

Мисів О.О., Криштопа С.І., Добуш А.І., Сем'янчук А.І., Радзіховська Н.М.  
*Івано-Франківській національній технічній університет нафти і газу*

## РОЗРАХУНОК ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВИТРАТ МОБІЛЬНИХ АГРЕГАТИВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ТРАНСПОРТУ

У статті вивчаються питання розрахунку та підвищення енергоефективності насосів високого тиску, що застосовуються на мобільних агрегатах технологічного транспорту. Як перспективний напрям покращення енергозбережливості зазначених мобільних агрегатів запропоновано здійснити розрахунок енергоефективності насосів високого тиску мобільних агрегатів з метою встановлення аналітичних залежностей витрат енергії від зміни робочої температури оливи насосів агрегатів технологічного транспорту. Проведено аналіз сучасних публікацій та наукових досліджень, які присвячені тематиці розрахунку насосів високого тиску агрегатів технологічного транспорту, а також встановлено, що на роботу насосів високого тиску впливає багато несприятливих факторів, що призводять до зростання енерговитрат, тому розробка математичного апарату визначення енергетичних витрат мобільних насосних агрегатів є ефективним інструментом енергозаощадження. З цієї причини у статті створена розрахункова модель енергетичних витрат насосів високого тиску мобільних агрегатів технологічного транспорту та на її основі зроблена оцінка енергетичних витрат насосу високого тиску HT-400 мобільного агрегату Halliburton Tier IV DGB. Згідно одержаних експериментальних досліджень максимальний об'ємний ККД справного насосу високого тиску HT-400 мобільних насосних агрегатів технологічного транспорту Halliburton Tier IV DGB досягався за температури 53 °C і дорівнює 0,89; максимальний об'ємний ККД справного насосу високого тиску за даними розрахункової моделі досягався за температури 55 °C і дорівнює 0,87. Грунтуючись на одержаних експериментальних результатах, можна з упевненістю підтвердити життєздатність розрахункової моделі енергетичних витрат насосу високого тиску мобільних агрегатів технологічного транспорту.

**Ключові слова:** розрахунок насосів високого тиску, утилізація відпрацьованого тепла; технологічний транспорт; двигун; паливна економічність, енергоефективність; об'ємний ККД.

### ВСТУП

Підвищення енергоефективності в транспортній галузі України – це комплексний процес, що поєднує технологічне оновлення, цифрову трансформацію та впровадження сучасного менеджменту. Реалізація цих заходів дозволить українським компаніям залишатися конкурентоспроможними на європейському ринку та забезпечувати сталий розвиток галузі в довгостроковій перспективі. Ключовими напрямками підвищення енергоефективності в транспортній галузі України є: глибока модернізація існуючого застарілого енерговитратного обладнання; перехід на сучасні економічні приводи та використання обладнання з вищим ККД; широке впровадження систем рекуперації енергії; використання енергії із відновлюваних джерел; моніторинг комплексного енергоспоживання обладнання в реальному часі; впровадження автоматизованих системи керування енерговитратами устаткування; застосування цифровізації та "Smart" технологій в напрямку підвищення енергоефективності в транспортній галузі України; забезпечення переходу України в напрямку нормативно-правового регулювання енергозбереження в транспортному секторі на міжнародні стандарти.

Для досягнення поставлених енергетичною політикою задач необхідно максимально знижувати в транспортній галузі України енерговитрати для всіх типів технологічного обладнання, яке використовується в промисловості України і, в тому числі, це повною мірою стосується як енергоефективної експлуатації технологічного транспорту в цілому, так і такої важливої його частини, як мобільні насосні агрегати. Для зниження енергетичних витрат мобільних насосних агрегатів необхідно розробити розрахункову модель насосів високого тиску.

### АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

На енерговитрати та ресурс насосів високого тиску впливає багато факторів. Їх можна розділити на три види: швидкі процеси, середньої швидкості та повільні [1]. 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 насосів. 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 [2], 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 % [3].

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 % [4].

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 % [5].

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 [6].

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  $2 \cdot 10^3 g$  [7]. 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.

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 динамічні властивості приводу. Воно обумовлює появу резонансних режимів коливальних перехідних процесів у гідросистемі. Всі механічні чинники підвищують витрати енергії насосів високого тиску [8].

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 [9].

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 [10].

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 [11].

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 [12].

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 трубопроводної арматури [13].

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 [14].

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 % [15].

Температурний режим роботи насосів високого тиску визначається в'язкістю - однією з найважливіших характеристик робочої рідини, що зумовлює внутрішнє тертя рідини [16]. 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 насосу.

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. Має місце інтенсивне піноутворення, продуктивність насоса знижується, енерговитрати – збільшуються [17].

Отже, на роботу насосів високого тиску впливає безліч несприятливих факторів, що призводять до зростання енерговитрат, тому розробка математичної моделі визначення енергетичних витрат мобільних агрегатів для гідравлічного розриву пластів є ефективним інструментом енергозаощадження.

#### **ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Метою цього дослідження є розробити розрахункову модель насосів високого тиску для зниження енергетичних витрат мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів.

