



УДК 621.791:534.6

Бабак В.П.<sup>1</sup>, Стадніченко В.М.<sup>2</sup><sup>1</sup> Інститут технічної теплофізики НАН України. Україна, Київ.<sup>2</sup> Національний авіаційний університет. Україна, Київ

### КРИТЕРІЇ ОЦІНКИ МЕХАНІЗМУ ЗНОШУВАННЯ В ТРИБОСИСТЕМАХ ПРИ АКУСТО-ЕМІСІЙНІЙ ДІАГНОСТИЦІ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ

#### Анотація

Проаналізовані кореляційні зв'язки між параметрами сигналів акустичної емісії та процесами, що виникають на поверхнях контакту трибосистем при їх зношенні. Запропоновані критерії оцінки механізму дисипації енергії при акусто-емісійній діагностиці машин і механізмів.

#### Abstract

*Correlation relations between parameters of acoustic emission signals and process, which take place on the friction contact surfaces at their wear. Criteria valuing mechanism dissipation energy are offered for the acoustic emission diagnostics of machines and gears.*

#### Аналіз стану проблеми та постановка задачі

Можливість отримання інформації про процеси пружнопластичної деформації і руйнування в матеріалах зумовило широке використання методу акустичної емісії (АЕ) в трибологічних дослідженнях і діагностиці технічного стану трибосистем [1–3].

Як інформативні параметри використовують різноманітні показники сигналів АЕ, а саме кількість і швидкість імпульсів, амплітуду, енергію сигналу, амплітудний розподіл сигналів АЕ, спектральну щільність сигналів. Кожний з цих параметрів характеризує певні сторони процесу, що вивчаються. В [4] проведено розмежування джерел АЕ при фрикційній взаємодії трибо елементів.

Висока чутливість методу АЕ до процесів поверхневого руйнування зумовила його використання для діагностики трибосистем машин і механізмів [5, 6].

Однак, широке застосування методу АЕ стримується відсутністю описання загальних закономірностей акустичного випромінювання при терті матеріалів, що застосовуються в трибосистемах. Тому уточнення інформативного змісту різноманітних параметрів АЕ при аналізі процесів зношування матеріалів є основою для розробки критеріїв оцінки механізму дисипації енергії в трибосистемах машин і механізмів.

#### Інформаційна оцінка параметрів АЕ при аналізі процесів тертя та зношування

Метою даного розділу є виявлення кореляційних зв'язків між параметрами АЕ та процесами, що виникають на поверхнях контакту при їх зношенні, в результаті чого і відбувається випромінювання сигналів АЕ.

Встановимо, яку інформацію несуть параметри сигналів АЕ після ресстрації та статистичної обробки.

1. Кількість  $N$  імпульсів несе інформацію про інтегральну пошкодженість трибосистеми в процесі зміни зовнішнього навантаження, плями контакту, інтенсивності зношування і т. ін. При збільшенні зовнішнього навантаження, наприклад, питомого навантаження в зоні плями контакту, можна судити про ступінь активності джерела АЕ і визначити момент початку пошкодженості поверхні тертя (як в часі, так і в циклах фрикційного навантаження). Оскільки АЕ є дискретним процесом за своєю природою, тому накопичення енергетичного параметра АЕ  $N$  має вигляд ступінчатої функції (рис. 1).

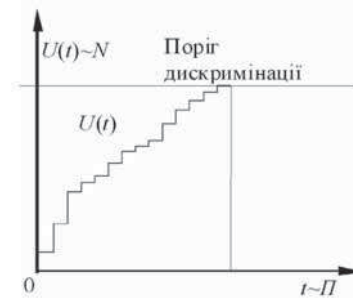


Рис. 1. Загальний вигляд процесу квантування сигналу АЕ  $U(t)$  за рівнем

При збільшенні параметра навантаження  $\Delta P_i$  кількість перевищень порога дискримінації збільшується на  $\Delta N_i$ . Якщо початок координат перенести в точку появи перших сигналів АЕ і апроксимувати дві послідовні точки  $(i-1)$  та  $i$  на полігональній кривій росту  $N=f(P)$ , то отримаємо залежність:

$$N_i = AP_i^{m_i}, \quad (1)$$

де  $A$  — коефіцієнт пропорційності,  
 $n_i$  — показник ступеня.

Для приросту  $N$  із (1) отримаємо:

$$\Delta N_i = n_i A P_i^{n_i-1} \Delta P. \quad (2)$$

Поділивши (1) на (2), після алгебраїчних перетворень отримаємо можливість визначення показника ступеня  $n_i$ :

$$n_i = \frac{\Delta N_i P_i}{\Delta P_i N_i}. \quad (3)$$

Сумарний підрахунок  $N$  є першим елементом класифікації джерел АЕ в стандарті ASTM [2], згідно якого джерела АЕ діляться на три полігони —  $A$ ,  $B$ ,  $C$ .

