

УДК 677.055.621

**Л.М. Березін***Київський національний університет технологій та дизайну***ДО РОЗРАХУНКІВ ДЕТАЛЕЙ НА МІЦНІСТЬ, ДОВГОВІЧНІСТЬ ТА НАДІЙНІСТЬ**

*Приведено систематизацію традиційних методів розрахунку деталей на міцність, довговічність та надійність, запропоновано стратегію обґрунтованого вибору методу, що базується на поділі деталей на певні групи, сприяє розвитку методології забезпечення заданого рівня надійності та мінімізації маси деталей*

*Ключові слова:* розрахунки, міцність, довговічність, надійність.

**Л.Н. Березин****К РАСЧЕТУ ДЕТАЛЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ, ДОЛГОВЕЧНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ**

*Приведена систематизация традиционных методов расчета деталей на прочность, долговечность и надежность, предложена стратегия обоснованного выбора, который базируется на делении деталей на определенные группы, способствует развитию методологии обеспечения заданного уровня надежности и минимизации массы деталей*

*Ключевые слова:* расчеты, прочность, долговечность, надежность

**L. Berezin****TO THE CALCULATION OF DETAILS FOR STRENGTH, LONGEVITY AND RELIABILITY**

*Is resulted systematization of traditional methods of calculation of details for strength, longevity and reliability, is offered strategy of choice of method, that is based on dividing of details into groups on certain signs with the use for them of the reasonable calculation methods, promotes development of methodology of deciding of the applied project tasks of providing of preset level of reliability and minimization of mass for details*

*Keywords:* calculations, strength, longevity, reliability

**Постановка проблеми.** Однією з проблем сучасного машинобудування є проектування та виготовлення надійного обладнання при одночасному зниженні металомісткості його деталей. Тому подальший розвиток теорії і методології розв'язку прикладних задач забезпечення достатнього рівня довговічності та надійності деталей за критерієм міцності та мінімізації маси, особливо на етапі проектування, є актуальним.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Широкий спектр напрацювань в сучасній теорії та практиці розрахунків на міцність, довговічність та надійність деталей машин загального призначення представлено в літературних джерелах [1]...[5] та інших. В [6] наведена систематизація та узагальнення розв'язків проектних задач з довговічності та надійності стосовно стержньових елементів (СЕ) складної ступінчастої форми, які використовуються в в'язальних механізмах панчішно-шкарпеткових автоматів (ПША). В [7] пропонується методологічний підхід вибору розрахунків довговічності в детермінованій або надійності в імовірнісній постановках в залежності від стадії проектування та наявної інформації. Проте, незважаючи на комплексне висвітлення проблеми, існує прогалина в стратегії вибору конкретного методу розрахунку, який переважно базується на кваліфікації та інтуїції проектувальника стосовно кожної деталі окремо.

**Постановка завдань.** Метою роботи є стратегія практичної реалізації на етапі проектування заданого рівня довговічності та надійності деталей за критерієм міцності при мінімізації їх маси, яка оснований на поділі деталей на групи за певними ознаками з використанням для них відповідних розрахункових методів на міцність, а при необхідності, на довговічність та надійність. Особливо це стосується деталей ПША як обладнання з традиційним відтворенням технологічного процесу, коли інтенсифікація технологічного процесу значно впливає на підвищення динамічних навантажень.

У відповідності до мети задачами дослідження були: аналіз літературних джерел та нормативно-технічних документів стосовно традиційних методів розрахунків деталей на міцність, довговічність та надійність; оцінити прийнятність розрахунків за міцністю в детермінованій та імовірнісній постановках для деталей складних форм, запропонувати стратегію вибору методу розрахунку, який відмінний від загально прийнятого, що ґрунтується переважно на досвіді проектувальника.

**Викладення основного матеріалу.** Особливості проектування технологічного обладнання, включно з ПША, полягає в тому, що частина стандартизованих та уніфікованих деталей, яку відносимо до першої групи, є наперед надійними та мають ресурс, який значно перевищує

тривалість капітального ремонтного циклу. Очевидно, що для таких деталей розрахунки на міцність недоцільні.

