

УДК 621.88

А.Г. АНДРЕЄВ, О.В. ЩЕПКИН**ОЦІНКА МІЦНОСТІ І ПРИДАТНОСТІ ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ З'ЄДНАНЬ З НАТЯГОМ З ГЕОМЕТРИЧНИМИ АНОМАЛІЯМИ**

Предметом дослідження є порівняльний аналіз з'єднань з натягом, які мають відхилення від правильної геометричної форми. Розглядаються різні геометричні аномалії форми валу: конічна, бочкоподібна, сідлоподібна, посадка валу еліптичної форми в круглу втулку. Результати наводяться у формі таблиць і рисунків. Виконані дослідження дозволяють дослідити вплив параметрів з'єднання на його міцність, намітити раціональні шляхи його зміцнення.

Ключові слова: втулка, вал, посадка з натягом, геометричні аномалії, метод скінченних елементів.

Предметом исследования является сравнительный анализ соединений с натягом, имеющих отклонения от правильной геометрической формы. Рассматриваются различные геометрические аномалии формы вала: коническая, бочкообразная, седлообразная, посадка вала эллиптической формы в круглую втулку. Результаты приводятся в форме таблиц и рисунков. Выполненные исследования позволяют проследить влияние параметров соединения на его прочность, наметить рациональные пути его упрочнения.

Ключевые слова: втулка, вал, посадка с натягом, геометрические аномалии, метод конечных элементов.

In machinery and manufacturing equipment the process of details connection by heavy-shrink fitting is widely applied. Such type of connection allows to transfer heavy axial forces and twisting moments. Connection durability in the heavy-shrink fitting is due to elastic, and sometimes also plastic deformation, which arise at technological process of assembly. Connection durability depend from relative size of a tightness, material characteristics, quality of surfaces, assembly procedure. Connection durability depend also from geometrical form abnormalities of connecting details.

The work carry out the analysis of deflected mode of heavy-shrink fitted bush and shaft. We consider all possible options such as planting: tapered shaft, barrel shaft, saddle shaft, elliptical shaft to bush with round hole. The results are summarized in the form of tables and figures. The executed researches allow to trace influence of parameters of connection on his durability, to plan the rational approach of his work-hardening.

Keywords: bush, shaft, heavy-shrink fitting, geometric anomaly, finite element method.

Вступ. У машинах і технологічному устаткуванні знаходять широке застосування з'єднання з деталей посадкою з натягом, яка дозволяє передавати значні осьові зусилля та крутячі моменти. Міцність з'єднання в нерухомих посадках досягається за рахунок пружної, а іноді також пластичної деформації сполучних деталей, яка виникає при технологічному процесі складання. Від відносної величини натягу, характеристик матеріалу деталей, якості поверхонь, способу складання залежить міцність з'єднання. Міцність нерухомих з'єднань також залежить від відхилень від правильної геометричної форми сполучних деталей, відхилення можуть призводити до ослаблення з'єднання [1-7].

Із практики відомо, що з'єднання з натягом при всіх їх перевагах відрізняються низькою втомною міцністю валів і осей. Межі витривалості деталей з конструкційних сталей в посадках є в 2-3 рази нижчими за межі витривалості гладких зразків, а межі витривалості з тріщиноутворення є приблизно в два рази нижчими за межі витривалості по зламу. Основними факторами, які спричиняють таке різке зниження втомленої міцності валів і осей, прийнято вважати концентрацію контактної тиску у торців маточин або корозію тертя на підматочинних частинах цих деталей, що призводить до появи тріщин і руйнування. Результати досліджень впливу цих факторів, які викладені в роботі Балацького Л. Т. [8, 9], свідчать про те, що жоден з цих факторів не може розглядатися як основний. У даний час найбільшого поширення як метод розраху-

нкового дослідження напружено-деформованого стану машинобудівних конструкцій з натягом набув метод скінченних елементів [10-14].

Основна частина. Предметом дослідження є порівняльний аналіз з'єднань з натягом, які мають відхилення від правильної геометричної форми. Для дослідження характеристик з'єднань з натягом розв'язується задача НДС посадки втулки з натягом на вал з різними геометричними аномаліями (рис. 1): конусоподібного вала у втулку з отвором, сідлоподібного вала, діжкоподібного вала. Втулка і вал мають однакову довжину. Для розрахунку напружено-деформованого стану застосований метод скінченних елементів, з використанням тороїдальних скінченних елементів трикутного поперечного перетину; також використовуються стикувальні елементи, які моделюють стан сила-зсув на поверхнях деталей.

Геометрична модель досліджуваного з'єднання втулки з валом показана на рис. 2. Контактні елементи розташовано між втулкою і валом. Довжина конструкції становить 0,1 м. Згідно емпіричної формули [1], діаметральний зазор S у міліметрах, який є необхідним при складанні

$$S = 0,01 \sqrt{d} = 0,0775 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Таким чином, максимально допустимий радіальний натяг при нагріві втулки до 400 °С становить

$$\delta_{\max_{400}} = (\Delta d - S) / 2 = 0,0969 \cdot 10^{-3} \text{ м,}$$

при нагріві втулки до 300 °С

$$\delta_{\max_{300}} = 0,0612 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Характеристики матеріалу конструкції:

- модуль пружності $E = 2 \cdot 10^5$ МПа,
- коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,3$,
- межа текучості $\sigma_T = 296$ МПа,
- межа міцності $\sigma_B = 396$ МПа,
- коефіцієнт тертя сталь-сталь $f = 0,15$,
- коефіцієнт температурного розширення

$$\alpha = 11,9 \cdot 10^{-6} \text{ град.}^{-1}.$$

Максимальні напруження в з'єднанні виникають на внутрішньому радіусі втулки, при натягу більше $0,0502 \cdot 10^{-3}$ м там же виникають пластичні деформації, які призводить до зменшення контактної тиску у з'єднанні та міцності з'єднання. На рис. 3 показано залежність тиску у з'єднанні від натягу.

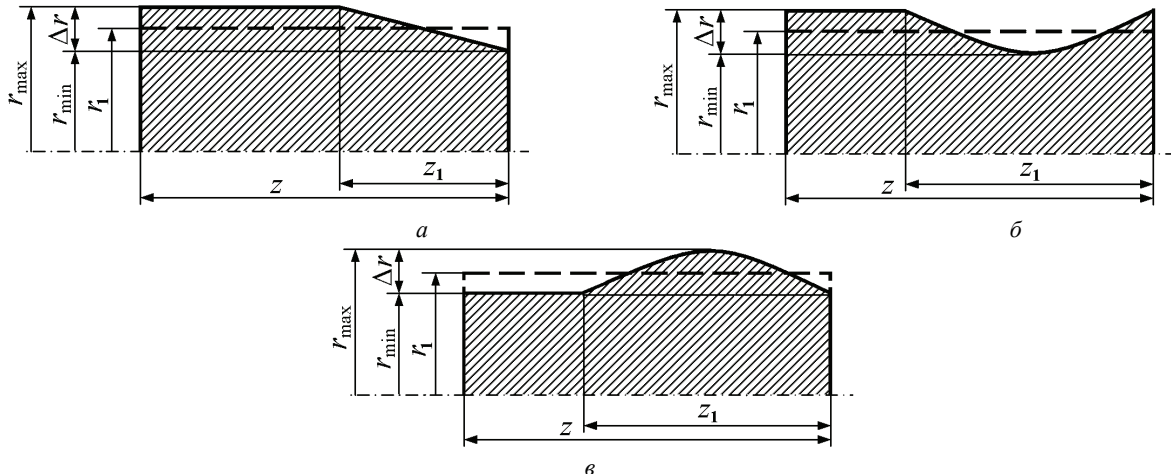


Рисунок 1 – Модель досліджуваного вала: а – конусоподібний вал; б – сідлоподібний вал; в – діжкоподібний вал; z – довжина втулки (вала); z_1 – довжина геометричної аномалії; — — — вал правильної геометричної форми

