

*О.В. ЩЕПКИН, А.Г. АНДРЕЕВ***КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ АНОМАЛІЙ У З'ЄДНАННЯХ З НАТЯГОМ**

У машинобудівних конструкціях з'єднання з деталей посадкою з натягом широко застосовуються. Предметом дослідження є порівняльний аналіз з'єднань з натягом, які мають відхилення від правильної геометричної форми. Найбільш поширеними способами складання є запресування однієї деталі в іншу зусиллям преса («пресова посадка»), попередній нагрів охоплюючої деталі з подальшим складанням («гаряча посадка»), попереднє охолодження внутрішньої деталі рідким азотом з подальшим складанням або комбінація цих способів. Розглядається посадка валу еліптичної форми в круглу втулку. Результати наводяться у формі 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.

*А.В. ЩЕПКИН, А.Г. АНДРЕЕВ***КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ АНОМАЛИЙ В СОЕДИНЕНИЯХ С НАТЯГОМ**

В машиностроительных конструкциях соединения деталей посадкой с натягом находят широкое применение. Предметом исследования является сравнительный анализ соединений с натягом, имеющих отклонения от правильной геометрической формы. Наиболее распространенными способами сборки являются запрессовка одной детали в другую усилием преса («пресовая посадка»), предварительный нагрев охватываемой детали с последующей сборкой («горячая посадка»), предварительное охлаждение внутренней детали жидким азотом с последующей сборкой или комбинация этих способов. Рассматриваются посадка вала эллиптической формы в круглую втулку. Результаты приводятся в форме 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.

*O.V. SCHEPKIN, A.G. ANDREEV***COMPUTER MODELLING OF GEOMETRICAL ANOMALIES OF DETAILS CONNECTIONS WITH A TIGHTNESS**

In machinery and manufacturing equipment the process of details connection by heavy-shrink fitting is widely applied. The most common assembly methods are as follows: pressing one part into another press force («press fit»), preheating the female part with subsequent assembly («hot fit»), pre-cooling the internal part with liquid nitrogen, followed by assembly or a combination of these methods. 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 elliptical shaft to bush with round hole. The results are summarized in the form of 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. Вони дозволяють передавати значні осьові зусилля та крутячі моменти. З'єднання посадкою з натягом є більш економічними та раціональними у порівнянні, наприклад, зі шпоночними, також зникає небезпека виникнення значної концентрації напруження в місцях шпоночних канавок.

Міцність з'єднання в нерухомих посадках досягається за рахунок пружної, а іноді також пластичної деформації сполучних деталей, яка виникає при технологічному процесі складання. Найпоширенішими способами складання є запресування однієї деталі в іншу зусиллям преса («пресова посадка»), попереднє нагрівання охоплюючої деталі з наступним складан-

ням («гаряча посадка»), попереднє охолодження внутрішньої деталі рідким азотом з наступним складанням або комбінація цих способів. 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 характеризуються 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 витри-

валості по зламу. Основними факторами, які спричиняють таке різке зниження втомлювальної 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 розрахункового дослідження напружено-деформованого стану машинобудівних конструкцій з натягом набув МСЕ, причому як із застосуванням об'ємних скінченних елементів і розв'язанням тривимірної задачі, так і з розв'язанням осесиметричної задачі з використанням тороїдальних СЕ, так і з розв'язанням плоскої задачі. [10-14].

Основна частина. Предметом дослідження є порівняльний аналіз з'єднань з натягом, які у поперечному перерізі мають відхилення від правильної геометричної форми. Дослідження з'єднань з геометричними аномаліями: конусоподібного вала, сідлоподібного вала, діжкоподібного вала зі втулкою були виконані у роботі [15].

Вал овальної форми. Для розрахунку напружено-деформованого стану з'єднання вала з поперечним перерізом овальної форми з втулкою використані формули для плоскої деформації, тобто завдання зводиться до двовимірної шляхом розгляду поперечного перетину конструкції. Згідно цього алгоритму деформації в осьовому напрямі відсутні, що не відповідає дійсності, оскільки від сил стискання при натязі вал прагне розтягнутися, а втулка прагне коротшатися під дією сил розтягування від натягу. Таке припущення вносить деяку погрешність в розрахунок.

Для урахування контактної взаємодії введені спеціальні контактні скінченні елементи [10]. Такий контактний елемент містить 2 вузли з однаковими координатами, які належать до суміжних контактуючих тіл. Характеристики елемента задаються в напрямках паралельному і перпендикулярному до лінії контакту, типи характеристики: натяг, натяг-зазор, прослизання (у перпендикуляр-

ному напрямку повинен бути заданий натяг-зазор), відсутність взаємодії. При наявності елементів типу натяг-зазор і прослизання розрахунок напружено-деформованого стану стає ітераційним до стабілізації з деякою точністю стану контактних елементів.

