

УДК 677.055.621.3.015.3

РОЗРАХУНКИ ДОВГОВІЧНОСТІ ПО КРИТЕРІЮ ВТОМЛЕНІСНОЇ МІЦНОСТІ СТЕРЖНЬОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПАНЧІШНО-ШКАРПЕТКОВИХ АВТОМАТІВ

Л.М. БЕРЕЗІН, С.В. БАРИЛКО, С.О. КОШЕЛЬ

Київський національний університет технологій та дизайну

Запропоновано упорядкування сучасних детермінованих та ймовірнісних методів розрахунку довговічності деталей по критерію втомленісної міцності стосовно стержньових елементів голкового циліндра панчішно-шкарпеткових автоматів

До стержньових елементів (СЕ) панчішно-шкарпеткових автоматів (ПША) належать язичкові голки, селектори та штовхачі, які відносять до деталей складних конфігурацій. На основі даних експлуатаційних спостережень ПША встановлено, що основним видом їх руйнування є стомленісний злом як результат дії повторно-змінних навантажень. Проектування СЕ з великим запасом міцності унеможливлено з технологічних вимог через обмеження розмірів небезпечного перерізу, які залежать від класу автомату. Не зважаючи на відмінність конструкцій та місць розміщення небезпечних перерізів, причини та фактори впливу стомленісного руйнування СЕ мають спільні закономірності.

Об'єкт та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано СЕ механізмів відбору та в'язання ПША та розрахунки їх довговічності по критерію втомленісної міцності. При розв'язку задач використовували методи досліджень, що базуються на математичному апараті теорії надійності та положення опору матеріалів.

Постановка завдання

Враховуючи доцільність підвищення надійності ПША шляхом прийняття конструктивних або технологічних рішень на основі розрахункових рекомендацій стаття присвячена упорядкуванню сучасних методів розрахунку на втомленісну довговічність стосовно СЕ механізмів відбору та в'язання.

Результати та їх обговорення

Під втомленісною довговічністю розуміємо ресурс T_{pi} як сумарний час в годинах безвідмовної роботи СЕ до втомленісного руйнування. При проектуванні виробів машинобудування в деяких випадках використовують метод розрахунків по коефіцієнту запасу міцності по довговічності [1]:

$$n_T = \frac{T_{lim}}{T_p} \geq [n_T], \quad (1)$$

де T_{lim} , T_p – відповідно граничний та нормативний (допустимий) ресурси в експлуатації по заданому критерію. Коефіцієнт запасу довговічності $[n_T]$ встановлюється для кожної деталі окремо на основі досвіду проектувальника і порівняння значень з результатами спостережень в експлуатації. Така оцінка довговічності зручна на практиці для однотипних як СЕ конструктивних елементів. Проте $[n_T]$ не характеризує рівень надійності в явному вигляді, так як не відображає умови навантаження (статичні чи втомленісні, співвідношення діючих і граничних напружень та кількість циклів навантаження), геометрію і технологію виготовлення деталі і інших факторів, які впливають на втомленісну довговічність. При зміні факторів впливу необхідно уточнювати значення $[n_T]$, що унеможливає застосування його в якості нормативної характеристики.

Іноді рекомендують метод диференційованого визначення $[n_T]$ у вигляді добутку ряду коефіцієнтів, кожний з яких враховує окремий фактор і також задається в певних межах. Вибір $[n_T]$ з одного боку впливає на довговічність та надійність, з іншого – на розміри деталей. Актуальність обґрунтування $[n_T]$ особливо посилюється для СЕ ПША, розміри яких в небезпечних перерізах обмежені. Як правило, розрахункові значення $[n_T]$ стосовно СЕ не виправдані на практиці.

Перелічені недоліки в розрахунках на втомленість усуваються при застосуванні методу, що запропонований в [2] для розрахунку селекторів. З рівняння кривої втомленості деталі отримують значення обмеженої довговічності в циклах навантажень:

$$N = N_G \left(\frac{\sigma_{-1\theta}}{\sigma_{-1\theta N}} \right)^m, \quad (2)$$

де $\sigma_{-1\theta}$ – границя втомленості деталі при симетричному циклі; N_G – абсциса точки перегину кривої втомленості; $\sigma_{-1\theta N}$ – гранична амплітуда напружень в деталі при симетричному циклі навантаження, яка відповідає числу циклів навантаження N ; m – параметр, який характеризує нахил ділянки кривої втомленості селекторів. Границя втомленості деталі натурних розмірів $\sigma_{-1\theta}$ звичайно в 2...6 раз менше границі втомленості матеріалу σ_{-1} і визначається за типовою методикою експериментально або аналітично. Результатом випробувань на втомленісну довговічність деталей натурних розмірів є характеристики опору втомленості $\sigma_{-1\theta}$, m та N_G . Але враховуючи, що СЕ автоматів витримують опір на гегацикловій ділянці кривої втомленості, для якої $N \gg 10^7$ циклів, їх стендові дослідження потребують значної тривалості та витрат, а також спеціального випробувального обладнання.

