

extraction and movement of boulders; - installation and dismantling of vertical elements (racks, pillars), horizontal long elements (curb, paving slabs, pipeline elements,...). Also the study of the stress state of the most responsible elements of the working equipment was carried out in the software environment "SolidWorks" within the existing loads and the accepted material for their manufacture. The number of load cycles before the loss of these elements of long-term resistance beyond the yield strength of the material was determined.

The conducted researches allowed to establish:

- when modeling the stress state of the element of working equipment (clamping frame) in the environment "SolidWorks" at static load within 710 kN, the clamping frame material and its design withstand working loads according to all criteria of the program "SolidWorks": fatiguing destruction, loss of stability, margin of strength, deformation and displacement that occur under load. The load acting on this element in the process of work was determined using the formed calculation schemes and standard methods;

- the design of the clamping frame made of steel 10HSND withstands without signs of destruction of about 1,000,000 load cycles. A further increase in the number of load cycles leads to the destruction of this structural element;

- for the manufacture of elements of working equipment, it is advisable to use steel 10HSND. More durable grades of steel are inexpedient from an economic point of view, and steels with a yield strength of less than 390 N/mm² do not have a sufficient margin of safety.

working equipment, stress state, static load, strength, «SolidWorks», pressure frame

Одержано (Received) 05.04.2021

Прорецензовано (Reviewed) 23.04.2021

Прийнято до друку (Approved) 26.04.2021

УДК 62-192(075)

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2021.4\(35\).78-87](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2021.4(35).78-87)

О.І. Алфьоров, доц., д-р техн. наук, **О.С. Гринченко**, проф., д-р техн. наук
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, Харків, Україна
e-mail: alfogor@i.ua

Прогнозування і управління надійністю в умовах застосування запобіжних пристроїв з детермінованим навантаженням спрацьовування

Викладено основні теоретичні положення методології прогнозування механічної надійності в умовах багаторазового впливу випадкових екстремальних навантажень. Розглядаються способи прогнозування та управління надійністю в умовах використання запобіжних пристроїв. Наведені моделі надійності елементів і систем, які захищають від багаторазового впливу перевантажень за допомогою ЗП, у якого навантаження спрацьовування практично постійна.

надійність, запобіжні пристрої, раптова відмова, екстремальні навантаження

Постановка проблеми. В багатьох конструкціях машин та агрегатів в силу багатообразності режимів використання, умов експлуатації та функціональних особливостей елементів, а також необхідності задовольняти вагові, економічні та інші критерії, можливості управління надійністю за рахунок величини коефіцієнтів запасу бувають обмежені. Тому, широке застосування в машинах отримав спосіб запобігання раптових відмов шляхом включення в конструкцію спеціальних елементів – запобіжних пристроїв (ЗП), головне призначення яких полягає в регулюванні та обмеженні величини навантажень, які діють в екстремальних умовах на основні (оберігаємі) елементи.

© О.І. Алфьоров, О.С. Гринченко, 2021

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Поширеними механічними ЗП є запобіжні муфти [1], клапани, обмежувачі деформації пружних елементів та інші пристрої [2], які обмежують величину екстремальних навантажень і сприймаємих запобігачими елементами. Причиною застосування ЗП може бути і необхідність попередження раптових відмов у тих елементів спільно навантажуючої системи, які можуть спричинити за собою відмову решти або мати інші тяжкі наслідки.

При дослідженні системи механічної надійності, у складі яких входить ЗП, ключовим питанням є встановлення кількісних залежностей між параметрами ЗП, які визначають величини максимального навантаження, діючих на основні елементи та ймовірність безвідмовної роботи захищеного об'єкта. Встановлюючи такі залежності, які необхідні для ефективного управління надійністю, слід враховувати, що для більшості реальних механічних ЗП, як правило, характерна наявність випадкового розсіювання рівня, який обмежує максимальне навантаження ("навантаження спрацьовування" ЗП), передаване на запобігачі елементи.