Для досягнення цієї мети поставлено такі задачі:

розробка основних припущень розрахункової моделі енергетичних витрат насосу високого тиску мобільних агрегатів для гідравлічного розриву пластів;

створення розрахункової моделі енергетичних витрат насосу високого тиску мобільних агрегатів для гідравлічного розриву пластів;

оцінка енергетичних витрат насосу високого тиску NT-400 Halliburton мобільного агрегату для гідравлічного розриву пластів Halliburton Tier IV DGB на підставі створеної розрахункової моделі;

аналіз отриманих результатів створеної розрахункової моделі шляхом порівняння з даними експериментальних досліджень.

#### **РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ**

***Мета і основні припущення розрахункової моделі енергетичних витрат насосу високого тиску мобільних агрегатів для гідравлічного розриву пластів***

Метою розрахунку є створення розрахункової моделі роботи насосу високого тиску мобільних агрегатів для гідравлічного розриву пластів з системою оптимального температурного регулювання.

В розробленій розрахунковій моделі прийняті такі припущення:

-ізотерічність процесу: незважаючи на високий тиск припускаємо, що температура рідини залишається постійною протягом одного циклу нагнітання;

-незмінність зазорів: припускаємо, що геометричні розміри деталей (плунжерів, циліндрів і т.д.) не змінюються під дією тиску, хоча в реальності відбувається певна пружна деформація;

-миттєве спрацювання клапанів: у спрощених моделях вважаємо, що клапани відкриваються або закриваються миттєво при досягненні певної різниці тисків;

- мінімальна різниця температур між робочими тілами під час процесів теплообміну – приймається 1 °С;

- постійність фізичних властивостей: густина та в'язкість оливи вважаються сталими;

- ідеальна герметичність: припускаємо, що витоками через ущільнення нехтуємо, вважаючи об'ємний ККД рівним 1;

- процеси стиснення оливи в насосі – адіабатні.

### **Вихідні дані для розрахунку**

У сучасних насосах високого тиску мобільних агрегатів для гідравлічного розриву пластів використовуються оливи, які є близькими за своїми фізико-хімічними властивостями. Наприклад, оливи M-14B<sub>2</sub>, YUKO API CC SAE 40 та «Бурол» для насосів високого тиску СІН-32, СІН-63, НБ-32, НБ-50; оливи Shell Rimula R2 40, HVLP-D 68 для насосів високого тиску 4P-700, F-500, F-800, F-1250.

Подальші розрахунки будемо проводити для розповсюджених в даний час в Україні насосів високого тиску 4P-700 та F-1250 з робочою оливою Shell Rimula R2 40. Для оливи Shell Rimula R2 40, що використовується як робоча олива для насосів високого тиску 4P-700 та F-1250 робочий інтервал роботи інтервал становить +5 ...+85 °С. Температура на виході привідного дизельного двигуна - 90 °С, температура на вході оливорідинного теплообмінного апарату - 85 °С.

Технічні характеристики деяких насосів, що використовуються у мобільних насосних агрегатах для гідравлічного розриву пластів в нафтогазовій галузі України наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Технічна характеристика деяких насосів, що використовуються в Україні у мобільних насосних агрегатах

Модель насоса	Країна і фірма виробник	Діаметр плунжера, мм	Тиск, МПа		Подача, л/с		Число подвійних ходів за хв.	Потужність, кВт
			макс.	мін.	макс.	мін.		
УНБ 2В-400×70	Україна, Київський завод бурової техніки	120 90	70	40	12,4	-	180	250
ЗРСF - 300	Румунія	115 100	70	53	36	15	450	300
4P-700	Україна, Коростенський завод бурової техніки	120 100	70	20,7	22	6,3	280	650
1WS	США, "Нейшнл"	-	70	-	20	-	400	550
"Сларш Мастер"	США, "Вестерн"	-	70	-	40	-	450	700
TWS 2250	США, SPM	114 127	103,4 84,1	56,3 43,2	27,5 35,8	14,9 18,4	330	1640
"Пейс-мейкер"	США, "Доуел"	101 114 127	70	-	32	24	800	750
T-10-AC	США, "Халібургон"	100 114	70	-	30	-	450	450
HT-400	США, "Халібургон"	85,7 114	137,9 77,2	35,5 20,0	16,1 28,6	4,15 7,41	450	600

### **Опис розрахункової моделі енергетичних витрат насосу високого тиску мобільних насосних агрегатів**

Дана розрахункова модель за зміною параметрів у часі відноситься до динамічного типу, так як параметри в часі є змінними. За способом складання та опису дана розрахункова модель є змішаною, тому що в ній застосовувались як функціональні залежності величин (наприклад, фізичні властивості речовин), так використовувались і табличні значення параметрів (наприклад, коефіцієнти тепловіддачі).

Завданнями розробки розрахункової моделі є раціоналізація енергетичного балансу насосів високого тиску мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів; забезпечення оптимального температурного та енергетичного режимів роботи насосів високого тиску; оцінювання енергетичних витрат насосів високого тиску мобільних агрегатів для гідравлічного розриву пластів.

Під оптимальним режимом роботи насосів високого тиску, в тому числі мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів, розуміється такий режим функціонування, при якому сумарні енергетичні витрати на подолання внутрішніх сил опору в насосах високого тиску будуть мінімальними. Розрахунок основних параметрів енергетичних витрат насосів високого тиску і

техніко-економічних показників мобільних агрегатів для гідравлічного розриву пластів будемо проводити в інтервалі температур робочої рідини, що забезпечують її максимальну енергоефективність та високий ресурс.

