагрівальний елемент послідовно включений у систему мащення привідного двигуна і може виконувати функції штатного оливного радіатора привідного двигуна.

Для подальшого розрахунку патрубку, що підводять та відводять теплоносії, розділимо на ділянки, в яких однакові діаметри та режим руху теплоносіїв (рис. 2): 1-2 – подача холодної оливи від насосу високого тиску до оливорідинного теплообмінного апарату; 3-4 – подача підігрітої оливи від оливорідинного теплообмінного апарату до насосу високого тиску; 5-6 – подача гарячої охолоджувальної рідини (антифризу) від привідного дизельного двигуна до оливорідинного теплообмінного апарату; 7-8 – подача антифризу від оливорідинного теплообмінного апарату до привідного дизельного двигуна. Приймаємо згідно експериментальних даних температуру t_5 на виході привідного дизельного двигуна $90\text{ }^\circ\text{C}$, приймаємо згідно експериментальних даних температуру t_6 на вході оливорідинного теплообмінного апарату - $85\text{ }^\circ\text{C}$.

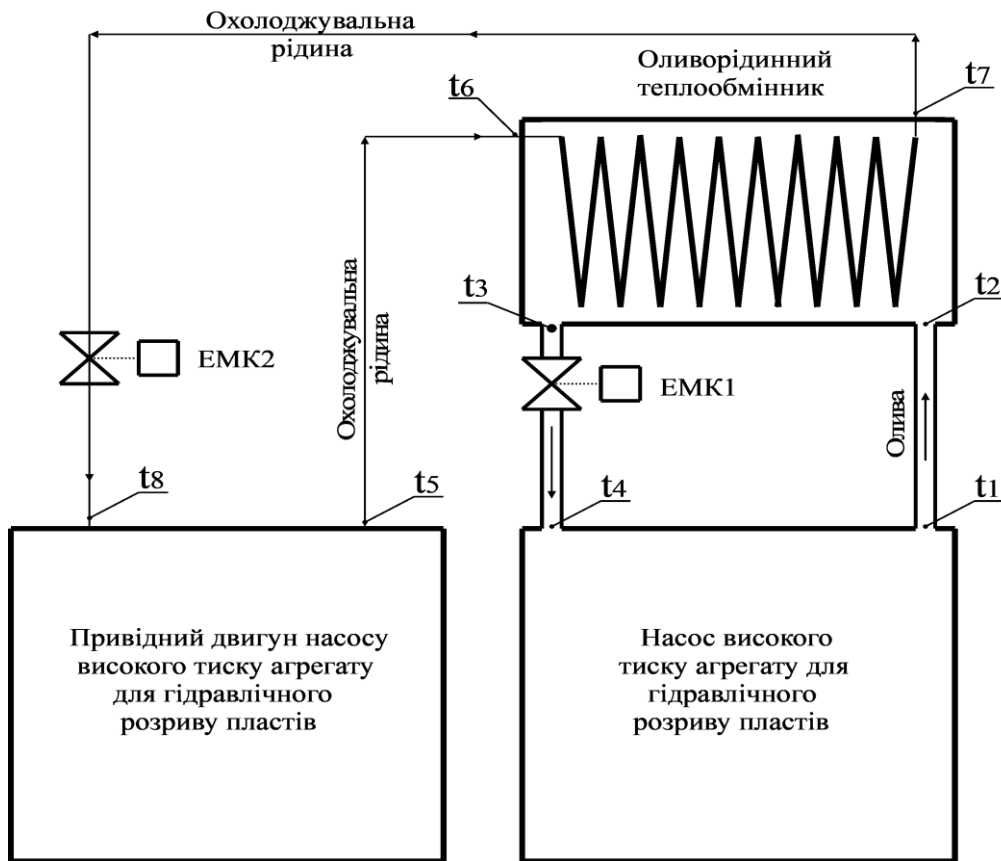


Рисунок 2 – Розрахункова схема теплообмінного апарату

Кількість теплоти, що отримується оливою насосом високого тиску від пристрою розігріву-теплообмінного апарату, визначаємо з рівняння теплопередачі теплообмінного апарату за формулою [16]:

$$Q_{теп.ап} = F_{теп.ап} \cdot \kappa_{тепл} \cdot (T_{гор.ох} - T_{хол.вих}), \quad (1)$$

де $F_{теп.ап}$ - площа теплопередачі теплообмінника, m^2 ;

$\kappa_{тепл}$ - коефіцієнт теплопередачі теплообмінника;

$T_{гор.ох}$ - температура горячої охолоджувальної рідини (антифризу) привідного дизельного двигуна на вході перед теплообмінником, $^{\circ}C$;

$T_{хол.вих}$ - температура охолодженого антифризу привідного дизельного двигуна на виході після теплообмінника, $^{\circ}C$.