Аналіз відомих конструкцій з механічними ЗП показує, що характер мінливості величини максимального навантаження, при якій спрацьовує ЗП, запобігачи основні елементи, буває двох видів. Для конструкцій з ЗП першого типу (муфти з руйнуючими при перевантаженні штифтами, обмежувачі деформацій, запобіжні клапани) характерна постійність у часі навантажень спрацьовування та відсутність її залежності від величини чи чисельності відтворених екстремальних навантажень, а також від усіх інших факторів. Тому, навантаження спрацьовування таких ЗП можна вважати фіксованою у часі випадковою величиною, ступінь початкового розсіювання якої визначається, наприклад, розсіюванням міцності штифтів муфт або жорсткості клапанних пружин.

Другий тип конструкцій з ЗП (фрикційні, кулачкові або шарикові муфти), в яких навантаження спрацьовування визначається величиною сил зчеплення (як правило, сил тертя) між елементами та може залежати від динаміки процесу навантаження, характеризується тим, що тут навантаження на спрацьовування в часі нестабільне і може випадковим способом змінюватися при кожному екстремальному навантаженні. При побудові моделей надійності ці особливості реальних конструкцій з ЗП необхідно враховувати [3-9].

Виклад основного матеріалу. Розглянемо простіший варіант конструктивної схеми, яка складається з основного елемента, захищеного від перенавантаження ідеалізованим ЗП з постійною детермінованою величиною навантаження спрацьовування $D = \text{const}$. Це відповідає випадку, коли розсіюванням навантажень спрацьовування ЗП першого типу можна нехтувати. Таке ЗП перетворює будь-яке безперервне розподілення екстремальних навантажень з функцією розподілу $F(P_n)$ в куснево-безперервне [6, 10], функція розподілу якого має вид

$$\tilde{F}(P_n) = \begin{cases} \frac{F(P_n)}{F(D)}, & \text{при } P_n < D; \\ 1, & \text{при } P_n \geq D. \end{cases} \quad (1)$$

Тоді, якщо $g(P_n)$ і $G(P_n)$ – щільність і функція розподілу несучої здатності основного елемента, то із застосуванням ЗП його ймовірність безвідмовної роботи при випадковому m -кратному екстремальному навантаженні буде визначатися виразом:

$$R_m(D) = \int_0^{\infty} [\tilde{F}(P)]^m g(P) dP = \frac{\int_0^D F^m(P) g(P) dP}{F^m(D)} + 1 - G(D). \quad (2)$$

Переходячи до одиничних розподілів можна переписати (2) у вигляді

$$R_m(D) = \frac{\int_0^{G(D)} [F_1(G)]^m dG}{F^m(D)} + 1 - G(D). \quad (3)$$

З огляду на те, що перший доданок в (3) при $m \rightarrow \infty$ прагне до нуля, ймовірність безвідмовної роботи елемента з ЗП обмежена знизу значенням $R_\infty(D) = 1 - G(D)$, яке забезпечується при будь-якому числі екстремальних навантажень і будь-якому законі розподілу екстремальних навантажень.

Якщо екстремальне навантаження і несуча здатність елемента мають однакові коефіцієнти варіації і розподілені за законом Вейбулла, то

$$F(P_H) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{P_H}{a_H}\right)^b\right];$$

$$G(P_H) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{P_H}{a_H}\right)^b\right]. \quad (4)$$

Тоді з (3) випливає, що

$$R_m(D) = \frac{\frac{b}{a_H} \int_0^D \left\{1 - \exp\left[-\left(\frac{P}{a_H}\right)^b\right]\right\}^m \left(\frac{P}{a_H}\right)^{b-1} \exp\left[-\left(\frac{P}{a_H}\right)^b\right] dP}{\left\{1 - \exp\left[-\left(\frac{D}{a_H}\right)^b\right]\right\}^m} + \exp\left[-\left(\frac{D}{a_H}\right)^b\right]. \quad (5)$$

