УДК 621.454.2.043+621.822.7 **doi: 10.32620/aktt.2026.3.05**

О. П. БАДУН, Г. А. ГОРБЕНКО

ФОП, м. Дніпро, Україна

Український державний університет науки та технологій, м. Дніпро, Україна

АНАЛІЗ МОДЕЛЬНИХ ВИПРОБУВАНЬ КУЛЬКОПІДШИПНИКІВ ДЛЯ ВИСОКООБЕРТОВИХ РОТОРІВ

***Предметом** вивчення в статті є працездатність кулькопідшипників за відсутності змащення й охолодження, тобто в умовах сухого тертя. Для випробувань було відібрано шість зразків кулькопідшипників двох типорозмірів (6204 і 6205), які мали певні відмінності за конструкцією сепаратора і за матеріалом окремих елементів. Перший зразок виготовлений повністю із пружинної сталі й має стальний клепаний сепаратор. Другий зразок відрізняється від першого лише заміною матеріалу сепаратора на поліпропілен, третій відрізняється масивним цільним сепаратором із фторопласту, а четвертий відрізняється керамічними кульками і поліпропіленовим сепаратором. П'ятий зразок без сепараторний, повністю виготовлений із кераміки. Шостий зразок, на відміну від п'ятого, має масивний сепаратор із фторопласта-4. **Метою** є вибір конструкції сепаратора й матеріалу елементів кулькопідшипника для забезпечення максимально можливого ресурсу роботи в умовах сухого тертя. **Завдання**: виявити характер впливу на ресурс роботи кулькопідшипників конструктивних особливостей і обраних матеріалів. **Використовуваним методом** є гідравлічні випробування кулькопідшипників у складі спеціальної установки, що забезпечувала зміну витрати через кулькопідшипник у широкому діапазоні, включно з нульовою. Отримано такі **результати**. За відсутності охолодження й змащення, тобто в умовах сухого тертя, випробувані кулькопідшипники мали низький ресурс роботи. Найвищий ресурс мав стальний кулькопідшипник із клепаним сепаратором, але він зазнав найбільших руйнувань. Заміна металевого сепаратора неметалевим призвела до зменшення ресурсу. Використання кераміки виявилося доцільним лише для виготовлення кульок, оскільки керамічні обойми дуже швидко руйнувалися через сильне перегрівання матеріалу. **Наукова новизна** отриманих результатів полягає в проведенні якісного аналізу впливу матеріалу й конструкції кулькопідшипників на їх працездатність в умовах сухого тертя. Як **висновок**, можна стверджувати, що найвищу працездатність в умовах випробувань мають гібридні безсепараторні кулькопідшипники з металевими обоймами й керамічними кульками.*

***Ключові слова**: кулькопідшипник; сепаратор; кулька; обойма; гідравлічне випробування; ресурс роботи; сухе тертя; режим роботи.*

1. Вступ

Кулькопідшипники широко використовують у турбонасосних агрегатах ракетних двигунів як опори валів і саме від них, як свідчить статистика, залежить працездатність агрегатів у цілому [1].

Для оцінки працездатності кулькопідшипників у літературі часто використовують швидкісний параметр $d{\cdot}n$ (d – середній діаметр кулькопідшипника, мм;$\cdot n$ – частота обертання ротора, об/хв). Рекомендують не виходити за межі величини $2{\cdot}10^6$ мм·об/хв, оскільки за більших значень параметра $d{\cdot}n$ ресурс роботи кулькопідшипника суттєво зменшується.

Однак обмеження за швидкісним параметром стосується насамперед кулькопідшипників загальної промисловості, оскільки умови їх робот, а саме змащення й охолодження, більшою мірою схожі. У турбонасосних агрегатах ракетних двигунів вони суттєво відрізняються. Так, за низької частоти обертання використовують консистентне мастило, а за високої – проточне охолодження робочою рідиною насоса. Використання робочої рідини дозволяє підвищити надійність агрегата за рахунок відмови від додаткових систем змащення. Величина витрати через підшипник впливає не лише на його працездатність, а й на економічність агрегату й величину тиску в проточних порожнинах, що зумовлює певне осьове навантаження на кулькопідшипник і впливає на надійність роботи. До того ж робочі рідини відрізняються своїми охолодними і мастильними властивостями. Для розуміння важливості умов роботи кулькопідшипника можна привести результати, отримані авторами. Кулькопідшипник за частоти обертання 50 000 об/хв, який змащувався й охолоджувався водою (витрата складала 1,5 мл/с), напрацював ресурс 10 000 с без значних дефектів конструкції. Ресурс цього ж кулькопідшипника без змащення й охолодження склав усього 57 с.

