

УДК 621.891

DOI: 10.18372/0370-2197.4(93).16262

В. А. ВОЙТОВ, А. В. ВОЙТОВ

Державний біотехнологічний університет, Харків, Україна

МОДЕЛЮВАННЯ МЕЖ ФУНКЦІОНУВАННЯ ТРИБОСИСТЕМ В УМОВАХ ГРАНИЧНОГО МАЩЕННЯ

У представленій роботі розроблено методичний підхід у визначенні меж стійкого функціонування різних конструкцій трибосистем в умовах граничного мащення, моделювання діапазону стійкої роботи трибосистем на етапі конструктивних розробок. За результатами теоретичних досліджень сформульовано визначення робастності трибосистеми. Розроблено критерії робастності трибосистем, які на відміну від раніше відомих, не є емпіричними і не відповідають певному типу конструкцій або передач. Критерії отримані на підставі теорії стійкості технічних систем і можуть бути застосовані до великого класу конструкцій. Теоретичним шляхом обґрунтовано межі значень розроблених критеріїв, коли трибосистеми втрачають стійкість. Критерії дозволяють визначати втрату стійкості не тільки по задирі, а й по початку прискореного зношування, що дозволить підвищити прогнозування надійності трибосистем під час експлуатації. Показано, що критерії робастності трибосистеми за швидкістю зношування і за коефіцієнтом тертя необхідно застосовувати при проектуванні трибосистем. Змінюючи конструктивні і технологічні параметри конструкції можна забезпечити роботу трибосистеми, що проектується, в заданому навантажувально-швидкісному діапазоні без пошкоджувальності і з заданим запасом стійкості.

Ключові слова: трибосистема; стійкість трибосистем; задир поверхонь тертя; прискорене зношування; межа стійкості трибосистеми; робастність трибосистеми; діапазон робастності трибосистеми; критерій робастності трибосистеми.

Вступ. Поняття стійкості трибосистем є найважливішою якісною оцінкою їх динамічних властивостей і залежить від конструктивних, технологічних і експлуатаційних факторів. Під стійкістю функціонування трибосистеми будемо розуміти здатність відновлювати вихідний режим роботи після зняття зовнішнього впливу. Важливим параметром також є межа втрати стійкої роботи трибосистеми, тобто величина навантаження і швидкості ковзання, коли настає задир або прискорене зношування. У зв'язку з цим визначенням можна сформулювати три типи трибосистем.

1. Стійкі трибосистеми, які будучи виведені зі стану рівноваги будь яким зовнішнім обуренням (зміна навантаження, швидкості ковзання або короткочасне припинення подачі мастила), після зняття цього обурення повертаються у вихідний стійкий стан, тобто усталений експлуатаційний режим роботи.

2. Нейтральні трибосистеми, які після зняття обурення переходять до стану стійкої роботи на новому режимі, відмінному від вихідного.

3. Нестійкі трибосистеми, які будучи виведені зі стану рівноваги будь яким зовнішнім обуренням, після зняття цього обурення не повертаються у вихідний стійкий стан і переходять в режим прискореного зношування або до задир, тобто припиняють експлуатацію.

Необхідно відзначити, що більшість досліджень присвячено виходу з ладу трибосистем через задир (схоплювання) поверхонь тертя. Однак існують варіанти припинення експлуатації трибосистем через появу прискореного зношування.

Втрата стійкості трибосистем за рахунок прискороного зношування характерна для конструкцій з поєднанням матеріалів сталь-бронза або сталь-латунь і малим коефіцієнтом взаємного перекриття.

Актуальною є задача по визначенню меж стійкої роботи трибосистем з урахуванням конструкції, технології виготовлення і навантажувально-швидкісного діапазону експлуатації. Дане завдання вирішується на етапі проектування нових конструкцій трибоспряджень, що дозволяє підвищити їх ресурс та надійність в експлуатації.

Аналіз останніх публікацій по даній проблемі. В роботі [1], яка є підсумковою роботою [2-4], виконано аналіз критеріїв протизадірної стійкості зубчастих зачеплень різних конструкцій і різного призначення. Автори робіт розділили існуючі критерії на сім груп.

В першу групу віднесені критерії, які є добутком силового і швидкісного параметрів передачі. Ці критерії носять емпіричний характер і розрізняються лише коефіцієнтами для різних конструкцій зубчастих передач.

До другої групи належать критерії, які враховують наявність поперечного ковзання в контакті і сумарну величину швидкості кочення. Дана група критеріїв також носить емпіричний характер і враховує певний тип передач.

Третю групу складають критерії, які враховують потужність, що передається передачею. На думку авторів [1] питома потужність тертя є непрямим фактором виникнення заїдання, що впливає на температуру в контакті. Експериментальні дослідження не підтвердили практичну застосовність даного критерію для розглянутих дослідниками видів передач.

На наш погляд всі три перелічені вище групи критеріїв мають одну і ту ж фізичну сутність - величина добутку навантаження і швидкості ковзання, при якому настає втрата працездатності зубчастих зачеплень через задір поверхонь тертя.

У четверту групу виділені критерії, які враховують час фрикційної взаємодії. На думку авторів [1] критерії заїдання, засновані на часі фрикційної взаємодії, є емпіричними формулами, отриманими на основі великого числа експериментальних даних і є придатними тільки для певного виду зубчастих передач. Автори роботи [1] вважають, що дані розрахунків на основі цих формул часто суперечать один одному.