В окремому випадку при $m = 1$ після інтегрування з (5) отримуємо вираз для ймовірності безвідмовної роботи при першому навантаженні елемента, захищеного ЗП:

$$R_1(D) = \frac{\frac{a_H^b}{a_H^b + a_H^b} \left(1 - \exp\left[-\left[\left(\frac{D}{a_H}\right)^b + \left(\frac{D}{a_H}\right)^b\right]\right]\right)}{1 - \exp\left[-\left(\frac{D}{a_H}\right)^b\right]}. \quad (6)$$

Введемо відносний параметр, який характеризує настройку ЗП і визначається співвідношенням його навантаження спрацьовування до середнього значення зовнішнього екстремального навантаження, яка діяла б на елемент при відсутності ЗП:

$M = D/P_H$. При цьому вираз (6) набуває вигляду:

$$R_1(M) = \frac{R_1 \left\{1 - \exp\left[-M^b \Gamma^b\left(1 + \frac{1}{b}\right) / R_1\right]\right\}}{1 - \exp\left[-M^b \Gamma^b\left(1 + \frac{1}{b}\right)\right]}, \quad (7)$$

де $R_1 = \bar{K}^b / (\bar{K}^b + 1)$ - ймовірність безвідмовної роботи елемента без ЗП при першому навантаженні;

$$\bar{K} = \frac{\bar{P}_n}{P_n} = \frac{a_n}{a_n} - \text{коефіцієнт запасу у елемента без використання ЗП.}$$

У загальному випадку багаторазового навантаження елемента, захищеного ЗП, ймовірність безвідмовної роботи зручно визначати на основі (3), використовуючи чисельне інтегрування, за допомогою виразу

$$R_m(M) = \frac{\int_0^{G(M)} [1 - (1-G)^{\bar{K}^b}]^m dG}{\left\{1 - \exp\left[-M^b \Gamma^b \left(1 + \frac{1}{b}\right)\right]\right\}^m} + \exp\left[-\frac{M^b \Gamma^b \left(1 + \frac{1}{b}\right)}{\bar{K}^b}\right], \quad (8)$$

$$\text{де } G(M) = 1 - \exp\left[-\frac{M^b \Gamma^b \left(1 + \frac{1}{b}\right)}{\bar{K}^b}\right].$$

З (8) випливає, що при будь-якому законі розподілу екстремальних навантажень та функції розподілу несучої здатності виду (4) нижня межа ймовірності безвідмовної роботи при $m \rightarrow \infty$ визначається формулою

$$R_\infty(M) = \exp\left[-\frac{M^b \Gamma^b \left(1 + \frac{1}{b}\right)}{\bar{K}^b}\right]. \quad (9)$$

За допомогою (9) легко отримати вираз для розрахунку величини параметра настройки ЗП, що гарантує задану ймовірність безвідмовної роботи γ при будь-якому числі екстремальних навантажень

$$M_\gamma = \frac{\bar{K} \left(\ln \frac{1}{\gamma}\right)^{1/b}}{\Gamma \left(1 + \frac{1}{b}\right)}. \quad (10)$$

Розрахунки ймовірності безвідмовної роботи, проведені за допомогою виразів (7) та (8), показують, що зі зменшенням величини параметра настройки M збільшується ймовірність безвідмовної роботи елемента, захищеного ЗП. В якості ілюстрації цього на рис.1 наведені графіки (суцільні лінії 1, 2 і 3) зміни ймовірності безвідмовної роботи елемента з ЗП в залежності від числа навантажень, які відповідають зменшувачимся значенням параметра настройки M : 1,1; 1,0 і 0,9.

Графіки побудовані для випадку, коли коефіцієнт запасу $\bar{K} = 1,3$, а коефіцієнти варіації навантаження і несучої здатності $V_n = V_n = 0,1$, що відповідає значенню параметра форми $b = 12,15$. Штриховою лінією на рис.1 показаний графік зменшення ймовірності безвідмовної роботи у елемента, який не захищений ЗП.