Для розрахункового визначення $\sigma_{-1\theta} = \frac{\sigma_{-1}}{K}$ вводять коефіцієнт, який враховує вплив конструктивних, технологічних і експлуатаційних факторів на опір втомленості деталі $K = \left(\frac{K_\sigma}{K_{\alpha\sigma}} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_V K_A}$, де K_σ – коефіцієнт концентрації напружень; $K_{\alpha\sigma}$, K_F , K_A , K_V – коефіцієнти, що враховують вплив масштабного фактору, чистоти поверхні, анізотропії металу і термообробку деталі відповідно. Проте складність форм СЕ та несталість факторів впливу в процесі їх виготовлення та експлуатації може призвести до значних похибок при визначенні K та відповідно $\sigma_{-1\theta}$. Тому даний підхід в розрахунках СЕ доцільно використовувати на попередній стадії проектування автоматів або при модернізації діючих на основі даних при експлуатаційних спостережень.

Інший підхід в розрахунках втомленісної довговічності СЕ на прикладі селекторів базується на рівнянні Велера – залежності між еквівалентними напруженнями σ_{ei} в небезпечному перерізі та відповідними розрахунковими числами циклів навантаження N_{pi} до руйнування [3]:

$$\sigma_{e1}^{m_2} N_{p1} = \sigma_{e2}^{m_2} N_{p2}, \quad (3)$$

де m_2 – параметр, який характеризує нахил правої ділянки кривої втомленості селекторів. Еквівалентні напруження σ_{ei} обчислюються заміною реального навантаження з вираженою закономірністю чергування різних рівнів за цикл виготовлення одного типового виробу.

Число ударів п'ятки селектора (циклів навантаження) з усіма клинами замкової системи на робочих швидкісних режимах виготовлення різних ділянок виробу обчислюють на основі аналізу руху селектора відносно клинів замкової системи $N_{pi} = 60T_{pi}n_iN_i$, де n_i , N_i - частота обертання голкового циліндра при виготовленні різних ділянок виробу і число співударів п'ятки селектора з клинами замкової системи за один оберт циліндра (розрахунку N_i передуює аналіз траєкторії руху селектора в в'язальних системах).

Запропонований спосіб дозволяє аналізувати і обґрунтовно призначати конструктивні удосконалення геометричних параметрів замкової системи механізму відбору при можливих комбінаціях проектних вимог: а) підвищення довговічності селекторів (ресурс $T_{p2} > T_{p1}$) при сталій частоті обертання циліндру ($n_1 = n_2 = const$); б) інтенсифікація швидкісного режиму ($n_2 > n_1$) при збереженні рівня довговічності селекторів ($T_{p2} = T_{p1} = const$); в) одночасне підвищення довговічності селекторів ($T_{p2} > T_{p1}$) та швидкості ($n_2 > n_1$). Індекси $i = 1,2$ відповідають параметрам автоматів до та після модернізації. У випадку вимоги (в) в відповідності з рівнянням (3) селектору до втомленого руйнування необхідно витримати в $K_N = N_{p2} / N_{p1} = T_{p2}n_2 / T_{p1}n_1 = K_T K_n$ раз більше циклів навантажень, що, звичайно, можливо при зменшенні ударних навантажень за рахунок зміни умов взаємодії селектора з клинами. Окрім того, на гегацикловій ділянці кривої втомленості незначне підвищення напруження в небезпечному перерізі селектора ($\sigma_2 = k\sigma_1$ при $k > 0$) призводить до значного зниження довговічності (в $(\frac{1}{k})^{m_2}$ раз), що необхідно враховувати в проектах перспективних моделей автоматів при інтенсифікації їх швидкостей. Реалізація підходу можлива при наявності значного об'єму хронометражних даних експлуатаційних спостережень в виробничих умовах, а також при проектуванні перспективних моделей автоматів з спадкоємністю конструкцій.