Полігон  $C$  при  $n \approx 1$  характеризує слабкий однорідний активний процес АЕ з постійною інтенсивністю; джерело сигналу при цьому класифікується як активне при даному рівні навантаження.

Полігон  $B$  при  $1 < n < 6$  характеризує зростаючий процес генерації АЕ з наростаючою інтенсивністю, джерело класифікується як критично активне при даному рівні навантаження.

Полігон  $A$  при  $n > 6$  характеризує зростаючий процес генерації АЕ з катастрофічною інтенсивністю.

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження дозволили встановити класифікацію видів зношування поверхонь тертя в залежності від групи джерел АЕ у відповідності до значень  $n$ :  $n < 1$  — квазібеззносний режим тертя,  $n \approx 1$  — нормальне механохімічне зношування,  $1 < n < 6$  — окислювальне зношування (тертя без мащення) та абразивне зношування (схоплювання першого та другого роду, фретинг-корозія).

В роботі [4] показано, що сумарний підрахунок  $N$  амплітуди АЕ пропорційний об'єму зношеного матеріалу і що:

$$N = a k_{in}^m \approx \frac{1}{E} k_{in}^2, \quad (4)$$

де  $a$  — стала, що залежить від фізико-механічних властивостей матеріалу і чутливості апаратури;  $k_{in}$  — коефіцієнт інтенсивності напружень;  $m$  — коефіцієнт, що залежить від класу матеріалу,  $k_{in} = 4,6 \dots 11,9$ ;  $E$  — модуль Юнга матеріалу.

2. Пікова екстремальна амплітуда —  $A_n$  окремих імпульсів АЕ, а також енергія одиничних сигналів  $E_c$  є енергетичними показниками процесу зношування поверхонь тертя трибосистеми. Від еквівалентного напруження  $\sigma_{екв}$  утомна тріщина діаметром  $d$  утворює об'єм  $\sim d^3$ . При щільності енергії  $\sigma_{екв}^2 / 2E$  пікова амплітуда акустичного зміщення

$$A_n = \frac{\sigma_{екв}^2 d^3}{t_p},$$

де  $t_p$  — час розкриття еквівалентної утомної тріщини;  $t_p \approx d/c$ , тут  $c$  — швидкість звуку в матеріалі трибосистеми.

3. Аналіз великої кількості осцилограм АЕ (рис. 2) при зношуванні трибосистем показав, що відокремлення частки зносу характеризується ні одиночною реалізацією сигналу АЕ, а групою сигналів АЕ, кількість одиничних імпульсів сигналів АЕ в якій залежить від розміру частки зносу, тобто інтенсивності зношування. Таким чином, пакет імпульсів від одної події (відокремлення частки зносу) представляє собою ансамбль окремих випадкових значень амплітуди сигналів АЕ.

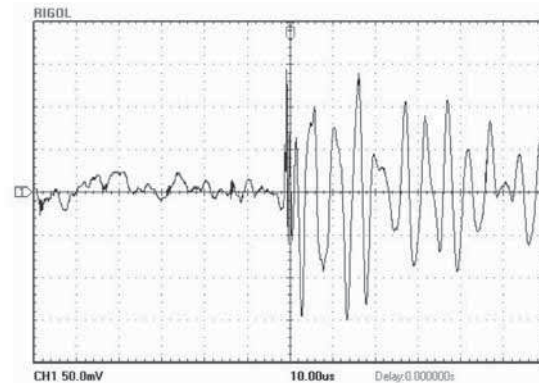


Рис. 2. Типова осцилограма сигналу АЕ при відокремленні частки зносу; трибосистем: кочення з 20% проковзуванням, ШХ 15 СГ - БЗВ,  $\sigma_{макс} = 400 \text{ МПа}$ ,  $n = 500 \text{ хв}^{-1}$

Для встановлення взаємозв'язку між акустично-емісійним відкликом трибосистеми та її інтенсивністю зношування доцільне усереднення потужності окремих імпульсів сигналів АЕ за час події, якій дорівнює часу знаходження ефективного об'єму взаємодії  $t$  в області контакту тертя. Тому як інформативний параметр АЕ при оцінці інтенсивності зношування трибосистеми може бути використана усереднена потужність сигналів АЕ  $W_{yc}$ :

$$W_{yc} = \frac{1}{t_0} \int_0^t W(t) dt.$$

4. За амплітудним розподілом імпульсів АЕ можна судити про тип руйнування поверхневого шару, який призводить до утворення часток зносу.

При руйнуванні вторинних структур I-го типу амплітудний розподіл близький до експоненціального, а при руйнуванні вторинних структур II-го типу — розподіл більш рівномірний зі



збільшенням кількості імпульсів з великою амплітудою.