П'яту групу критеріїв складають температурні критерії. Заїдання вузлів тертя відсутнє, якщо виконується умова, згідно з якою сумарна температура мастильної плівки в зоні контакту не перевищує критичну температуру, при якій мастильна плівка втрачає змащувальні властивості. Згідно робіт Р.М. Матвеевського миттєва температура спалаху залежить від питомого навантаження в контакті, коефіцієнта тертя, швидкості ковзання та наведеного радіуса кривизни, а температура поверхні тертя приймалася рівною температурі поверхні зуба шестерні, що вимірюється в процесі експерименту. Одним з недоліків даного критерію є складність у визначенні температури настання заїдання для різних змащувальних матеріалів. При використанні спеціальних присадок температура виникнення заїдання стає вище критичної, при якій руйнується мастильна плівка. На наш погляд в основі температурного критерію також лежить величина добутку навантаження і швидкості ковзання.

На основі контактної-гідродинамічної теорії мащення було отримано ще ряд критеріїв, виділених авторами в шосту групу, де в якості критерію виступала товщина мастильної плівки. Дані критерії засновані на припущенні, що під дією

високих навантажень мастильна плівка буде руйнуватися при температурі нижче критичної, при якій мастило втрачає змащувальні властивості. На думку авторів [1] критерії, в основі яких лежить визначення товщини мастильного шару, можуть бути застосовані тільки для пар тертя, де навантаження досить високе, щоб зруйнувати мастильну плівку.

Сьома група критеріїв заснована на енергетичному підході, згідно з яким заїдання залежить від кількості енергії адгезії і молекулярної взаємодії поверхневих шарів матеріалів пари тертя. Один з таких критеріїв запропонований в роботі П.В. Тихомирова [5] і оснований на уявленнях про фізичні і хімічні процеси руйнування адсорбованих молекул, окиснювальних плівок і активації поверхні. Схоплювання поверхонь відбудеться, коли час взаємодії фрикційного контакту перевищує сумарний час, необхідний для руйнування захисної плівки і активацію поверхні.

В результаті аналізу існуючих критеріїв заїдання для різних вузлів тертя і з урахуванням специфіки зачеплення в спіроїдній передачі, авторами роботи [1] запропоновано критерій, який враховує два ключові фактори. Температурний, що відображає вплив температури мастила на товщину мастильної плівки в контакт і гідродинамічний, що враховує вплив несучої здатності мастильної плівки і фізичні властивості мастила. На думку авторів запропонований критерій дозволяє на стадії проектування задати таку комбінацію факторів (навантаження, швидкостей ковзання, матеріалів поверхонь, мастильного матеріалу), при якій буде виконуватися умова неруйнування мастильної плівки в контакт. На думку авторів роботи [1] запропонований безрозмірний критерій є критерієм оцінки заїдання.

В роботі [6] представлені рівняння для моделювання задиру поверхонь тертя, які отримані на підставі нестійкості адиабатичного зсуву. За допомогою рівнянь пропонується моделювати механізм втрати поверхневим шаром матеріалу міцності при адиабатичному зсуві. Основним фактором втрати міцності виступає робота тертя. На основі цього механізму розроблено кількісний критерій для прогнозування надійності, де виникнення задиру є результатом конкуренції між термічною втратою міцності та деформаційним зміцненням під час адиабатичного зсуву.

Механізм виникнення задиру в вузлах тертя був предметом трибологічних досліджень в роботі [7]. На думку авторів підхід до цієї проблеми вимагає врахування великої кількості робочих параметрів для прогнозування задиру. У роботі пропонується замість часто використовуюваного параметра (тиск \times швидкість) використовувати параметр (тиск \times швидкість \times час). На думку авторів такий підхід дозволить враховувати тривалість або частоту навантажень в процесі експлуатації вузлів тертя. Ці параметри можуть істотно вплинути на стабільність властивостей мастильної плівки, особливо в контексті формування еластогідродинамічної плівки або граничного шару. В роботі представлені експериментальні дослідження, які показують зв'язок запропонованого критерію з ростом температури мастильної плівки. Були визначені критичні температури мастильної ванни, вище яких змащувальний матеріал втрачає здатність утворювати гідродинамічну плівку.

Результати випробувань шестерень на випробувальному стенді при зміні крутного моменту, швидкості ковзання, температури мастильної ванни, геометрії шестерні і в'язкості базового змащувального матеріалу, представлені в роботах [8, 9]. У розробленій моделі враховуються нормальні тиски і дотичні напруження в декількох точках вздовж лінії зачеплення шестерні. Результати заїдання зубчастих коліс були проаналізовані з використанням двох різних підходів [9]:

один враховує загальні параметри шестерні, з урахуванням лінії зачеплення, а інший - на основі локальних параметрів шорсткості поверхонь тертя, що визначаються з використанням моделі змішаного мащення. Аналіз на рівні шорсткості був використаний для пояснення причин виникнення задиру.

В роботі [10] пропонується метод прогнозування появи задиру поверхонь тертя за допомогою аналізу динаміки перехідного процесу. Квазістатичні і нелінійні динамічні моделі враховують підвищення температури під час перехідного процесу при зміні навантаження в процесі експлуатації. Модель дозволяє визначити товщину мастильної плівки на поверхні тертя і визначити межу виходу на заDIR при зміні навантаження.

