

УДК 621.82:539.43

**БЕРЕЗІН Л. М., РУБАНКА М. М.**

Київський національний університет технологій та дизайну

### **ДО РОЗРАХУНКІВ ДЕТАЛЕЙ НА МІЦНІСТЬ В ЙМОВІРНІСНОМУ АСПЕКТІ**

***Мета.** Узагальнення нормативних положень та довідкової емпіричної та аналітичної інформації щодо обчислення статистичних характеристик міцності металів та деталей, які використовують в розрахунках на міцність в ймовірнісному аспекті.*

***Методика.** Використовуються сучасні методи пошуку, опису та аналізу інформації для аудиту множини можливих рішень в предметній області досліджень, напрацювання з опору матеріалів, математичної статистики та теорії ймовірностей.*

***Результати.** Розглядається можливість застосування на етапі проектування розрахунків статистичних характеристик опору втомленості деталей при обмеженні даних по механічним характеристикам міцності матеріалу. Результати досліджень дозволяють приймати обґрунтовані заходи по підвищенню границь втомленості деталей.*

***Наукова новизна.** Полягає в подальшому розвитку теорії і методології математичного забезпечення для проектування деталей машин з заданими характеристиками надійності за втомленісною міцністю при мінімізації їх ваги та розмірів.*

***Практична значимість.** Представлена інформація підвищує якість та ефективність проектних рішень по забезпеченню заданої надійності деталей на прикладі циліндричної гвинтової пружини в широкому діапазоні зміни її геометричних, пружних та силових параметрів.*

***Ключові слова:** проектування, розрахунок, циліндрична гвинтова пружина, опір втомленості, статистичні характеристики міцності.*

**Вступ.** На основі аналізу існуючого парку обладнання галузі та машин загального призначення встановлена доцільність використання в їх приводах пристроїв для зниження динамічних навантажень [1]. Зроблено висновок про ефективність застосування відцентрових муфт або муфт з пружними елементами. Зокрема пружні запобіжні муфти з циліндричними гвинтовими пружинами (ЦГП) рекомендовано в приводах роторних ножових дробарок [2], в'язальних машин і автоматів [3] та інших. Запропоновано конструкцію пружної запобіжної муфти [4], яка здатна суттєво підвищити експлуатаційну надійність та технологічність обладнання за рахунок зміни жорсткості муфти в залежності від режиму навантаження. Представлено метод вибору раціональних параметрів нової конструкції пружної запобіжної муфти привода, проте відсутня проробка конструкції на втомленісну міцність та надійність.

**Постановка завдання.** Існує стандарт [5], який регламентує випробування на циклічну довговічність ЦГП стиску та розтягу із сталі круглого перерізу. Але враховуючи значну тривалість випробувань на втомленість пружин (число циклів навантажень до їх злому  $N > 10^6$ ), раціональним вважається застосування аналітичних підходів при оцінці надійності, особливо деталей обладнання малих партій. В розрахунках на міцність в ймовірнісній постановці випадковими величинами є спектр навантажень, що діють на деталь, та механічні характеристики її міцності. Особливо проблемним вважається отримання статистичних параметрів (математичного сподівання, середньо квадратичного відхилення або коефіцієнта варіації) опору втомленості деталей, які переважно відсутні або мають суперечливий характер.

Метою роботи є узагальнення нормативних положень та довідкової емпіричної та аналітичної інформації щодо обчислення статистичних характеристик міцності металів та деталей, які використовують в розрахунках на міцність в ймовірнісному аспекті на прикладі ЦПП запобіжних муфт.

**Результати дослідження.** У відповідності до результатів попереднього розрахунку [6] розглядається ЦПП класу I (безвідмовний наробіток не менше  $10^7$  циклів навантаження), розряду 1, за видом – одножилна, розтягу та стиску, з силою пружини при максимальній деформації в межах 22...800 Н, позиції 366 з наступними параметрами: діаметр дроту (прутка)  $d=2$  мм; зовнішній діаметр пружини  $D=14$  мм; матеріал прутка – легована, ресорно-пружина сталь 50ХФА, яка відповідає вимогам високої втомленісної міцності. Визначаються статистичні характеристики міцності сталі 50ХФА та пружини, які в подальшому використовуються в перевірних розрахунках на міцність по дотичним напруженням в ймовірнісному аспекті.

Вибрано калібрований пруток сортового прокату Дрiт 50ХФА-К-1А-П-Д-2 ГОСТ1071-81. За станом поставки [7] механічні характеристики сталі 50ХФА мають наступні значення: границя міцності  $\sigma_B=1270$  МПа, границя текучості  $\sigma_T=1080$  МПа, а характеристики втомленості за нормальними  $\sigma_{-1}$  та дотичними  $\tau_{-1}$  напруженнями в залежності від термообробки змінюються в значних межах. Суперечливі відомості про характеристики втомленості сталі 50ХФА надано в [8-9].

При відсутності достовірних експериментальних даних про математичне сподівання границі втомленості матеріалу при крученні, величину  $\bar{\tau}_{-1}$  рекомендується [10] визначати опосередковано за  $\bar{\sigma}_{-1}$ . Оскільки найбільш точний зв'язок існує між величинами  $\bar{\sigma}_{-1}$  та  $\sigma_B$ , попередньо використовуємо емпіричну формулу виду:

$$\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001\sigma_B) \sigma_B \quad (1)$$

При  $\sigma_B=1270$  МПа за формулою (1) маємо  $\sigma_{-1}=537$  МПа. Далі за залежністю  $\tau_{-1} = 0,6\sigma_{-1}$  визначаємо шукану величину – границю втомленості матеріалу по дотичним напруженням при симетричному режимі навантаження:  $\tau_{-1} = 322$  МПа. При відсутності інформації про  $\sigma_B$  можна користуватися величиною  $\sigma_T$  та залежністю  $\sigma_B = \sigma_T / 0,88$ .

В розрахунках на втомленісну міцність ЦПП використовуємо типову методику переходу за характеристиками втомленості від матеріалу  $\bar{\tau}_{-1}$  до деталі  $\bar{\tau}_{-1Д}$  [11]:

$$\bar{\tau}_{-1Д} = \frac{\bar{\tau}_{-1}}{K} \quad (2)$$

де  $K$  - коефіцієнт, що враховує фактори, які впливають на опір втомленості деталі при крученні.

Багатофакторність впливу на коефіцієнт  $K$  враховується в наступній формулі:

$$K = \left( \frac{k_{\tau}}{k_{d\tau}} + \frac{1}{k_{F\tau}} - 1 \right) \frac{1}{k_v \cdot k_A} \quad (3)$$

де  $k_{\tau}$  - коефіцієнт концентрації дотичних напружень пружини при деформації кручення;

$k_{d\tau}$  - масштабний фактор, який враховує вплив абсолютних розмірів поперечного перерізу дроту пружини;

$k_{F\tau}$  - коефіцієнт, який враховує вплив стану поверхні та глибини шару видалення водню на опір втомленості;

$k_v$  - коефіцієнт, який враховує технологічні методи поверхневого зміцнення деталі;

$k_A$  - коефіцієнт анізотропії.

Явище концентрації напружень виникає через зміну форми деталі, що впливає на кривизну силових ліній. Коефіцієнти концентрації звичайно встановлюють експериментальним шляхом за відношенням  $k_{\tau} = \tau_{-1} / \tau_{-1Д}$  границь втомленості відповідно гладких зразків  $\tau_{-1}$  та зразків з концентрацією напружень  $\tau_{-1Д}$ . При їх відсутності в наближених розрахунках використовують наступну формулу [10]:

$$k_{\tau} = 1 + q(\alpha_{\tau} - 1) \quad (4)$$

де  $q$  - коефіцієнт чутливості металу до концентрації напружень (для вуглецевих сталей  $q=0,6...0,8$ ; для легованих  $q=0,7...0,9$ ; для високоміцних  $q \approx 1$ ; для чавуну  $q \approx 0$ );

$\alpha_{\tau}$  - теоретичний коефіцієнт концентрації напружень, який залежить від форми концентратора ( в [11] наводяться розрахункові формули визначення  $\alpha_{\tau}$  для найбільш поширених видів концентраторів).

Звичайно для циліндричного прутка пружини, як і гладкого валу, рекомендується [12] приймати  $\alpha_{\tau}=1$ , тобто за формулою (4) маємо  $k_{\tau}=1$ .

В [12] пропонуються інші залежності для обрахунку значень коефіцієнту чутливості металу до концентрації стосовно нормальних напружень:

$$q_{\sigma} = 0,211 - 0,000143\sigma_B \quad \text{при } \sigma_B \leq 1300 \text{ МПа,}$$
$$q_{\sigma} = 0,025 \quad \text{при } \sigma_B > 1300 \text{ МПа.}$$

При крученні наближено приймають  $q_T = 1,5q_{\sigma}$ .

Через вплив великої кількості факторів на коефіцієнт  $q$ , останнім часом використовується сучасна методика розрахунку коефіцієнта  $k_{\tau}$  [11]:

$$k_{\tau} = \frac{\alpha_{\tau}}{n} \quad (5)$$

де  $n = 1 + \sqrt{G_\tau} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{\sigma_T}{712})}$ ;

$\bar{G}_\tau$  - відносний градієнт (перепад) дотичних напружень при крученні в  $\text{мм}^{-1}$ , який визначається експериментально або обчислюється за формулами в [11] (наприклад, для прутка, як деталі циліндричної форми без концентрації напружень на поверхні  $\bar{G}_\tau = 2/d = 1 \text{ мм}^{-1}$ ).

В результаті розрахунків за формулою (5) при  $n=0,017$  та  $\alpha_\tau=1,0$  маємо  $k_\tau=0,983$ , що підтверджує наближення до 1.

Коефіцієнт  $k_{d\tau}$  для легованих сталей рекомендується [11] визначати за формулою:

$$k_{d\tau} = 1 - 0,2 \lg \frac{d}{d_o} \text{ при } d \leq 150 \text{ мм} \quad \text{або} \quad k_{d\tau} = 1 \text{ при } d > 150 \text{ мм} \quad (6)$$

де  $d_o = 7,5$  мм – діаметр гладкого лабораторного зразку.

Також пропонується емпірична залежність виду [13]:

$$k_{d\tau} = \frac{1}{0,8127 + 0,0676d - 0,0042d^2} \quad (7)$$

де діаметр  $d$  задається в см.

Після обрахунку за формулою (7) при  $d=0,2$  см маємо  $k_{d\tau}=1,21$ .

В табл.1 [5] наведено залежність  $k_{d\tau}(d)$  з обмеженням за найменшим значенням  $d=11$  мм. Виконуючи інтерполювання для  $d=2$  мм, отримуємо  $k_{d\tau}=1,209$ , що підтверджує правильність попереднього розрахунку.

Для опису впливу геометричних факторів (канавок, галтелей, отворів тощо) на концентрацію напружень та масштабний фактор за комплексним коефіцієнтом  $k_\tau / k_{d\tau}$  рекомендовано застосовувати статистичну теорію подібності втомленісного руйнування [10-12]. Цей підхід використовують переважно для деталей складних форм, для яких окреме обчислення  $k_\tau$  та  $k_{d\tau}$  за формулами (4-7) може призвести до значних похибок.

Нерівності на поверхні суттєво знижують опір втомленості деталей, зокрема із легованих сталей. На поверхні дроту пружин допускається окисна плівка та окремі волочильні риски, глибина яких регламентується в [14]. Кількісно вплив якості поверхні на границі втомленості визначається за формулами:

$$k_{F\sigma} = 1 - 0,22 \lg R_Z \left( \lg \frac{\sigma_B}{20} - 1 \right) \text{ при } R_Z > 1 \text{ мкм}; \quad k_{F\sigma} = 1 \text{ при } R_Z \leq 1 \text{ мкм} \quad (8)$$

$$k_{F\tau} = 0,575 \cdot k_{F\sigma} + 0,425 \quad (9)$$

де  $R_Z$  - шорсткість поверхні прутка.

За [14] поставки дроту групи А мають 9 клас шорсткості ( $R_Z = 2,6...0,8\text{мкм}$ ). При підстановці  $R_Z \leq 2,6\text{мкм}$  за формулами (8) та (9) маємо  $k_{F\sigma} = 0,927$  та  $k_{F\tau} = 0,958$ .

Коефіцієнт  $k_v$ , який враховує методи поверхневого зміцнення деталей, дорівнює відношенню границі втомленості деталі з поверхневим зміцненням  $\sigma_{-1D_{зм}}$  до границі втомленості деталі без зміцнення  $\sigma_{-1D}$ . В розрахунках пружин за рекомендацією [5]  $k_v$  надають наступні значення: 1,0 – при відсутності зміцнення; 1,15 – при застосуванні зміцнення наклепом. Детальна інформація стосовно  $k_v$  для інших видів обробки в залежності від діаметру зразку та наявності концентра напружень приведена в [10]. Очевидно, що з ростом рівня концентрації напружень ефект зміцнення зростає, при збільшенні розмірів деталі – зменшується. У відповідності до технології виготовлення прутка пружин приймаємо  $k_v = 1,15$ .

Коефіцієнтом анізотропії  $k_A$  в розрахунках ЦГП через незначний діаметр дроту нехтуємо.

Після підстановки обчислених значень коефіцієнтів  $k_\tau$ ,  $k_{F\tau}$ ,  $k_{d\tau}$ ,  $k_v$ ,  $k_A$  в формулу (3) маємо  $K = 0,757$ . Звичайно в розрахунках  $K = 1,5...3$ . Розбіжність передусім пояснюється тим, що діаметр дроту  $d$  значно менший за діаметр  $d_o$  лабораторного зразку, для якого визначають границі міцності, та розмірів більшості реальних деталей. Зменшенню  $K$  також сприяє технологія зміцнення дроту пружини.

Далі за формулою (2) маємо  $\bar{\tau}_{-1D} = 425$  МПа.

В ймовірнісних розрахунках на міцність розсіяння значень границі втомленості деталі виражають середньо квадратичним відхилення або коефіцієнтом варіації. Дослідження границь втомленості деталей свідчить про значне їх розсіяння, яке вивчено недостатньо, що пояснюється необхідністю збільшення числа дослідів та відсутністю в існуючих розрахунках вимог диференціального обліку розсіяння.

При відсутності даних загальний коефіцієнт варіації границі втомленості деталі допускається розраховувати за формулою [10]:

$$v_{\tau_{-1D}} = \sqrt{v_{\tau_{max}}^2 + v_{\tau_{-1}}^2 + v_{\alpha_\tau}^2} \quad (10)$$

де  $v_{\tau_{max}}$  - коефіцієнт варіації максимальних руйнуючих напружень в зоні концентрації;

$v_{\tau_{-1}}$  - коефіцієнт варіації середніх (в межах однієї плавки) значень границь втомленості зразків;

$v_{\alpha_\tau}$  - коефіцієнт варіації теоретичного коефіцієнту концентрації напружень  $\alpha_\tau$ , який враховує відхилення фактичних розмірів деталей (в границях допусків).

За рекомендаціями [11] в першому наближенні допустимо приймати  $v_{\tau_{max}} = 0,06...0,1$ .

Вибираємо  $v_{\tau_{max}} = 0,08$ . Враховуючи практично лінійну залежність між границями втомленості та границями міцності матеріалу [12], допускають, що  $v_{\tau_{-1}} = v_{\tau_B}$ , де  $v_{\tau_B}$  -

коефіцієнт варіації границі міцності металу при крученні за множиною всіх плавок. Для покращених або нормалізованих сталей значення  $\nu_{\tau_B}$  знаходиться в межах 0,03...0,04, для сталей з термічно зміцненою поверхнею – 0,05...0,07, для легованих – 0,04...0,10. В розрахунках приймаємо  $\nu_{\tau-1} = 0,07$ .

Геометрична точність дроту пружин також впливає на розсіяння значень границі втомленості. У відповідності до [15] пружини категорії А виготовляються із спеціальною обробкою поверхні дроту, мають параметри шорсткості та допустимі дефекти поверхні не менші групи обробки Г, за граничними відхиленнями діаметру від номінального розміру – не більше квалітету 11 (для  $d \leq 3$  мм відхилення становить 60 мкм). Оскільки допуск на діаметр при прийнятій технології незначний, то приймаємо, що  $\nu_{\alpha_\tau} = 0$ .

Остаточно за формулою (10) маємо  $\nu_{\tau-1D} = 0,106$ .

Обчислені параметри  $\bar{\tau}_{-1D} = 425$  МПа та  $\nu_{\tau-1D} = 0,106$  надалі використовуються в розрахунках ЦГП на втомленісну міцність в ймовірнісній постановці.

**Висновки.** Показана можливість застосування на етапі проектування розрахунків статистичних характеристик опору втомленості деталі при обмеженні даних за механічними характеристиками міцності матеріалу. Представлена інформація підвищує якість та ефективність проектних рішень по забезпеченню заданої надійності деталей на прикладі ЦГП в широкому діапазоні зміни її геометричних, пружних та силових параметрів.

Результати досліджень дозволяють приймати обґрунтовані заходи щодо збільшення величини границі втомленості прутка із сталі 50ХФА ЦГП, а саме:

- запобігання обезводненню поверхні пружини при виготовленні та термообробці;
- зміцнення пружини одним із способів: наклепом дробом або заневолюванням;
- заміна однієї пружини декількома пружинами при зберіганні сумарної жорсткості пружин;
- використання марок сталі з кращими характеристиками міцності.

### Література

1. Музичишин С. В. Класифікація пристроїв зниження динамічних навантажень механічних систем / С. В. Музичишин, Б. Ф. Піпа // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2014. – № 6. – С. 6–12.
2. 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.

### References

1. Muzichishin, S. V., Pipa, B. F. (2014). Klyasyfikatsiia prystroiv znazhennia dynamichnykh navantazhen mekhanichnykh system [Classification of devices for estimating dynamic loads of mechanical systems] *Visnyk kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnologii ta dyzainu – Bulletin of Kiev National University of Technologies & Design, Vol. 6, 6–12* [in Ukrainian].
2. Rubanka, N. N., Pipa, B. F., Misiats, V. P. (2014). Dotsilnist vykorystannia v pryvodi rotornoi nozhovoi drobarky pruzhnoi zapobizhnoi mufty [Expediency of the usage of the resilient preventive muff in drive rotor knife crusher] *Visnyk kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnologii ta dyzainu – Bulletin of Kiev National University of Technologies & Design, Vol. 2, 97–102* [in Ukrainian].
3. Pipa, B. F., Muzichishin, S. V. (2015). Vybir parametriv

3. Піпа Б. Ф. Вибір параметрів пристрою зниження динамічних навантажень в приводі в'язальних машин з муфтою з пакетами гільзових пружин // Б. Ф. Піпа, С. В. Музичисин // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2015. – № 1 (82). – С. 13–18.
4. Місяць В. П., Рубанка М. М., Піпа Б. Ф., винахідники. Муфта. Український патент, № u201403451, 2014.
5. ДСТУ 32208-2016. Пружини ресорного підвішування залізничного рухомого складу. Метод випробування на циклічну довговічність. Україна. Дата введення 2016-10-01.
6. ДСТУ ГОСТ 13767-2008. Пружини винтові циліндричні сжатия і розтяження I класу, розряду 2 із сталі круглого сечення. Основні параметри витків. Україна. Дата введення 2008-07-01.
7. ДСТУ 8429-2015. Прокат із ресорно-пружинної вуглецевої та легованої сталі. Технічні умови. Україна. Дата введення 2017-07-01.
8. Рахштадт А. Г. Пружинні сталі і сплави / А. Г. Рахштадт. – М.: Металлургия, 1982. – 400 с.
9. Кузьмін Ю. А. Конструювання і розрахунок автомобіля / Ю. А. Кузьмін. – Ульяновск: УЛГТУ, 2008. – 29 с.
10. Когаєв В. П. Розрахунок деталей машин і конструкцій на міцність і довговічність / В. П. Когаєв, Н. А. Махутов, А. П. Гусєнков. – М.: Машиностроєння, 1985. – 224 с.
11. ГОСТ 25.504-82. Розрахунок і випробування на міцність. Методи розрахунок характеристик опору втоми. Москва. Дата введення 1983-30.06.
12. Коновалов Л. В. Напруженість, втоми, надійність деталей металургічних машин / Л. В. Коновалов. – М.: Металлургия, 1981. – 280 с.
13. ДСТУ 4045-2001. Візки вагонів пасажирських магістральних локомотивної тяги. Загальні технічні умови. Україна. Дата введення 2016-11-01.
14. ГОСТ 14963-78 Проволока сталевана пружинна. Технічні умови. [State Standard 14963-78. Provoloka stalnaia lehyrovannaia pruzhynnaia. Tekhnicheskye uslovyia. [State Standard prystroiu znyzhennia dynamichnykh navantazhen v pryvodi v'iazalnykh mashyn z muftoiu z paketamy hilzovykh pruzhyn [Selection of parameters of the device for reducing the dynamic loads in the drive knitting machines with a clutch with packages of sleeve springs] *Visnyk kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu – Bulletin of Kiev National University of Technologies & Design, Vol. 1, 13–18 [in Ukrainian].*
4. Misiats V. P., Rubanka M. M., Pipa B. F., inventors (2014). Mufta [Muff]. Ukrainian patent, no. u201403451.
5. DSTU 32208-2016. Pruzhyny resornoho pidvishuvannia zaliznychnoho rukhomoho skladu. Metod vyprobuvannia na tsyklichnu dovhovichnist. [State Standard 32208-2016. Springs of spring suspension of the railway rolling stock. Method of fatigue life test]. Ukraine, Standartinform Publ., 2016. 16 p.
6. DSTU GOST 13767-2008. Pruzhyny vyntovye tsylindrycheskye szhatyia y rastiashchenyia I klassa, razriada 2 yz staly kruhloho sechenyia. Osnovnyye parametry vytkov. [State Standard 13767-2008. Cylindrical helical compression (tension) springs of 1 class and 2 category made of round steel. Main parameters of coils]. Ukraine, Standartinform Publ., 2008. 16 p.
7. DSTU 8429-2015. Prokat yz resorno-pruzhynnoi uhlerodystoi y lehyrovannoi staly. Tekhnicheskye uslovyia [State Standard 8429-2015. Spring carbon and alloy steel bars. Specifications]. Ukraine, Standartinform Publ., 2015. 19 p.
8. Rakhshadt, A. G. (1982). *Pruzhyunnye staly y сплавы* [Spring steel and alloys]. Moscow: Metallurgy [in Russian].
9. Kuzmin, U. A. (2008). *Konstruyrovanye y raschet avtomobylia* [Designing and calculating a car]. Ulyanovsk: Ulyanovsk State Technical University [in Russian].
10. Kohaev, V. P., Makhutov, N. A. & Husenkov, A. P. (1985). *Raschety detalei mashyn y konstruksyi na prochnost y dolhovечnost* [The calculations the details and structures of machines on strength and longevity]. Moscow: Mashynostroenyie [in Russian].
11. GOST 25.504-82. Raschety y uspytanyia na prochnost. Metody rascheta kharakterystyk soprotivlenyia ustalosty. [State Standard 25.504-82. Strength calculation and testing. Methods of fatigue strength behavior calculation]. Moscow, Standartinform Publ., 1982. 29 p.
12. Konovalov, L.V. (1981). *Nahruzhennost, ustalost, nadezhnost detalei metallurhicheskyykh mashyn* [Loudness, fatigue, reliability of metallurgical machinery details]. Moscow: Metallurgy [in Russian].
13. DSTU 4045-2001. Vahony passazhyrskyye lokomotyvnoi tiahyy. Obschyye tekhnicheskye trebovaniya. [State Standard 55182-2012. Passenger cars on locomotive traction. General technical requirements]. Ukraine, Standartinform Publ., 2016. 24 p.
14. GOST 14963-78. Provoloka stalnaia lehyrovannaia pruzhynnaia. Tekhnicheskye uslovyia. [State Standard

легированная пружинная. Технические условия. Москва. Дата введения 1980-01.01.