Наведені розрахунки довговічності по критерію опору втомленості є детермінованими, тобто в них не враховуються реальні випадкові варіації характеристик міцності деталей і руйнуючих навантажень. Вплив цих факторів на розсіяння втомленісної довговічності вказує на випадковість її величини, тобто статистичну природу втомленісного руйнування. Тому в сучасній постановці найбільш точним є ймовірнісний метод розрахунку ресурсу, який дозволяє розрахувати ймовірність безвідмовної роботи в залежності від ресурсу на стадії проектування.

Залежність ймовірності появи втомленісної тріщини $P, \%$ від $T_{pi}(N_{pi})$ називають функцією розподілу довговічності (ФРД). В [4] на основі загальних положень теорії надійності, які застосовують для типових деталей машин, наведено приклад розрахунку функції розподілу втомленісної довговічності селекторів механізму відбору автоматів на основі даних про навантаження і параметри втомленісної міцності з урахуванням їх розсіяння. Основні етапи розв'язку цієї комплексної задачі представлені наступним чином. 1. Випробування селекторів на втомленість з метою визначення характеристик навантаженості ($\sigma_i; N_{pi}$) для побудови правої ділянки кривої втомленості селекторів або опис її залежністю випадкової величини $\lg \bar{N}_{pi}$ від детермінованої σ_{-10} виду $\lg \bar{N}_{pi} = -0,381\sigma_{-10N_i} + 14,345 + 0,216U$, де U – нормована випадкова величина, яка розподілена по нормальному закону з математичним сподіванням $m_U=0$ і середнє квадратичним відхиленням $S_U=1$.

2. Визначення функції розподілу амплітуд напружень з урахуванням коефіцієнта коригування лінійної гіпотези додавання втомленісних пошкоджень для правої нахиленої ділянки кривої втомленості, враховуючи особливість навантаження селекторів при $0,5\sigma_{-10} < \sigma_{ai} < \sigma_{-10}$. 3. Визначення коефіцієнтів варіації навантаження v_a та границі втомленості деталі v_{-10} , параметра m_2 . 4. Розрахунки, результатом яких є побудова на логарифмічно нормальному папері ФРД селекторів по критерію втомленісної міцності при різних значеннях v_a : по осі абсцис відкладали логарифм втомленісної довговічності $\lg N_{pi}$ в числах циклів навантаження до руйнування, по осі ординат – квантиль u_{Pi} в рівномірному масштабі і відповідні їм ймовірності руйнування P_i , % в масштабі нормального закону розподілу. Застосування побудованої ФРД селекторів дозволяє визначати їх медіанну довговічність \bar{N} , гама-відсотковий ресурс N^Q при заданих умовах навантаження на стадії проектування або доведення дослідного зразка автомата.

Для підвищення точності оцінки ФРД необхідно накопичувати додаткову вхідну інформацію для ймовірнісних розрахунків втомленісної довговічності селекторів. Робота [5] присвячена положенням побудови кривої втомленості деталей складних форм по даним експлуатаційних спостережень. Розрахована ймовірність погодження натурних стендових та експлуатаційних випробувань довговічності СЕ підтверджує можливість використання в розрахунках даних спостережень, що дозволяє спростити та підвищити точність побудови ФРД без використання довготривалих експериментів натурних деталей.

Висновки

Запропонований аналіз методів розрахунку довговічності деталей по критерію втомленісної міцності з переліком переваг і недоліків та з урахуванням специфіки спрощує їх вибір та застосування на будь-якому етапі проектування обладнання.

Застосування методів оцінки ФРД дозволяє на стадії проектування при порівнянні різних конструктивно-технологічних рішень вибрати кращий з ряду можливих, що забезпечить найбільшу втомленісну довговічність із заданою надійністю при зберіганні розмірів небезпечного перерізу деталей. Для підвищення точності розрахунків СЕ доцільно вносити корективи на базі розширення об'єму даних про їх втомленісну довговічність, які отримують при експлуатаційних спостереженнях.

ЛІТЕРАТУРА

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иоселевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
2. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. – М.: Высш.шк., 1991. – 319 с.
3. Березін Л.М. Удосконалення трикотажного обладнання на основі розрахунків довговічності деталей в'язального механізму/ Вісник КДУТД, 2001, №1. – с.70–73.
4. Березін Л.М. Ймовірнісний розрахунок довговічності селекторів по критерію втомленісної міцності/ Вісник КНУТД, 2006, №3(29). – с.35–41.
5. Березін Л.М., Барилко С.В. До розрахунку довговічності селекторів панчішно-шкарпеточних автоматів по критерію втомленісної міцності/ Вісник КНУТД, 2007, №5(37). – с.32–35.

Надійшла 22.10.2008