5. Реєстрація частотного параметра в методі АЕ не несе безпосередньої інформації про фізичні процеси в об'ємі контактної взаємодії трібо-системи по причині фільтрації високочастотної частини спектра імпульсів при проходженні імпульсів від місця виникнення до місця реєстрації. Крім того істотні похибки вносять частотні характеристики перетворювача і самого вимірювального тракту.

Проте, відносні зміни частотного параметра в процесі одного вимірювання можуть нести суттєву інформацію про тип вторинних структур I та II типу, що суттєво відрізняються за механізмом руйнування. Для матеріалів різних класів і типів при рівноважному самовпорядкуванні трібо-систем застосовується критерій розподілу імпульсів АЕ за типом руйнування вторинних структур  $K_p$ :

$$K_p = \lg(E_c / \tau_c^2), \quad (5)$$

де  $E_c$  — енергія індивідуального сигналу АЕ,  
 $\tau_c$  — тривалість цього сигналу.

6. Розрахунки параметрів сигналів АЕ показали, що інформативними параметрами, які не залежать від швидкості процесів, що розвиваються, є для вторинних структур II типу — площа під сигналом АЕ, що визначається площею еквівалентної втомної тріщини, що утворюється за час квантування.

Для вторинних структур I типу — амплітуда і потужність сигналу АЕ визначається еквівалентною кількістю розривів міжатомних зв'язків за час квантування. При цьому тривалість сигналів АЕ пропорційна тривалості знаходження ефективного об'єму взаємодії у трібологічному контакті. При встановленні взаємозв'язку між інформативними параметрами АЕ та інтенсивністю зношування, а також при розробці різного роду АЕ критеріїв при дослідженні процесів тертя слід брати до уваги, що розрахункові залежності для визначення інформативних параметрів АЕ суттєво відрізняються в залежності від механізмів зношування поверхневих шарів.

#### Критерії оцінки механізму дисипації енергії при акусто-емісійній діагностиці

Зношування поверхонь тертя фрикційних вузлів будь-якої техніки безпосередньо пов'язано з роботою сил тертя. Вочевидь, що встановлення енергетичних закономірностей, які б пов'язували параметри тертя та зношування, є основою для вибору конструкційних матеріалів та мастильних середовищ при проектуванні реальних трібо-систем, а також для розвитку аналітичних методів розрахунків на знос фрикційних вузлів.

Інтенсивність зношування елемента трібо-системи в реальних умовах її експлуатації залежить від п'яти розрахункових комплексів, що враховують основні чинники впливу на процес зношування трібо-спряження, а співвідношення між інтенсивністю зношування тіла і контртіла, можна визначити за виразом (6).

$$I_{h2} = I_{h1} \left( 1,6 \frac{HB_1}{HB_2} - 1 \right), \quad (6)$$

де  $HB_1$  і  $HB_2$  — твердість матеріалів, відповідно тіла 1 та тіла 2.  $I_{h1}$ ,  $I_{h2}$  — інтенсивність зношування, відповідно тіла 1 та тіла 2.

Вважатимемо, що цільова функція процесу зношування трібо-спряження визначається, перш за все, двома основними параметрами: інтенсивністю зношування  $I_h$  та тривалістю експлуатації (ресурсом)  $T$ , тобто:

$$W_{\tau \rightarrow \infty} = f(I_h, T), \quad (7)$$

де  $\tau$  — час експлуатації.

Практичний досвід експлуатації складних трібо-систем показує, що бажаним є мінімізація інтенсивності зношування  $I_h$  та збільшення ресурсу  $T_{cr}$ . В цьому випадку цільова функція  $W=opt$ , тобто:

$$W \rightarrow opt, f(I_h \rightarrow \min, T \rightarrow \max); \quad (8)$$

де  $W$  — цільова функція.

При цьому,  $(I_h, T)$  м залежать від швидкості зношування  $\vartheta(t)$ :

$$\vartheta(t) = f(I_h, T). \quad (9)$$

Ця залежність є детермінованою, оскільки існує відомий зв'язок між функцією  $\vartheta(t)$  і чинниками впливу  $I_h, T$ .

Так, наприклад, відомо, що:

$$I_h(t) = kPL, \text{ або } : \frac{dI_h}{dt} \vartheta(t) = kP\vartheta, \quad (10)$$

$$\text{або } : \int_0^T \vartheta(t) dt = \int_0^T kP\vartheta dt.$$

де  $k$  — коефіцієнт зношування, що враховує фізико-механічні властивості матеріалів, умови тертя та мащення;  $P$  — робоче навантаження;  $L$  — пройдений шлях тертя;  $\vartheta$  — швидкість ковзання.