В теплових розрахунках важливе значення має величина, яка називається водяним (або умовним) еквівалентом, W , Дж/(с·К), Вт/К:

$$W = GC_{pm}, \quad (2)$$

де $G = \rho wf$ - масова витрата теплоносія, кг/с;

ρ - густина теплоносія, kg/m^3 ;

w - швидкість теплоносія, м/с;

f - площа перерізу каналу, m^2 .

З врахуванням (2) рівняння теплового балансу (1) можна представити в наступному вигляді:

$$(t_1' - t_1'') / (t_2'' - t_2') = W_2 / W_1, \quad (3)$$

де W_1 , W_2 - водяні еквіваленти, відповідно, антифризу та оливи насосом високого тиску.

Рівняння (3) означає, що відношення змін температур робочих рідин обернено пропорційне відношенню їх водяних еквівалентів. Таке відношення справедливо як для всієї поверхні нагріву F теплообмінника, так і для кожного її елемента dF . Характер зміни температури робочих рідин вздовж поверхні нагріву залежить від схеми їх руху і співвідношення величин W_1 і W_2 . В залежності від того, здійснюється протитік чи протитік теплоносіїв і W_1 більше або менше, ніж W_2 , існують чотири характерних закономірності зміни температури вздовж поверхні нагріву. У відповідності з рівнянням (3) на графіках більша зміна температури $(t' - t'') = \Delta t$ отримується для тієї рідини, у якій значення величини W більше.

З графіків (рис. 1) випливає, що при протитіку кінцева температура оливи насосом високого тиску t_2'' завжди нижча кінцевої температури антифризу t_1'' . При протитіку ж кінцева температура оливи насосом високого тиску t_2''



Рисунок 3 – Зовнішній вигляд газорідного теплообмінного апарату перед монтажем на агрегат для гідравлічного розриву пластів

може бути вищою за кінцеву температуру антифризу t_1'' . Відповідно, при одній і тій ж початковій температурі холодної оливи насоса високого тиску, при протитоці її можна нагріти від антифризу привідного дизельного двигуна до більш високої температури, ніж при прямотоці.

Температурний напір вздовж поверхні нагріву при прямотоці змінюється сильніше, ніж при протитоці. Разом з тим середнє значення температурного напору при протитоці більше, ніж при прямотоці. За рахунок тільки цього фактору при протитоці теплообмінник насоса високого тиску вийде компактнішим. Якщо температура хоча би однієї із робочих рідин постійна, то середнє значення температурного напору незалежно від схеми руху залишається незмінним. Цей факт має місце коли витрата однієї з робочих рідин настільки велика, що її температура змінюється незначно.

Середній температурний напір в теплообміннику насоса високого тиску визначиться за формулою:

$$\Delta t_{\text{сеп}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (4)$$

де Δt_{δ} , $\Delta t_{\text{м}}$ - більший та менший температурний напір між робочими рідинами, °С.

Дослідний коефіцієнт теплопередачі визначимо з рівняння:

$$k = \frac{Q}{F \Delta t_{\text{сеп}}}. \quad (5)$$

Площа поверхні теплообміну визначається за формулою:

$$F = \pi d_{13} l, \quad (6)$$

де d_{13} - зовнішній діаметр внутрішньої труби змійовика в теплообмінному апараті, м;

l - загальна довжина внутрішньої труби змійовика в теплообмінному апараті, м.

Експериментальна система терморегулювання оливи насоса високого тиску складалась з газорідного та рідинно-рідинного теплообмінних апаратів (рис. 3) заводського виготовлення. Серійні газорідний та рідинно-рідинний теплообмінні апарати було дообладнані штуцерами для подачі відпрацьованих газів, охолоджувальної рідини та робочої оливи. Для керування потоками рідин та газів, контролю їхніх температур газорідний та рідинно-рідинний теплообмінні апарати було також обладнано електромагнітними клапанами та здавачами температури.

Контури підігріву та охолодження робочої оливи насоса високого тиску монтувались на шасі транспортної бази на базі мобільного агрегату для гідравлічного розриву пластів FC-2251 під рамою автомобіля (рис. 4).