Проведені дослідження мали на меті виявити фактори, що сприяють збільшенню ресурсу кулько-

Creative Commons Attribution NonCommercial 4.0 International

ISSN 1814-4225 (print)
ISSN 2663-2012 (online)

підшипника в умовах сухого тертя.

Для експериментального дослідження були обрані кулькопідшипники двох серій, а саме 6204 і 6205. Випробовувались кулькопідшипники за різних значень частоти обертання, щоб зберегти однакові значення параметр $d{\cdot}n$. Частота обертання складала 39 000 об/хв – для кулькопідшипників 6205 і 50 000 об/хв – для 6204, а швидкісний параметр мав значення $\approx 1{,}5{\cdot}10^6$ мм·об/хв і $\approx 1{,}6{\cdot}10^6$ мм·об/хв, відповідно.

Випробування проведено на спеціальній установці, спроектованій і виготовленій за участі авторів з урахуванням результатів попередніх досліджень, що дозволило усунути проблеми, розглянуті в попередній публікації автора [2]. Установка дозволяє провести випробування восьми типорозмірів кулькопідшипників від 6200 до 6207 у широкому діапазоні числа обертів, осьового й радіального навантаження, з протоком рідини чи без.

1.1. Постановка питання

Під час проєктування нового турбонасосного агрегата виникла проблема щодо забезпечення належних умов роботи кулькопідшипників. Для організації підведення змащувальної й охолоджувальної рідини потрібно було встановити ущільнення на валу, що значно збільшувало осьові габарити агрегата й знижувало значення допустимої частоти обертання ротора. Використання консистентного мастила не розглядалось, оскільки агрегат повинен працювати в умовах вакууму й низьких температур, а за таких умов мастильні матеріали або кристалізуються, або твердіють [3].

Необхідний ресурс роботи нового агрегата одноразового спрацювання складав усього 120 с, тому цікаво було розглянути конструкцію без змащення й охолодження кулькопідшипників. Автономні випробування кулькопідшипників і мали на меті дати відповідь щодо їх працездатності й ресурсу за умов сухого тертя.

Ще однією з причин, чому було вирішено провести такі випробування, є ціна спеціальних кулькопідшипників. Виробники кулькопідшипників зазвичай прописують умови роботи своєї продукції, за яких вони можуть гарантувати заявлений ресурс. Для спеціальних умов, характерних практично для всіх агрегатів ракетної техніки, виробники можуть самі проводити випробування, отримувати необхідні сертифікати, але ціна на таку продукцію може бути в 30 разів більшою за ціну серійних виробів з тих же самих матеріалів, які продають на ринку. До того ж, використання спеціальних сертифікованих кулькопідшипників ще не гарантує їх працездатність у складі агрегатів ракетного двигуна, так як умови роботи для кожного з них особливі. Тому економічно доцільно мати установку для контрольно-технологічних випробувань і сертифікації кулькопідшипників, самостійно створюючи умови роботи, максимально близькі до умов у складі агрегата.

1.2. Умови випробувань

Гідравлічні випробування проведено на експериментальній установці, конструкція якої представлена на рис. 1.

Конструктивно установка складається з корпусу, в який встановлюють змінні втулки під кожен типорозмір кулькопідшипника й вала, на якому роз-

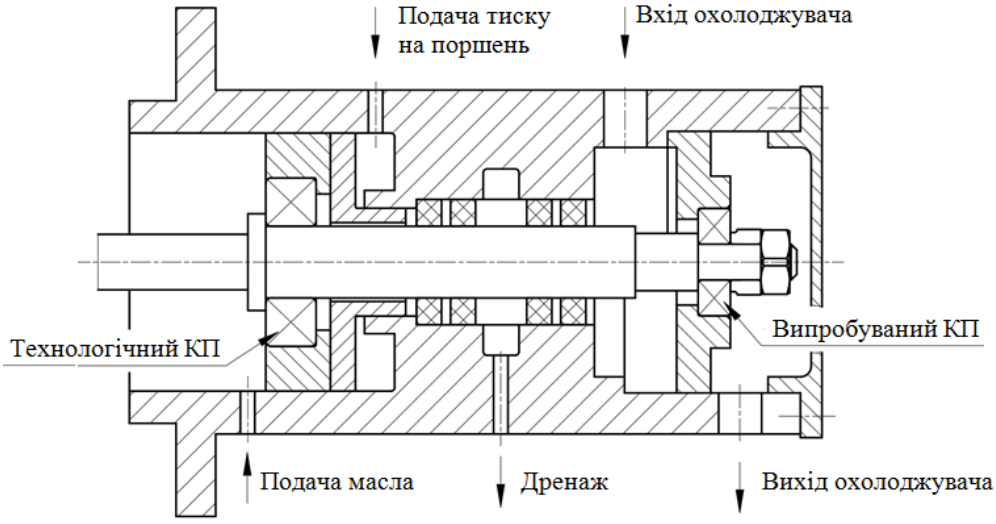


Рис. 1. Конструкція спеціальної установки для випробувань кулькопідшипників

ташовано технологічний і випробовуваний кулькопідшипники, порожнини яких розділені двома блоками ущільнень, між якими передбачено дренаж.

Технологічний кулькопідшипник змащують і охолоджують рідким мастилом, а для випробовуваного, за необхідності, передбачено використання води.

Для створення осьової сили в порожнину поршня, який передає зусилля через технологічний кулькопідшипник на випробовуваний, підведено стиснене повітря. Радіальне навантаження забезпечують набором ексцентричних шайб.

2. Особливості конструкції та матеріали випробовуваних кулькопідшипників

Для випробувань було відібрано шість зразків кулькопідшипників, які мали відмінності за конструкцією сепаратора чи за матеріалом окремих елементів.

Перший зразок належить до наймасовішого типу кулькопідшипника, що представлений на ринку, виготовлений із пружинної сталі зі стальним клепаним сепаратором.

Другий зразок, на відміну від першого, має цільний поліпропіленовий сепаратор із порівняно малою масою й відносно низьким коефіцієнтом тертя.

Третій зразок відрізняється масивним цільним сепаратором із фторопласту-4, що забезпечує підвищення його міцності.

Четвертий зразок має керамічні кульки, що дає змогу відокремити теплову зону тертя кочення на обоймі від сепаратора, виготовленого з поліпропілену. Автори [1, 4] в своїх працях саме таку конструкцію пропонують для умов сухого тертя.

П’ятий зразок повністю виготовлений із кераміки, безсепараторний, що дозволяє збільшити кількість кульок і сприяє зменшенню контактного тиску.

Шостий зразок, як і п’ятий, повністю виготовлений із кераміки, але має масивний сепаратор із фторопласту-4.

3. Результати випробувань та їх аналіз

Проведено випробування двох кулькопідшипників першого зразка. Перший пропрацював 108 с, а другий – 134 с, після чого почалося різке підвищення вібрації, шум і свист з установки. Під час дефектації (рис. 2) було помічено, що кулькопідшипник заклинило, на поверхнях сепаратора й доріжках кочення наявні кольори мінливості, що дозволило орієнтовно визначити температуру металу – близько 600 ºС. Сепаратор зруйнований, відмічено розрив клепаного з’єднання й металевої смуги, з якої він виготовлений. Для демонтажу кулькопідшипників довелося розрізати його обойми. Бігові доріжки мали суттєве зношення матеріалу, поверхня оплавлена, видозмінена. Тіла кочення мають еліпсну форму.

до випробування після випробування

Рис. 2. Перший зразок кулькопідшипника

Другий зразок пропрацював до відмови 57 с.

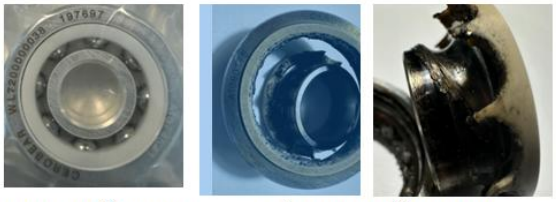
Аналіз характеру руйнування елементів кулькопідшипника (рис. 3) показав повне руйнування сепаратора внаслідок температурного впливу.