Проведений аналіз робіт, присвячених визначенню меж заDIRостійкості трибосистем, дозволяє зробити висновок, що при розробці та обґрунтуванні таких критеріїв необхідно використовувати системний підхід. Необхідно враховувати конструктивні, технологічні та експлуатаційні фактори трибосистем. У перерахованих вище роботах недостатньо враховані геометричні розміри трибоспряжень, фізико-механічні властивості сполучених матеріалів трибоелементів, трибологічні властивості мастильного середовища, шорсткість поверхонь тертя. Облік перерахованих факторів дозволить поширити отримані критерії на широкий клас трибосистем і зробити такий аналіз системним, універсальним, застосовним для широкого кола конструкцій.

Мета дослідження. Метою даного дослідження є розробка методичного підходу в визначенні меж стійкого функціонування різних конструкцій трибосистем в умовах граничного мащення, моделювання діапазону стійкої роботи трибосистем на етапі конструктивних розробок.

Методичний підхід в проведенні досліджень. Для обґрунтування методичного підходу в дослідженнях скористаємося рівнянням динаміки функціонування трибосистеми, яке наведено в роботах [11, 12]. Диференційне рівняння третього порядку записано в операторній формі:

$$(T_1 T_2 T_3) p^3 + (T_1 T_2 + T_1 T_3 + T_2 T_3) p^2 + (T_1 + T_2 + T_3 + K_2 K_3 T_1) p + K_2 K_3 + 1 = (1) \\ = (K_1 K_2 T_3) p + K_1 K_2$$

де p – оператор диференціювання, який еквівалентний запису d/dt ; T_1, T_2, T_3 – постійні часу, розмірність с; K_1, K_2, K_3 – коефіцієнти підсилення, безрозмірні величини.

В роботі [12] доведено, що постійна часу T_1 – це час, який необхідно для зміни шорсткості поверхонь тертя та перебудови структури матеріалів поверхневих шарів при зміні зовнішніх умов. Визначається за виразом:

$$T_1 = \frac{t_{np}}{3}, c, \quad (2)$$

де t_{np} – час припрацювання трибосистеми, розмірність секунда.

Постійна часу T_2 характеризує час, за який відбувається стабілізація градієнта температур за об'ємами трибоелементів з урахуванням температуропровідності матеріалів при зміні зовнішніх умов. Визначається за виразом:

$$T_2 = \frac{254 \cdot V_{np}}{a_{np} \cdot d_{фнк} \cdot n_{фнк}}, c, \quad (3)$$

де V_{np} – наведений об'єм матеріалів рухомого та нерухомого трибоелементів трибосистеми, розмірність m^3 , визначається за виразом, який наведено в роботі [12]; a_{np} – наведений коефіцієнт температуропровідності матеріалів рухомого a_p і нерухомого a_n трибоелементів, розмірність m^2/c , розраховується за виразом, який наведено в роботі [12]; $d_{фнк}$ – діаметр фактичної плями контакту, розмірність m , розраховується за виразом, який наведено в роботі [13]; $n_{фнк}$ – кількість плям контакту на поверхні тертя, розраховується за виразом, який наведено в роботі [13].

Постійна часу T_3 характеризує час, за який відбувається повернення трибосистеми до стійкого режиму функціонування після припинення дії сили, що обурює, або час до стабілізації параметрів на новому режимі функціонування. Постійна часу T_3 для моделювання швидкості зношування $T_{3(l)}$ та коефіцієнта тертя $T_{3(f)}$ має різні вирази:

$$T_{3(l)} = \frac{428000 \cdot V_{\text{дnp}}}{\dot{\epsilon}_{np} \cdot d_{\text{фнк}}^3 \cdot n_{\text{фнк}}}, c, \quad (4)$$

$$T_{3(f)} = \frac{1068000 \cdot V_{\text{дnp}}}{\dot{\epsilon}_{np} \cdot d_{\text{фнк}}^3 \cdot n_{\text{фнк}}}, c, \quad (5)$$

де $V_{\text{дnp}}$ – наведений об'єм поверхневих шарів, що деформуються, m^3 , визначається за виразом, який наведено в роботі [12]; $\dot{\epsilon}_{np}$ – наведена величина швидкості деформації поверхневих шарів матеріалів рухомого і нерухомого трибоелементів, розмірність c^{-1} , розраховується за формулами, які наведено в роботі [12].

В роботі [12] доведено, що коефіцієнт K_1 враховує ступінь впливу навантаження, швидкості ковзання, трибологічних характеристик змащувального середовища на величину добротності трибосистеми:

$$K_1 = \frac{Q_{\text{max}}}{Q_0}, \quad (6)$$

де Q_0 та Q_{max} – початкова величина добротності трибосистеми та величина добротності, яка сформувалася під час припрацювання. Визначаються за формулами, які наведено в роботі [14].

Коефіцієнт K_2 – характеризує величину зміни об'ємної швидкості зношування і коефіцієнта тертя при зміні величин навантаження, швидкості ковзання, добротності трибосистеми. Характеризує чутливість трибосистеми до зміни зовнішніх умов:

$$K_2 = \frac{5500 \cdot W_{TP} \cdot K_{\phi}}{Q_{\text{max}} \cdot a_{np}}, \quad (7)$$

де W_{TP} – швидкість роботи дисипації в трибосистемі, Дж/с, розраховується за формулами, які наведено в роботі [13]; K_{ϕ} – коефіцієнт форми трибосистеми, розмірність m^{-1} , враховує площі тертя і об'єми, розташовані під площами тертя у рухомого і нерухомого трибоелементів. Розраховується за формулою [15].