При постійних  $k = \text{const}$ ,  $\vartheta = \text{const}$ ,  $P = \text{const}$ :

$$I_h = kP\vartheta T_{cr}, \quad (11)$$

Отже, цільова функція процесу зношування  $W$  оптимізується при мінімізації швидкості зношування:

$$\vartheta(t) = \frac{dI_h}{dt} \rightarrow \min.$$

Швидкість зміни сигналу АЕ, яка визначає швидкість зношування  $\vartheta^*(t)$  трібо-системи за

один оберт рухомого елемента трибосистеми, визначається так (для часу квантування  $t_{кв}$ ):

$$\vartheta^*(t_{кв}) = \frac{\pi U_0 \sigma_{екв} e^{-(b+B)\sigma_{екв}}}{30\omega}; \quad (12)$$

де  $U_0$  — сумарне значення амплітуди за один оберт рухомого елемента трибосистеми;  $b$  — коефіцієнт, що залежать від фізико-механічних характеристик матеріалу з умовою  $b \gg 1$ ;  $B$  — стала матеріалу;  $\omega$  — кутова швидкість.

Отже, визначивши швидкість зношування, її слід порівняти зі швидкістю поширення відповідного сигналу АЕ і відносна похибка у відсотках покаже нам існування впливу реології структурного стану поверхневих шарів елементів трибосистеми або її відсутність.

Якщо,  $T$  відповідає  $N$  циклам фрикційних навантажень ( $N \leq N_0$ , тут  $N_0$  — база фрикційних навантажень), то  $I_h$  за один оберт рухомого елемента трибосистеми визначимо так:

$$\vartheta^*(t_{кв}) = \frac{\pi U_0 \sigma_{екв} e^{-(b+B)\sigma_{екв}}}{30\omega}; \quad (13)$$

Отже, критерієм впливу реології структурного стану поверхневих шарів елементів трибоспрямлення в довільних трибосистемах буде величина  $\xi$ .

$$\xi = \frac{I_h}{\vartheta^*(t_{кв})} \cdot 100\%, \quad (14)$$

Відсоток відхилення  $\xi$  є показником впливу реології структурного стану поверхневих шарів елементів трибоспрямлення в довільних трибосистемах.

При створенні критерію, що характеризує перехід трибосистеми до нового механізму дисипації енергії, яка підводиться при терті, слід відмітити, що зміна відносної асимптотичної інформації  $A_j$  усередненої потужності АЕ дозволяє прогнозувати появу точки біфуркації  $A_j \rightarrow 0$  (рис. 3) і перехід трибосистеми в новий нестійкий рівноважний стан:

$$A_j = \frac{\tau_v(\sigma)}{\tau_n(\sigma)}, \quad (15)$$

де  $\tau_v$ ,  $\tau_n$  — інформаційна кількість Фішера за групуваннями та не групуваннями даними.

Це знайшло експериментальне підтвердження під час переходу трибосистеми із стійкого рівноважного стану (рис. 3 (1)) в нестійкий рівноважний стан (рис. 3 (3)) при управлінні тепловим потоком. В якості трибосистеми використовувалася пара тертя "диск — диск", що реалізує режим тертя кочення з 20 відсотковим проковзуванням в мастильному середовищі БЗВ. Зразки виконані із сталі 12Х2Н4А. Перехід трибосистеми в нестійкий рівноважний стан (рис. 3 (3)) відбувався через область атрактора (рис. 3 (2)), в

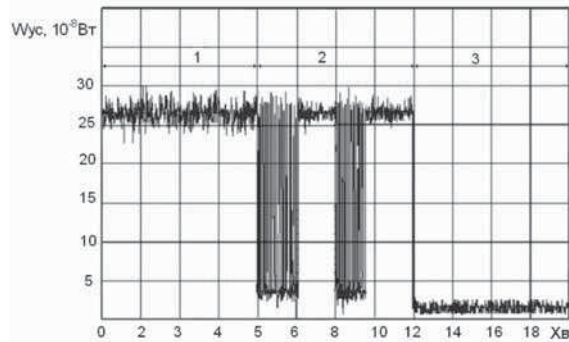


Рис. 3. Зміна усередненої потужності АЕ під час переходу трибосистеми в квазібеззносний стан: 1 — стійкий рівноважний стан; 2 — область атрактора; 3 — нестійкий рівноважний стан

якій усереднена потужність АЕ  $W_{ус}$  здійснює довільні коливання, що не піддаються регулярному опису.

Відносна асимптотична інформація  $A_j$  в стійкому рівноважному стані трибосистеми має значення  $A_j = 0,78$ , в області атрактора практично дорівнює 0, а саме  $A_j = 0,0024$ , а в нестійкому рівноважному стані має значення  $A_j = 0,64$ . Отримані експериментальні дані свідчать про можливість використання відносної асимптотичної інформації  $A_j$  для дослідження механізмів самовпорядкування трибосистем.