Рівняння теплового балансу теплообмінного апарату без врахування втрат теплоти в навколишнє середовище і фазових переходів:

$$Q = G_1 C_{pm1} (t_1' - t_1'') = G_2 C_{pm2} (t_2'' - t_2'), \quad (1)$$

де  $G_1$ ,  $G_2$  – масові витрати відповідно антифризу та оливи насоса високого тиску в теплообміннику, кг/с;  $C_{pm1}$ ,  $C_{pm2}$  – середні масові ізобарні теплоємності при постійному тиску антифризу та оливи насоса високого тиску, Дж/(кг·К);  $t_1'$ ,  $t_1''$  – температура антифризу на вході і виході з теплообмінного апарату, °С;  $t_2'$ ,  $t_2''$  – температура оливи насоса високого тиску на вході і виході з теплообмінного апарату, °С;

Оскільки в загальному випадку температури рідин всередині теплообмінного апарату не є постійними, рівняння теплопередачі справедливе тільки в диференціальній формі для елемента поверхні теплообміну  $dF$ , тобто:

$$dQ = k_i \Delta t_i dF_i, \quad (2)$$

а загальний тепловий потік через поверхню теплообміну визначається інтегралом цього виразу:

$$Q = \int_0^F k_i \Delta t_i dF_i. \quad (3)$$

Це і є розрахункове рівняння теплопередачі. Тут  $\Delta t_{сер}$  – середнє значення температурного напору по всій поверхні нагріву теплообмінника.

Поточна об'ємна температура оливи насоса високого тиску  $T_{ном}$  буде визначатись за формулою:

$$T_{ном} = T_0 + \Delta T, \quad (4)$$

де  $T_0$  – температура навколишнього середовища, К;  $\Delta T$  – зростання температури оливи за час  $\Delta \tau$ , К.

Зростання температури оливи визначається за формулою:

$$\Delta T = \frac{Q_{нагр}}{\Sigma(m_{н.і} \cdot C_{н.і}) + m_o \cdot C_o}, \quad (5)$$

де  $m_{н.і}$ ,  $m_o$  – маси складових насоса високого тиску та оливи в системі мащення, кг;  $C_{н.і}$ ,  $C_o$  – питомі теплоємності матеріалів складових насоса високого тиску та оливи в системі мащення, кДж/(кг·К);  $Q_{нагр}$  – теплота, яка йде на нагрівання оливи в системі мащення насоса високого тиску за час  $\Delta \tau$ , кДж.

Теплота  $Q_{нагр}$ , яка йде на нагрівання оливи в системі мащення насоса високого тиску визначається за формулою:

$$Q_{нагр} = N_{втр} \cdot \Delta \tau - Q_{втрн.с.}, \quad (6)$$

де  $N_{втр}$  – потужність, яка втрачена в елементах насоса високого тиску, Вт;  $Q_{втрн.с.}$  – теплота, що відводиться з поверхні насоса високого тиску в навколишнє середовище, Дж.

Аналіз літературних джерел [4-9] показав, що основна частка теплоти, що відводиться з поверхні насосу високого тиску, припадає переважно на конвективний теплообмін. Інші види теплообміну майже не роблять великого впливу на тепловий стан насосу високого тиску, оскільки не перевищують 3-4 %. Величини втрат конвективної теплоти  $Q_{втрн.с.}$  від бічних поверхонь насосу високого тиску визначаються на базі рівняння Ньютона-Ріхмана за формулою:

$$Q_{втрн.с.} = \alpha_{н.в.т.} \cdot F_{н.в.т.} \cdot (1 - \beta_{заб}) \cdot (T_{потст} - T_0), \quad (7)$$

де  $\alpha_{н.в.т.}$  - середній по поверхні насосу високого тиску коефіцієнт тепловіддачі, Дж / (м<sup>2</sup> · К);  $F_{н.в.т.}$  - площа поверхні насосу високого тиску, яка бере участь в тепловіддачі, м<sup>2</sup>;  $\beta_{заб}$  - коефіцієнт зниження конвекції через забруднення поверхонь тепловіддачі насосу високого тиску; за даними [10] коефіцієнт  $\beta_{заб}$  коливається в межах 0,025...0,035;  $T_{потст}$  - середні поточні температури поверхонь зовнішніх стінок насосу високого тиску, К.

Потужність  $N_{втр}$ , яка втрачена в елементах насосу високого тиску визначається за формулою:

$$N_{втр} = N_{гидрпн} \cdot (1 - \eta_{о.н} \cdot \eta_{г.н}) + N_{кан.с.м}, \quad (8)$$

де  $N_{гидрпн}$  - втрати гідравлічної потужності насосу високого тиску, Вт;  $N_{кан.с.м}$  - втрати потужності на дроселювання в каналах системи мащення насосу високого тиску, Вт;  $\eta_{г.н}$  - гідромеханічний ККД насосу високого тиску,  $\eta_{г.н} = 0,98$  [18];  $\eta_{о.н}$  - об'ємний ККД насосу високого тиску.

Гідравлічна потужність  $N_{гидрпн}$  насосу високого тиску визначається за формулою:

$$N_{гидрпн} = P_n \cdot Q_n, \quad (9)$$

де  $P_n$  - робочий тиск насосу високого тиску, кПа;  $Q_n$  - подача насосу високого тиску, дм<sup>3</sup>/с.