Коефіцієнт K_3 – характеризує здатність трибосистеми до самоорганізації при зміні величин вхідних параметрів шляхом перебудови поверхневих шарів матеріалів з яких виготовлені трибоелементи під час вторинного припрацювання:

$$K_3 = \frac{170 \cdot RS_{TC(\text{max})}^2 \cdot a_{np}}{\dot{\epsilon}_{np}}, \quad (8)$$

де $RS_{TC(max)}$ – максимальне значення реологічних властивостей сполучених матеріалів в трибосистемі після завершення припрацювання, розмірність m^{-1} , розраховується за формулами, які наведено в роботі [16];

Результати досліджень. Для аналізу стійкості технічних систем розроблено ряд спеціальних методів, які в теорії автоматичного регулювання отримали назву критеріїв стійкості [17-19]. Критерії стійкості діляться на два різновиди - алгебраїчні та частотні.

Алгебраїчні критерії є аналітичними, а частотні – графоаналітичними. При цьому всі критерії базуються на теорії стійкості технічних систем, розробленої Ляпуновим.

Алгебраїчний критерій, критерій Гурвіца [19], є найбільш поширеним критерієм і застосовується для визначення стійкості технічних систем, коли відомо характеристичне рівняння. В якості характеристичного рівняння виступає ліва частина диференційного рівняння в операторній формі (1).

Запишемо характеристичне рівняння, зробивши заміну і прирівнявши його до нуля:

$$A_0 p^3 + A_1 p^2 + A_2 p + A_3 = 0, \quad (9)$$

де

$$A_0 = T_1 \cdot T_2 \cdot T_3 \cdot c^3, \quad (10)$$

$$A_1 = T_1 T_2 + T_1 T_3 + T_2 T_3 \cdot c^2, \quad (11)$$

$$A_2 = T_1 + T_2 + T_3 + K_2 K_3 T_1 \cdot c, \quad (12)$$

$$A_3 = K_2 \cdot K_3 + 1. \quad (13)$$

Відповідно до алгебраїчного критерію стійкості Гурвіца технічна система є стійкою, коли всі коефіцієнти A_i характеристичного рівняння (9) більше нуля. Це необхідна умова стійкості:

$$A_0 > 0; A_1 > 0; A_2 > 0; A_3 > 0. \quad (14)$$

Достатня умова стійкості – всі визначники з коефіцієнтів A_i характеристичного рівняння (9) більше нуля.

Якщо хоча б один з визначників дорівнює нулю, то система знаходиться на межі втрати стійкості. Якщо хоча б один з визначників негативний, то система нестійка. Для трибосистеми настає заDIR або прискорене зношування.

Відповідно до правил, запишемо всі визначники для характеристичного рівняння (9):

$$\Delta_1 = A_1 > 0; \quad (15)$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} A_1 & A_3 \\ A_0 & A_2 \end{vmatrix} = A_1 \cdot A_2 - A_0 \cdot A_3 > 0; \quad (16)$$

$$\Delta_3 = \begin{vmatrix} A_1 & A_3 & 0 \\ A_0 & A_2 & 0 \\ 0 & A_1 & A_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} A_1 & A_3 \\ A_0 & A_2 \end{vmatrix} A_3 > 0 = (A_1 \cdot A_2 - A_0 \cdot A_3) \cdot A_3 > 0 \quad (17)$$

Запишемо значення визначника Δ_3 в наступному вигляді:

$$\Delta_3 = (A_1 \cdot A_2 - A_0 \cdot A_3) \cdot A_3 > 0, \quad (18)$$

Вираз (18) є необхідною і достатньою умовою стійкого функціонування трибосистеми за критерієм Гурвіца. Використовуючи цей вираз можна визначити діапазон стійкої роботи трибосистеми – діапазон робастності. Чим більше значення Δ_3 , розмірність c^3 , тим більший запас робастності трибосистеми. При значенні $\Delta_3 = 0$, трибосистеми працює на межі втрати стійкості, при негативних значеннях Δ_3 , настає задр або прискорене зношування, трибосистеми «втратила стійкість».

Для порівняння трибосистем і побудови рейтингу по запасу стійкої роботи, необхідно отримати безрозмірний параметр - критерій, який залежить від конструктивних, технологічних і експлуатаційних факторів. Найбільш прийнятним, на наш погляд, є аналіз виразу стійкості технічних систем на основі алгебраїчного критерію Гурвіца, формула (18).

На підставі сформульованого підходу запишемо в загальному вигляді критерій оцінки по запасу стійкої роботи трибосистеми - критерій робастності:

$$RR = \frac{A_1 \times A_2}{A_0 \times A_3} > 1, \quad (19)$$

де RR – критерій робастності трибосистеми, безрозмірна величина.

