

УДК 621.82:539.43

БЕРЕЗІН Л. М., РУБАНКА М. М.

Київський національний університет технологій та дизайну

РОЗРАХУНКИ ДЕТАЛЕЙ НА НАДІЙНІСТЬ ТА ДОВГОВІЧНІСТЬ ЗА КРИТЕРІЄМ ВТОМЛЕНІСНОЇ МІЦНОСТІ

Мета. Розробка основних положень визначення еквівалентного напруження за спектром навантажень циліндричних гвинтових пружин запобіжних муфт роторних ножових дробарок з подальшим використанням в розрахунках на надійність та довговічність за критерієм втомленісної міцності.

Методика. Використовуються сучасні методи визначення статистичних характеристик опору втомленості деталей, комп'ютерні методи обробки спектрів навантажень, елементи математичної статистики та теорії ймовірностей.

Результати. Представлені напрацювання для проробки конструкцій запобіжних пружних муфт на надійність та довговічність за критерієм втомленісної міцності при обмежених вихідних даних щодо навантажень та механічних характеристик міцності пружин.

Наукова новизна. Полягає в подальшому розвитку теорії і методології математичного забезпечення проектування деталей машин із заданими характеристиками надійності та довговічності за втомленісною міцністю на основі режимів навантаження.

Практична значимість. Представлена інформація дозволяє підвищувати якість та ефективність проектних рішень по забезпеченню заданої жорсткості пружної запобіжної муфти з підтримкою вимог за надійністю та довговічністю. Рекомендовано нормативний та довідковий супровід стосовно об'єкту досліджень.

Ключові слова: проектування, розрахунок, циліндрична гвинтова пружина, втомленість, надійність, довговічність.

Вступ. Досвід експлуатації роторних ножових дробарок (РНД) засвідчує, що при переробці відходів, які значно відрізняються за розмірами та фізико-механічними властивостями матеріалу, нерідко виникають аварійні режими роботи. Для зменшення пікових та динамічних навантажень в приводі РНД на валу електродвигуна рекомендується встановлювати пружну запобіжну муфту [1], яка містить дві напівмуфти з пальцями, що попарно з'єднані між собою циліндричними гвинтовими пружинами (ЦГП). В [1] також представлено інженерний розрахунок щодо вибору раціональних параметрів нової конструкції пружної запобіжної муфти привода РНД та встановлено, що працездатність муфти передусім залежить від втомленісної міцності ЦГП. В [2] запропоновано положення проробки конструкції на міцність ЦГП за коефіцієнтом запасу втомленісної міцності в традиційній (детермінованій) постановці, які розроблені для деталей загального машинобудування в достатній мірі.

Постановка завдання. Оскільки для ЦГП запобіжних муфт характерним є випадковість навантажень і механічних характеристик міцності, безперечно для забезпечення малих, але достатніх запасів міцності, необхідно виконувати оцінку втомленості за критерієм міцності в ймовірнісній постановці. Розроблені останнім часом ймовірнісні розрахунки міцності дозволяють враховувати випадковість навантаження та різних факторів міцності і перейти від оцінки міцності за коефіцієнтами запасу до оцінок ймовірності безвідмовної роботи та прогнозуванню ресурсу деталей.

Однією із складових обчислення надійності є відомості про статистичні параметри опору втомленості ЦГП, які представлено в [3]. Проте, бракує інформації про спектр

навантажень ЦГП та методики його статистичної обробки для обчислення навантаженості пружин.

Метою статті є розробка основних положень визначення спектру навантажень та відповідного еквівалентного навантаження циліндричних гвинтових пружин запобіжної муфти на основі типових графіків завантаження та дійсних режимів експлуатації роторних ножових дробарок з подальшим використання в розрахунках на втомленісну міцність в ймовірнісній постановці.

Результати дослідження. Специфіка роботи та різнобічні режими експлуатації РНД унеможливають визначення спектру всіх можливих навантажень муфти, які передусім залежать від пружних властивостей матеріалу відходів та діапазону варіювання їх геометричних розмірів. Оскільки найбільша частка загального об'єму відходів припадає на взуттєве виробництво, в якості відходів при експериментальних дослідженнях використовували гуму ОСТ 17-44-82, поліетилен ТУ 6-05-1853- 78 і ПВХ пластикат ТУ 6-05-2074-84. Відходи попередньо подрібнювали дисковими ножицями до прийнятих розмірів для подальшої переробки. Обчислення відповідної жорсткості пружного зв'язку муфти приводу РНД при зміні об'єкту переробки базувалося на результатах попередніх випробувань наведених полімерних матеріалів за деформацією зрізу та полягало в виборі відповідного комплексу ЦГП та їх геометричних і пружних параметрів.