Гідромеханічний ККД  $\eta_{г.н}$  насосу високого тиску визначається за формулою:

$$\eta_{г.н} = \frac{N_{гидрпн}}{N_{номп}}, \quad (10)$$

де  $N_{номп}$  - номінальна потужність, що підводиться до колінчастого вала насосу високого тиску, Вт.

Втрати потужності на дроселювання в каналах системи мащення  $N_{кан.с.м}$  (кВт) насосу високого тиску визначаються за формулою:

$$N_{кан.с.м} = P_{кан.с.м} \cdot Q_n \cdot \eta_{о.н}, \quad (11)$$

де  $P_{кан.с.м}$  - втрати тиску на дроселювання в каналах системи мащення, МПа.

Втрати тиску  $P_{кан.с.м}$  на дроселювання в каналах системи мащення визначаються за формулою:

$$P_{кан.с.м} = P_{кан.дов} + P_{місцвтр}, \quad (12)$$

де  $P_{кан.дов}$  - втрати тиску по довжині каналів системи мащення, МПа;  $P_{місцвтр}$  - місцеві втрати тиску в системі мащення, МПа.

Втрати тиску по довжині каналів системи мащення  $P_{кан.дов}$  визначаються за формулою:

$$P_{\text{кан.дов}} = \frac{L_{\text{кан.с.м.}} \cdot \rho_{\text{р.о.}} \cdot \mu_{\text{тер.ст}} \cdot v_{\text{ол.кан}}^2}{2 \cdot d_{\text{сер.кан}}}, \quad (13)$$

де  $L_{\text{кан.с.м.}}$  - довжина каналів системи мащення, м; розбирання насосу високого тиску НБ-50 показало, що його довжина каналів системи мащення дорівнює 3,96 м; приймаємо  $L_{\text{кан.с.м.}} = 4$  м;  $\rho_{\text{р.о.}}$  - густина робочої оливи системи мащення, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_{\text{р.о.}} = 860$  кг/м<sup>3</sup> [19];  $v_{\text{ол.кан}}$  - середня швидкість робочої оливи в каналах системи мащення, м/с; середня швидкість робочої оливи в каналах системи мащення згідно [19] коливається в межах 1...2 м/с; приймаємо  $v_{\text{ол.кан}} = 1,5$  м/с;  $d_{\text{сер.кан}}$  - середній діаметр каналів системи мащення, м; розбирання насосу високого тиску НБ-50 показало, що його середній діаметр каналів системи мащення дорівнює 10 мм; приймаємо  $d_{\text{сер.кан}} = 1 \cdot 10^{-2}$  м;  $\mu_{\text{тер.ст}}$  - коефіцієнт тертя робочої оливи о стінки каналів системи мащення.

Коефіцієнт тертя  $\mu_{\text{тер.ст}}$  робочої оливи о стінки каналів системи мащення визначається за формулою Блаузіуса:

$$\mu_{\text{тер.ст}} = \frac{75 \cdot v_{\text{к.в}}}{v_{\text{ол.кан}} \cdot d_{\text{сер.кан}}}, \quad (14)$$

де  $v_{\text{к.в}}$  - коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої оливи, м<sup>2</sup>/с; для оливи «Бурол» насосу високого тиску НБ-50  $v_{\text{к.в}} = 65 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с [20].

Місцеві втрати тиску  $P_{\text{місцевтр}}$  в системі мащення визначаються за формулою:

$$P_{\text{місцевтр}} = \frac{\rho_{\text{р.о.}} \cdot v_{\text{ол.нас}}^2 \cdot \theta_{\text{м.втр}}}{2}, \quad (15)$$

де  $\theta_{\text{м.втр}}$  - коефіцієнт місцевих втрат каналів мащення насосу високого тиску; коефіцієнт місцевих втрат каналів системи мащення насосів високого тиску  $\theta_{\text{м.втр}} = 0,7 \dots 0,8$  [21]; приймаємо  $\theta_{\text{м.втр}} = 0,7$ ;  $v_{\text{ол.нас}}$  - середня швидкість робочої оливи на виході оливного насосу системи мащення, м/с; середня швидкість робочої оливи на виході оливного насосу системи мащення згідно [21] коливається в межах 15...20 м/с; приймаємо  $v_{\text{ол.нас}} = 18$  м/с.

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

На підставі виконаних розрахунків зробимо оцінку енергетичних втрат, для прикладу, насосу високого тиску НТ-400 Halliburton мобільного агрегату Halliburton Tier IV DGB, який обладнано двома насосами НТ-400 Halliburton. Основні технічні характеристики одного насосу високого тиску НТ-400 Halliburton: максимальний робочий тиск  $P_n$  - 137,9 МПа; подача насосу за максимального робочого тиску  $Q_n$  - 4,15 дм<sup>3</sup>/с; номінальна потужність, що підводиться до колінчастого вала насосу високого тиску,  $N_{\text{номп}} = 600$  кВт.