До другої групи належить номенклатура деталей, з характерним для них надлишковим запасом міцності, що призводить до збільшення їх габаритів, маси та відповідно динамічних навантажень. Для цих деталей корегування їх розмірів виконують за традиційними інженерними розрахунками на міцність, а саме:

$$\text{- за нормованим коефіцієнтом запасу міцності} \\ n \geq [n]; \quad (1)$$

$$\text{- по допустимому напруженню} \\ \sigma \leq [\sigma], \quad (2)$$

де  $n = \sigma_{sp} / \sigma$  - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

$\sigma$  - максимальне діюче напруження;

$\sigma_{sp}$  - граничне напруження.

В розрахунках деталей на статичну міцність за граничне напруження приймають для крихких матеріалів (наприклад, чавунів) границю міцності  $\sigma_B$ , для пластичних (наприклад, сталей) – границю текучості  $\sigma_T$ , в розрахунках деталей на втомленість  $\sigma_{sp} = \sigma_{-1}$ , де  $\sigma_{-1}$  - границя втомленості матеріалу при симетричному циклі навантаження.

При встановленні нормованого коефіцієнту запасу міцності  $[n]$  спираються на досвід проектувальника в розрахунках прототипів, а також на порівняння цих значень з результатами спостережень в експлуатації або, при наявності, за рекомендованими нормами міцності. Наприклад, для кріпильних різьбових деталей приймають  $[n]=1,5$ . Оцінку міцності по допустимому напруженню  $[\sigma]$  за (2) виконують переважно в наближених, попередніх розрахунках однотипних деталей при детермінованих умовах навантаження, усталеній технології виробництва та розробленій системі допустимих напружень.

Аналогічну перевірку на міцність за формулами (1) та (2) необхідно та достатньо виконувати для деталей третьої групи, несуча здатність яких обмежується жорсткістю або стійкістю, а міцність - їх розмірами, які обмежені у відповідності до вимог технологічного процесу. Наприклад, до таких деталей в ПША, функціональні відмови яких зафіксовано, належать податливі грані клинів, штовхачі, гвинтові циліндричні пружини пасків для голок і платин, п'яtkового компенсатора та відвідних клинів в'язальних систем, шибери для відбору голок.

До четвертої групи складають деталі машин загального призначення, розрахунки яких широко висвітлені науково-технічній літературі та достатньо представлені в нормативних матеріалах. Це передусім кріпильні різьбові, зубчасті, пасові, підшипники, вали тощо.

Для різьбових з'єднань слід розрізняти розрахунки вірогідності безвідмовної роботи за квантилями нормованого нормального розподілу:

а) за критерієм статичної міцності

$$u_{p(cm)} = - \frac{\bar{n}_{cm} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 V_{\sigma T}^2 + V_{pac}^2}}; \quad (3)$$

б) за критерієм втомленості

$$u_{p(em)} = - \frac{\bar{n}_{em} - 1}{\sqrt{\bar{n}_{em}^2 V_{-1\sigma}^2 + V_a^2}}, \quad (4)$$

де  $\bar{n}_{cm} = \frac{\bar{\sigma}_T}{\bar{\sigma}_{pac}} = \frac{\pi d_p^2 \bar{\sigma}_T}{4(kF_{zam} + \chi F)}$  та  $\bar{n}_{em} = \frac{\bar{\sigma}_{-1\sigma}}{\bar{\sigma}_a}$  - коефіцієнти запасу міцності за середніми

напруженнями та напруженнями втомленості;

$\bar{\sigma}_T$ ,  $\bar{\sigma}_{-1\sigma}$ ,  $\bar{\sigma}_{pac}$ , та  $\bar{\sigma}_a$  - середні значення границь текучості та втомленості різьбової деталі, діюче та напруження, яке приведено до симетричного циклу;

$V_{\sigma T}$ ,  $V_{-1\sigma}$  та  $V_a$  - коефіцієнти варіації границі текучості і втомленості матеріалу різьбової деталі та навантаження;

$d_p$  - розрахунковий діаметр різьби різьбової деталі;

$\bar{F}_{зам}$  та  $\bar{F}$  - середні значення сили затяжки та центральної відривної сили, як випадкових величин;

$k$  - коефіцієнт, який враховує кручення болта (якщо кручення болта при затяжці унеможливлено,  $k=1$ , в інших випадках  $k=1,3$ );

$\chi$  - множник, що характеризує частку зовнішнього навантаження на стик.