Для забезпечення циркуляції робочої оливи та її ефективного нагрівання або охолодження змонтований додатковий оливний насос з пасовою передачею та електромагнітною муфтою (рис. 5). Контроль технічних параметрів роботи гідросистеми та привідного дизельного двигуна здійснювався за допомогою пультів управління. Газорідний та рідинно-рідинний теплообмінні апарати з'єднувались зі штатним обладнанням насосного агрегату для гідравлічного розриву пластів (рис.6). Для забезпечення циркуляції робочої оливи та її ефективного нагрівання або охолодження до теплообмінника приєднані вхідна та вихідна лінії холодної оливи та вхідна та вихідна лінії охолоджувальної рідини.

Вивчення динаміки зміни об'ємної температури робочої оливи проводилося за різних температур навколишнього повітря з використанням класичного однофакторного експерименту:



Рисунок 4 – Зовнішній вигляд контуру підігріву відпрацьованими газами агрегату для гідравлічного розриву пластів перед монтажем (а) та після монтажу (б) газорідинного теплообмінного апарату



1 – всмоктувальна лінія від насоса високого тиску; 2 – нагнітальна лінія на оливо-рідинний теплообмінник; 3 – нагнітальна лінія на повітряно-рідинний радіатор охолодження
Рисунок 5 – Зовнішній вигляд (а) та під'єднання (б) змонтованого додаткового оливного насоса в агрегат для гідравлічного розриву пластів



1 – вхідна лінія холодної оливи; 2 – вихідна лінія охолоджувальної рідини;
3 – вихідна лінія підігрітої оливи; 4 – вхідна лінія охолоджувальної рідини
Рисунок 6 – Зовнішній вигляд змонтованого оливо-рідинного теплообмінника в агрегат для гідравлічного розриву пластів



Рисунок 7 – Проведення промислових випробувань на базі мобільного агрегату для гідравлічного розриву пластів мод. FC-2251

- при прогріванні привідного дизельного двигуна на оборотах холостого ходу;
- при прогріванні привідного дизельного двигуна на середній частоті обертання колінчастого валу;
- при роботі насоса високого тиску в умовах штатного функціонування.

Після тривалої стоянки, коли температура оливи дорівнювала температурі навколишнього повітря (мінус 10 °С та нижче), двигун запускався і прогрівався. Робоча олива при цьому прогрівалася за рахунок комбінованої дії теплоти відпрацьованих газів та охолоджувальної рідини. Прогрів оливи здійснювався до тих пір, поки її температура в магістралях насоса високого тиску не досягала 50 °С, після чого насос був готовий до прийняття максимальних експлуатаційних навантажень.

При цьому було встановлено, що тривалість підготовки насоса високого тиску до роботи під навантаженням незалежно від температури навколишнього повітря не перевищувала 15 хвилин, у тому числі час необхідний для розігріву привідного дизельного двигуна, його пуску та роботи на режимі прогрівання.

Випробування контуру охолодження насоса високого тиску проводилися в умовах штатного навантаження насосного агрегату при проведенні гідравлічного розриву пластів.

У ході проведення досліджень контролювалися такі параметри:

- час нагрівання робочої оливи від початкової температури, що дорівнює температурі навколишнього повітря, до оптимальної температури оливи;
- динаміка зміни температури оливи за різних температур навколишнього повітря;

- зміна величина об'ємного ККД насосу за різних температур;
- зміна подачі насосу за різних температур;
- зміна максимального падіння тиску за різних температур.

Промислові дослідження проводилися на експериментальній установці, що була створена на базі мобільного агрегату для гідравлічного розриву пластів FC-2251 на шасі Kenworth T800 (рис. 7). Устаткування агрегату FC-2251 на шасі Kenworth T800 містить у собі автономну силову установку з дизельним двигуном, автоматичну гідравлічну коробку передач з електронним управлінням, горизонтальний п'ятиплунжерний насос, впускний та впускний маніфольди і систему керування насосом. Автономна силова установка складається з дизельного двигуна з багатодисковою фрикційною муфтою зчеплення, відцентрового вентилятора, системи живлення з безпосереднім упорскуванням дизельного палива, системи рідинного охолодження, мащення й інших вузлів. Як двигун використовується V-подібний 12-циліндровий чотиритактний дизель з турбонадувом повітря та інтеркулером. В табл. 1 наведена коротка технічна характеристика агрегату для гідравлічного розриву пластів FC-2251 на шасі Kenworth T800.