Геометрична модель досліджуваного з'єднання втулки з валом показана на рис. 1. Контактні елементи розташовані між втулкою і валом. Внутрішній радіус втулки, середній зовнішній радіус вала $r_1 = 0,03$ м; зовнішній радіус втулки $r_2 = 0,05$ м; довжина втулки $z = 0,1$ м, середній радіальний натяг у з'єднанні $\delta = 0,04 \cdot 10^{-3}$ м, коефіцієнт тертя прийнятий $f = 0,15$.

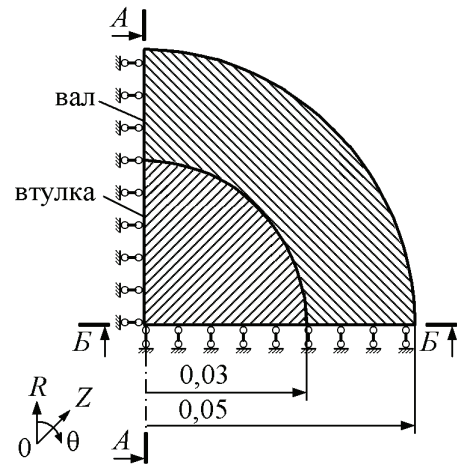


Рисунок 1 – Геометрична модель досліджуваного з'єднання вала овальної форми зі втулкою

На рис. 2 показаний розподіл радіальних σ_r , окружних σ_θ і еквівалентних σ_e напружень в радіальному напрямі в конструкції, обумовлених з'єднанням посадкою з натягом втулки з валом овального поперечного перерізу. Натяг в з'єднанні задається формулою

$$\delta = 0,04 \cdot 10^{-3} + 0,01 \cdot 10^{-3} \cdot \cos 2\theta \text{ мм.}$$

причому натяг змінюється від $0,03 \cdot 10^{-3}$ до $0,05 \cdot 10^{-3}$ м, середнє значення натягу становить $\delta = 0,04 \cdot 10^{-3}$ м.

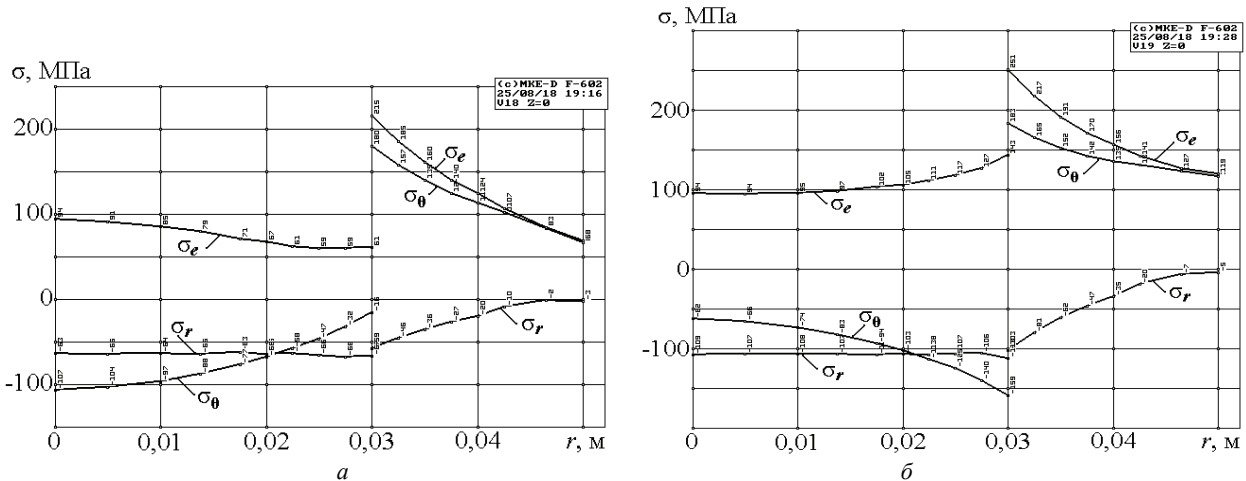


Рисунок 2 – Розподіл напружень в радіальному напрямі в конструкції, обумовлений з'єднанням її частин з натягом у перерізі А (див. рис. 1) з натягом $0,03 \cdot 10^{-3}$ м (а) і перерізі Б з натягом $0,05 \cdot 10^{-3}$ м (б)