Гідравлічна потужність  $N_{\text{гідрп}}$  насосу високого тиску НТ-400 Halliburton:

$$N_{\text{гідрп}} = 137,9 \cdot 10^3 \cdot 4,15 = 572,29 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 572,29 \text{ кВт}.$$

Гідромеханічний ККД  $\eta_{\text{г.н}}$  насосу високого тиску НТ-400 Halliburton:

$$\eta_{\text{г.н}} = \frac{572,29}{600} = 0,954.$$

Потужність  $N_{\text{втр}}$ , яка втрачена в елементах насосу високого тиску НТ-400 Halliburton без врахування втрат потужності на дроселювання в каналах системи мащення:

$$N_{\text{втр}} = 572,29 \cdot (1 - 0,954 \cdot 0,98) = 37,35 \text{ кВт}.$$

Коефіцієнт тертя  $\mu_{\text{тер.ст}}$  робочої оливи о стінки каналів системи мащення:

$$\mu_{тер.ст} = \frac{75 \cdot 65 \cdot 10^{-6}}{1,5 \cdot 10^{-2}} = 0,325$$

Втрати тиску  $P_{кан.дов}$  по довжині каналів системи мащення:

$$P_{кан.дов} = \frac{4 \cdot 860 \cdot 0,325 \cdot 1,5^2}{2 \cdot 10^{-2}} = 125775 \text{ Па} = 125,8 \text{ кПа}$$

Місцеві втрати тиску  $P_{місцвтр}$  в системі мащення насосу високого тиску НТ-400 Halliburton:

$$P_{місцвтр} = \frac{860 \cdot 7^2 \cdot 0,7}{2} = 97524 \text{ Па} = 97,5 \text{ кПа}$$

Втрати тиску  $P_{кан.с.м}$  на дроселювання в каналах системи мащення:

$$P_{кан.с.м} = 125,8 + 97,5 = 223,3 \text{ кПа.}$$

Втрати потужності на дроселювання в каналах системи мащення  $N_{кан.с.м}$  насосу високого тиску:

$$N_{кан.с.м} = 223,3 \cdot 4,15 \cdot 0,954 = 884 \text{ Вт}$$

Сумарна потужність  $N_{втрс}$ , яка втрачена в елементах насосу високого тиску НТ-400 Halliburton з врахуванням втрат потужності на дроселювання в каналах системи мащення:

$$N_{втрс} = 37,35 + 0,88 = 38,23 \text{ кВт.}$$

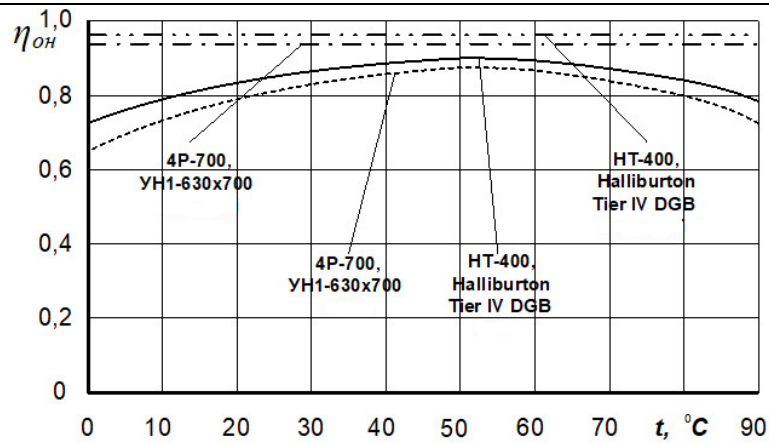
Таким чином, енергетичні втрати одного насосу високого тиску НТ-400 Halliburton мобільного агрегату для гідравлічного розриву пластів Halliburton Tier IV DGB під час його роботи на режимі максимальної потужності складуть 38,23 кДж.

Промислові дослідження проводились на експериментальній установці, що була створена на базі мобільного агрегату для гідравлічного розриву пластів Halliburton Tier IV DGB на шасі Мерседес 4150 (рис. 1) транспортного цеху Управління транспорту ПАТ «Укрнафта» в м. Надвірна. Агрегат Halliburton Tier IV DGB на шасі Мерседес або Кенворт широко використовується в НГВУ «Надвірна нафтогаз», «Долина нафтогаз» та інших НГВУ для гідравлічного розриву пластів, а його навісне обладнання є типовим для сучасних мобільних агрегатів гідравлічного розриву пластів.

Експериментальні значення об'ємного ККД насосів високого тиску НТ-400 насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів Halliburton Tier IV DGB та насосів високого тиску 4P-700 насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів УН1-630×700 в залежності від температури робочої оливи насосів та порівняння їх із розрахунковими значеннями наведено на рис. 2.



Рисунок 1. Проведення промислових випробувань на базі мобільного агрегату для гідравлічного розриву пластів мод. Halliburton Tier IV DGB на шасі Мерседес 4150 (8x8)



- . . . — - заводські значення об'ємного ККД насосів високого тиску HT-400 насосних агрегатів для гідророзриву пластів Halliburton Tier IV DGB;
- . . . — - заводські значення об'ємного ККД насосів високого тиску 4P-700 насосних агрегатів для гідророзриву пластів УН1-630×700;
- — — — - експериментальні значення об'ємного ККД насосів високого тиску HT-400 насосних агрегатів Halliburton Tier IV DGB;
- - експериментальні значення об'ємного ККД насосів високого тиску 4P-700 насосних агрегатів УН1-630×700.

Рисунок 2. Експериментальні значення та розрахункові значення об'ємного ККД насосів високого тиску в залежності від температури робочої оливи насосів

## ВИСНОВКИ

Мета цього дослідження полягала в розробці розрахункової моделі енергетичних витрат насосу високого тиску мобільних насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів. На основі створеної розрахункової моделі енергетичних витрат насосу високого тиску була зроблена оцінка енергетичних витрат насосу високого тиску HT-400 Halliburton мобільного агрегату для гідравлічного розриву пластів Halliburton Tier IV DGB.