Зубчасті колеса розраховують на опір контактної втомленості та на опір втомленості при згині. За формулою (4) розраховують вали за критерієм втомленісної міцності, якщо коефіцієнт запасу міцності  $\bar{n}_{em}$   $1/\bar{n}_{em} = 1/\bar{n}_\sigma + 1/\bar{n}_\tau$ , де враховується вплив нормальних  $\sigma$  та дотичних  $\tau$  напружень відповідно при одночасному згині та крученні. Оскільки коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженнями  $\bar{n}_\sigma$  значно менший від коефіцієнту за дотичними напруженням  $\bar{n}_\tau$ , то коефіцієнт варіації границі втомленості валу  $\nu_{-1\sigma}$  приймають за нормальними напруженнями. Окрім того, коефіцієнт варіації навантаження  $\nu_a$  може досягати значення 0,3 та домінувати над  $\nu_{-1\sigma}$  [1].

Розрахунки підшипників кочення [1] на довговічність виконують в ймовірнісній постановці в загальній формі з використанням довідкової, окремо для підшипників, інформації. Основна відмінність – розрахунок ведуть не за напруженням, а за динамічною вантажопідйомністю підшипників. Середнє значення динамічного еквівалентного навантаження  $\bar{P}$  підшипників обчислюють за звичайними залежностями, в які підставляють середні значення радіального та осевого навантаження. Коефіцієнт варіації динамічного еквівалентного навантаження  $\nu_P$  приймають рівним коефіцієнту варіації зовнішнього навантаження, яке діє на підшипник.

До деталей п'ятої групи доцільно відносити силові деталі, розрахунок на міцність яких обов'язків в ймовірнісному аспекті за критерієм втомленості. Для цих деталей характерним є випадковість навантажень і розсіяння характеристик міцності матеріалів при вимозі забезпечення малих, але достатніх запасів міцності, що характеризується умовою  $\bar{n} \geq n_{кр(\beta)}$ . В ПША це деталі барабанів механізмів управління, механізмів утворення рисунків, рингель-апаратів тощо.

Граничне значення коефіцієнту запасу  $\bar{n}_{кр(\beta)}$  з певною вірогідністю  $\beta$  визначають методом довірчих інтервалів за формулою:

$$\bar{n}_{кр(\beta)} = \frac{1 + t_{\sigma max} \cdot \nu_\sigma}{1 - t_{\sigma-1\sigma min} \cdot \nu_{-1\sigma}}, \quad (5)$$

де  $\nu_\sigma = S_\sigma^- / \bar{\sigma}$ ,  $\nu_{-1\sigma} = S_{\sigma-1\sigma}^- / \bar{\sigma}_{-1\sigma}$  - коефіцієнти варіації при  $S_\sigma^-$  та  $S_{\sigma-1\sigma}^-$  - середньо квадратичних відхилення випадкових величин  $\sigma$  та  $\sigma_{-1\sigma}$ ;

$t_{\sigma-1\sigma min}$ ,  $t_{\sigma max}$  - толерантні коефіцієнти нижньої межі розсіяння границі втомленості деталі та верхньої межі розсіяння діючого напруження при наперед заданому нормованому рівні значущості  $\alpha$  та певної вірогідності  $\beta$ . Для деталей технологічного обладнання, як правило, приймають  $\beta=0,8...0,9$ .

Формули для обчислення довірчих меж параметрів для типових розподілів, включно з нормальним, представлені в [8].

При невиконанні умови міцності  $\bar{n} \leq n_{кр(\beta)}$  у відповідності до нормативних рекомендацій [9] необхідна перевірка, яка полягає в обчисленні коефіцієнту запасу міцності  $\bar{n}_P$ , який відповідає вірогідності руйнування  $P$ :

$$\bar{n}_P = \frac{1 + \sqrt{1 - (1 - u_P^2 \cdot \nu_{-1\sigma}^2)(1 - u_P \cdot \nu_\sigma^2)}}{1 - u_P^2 \cdot \nu_{-1\sigma}^2} \quad (6)$$

або вірогідності руйнування  $P$ , яку визначають за таблицею після обчислення квантилю нормованого нормального розподілу – за формулою, яка обернена до (6):

$$u_p = -\frac{\bar{\sigma}_{-1\sigma} - \bar{\sigma}}{\sqrt{S_{-1\sigma}^2 + S_{\sigma}^2}} = \frac{1 - \bar{n}}{\sqrt{\bar{n} \cdot v_{-1\sigma}^2 + v_{\sigma}^2}}. \quad (7)$$

