

*А. В. ГАЙДАМАКА, Ю. Д. МУЗИКІН, Г.Г. КУЛИК, Д. Ю. БОРОДІН*

## ПРОБЛЕМА ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ НЕНАПРУЖЕНИХ ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ

Для уникнення економічних втрат виробництва через зупинки щодо проведення ремонтних робіт виникає необхідність дослідження з розробкою заходів підвищення їх надійності. Було проведено відповідний аналіз літератури з метою пошуку напрямків методів підвищення працездатності шпонкових з'єднань. В роботі проаналізовано особливості праці найбільш поширених ненапружених з'єднань призматичними шпонками. Аналіз стану експлуатації ненапружених шпонкових з'єднань, напрямків удосконалення їх конструкцій та сучасного спрощеного методу розрахунку пояснює актуальність досліджень працездатності і підвищення надійності. Розглянуто шляхи підвищення надійності з'єднань призматичними шпонками. В цій роботі виконано огляд деяких останніх найбільш цікавих, на думку авторів, досліджень з контактної взаємодії деталей. Сформульовано вимоги щодо розробки і дослідження нових шпонкових з'єднань. За базову прийнято конструкцію з'єднання з циліндричними робочими поверхнями шпонки. Проаналізовано відомі методи визначення контактних деформацій різними науковими школами. Сформульовано вимоги щодо розвитку методу розрахунку ненапружених шпонкових з'єднань. За базовий прийнято метод наукової школи Волгоградського державного технічного університету.

**Ключові слова:** ненапружені шпонкові з'єднання, надійність, шпонкове з'єднання циліндричним сегментом, контактні деформації, руйнування, удосконалення конструкції, самозаклинювання шпонки

*A. GAYDAMAKA, Y. MUZYKIN, H. KULYK, D. BORODIN*

## THE PROBLEM OF PRODUCTIVITY INCREASE OF THE UNSTRESSED KEYWAYS JOINTS

This paper reports the location of stress concentration and compares the results obtained by theoretical analysis with the analysis done by the analysis software. In order to avoid economic losses of production due to stoppages related to repair work, there is a need to study the development of measures to increase their reliability. Despite knowing the importance of this a very little research work has been reported in this field. An appropriate analysis of the literature was carried out in order to find directions for improving methods performance of keyed joints. The paper analyzes the features of the work of the most common non-stressed connections prismatic keys. Analysis of the state of operation of non-stressed keyed joints, directions for improving their designs, and modern simplified method of calculation explains the relevance of studies of workability and reliability improvement. Ways have been considered to increase the reliability of connections with prismatic keys. In this work, a review of some of the latest, most interesting, by the author's opinion, is carried out, studies on the contact interaction of parts. The requirements for the development and research of new keyed joints are formulated. The basic design of the connection with cylindrical working surfaces of the key is adopted. Known methods of determination are analyzed contact deformations by various scientific schools. The requirements for the development of the method of calculating unstressed keyways are formulated connections. All our calculations were primarily made based on the method of the Scientific School of Volgograd State Technical University and it was adopted as the basic one.

**Key words:** non-stressed keyed connections, unstressed keyed connections, reliability, keyway connection with a cylindrical segment, contact deformation, destruction, improvement of the design, self-locking of the key, fracture

**Вступ.** Шпонкові з'єднання широко застосовують при передаванні обертання від валу до маточин шківів, зубчастих коліс, муфт у різних машинах вантажопідійомної техніки, металургійного обладнання, сільськогосподарських механізмах, у суднобудуванні та інших. Найбільш поширені з'єднання призматичними шпонками, які для підвищення надійності встановлюють на валу з натягом. Однак навіть у таких з'єднаннях спостерігається їх зношування через пластичне деформування контактуючих поверхонь. Це спричинює відносні зміщення деталей з'єднання, а з часом може з'явитися і абразивне зношування через забруднення з оточуючого середовища і руйнування з'єднання з наступною зупинкою машини. Отже, для уникнення економічних втрат виробництва через зупинки для проведення ремонтних робіт необхідні дослідження працездатності шпонкових з'єднань з розробкою заходів підвищення їх надійності.

**Аналіз літератури і постановка проблеми.** Незважаючи на відомий досконалий міжнародний стандарт проектування (ІСО 2491-74) і сучасні технологічні засоби виготовлення найбільш поширених ненапружених з'єднань з призматичними шпонками, натепер спостерігаються часті випадки їх пошкодження [1-3] через зминання шпонок і шпонкових пазів (рис. 1), а також втомні тріщини (рис. 2) на валах і в маточинах деталей машин.



Рисунок 1 – Зминання паза валу

Відносні зміщення контактуючих поверхонь з'єднань призматичними шпонками можуть спричинювати повороти останніх у шпонковому пазі. Повороти шпонок виникають через нецентральне навантаження деталей силового приводу машини чи обладнання, яке може виникати через негативний вплив від перекосів, внаслідок неякісної з'єднання різьбових з'єднань [4], при дії вібраційних впливів на систему [5], характерним прикладом таких явищ є зубчасті колеса в редукторах [6-9]. Спроба встановлення функціонального зв'язку між перекосом зубчастих коліс і поворотом шпонки зроблена в публікації [6]. У роботі [8] запропоновано математичну модель зв'язку повороту шпонки з повнотою конта-

© А. В. Гайдамака, Ю. Д. Музикін,  
Г.Г. Кулик, Д. Ю. Бородин, 2022

кту зубчастого зачеплення. Зменшення кута повороту шпонки авторами роботи [9] вдалося досягти коригуванням геометрії деталей шпонкового з'єднання.