У відповідності до результатів попереднього розрахунку [3] розглядаємо комплект трьох ЦГП класу I (безвідмовний наробіток не менше 10^7 циклів навантаження), розряду 1, за видом – одножильна, розтягу та стиску, позиції 366 з наступними параметри: діаметр дроту (прутка) $d=2$ мм; зовнішній діаметр пружини $D=14$ мм; матеріал прутка – легована, пружина сталь 50ХФА, яка відповідає вимогам високої втомленісної міцності.

В [3] встановлені статистичні параметри опору втомленості ЦГП заданих параметрів, а саме: математичне сподівання $\bar{\tau}_{-1D} = 425$ МПа та коефіцієнт варіації $\nu_{\tau-1D} = 0,106$.

Навантаженість ЦГП опосередковано визначали за величиною моменту опору M_{on} на ведучому валу напівмуфти методом осцилографування [4]. Отримані експериментальні данні були записані за допомогою програмного забезпечення "Disco Application" та збережені у вигляді текстових документів у форматі (.txt) в табличній формі програмного забезпечення «Microsoft Office Excel 2007» та надалі зберігалися у форматі (.xlsx) для подальшої обробки. Осцилограми навантаження ЦГП перевіряли на однотипність процесу навантаження та відсутність тенденції до неперервного зростання або зменшення їх величин, що підтверджує справедливості гіпотез про стаціонарність та ергодичність процесу навантаження.

Перехід від фіксованих значень моменту опору M_{on} до навантажень F в одній пружині з комплексу z пружин муфти виконували за формулою [5]:

$$F = \frac{M_{on} \cos \alpha}{R \cdot z}, \quad (1)$$

де R - радіус розміщення пружин ($R=61$ мм);

α - кут між коловою силою муфти та силою в пружині ($\alpha = 35^\circ$ при $z = 3$).

Слід зазначити, що внаслідок попередньої деформації розтягу ЦГП, муфта працює як жорстка при навантаженнях моментами до $M_{onmin} = 1,83$ Н·м, значення яких при статистичній обробці осцилограм не враховувалися. При перевищенні значення крутного моменту, що

відповідає максимальному куту закручування пружної муфти, відбувається блокування стальних пальців лівої напівмуфти з пальцями правої, тобто муфта так само стає жорсткою та має обмеження навантажень згори.

Представлені реалізації навантаження ЦГП муфти статистично оброблювали шляхом схематизації отриманих кривих експлуатаційних навантажень на ведучому валу напівмуфти за поточними значеннями ординат методом повних циклів [6], тобто замінювали фактичний режим дії окремих навантажень (нестационарний) рівноцінним з сталим навантаженням, яке називають еквівалентним за втомленісним впливом.

Статистичний ряд поточних значень навантажень представляли в виді гістограми їх розподілу, вид якої дозволяє априорі прийняти припущення про нормальний закон розподілу випадкових значень навантажень з наступними параметрами: математичне сподівання еквівалентного навантаження $\bar{F}_{екв} = 75,47$ Н та коефіцієнт варіації навантаження $\nu_F = 0,121$. За інформацією в [7] чисельні значення ν_F стосовно окремих галузей машинобудування знаходяться в межах 0,1...0,15 (більші значення відповідають машинам, які розраховано на невизначеного споживача), що підтверджує правильність розрахунку ν_F .

Еквівалентні дотичні напруження в перерізі ЦГП визначали за формулою:

$$\tau_{екв} = k \frac{8F_{екв} D}{\pi d^3}, \quad (2)$$

де k - коефіцієнт кривизни витків пружини, в якому враховуються додаткові напруження від дії поперечної сили та концентрації напружень (для пружин з прутка круглого перерізу при індексі $C = \frac{D}{d} \geq 4$ маємо:

$$k = \frac{4C-1}{4C+1} + \frac{0,615}{C} = \frac{4 \cdot 7 - 1}{4 \cdot 7 + 1} + \frac{0,615}{7} = 0,931 + 0,088 = 1,02. \quad (3)$$

При підстановці вихідних даних та результату (3) в (2) маємо $\tau_{екв} = 343,2$ МПа. Враховуючи лінійну залежність (2) між еквівалентним навантаженням $F_{екв}$ та відповідним напруженням $\sigma_{екв}$, допускається в розрахунках на опір втомленості коефіцієнт варіації амплітуд напружень ν_a приймати рівним коефіцієнту варіації еквівалентного навантаження ν_F , тобто $\nu_a = 0,121$.