Якщо (7) представити інтегралом Лапласа  $\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-x^2/2} dx$ , то з використанням таблиць табульованої функції Лапласа визначення вірогідності руйнування значно спрощується:

$$P = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{\bar{\sigma}_{-1\sigma} - \bar{\sigma}}{\sqrt{S_{-1\sigma}^2 + S_{\sigma}^2}}\right). \quad (8)$$

Якщо нехтувати розсіянням значень границі втомленості деталей (стосується деталей, що випускаються дрібними серіями), то маємо  $S_{\bar{\sigma}_{-1\sigma}} = 0$ , відповідно  $v_{\sigma_{-1\sigma}} = 0$  та отримуємо з (7) та (8)

формули для окремого випадку  $u_p = -\frac{\bar{\sigma}_{-1\sigma} - \bar{\sigma}}{S_{\sigma}}$  та  $P = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{\bar{\sigma}_{-1\sigma} - \bar{\sigma}}{S_{\sigma}}\right)$ . При нехтуванні

розсіянням діючих напружень, тобто вважати їх детермінованими при  $S_{\bar{\sigma}_{-1\sigma}} = 0$  та відповідно  $v_{\sigma_{-1\sigma}} = 0$ ,

маємо з (7) та (8)  $u_p = -\frac{\bar{\sigma}_{-1\sigma} - \bar{\sigma}}{S_{-1\sigma}}$  та  $P = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{\bar{\sigma}_{-1\sigma} - \bar{\sigma}}{S_{\sigma}}\right)$ .

Очевидно, що обчислені за формулами (7) та (8) значення  $u_p$  та  $P$  перевищують ті, що визначаються в двох вище наведених окремих випадках, але при достатньому об'ємі вхідної інформації та виконаних обчисленнях, за вимогами надійності дають рівноцінні результати.

При представленні функції Лапласа наближеними складовими, (8) прийме вид [4]:

$$P = \frac{v_{\xi}}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2v_{\xi}^2}} (1 - v_{\xi}^2 + 3v_{\xi}^4 - \dots), \quad (9)$$

де  $v_{\xi} = \frac{S_{\xi}}{\psi} = \frac{\sqrt{S_{-1\sigma}^2 + S_{\sigma}^2}}{\bar{\sigma}_{-1\sigma} - \bar{\sigma}}$  - коефіцієнт варіації випадкової величини  $\xi = \sigma_{-1} - \sigma$ .

Похибка обчислення  $P$  за формулою (9) не перевищує останнього при обчисленні члену ряду. Слід зауважити, що при визначенні вірогідності руйнування за формулами (7) та (9), також отримуємо практично однакові результати.

У випадках різних комбінацій інших відомих законів розподілів (Вейбула, логарифмічно нормального, гама-розподіл тощо) характеристик міцності та навантаженості, ймовірнісні розрахунки по визначенню точкових оцінок показників надійності в кінцевій формі виконують за формулами в [10].

Найбільш цікавим є загальний випадок, коли значення випадкової величини не підпорядковуються ніякому класичному закону розподілу. Розв'язок в цій постановці представлений в [6] на прикладі адаптованої до в'язального механізму ПША динамічної моделі в поліноміальній формі випадкових значень максимального ударного навантаження  $F$  голки в залежності від силу опору  $F_o$  її руху як функції випадкового аргументу. Для визначення щільності розподілу ймовірностей неперервної випадкової величини  $F$  використовували вираз

$$f(F) = f[q(F)] \cdot q'(F),$$

де  $q(F)$ ,  $q'(F)$  – функція, яка обернена функції  $F = f(F_o)$  та її похідна. Однак для отримання таким чином  $f(F)$  не можна запропонувати уніфікований метод, а складені залежності є малоінформативними та незручними для практичного використання. Тому запропоновано спрощений підхід до складання закону розподілу навантажень, який полягає в заміні його середнє зваженою сумою декількох нормальних законів.