Щодо визначення критерію оцінки зносостійкості матеріалів при терті, то у [8] запропоновано використати питому роботу зношування  $A_z$ , тобто відношення роботи  $A$ , що затрачується на відокремлення деякої частки з вагою  $\Delta P$ :

$$A_z = \frac{A}{\Delta P}, \quad (16)$$

де  $A$  — робота, яка витрачається на відокремлення частки матеріалу;  $\Delta P$  — вага відокремленого матеріалу.

Використання енергетичного підходу до процесів тертя та зношування дозволили в [8] використати даний критерій для розподілу різних видів зношування та пошкоджуваності (таблиця 1).

За величиною даного критерію можливо проводити порівняльний аналіз зносостійкості різних трибосистем. Однак основним недоліком даного критерію є необхідність проведення довготривалих випробувань на тертя та зношування. Подальший розвиток цього підходу до критеріальної оцінки зносостійкості запропоновано в [9]. Критерієм зносостійкості в цьому випадку виступає критична щільність потоку енергії деформації, яка відповідає граничному насиченню внутрішньою енергією продуктів зношування матеріалів і складається з пружної і пластичної складових.



Таблиця 1

Класифікація видів зношування по параметру питомої роботи зношування  $A_3$ 

Вид зношування або пошкоджуваності	Питома робота зношування або пошкоджуваності, $A_3$ , Дж/мм <sup>3</sup>
Нормальний механохімічне зношування	100000...100000000
Механохімічна форма абразивного зношування	100000...1000000
Фретинг-процес	10000...100000
Схоплювання II роду	1000...10000
Схоплювання I роду	100...1000
Механічна форма абразивної пошкоджуваності	10...100

З урахуванням впливу на середню швидкість зношування матеріалів трибосистем  $\vartheta_{zn}^{cp}$  різних масштабних рівнів навантаження, вихідне енергетичне співвідношення [9]:

$$\vartheta_{zn}^{cp} \approx \left( \frac{\omega_{зв}}{\omega_{кр}^*} \right)^{\frac{n}{3}}, \quad (17)$$

де  $\omega_{зв}$  — щільність потоку зовнішньої енергії;  $\omega_{кр}^*$  — усереднена критична щільність потоку енергії деформації, що розповсюджується в матеріалах у вигляді пружних і пластичних деформацій (\* — знак осереднення);  $n$  — параметр, що дискретно змінюється в залежності від масштабних рівнів зношування за правилом, близькому правилу геометричної прогресії, у відповідності до зміни енергії активації основних процесів структурних перетворень в деформованих об'ємах матеріалу.

При збільшенні масштабів від мікро до макрорівня показник ступеню  $n$  змінюється від одного до восьми порядків.

Критична щільність потоку енергії деформації  $\omega_{кр}^*$  при цьому:

$$\omega_{кр}^* = \frac{E_{пр} \vartheta_{кр}^{np} + E_{пл}^* \vartheta_{кр}^{пл}}{3}, \quad (18)$$

де  $E_{пр}$  та  $E_{пл}^*$  — гранична енергоємність матеріалів при зношуванні в пружній та пружно-пластичних областях;  $V_{кр}^{np}$ ,  $V_{кр}^{пл}$  — критичні швидкості зношування в пружній та пружно-пластичних областях.

Таким чином, даний підхід і критерії відображають багатомасштабність поверхневого руйнування. Це дає можливість порівняльних оцінок. Однак для визначення  $n$  параметра також потрібні значні за обсягом випробування.

Сучасні методи контролю процесів зношування з використанням методу АЕ дозволяють використовувати критеріальні оцінки, які враховують співвідношення потужності, яка підводиться до трибосистеми в процесі її роботи та потужності АЕ випромінювання, яка має місце при зношуванні (руйнуванні) поверхонь тертя.

Коефіцієнт, який характеризує потужність АЕ на одиницю площі контактної взаємодії:

$$\frac{W_L}{S} = P \frac{dI_h}{dt}, \quad (19)$$

де  $W_L/S$  — питома потужність зношування;

$P$  — навантаження в трибосистемі, [Н/м<sup>2</sup>].

З урахуванням (12):

$$kW_L = I_h^2 / \vartheta, \quad (20)$$

В умовах рівноважного самовпорядкування  $W_L$  задовольняє принципу найменшої дії (мінімального виробництва ентропії) тоді

$$\int_{t_1}^{t_2} W_L dt \rightarrow \min, \quad (21)$$

де  $\Delta t = t_2 - t_1$  — інтервал часу усереднення.

Умова мінімуму задається рівнянням Лагранжа:

$$\frac{d(\partial W_L / \partial I_h)}{dt} - \frac{\partial W_L}{\partial I_h} = 0. \quad (22)$$

Дане рівняння справедливе при умові:

$$\frac{d(\partial W_L / \partial I_h)}{dt} = 0. \quad (23)$$

Звідкіля:

$$\frac{\partial W_L}{\partial I_h} = \text{const}, \quad (24)$$

або

$$\frac{2I_h}{k\vartheta} = \text{const}, \quad (25)$$

Оскільки для стаціонарного режиму зношування  $k = \text{const}$ ,  $\vartheta = \text{const}$ , позначимо:

$$\frac{1}{k\vartheta} = \mu, \quad (26)$$

$\mu$  — коефіцієнт пропорційності.