Після підстановки замість A_i значень, які представлені формулами (10) - (13), отримуємо такі вирази:

- для визначення робастності трибосистеми за коефіцієнтом тертя:

$$RR_f = \frac{((T_1 T_2 + T_1 T_{3,f} + T_2 T_{3,f}) \times (T_1 + T_2 + T_{3,f} + K_2 K_3 T_1))}{(T_1 T_2 T_{3,f} K_2 K_3 + T_1 T_2 T_{3,f})} > 1. \quad (20)$$

- для визначення робастності трибосистеми за швидкістю зношування:

$$RR_l = \frac{((T_1 T_2 + T_1 T_{3,l} + T_2 T_{3,l}) \times (T_1 + T_2 + T_{3,l} + K_2 K_3 T_1))}{(T_1 T_2 T_{3,l} K_2 K_3 + T_1 T_2 T_{3,l})} > 1. \quad (21)$$

Критерії робастності трибосистеми RR_f і RR_l необхідно розраховувати для кожного навантаження експлуатаційного ряду трибосистем з аналізом одержуваних величин. Якщо величина критерію більше одиниці, то трибосистема працює в стійкому діапазоні. Чим більше величина критерію робастності, тим більший запас стійкої роботи.

Якщо величина критерію дорівнює одиниці - трибосистеми працює на межі втрати стійкості. Якщо величина критерію менше одиниці - трибосистеми втратила стійкість, настає задр або прискорене зношування.

Для відповіді на питання, по якому параметру відбулася втрата стійкості, необхідно розраховувати два критерії: за коефіцієнтом тертя, формула (20) та за швидкістю зношування, формула (21). Значення критерію, яке першим стає менше одиниці, відповідає на питання, по якому параметру відбулася втрата стійкості.

На рисунку представлено теоретичні залежності зміни критерію робастності різних конструкцій трибосистем за коефіцієнтом тертя від величини вхідного впливу. Вхідний вплив на трибосистему – W , Вт, представлено як добуток навантаження – N та швидкості ковзання – м/с. Різні конструкції трибосистем враховано величиною добротності – Q_o , Дж/м³.

За отриманими результатами досліджень можна сформулювати визначення робастності трибосистеми.

Робастність трибосистеми (англ. robust range) - це безрозмірна величина, що характеризує діапазон навантаження і швидкості ковзання з врахування конс-

труктивних та технологічних особливостей, де виконується режим зношування без пошкодження поверхонь тертя.

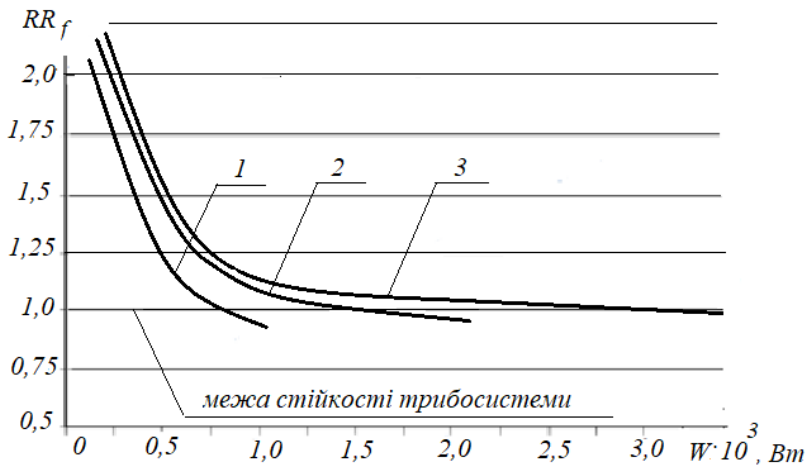


Рисунок. Залежності зміни критерію робастності різних конструкцій трибосистем за коефіцієнтом тертя від величини вхідного впливу: 1 - сталь 40X+сталь 40X, $K_\phi = 6,25 \text{ м}^{-1}$, гідравлична олива МГ – 15В, $Q_0 = 1,12 \cdot 10^{10} \text{ Дж/м}^3$; 2 - сталь 40X+Бр.АЖ 9-4, $K_\phi = 12,5 \text{ м}^{-1}$, моторна олива М-10Г_{2к}, $Q_0 = 5,5 \cdot 10^{10} \text{ Дж/м}^3$; 3 - сталь 40X+ ЛМцСКА 58-2-2-1-1, $K_\phi = 14,5 \text{ м}^{-1}$; трансмісійна олива ТСП-15К, $Q_0 = 7,69 \cdot 10^{10} \text{ Дж/м}^3$

Критерії робастності трибосистеми RR_f та RR_l необхідно застосовувати при проектуванні трибосистем змінюючи конструктивні і технологічні фактори так, щоб забезпечити роботу трибосистеми в заданому навантажувально-швидкісному діапазоні з запасом стійкості.

Обговорення результатів дослідження. З аналізу виразу (19) слідує, що на зменшення діапазону робастності, в першу чергу, впливає зростання коефіцієнта A_3 , який пропорційний добутку $K_2 \times K_3$, формула (13), тому що значення постійних часу T_i знаходяться у всіх коефіцієнтах A_i характеристичного рівняння (9). При цьому, зростання K_2 , формула (7), негативно впливає на діапазон робастності.

Як було доведено вище, коефіцієнт K_2 – це чутливість трибосистеми до зміни зовнішнього впливу. Велике значення коефіцієнта K_2 буде сприяти появі коливальності швидкості зношування та коефіцієнта тертя під час експлуатації трибосистеми, особливо на перехідних режимах. І навпаки, мале значення K_2 буде позитивно впливати на роботу трибосистеми.