15. ДСТУ 1452-2007 Пружини циліндричні гвинтові візків та ударно-тягових приладів рухомого складу залізниць. Технічні умови. Україна. Дата введення 2007-10-01.

14963-78. Alloyed steel spring wire. Specifications]. Moscow, Standartinform Publ., 1980. 43 p.

15. DSTU 1452-2007 Pruzhyny tsylyndrycheskye vyntovye telezhek y udarno-tiahovyykh pryborov podvyzhnoho sostava zheleznykh doroh. Tekhnicheskye uslovyia. [State Standard 1452-2007. Screw cylindrical springs for trucks and draw-and-buffer gears of railway rolling stock. Specifications]. Ukraine, Standartinform Publ., 2007. 11 p.

**BEREZIN LEONID**

*lnb07@ukr.net*

ORCID: [orcid.org/0000-0002-2672-6323](http://orcid.org/0000-0002-2672-6323)

*Department of applied mechanics and machines  
Kiev National University of Technologies & Design*

**RUBANKA MYKOLA**

*nikolayrubanka@ukr.net*

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

*Department of applied mechanics and machines  
Kiev National University of Technologies & Design*

## **К РАСЧЕТУ ДЕТАЛЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ В ВЕРОЯТНОСТНОМ АСПЕКТЕ БЕРЕЗИН Л. Н., РУБАНКА Н. Н.**

*Киевский национальный университет технологий и дизайна*

**Цель.** *Обобщение нормативных положений, справочной эмпирической и аналитической информации касательно определения статистических характеристик прочности металлов и деталей, которые используют в расчетах на прочность в вероятностном аспекте.*

**Методика.** *Используются современные методы поиска, описания и анализа информации для аудита множества возможных решений в предметной области исследований, наработок с сопротивления материалов, математической статистики и теории вероятностей.*

**Результаты.** *Рассматривают возможность использования на этапе проектирования расчетов для определения статистических характеристик сопротивления усталости деталей при ограниченных данных о механических характеристиках прочности материала. Результаты исследований позволяют принимать обоснованные предложения по повышению границ усталости деталей.*

**Научная новизна.** *Заключается в дальнейшем развитии теории и методологии математического обеспечения для проектирования деталей машин с заданными характеристиками надежности по критерию усталостной прочности при минимизации их веса и размеров.*

**Практическая значимость.** *Представлена информация, которая повышает качество и эффективность проектных решений по обеспечению заданной надежности деталей. Расчет выполнен на примере цилиндрических винтовых пружин с учетом широкого диапазона изменений их геометрических, упругих и силовых параметров.*

**Ключевые слова:** *проектирование, расчет, цилиндрическая винтовая пружина, сопротивление усталости, статистические характеристики прочности.*



TO CALCULATE DETAILS FOR STRENGTH IN THE PROBABILITY ASPECT

BEREZIN L. N., RUBANKA N. N.

Kiev National University of Technologies & Design

**Purpose.** Generalization of regulations, empirical and analytical information concerning the determination of the statistical characteristics of the strength of metals and details for used in strength calculations in the probabilistic aspect.

**Methodology.** Are used modern methods of searching, describing and analyzing information to audit a variety of possible solutions in the subject area of research, developments with the strength of materials, mathematical statistics and probability theory.

**Findings.** Is presented the possibility of using at the design stages for calculations of determine the statistical characteristics of the fatigue resistance of details at limited data on the mechanical characteristics of the strength of the material. The research results make it possible to take reasonable proposals to improve the fatigue strength of details.

**Originality.** The further development of the theory and methodology of mathematical solutions for designing machine parts with specified reliability characteristics by the fatigue strength criterion while minimizing their weight and size.

**Practical value.** Is presented information that improves the quality and efficiency of design solutions for ensure the specified reliability of details. The calculation is performed on the example of cylindrical coil springs with a wide range of changes in their geometric, elastic and force parameters.

**Keywords:** design, calculation, cylindrical coil spring, fatigue resistance, statistical strength characteristics.