Аналіз отриманих результатів створеної розрахункової моделі шляхом порівняння з даними експериментальних досліджень показав наступне. Згідно даних заводів-виготовників об'ємний ККД нового справного насосу високого тиску HT-400 насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів Halliburton Tier IV DGB складає 0,96; об'ємний ККД нового справного насосу високого тиску за даними математичної моделі складає 0,94. Згідно одержаних експериментальних досліджень максимальний об'ємний ККД справного насосу високого тиску HT-400 насосних агрегатів для гідравлічного розриву пластів Halliburton Tier IV DGB досягався за температури 53 °C і дорівнює 0,89; максимальний об'ємний ККД справного насосу високого тиску за даними математичної моделі досягався за температури 55 °C і дорівнює 0,87.

Грунтуючись на одержаних експериментальних результатах, можна з упевненістю підтвердити життєздатність математичної моделі енергетичних витрат насосу високого тиску мобільних агрегатів для гідравлічного розриву пластів.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

- Sun, J., Qin, Y., Liu, R., Wang, G., Liu, D., & Yang, Y. (2023). Cycle Characteristics of a New High-Temperature Heat Pump Based on Absorption–Compression Revolution. *Energies*, 16(11), 4267.
- Borriello, P., Frosina, E., Lucchesi, P., & Senatore, A. (2024). Comparative Analysis of Simulation Methodologies for Spindle Pumps. *Fluids*, 9(2), 44.
- Guo, J.; Yang, Y.; Li, H.; Wang, J.; Tang, A.; Shan, D.; Huang, B. A hybrid deep learning model towards fault diagnosis of drilling pump. *Appl. Energy* 2024, 372, 123773.
- Li, G.; Hu, J.; Ding, Y.; Tang, A.; Ao, J.; Hu, D.; Liu, Y. A novel method for fault diagnosis of fluid end of drilling pump under complex working conditions. *Reliab. Eng. Syst. Saf.* 2024, 248, 110145.
- Guo, J.; Yang, Y.; Li, H.; Dai, L.; Huang, B. A parallel deep neural network for intelligent fault diagnosis of drilling pumps. *Eng. Appl. Artif. Intell.* 2024, 133, 108071.

6. Zhang, Z.; Xiang, S.; Huo, H.; Xie, T.; Zhang, X.; Xu, J. Effect of pump start-stop operation in drilling of offshore Extreme-HPHT directional wells upon bottomhole transient fluctuating pressure. *Geoenergy Sci. Eng.* 2024, 235, 212708.
7. Shaohu, L.; Yuandeng, W.; Rui, H. Prediction of drilling plug operation parameters based on incremental learning and CNN-LSTM. *Geoenergy Sci. Eng.* 2024, 234, 212631.
8. Yehia, T.; Gasser, M.; Ebaid, H.; Meehan, N.; Okoroafor, E.R. Comparative analysis of machine learning techniques for predicting drilling rate of penetration (ROP) in geothermal wells: A case study of FORGE site. *Geothermics* 2024, 121, 103028.
9. Yang WANG, Honghua SU, Ning QIAN, Kui LIU, Jianbo DAI, Zhengcai ZHAO, Wenfeng DING, Neck-spinning quality analysis and optimization of process parameters for plunger components: Simulation and experimental study, *Chinese Journal of Aeronautics*, Volume 34, Issue 4, 2021, Pages 174-191.
10. Xu, B., Zhang, J., & Yang, H. (2012). Investigation on structural optimization of anti-overturning slipper of axial piston pump. *Science China Technological Sciences*, 55(11), 3010-3018.
11. Hongbin Tang, Zheng Fu, Yi Huang, A fault diagnosis method for loose slipper failure of piston pump in construction machinery under changing load, *Applied Acoustics*, Volume 172, 2021, 107634.
12. Jiming Ma, Juan Chen, Jia Li, Qilin Li, Chunyu Ren, Wear analysis of swash plate/slipper pair of axis piston hydraulic pump, *Tribology International*, Volume 90, 2015, Pages 467-472.
13. Wanlu Jiang, Zhi Zheng, Yong Zhu, Yang Li, Demodulation for hydraulic pump fault signals based on local mean decomposition and improved adaptive multiscale morphology analysis, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volumes 58-59, 2015, Pages 179-205.
14. Zhonghai MA, Shaoping WANG, Jian SHI, Tongyang LI, Xingjian WANG, Fault diagnosis of an intelligent hydraulic pump based on a nonlinear unknown input observer, *Chinese Journal of Aeronautics*, Volume 31, Issue 2, 2018, Pages 385-394.
15. Bing Xu, Shaogan Ye, Junhui Zhang, Numerical and experimental studies on housing optimization for noise reduction of an axial piston pump, *Applied Acoustics*, Volume 110, 2016, Pages 43-52.
16. Yang Pan, Yibo Li, Minghui Huang, Yashi Liao, Dedong Liang, Noise source identification and transmission path optimisation for noise reduction of an axial piston pump, *Applied Acoustics*, Volume 130, 2018, Pages 283-292.
17. J.M. Bergada, S. Kumar, D.Ll. Davies, J. Watton, A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples, *Applied Mathematical Modelling*, Volume 36, Issue 4, 2012, Pages 1731-1751.
18. Menghang Dai, Zhiliang Liu, Jinrui Wang, Mingjian Zuo, Physics-driven feature alignment combined with dynamic distribution adaptation for three-cylinder drilling pump cross-speed fault diagnosis, *Reliability Engineering & System Safety*, Volume 251, 2024, 110369.
19. Xiaoning Wang, Large-eddy Simulation of Sand Streamers in Wind-blown Sand, *Procedia Engineering*, Volume 61, 2013, Pages 108-110.
20. Deng, S., Pei, J., Wang, Y., & Liu, B. (2017). Research on drilling mud pump fault diagnosis based on fusion of acoustic emission and vibration technology. *Insight-Non-Destructive Testing and Condition Monitoring*, 59(8), 415-423.
21. Bejger, A., & Piasecki, T. (2013). Technical problems of mud pumps on ultra deepwater drilling rigs. *Zeszyty Naukowe/Akademia Morska w Szczecinie*.
22. Piasecki, T., Bejger, A., & Kozak, M. (2016). The assessment of the operational suitability of mud pumps on deep water drillships depends on maintenance strategy. *Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie*, (46 (118), 49-53.