Як видно з рис.1 використання ЗП при $M = 0,9 \div 1,0$ в даному випадку дозволяє різко підвищити ймовірність безвідмовної роботи елемента в порівнянні з варіантом, коли захист від перевантажень відсутній. Характерно також, що після деякого числа ($m \approx 20$) екстремальних навантажень рівень ймовірності безвідмовної роботи встановлюється на значенні, яке практично збігається з її нижньою межею і визначається виразом (9).

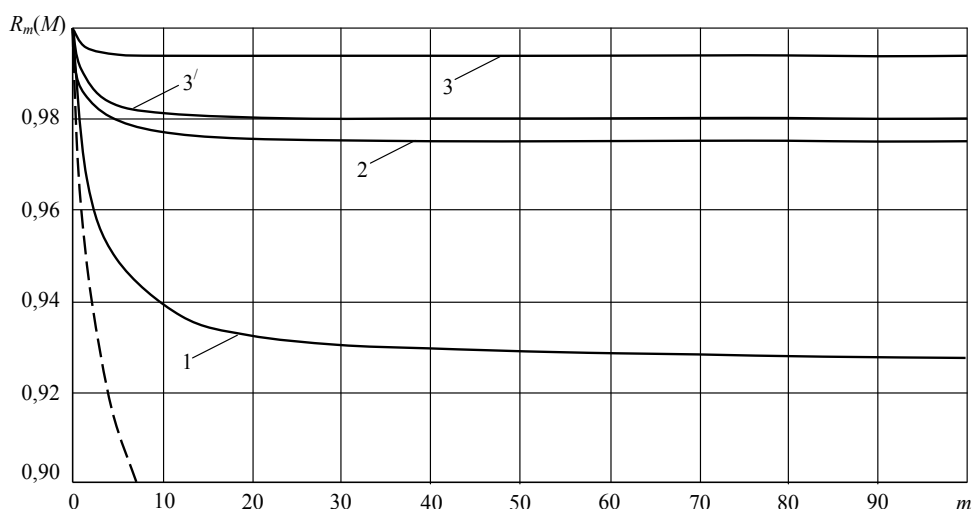


Рисунок 1 – Графіки залежності ймовірності безвідмовної роботи від числа екстремальних навантажень: — 1 – елемент з ЗП, при $M = 1,1$; 2 – елемент з ЗП, при $M = 1,0$; 3 – елемент з ЗП, при $M = 0,9$; 3' – послідовна система з ЗП при $n = 3$; $M = 0,9$; - - - - елемент без ЗП.

Джерело: розроблено автором

При використанні ЗП слід враховувати, що можливості підвищення ймовірності безвідмовної роботи тільки за рахунок зменшення навантаження спрацьовування ЗП (параметра настройки M) на практиці бувають обмежені [6]. Це відбувається через те, що при нормальному робочому режимі навантаження елемента ймовірність спрацьовування ЗП повинна бути досить малою, щоб не порушувався технологічний процес, який виконується машиною. Тому, раціональний рівень параметра настройки при проектуванні можна вибрати, керуючи двома величинами: M і \bar{K} . Як впливає з (10), відношення M_γ / \bar{K} залежить тільки від заданої ймовірності безвідмовної роботи γ . Отже, можна спочатку визначити мінімальний рівень параметра настройки M_{\min} , виходячи з допустимої ймовірності спрацьовування ЗП в робочому режимі навантаження елемента, а потім розрахувати величину коефіцієнта запасу \bar{K}_γ , який забезпечує задану ймовірність безвідмовної роботи γ при екстремальному навантаженні [6]:

$$\bar{K}_\gamma = \frac{M_{\min} \Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right)}{\left(\ln \frac{1}{\gamma}\right)^{1/b}}. \quad (11)$$

Так, наприклад, якщо ордината P_o ергодичного стаціонарного випадкового процесу навантаження елемента в робочому режимі розподілена в будь-якому перетині процесу за законом Вейбулла з функцією розподілу

$$F(P_o) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{P_o}{a_o}\right)^{b_o}\right],$$

то ймовірність перевищення робочим навантаженням деякого мінімального рівня навантаження спрацьовування D_{\min} визначається виразом

$$\text{Вер}(P_o > D_{\min}) = \exp \left[- \left(\frac{D_{\min} \Gamma \left(1 + 1/b_o \right)}{\bar{P}_o} \right) \right],$$

де \bar{P}_o – середня величина робочого навантаження на елемент.