до випробування після випробування

Рис. 3. Другий зразок кулькопідшипника

На обоймах також присутні кольори мінливості, які розташовані локально, лише на поверхнях бігових доріжок і до них прилеглих. Зміну форми тіл кочення візуально не помічено.

Третій зразок пропрацював до відмови щонайменше 18 с. Унаслідок температурного впливу гнізда сепаратора зруйнувалися і сепаратор розділився на дві частини. Бігова доріжка внутрішньої обойми зношена, поверхня оплавлена (рис. 4).



до випробування після випробування

Рис. 4. Третій зразок кулькопідшипника

Четвертий зразок пропрацював до відмови 46 с. Дефектація показала (рис. 5), що причиною стало часткове руйнування гнізд сепаратора, унаслідок чого він вилетів з кулькопідшипника. На тілах кочення й бігових доріжках кулькопідшипника візуальних дефектів не помічено. Кулькопідшипник обертався, але підклинював унаслідок налипання залишків оплавленого сепаратора.

ISSN 1814-4225 (print)
ISSN 2663-2012 (online)

Рис. 5. Четвертий зразок кулькопідшипника

П’ятий (рис. 6) і шостий (рис. 7) зразки, які зруйнувалися повністю, мали приблизно однаковий ресурс, що складав 36 с і 39 с, відповідно.

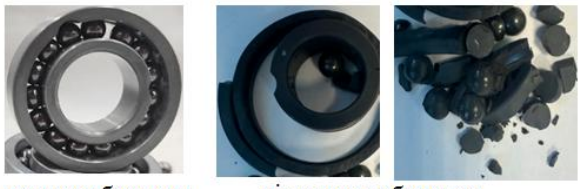


Рис. 6. П’ятий зразок кулькопідшипника

Рис. 7. Шостий зразок кулькопідшипника

Випробування показали, що найбільший ресурс мав кулькопідшипник із металевими обоймами й клепаним сепаратором, але він зазнав найбільших руйнувань. Потужність привода установки багатократно перевищує потужність привода агрегата, тому їх фактичний ресурс в агрегаті буде меншим, оскільки в разі руйнування бігових доріжок збільшується тертя, а значить, і потужність, що втрачається на кулькопідшипнику.

Випробування другого й третього зразків кулькопідшипників проводилися з метою дослідження впливу на ресурс неметалевих сепараторів, що мають відносно малу масу, а значить, створюють мінімальний опір для тіл кочення під час обертання, до того ж мають низький коефіцієнт тертя порівняно зі сталями. Випробування показали, що даний тип сепараторів для кулькопідшипника зі стальними кульками, що працює без охолодження, не підходить через відносно швидке руйнування внаслідок теплового потоку, який передається крізь кульки, про що свідчить суттєве оплавлення сепаратора саме в посадочних гніздах кульок. Моделі нагрівання підшипника за умов сухого тертя описано авторами [5, 6].

Результати випробувань четвертого зразка частково підтвердили вищеназвані припущення, з поміж інших зразків ця модифікація кулькопідшипника зазнала найменших руйнувань, але показала, що подальше використання неметалевих сепараторів є недоцільним. Результати, отримані для керамічних тіл кочення, навпаки, показали правильність напрямку вибору подальших модифікацій кулькопідшипників. Кераміка має низьку теплопровідність, що зменшує перегрівання зовнішньої обойми кулькопідшипника.

Випробування повністю керамічних кулькопідшипників, виявило недоцільність їх використання. Виготовленні з кераміки обойми дуже швидко руйнуються в досліджуваних умовах. Виявлено низьку стійкість керамічних обойм у разі роботи без рідини; це можна пояснити крихкістю матеріалу й відсутністю демпфування, яке присутнє в умовах рідинного змащення, а також низькою теплопровідністю, унаслідок чого температурні напруження буквально розривають обойми, тому їх використання взагалі неможливе за цих умов.

Під час випробувань фіксувалася температура зовнішнього кільця підшипників першого, другого й третього зразків. Зміну температури за часом роботи наведено на рис. 8.

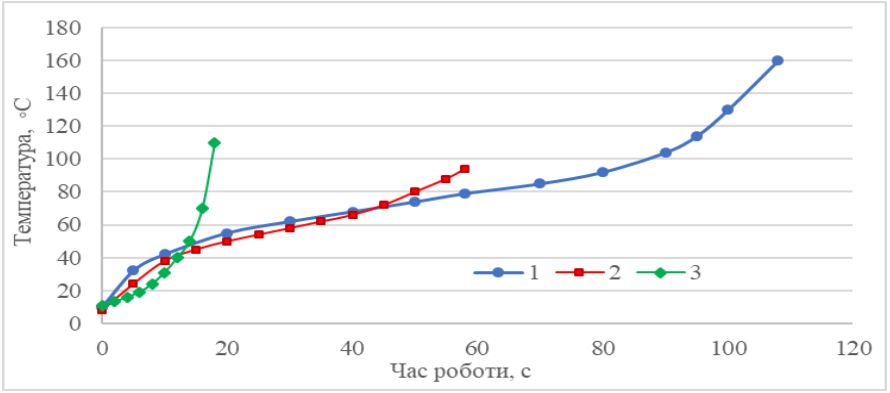


Рис. 8. Зміна температури зовнішнього кільця кулькопідшипника

Висновки

В умовах сухого тертя ресурс кулькопідшипника суттєво зменшується. Максимальна тривалість роботи до відмови склала 134 с.

Найбільш доцільною конструкцією в умовах сухого тертя є безсепараторний гібридний кулькопідшипник зі стальними обоймами й керамічними кульками.

Внесок авторів: формування мети та постановка задачі дослідження – **О. П Бадун**; проєктування установки для гідравлічних випробувань – **О. П Бадун**, **Г. А. Горбенко**; розроблення методології експерименту – **О. П Бадун, Г. А. Горбенко**; проведення випробувань – **О. П Бадун**; аналіз результатів випробувань і формулювання висновків – **О. П Бадун**, **Г. А. Горбенко**; написання й редагування тексту – **О. П. Бадун**, **Г. А. Горбенко**.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що в них немає конфлікту інтересів щодо цього дослідження, фінансового, особистого, авторського чи іншого, який міг би вплинути на дослідження та його результати, представлені в цій статті.

Фінансування

Дослідження проводилося без фінансової підтримки.

Доступність даних

Рукопис не має пов'язаних даних

Використання засобів штучного інтелекту

Автори підтверджують, що не використовували технології штучного інтелекту під час створення представленої роботи.

Усі автори прочитали та погодилися з опублікованою версією рукопису.

Література

1. Tribo-Characteristics of Cryogenic Hybrid Ceramic Ball Bearings for Rocket Engine Turbopumps / M. Nosaka, M. Oike, K. Kikuchi et al. // Tribology Transactions. – 1997. – Vol. 40, iss. 1. – P. 21–30. DOI: https://doi.org/10.1080/10402009708983624.

2. Бадун, О. П. Специальные испытания шарикоподшипников / О. П. Бадун, Я. Н. Иванов // Вісник двигунобудування. – 2017. – № 2. – С. 66-73.

3. Gould, S. The in-vacuo torque performance of dry-lubricated ball bearings at cryogenic temperatures / S. Gould, E. Roberts // Proceedings of the Institutional Mechanical Engineers. – 1989. – Vol. 203, iss. 4. – P. 215–223.

4. Zhang, J. Research on the Power Loss of High-Speed and High-Load Ball Bearing for Cryogenic Turbopump / J. Zhang, Y. Wang, X. Chen // Lubricants. – 2022. – Vol. 10, iss. 11. – 22 p. DOI: https://doi.org/10.3390/machines10111080.

5. Kakudo, H. Heat generation of ball bearing for rocket-engine turbopump in low-temperature gas hydrogen / H. Kakudo, T. Yokoyama, S. Takada // Journal of Physics: Conference Series. – 2021. – Vol. 1909. – 10 p. DOI: https://doi.org/10.1088/1742-6596/1909/1/012051

6. Kwak, W. Theoretical and experimental approach to ball bearing frictional characteristics compared with cryogenic friction model and dry friction model / W. Kwak, J. Lee, Y. B. Lee // Mechanical Systems and Signa Processing. – 2019. – Vol. 124. – P. 424–442. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2019.01.056

References

1. Nosaka, M., Oike, M., Kikuchi, K., Mayumi, T., Ning, L. Tribo-Characteristics of Cryogenic Hybrid Ceramic Ball Bearings for Rocket Engine Turbopumps. *Tribology Transactions*, 1997, vol. 40, iss. 1, pp. 21–30. DOI: https://doi.org/10.1080/10402009708983624.