Використовуючи статистичні характеристики навантажень та опору втомленості ЦГП, виконуємо оцінку її надійності за ймовірністю безвідмовної роботи $p(t)$. Попередньо визначаємо квантіль нормального розподілу за формулою [7]:

$$u_p = -\frac{1-n}{\sqrt{n^2 \nu_{-1D}^2 + \nu_a^2}}, \quad (4)$$

де $n = \frac{\bar{\tau}_{-1D}}{\tau_{екв}} = \frac{425}{343,2} = 1,238$ - коефіцієнт безпеки за середніми значеннями границі

втомленості та амплітуди навантаження ЦГП.

При підстановці раніше отриманих значень маємо $u_p = -1,333$, що дозволяє за табл.1.1 [7] визначити ймовірність безвідмовної роботи ЦГП: $p(u_p = -1,333) = 0,908$.

Враховуючи кількість рівно надійних ЦГП в запобіжній муфті $z=3$ та структурно-логічну схему надійності стосовно комплекту послідовно з'єднаних пружин муфти, ймовірність безвідмовної роботи пружної муфти за критерієм втомленісної міцності складових ЦГП становить:

$$P_{\Sigma} = \prod_{i=1}^3 P_i = P_i^3 = 0,908^3 = 0,75, \quad (5)$$

що є задовільним для механізмів та машин без особливих вимог за надійністю.

За даним розрахунком встановлюється надійність ЦГП без характеристики їх втомленісної довговічності, що унеможливило задавати наперед їх ресурс, наприклад, кратний міжремонтному циклу. Під втомленісною циклічною довговічністю розуміємо ресурс N_i , як сумарне число циклів навантаження при безвідмовній роботі ЦГП до втомленісного руйнування. Її оцінку виконували за рівнянням Веллера - залежності між напруженнями та числами циклів навантаження до втомленісного руйнування:

$$\sigma_i^{m_N} \cdot N_i = \text{const}, \quad (6)$$

де m_N - параметр, який визначає нахил однієї з ділянок кривої втомленості матеріалу. Стосовно дотичних напружень для ЦГП рівняння (6) прийме вид:

$$\tau_{екв}^{m_N} N_P = \tau_{-1Д}^{m_N} \cdot N_G, \quad (7)$$

звідки розрахункова циклічна довговічність ЦГП становить

$$N_P = N_G \left(\frac{\tau_{-1Д}}{\tau_{екв}} \right)^{m_N}, \quad (8)$$

де N_G - число циклів навантаження ЦГП, яке відповідає абсцисі точки перегину кривої втомленості.

Для легованої сталі 50ХФА ЦГП рекомендовано приймати $N_G=2,16 \cdot 10^6$ циклів [8] та $m_N=12,8$ [9].

Ресурс ЦГП в годинах визначають за формулою:

$$T = \frac{N_P}{60n \cdot k}, \quad (9)$$

де n - частота обертання ротору ножової дробарки;

k - кількість різок матеріалу між рухомими ножами ротора та нерухомими ножами корпусу дробарки за один оберт барабану. Величина k залежить від кількості ножів ротора s та наповнення барабану відходами. При $s=3$ усереднене значення $k=2,3$.

Обчислене за (9) значення T відповідає ймовірності в 50%, для T_P при будь-якій ймовірності P в припущенні про нормальний закон розподілу доцільно використовувати залежність виду:

$$T_P = T + u_P \cdot s_T, \quad (10)$$

де s_T - середньо квадратичне відхилення довговічності (ресурсу) деталі в годинах.

За формулою (10) також можна обчислювати відсоткові верхні та нижні границі довірчих інтервалів довговічності.