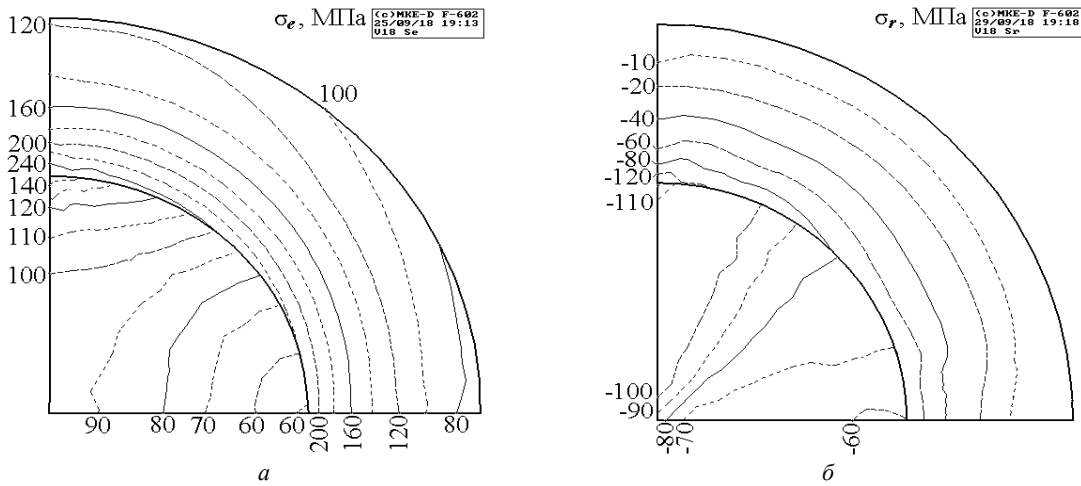


Рисунок 3 – Розподіл еквівалентних σ_e і радіальних σ_r напружень в поперечному перерізі конструкції, обумовлених з’єднанням посадкою з натягом від $0,03 \cdot 10^{-3}$ до $0,05 \cdot 10^{-3}$ м втулки з валом овального поперечного перерізу

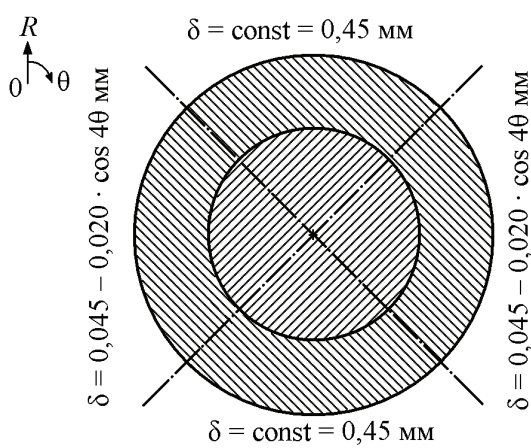


Рисунок 4 – Схема вала частково овальної форми

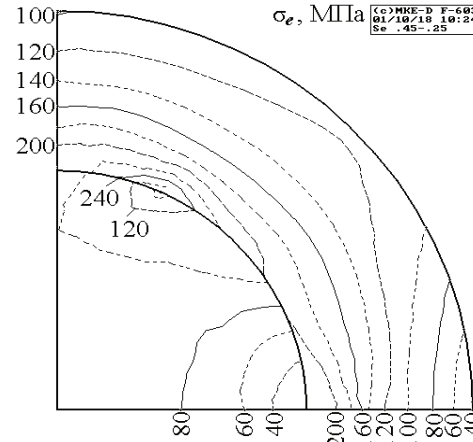


Рисунок 5 – Розподіл еквівалентних напружень σ_e , обумовлених з’єднанням посадкою з натягом втулки з валом частково овальної форми

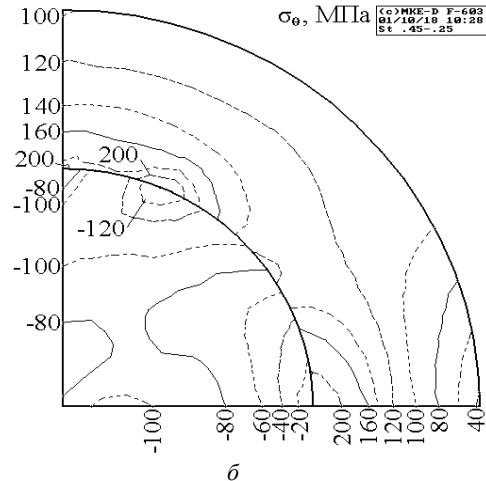
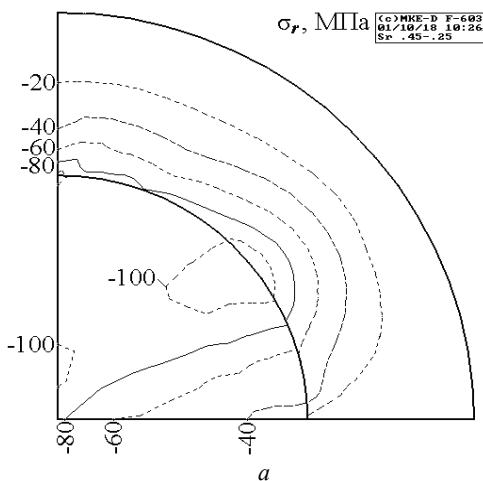


Рисунок 5 – Розподіл радіальних σ_r і окружних σ_θ напружень, обумовлених з’єднанням посадкою з натягом втулки з валом частково овальної форми

На рис. 3 показаний в поперечному перерізі розподіл еквівалентних σ_e і радіальних σ_r напружень, обумовлених з’єднанням посадкою з натягом втулки з валом овального поперечного перерізу.