Таким чином, при стаціонарному режимі зношування питома потужність зношування  $W_L$  прямо пропорційна квадрату швидкості зношування з коефіцієнтом пропорційності  $\mu$ :

$$W_L = \mu I_h^2, \quad (27)$$

Повернемося до інформативного параметру — усередненої потужності АЕ —  $W_{yc}$ .

$$W_{yc} = I_h / \xi_{AE}, \quad (28)$$

де  $\xi_{AE}$  — питома емісійна активність, що є величиною зносу трибоспряження за інтервал часу набору квантового рівня  $W_{yc}^{kv}$ , фізичний зміст якої є потужність АЕ, що реєструється при відокремленні одиниці маси трибоелементу.

Приведемо вирази (25) та (26) до одного шляху тертя:

$$\begin{cases} \bar{I}_h = \sqrt{W_L/\mu} \\ \bar{I}_h = \xi_{AE} W_{yc} \end{cases} \quad (29)$$

Звідси:

$$\frac{W_L}{W_{yc} I_h} = \xi^{**} \quad (30)$$

де  $\xi^{**}$  – коефіцієнт зносостійкості матеріалу.

**Результати досліджень**

При проведенні порівняльних випробувань на тертя та зношування  $W_L = const$  для кожної трибосистеми. Отримання усередненої потужності АЕ  $W_{yc}$  після закінчення припрацювання дозволяє робити висновок про збільшення або зменшення зносостійкості трибосистеми, відносно до еталонного значення, а також значно скоротити час випробувань на зношування при розробці нових конструкційних і мастильних матеріалів.

Дійсно, результати стендових випробувань аксіально-поршневого гідронасоса НАР 63/200 (рис. 4) показали, що об'ємний ККД  $\eta$  зменшується за часом ресурсних випробувань за лінійним законом:

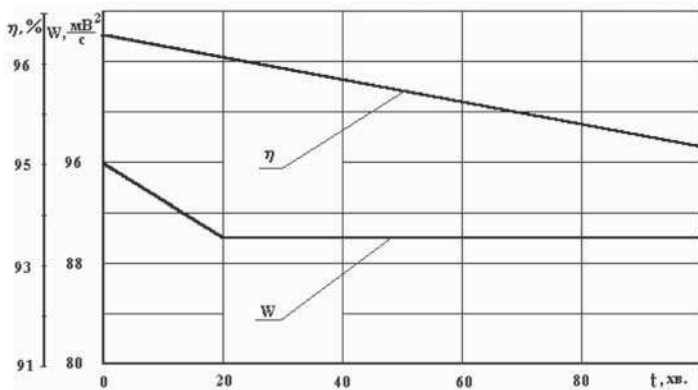


Рис. 4. Зміна об'ємного ККД ( $\eta$ ) та усередненої потужності АЕ ( $W$ ) для гідронасоса НАР 63/ 200 після проведення обкатки

$$\eta_{OB} = a_0 - b_0 t, \quad (31)$$

де  $a_0$  – величина об'ємного ККД гідронасоса після обкатки в %;  $b_0$  – коефіцієнт падіння об'ємного ККД, що визначається висотою еквівалентної щільності [3], тобто зношуванням ТС, відповідальних за максимальний рівень витоків в процесі експлуатації.

Для гідронасоса НАР 63/200 після проведення стендових випробувань, згідно з методикою випробувань, коефіцієнти  $a_0$  і  $b_0$  дорівнювали 20 і 0,015, відповідно.

Оскільки інтенсивність зношування ТС гідронасоса після закінчення його обкатки стабілізується і мало змінюється протягом всього часу проведення ресурсних випробувань, то слідче очікувати, що величина зношування елементів ТС, за часом випробувань, описується лінійною функцією виду

$$I(t) = I_{OB} + I_h t, \quad (32)$$

де  $J(t)$  – поточне значення величини зношування на кожний момент часу в м;  $I_{OB}$  – значення зношування ТС, що визначає виток за обкатки;  $I_h$  – інтенсивність зношування розподільчого золотника, що дасть 85% витоків.

Використовуючи дані про інтенсивності зношування елементів ТС і трибоакустичні характеристики гідронасоса НАР 63/200 (таб. 2; 3; 4) були отримані значення коефіцієнтів даного рівняння:

$$I(t) = 1.97 \cdot 10^{-7} + 1.2 \cdot 10^{-7} t. \quad (33)$$

Регресійний аналіз рівнянь 31 і 33 дозволив встановити залежність між значенням об'ємного ККД і зношуванням розподільчого золотника у вигляді

$$\eta_{OB} = 97.833 - 1.214 \cdot 10^5 I(t), \quad (34)$$

Тобто

$$\eta_{OB} = 97.833 - 1.214 \cdot 10^5 (I_{OB} + I_h t). \quad (35)$$

Таким чином, встановлена залежність величини об'ємного ККД

Таблиця 2

Результати мікрометрування ротора насоса НАР 63/200 до і після стендових випробувань

№ контрольної лунки	Зовнішній діаметр		Внутрішній діаметр	
	до випробувань, мм	після випробувань, мм	до випробувань, мм	після випробувань, мм
1	0,885	0,850	0,880	0,850
2	0,865	0,848	0,885	0,880
3	0,880	0,855	0,880	0,870
4	0,880	0,855	0,865	0,855
5	0,874	0,790	0,880	0,845
6	0,885	0,850	0,890	0,850



Таблиця 3

Результати мікрометрування розподільчого золотника насоса НАР 63/200 до і після стендових випробувань

№ контрольної лунки	Зовнішній діаметр		Внутрішній діаметр	
	до випробувань, мм	після випробувань, мм	до випробувань, мм	після випробувань, мм
1	0,425	0,410	0,425	0,410
2	0,445	0,405	0,423	0,415
3	0,425	0,415	0,435	0,415
4	0,425	0,415	0,443	0,442
5	0,430	0,430	0,416	0,405
6	0,435	0,430	0,436	0,420

Таблиця 4

Результати мікрометрування похилого диску насоса НАР 63/200 до і після стендових випробувань

№ контрольної лунки	До випробувань, мм	Після випробувань, мм
1	0,425	0,410
2	0,445	0,405
3	0,425	0,415
4	0,425	0,415

об'ємного гідронасоса від інтенсивності зношування його розподільчого золотника, що робить можливим прогнозування ресурсу всієї гідромашини за умов експлуатації, що характеризуються різноманітними значеннями інтенсивності зношування.

З урахуванням зміни значень усередненої потужності АЕ від тиску в лінії нагнітання формула (35) прийме вигляд:

$$\eta_{\text{об}} = 97,833 - 1,214 \cdot 10^5 [(a_G W_{\Sigma} + 24,8) + (a_G W_{\text{yc}} + 24,8)t], \quad (36)$$

де  $W_{\Sigma}$  — чисельне значення інтегралу усередненої потужності за час обкатки;  $W_{\text{yc}}$  — усереднена потужність АЕ на стаціонарному режимі роботи;  $a_G$  — щільність потужності гідромашини, в даному випадку дорівнює 5,057.

З урахуванням отриманого взаємозв'язку між значеннями об'ємного ККД і спектральної потуж-

ності в процесі експлуатації гідронасоса НАР 63/200 здійснено корегування його ресурсу з урахуванням різноманітних експлуатаційних тисків у лінії нагнітання (рис. 5, 6; табл. 5). Аналіз показує, що значне зниження ресурсу спостерігається при збільшенні тиску в магістралі нагнітання від 14 до 20 МПа.

#### Висновок

Використання запропонованих інформативних параметрів АЕ і критеріїв оцінки технічного стану трибосистем дозволяє визначити загальні закономірності механізмів зношування різних трибосистем, знайти варіанти дії на механізм дисипації енергії і надмірне виробництво ентропії трибосистеми в процесі зношування. Це дає можливість визначити механізми появи і умови існування на поверхнях тертя нерівноважних дисипативних структур, які можуть володіти унікальною зносостійкістю. Застосовуючи розроблені положення можна запропонувати методику скорочення обкаточних і ресурсних випробувань об'ємних гідромашин на стадії їхньої розробки і здачі в експлуатацію, що складається з таких етапів:

- на основі аналізу конструкції гідромашини, а також на основі статистичних даних по експлуатації машин даного типу вибирають ТС, визначаючи ресурс всього виробу;

Таблиця 4

Результати мікрометрування під'ятника плунжера насоса НАР 63/200 до і після стендових випробувань

№ лунки	1		2		3	
	Діаметр лунки, мм					
№ плунжера	до випробувань	після випробувань	до випробувань	після випробувань	до випробувань	після випробувань
1	0,730	0,730	0,780	0,778	0,775	0,773
2	0,765	0,745	0,772	0,755	0,755	0,755
3	0,792	0,792	0,830	0,830	0,815	0,815
4	0,785	0,780	0,770	0,770	0,770	0,770
5	0,774	0,774	0,740	0,730	0,745	0,745
6	0,790	0,790	0,725	0,725	0,795	0,792
7	0,745	0,745	0,730	0,760	0,790	0,790