## REFERENCES

1. Sun, J., Qin, Y., Liu, R., Wang, G., Liu, D., & Yang, Y. (2023). Cycle Characteristics of a New High-Temperature Heat Pump Based on Absorption-Compression Revolution. *Energies*, 16(11), 4267.
2. Borriello, P., Frosina, E., Lucchesi, P., & Senatore, A. (2024). Comparative Analysis of Simulation Methodologies for Spindle Pumps. *Fluids*, 9(2), 44.
3. Guo, J.; Yang, Y.; Li, H.; Wang, J.; Tang, A.; Shan, D.; Huang, B. A hybrid deep learning model towards fault diagnosis of drilling pump. *Appl. Energy* 2024, 372, 123773.

4. Li, G.; Hu, J.; Ding, Y.; Tang, A.; Ao, J.; Hu, D.; Liu, Y. A novel method for fault diagnosis of fluid end of drilling pump under complex working conditions. *Reliab. Eng. Syst. Saf.* 2024, 248, 110145.
5. Guo, J.; Yang, Y.; Li, H.; Dai, L.; Huang, B. A parallel deep neural network for intelligent fault diagnosis of drilling pumps. *Eng. Appl. Artif. Intell.* 2024, 133, 108071.
6. Zhang, Z.; Xiang, S.; Huo, H.; Xie, T.; Zhang, X.; Xu, J. Effect of pump start-stop operation in drilling of offshore Extreme-HPHT directional wells upon bottomhole transient fluctuating pressure. *Geoenergy Sci. Eng.* 2024, 235, 212708.
7. Shaohu, L.; Yuandeng, W.; Rui, H. Prediction of drilling plug operation parameters based on incremental learning and CNN-LSTM. *Geoenergy Sci. Eng.* 2024, 234, 212631.
8. Yehia, T.; Gasser, M.; Ebaid, H.; Meehan, N.; Okoroafor, E.R. Comparative analysis of machine learning techniques for predicting drilling rate of penetration (ROP) in geothermal wells: A case study of FORGE site. *Geothermics* 2024, 121, 103028.
9. Yang WANG, Honghua SU, Ning QIAN, Kui LIU, Jianbo DAI, Zhengcai ZHAO, Wenfeng DING, Neck-spinning quality analysis and optimization of process parameters for plunger components: Simulation and experimental study, *Chinese Journal of Aeronautics*, Volume 34, Issue 4, 2021, Pages 174-191.
10. Xu, B., Zhang, J., & Yang, H. (2012). Investigation on structural optimization of anti-overturning slipper of axial piston pump. *Science China Technological Sciences*, 55(11), 3010-3018.
11. Hongbin Tang, Zheng Fu, Yi Huang, A fault diagnosis method for loose slipper failure of piston pump in construction machinery under changing load, *Applied Acoustics*, Volume 172, 2021, 107634.
12. Jiming Ma, Juan Chen, Jia Li, Qilin Li, Chunyu Ren, Wear analysis of swash plate/slipper pair of axis piston hydraulic pump, *Tribology International*, Volume 90, 2015, Pages 467-472.
13. Wanlu Jiang, Zhi Zheng, Yong Zhu, Yang Li, Demodulation for hydraulic pump fault signals based on local mean decomposition and improved adaptive multiscale morphology analysis, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volumes 58-59, 2015, Pages 179-205.
14. Zhonghai MA, Shaoping WANG, Jian SHI, Tongyang LI, Xingjian WANG, Fault diagnosis of an intelligent hydraulic pump based on a nonlinear unknown input observer, *Chinese Journal of Aeronautics*, Volume 31, Issue 2, 2018, Pages 385-394.
15. Bing Xu, Shaogan Ye, Junhui Zhang, Numerical and experimental studies on housing optimization for noise reduction of an axial piston pump, *Applied Acoustics*, Volume 110, 2016, Pages 43-52.
16. Yang Pan, Yibo Li, Minghui Huang, Yashi Liao, Dedong Liang, Noise source identification and transmission path optimisation for noise reduction of an axial piston pump, *Applied Acoustics*, Volume 130, 2018, Pages 283-292.
17. J.M. Bergada, S. Kumar, D.Ll. Davies, J. Watton, A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples, *Applied Mathematical Modelling*, Volume 36, Issue 4, 2012, Pages 1731-1751.
18. Menghang Dai, Zhiliang Liu, Jinrui Wang, Mingjian Zuo, Physics-driven feature alignment combined with dynamic distribution adaptation for three-cylinder drilling pump cross-speed fault diagnosis, *Reliability Engineering & System Safety*, Volume 251, 2024, 110369.
19. Xiaoning Wang, Large-eddy Simulation of Sand Streamers in Wind-blown Sand, *Procedia Engineering*, Volume 61, 2013, Pages 108-110.
20. Deng, S., Pei, J., Wang, Y., & Liu, B. (2017). Research on drilling mud pump fault diagnosis based on fusion of acoustic emission and vibration technology. *Insight-Non-Destructive Testing and Condition Monitoring*, 59(8), 415-423.
21. Bejger, A., & Piasecki, T. (2013). Technical problems of mud pumps on ultra deepwater drilling rigs. *Zeszyty Naukowe/Akademia Morska w Szczecinie*.
22. Piasecki, T., Bejger, A., & Kozak, M. (2016). The assessment of the operational suitability of mud pumps on deep water drillships depends on maintenance strategy. *Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie*, (46 (118)), 49-53.