Висновки. Варіювання жорсткості пружної запобіжної муфти роторної ножової дробарки, на яку впливають фізико-механічні властивості матеріалу та геометричні розміри відходів, відбувається за рахунок зміни комплекту циліндричних гвинтових пружин. Представлені напрацювання сприяють комплексному підходу по забезпеченню заданої жорсткості пружної запобіжної муфти з підтримкою вимог за надійністю і довговічністю та супроводжуються нормативним та довідковим матеріалом стосовно об'єкту досліджень. Результати роботи дозволяють підвищувати якість та ефективність прийнятих рішень при проектуванні обладнання для переробки відходів з раціональними параметрами.

Література

1. Рубанка М. М. Доцільність використання в приводі роторної ножової дробарки пружної запобіжної муфти / М. М. Рубанка, Б. Ф. Піпа, Ю. А. Ковальов // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2014. – № 2 (76). – С. 97–102.
2. Піпа Б. Ф. Аналіз доцільності використання пристрою з пружиною кручення для зниження динамічних навантажень в приводі технологічного обладнання та вибір його параметрів / Б. Ф. Піпа, М. М. Рубанка, С. В. Музичишин // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2014. – № 3 (77). – С. 209–215.
3. Березін Л. М. До розрахунків деталей на міцність в ймовірнісному аспекті / Л. М. Березін, М. М. Рубанка // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2018. – №4 (124). – С.17-25.
4. Рубанка М. М. Експериментальні дослідження динаміки роторної дробарки для переробки відходів легкої промисловості / М. М. Рубанка, В. П. Місяць // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2016. – №1 (94). – С. 27–36.
5. Иванов М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогоев. – М.: Высш. шк., – 2008. – 408 с.
6. ГОСТ 25.101-83. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов

References

1. Rubanka, N. N., Pipa, B. F., Misiats, V. P. (2014). Dotsilnist vykorystannia v pryvodi rotornoї nozhovoi drobarky pruzhnoi zapobizhnoi mufty [Expediency of the usage of the resilient preventive muff in drive rotor knife crusher] *Visnyk kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu - Bulletin of Kiev National University of Technologies & Design*, Vol. 2, 97–102 [in Ukrainian].
2. Pipa, B. F., Rubanka, M. M., S. V. Muzychyshyn S. V. (2014). Analiz dotsilnosti vykorystannia prystroiu z pruzhynoiu kruchennia dla znyzhennia dynamichnykh navantazhen v pryvodi tekhnolohichnoho obladnannia ta vybir yoho parametriv [Analysis of using expediency of the device with twisting spring for decline of dynamic loading in drive of technological equipment and choice of its parameters] *Visnyk kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu - Bulletin of Kiev National University of Technologies & Design*, Vol. 3, 209–215 [in Ukrainian].
3. Berezin, L. M., Rubanka M. M. (2018). Do rozrakhunkiv detalei na mitsnist v ymovirnisnomu aspekti [To calculate details for strength in the probability aspect] *Visnyk kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu - Bulletin of Kiev National University of Technologies & Design*, Vol. 4, 17–25 [in Ukrainian].
4. Rubanka M. M., Misiats V. P. (2016). Eksperymentalni doslidzhennia dynamiky rotornoї drobarky dla pererobky vidkhodiv lehkoi promyslovosti [Experimental researches of rotor crusher dynamics are for recycling of light industry wastes] *Visnyk kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu - Bulletin of Kiev National University of Technologies & Design*, Vol. , 27–36 [in Ukrainian].
5. Yvanov, M. N., Fynohoev, V. A. (2008). Detaly mashyn [Machine details] Moscow: Visshaya shkola [in Russian].
6. GOST 25.101-83. Raschety i ispytaniya na prochnost. Metody skhematizatsii sluchaynykh protsessov nagruzheniya elementov mashin i konstruktsiy i

нагрузки элементов машин и конструкций и статистического представления результатов. Дата введения 1984-07-01.

7. Решетов Д. Н. Надежность машин / Д. Н. Решетов, А. С. Иванов, В.З. Фадеев. – М.: Высш. шк., 1988. – 238 с.

8. Гребенник В. М. Надежность металлургического оборудования (оценка эксплуатационной надежности и долговечности): Справочник / В. М. Гребенник, В. К. Цапко. – М.: Машиностроение, 1980. – 344 с.