Шосту групу деталей ПША складають СЕ в'язального механізму складної форми (в'язальні голки та селектори різних позицій), які критеріальні за розмірами [6]. Їх проектування з великим запасом міцності унеможливлено через обмеження розмірів небезпечного перерізу за технологічними вимогами. Для цих деталей доцільні розрахунки на втомленісну міцність по обмеженій, наперед заданій довговічності. Інша відмінність розрахунку полягає в тому, що навантаження цих елементів створює напруження  $\sigma_{ai} < \sigma_{-1D}$  гегациклової ділянки кривої

втомленості, тобто число циклів до втомленісного руйнування перевищує число циклів, яке відповідає точці перегину кривої втомленості в напівлогарифмічних координатах (встановлено за результатами досліджень їх циклічної довговічності). Пропонується попередньо будувати за даними експерименту праву частину кривої втомленості, яка характеризує наробітки СЕ на відмову, а далі обраховувати їх довговічність в залежності від режиму навантаження або розв'язувати обернену задачу - за заданим рівнем довговічності розраховувати конструктивні параметри та режими навантаження деталей.

При проектуванні систем з спадковістю конструкції СЕ пропонується спрощений розрахунок, який базується на рівнянні Веллера за залежністю еквівалентних напружень в небезпечному перерізі СЕ від відповідних розрахункових чисел циклів навантаження до руйнування. Використовуючи сучасні уявлення про втомленісну міцність та довговічність, розроблено основи імовірнісного розрахунку втомленісної довговічності СЕ на основі даних про навантаження і параметри втомленісної міцності з урахуванням їх розсіяння. Результатом розрахунків є функції розподілу довговічності СЕ за втомленісною міцністю при різних значеннях коефіцієнта варіації навантаження ( $v_a = 0,1; 0,15; 0,2$ ) - залежностей квантилі  $u_{p_i}$  в рівномірному масштабі та відповідних ймовірностей руйнування  $P_i$  в масштабі нормального закону розподілу від логарифму втомленісної довговічності  $lgN_{сум_i}$  в числах циклів навантаження до руйнування.

Очевидно, що для підвищення достовірності результатів розрахунків на міцність та надійність доцільно використовувати декілька способів, а на заключній стадії проектування, по можливості, виконувати визначальні випробування.

**Висновки.** В роботі охопленій широкий спектр питань з розрахунків на міцність, довговічність та надійність, які представлені в сучасній теорії та практиці. Запропоновано стратегію вибору методів розрахунку деталей на міцність, довговічність та надійність на основі поділу деталей на певні групи за відповідними ознаками. Практична реалізація методологічного підходу представлена на прикладі деталей ПША, для яких маємо незрівнянно менший об'єм інформації в порівнянні з деталями машин загального призначення. Наведено загальний та спрощений способи визначення щільності розподілу імовірностей неперервної випадкової величини, яка не підпорядковується класичним законам розподілу, та рекомендації до розрахунків на втомленісну міцність по обмеженій, наперед заданій довговічності з напруженнями, що припадають на гегациклову ділянку кривої втомленості.

#### Список використаних джерел:

1. Решетов Д.Н. Надежность машин/ Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев. – М.: Высш. шк., 1988. – 238 с
2. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин/ И.А. Бергер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
3. Когаев В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник / В.П. Когаев, Н.А. Махугов, А.П. Гусенков. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
4. Трошенко В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов: Справочник. Ч.1, 2 / В.Т. Трошенко, Л.А. Сосновский. – К.: Наук. думка, 1987. – 1315 с.
5. Серенсен С.В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
6. Березін Л. М. Оцінка довговічності та надійності в'язальних механізмів панчішно-шкарпеткових автоматів: монографія. – К.: КНУТД, 2013. – 191 с.
7. Березін Л.М. Визначення втомленісної довговічності деталей критеріальних за розмірами // Вісник ХНУ, 2013, №3. – С.12-15.
8. Методика статистической обработки информации о надежности технических изделий на ЭЦВМ. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 56 с.
9. Методические указания. Методы расчета деталей машин на выносливость в вероятностном аспекте. – М.: Изд. стандартов, 1980. – 42 с.
10. Хазов Б.Ф. Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования/ Б.Ф. Хазов, Б.А. Дидусев. - М.: Машиностроение. – 1986. – 224 с.

#### Рецензенти:

**Зенкін М.А.** Професор кафедри комп'ютерно-інтегрованих технологій та вимірювальної техніки КНУТД, д.т.н., професор

**Місяць В.П.** Професор кафедри Прикладної механіки та машин КНУТД, д.т.н., професор

**Щербань Ю.Ю.**, зав. кафедрою Київського коледжу легкої промисловості, д.т.н., професор

Стаття надійшла до редакції 06.04.2018