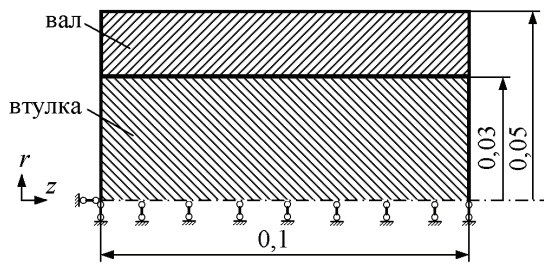


Рисунок 2 – Геометрична модель досліджуваного з'єднання

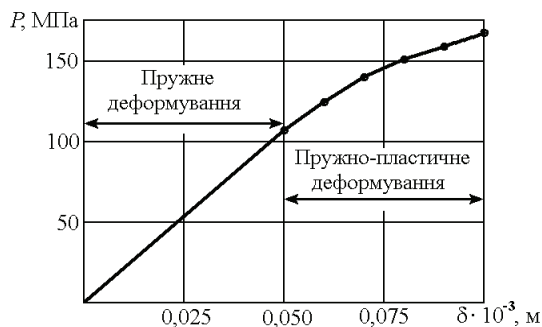


Рисунок 3 – Залежність тиску у з'єднанні P від натягу

На рис. 1, а представлена модель досліджуваного вала з дефектом конусоподібної форми. Конусність дефекту у з'єднанні визначається формулою

$$k = (d_{\max} - d_{\min})/z_1 = 2 (r_{\max} - r_{\min})/z_1,$$

середній радіальний натяг у з'єднанні – $\delta = 0,04 \cdot 10^{-3}$ м. Результати розрахунків для з'єднання з дефектним валом представлені в табл. 1. На рис. 4 показаний розподіл радіальних σ_r та еквівалентних σ_e напружень в осьовому напрямі на поверхні вала, обумовлений з'єднанням посадкою з натягом, довжина дефекту на втулці z_1 відповідно 0,05 м і 0,0125 м.

Зсувне зусилля F для з'єднання практично не залежить от довжини дефекту, максимальні напруження суттєво підвищені у зоні переходу поверхні від циліндричної частини до дефекту. Найбільші напруження у конструкції виникають, якщо довжина дефекту дорівнює довжині вала $z_1 = z$. При значній конусності вала контакт у з'єднанні може бути частково відсутній, така конструкція є бракованою. Для даної конструкції при довжині дефекту $z_1 = 0,0125$ м контакт у з'єднанні частково відсутній.

На рис. 1, б представлена модель досліджуваного вала з дефектом сідлоподібної форми. Значення натягу вздовж осі z для контактних елементів в зоні дефекту встановлена за формулою

$$\delta(z) = \delta_{\max} + (\delta_{\min} - \delta_{\max}) \cdot \sin(\pi \cdot z/l),$$

де l – довжина зони дефекту, z змінюється від нуля до l .

На рис. 5 показаний розподіл радіальних σ_r та еквівалентних σ_e напружень в осьовому напрямі на валу, обумовлений з'єднанням посадкою з натягом, довжина дефекту на втулці z_1 відповідно 0,05 м, 0,025 м. Результати розрахунків представлені в табл. 2.

Зсувне зусилля F для з'єднання майже не залежить от довжини дефекту, максимальні напруження суттєво підвищені у торці деталі з боку дефекту. При значній конусності вала у втулці з'являються пластичні деформації, при цьому контакт у з'єднанні частково відсутній, така конструкція є бракованою. Для даної конструкції при довжині дефекту $z_1 = 0,025$ м і $z_1 = 0,0125$ м контакт у з'єднанні частково відсутній.

На рис. 1, в представлена модель досліджуваного вала з дефектом діжкоподібної форми. Значення натягу вздовж осі z для контактних елементів в зоні дефекту встановлена за формулою

$$\delta(z) = \delta_{\min} + (\delta_{\max} - \delta_{\min}) \cdot \sin(\pi \cdot z/l),$$

де l – довжина зони дефекту, z змінюється від нуля до l .

Таблиця 1 – Характеристики з'єднання втулки з конусоподібним валом

Довжина дефекту, z_1 , м	Максимальний тиск P у з'єднанні, МПа	Максимальне еквівалентне напруження σ_e , МПа	Зсувне зусилля F , МН	Мінімальний і максимальний натяг у з'єднанні, м	Конусність дефекту k у з'єднанні	Примітки
0	85	234	0,242	$0,04 \cdot 10^{-3}$	–	Без дефекту
0,1	111	290	0,241	$0,03 \cdot 10^{-3} \dots 0,05 \cdot 10^{-3}$	$0,4 \cdot 10^{-3}$	
0,05	116	266	0,242	$0,025122 \cdot 10^{-3} \dots 0,045122 \cdot 10^{-3}$	$0,8 \cdot 10^{-3}$	
0,025	131	256	0,242	$0,022683 \cdot 10^{-3} \dots 0,042683 \cdot 10^{-3}$	$1,6 \cdot 10^{-3}$	
0,0125	166	259	0,243	$0,021463 \cdot 10^{-3} \dots 0,041463 \cdot 10^{-3}$	$3,2 \cdot 10^{-3}$	Брак

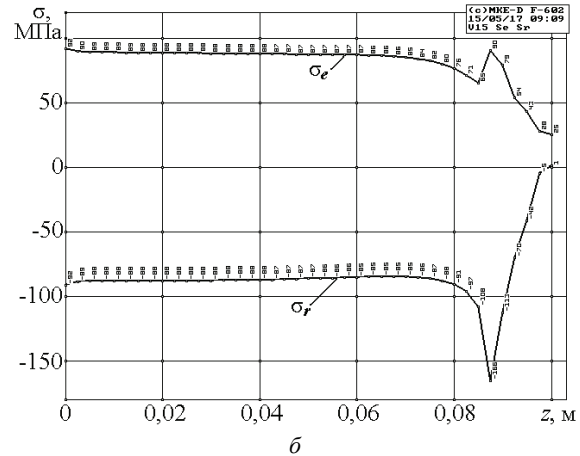
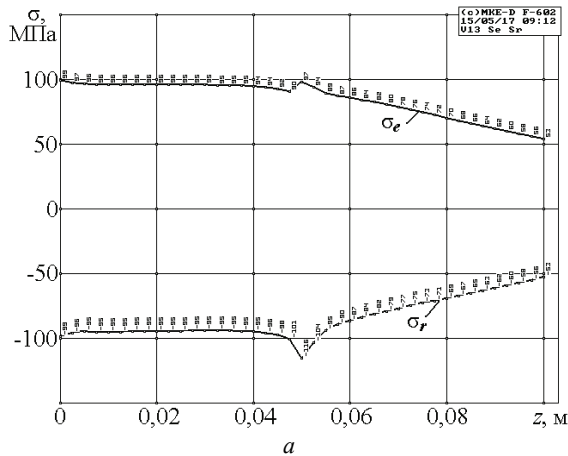


Рисунок 4 – Розподіл радіальних σ_r та еквівалентних σ_e напружень в осьовому напрямі валу, обумовлений з'єднанням посадкою з натягом, довжина дефекту на валу $z_1 = 0,05$ м (а), $z_1 = 0,0125$ м (б); дефект конусоподібної форми

Таблиця 2 – Характеристики з'єднання втулки з сідлоподібним валом

Довжина дефекту, z_1 , м	Максимальний тиск P у з'єднанні, МПа	Максимальне еквівалентне напруження σ_e , МПа	Зсувне зусилля F , МН	Мінімальний і максимальний натяг у з'єднанні, м	Конусність дефекту k у з'єднанні	Примітки
0	85	234	0,242	–	–	Без дефекту
0,1	129	291	0,240	$0,032415 \cdot 10^{-3} \dots 0,052415 \cdot 10^{-3}$	$1,257 \cdot 10^{-3}$	
0,05	156	271	0,240	$0,026198 \cdot 10^{-3} \dots 0,046198 \cdot 10^{-3}$	$2,514 \cdot 10^{-3}$	
0,025	230	291	0,242	$0,023080 \cdot 10^{-3} \dots 0,043080 \cdot 10^{-3}$	$5,028 \cdot 10^{-3}$	Брак
0,0125	206	291	0,244	$0,021501 \cdot 10^{-3} \dots 0,041501 \cdot 10^{-3}$	$10,053 \cdot 10^{-3}$	Пластичність

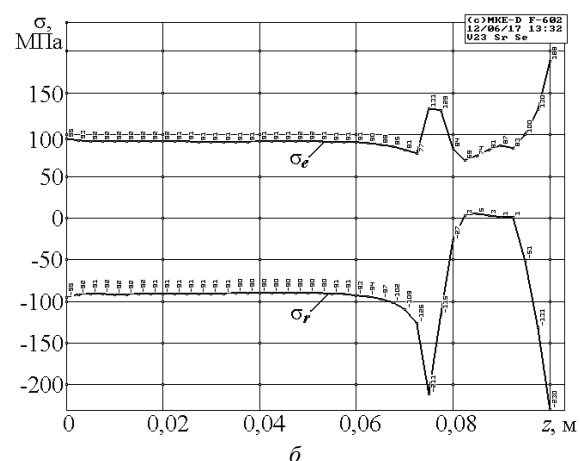
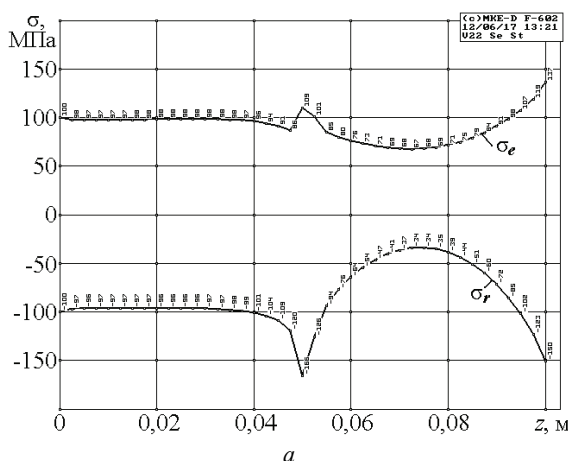


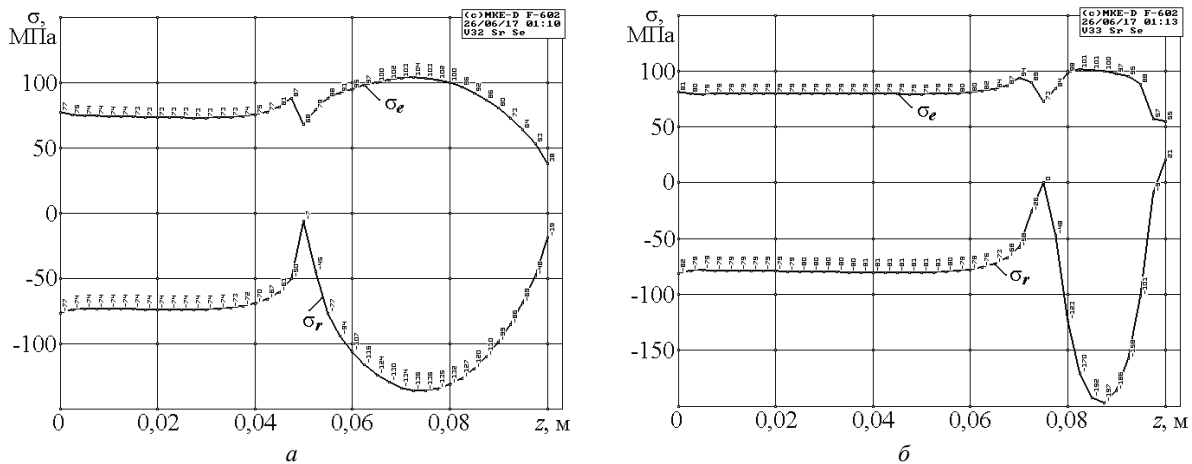
Рисунок 5 – Розподіл радіальних σ_r та еквівалентних σ_e напружень в осьовому напрямі на валу, обумовлений з'єднанням посадкою з натягом, довжина дефекту на валу $z_1 = 0,05$ м (а), $z_1 = 0,025$ м (б); дефект сідлоподібної форми

На рис. 6 показаний розподіл радіальних σ_r та еквівалентних σ_e напружень в осьовому напрямі на валу, обумовлений з'єднанням посадкою з натягом, довжина дефекту на втулці z_1 відповідно 0,05 м, 0,025 м. Результати розрахунків представлені в табл. 3. При зна-

чній конусності валу у втулці з'являються пластичні деформації, при цьому контакт у з'єднанні частково відсутній, така конструкція є бракованою. Для даної конструкції при довжині дефекту $z_1 = 0,025$ м і $z_1 = 0,0125$ контакт у з'єднанні частково відсутній.

Таблиця 3 – Характеристики з'єднання втулки з діжкоподібним валом

Довжина дефекту, z_1 , м	Максимальний тиск P у з'єднанні, МПа	Максимальне еквівалентне напруження σ_e , МПа	Зсувне зусилля F , МН	Мінімальний і максимальний натяг у з'єднанні, м	Конусність дефекту k у з'єднанні	Примітки
0	85	234	0,242	—	—	Без дефекту
0,1	103	264	0,243	$0,027585 \cdot 10^{-3} \dots 0,047585 \cdot 10^{-3}$	$1,257 \cdot 10^{-3}$	
0,05	136	291	0,243	$0,033802 \cdot 10^{-3} \dots 0,053802 \cdot 10^{-3}$	$2,514 \cdot 10^{-3}$	
0,025	197	291	0,243	$0,036920 \cdot 10^{-3} \dots 0,056920 \cdot 10^{-3}$	$5,028 \cdot 10^{-3}$	Брак Пластичність
0,0125	281	296	0,242	$0,038499 \cdot 10^{-3} \dots 0,058499 \cdot 10^{-3}$	$10,053 \cdot 10^{-3}$	

Рисунок 6 – Розподіл радіальних σ_r та еквівалентних σ_e напружень в осьовому напрямі на валу, обумовлений з'єднанням посадкою з натягом, довжина дефекту на валу $z_1 = 0,05$ м (а), $z_1 = 0,025$ м (б); дефект діжкоподібної форми

Висновки. У роботі досліджувалась залежність міцності з'єднань з натягом від величини аномалії геометричної форми сполучних деталей. Для геометрії досліджуваного з'єднання встановлено натяг, при якому виникають пластичні деформації, та оцінено зменшення міцності з'єднання із-за наявності пластичних деформацій.

Для з'єднання втулки з геометричними аномаліями зсувне зусилля практично не залежить від довжини дефекту, якщо середній натяг у з'єднанні порівнюваних конструкцій співпадає. Практичне значення отриманих результатів полягає в оцінці міцності з'єднань з натягом, які мають відхилення від правильної геометричної форми і придатності їх для використання.

Список літератури:

1. Берникер Е. И. Посадки с натягом в машиностроении / Е. И. Берникер. – М.-Л.: Машиностроение, 1968. – 168 с.
2. Тарабасов Н.Д. Расчет напряженных посадок в машиностроении / Н.Д. Тарабасов. – М.: Машгиз, 1961. – 264 с.
3. Дунаев П.Ф. Допуски и посадки. Обоснование выбора: Учеб. пособие для студентов машиностроительных вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов, Л. П. Варламова. – М.: Высшая школа, 1984. – 112 с.
4. Пригоровский Н. И. Методы и средства определения полей деформаций и напряжений / Н. И. Пригоровский. – М.: Машиностроение, 1983. – 248 с.
5. Серенсен С. В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность / С. В. Серенсен., В. П. Когаев, Р.

М. Шнейдерович. – М.: Машгиз, 1963. – 452 с.

6. Зенкин А.С. Сборка неподвижных соединений термическими методами / А. С. Зенкин, Б. М. Арпентьев. – М.: Машиностроение, 1987. – 128 с.

7. Гречишев Е.С. Соединения с натягом: расчеты, проектирование, изготовление / Е. С. Гречишев, А. А. Ильищенко. – М.: Машиностроение, 1981. – 247 с.

8. Балацкий Л. Т. Усталость валов в соединениях / Л. Т. Балацкий. – К.: Техніка, 1972. – 180 с.

9. Балацкий Л.Т. Прочность прессовых соединений / Л. Т. Балацкий. – К.: Техника, 1982. – 151 с.

10. Подгорный А.Н. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / А. Н. Подгорный, П. П. Гонтаровский, Б. Н. Киркач. – К.: Наукова думка, 1989. – 232 с.

11. Миллер В.С. Контактный теплообмен в элементах высокотемпературных машин / В. С. Миллер. – К.: Наукова думка, 1966. – 164 с.

12. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с.

13. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов / Л. Сегерлинд. – М.: Мир, 1979. – 392 с.

14. Виноградский Д.Г. Взаимное влияние соединений с натягом / Д.Г. Виноградский, А.Г. Андреев // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2016. – № 26 (1198). – С. 37-44. – <http://dx.doi.org/10.20998/2078-9130.2016.26.79925>

Bibliography (transliterated):

1. Berniker E.I. Posadki s natyagom v mashinostroenii. Moscow-Leningrad: Mashinostroenie, 1968. 168 p.
2. Tarabasov N.D. Raschet napryazhennykh posadok v mashinostroenii. Moscow: Mashgiz, 1961. 264 p.

3. Dunaev P.F., Lelikov O.P., Varlamova L.P. Dopuski i posadki. Obosnovanie vybora: Ucheb. posobie dlya studentov mashinostroitel'nyh vuzov. Moscow: Vysshaya shkola, 1984. 112 p.

4. Prigorovskij N.I. Metody i sredstva opredeleniya polej deformacij i napryazhenij. Moscow: Mashinostroenie, 1983. 248 p.

5. Serensen S.V., Kogaev V.P., Shnejderovich R.M. Nesuschaya sposobnost' i raschety detalej mashin na prochnost'. Moscow: Mashgiz, 1963. 452 p.

6. Zenkin A.S., Arpent'ev B.M. Sborka nepodvizhnyh soedinenij termicheskimi metodami. Moscow: Mashinostroenie, 1987. 128 p.

7. Grechishev E.S., Il'yashenko A.A. Soedineniya s natyagom: raschety, proektirovanie, izgotovlenie. Moscow: Mashinostroenie, 1981. 247 p.

8. Balackij L.T. Ustalost' valov v soedineniyah. Kyiv: Tehnika, 1972. 180 p.

9. Balackij L.T. Prochnost' pressovyh soedinenij. Kyiv: Tehnika, 1982. 151 p.

10. Podgornij A.N., Gontarovskij P.P., Kirkach B.N. Zadachi kontaktного vzaimodejstviya elementov konstrukcij. Kyiv: Naukova dumka, 1989. 232 p.

11. Miller V.S. Kontaktnyj teploobmen v elementah vysokotemperaturnyh mashin. Kyiv: Naukova dumka, 1966. 164 p.

12. Zenkevich O. Metod konechnyh elementov v tehnike. Moscow: Mir, 1975. 541 p.

13. Segerlind L. Primenenie metoda konechnyh elementov. Moscow: Mir, 1979. 392 p.

14. Vinogradskij D.G., Andreev A.G. Vzaimnoe vliyanie soedinenij s natyagom. Visnyk NTU "KhPI". Seriya: Dynamika i micnist' mashyn. Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. No 26 (1198). P. 37-44. <http://dx.doi.org/10.20998/2078-9130.2016.26.79925>

Надійшла (received) 15.09.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Оцінка міцності і придатності для використання з'єднань з натягом з геометричними аномаліями / А.Г. Андреев, О.В. Щепкин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 40 (1262). – С. 10-14. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-9130.

Оценка прочности и пригодности для использования соединений с натягом с геометрическими аномалиями / А.Г. Андреев, О.В. Щепкин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 40 (1262). – С. 10-14. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-9130.

Estimation of durability and fitness for use of connections with a heavy-shrink fitting with geometrical abnormalities / А.Г. Андреев, О. Щепкин // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. – № 40 (1262). – P. 10-14. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2078-9130.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Андреев Арнольд Георгійович – кандидат технічних наук, доцент, кафедра «Динаміка та міцність машин», НТУ «ХПІ», тел.: (057) 707-68-79, e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua.

Андреев Арнольд Георгиевич – кандидат технических наук, доцент, кафедра «Динамика и прочность машин», НТУ «ХПІ», тел.: (057) 707-68-79, e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua.

Andreev Arnol'd Georgievich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Dynamics and Strength of Machines, NTU «KhPI», tel.: (057)707-68-79, e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua.

Щепкин Олександр Віталійович – науковий співробітник, кафедра «Динаміка та міцність машин», НТУ «ХПІ», тел.: (057) 707-68-79, e-mail: sah4199@ukr.net.

Щепкин Александр Витальевич – научный сотрудник, кафедра «Динамика и прочность машин», НТУ «ХПІ», тел.: (057) 707-68-79, e-mail: sah4199@ukr.net.

Schepkin Oleksandr – Research Officer, Department of Dynamics and Strength of Machines, NTU «KhPI», tel.: (057)707-68-79, e-mail: sah4199@ukr.net.