Визначення теплового режиму насоса високого тиску під час його прогрівання під навантаженням при різних робочих тисках відбувалося шляхом збільшення вихідного тиску насосу від 5 МПа послідовно до 10 МПа, 20 МПа, 40 МПа, 70 МПа. Результати випробування наведені на рис. 8.

З графіка видно, що збільшення вихідного тиску насосу призводить до значного підви-

Таблиця 1 – Основна технічна характеристика експериментального агрегату для гідравлічного розриву пластів FC-2251 на шасі Kenworth T800

№	Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
Шасі			
1	Тип двигуна	-	Caterpillar, 6-циліндровий, рядний, дизельний, чотирьохтактний, з водяним охолодженням
2	Робочий об'єм двигуна	л	14,9
3	Номінальна потужність двигуна (на оборотах, хв. ⁻¹)	кВт	444 (2100)
4	Максимальна швидкість	км/год.	95
5	Повна маса	т	30,0
6	Габарити (ДхШхВ)	мм	12000х2500х4100
Навісне обладнання			
7	Модель насоса високого тиску		GD-2500
8	Тип насоса високого тиску		плунжерний
9	Діаметр плунжерів	мм	95,25
10	Максимальний тиск	МПа	103,4
11	Максимальна продуктивність	л/хв.	2172
12	Привідний двигун	-	Cummins, 12-циліндровий, V-подібний, дизельний, чотирьохтактний, з водяним охолодженням
13	Номінальна потужність двигуна	кВт	2235
14	Трансмісія		ALLISON, гідравлічна

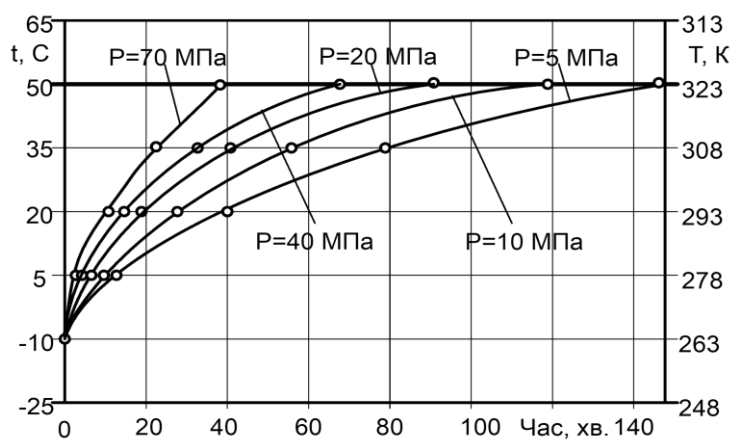


Рисунок 8 – Експериментальні залежності зміни температури оливи в насосі високого тиску при різних вихідних тисках насосу

щення температури її оливи. При цьому при вихідних тисках насосу 5 МПа, 10 МПа, 20 МПа, 40 МПа, 70 МПа час нагрівання оливи насосу до оптимального температурного режиму в 50 °С за температури навколишнього середовища мінус 10 °С (263 К) складав, відповідно, 144, 118, 91, 65 та 38 хв.

В результаті проведення експериментальних випробувань на зношення плунжерних пар та витрату палива від температури робочої оливи насоса високого тиску та обробки експериментальних даних було отримано залеж-

ності моменту тертя (M) та витрати палива (Q) від температури олії (T) (рис. 9).

В результаті математичної обробки результатів експерименту одержані рівняння регресії. Наприклад, нижче наведене рівняння кубічної регресії (коефіцієнт детермінації $R^2=0,95$) витрати палива мобільного насосного агрегату FC-2251 на шасі Kenworth T800 для режиму роботи «Гідравлічний розрив пласти»:

$$Q = -0,0000541958t^3 + 0,0295571 t^2 - 2,70962 t + 371,62121 \quad (7)$$

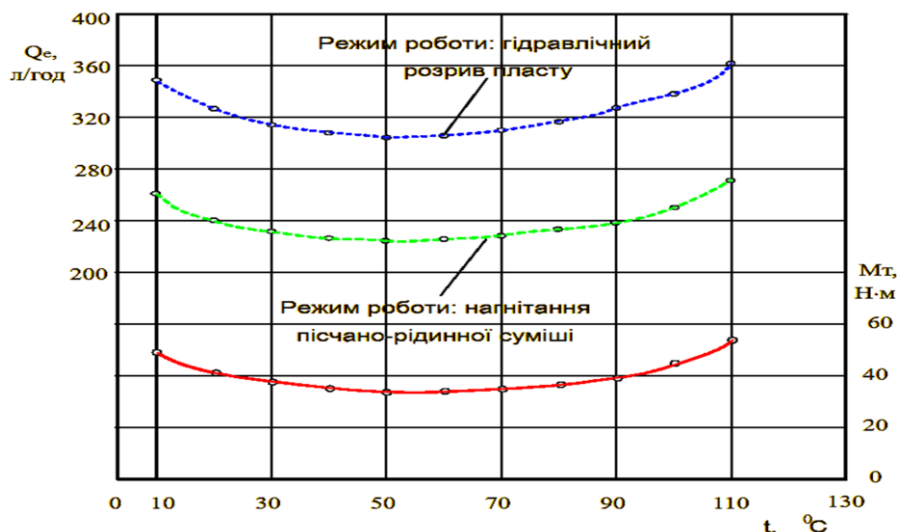


Рисунок 9 – Експериментальні залежності витрати палива та моменту тертя в парах тертя насоса високого тиску від температури його оливи

Висновки

На основі виконаних досліджень можна зробити висновки, що для оливи насосів високого тиску існує такий оптимальний діапазон температур, після виходу з якого відбувається істотне зростання витрат енергії, що негативно позначається на енергоефективності насосів. Забезпечити максимальну енергоефективність та зменшити перевитрати енергії насосів високого тиску, технічно найпростіше здійснити штучним регулюванням оптимального температурного режиму робочої оливи.

Аналізуючи отримані залежності видно, що зі зростанням температури оливи величини моменту тертя та витрати палива змінюється за параболічною кривою, досягаючи мінімуму за температури 45...65 °C. Це пов'язано з тим, що при температурі оливи менше 45 °C утруднено підведення в'язкої оливи до поверхонь тертя, що призводить до підвищеного моменту тертя та перевитрати палива привідного двигуна. За температури вище 65 °C при високих навантаженнях і тисках у плунжерних парах тертя починають виникати ділянки з граничним тер-

тям. Це теж призводить до підвищеного моменту тертя та перевитрати палива привідного двигуна. Таким чином, є інтервал температур 45...65 °C, при якому момент тертя та витрата палива є найменшими.

На основі отриманих результатів можна надати рекомендацію операторам мобільних агрегатів для гідралічного розриву пластів підтримувати вищезазначений оптимальний температурний режим робочої оливи насосів високого тиску. В подальшому авторами статті планується зниження енерговитрат насосних агрегатів для гідророзриву пластів шляхом впровадження автоматичної системи регулювання температурного режиму роботи насосів високого тиску.

Подяки

Відсутні.

Конфлікт інтересів

Відсутній.

Список використаних джерел

- 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, no. 4. Art. 158. DOI: 10.3390/lubricants11040158
- Shang L., Ivantysynova M. Port and case flow temperature prediction for axial piston machines. *International Journal of Fluid Power*. 2015. Vol. 16, no. 1. P. 35–51. DOI: 10.1080/14399776.2015.1016839
- 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. 2013. DOI: 10.3384/ecp1392a18

4. 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, no. 10. Art. 464. DOI: 10.1007/s40430-019-1973-7
5. 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, no. 7. Art. 853. DOI: 10.3390/pr8070853
6. 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, no. 2. P. 43–47. DOI: 10.3846/aviation.2019.10299
7. 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: 10.3384/ecp1392a18
8. 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, no. 4. P. 563–571. DOI: 10.1108/ILT-07-2020-0259
9. 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, no. 2. Art. 549. DOI: 10.3390/s21020549
10. 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: 10.1016/j.triboint.2018.05.008
11. Saheban Alahadi M. J., Shirneshan A., Kolahdoozan 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, no. 3. P. 181–187. DOI: 10.1080/14399776.2017.1337440
12. Tang H. S., Li J., Yin Y. Power loss characteristics of slipper/swash plate pair in axial piston pump. *J. Cent. South Univ. (Sci. Technol.)*. 2017. Vol. 48. P. 361–370. DOI: 10.11817/j.issn.1672-7207.2017.02.012
13. Rundo M. Models for flow rate simulation in gear pumps: A review. *Energies*. 2017. Vol. 10, no. 9. Art. 1261. DOI: 10.3390/en10091261
14. 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, no. 8. Art. 1113. DOI: 10.3390/en10081113
15. 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, no. 3. Art. 415. DOI: 10.3390/en12030415
16. Economides M. J., Martin T. Modern fracturing: Enhancing natural gas production. Houston : Energy Tribune Publishing, 2007. Vol. 509. 509 p. ISBN-13: 978-1604616880