Рисунок 2 – Втомні тріщини валу

Дослідження напружено-деформованого стану (НДС) і оптимізація шпонкових з'єднань, що здійснюються переважно для типових конструкцій, майже вичерпали можливості їх поліпшення [10–13]. Тому останнім часом відбувається пошук нових конструктивних рішень шпонкових з'єднань [14–19]. З'явився цілий клас пружних шпонок [14–17], які дозволяють демпфувати відносно невеликі динамічні навантаження, а, отже, зменшувати контактні напруження. Удосконалення конструкції типових шпонок відбувається за рахунок зміни торцевих поверхонь для покращення монтажу з'єднання [18], зміни призматичної форми шпонки на циліндричну [19]. Останнє є одним із перших технічних рішень застосування шпонки циліндричної форми.

Принципово новою за конструкцією є з'єднання серповидною шпонкою [20], яка має дві бокові робочі циліндричні поверхні за відповідними радіусами. Перевагою такого шпонкового з'єднання є відсутність концентрації напружень на валу і в маточині деталі (шківа, зубчастого колеса тощо). Однак, недоліком цього з'єднання є можливість самозаклинювання шпонки і складність технології виготовлення.

Як альтернатива ненапруженим шпонковим з'єднанням розширюється використання профільних з'єднань [21, 22].

Другим напрямом підвищення надійності шпонкових з'єднань є удосконалення методу їх розрахунку. Для призматичних шпонкових з'єднань, де всі конструктивні параметри (розміри шпонок, пазів, граничні відхилення, шорсткість) та основні норми взаємозамінності визначені міжнародними стандартами (міжнародним ISO 773, ГОСТ 23360-78) розрахунки на статичну міцність за напруженнями змінанням  $\sigma_{зм}$  згідно з опором матеріалів виконують після конструктивної розробки з'єднання як перевірочні за виразом

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{2T}{d} \cdot (h - t_1) \cdot l_p \leq [\sigma_{зм}]. \quad (1)$$

Тут  $F$  – сила змінання,  $A_{зм}$  – площа змінання,  $T$  – обертовий момент,  $d$  – діаметр валу,  $h$  – висота шпонки,  $t_1$  – глибина врізання пазу у вал,  $l_p$  – робоча довжина шпонки,  $[\sigma_{зм}] = \frac{\sigma_r}{[s]}$  – допустиме напруження змінання, а  $[s]$  – коефіцієнт запасу ( $[s] = 1,9 \dots 2,3$  при

нереверсивному малозмінному навантаженні,  $[s] = 2,5 \dots 3,0$  – при реверсивному навантаженні,  $[s] = 2,9 \dots 3,5$  – при частих зупинках і пусках).

Такий розрахунок вважається умовним (наближеним), оскільки спостерігається нерівномірність розподілу  $\sigma_{зм}$  за довжиною і висотою шпонки через похибки складання з'єднання і деформації деталей, а також повороти шпонки, що враховуються призначенням завищених коефіцієнтів  $[s]$ . Саме контактні деформації деталей, яким приділяється недостатньо уваги, суттєво впливають на роботу шпонкових з'єднань.

Аналіз стану експлуатації ненапружених шпонкових з'єднань, напрямків удосконалення їх конструкцій та сучасного спрощеного методу розрахунку пояснює актуальність досліджень працездатності і підвищення надійності.

Контактна взаємодія деталей є актуальною проблемою машинознавства, про що свідчать численні дослідження відомих вітчизняних і закордонних вчених [23–31]. У цих дослідженнях умовно виділяють два напрями: за емпіричними та напівемпіричними підходами і обчислювальних методів на основі комп'ютерної техніки. Перший напрям реалізується з урахуванням пружного і пружно-пластичного деформування у статичній постановці [32–37] і при вібраційному навантаженні [38–41], другий – на основі властивостей матеріалів і топографії поверхонь деталей [42–44].

У цій роботі виконано огляд деяких останніх найбільш цікавих, на думку авторів, досліджень з контактної взаємодії деталей. Розрахунки пружних контактних зближень деталей у статичній постановці, що враховують параметр шорсткості, механічні характеристики матеріалів, тиск подано в роботі [37] на базі наукової школи МДТУ (Московський державний технічний університет ім. М. Е. Баумана). Розрахункова формула для контактних зближень отримана узагальненням експериментальних [23, 25, 45, 46] та теоретичних [32, 47, 48] досліджень і має вигляд

$$\frac{\delta}{R_a} = c_0 \sqrt{\frac{p}{E^*}}. \quad (2)$$

Тут  $R_a = \sqrt{(R_{a1}^2 + R_{a2}^2)}$  – зведений параметр жорсткості,  $R_{a1}, R_{a2}$  – середні арифметичні відхилення профілів спряжених поверхонь,  $c_0$  – коефіцієнт пропорційності,  $E^*$  – зведений модуль пружності,  $\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}$ , а  $\mu_1, \mu_2, E_1, E_2$  – коефіцієнти Пуассона і модулі пружності контактуючих деталей відповідно.