Для зменшення значення коефіцієнта K_2 потрібно збільшувати значення добротності трибосистеми та значення коефіцієнтів температуропровідності матеріалів рухомого a_p і нерухомого a_n трибоелементів.

Коефіцієнт K_3 , формула (8) – характеризує здатність трибосистеми до самоорганізації при зміні величин вхідних параметрів (навантаження, швидкості ковзання, добротності трибосистеми), або структурну пристосовуваність матеріалів в трибосистемі та процеси самоорганізації під час експлуатації, особливо на перехідних режимах. Мале значення K_3 буде негативно впливати на роботу трибосистеми, здатність до самоорганізації буде низкою.

Велике значення коефіцієнта K_3 буде сприяти швидкій зміні величин шорсткості поверхонь тертя, перебудові структури поверхневих шарів, появі окиснювальних плівок на поверхнях тертя (вторинних структур).

Проаналізувавши формулу (8), можна розробити рекомендації для збільшення значення коефіцієнта K_3 . Для цього потрібно збільшувати значення реологічних властивостей структури сполучених матеріалів в трибосистемі $RS_{TC(max)}$, та значення коефіцієнтів температуропровідності матеріалів рухомого a_p і нерухомого a_n трибоелементів, одночасно зменшувати значення величин швидкості деформації матеріалів поверхневих шарів $\dot{\epsilon}_{np}$ рухомого і нерухомого трибоелементів.

Розроблені критерії стійкості функціонування трибосистем, на відміну від відомих, не є емпіричними і не відповідають певному типу конструкцій або передач. Критерії отримані на підставі теорії стійкості технічних систем, основи якої розроблені Ляпуновим і можуть бути застосовані до великого класу конструкцій. На відміну від раніше відомих критеріїв можливе визначення втрати стійкості не тільки по задиру, а й по початку прискореного зношування, що підвищує прогнозування надійності трибосистем під час експлуатації.

Отримані результати моделювання стійкої роботи трибосистем і величин запасу стійкої роботи, необхідно використовувати при проектуванні нових конструкцій. Вирішуючи конструктивні, технологічні та експлуатаційні завдання можна отримати раціональну конструкцію трибосистеми, яка буде задовольняти завданням на проектування і експлуатуватися в діапазоні швидкостей і навантажень з запасом по робастності.

Отримані теоретичні результати в даній статті будуть експериментально підтверджені в наступній нашій публікації з оцінкою похибки моделювання.

Висновки. Розроблено методичний підхід у визначенні меж стійкості функціонування різних конструкцій трибосистем в умовах граничного навантаження, моделювання діапазону стійкої роботи трибосистем на етапі конструктивних розробок. За результатами теоретичних досліджень сформульовано визначення робастності трибосистеми. Робастність трибосистеми (англ. robust range) - це безрозмірна величина, що характеризує діапазон навантажень і швидкостей ковзання з врахуванням конструктивних та технологічних особливостей, де виконується режим зношування без пошкодження поверхонь тертя.

Розроблено критерії робастності трибосистем, які на відміну від відомих, не є емпіричними і не відповідають певному типу конструкцій або передач. Критерії отримані на підставі теорії стійкості технічних систем і можуть бути застосовані до великого класу конструкцій. Теоретичним шляхом обґрунтовано межі значень розроблених критеріїв, коли трибосистема втрачає стійкість. Критерії дозволяють визначати втрату стійкості не тільки по задиру, а й по початку прискореного зношування, що дозволить підвищити прогнозування надійності трибосистем під час експлуатації. Показані конструктивні і технологічні варіанти підвищення робастності трибосистем.

Критерії робастності трибосистеми за швидкістю зношування і за коефіцієнтом тертя необхідно застосовувати при проектуванні трибосистем. Змінюючи конструктивні і технологічні параметри конструкції можна забезпечити роботу трибосистеми, що проектується в заданому навантажувально-швидкісному діапазоні без пошкоджуваності і з запасом стійкості.

Список літератури

1. Анферов В.Н., Коваленко Р.К. Выбор критерия для оценки противозадирной стойкости спиройдного зацепления / *Системы. Методы. Технологии*, 2017, № 4, с. 45-51. DOI: 10.18324/2077-5415-2017-4-45-51
2. Коваленко Р.К., Анферов В.Н. Исследование задиростойкости в спиройдном

зацеплении при сочетании материалов звеньев пары: сталь-сталь / *Вестник Кузбасского государственного технического университета*, 2016, №5, с. 53-59.

3. Анферов В.Н., Коваленко Р.К. Оценка нагрузочной способности спироидных передач в приводах горных машин при пиковых нагрузках / *Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых*, 2017, №4, с. 80-88.

4. Коваленко Р.К., Анферов В.Н. Результаты исследования заедания в спироидной передаче / *Вестник Ижевского государственного технического университета им. М.Т. Калашиникова*, 2017, Том 20, №1, с. 17-20 DOI: 10.22213/2413-1172-2017-1-17-20

5. Tikhomirov P.V. Estimation of jamming gears / *Aktual'nye problemy lesnogo kompleksa: sb. nauch. tr. po itogam mezhdunar. nauch.-tekhnicheskoi konf*, BGITA. Bryansk, 2005. Вып. 11. P. 61-65.