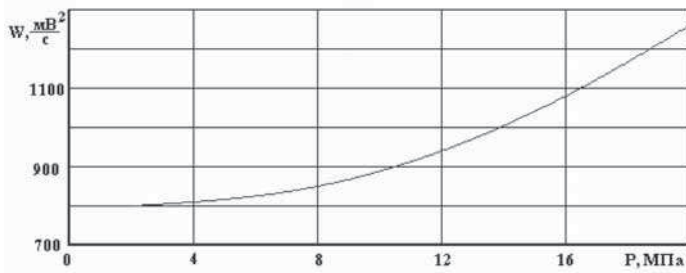


Рис. 5. Залежність усередненої потужності АЕ від тиску в магістралі нагнітання для гідронасоса НАР 63/200

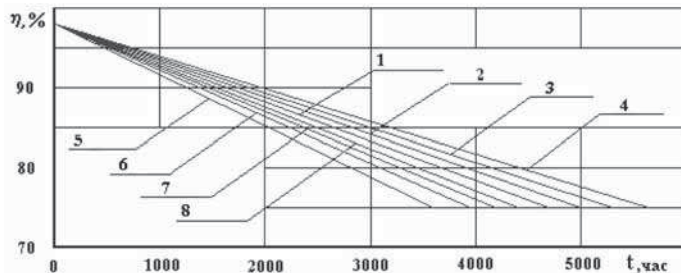


Рис. 6. Залежність зміни об'ємного ККД гідронасоса НАР 63/200 від часу роботи і тиску в лінії нагнітання:  
1 – 12 МПа; 2 – 10 МПа; 3 – 8 МПа; 4 – 6 МПа; 5 – 20 МПа; 6 – 18 МПа;  
7 – 16 МПа; 8 – 14 МПа

Таблиця 5

Результати вимірювання зношування ротора насоса НАР 63/200 після стендових випробувань

Магістраль нагнітання			
	$\Delta$ , мм	$I \cdot 10^{-3}$	$I_h \cdot 10^{-10}$
Зовнішній діаметр	0,084	0,0242	0,104
	0,035	0,0101	0,043
	0,035	0,0101	0,043
Внутрішній діаметр	0,035	0,0101	0,043
	0,040	0,012	0,0498
	0,030	0,0087	0,0373
Магістраль всмоктування			
Зовнішній діаметр	0,017	0,0049	0,021
	0,025	0,0072	0,031
	0,025	0,0072	0,031
Внутрішній діаметр	0,005	0,0014	0,009
	0,010	0,00288	0,018
	0,010	0,00288	0,018

- встановлюють п'єзоелемент вимірювального комплексу, яким є акустичний контакт з вібрним ТС, мікрометрують ТС, і проводять випробування з подальшою реєстрацією лінійного зношування і інформативного параметру АЕ до його стабілізації, в межах часу, достатнього для

наступного вимірювання зношування і величини падіння об'ємного ККД;

- по інформативному параметру АЕ тестують показники зносостійкості ТС в залежності від експлуатаційних чинників;

- по результатах тестового експерименту визначають залежність зношування ТС і об'ємного ККД по часу і визначають взаємозв'язок між ними і ресурсом гідромашини;

- визначають і будують залежності ресурсу гідромашини від умов експлуатації і при необхідності проводять його корегування.

### Література

1. Сарычев Г.А., Щавелин В.М., Баранов В.Н. Анализ акустического излучения при фрикционном взаимодействии твердых тел //Трение и износ, 1985. – т. 6. – № 1. – С. 39–47.

2. Бабак В.П., Філоненко С.Ф. Діагностика стану мостових конструкцій з використанням акустичної емісії // Вісник НАУ, 2002. – С. 90–96.

3. Березняков А.И., Стадниченко В.Н. О взаимосвязи характеристик акустического излучения поверхности трибосопряжения с трибологическими параметрами. // Трение и износ, 1998. – Т. 19. – № 3. – С. 312–317.

4. Бельй В.А., Холодильов О.В. Исследование приработки металлополимерных пар трения методом акустической эмиссии // Трение и износ: Тез. Всесоюзной конференции. – Челябинск, 1979. – С. 48.

5. Акустические и электрические методы в триботехнике / Под ред. Белого В.А. – Мн.: Наука и техника, 1987. – 280 с.

6. Акустическая эмиссия в экспериментальном материаловедении / Под ред. Семашко Н.А. – М.: Машиностроение, 2002. – 240 с.

7. Войтов В.А., Яхно О.М., Аби Сааб Ф.Х. Принципы конструктивной износостойкости узлов трения гидромашин. – Киев, 1999. – 190 с.

8. Костецкий Б.И., Носовский И.Г., Караулов А.К. и др. Поверхностная прочность материалов при трении. – К.: Техника, 1976. – 296 с.

9. Погодаев Л.И. и др. Структурно-энергетическая модель изнашивания // Трение и износ, 2001. – Т. 22. – № 2. – С. 168–172.