Розрахункова формула для дотичних контактних напружень в умовах пружного деформування має вигляд

$$\delta_t = k_t \cdot \tau, \quad (3)$$

де  $k_\tau = \frac{R_a \cdot c}{2\sqrt{E^* \cdot p}}$  – коефіцієнт дотичної контактної

податливості.

Приклад удосконалення і застосування методів розрахунків деталей за пружними деформаціями контактної пари в статичній постановці для нерухомих з'єднань наведено в роботі [49]. Вважається, що пластичні деформації виникають лише при початковому навантаженні. Тому автори робіт [37, 49] враховують лише повторні статичні навантаження, коли нормальні і дотичні деформації є пружними.

Теоретичні дослідження контакту шорстких поверхонь з урахуванням вібраційних навантажень започатковано в роботах [38, 40] на базі наукової школи НДТУ (Новосибірський державний технічний університет). Динамічна модель пружної контактної взаємодії за нормальним і дотичним напрямками має вигляд системи нелінійних диференціальних рівнянь

$$m\ddot{x} + K_1x + K_2x^2 + K_3x^3 = N \cdot \sin \omega t, \quad (4)$$

$$m\ddot{\Delta} + \Phi(\Delta) = P \cdot \sin \omega t, \quad (5)$$

де  $m$  – маса рухомого тіла кінематичної пари;

$x$  – нормальні зміщення рухомого тіла;

$K_1, K_2, K_3$  ( $K$  – Латинские) – коефіцієнти, що характеризують відновлення і дисипацію;

$\Delta$  – дотичні зміщення рухомого тіла;

$\Phi(\Delta)$  – нелінійна функція, що характеризує процеси відновлення і дисипації;  $N, P$  – нормальна і дотична сили.

При розв'язанні рівнянь (4) і (5) процес контактної взаємодії описувався петлями пружного гістерезису. Методи розрахунків деталей при пружних деформаціях контактної пари з урахуванням вібраційних навантажень на прикладі клепок з'єднань отримали розвиток у роботі [50].

Оригінальний метод розрахунку пружно-пластичної деформації в контакті деталей близької твердості з шорсткими поверхнями розроблений і експериментально підтверджений у роботах [51, 52] на базі наукової школи ВДТУ (Волгоградський державний технічний університет). Розрахункова формула має вигляд

$$\delta = \left( \frac{2\pi \cdot F \cdot R_{\max}^v \cdot a^{1/b}}{k \cdot A_a \cdot b_k \cdot HD_{3\sigma} \cdot R^{1-\frac{1}{b}} \cdot h^{1/b}} \right)^{\frac{1}{v-1}}, \quad (6)$$

де  $F$  – сила стискання деталей;

$R_{\max}$  – найбільша висота профілю поверхні;

$a, b$  – коефіцієнти, що залежать від співвідношення пластичної твердості матеріалів;

$k$  – коефіцієнт силової подоби;

$A_a$  – номінальна площа контакту;

$R$  – радіус виступів шорсткої поверхні;

$HD_{3\sigma}$  – зведена пластична твердість;

$v$  – коефіцієнт чутливості матеріалу;

$h$  – залишкове зближення.

Однак недовіком напрямку, що розвивається в

роботах [51, 52], є неврахування динамічного характеру навантажень. Пружно-пластична деформація матеріалів і зміна геометрії контактуючих поверхонь приведе до нелінійної задачі і розв'язання її на основі комп'ютерної техніки дуже ускладнено [53]. Тому в роботах [54, 55] запропонований підхід з використанням спеціальних нелінійних контактних скінченних елементів.

**Мета і задачі дослідження.** Метою цього дослідження є розробка вимог з підвищення надійності ненапружених шпонкових з'єднань на основі аналізу відповідних наукових публікацій.

Для досягнення поставленої мети сформульовано наступні задачі:

- встановити вимоги з вибору і дослідження нових конструкцій шпонкових з'єднань без концентраторів напружень;
- встановити вимоги з розвитку методу розрахунку шпонкових з'єднань.

**Вимоги щодо вибору і дослідження нових шпонкових з'єднань.** Основними вимогами з вибору нових конструкцій є:

- відсутність або мінімальний вплив концентраторів напружень на валах та в маточинах деталей;
- відсутність або мінімальний вплив концентрації навантажень на шпонку;
- максимальна площа контактних поверхонь деталей з'єднання;
- оптимальний вибір посадок з урахуванням конструкції та умов експлуатації.

Відповідно до вимог з вибору нових конструкцій шпонкових з'єднань в якості базової вибрано шпонку з циліндричними робочими поверхнями, оскільки саме така геометрія бокової поверхні, по-перше, сприяє зменшенню концентрації напружень і, по-друге, найбільш технологічна при виготовленні.

Основними вимогами з моделювання напружено-деформованого стану нових з'єднань є:

- вибір методики моделювання;
- тестування програми розрахунків;
- планування досліджень напруженого стану;
- оптимізація геометрії з'єднання.

Відповідно до вимог з моделювання НДС нових з'єднань в якості робочого вибирається метод скінченних елементів.

Основними вимогами з натурних стендових досліджень нових з'єднань є:

- вибір методики натурних стендових випробувань;
- наявність оснастки для випробувань;
- планування досліджень;
- забезпечення нереверсивної і реверсивної роботи.