6. Chuanwei Zhang, BoPeng, LeGu, TingjianWang, LiqinWang. A scuffing criterion of steels based on the friction-induced adiabatic shear instability / *Tribology International*, 2020, vol. 148, p. 120-134. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106340>

7. Wojciechowski L, Mathia T.G. Focus on the concept of pressure-velocity-time (pVt) limits for boundary lubricated scuffing / *Wear*, 2018, vol. 402-403, p. 179-186. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2018.02.019>

8. J. Castro and J. Seabra, "Influence of Lubricant Properties and Temperature on the Scuffing Failure of FZG Geras", *Proceedings. of 25 th "Leeds-Lyon Symposium" on Tribology*, Lyon, France, 8 – 11, September, 1998.

9. Castro J, Sottomayor A, Seabra J. Experimental and analytical scuffing criteria for FZG gears / *Tribology Series*, 2003, vol. 43, p. 651-661. [https://doi.org/10.1016/S0167-8922\(03\)80093-7](https://doi.org/10.1016/S0167-8922(03)80093-7)

10. Jian-hua Xue, Wei Li, Caiyan Qin. The scuffing load capacity of involute spur gear systems based on dynamic loads and transient thermal elastohydrodynamic lubrication / *Tribology International*, 2014, vol. 79, p. 74-83. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.05.024>

11. Voitov A. Structural identification of the mathematical model of the functioning of tribosystems under conditions of boundary lubrication / *Problems of Tribology*, 2021, V. 26 (2/100), p. 26-33. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2021-100-2-26-33>

12. Voitov A. Parametric identification of the mathematical model of the functioning of tribosystems in the conditions of boundary lubrication / *Problems of Tribology*, 2021, V. 26 (3/101), p. 6-14. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2021-101-3-6-14>

13. Войтов В.А., Захарченко М.Б. Моделирование процессов трения и изнашивания в трибосистемах в условиях граничной смазки. Часть 1. Расчет скорости работы диссипации в трибосистеме. // *Проблемы трибологии*. – 2015. - № 1. – С. 49-57.

14. Vojtov V.A., Voitov A.V. Assessment of the quality factor of tribosystems and its relationship with tribological characteristics // *Problems of Tribology*, V. 25, No 4/98 – 2020, 20-26. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2020-98-4-20-26>

15. Войтов В.А. Принципы конструктивной износостойкости узлов трения гидромашин / В.А. Войтов, О.М. Яхно, Ф.Х. Аби Сааб – К.: Нац. техн. ун-т «Киев. политехн. ин-т», 1999. – 190 с.

16. Войтов А. В. Залежності зміни реологічних властивостей структури сполучених матеріалів у трибосистемі під час припрацювання // *Проблеми тертя та зношування*. 2020. – №. 3 (88). – С. 71-78. [http://dx.doi.org/10.18372/0370-2197.3\(88\).14921](http://dx.doi.org/10.18372/0370-2197.3(88).14921)

17. Поляк Б.Т., Цыпкин Я.З. Робастная устойчивость линейных дискретных систем / *Доклады АН СССР*, 1991, Т. 316, №4, с. 842–846.

18. Джури Э.И. Робатность дискретных систем. Обзор / *Автоматика и телемеханика*, 1990, №5, с. 3-28.

19. Ишматов З.Ш. Коэффициентные методы оценки робастности линейных непрерывных систем управления / *Вестник МГТУ им. Г.И.Носова*, 2006, №2, с. 40-50.

V. A. VOJTOV, A. V. VOITOV

SIMULATION OF BOUNDARIES OF TRIBOSYSTEMS FUNCTIONING IN THE CONDITIONS OF BORDER OILING

The methodical approach in definition of limits of steady functioning of various designs of tribosystems in the conditions of maximum greasing, modeling of a range of steady work of tribosystems at a stage of constructive developments is developed. According to the results of theoretical research, the definition of robustness of the tribosystem is formulated. Robust range is a dimensionless quantity that characterizes the range of loads and sliding speeds, taking into account the design and technological features, where the wear mode is performed without damaging the friction surfaces.

Criteria for the robustness of tribosystems have been developed, which, unlike previously known ones, are not empirical and do not correspond to a certain type of structures or gears. The criteria are obtained on the basis of the theory of stability of technical systems and can be applied to a large class of structures. The boundaries of the values of the developed criteria are theoretically substantiated when the tribosystem loses its stability. The criteria make it possible to determine the loss of stability not only by scuffing, but also by the beginning of accelerated wear, which will improve the prediction of the reliability of tribosystems during operation. Structural and technological options for increasing the robustness of tribosystems are shown.

It is shown that the criteria of tribosystem robustness in terms of wear rate and friction coefficient should be applied in the design of tribosystems. By changing the design and technological parameters of the structure, it is possible to ensure the operation of the designed tribosystem in a given load-speed range without damage and with a given stability margin.

Keywords: tribosystem; stability of tribosystems; seizure of friction surfaces; accelerated wear; tease border; accelerated wear border; robustness of the tribosystem; the robustness range of the tribosystem; tribosystem robustness criterion.