Позначимо α_o – допустиму величину цієї ймовірності, яка збігається з ймовірністю спрацьовування ЗП в робочому режимі. Тоді, відповідний мінімальний рівень параметра настройки ЗП визначається формулою

$$M_{\min} = \frac{D_{\min}}{\bar{P}_n} = \frac{\bar{P}_o \left(\ln 1/\alpha_o \right)^{1/b_o}}{\bar{P}_n \Gamma \left(1 + 1/b_o \right)}.$$

Це значення можна потім використовувати при визначенні коефіцієнта запасу \bar{K}_γ за формулою (11).

При детермінованому підході до проектувального розрахунку запобіжних муфт в технічній літературі [1] рекомендують регламентувати тільки величину відносини D_{\min}/\bar{P}_o , приймаючи його рівним 1,25. Якщо, наприклад, коефіцієнт варіації навантаження в робочому режимі $V_o = 0,15$, то при цьому значенні зазначеного відношення ймовірність спрацьовування муфти в робочому режимі навантаження оберігаємого елемента, виходячи з наведених вище виразів становитиме $\alpha_o = 0,0269 \approx 2,7\%$. Однак, при такому односторонньому підході до вибору параметрів ЗП залишатиметься невизначеною його ефективність у виконанні основного завдання - захисту охороняємого об'єкту від перевантажень. Тому, забезпечуючи надійність об'єкта, слід узгоджувати рівень навантаження спрацьовування D_{\min} з коефіцієнтом запасу елемента, що розраховується без врахування впливу ЗП з екстремальних навантажень: $\bar{K} = \bar{P}_n/\bar{P}_o$. Необхідно враховувати при цьому і величину коефіцієнта варіації несучої здатності елемента.

Так, наприклад, якщо взяти $D_{\min}/\bar{P}_o = 1,25$, то в разі, коли середня величина екстремального навантаження $\bar{P}_n = 1,5 \bar{P}_o$, отримаємо, що $M_{\min} = 0,833$. Тоді, для гарантованого забезпечення ймовірності безвідмовної роботи елемента, який оберігається, $\gamma = 0,999$ з (11) впливає, що при коефіцієнті варіації несучої здатності елемента $V_n = 0,1$ необхідно також, щоб коефіцієнт запасу становив не менше 1,41.

Якщо навантаження і несуча здатність розподілені по логарифмічно логістичному закону з однаковими параметрами форми і, отже, відповідні функції розподілу мають вигляд:

$$F(P_n) = \frac{\left(P_n/C_n \right)^v}{1 + \left(P_n/C_n \right)^v}; \quad G(P_n) = \frac{\left(P_n/C_n \right)^v}{1 + \left(P_n/C_n \right)^v},$$

то з (2) отримаємо, що

$$R_m(D) = \frac{v \cdot \left[1 + \left(\frac{D}{C_n}\right)^v\right]^m}{C_n \left(\frac{D}{C_n}\right)^{vm}} \int_0^D \frac{\left(\frac{P}{C_n}\right)^{vm} \cdot \left(\frac{P}{C_n}\right)^{v-1} dP}{\left[1 + \left(\frac{P}{C_n}\right)^v\right]^m \left[1 + \left(\frac{P}{C_n}\right)^v\right]^2} + \frac{1}{1 + \left(\frac{D}{C_n}\right)^v}. \quad (12)$$

Коли $m = 1$, то з (12) після інтегрування, позначивши $q_o = \left(\frac{C_n}{C_n}\right)^v$, отримаємо вираз для ймовірності безвідмовної роботи при першому екстремальному навантаженні елемента з ЗП:

$$R_1(D) = \begin{cases} \frac{1}{1 - q_o} + \frac{q_o \left[q_o + \left(\frac{D}{C_n}\right)^v \right]}{(1 - q_o)^2 \left(\frac{D}{C_n}\right)^v} \ln \frac{q_o \left[1 + \left(\frac{D}{C_n}\right)^v \right]}{q_o + \left(\frac{D}{C_n}\right)^v}; & \text{при } q_o \neq 1; \\ \frac{2 + \left(\frac{D}{C_n}\right)^v}{2 \left[1 + \left(\frac{D}{C_n}\right)^v \right]}; & \text{при } q_o = 1. \end{cases} \quad (13)$$