***O. Mysiv, S. Kryshchtopa, A. Dobush, A. Sem'yanchuk, N. Radzikhovska. Calculation of energy costs of mobile technological transport units.***

The article studies the issues of calculating and increasing the energy efficiency of high-pressure pumps used on mobile units of technological transport. As a promising direction for improving the energy efficiency of the specified mobile units, it is proposed to calculate the energy efficiency of high-pressure

pumps of mobile units in order to establish analytical dependencies of energy consumption on changes in the operating temperature of the oil of pumps of units of technological transport. An analysis of modern publications and scientific research devoted to the topic of calculating high-pressure pumps of units of technological transport was carried out, and it was also established that the operation of high-pressure pumps is affected by many adverse factors that lead to an increase in energy consumption, therefore, the development of a mathematical apparatus for determining the energy consumption of mobile pumping units is an effective tool for energy saving. For this reason, the article creates a calculation model of energy consumption of high-pressure pumps of mobile units of technological transport and on its basis an assessment of energy losses of the high-pressure pump HT-400 of the Halliburton Tier IV DGB mobile unit is made. According to the obtained experimental studies, the maximum volumetric efficiency of a serviceable high-pressure pump HT-400 of Halliburton Tier IV DGB pumping units was achieved at a temperature of 53 °C and is equal to 0.89; the maximum volumetric efficiency of a serviceable high-pressure pump according to the calculation model was achieved at a temperature of 55 °C and is equal to 0.87. Based on the obtained experimental results, it is possible to confidently confirm the viability of the calculation model of the energy consumption of a high-pressure pump of mobile units of technological transport.

**Keywords:** calculation of high-pressure pumps, waste heat recovery; technological transport; engine; fuel economy, energy efficiency; volumetric efficiency.

*МИСІВ Олег Олегович*, аспірант кафедри автомобільного транспорту, Івано-Франківській національний технічний університет нафти і газу, e-mail: oleh.mysiv-a133-23@nung.edu.ua, ORCID: 0009-0002-2116-9887

*КРИШТОПА Святослав Ігорович*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедрою автомобільного транспорту, Івано-Франківській національний технічний університет нафти і газу, e-mail: [auto.ifntung@ukr.net](mailto:auto.ifntung@ukr.net), ORCID 0000-0001-7899-8817

*ДОБУШ Андрій Ігорович*, аспірант кафедри автомобільного транспорту, Івано-Франківській національний технічний університет нафти і газу, e-mail: andrii.dobush-a13324@nung.edu.ua, ORCID: 0009-0008-5038-4299

*СЕМ'ЯНЧУК Андрій Ігорович*, аспірант кафедри автомобільного транспорту, Івано-Франківській національний технічний університет нафти і газу, e-mail: andrii.semianchuk-a13324@nung.edu.ua ORCID: 0009-0005-3664-7716

*РАДЗИХОВСЬКА Надія Михайлівна*, асистент кафедри автомобільного транспорту, Івано-Франківській національний технічний університет нафти і газу, e-mail: nradzihovskaa@gmail.com, ORCID: немає

*Oleg MYSIV*, Postgraduate of the Department of Road Transport, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, e-mail: oleh.mysiv-a133-23@nung.edu.ua, ORCID: 0009-0002-2116-9887

*Sviatoslav KRYSTOPA*, Doctor of Technical Science, Professor, Head of the Department of Road Transport, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, e-mail: [auto.ifntung@ukr.net](mailto:auto.ifntung@ukr.net), ORCID 0000-0001-7899-8817

*Andriy DOBUSH*, Postgraduate of the Department of Road Transport, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, e-mail: andrii.dobush-a13324@nung.edu.ua, ORCID: 0009-0008-5038-4299

*Andriy SEMIANCHUK*, Postgraduate of the Department of Road Transport, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, e-mail: andrii.semianchuk-a13324@nung.edu.ua ORCID: 0009-0005-3664-7716,

*Nadiya RADZIKHOVSKA*, Assistant, Assistant of the Department of Road Transport, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, e-mail: nradzihovskaa@gmail.com, ORCID: немає

Дата надходження статті до видання: 29.03.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 29.04.2026

<https://doi.org/10.36910/71ts7v21>