Відповідно до вимог з натурних стендових досліджень нових з'єднань експерименти плануються здійснювати на базі верстатного обладнання.

**Вимоги щодо розвитку методу розрахунку шпонкових з'єднань.** Основними вимогами щодо розвитку методу розрахунку є:

- потреба підвищеної точності розрахунку;
- базування методу на теоретичних і експериментальних дослідженнях контакту шорстких пове-

рхонь;

- урахування статичних і динамічних, пружних і пластичних контактних деформацій.

**Обговорення результатів дослідження з розробки вимог щодо підвищення надійності ненапружених шпонкових з'єднань.** Аналіз публікацій зі шляхів удосконалення типових з'єднань призматичними шпонками і розробок нових конструктивних рішень свідчить, що перший шлях майже вичерпав свої можливості поліпшення працездатності. Розробка нових конструкцій шпонкових з'єднань, наприклад, з циліндричними робочими поверхнями має певні перспективи і потребує дослідження їх вантажної здатності та надійності.

Напрямок дослідження контактної взаємодії деталей на основі емпіричних та напівемпіричних підходів найбільше поширений через значний накопичений дослідний матеріал. Характеристики деформування в зоні контакту призначаються за результатами модельних чи натурних експериментів для кожної конкретної задачі. Недоліком відомого підходу при вібраційному навантаженні є врахування нелінійного характеру деформування контактної пари на основі кривих пружного гістерезису. При цьому втрачається сенс дослідження пластичних деформацій контактної пари деталей, а розв'язання основних рівнянь методу стає неадекватним.

Застосування комп'ютерної техніки для розв'язання задач контактної деформування шорстких тіл утруднено через вплив великої кількості параметрів обчислювальних алгоритмів та особливостей скінченно-елементних моделей. Це суттєво впливає на результати розрахунків і потребує залучення експериментальних досліджень.

#### Загальні висновки

1. Найбільш перспективною шпонкою для ненапружених з'єднань слід вважати конструкцію з максимально великою робочою поверхнею, яка не сприяє концентрації напружень на валах та в маточинах деталей і концентрації навантажень при перекосах.

2. Дослідження базової конструкції, шпонка якої має циліндричні робочі поверхні, слід виконувати у два етапи: дослідження напружено-деформованого стану з урахуванням шорсткості методом скінченних елементів і натурні стендові дослідження на базі верстатного обладнання.

3. В якості базового методу розрахунку ненапружених шпонкових з'єднань прийнято метод наукової школи Волгоградського державного технічного університету, який може поєднати можливість визначення статичних і динамічних, пружних і пластичних контактних деформацій при достатньо високій точності на основі напівемпіричного підходу.

#### Список літератури

- Vizentin, G., Vukelić, G., Srok, M. *Common failures of ship propulsion shafts*. Scientific Journal of Maritime Research, 2017. 90 p.
- Han, H.-S., *Analysis of Fatigue Failure on the Keyway of the Reduction Gear Input Shaft Connecting a Diesel Engine Caused by Torsional Vibration*. Engineering Failure Analysis, 2014. 28 p.
- Moolwan C, Netpu S. Fatigue failure of an idle gear shaft of a gearbox. *9th TSME-International Conference on Mechanical Engineering (TSME-ICoME 2018)*. 2018. pp. 1-28.
- Gaydamaka, A., Muzikin, Y., Klitnoi V., Basova Y., Dobrotvorskiy S. *Selecting the Method for Pre-tightening Threaded Connections of Heavy Engineering*. International Conference on Reliable Systems Engineering (ICoRSE), 2021. 257 p.
- Klitnoi, V., Gaydamaka, A. *On the problem of vibration protection of rotor systems with elastic adaptive elements of quasi-zero stiffness*. Diagnostyka, 2020. 237 p.
- Абдуллаев А.И., Расулов Г.Н., Исмаилов О.Ф. *Математическое моделирование разницы углов направления зубьев в зоне зацепления и полнота контакта в зубчатых передачах*. Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики, 2020, том 20, № 1. С. 110–117.
- Клітної, В. В., Клітної, В. В., Батрак, П. О. *Оптимізація планетарної передачі бортового редуктора з використанням методу диференціальної еволюції*. Автомобільний транспорт. 2020. № 47. С. 15-20.
- Нельзин, Ю.Б., Каримов, В.З., Краснышев, М.В. *Анализ работы шпоночного соединения элементов конструкции РДТТ*. Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2012. № 33. С. 141–148.
- Вильданов, Р. А., Титух, И. Н. *Анализ шпоночных соединений РДТТ*. Молодёжный научный форум, 2019, № 17 (47). С. 35–37.
- Савенков, В.Н., Тимохин, Ю.В., Тимохина, В.Ю. *Исследование напряженно-деформированного состояния деталей шпоночного соединения*. Сборник научных трудов ДониЖТ, 2016. № 41. С. 38-45.
- Kœchlin, S., Dehmani, H., Kulcsár, G. *Strength of a pinion-motor shaft connection: computational and experimental assessment*. 7th International Conference on Fatigue Design, Fatigue Design. 2017, November 2017, France. P. 29–30.
- Sahu, M. *Optimization of the Keyway Design with Consideration of Effect of Stress*. International Journal of Strain of Engineering Research and Tehnology. 2014. Vol. 3. Pp. 477–481.
- Pedersen, N. *Stress concentrations in keyways and optimization of keyway design*. Journal of Strain Analysis for Engineering Design. 2010. Vol. 45. Pp. 593-604.
- Пат. 105872. РФ, МПК<sup>7</sup> F16B 3/00. Упругая призматическая шпонка. / Стрелец В.Н.; заявник і патентовласник Стрелець Володимир Миколайович. – заявл. 07.30.1991; опубл. 15.04.1994.
- Пат. 2200882. РФ, МПК<sup>7</sup> F16B 3/00. Шпонка. / Стрелец В.Н.; заявник і патентовласник Государственное акционерное общество «Магистральные трубопроводы «Дружба» (UA). – заявл. 08.28.2000; опубл. 20.03.2003.
- Пат. 56071. Україна, МПК<sup>7</sup> F16B 3/00. Пружна призматична / Стрелець Р.О., Малащенко В.О., Стрелець В.М.; заявник і патентовласник Національний університет водного господарства та природокористування. – № а 2010 07432; заявл. 14.06.2010; опубл. 27.12.2010. – Бюл. № 24.
- Пат. 56666. Україна, МПК<sup>7</sup> F16B 3/00. Пружна призматична / Стрелець Р.О., Малащенко В.О., Стрелець В.М.; заявник і патентовласник Національний університет водного господарства та природокористування. – № а 2010 073393 заявл. 14.06.2010; опубл. 25.01.2011. – Бюл. № 2.
- Пат. 78656. Україна, МПК<sup>7</sup> F16B 3/00. Шпоночне з'єднання / Гузенко Ю. М.; заявник і патентовласник Гузенко Юрій Михайлович. – № у 2012 11374; заявл. 08.07.2013; опубл. 25.03.2013. – Бюл. № 6.
- Пат. 2374510. РФ, МПК<sup>7</sup> F16B 3/00, F16D 1/08. Шпоночное соединение / Похвашев Т. И.; заявник і патентовласник Общество с ограниченной ответственностью "МЕТАКОМ ПРОФИЛЬ" (RU). заявл. 28.07.2008; опубл. 27.11.2009.
- Пат. 105872. Україна, МПК<sup>7</sup> F16B 3/00, F16D 1/08. Шпоночне з'єднання Ценципера / Ценципер А.І.; заявник і патентовласник Ценципер Адольф Ісаакович. – № а 2013 08575; заявл. 08.07.2013; опубл. 25.04.2014. – Бюл. № 8.
- Курносоев Н. Е., Евтюшкин А. И. *О возможности использования и расширения сферы применения профильных бесшпоночных соединений*. Вестник Пензенского государственного университета. 2013. № 3. С. 75-78.
- Rozhkova, E.A., Pinyh, V.A. *The calculation on toughness of rk-profile connection. Sovremennye tehnologii. Sistemnyj analiz. Modelirovanie*. 2012. № 2. Pp. 17-21.
- Левина, З.М., Решетов, Д.Н. *Контактная жесткость машин*. М.: Машиностроение, 1971. 264 с.

24. Крагельский, И.В., Алисин, В.В. *Трение, изнашивание и смазка*. Справочник. В 2-х томах. Т. 2. М.: Машиностроение, 1978. 400 с.
25. Рыжов, Э.В. *Контактная жесткость деталей машин*. М.: Машиностроение, 1966. 196 с.
26. Демкин, Н.Б. *Контактирование шероховатых поверхностей*. М.: Наука, 1970. 227 с.
27. Джонсон, К. *Механика контактного взаимодействия*. М.: Мир, 1989. 510 с.
28. Суслов, А. Г. *Технологическое обеспечение контактной жесткости соединений*. М.: Наука, 1977. 102 с.
29. Tabor, D. *The Hardness of Metals*. Clarendon Press. – Oxford, 1951. 175 p.
30. Greenwood J.A., Williamson J.B.P. Contact of nominally flat surfaces. *Proc. R. Soc. Lond. A*. 1966. Vol. 295. Pp. 300–319. (что-то более современное???)
31. Persson, B.N.J. Theory of rubber friction and contact mechanics. *Journal of Chemical Physics*. 2001. Vol. 15(8), Pp. 3840–3861.
32. Иванов, А. С. Нормальная, угловая и касательная контактные жесткости плоского стыка. *Вестник машиностроения*. 2007. № 7. С. 34–37.
33. Измайлов, В.В., Новоселова, М.В. Контактное взаимодействие на микромасштабном уровне при трении покоя. *Трение и износ*. 2015. Т. 36, №6. С. 634–644.
34. Нахатакян, Ф. Г. Сближение упругих тел конечных размеров при начальном касании по линии. *Вестник машиностроения*. 2014. № 2. С. 24–27.
35. Огар, П. М., Горохов, Д. Б., *Контактирование шероховатых поверхностей: фрактальный подход: монография* Братск : Изд-во Братского государственного университета, 2007. 171 с.
36. Рогозин, Г. И., Арсланов Ф. Х., Прохоров В. Г. Расчет упругопластической контактной деформации. *Межвузовский сб. научн. трудов «Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования»*. Тверь, ТГТУ. 2014. № 7. С. 62–65.
37. Иванов А.С., Ермолаев М.М., Муркин С.В. *Расчет и проектирование неподвижных соединений приводов*. М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017. 72 с.
38. Максименко, А. А. *Динамика механического контакта в пределах трения покоя* [Текст]: Дис. ... докт. техн. наук. / Максименко А. А. Барнаул, 1995. С. 247.
39. Konowalski, K. Experimental research and modeling of normal contact stiffness and contact damping of machined joint surfaces. *Advances in Manufacturing Science and Technology*. 2009. Vol. 33. Pp. 53–68.
40. Перфильева, Н. В. *Динамическая модель упругого механического контакта в пределах трения покоя* [Текст]. Новосибирск: Наука, 2003. 152 с.
41. Gaul, L., Kögl M., Wagner, M. *Boundary element methods for engineers and scientists: an introductory course with advanced topics*. Springer, 2013. 488 p.
42. Герасимова О.Е., Борисов С.Ф., Проценко С.П. Моделирование шероховатой поверхности. *Математическое моделирование*. 2004. Т. 16. С. 40–43.
43. Куц, М.С. Распределение давления в окрестности затянутого одноболтового соединения. *Известие высших учебных заведений. Машиностроение*. 2019. Т. 706, № 1. С. 3–10.
44. Zhulev, V., Kuts, M. Contact models verification by the finite element model updating method based on the calculation of the sensitivity coefficient. *ATEC Web of Conferences*. 2018. 226 p.
45. Островский, В.И. Влияние способов обработки на контактную жесткость направляющих. *Станки и инструмент*. 1965. № 2. С. 14–16. (что-то более современное???)
46. Чихладзе, Г.Е. *Контактная жесткость и стыковое сближение деталей станков*. Тбилиси: Изд-во Тбилисского университета, 1986. 232 с.
47. Демкин, Н.Б., Рыжов, Э.В. *Качество поверхности и контакт деталей машин*. М.: Машиностроение, 1981. 224 с.
48. Демкин, Н.Б., Измайлов, В.В. Развитие учения о контактной жесткости. *Инженерный журнал*. 2003. № 9. С. 7–10.
49. Ермолаев, М.М. *Разработка методов расчета неподвижных соединений деталей машин с учетом податливости контактного слоя*: автореферат ... кандидата технических наук. Москва. 2015. С. 16.
50. Перфильева, А.Д. *Динамическая контактная податливость заклёпочных соединений в условиях предварительного смятия* : автореферат ... кандидата технических наук. Омск. 2012. 22 с.
51. *Жесткость упругопластического контакта деталей машин*. /М.М. Матлин [и др.], М.: Машиностроение, 2015. 217 с.
52. Казанкин, В.А. *Разработка методики расчета прочности неподвижных соединений с учетом контактной жесткости сопрягаемых деталей близкой твердости* : автореферат ... кандидата технических наук. Волгоград. 2016. С. 19.
53. Мурашов, М.В. Выбор параметров вычислительных алгоритмов при решении задачи контактного деформирования шероховатых поверхностей. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Естественные науки»*. 2016. № 1. С. 111–121.
54. Сакало, В.И., Ольшевский, А.А. Использование конечно-элементных моделей для решения контактных задач с учётом шероховатости поверхностей тел. *Вестник Брянского государственного технического университета*. 2018, № 11 (72). С. 45–56.
55. Ольшевский, А.А. *Методика решения контактных задач для тел произвольной формы с учетом шероховатости поверхности методом конечных элементов*: дис. ... канд. техн. наук / А.А. Ольшевский. Брянск, 2003. 121 с.

## References (transliterated)

- Vizentin G., Vukelić G., Srok M. *Common failures of ship propulsion shafts*. Scientific Journal of Maritime Research. 2017. 90 p.
- Han, H-S., *Analysis of Fatigue Failure on the Keyway of the Reduction Gear Input Shaft Connecting a Diesel Engine Caused by Torsional Vibration*. Engineering Failure Analysis. 2014. 28 p.
- Moolwan, C., Netpu, S. *Fatigue failure of an idle gear shaft of a gearbox*. 9th TSME-International Conference on Mechanical Engineering (TSME-ICoME) 2018. 28 p.
- Gaydamaka, A., Muzikin, Y., Klitnoi, V., Basova, Y., Dobrovorskiy, S. *Selecting the Method for Pre-tightening Threaded Connections of Heavy Engineering*. International Conference on Reliable Systems Engineering (ICoRSE). 2021, pp. 69-77.
- Klitnoi, V., Gaydamaka, A. *On the problem of vibration protection of rotor systems with elastic adaptive elements of quasi-zero stiffness*. Diagnostyka. 2021, pp. 69-75.
- Abdullaev, A.I., Rasulov, G.N., Ismailov, O.F. *Mathematical modeling of the difference in the angles of direction of the teeth in the engagement zone and the completeness of contact in gears*. Scientific and Technical Bulletin of Information Technologies, Mechanics and Optics. 2020, vol. 20, no. 1, pp. 110–117.
- Klitnoy, V.V., Klitnoy, V.V., Batrak, P.O. *Optimization of the planetary transmission of the onboard reducer using the method of differential evolution*. Road transport, 2020, pp. 15-20.
- Nelzin, Yu.B., Karimov, V.Z., Krasnyshv, M.V. *Analysis of the work of the veneer connection of the structural elements of the RDIT*. Vestnik PNRPU. Aerospace Engineering. 2012, no. 33, pp. 141–148.
- Vildanov, R. A., Titukh, I. N. *Analysis of keystone compounds RDIT*. Youth Scientific Forum, 2019, no. 17, pp. 35–37.
- Savenkov, V.N., Timokhin, Yu.V., Timokhina, V.Yu. *Study of the stress-strain state of the parts of the keynote joint*. Collection of scientific works donIzhT, 2016, no. 41, pp. 38–45.
- Kecchlin, S., Dehmani, H., Kulcsár, G. *Strength of a pinion-motor shaft connection: computational and experimental assessment*. 7th International Conference on Fatigue Design, Fatigue Design. 2017. November 2017, France, pp. 29–30
- Sahu, M. *Optimization of the Keyway Design with Consideration of Effect of Stress*. International Journal of Strain of Engineering Research and Tehnology. 2014, vol. 3, pp. 477-481.
- Pedersen, N. *Stress concentrations in keyways and optimization of keyway design*. Journal of Strain Analysis for Engineering Design. 2010, vol. 45. pp. 593–604.
- Pat. 105872 of the Russian Federation, IPC7 F16B 3/00. Errugal prismatic veneer. / Strelets V.N.; applicant and patent holder Strelets Vladimir Nikolaevich. – statements. 07.30.1991; bulging 15.04.1994.
- Pat. 2200882 of the Russian Federation, IPC7 F16B 3/00. A veneer. / Strelets V.N.; applicant and patent holder of the State Enterprise "Magistralnye Nefteprovods Druzhba" (UA). – statements. 08.28.2000; bulging 20.03.2003.
- Pat. 56071. Ukraine, IPC7 F16B 3/00. Elastic prismatic / Sagittarius R.O., Malashchenko V.O., Sagittarius V.M.; applicant

- and patent holder of the National University of Water Management and Environmental Management. – № a 2010 07432; 11, 2015, in 14.06.2010; bulging 12/27/2010, - Yul. № 24.
17. Pat. 56666. Ukraine, IPC7 F16B 3/00. Elastic prismatic / Sagittarius R.O., Malashchenko V.O., Sagittarius V.M.; applicant and patent holder of the National University of Water Management and Environmental Management. – No. a 2010 073393 statements. 14.06.2010; bulging 01/25/2011, - Yul. № 2.
  18. Pat. 78656. Ukraine, IPC7 F16B 3/00. Shponkove joint / Guzenko Y.M.; applicant and patent holder Guzenko Yuriy Mikhailovich. – № u 2012 11374; 11, 2015, in 08.07.2013; bulging 03/25/2013, - Yul. № 6.
  19. Pat. 2374510 of the Russian Federation, IPC7 F16B 3/00, F16D 1/08. Spine soedinenye / Pokhvashev T.I.; applicant and patent holder Of association with faceted otvetstvennosti "METACOM PROFIT" (RU). 11, 2015, in 28.07.2008; bulging 27.11.2009.
  20. Pat. 105872. Ukraine, IPC7 F16B 3/00, F16D 1/08. Cerciper veneer joint / Tsentziper A.I.; applicant and patent holder Tsentziper Adolf Isaakovich. – № a 2013 08575; 11, 2015, in 08.07.2013; bulging 04/25/2014, - 04/2014, Buhl. № 8.
  21. Kursov, N. E., Evtushkin, A. I. *On the possibility of using and expanding the scope of application of profile bessponnykh compounds*. Vestnik Penzenskogo gosudarstvennogo universiteta. 2013, pp. 75–78.
  22. Rozhkova, E.A., Pliynh, V.A. *The calculation on toughness of rk-profile connection*. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovaniye*. 2012, pp. 17–21.
  23. Levina, Z.M., Reshetov, D.N. *Contact rigidity of machines*. M.: Mashinostroeniye, 1971. 264 p.
  24. Kragelsky, I.V., Aysin, V.V. *Trenye, recognize and smear*. Caseworker. In 2 volumes. T. 2. M.: Machine-building, 1978. 400 p.
  25. Ryzhov, E.V. *Contact rigidity of machine parts*. M.: Mashinostroeniye, 1966. 196 p.
  26. Demkin, N.B. *Contacts sherhovaty surfaces*. M.: Science, 1970. 227 p.
  27. Johnson, K. *Mechanics of Contact Interaction*. M.: Mir, 1989. 510 p.
  28. Suslov, A. G. *Technological provision of contact rigidity of compounds*. M.: Nauka, 1977. 102 p.
  29. Tabor, D. *The Hardness of Metals*. Clarendon Press. Oxford, 1951. 175 p.
  30. Greenwood, J.A., Williamson, J.B.P. *Contact of nominally flat surfaces*. Proc. R. Soc. Lond. A, 1966, vol. 295, pp. 300–319
  31. Persson, B.N. *Theory of rubber friction and contact mechanics*. Journal of Chemical Physics. 2001, no. 15(8), pp. 3840–3861.
  32. Ivanov, A. S. *Normal, angular and tangential contact stiffness of the flat junction*. Vestnik mashinostroeniye. 2007, no. 7, pp. 34–37.
  33. Izmailov, V.V. *Contact interaction at the microscale level at rest friction*. Friction and wear. 2015, no. 6, pp. 634–644
  34. Nahatkyan, F. G. *Rendezvousnie elastich tel finite sizes pri nachalnogo kasanii po linii*. Vestnik mashinostroeniye. 2014, no. 2, pp. 24–27
  35. Ogar, P. M. *Contacting rough surfaces: fractal approach: monograph*. Bratsk : Izd-vo Bratsk State University, 2007. 171 p.
  36. Rogozin, G. I. *Calculation of elasticoplastic contact deformation*. Mezhvuzovskiy sb. nauk. works "Mechanics and physics of processes on the surface and in contact of solids, parts of technological and power equipment". Tver, TSTU. 2014, no. 7, pp. 62–65.
  37. Ivanov, A.S., Ermolaev, M.M., Murkin, S.V. *Calculation and design of fixed connections of drives*. M.: Izdatelstvo MSTU named after N. E. Bauman, 2017. 72 p.
  38. Maksimenko, A. A. *Dynamics of mechanical contact within the limits of friction of rest* [Text]: Dis. ... doct. techn. Sciences. Barnaul, 1995. 247 p.
  39. Konowalski, K. *Experimental research and modeling of normal contact stiffness and contact damping of machined joint surfaces*. Advances in Manufacturing Science and Technology, 2009, vol. 33, pp. 53–68.
  40. Perfil'eva, N. V. *Dynamic model of elastic mechanical contact within the limits of friction of rest* [Text]. Novosibirsk: Nauka, 2003. 152 p.
  41. Gaul, L., Kögl, M., Wagner M. *Boundary element methods for engineers and scientists: an introductory course with advanced topics*. Springer, 2013. 488 p.
  42. Gerasimova, O.E., Borisov, S.F., Protchenko, S.P. *Modeling of rough surface*. Mathematical modeling, 2004, vol. 16, pp. 40–43.
  43. Kuts, M.S. *Distribution of pressure in the vicinity of the tightened one-bolt compound*. Izvestiya vysshego uchebnykh uchebnykh uchebniya. Mechanical Engineering, 2019, vol. 706, no. 1, pp. 3–10.
  44. Zhulev, V., Kuts, M. *Contact models verification by the finite element model updating method based on the calculation of the sensitivity coefficient*. ATEC Web of Conferences. 2018, 226 p.
  45. Ostrovsky, V.I. *Influence of processing methods on contact stiffness of guides*. Machines and tools. 1965, no. 2, pp. 14–16.
  46. Chikhladze, G.E. *Contact stiffness and butt convergence of machine parts*. Tbilisi: Tbilisi University Publishing House, 1986. 232 p.
  47. Demkin, N.B., Ryzhov, E.V. *Kachestvo surfaces and contact of machine parts*. M.: Mashinostroeniye, 1981. 224 p.
  48. Demkin, N.B., Izmailov, V.V. *Development of the doctrine of contact rigidity*. Engineering Journal. 2003, no. 9, pp.7–10.
  49. Ermolaev, M.M. *Development of methods for calculating fixed joints of machine parts taking into account the malleability of the contact layer*: Candidate of Technical Sciences. Moscow. 2015. 16 p.
  50. Perfilieva, A.D. *Dynamic contact malleability of rivet joints in conditions of preliminary displacement*: abstract ... Candidate of Technical Sciences. Omsk. 2012. 22 p.
  51. Matlin, M.M. *Stiffness of elastic-plastic contact of machine parts*. [et al.], M.: Mashinostroeniye, 2015. 217 p.
  52. Kazankin, V.A. *Development of a methodology for calculating the strength of fixed joints taking into account the contact stiffness of mating parts of close hardness*: author's abstract ... Candidate of Technical Sciences. Volgograd. 2016. 19 p.
  53. Murashov, M.V. *Selection of parameters of computational algorithms in solving the problem of contact deformation of rough surfaces*. Vestnik MSTU named after N.E. Bauman. Ser. "Natural Sciences". 2016, no. 1, pp. 111–121.
  54. Sakalo, V.I., Olshevsky, A.A. *The use of finite element models for solving contact problems taking into account the roughness of the surfaces of tel*. Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2018, no. 11 (72), pp. 45–56/
  55. Olshevsky, A.A. *Methods of solving contact problems for bodies of arbitrary shape, taking into account the roughness of the surface by the finite element method*: Bryansk, 2003. 121 p.

Надійшло (received) 20.12.2021

### Відомості про авторів /About the Authors

**Гайдамака Анатолій Володимирович / Gaydamaka Anatoly** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедрою «Деталі машин та гідропневмосистем», м. Харків, Україна; тел. +38-057-297-14-40; e-mail: gaydamaka.doc@gmail.com

**Музикін Юрій Дмитрович / Muzykin Yuri** – кандидат технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Деталі машин та гідропневмосистем», м. Харків, Україна; тел. +38-067-264-56-78; e-mail: yurii.muzykin@khp.edu.ua

**Кулик Геннадій Григорович / Hennadii Kulyk** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Деталі машин та гідропневмосистем», м. Харків, Україна; тел. +38-066-72-28-371; e-mail: kulgg@ukr.net

**Бородін Дмитро Юрійович / Borodin Dmytro** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Деталі машин та мехатронних систем», м. Харків, Україна; тел. +38-067-723-20-33; e-mail: dimitriy.graf@gmail.com