У загальному випадку при $m > 1$ зручно визначати ймовірність безвідмовної роботи, виходячи з (3), з використанням чисельного інтегрування функції одиничного розподілу. Після переходу до відносного параметру настройки M відповідний вираз набуває вигляду

$$R_m(M) = \frac{\bar{K}^{vm} \left[1 + M^v \left(\frac{\pi}{v \sin \frac{\pi}{v}} \right)^v \right]^m}{M^{vm} \left(\frac{\pi}{v \sin \frac{\pi}{v}} \right)^{vm}} \int_0^{G(M)} \frac{G^m dG}{\left[(1 - G) + \bar{K}^v G \right]^m} + \frac{\bar{K}^v}{\bar{K}^v + M^v \left(\frac{\pi}{v \sin \frac{\pi}{v}} \right)^v}, \quad (14)$$

$$\text{де } \bar{K} = \frac{C_n}{C_n}, \quad G(M) = \frac{M^v \left(\frac{\pi}{v \sin \frac{\pi}{v}} \right)^v}{\bar{K}^v + M^v \left(\frac{\pi}{v \sin \frac{\pi}{v}} \right)^v}.$$

З (14) випливає, що при будь-якому законі розподілу екстремальних навантажень, якщо несуча здатність розподілена логарифмічно логістично, то нижня межа ймовірності безвідмовної роботи визначається з виразу:

$$R_\infty(M) = \frac{\bar{K}^v}{\bar{K}^v + M^v \left(\frac{\pi}{v \sin \frac{\pi}{v}} \right)^v}, \quad (15)$$

а формула для розрахунку величини параметра настройки ЗП, яка гарантує задану ймовірність безвідмовної роботи γ , має вигляд

$$M_{\gamma} = \frac{\bar{K} v \sin \frac{\pi}{v} \left(\frac{1-\gamma}{\gamma} \right)^{1/v}}{\pi}. \quad (16)$$

Порівняльний аналіз результатів розрахунків, проведених за допомогою формул (9) і (15) показав, що в умовах невизначеності щодо виду закону розподілу несучої здатності для того, щоб гарантувати досить високу (нижню межу) ймовірності безвідмовної роботи: $R_{\infty}(M) > 0,9$ при виборі величин параметра настройки M і коефіцієнта запасу \bar{K} слід використовувати вирази (10) і (11).

Для багатьох реальних конструкцій з ЗП буває доцільно розглядати захищаний об'єкт, як систему, що складається з декількох елементів. При побудові моделей надійності в цьому випадку необхідно враховувати структуру системи і кількість її елементів. Найбільш поширеними в машинах є системи з послідовною в сенсі надійності структурою, коли відмова будь-якого елемента призводить до відмови всієї системи. У разі спільно навантаженої послідовної системи, що складається з n однакових рівнонавантажених елементів і захищених від перевантажень ЗП з постійним навантаженням спрацьовування, використовуючи одиничні розподілення, можна за аналогією з (3) отримати вираз для ймовірності безвідмовної роботи у вигляді

$$R_{cm}(D) = \frac{n}{F^m(D)} \int_0^{G(D)} (1-G)^{n-1} [F_1(G)]^m dG + [1-G(D)]^n. \quad (17)$$

Якщо випадкові величини навантаження на систему та міцності її елементів мають розподіл Вейбула з однаковими коефіцієнтами варіації, то з (17) випливає, що

$$R_{cm}(M) = \frac{n \int_0^{G(M)} (1-G)^{n-1} [1 - (1-G)^{K^b}]^m dG}{\left\{ 1 - \exp\left[-M^b \Gamma^b \left(1 + \frac{1}{b}\right)\right]\right\}^m} + \exp\left[-\frac{nM^b \Gamma^b \left(1 + \frac{1}{b}\right)}{\bar{K}^b}\right]. \quad (18)$$