9. Трощенко В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов: Справочник. Ч.1, 2 / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский. – К.: Наукова думка, 1987. – 1315 с.

statisticheskogo predstavleniya rezultatov. [State Standard 25.101-83. Strength calculation and testing. Representation of random loading of machine elements and structures and statistical evaluation of results]. Moscow, Standartinform Publ., 1983. 29 p.

7. Reshetov, D. N., Yvanov, A. S. & Fadeev (1988). Nadezhnost mashyn [Reliability of machines]. Moscow: Visshaya shkola [in Russian].

8. Hrebennyk, V. M., Tsapko, V. K. (1980). Nadezhnost metallurhycheskoho oborudovanyia (otsenka ekspluatatsyonnoi nadezhnosti y dolhovechnosti): Spravochnyk [Reliability of metallurgical equipment (estimation of operational reliability and durability): Handbook] Moscow: Mashynostroenye [in Russian].

9. Troshchenko, V. T., Sosnovskiy, L. A. (1987). Soprotivlenye ustalosty metallov y splavov: Spravochnyk. [Resistance to fatigue of metals and alloys: Handbook. Vols. 1 –2; Vol.2]. Kyiv: Naukova dumka. [in Ukrainian].

BEREZIN LEONID

lnb07@ukr.net

ORCID: orcid.org/0000-0002-2672-6323

Department of applied mechanics and machines
Kyiv National University of Technologies & Design

RUBANKA MYKOLA

nikolayrubanka@ukr.net

ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2367-0333>

Department of applied mechanics and machines
Kyiv National University of Technologies & Design

РАСЧЕТЫ ДЕТАЛЕЙ НА НАДЕЖНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ПО КРИТЕРИЮ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ БЕРЕЗИН Л. Н., РУБАНКА Н. Н.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Разработка основных положений определения эквивалентного напряжения по спектру нагрузок цилиндрических винтовых пружин предохранительных муфт роторных ножевых дробилок с дальнейшим использованием в расчетах на надежность и долговечность по критерию усталостной прочности.

Методика. Используются современные методы определения статистических характеристик сопротивления усталости деталей, компьютерные методы обработки спектров нагрузок, элементы математической статистики и теории вероятностей.

Результаты. Представлены наработки для проверки конструкций предохранительных упругих муфт на надежность и долговечность по критерию усталостной прочности при ограниченных исходных данных касательно нагрузок и механических характеристик прочности пружин.

Научная новизна. Заключается в дальнейшем развитии теории и методологии математического обеспечения для проектирования деталей машин с заданными характеристиками надежности и долговечности по усталостной прочности на основе спектра нагрузок.

Практическая значимость. Представленная информация позволяет повышать качество и эффективность проектных решений по обеспечению заданной жесткости упругой предохранительной муфты с поддержкой требований по надежности и долговечности. Рекомендовано нормативное и справочное сопровождение касательно объекта исследований.

Ключевые слова: проектирование, расчет, цилиндрическая винтовая пружина, усталость, надежность, долговечность.

CALCULATIONS OF DETAILS IN ORDER TO ESTIMATE THEIR RELIABILITY AND DURABILITY BY CRITERION OF FATIGUE STRENGTH

BEREZIN L. M., RUBANKA M. M.

Kyiv National University of Technologies and Design

Purpose. Development of the basic provisions for determination of the equivalent stress in accordance with the spectrum of the load of cylindrical spiral springs of the overload release clutches of the rotatory impeller breaker mills with the further use of such basic provisions in calculations aimed to estimate reliability and durability of details by criterion of fatigue strength.

Methodology. Up-to-date methods of determination of statistical characteristics of resistance of details fatigue, computer methods of processing of the load spectrums, as well as the elements of mathematical statistics and theory of probability are used.

Findings. Preliminary studies for working out of the design of the overload release clutches in order to estimate their reliability and durability by criterion of fatigue strength at limited initial data on the loads and mechanical characteristics of the strength of springs are presented.

Originality. Lies in the further development of the theory and methodology of mathematical support for the design of the machine details with the specified characteristics of reliability and longevity on base of loads spectrum.

Practical value. The presented information allows increasing the quality and efficiency of the design solutions on the provision of given rigidity of the elastic overload release clutches together with their compliance with the reliability and durability requirements. Significant normative and reference support regarding the object of the research is recommended.

Key words: design, calculation, cylindrical spiral spring, fatigue, reliability, longevity.