References

1. 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>
2. 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>
3. 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 Electronic Conference Proceedings*, (92), 185–195. <https://doi.org/10.3384/ecp1392a18>
4. 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>
5. 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>

6. 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>
7. 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>
8. 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>
9. 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>
10. Wang, Z., Hu, S., Ji, H., Wang, Z., & Liu, X. (2018). Analysis of lubricating characteristics of v-alve plate pair of a piston pump. *Tribology International*, 126, 49–64. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.05.008>
11. Saheban Alahadi, M. J., Shirneshan, 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>
12. 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.1672-7207.2017.02.012>
13. Rundo, M. (2017). Models for flow rate simulation in gear pumps: A review. *Energies*, 10(9), Article 1261. <https://doi.org/10.3390/en10091261>
14. 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>
15. 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>
16. Economides, M. J., & Martin, T. (2007). *Modern fracturing: Enhancing natural gas production* (Vol. 509). Energy Tribune Publishing. ISBN-13: 978-1604616880

DETERMINATION OF FUEL CONSUMPTION BY MOBILE PUMPING UNITS FOR HYDRAULIC FRACTURING DEPENDING ON THE TEMPERATURE REGIME OF HIGH-PRESSURE PUMPS

Mysiv O. O.

Postgraduate Student

Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas

76019, Karpatska Str., 15, Ivano-Frankivsk, 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

76019, Karpatska Str., 15, Ivano-Frankivsk, 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
76019, Karpatska Str., 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine
<https://orcid.org/0009-0000-3743-7511>
e-mail: roman.matviienko-a13324@nung.edu.ua

Dobush A. I.

Postgraduate Student
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
76019, Karpatska Str., 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine
<https://orcid.org/0009-0008-5038-4299>
e-mail: andrii.dobush-a13324@nung.edu.ua

Kopyltsiv D. V.

Postgraduate Student
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
76019, Karpatska Str., 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine
<https://orcid.org/0009-0002-1050-2701>
e-mail: dmytro.kopyltsiv-a13324@nung.edu.ua

Radzikhovska N. M.

Assistant
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
76019, Karpatska Str., 15, Ivano-Frankivsk, Ukraine
<https://orcid.org/0009-0000-4212-9476>
e-mail: nradzihovskaa@gmail.com

Abstract. The article considers the problem of increasing the energy efficiency of mobile pumping units for hydraulic fracturing in the oil and gas industry. The results of studies of the influence on the energy consumption and resource of high-pressure pumps of mobile pumping units for hydraulic fracturing of the factors that can be divided into types by speed: fast processes, medium-speed and slow. It was established that by physical nature all factors that affect the energy efficiency of high-pressure pumps during operation are divided into climatic, hydraulic and mechanical. The temperature regime of operation of high-pressure pumps of mobile pumping units for hydraulic fracturing of the formations was analyzed. It was established that studies of the energy efficiency of high-pressure pumps of mobile pumping units for hydraulic fracturing of the formations from the temperature of the working fluid have not yet been conducted. The purpose of the research is to establish in laboratory and industrial conditions the relationship between the fuel consumption of mobile pumping units for hydraulic fracturing of the temperature of the oil of high-pressure pumps. In accordance with the formulated goal, heat exchangers were developed and installed to ensure the specified oil temperature levels of high-pressure pumps; experimental dependences of the change in oil temperature in the high-pressure pump of the mobile pumping unit for hydraulic fracturing FC-2251 on the Kenworth T800 chassis were established at different pump output pressures; the dependences of fuel consumption and friction moments in the friction pairs of the high-pressure pump of the mobile pumping unit for hydraulic fracturing FC-2251 on the Kenworth T800 chassis on the temperature of its oil were experimentally investigated. The results of the experiments showed that with increasing oil temperature, the values of the friction moment and fuel consumption change along a parabolic curve, reaching a minimum at a temperature of 45...65 °C, since at an oil temperature of less than 45 °C it is difficult to supply viscous oil to the friction surfaces, which leads to increased friction moment and excessive fuel consumption of the drive engine. At temperatures above 65 °C, at high loads and pressures, areas with limiting friction begin to appear in the piston friction pairs, which also leads to increased friction torque and excessive fuel consumption of the drive engine. Thus, it was investigated that there is a temperature interval of 45...65 °C, at which the friction torque and fuel consumption are the lowest.

Key words: oil and gas technological transport; fuel consumption; energy efficiency; optimal temperature; high-pressure pump; friction torque.