На рис.1 наведені результати розрахунку за допомогою (18) ймовірності безвідмовної роботи послідовної системи (крива 3'), яка складається з трьох рівнонавантажених елементів при $\bar{K} = 1,3$; $V_n = V_n = 0,1$ та величини параметру настройки ЗП: $M = 0,9$. Цей графік показує на скільки зменшується ймовірність безвідмовної роботи послідовної системи, захищеної ЗП, в порівнянні з ймовірністю безвідмовної роботи одного її елемента (крива 3).

У разі, якщо ЗП призначені для захисту спільно навантаженої системи, яка складається з n рівнонавантажених елементів і має паралельну структуру, то можна отримати вираз для визначення ймовірності безвідмовної роботи цієї системи у вигляді:

$$\tilde{R}_{cm}(D) = \frac{n}{F^m(D)} \int_0^{G(D)} G^{n-1} (F_1(G))^m dG + 1 - G^n(D). \quad (19)$$

Висновки. Наведені вище моделі надійності елементів і систем, які захищені від багаторазового впливу перевантажень за допомогою ЗП, у якого навантаження спрацьовування практично постійна, можуть слугувати теоретичною основою при проектуванні і модернізації елементів машин для того, щоб раціональним чином управляти надійністю.

Список літератури

1. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. Л.: Политехника, 1991. 384 с.
2. Ничке В.В. Надежность прицепного и навесного оборудования тракторов. Вища школа, 1985. 152

- с.
3. Гринченко А.С., Земницкий А.В. Влияние параметров предохранительных муфт на прочностную надежность элементов машин. *Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка*. 2005. Вип. 33. С. 106-112.
 4. Гринченко А.С., Земницкий А.В. Экспериментальное исследование процесса срабатывания фрикционной предохранительной муфты. *Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка*. 2005. Вип. 41. С. 381-386.
 5. Гринченко А.С. Прогнозирование и обеспечение надежности элементов машин при перегрузочных отказах. *Науковий вісник Національного аграрного університету*. К. 2002. Вип. 49. С. 83-89.
 6. Grynchenko O., Alfyorov O. Mechanical Reliability. Prediction and Management Under Extreme Load Conditions. Springer Nature Switzerland AG, 2020. 125 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-41564-8> (дата звернення 2021)
 7. McPherson J.W. Reliability Physics and Engineering: Time-To Failure Modeling. Springer, Cham 2019
 8. Birolini A. Reliability Engineering. Springer, Berlin, Heidelberg, 2017.
 9. S. Woo Reliability Design of Mechanical Systems A Guide for Mechanical and Civil Engineers. 2nd edition: Springer Nature Singapore Pte Ltd.б 2020. 476 p. <https://doi.org/10.1007/978-981-13-7236-0> (дата звернення: 09.04.2021)
 10. Гринченко А.С. Модели надежности элементов и систем при защите от перегрузок с помощью предохранительных устройств. *Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні: Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка*. 2009. Вип. 76. С. 155-161.

Referencis

1. Ryakhovsky, O.A. & Ivanov, S.S. (1991). *Spravochnik po muftam [Handbook of couplings]*. L .: Polytechnic [in Russian].
2. Nitschke, V.V. (1985) . *Nadezhnost' pricepnogo i navesnogo oborudovanija traktorov [Reliability of trailed and attached equipment of tractors]*. Vishcha school [in Russian].
3. Grynchenko, A.S. & Zemnitsky, A.V. (2005). Influence of safety clutch parameters on the strength reliability of machine elements [The influence of the parameters of safety couplings on the strength reliability of machine elements]. *Visnik KhNTUSG im. Petra Vasilenka – Bulletin of KhNTU of Agriculture. P. Vasilenko. Vol. 33*. 106-112[in Russian].
4. Grynchenko, A.S. & Zemnitsky, A.V. (2005). Jeksperimental'noe issledovanie processa srabatyvanija frikcionnoj predohranitel'noj mufty [Experimental study of the actuation process of a friction safety clutch]. *Visnik KhNTUSG im. Petra Vasilenka - Bulletin of KhNTU of Agriculture. P. Vasilenko. Vol. 41*. 381-386 [in Russian].
5. Grynchenko, A.S. (2002). Prognozirovanie i obespechenie nadezhnosti jelementov mashin pri peregruzochnyh otkazah [Forecasting and ensuring the reliability of machine elements in case of overload failures]. *Naukovyj visnyk Natsional'noho ahrarnoho universytetu – Scientific Bulletin of the National Agrarian University. K. Vip. 49.S. 83-89* [in Russian].
6. Grynchenko O. & Alfyorov O. (2020). Mechanical Reliability. Prediction and Management Under Extreme Load Conditions. Springer Nature Switzerland AG,. 125 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-41564-8> [in English].
7. McPherson, J.W. (2019). Reliability Physics and Engineering: Time-To Failure Modeling. Springer, Cham 2019 [in English].
8. Birolini A. (2017). Reliability Engineering. Springer, Berlin, Heidelberg [in English].
9. Woo S. (2020). Reliability Design of Mechanical Systems A Guide for Mechanical and Civil Engineers. 2nd edition: Springer Nature Singapore Pte Ltd. 476 p. <https://doi.org/10.1007/978-981-13-7236-0> [in English].
10. Grynchenko A.S. Reliability models of elements and systems for overload protection using safety devices. *Technical service of the agro-industrial complex, technology and technology for the agricultural machinery and equipment: Bulletin of KhNTUSG im. Petra Vasilenka. Kharkiv*. 2009. Vip. 76 .-- S. 155-161 [in Russian].

Aleksey Alfyorov, Assoc. Prof., DSc., **Oleksander Grynchenko**, Prof., DSc.
Vasylenko National Technical University of Agriculture Kharkov Ukraine, Kharkiv, Ukraine

Predicting and Managing Reliability in the Application of Safety Devices with Deterministic Tripping Load

Reliability prediction of machinery parts being designed is primarily aimed at avoiding mechanical failures in service, caused by the influence of force mechanical interaction of parts among themselves and with the environment. Special attention should be given to sudden mechanical failures due to the fact that their development, unlike gradual failures, as a rule, does not lend itself to individual diagnosis and prevention. In addition, as practice shows, sudden failures can often occur in the initial operation period of the equipment, which adversely affects its competitiveness when it is introduced to the market.

Most transport, agricultural, road-building and other mobile machines has operating conditions, use modes, and, therefore, modes of mechanical loads of elements with a wide range of variation. Most time, a machine normally operates under normal (nominal) load conditions, whereby long-term performance and durability should be provided. However, in some relatively rare cases, some parts of machines experience short-term and repeatedly repeated effects of extreme loads close to breaking or inelastic material deforming material details.

The book is devoted to a brief review of the fundamentals of one of the many directions of science of reliability - predicting risks of sudden mechanical failures and associated reliability indicators.

The safety factor is a generalized parameter which in many respects determines the future material consumption and the cost price of the designed product. Therefore, dependencies linking the safety factors of the machine parts with the predicted reliability indexes allows, at the design stage, to choose a rational and economically feasible option to ensure a sufficient level of reliability. The same concerns justification for using safety devices that provide mechanical reliability. Therefore, the use of a set of methods for forecasting and managing reliability stated in the book should improve the efficiency of work related to the design of engineering products.

The above reliability models of elements and systems protected from repeated impact of overloads by means of a safeguard with a nearly constant actuation load can serve as a theoretical basis when being designed and during modernization of machinery elements to manage reliability rationally.

reliability, safety devices, sudden failure, extreme loads

Одержано (Received) 29.03.2021

Прорецензовано (Reviewed) 09.04.2021

Прийнято до друку (Approved) 26.04.2021