References

1. Anferov V.N., Kovalenko R.K. Vybory kriteriya dlya otsenki protivozadimnoy stoykosti spiroidnogo zatsepleniya / *Sistemy. Metody. Tekhnologii*, 2017, № 4, s. 45- 51. DOI: 10.18324/2077-5415-2017-4-45-51
2. Kovalenko R.K., Anferov V.N. Issledovaniye zadirostoykosti v spiroidnom zatseplenii pri sochetanii materialov zven'ev pary: stal'-stal' / *Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2016, №5, s. 53-59.
3. Anferov V.N., Kovalenko R.K. Otsenka nagruzochnoy sposobnosti spiroidnykh peredach v privodakh gornyykh mashin pri pikovykh nagruzkakh / *Fiziko-tekhnicheskiye problemy razrabotki poleznykh iskopayemykh*, 2017, №4, s. 80-88.
4. Kovalenko R.K., Anferov V.N. Rezul'taty issledovaniya zayedaniya v spiroidnoy peredache / *Vestnik Izhevskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. M.T. Kalashnikova*, 2017, Tom 20, №1, s. 17-20 DOI: 10.22213/2413-1172-2017-1-17-20
5. Tikhomirov P.V. Estimation of jamming gears / *Aktual'nye problemy lesnogo kompleksa: sb. nauch. tr. po itogam mezhdunar. nauch.-tekhnicheskoi konf*, BGITA. Bryansk, 2005. Vyp. 11. P. 61-65.
6. Chuanwei Zhang, BoPeng, LeGu, TingjianWang, LiqinWang. A scuffing criterion of steels based on the friction-induced adiabatic shear instability / *Tribology International*, 2020, vol. 148, p. 120-134. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106340>
7. Wojciechowski L, Mathia T.G. Focus on the concept of pressure-velocity-time (pVt) limits for boundary lubricated scuffing / *Wear*, 2018, vol. 402-403, p. 179-186. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2018.02.019>
8. J. Castro and J. Seabra, "Influence of Lubricant Properties and Temperature on the Scuffing Failure of FZG Geras", *Proceedings. of 25 th "Leeds-Lyon Symposium" on Tribology*, Lyon, France, 8 – 11, September, 1998.

9. Castro J, Sottomayor A, Seabra J. Experimental and analytical scuffing criteria for FZG gears / *Tribology Series*, 2003, vol. 43, p. 651-661. [https://doi.org/10.1016/S0167-8922\(03\)80093-7](https://doi.org/10.1016/S0167-8922(03)80093-7)
10. Jian-hua Xue, Wei Li, Caiyan Qin. The scuffing load capacity of involute spur gear systems based on dynamic loads and transient thermal elastohydrodynamic lubrication / *Tribology International*, 2014, vol. 79, p. 74-83. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.05.024>
11. Voitov A. Structural identification of the mathematical model of the functioning of tribosystems under conditions of boundary lubrication / *Problems of Tribology*, 2021, V. 26(2/100), p. 26-33. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2021-100-2-26-33>
12. Voitov A. Parametric identification of the mathematical model of the functioning of tribosystems in the conditions of boundary lubrication / *Problems of Tribology*, 2021, V. 26(3/101), p. 6-14. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2021-101-3-6-14>
13. Vojtov V.A., Zakharchenko M.B. Modelirovaniye protsessov treniya i iznashivaniya v tribosistemakh v usloviyakh granichnoy smazki. Chast' 1. Raschet skorosti raboty dissipatsii v tribosisteme. // *Problemi tribologii*. – 2015. - № 1. – S. 49-57.
14. Vojtov V.A., Voitov A.V. Assessment of the quality factor of tribosystems and it's relationship with tribological characteristics // *Problems of Tribology*, V. 25, No 4/97 – 2020, 45-49. DOI: 10.31891/2079-1372-2020-97-3-45-49 [English]
15. Vojtov V.A. Printsipy konstruktivnoy iznosostoykosti uzlov treniya gidromashin / V.A. Voytov, O.M. Yakhno, F.KH. Abi Saab – K.: Nats. tekhn. un-t «Kiyev. politekhn. in-t», 1999. – 190 s.
16. Voitov A. V. Zalezhnosti zminy reolohichnykh vlastyvostey struktury spoluchenykh materialiv u trybosystemi pid chas prypratsyuvannya // *Problemy tertya ta znoshuvannya*. 2020. – №. 3 (88). – S. 71-78. [http://dx.doi.org/10.18372/0370-2197.3\(88\).14921](http://dx.doi.org/10.18372/0370-2197.3(88).14921)
17. Polyak B.T., Tsypkin YA.Z. Robastnaya ustoychivost' lineynykh diskretnykh sistem / *Doklady AN SSSR*, 1991, T. 316, №4, s. 842–846.
18. Dzhuri E.I. Robotnost' diskretnykh sistem. Obzor / *Avtomatika i telemekhanika*, 1990, №5, s. 3-28.
19. Ishmatov Z.SH. Koeffitsiyentnyye metody otsenki roblastnosti lineynykh nepreryvnykh sistem upravleniya / *Vestnik MGTU im. G.I.Nosova*, 2006, №2, s. 40-50.

Войтов Віктор Анатолійович – д.т.н., проф., завідувач кафедри транспортних технологій і логістики Державного біотехнологічного університету, vavoitovva@gmail.com.

Войтов Антон Вікторович – к.т.н., доц., доцент кафедри деревооброблювальних технологій та системотехніки лісового комплексу Державного біотехнологічного університету, K1kavoitov@gmail.com.