2. Badun O. P., Ivanov Ya. N. Spetsyalnye yspytanyia sharykopodshypnykov [Special Tests of Ball Bearings], *Visnyk dvyhunodubuvannia – Bulletin of Engine Building*, 2017, no. 2, pp. 66-73

3. Gould, S., Roberts, E. The in-vacuo torque performance of dry-lubricated ball bearings at cryogenic temperatures. *Proceedings of the Institutional Mechanical Engineers*, 1989, vol. 203, iss. 4, pp. 215–223.

4. Zhang, J., Wang, Y., Chen, X. Research on the Power Loss of High-Speed and High-Load Ball Bearing for Cryogenic Turbopump. *Lubricants*, 2022, vol. 10, iss. 11. 22 p. DOI: https://doi.org/10.3390/machines10111080 .

5. Kakudo, H., Yokoyama, T., Takada, S. Heat generation of ball bearing for rocket-engine turbopump in low-temperature gas hydrogen. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, vol. 1909. 10 p. DOI: https://doi.org/10.1088/1742-6596/1909/1/012051

6. Kwak, W., Lee, J., Lee, Y. B. Theoretical and experimental approach to ball bearing frictional characteristics compared with cryogenic friction model and dry friction model. *Mechanical Systems and Signa Processing*, 2019, vol. 124, pp. 424–442. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2019.01.056

ISSN 1814-4225 (print)
ISSN 2663-2012 (online)

Надійшла до редакції 05.05.2026, отримано у доопрацьованому вигляді 29.05.2026
Дата ухвалення 15.06.2026, дата публікації 17.06.2026

ANALYSIS OF MODEL TESTS OF BALL BEARINGS FOR HIGH-SPEED ROTORS

Oleg Badun, Halyna Horbenko

The **article discusses** the performance of ball bearings in the absence of lubrication and cooling, that is, in dry friction conditions. Six samples of ball bearings in two sizes (6204 and 6205) were selected for testing, which differed in the design of the separator and the material of individual elements. The first sample is made entirely of spring steel and has a steel riveted separator. The second sample differs from the first only by replacing the separator material with polypropylene, the third differs in a massive solid separator made of fluoroplastic-4 and the fourth differs in ceramic balls and a polypropylene separator. The fifth sample is unseparated and entirely ceramic. The sixth sample, unlike the fifth, has a massive separator made of fluoroplastic-4. The **goal** is to select the separator design and the material of the ball bearing elements to ensure the maximum possible service life in dry friction conditions. **Task**: to identify the nature of the influence of design features and selected materials on the service life of ball bearings. The **method used** is hydraulic testing of ball bearings as part of a special installation that provided a wide range of flow rates through the ball bearing, including zero. The following **results** were obtained. In the absence of cooling and lubrication, that is, in dry friction conditions, the tested ball bearings had a low service life. The steel ball bearing with a riveted separator had the highest service life, but it suffered the greatest destruction. Replacing the metal separator with a non-metallic one reduced service life. The use of ceramics turned out to be appropriate only for the manufacture of balls, since ceramic cages are destroyed very quickly due to severe overheating of the material. **Conclusions**. The scientific novelty of the results obtained is as follows: it was established that in dry friction mode it is advisable to use separatorless hybrid ball bearings with metal cage and ceramic ball.

Keywords: ball bearing; separator; ball; cage; hydraulic test; service life; dry friction; operating mode.

Бадун Олег Петрович – ФОП, Дніпро, Україна,
Горбенко Галина Андріївна – канд. техн. наук, доц., Український державний університет науки та технологій, навчально-науковий інститут «Аерокосмічний інститут», Дніпро, Україна.

Oleg Badun – individual entrepreneur, Dnipro, Ukraine,
e-mail: olehbadun@gmail.com; ORCID: 0000-0001-8749-5875.
Halyna Horbenko – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor at the Educational and Scientific Institute “Aerospace Institute” Ukrainian State University of Science and Technologies, Dnipro, Ukraine,
e-mail: panigalya@gmail.com; ORCID: 0009-0008-5665-5862.