У з’єднання валу з поперечним перерізом овальної форми контакт у з’єднанні не втрачається, якщо натяг є по всій поверхні вала.

Вал частково овальної форми. Схема досліджуваної конструкції приведена на рис. 4. Натяг у з’єднанні задається формулою

$$\delta = \begin{cases} 0,045 \cdot 10^{-3} - 0,02 \cdot 10^{-3} \cos 4\theta, & |\theta| \leq \pi/4, |\theta| \geq 3\pi/4; \\ 0,045 \cdot 10^{-3}, & \pi/4 \leq |\theta| \leq 3\pi/4, \end{cases}$$

середнє значення натягу становить $\delta = 0,04 \cdot 10^{-3}$ м.

На рис. 5, 6 показаний в поперечному перерізі конструкції розподіл еквівалентних σ_e , радіальних σ_r і окружних σ_θ напружень, обумовлених з'єднанням посадкою з натягом втулки з валом овального поперечного перерізу. Для цієї конструкції контакт у з'єднанні не втрачається, така конструкція не є дефектною.

При збільшенні овальності до $0,05 \cdot 10^{-3} \dots 0,01 \cdot 10^{-3}$ мм у зоні з мінімальним натягом контакт між деталями втрачається, така конструкція є дефектною.

Висновки. У роботі досліджувалась залежність міцності з'єднань з натягом від величини аномалії геометричної форми сполучних деталей.

Для з'єднання втулки з геометричними аномаліями зсувне зусилля практично не залежить від довжини дефекту, якщо середній натяг у з'єднанні порівнюваних конструкцій співпадає.

У з'єднання валу з поперечним перерізом овальної форми контакт у з'єднанні не втрачається, якщо натяг є по всій поверхні валу, така конструкція не є дефектною. У вала частково овальної форми придатність з'єднання залежить від величини овальності.

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.: Mashgiz, 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.Л. Кобаев, Р.М. Шнейдерович. – М.: Mashgiz, 1963. – 452 с.
6. Зенкин А.С. Сборка неподвижных соединений термическими методами / А.С. Зенкин, Б.М. Арпентьев. – М.: Машиностроение, 1987. – 128 с.
7. Гречисhev Е.С. Соединения с натягом: расчеты, проектирование, изготовление / Е.С. Гречисhev, А.А. Ильашенко. – 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.: Техніка, 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 «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2016. – № 26 (1198). – С. 37-44. – DOI: <http://dx.doi.org/10.20998/2078-9130.2016.26.79925>

15. Андреев А.Г. Оцінка міцності і придатності для використання з'єднань з натягом з геометричними аномаліями / А.Г. Андреев, О.В. Щепкін // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 40 (1262). – С. 10-14. – DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-9130.2017.40.119707>

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'nykh 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 nepodviznykh 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' pressovykh soedinenij. Kyiv: Tehnika, 1982. 151 p.
10. Podgornyj 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 vysokotemperaturnykh mashin. Kyiv: Naukova dumka, 1966. 164 p.
12. Zenkevich O. Metod konechnykh elementov v tehnikе. Moscow: Mir, 1975. 541 p.
13. Segerlind L. Primenenie metoda konechnykh 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. DOI: <http://dx.doi.org/10.20998/2078-9130.2016.26.79925>
15. Andryeyev A.G., Shchepkin O.V. Ocinka micnosti i prydatnosti dlya vykorystannya z'yednan' z natyagom z heometrychnyimi anomalijamy. Visnyk NTU "KhPI". Seriya: Dynamika i micnist' mashyn. Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. No 40 (1262). P. 10-14. – DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-9130.2017.40.119707>

Надійшла (received) 03.10.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Щепкін Олександр Віталійович (Щепкін Олександр Віталєвич, Schepkin Oleksandr Vitalijovych) – наук. співр. кафедри «Динаміка та міцність машин» НТУ «ХПІ», тел.: (057) 707-68-79; e-mail: Sah4199@ukr.net.

Андрєєв Арнольд Георгійович (Андрєєв Арнольд Георгієвич, Andreev Arnol'd Georgievich) – канд. техн. наук, доцент кафедри «Динаміка та міцність машин» НТУ «ХПІ», тел.: (057) 707-68-79; e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua.