

**Олександр Миколайович Мінко**

кандидат технічних наук, старший дослідник, начальник науково-дослідної частини  
Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут» (Харків, Україна)

E-mail: [dr.alexandr.minko@gmail.com](mailto:dr.alexandr.minko@gmail.com). ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3206-0131>

**ПАРАМЕТРИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ ГЕОМЕТРІЇ ВАЛЬНИЦІ  
ВАЖКОЇ ЕЛЕКТРИЧНОЇ МАШИНИ**

Стаття присвячена процесу параметричного проектування та переходу до мультипараметричного проектування при визначенні оптимальної геометрії вальниці важкої електричної машини, на прикладі турбогенератора. Побудовано параметричну математичну модель розрахунку елементів вальниці яка враховує багатofізичні процеси її роботи: механічні, електродинамічні, та теплові. Запропоновано геометричне співвідношення довжини вкладки підшипника до його діаметра використовувати як критеріальний параметр для визначення мінімальної втрати електричної енергії в підшипниковій опорі. Встановлено діапазон значень оптимальної геометрії вищезгаданого співвідношення вкладки вальниці, який може бути використано для виконання інженерних розробок.

**Ключові слова:** електромеханічний перетворювач енергії; вальниці; параметричне проектування; багатofізичні процеси; оптимізація.

Рис.: 5. Табл.: 1. Бібл.: 14.

**Актуальність теми дослідження.** Електромеханічні перетворювачі енергії (ЕМПЕ) складають основну групу устаткування енергетичної галузі промисловості. Для теплових та атомних електростанцій це обладнання, разом із теплогенеруючою ланкою, є основою продуктивності та безперервності виробництва електричної енергії. Окремо ці ЕМПЕ використовуються на вітрогенераторних установках, гідроелектростанціях та у складі енергетичних установок, на кшталт газотурбінних та паротурбінних установках різного рівня потужності. У режимі двигуна електричні машини (ЕМ) використовуються майже в усіх галузях промисловості, починаючи від легкої галузі та завершуючи металургійною та нафтоперероблювальною промисловістю. Важкі електричні машини, такі як турбогенератори (ТГ), класифікуються від потужності 200 МВт та вище. Масогабаритні показники таких електричних машин є індивідуальними та серійного виробництва майже не існує (є серії не великої кількості). Так, наприклад ТГ потужністю 300 МВт має масу 320 т, та довжину ротора 12 000 мм, ТГ потужністю 550 МВт – 365 т, з довжиною 12 765 мм. Такі показники маси та габаритів впливають на особливості проектування вальниці турбогенераторів. Функціонально вальниці ТГ сприймає різні за природою фізичні навантаження (механічні, електродинамічні, теплові) та є складним та трудомістким вузлом при виконанні розробки та розрахунків. Надійність роботи вальниці важкого ЕМПЕ є одним з основних вимог для безпечного та тривалого режиму роботи ЕМ в цілому. Результатом проектування вальниці є визначення режимних показників роботи (включаючи й питання систем оливозабезпечення та відводу надлишкового тепла зони вальниці) та геометричних показників діаметра та довжини шийки валу ротора (як елементів що сполучаються з вкладкою підшипника). Виконання пошуку ефективної та оптимальної геометрії вкладки вальниці є актуальною та важливою науково-технічною задачею, яка, по-перше, повинна забезпечити виконання вимог стійкості використання підшипникового вузла, а по-друге, дотримуватись економічної ефективності з погляду зниження витрат електричної енергії в зоні вальниці [1].

**Постановка проблеми.** Розробка вальниці важкої ЕМ у класичному розумінні заводиться до послідовного виконання розрахунків реакції підшипникової опори на електромеханічні навантаження, розрахунку системи ковзання (розрахунок та моделювання мастильної плівки між вкладкою вальниці та шийки вала ротора), та завершального розрахунку теплового стану та вібраційного стану (аналіз коливань). На кожному етапі розробки змінюються критерії розрахунків та моделювання, тому що змінюються умови

проектування залежно від того які враховуються процеси та явища: механічні, електродинамічні, чи теплові. Для досягнення усередненого показника геометрії активної зони вальниці потрібно запропонувати такий параметр (критерій), що б його було доцільно використовувати в параметричному проектування для подальшої розробки та моделювання програмними засобами.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідження побудови та розрахунків вальниці ЕМПЕ розглядалось в різні часи та під конкретним кутом задач, так було вирішено завдання розрахунку елементів ковзання вальниці [2], досліджувались питання геометрії високооберткових ЕМ [3], розглядалась можливість покращення показників надійності підшипника та продовження його строку експлуатації [4]. Окремо досліджено стан вальниці при довготривалому використанні та оцінено залишковий ресурс [5]. Робота, наприклад, [6], присвячена оптимізації підходів щодо його проектування, також є роботи з дослідження системи моніторингу та діагностування елементів вальниці потужних ЕМ [7].

**Виділення недосліджених частин загальної проблеми.** Аналіз та теоретичне дослідження існуючих наукових та науково-виробничих робіт дозволив виокремити питання, які не були достатньо розв'язані та потребують більш поглибленого дослідження. К цим питанням відноситься задача параметричного визначення оптимальної геометрії активної зони (діаметр та довжина вкладки) вальниці за умовою зниження втрат електричної потужності в підшипниковому вузлі. Саме розв'язання цієї задачі в межах параметричного та мультипараметричного проектування дасть змогу подальшого розвитку програмному забезпеченню та написанню відповідних програмних блоків для автоматизації процесу.

**Метою статті** є дослідження геометричних показників вальниці потужної ЕМ засобом параметричного проектування для зниження втрат електричної енергії в зоні сполучення вкладки вальниці з шийкою вала ротора. Для досягнення мети потрібно вирішити такі задачі:

- скласти параметричну математичну модель, яка враховує багатofізичні показники роботи вальниці ТГ;
- запропонувати конструкційний параметр (критерій) вальниці ТГ, який має функціональний взаємозв'язок із показниками механічного, електродинамічного та теплового стану підшипникової опори;
- у межах параметричного проектування визначити область оптимальних значень запропонованого параметра конструкції вальниці ТГ із забезпеченням мінімальних витрат електричної потужності в зоні підшипникової опори.

**Виклад основного матеріалу.** У межах комплексного аналізу параметричного проектування вальниці ТГ виокремлено два типи підшипників, які відрізняються за конструктивними ознаками: щитова вальниці та виносна (окремо стояча). Загальний вид підшипникового вузла в обох конструктивних сполученнях представлено на рис. 1, де позначено: 1 – нижня частина корпусу, 2 – верхня частина (кришка вальниці), 3 – зовнішній оливоуловлювач, 4 – витяжні труби, 5 – отвори подачі/зливу оливи, 6 – обойма вальниці, 7 – вкладка вальниці. Переваги та недоліки цих підшипників більш детально розглянуто в [8]. Вони однаково ефективно використовуються в ТГ вітчизняного виробництва, та в конструкції закордонних виробників.

Оскільки з погляду механічних процесів та характеру динамічного та статичного навантаження головними функціональними вузлами обох типів вальниці є шийка валу, діаметр вкладки вальниці та відстань між осями підшипників – тому параметричне представлення обох варіантів зведемо до визначення ширини та діаметра вкладки вальниці. Тривимірні моделі обойми та вкладки вальниці зображено на рис. 2.

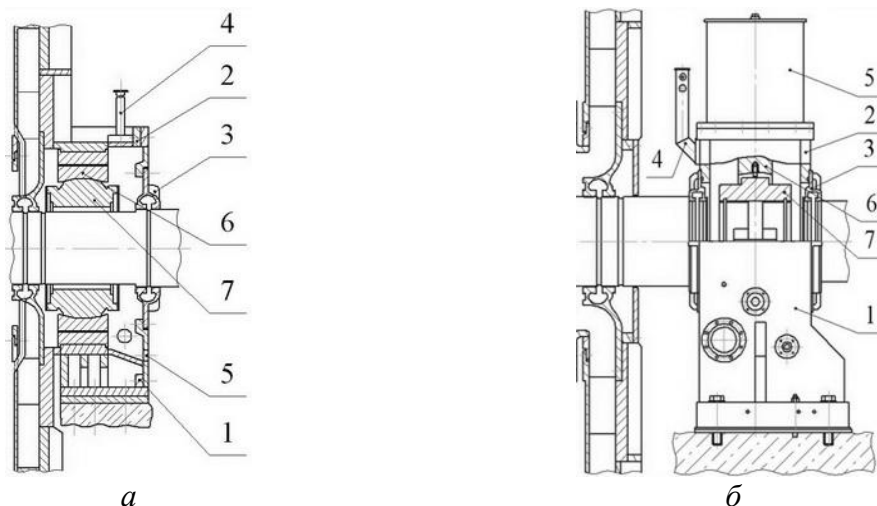


Рис. 1. Склад вальниці важкого турбогенератора:  
а – щитовий вид; б – виносний вид

Джерело: розроблено автором.

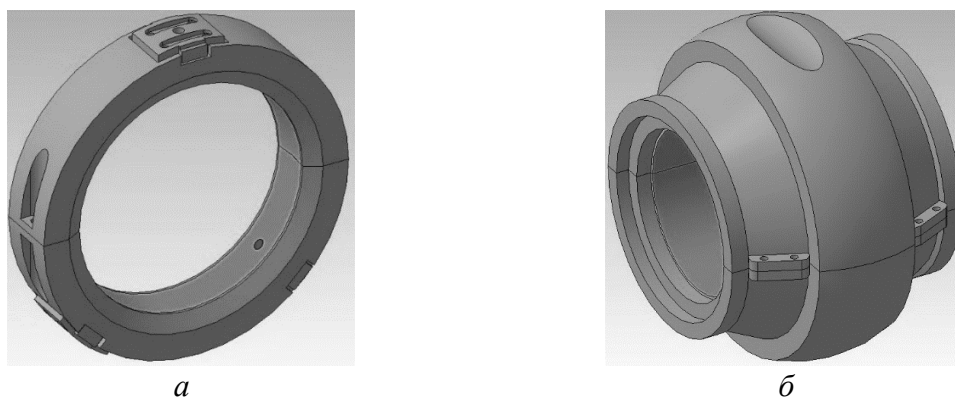


Рис. 2. Обойма (а) та вкладка вальниці ТГ (б)

Джерело: розроблено автором.

Отримання мультипараметричної математичної моделі вальниці ЕМ, для подальшого моделювання, супроводжується певними методологічними умовами, які ми зазначимо наступним чином [9]:

- з метою практичного використання математичної моделі будемо уникати складних диференціальних та інтегральних виразів;
- для пояснення сутності математичної моделі виконаємо її складання в матричному представленні.

Матрицю параметричного масиву даних вальниці ЕМ визначимо в розмірі  $2 \times 3$ , яка містить елементи  $a_{11} \dots a_{32}$ , тоді ряд залежних від  $a$  величин позначимо як сукупність змінних  $b_1 \dots b_m$ . Кількість строк в матриці відповідають кількості фізичних процесів, що відбуваються в зоні вальниці: механічні, електродинамічні, теплові. Присвоємо ім'я матриці – Pidsch(a), та визначимо  $p$  'ять (за кількістю стовпців та строк матриці) мультипараметричних залежностей, і на рис. 3 отримаємо загальний вид математичної моделі вальниці ЕМ в параметричному представленні.

Метою побудови мультипараметричної математичної моделі є отримання функціональних залежностей вальниці ЕМ, серед яких пропонується до встановлення такі багатofізичні показники [10]:

1. Механічні:

$d_b$  – діаметр вкладки вальниці, що сполучається з ротором, мм;  
 залежні величини  $b(a)$ :  $E, S_b, F_E, b_b, S_0, S_b, T_{atm}, \dots$

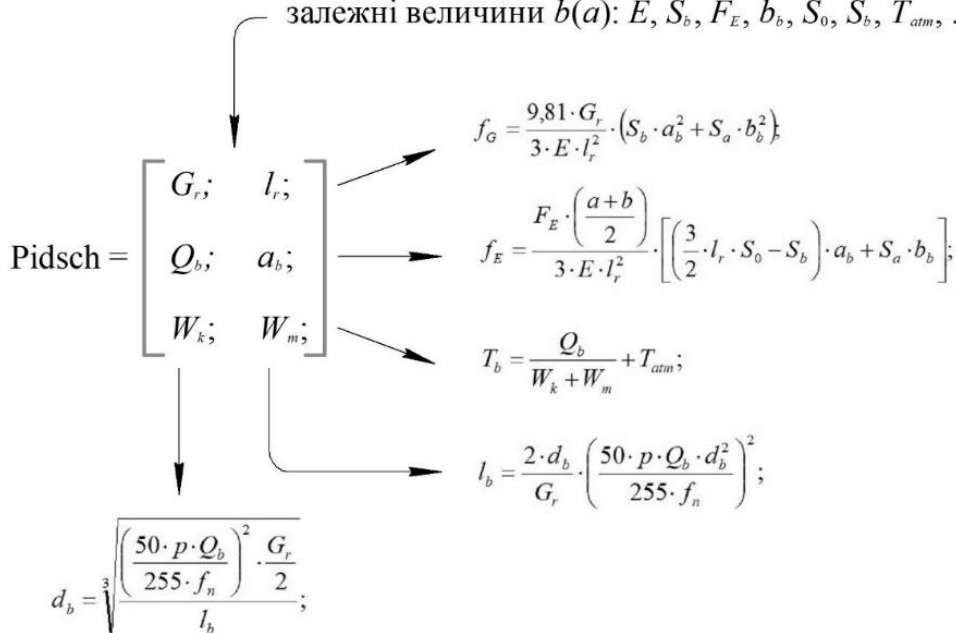


Рис. 3. Мультипараметрична математична модель вальниці ТГ

Джерело: розроблено автором.

$l_b$  – ширина вкладки вальниці, що сполучається з ротором, мм;

$f_G$  – показники прогину валу ротора ЕМ під впливом механічних сил в області підшипника, мм;

2. Тепло-вентиляційні:

$T_b$  – показник температурного стану підшипникового вузла ЕМ, °С;

3. Електродинамічні:

$f_E$  – показники прогину валу ротора ЕМ під впливом електромагнітних сил, мм;

Показники, які наведено вище вичерпною мірою обґрунтовують економічну, технологічну та функціональну доцільність, на яку слід спиратися при проектуванні вальниці майже будь-якого типу ЕМПЕ [11].

Склад мультипараметричної матриці визначимо такими показники:

а) показники задані попереднім етапом проектування ЕМ: показник маси ротора ( $G_r$ ) та загальна довжина ротора ( $l_r$ );

б) показник, який є результатом попереднього компоновання загального виду ЕМ: осьова відстань від центру валу ротора до вальниці ( $a_b$ );

в) довідникові показники, які дають характеристику тепловим умовам, у яких працює вальниця ТГ: коефіцієнт ефективності відводу тепла ( $W_k$ ) та коефіцієнт, який характеризує тепломеханічні показники середі охолодження вальниці (мастила), ( $W_m$ ). Які мають такі математичні значення:

$$W_k = \frac{\lambda_b \cdot S_b}{L_{cool}}; \quad \text{та} \quad W_m = m_m \cdot C_m; \quad (1)$$

де  $\lambda_b$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу вкладки вальниці, Вт/м·°С;  $S_b$  – площа поверхні вкладки вальниці, яка віддає тепло, мм<sup>2</sup>;  $L_{cool}$  – довжина теплового шляху від вкладки до конструкційної точки відводу тепла за межі підшипникової зони, мм;  $m_m$  – масова витрата оливи системою охолодження вальниці, кг/с;  $C_m$  – питома теплоємність оливи, Дж/кг·°С.

З міркувань економічної доцільності цільова функція параметричного проєктування повинна зв'язувати втрати електричної енергії у вальниці ( $Q_{pidich}$ ) та показники ширини ( $l_b$ ) та діаметру ( $d_b$ ) вкладки. Математично модель залежності  $Q_{pidich}(l_b; d_b)$  має наступний вигляд, а розрахункова область наведена на рис. 4:

$$Q_{pidsch}(l_b; d_b) = Q_{mech} + Q_{em} + Q_{add} = \left( f_T \cdot \frac{F_b \cdot v_s}{\mu_s} \right) + \left( k_m \cdot B^2 \cdot f_T \cdot d_b \right) + \left( \alpha_m \cdot \omega^n \right); \quad (2)$$

де  $Q_{mech}$  – механічні втрати потужності, кВт;  $Q_{em}$  – електродинамічні втрати потужності, кВт;  $Q_{add}$  – додаткові в супутні втрати потужності, кВт;  $f_T$  – коефіцієнт тертя вала ротора та вкладки вальниці, в.о.;  $F_b$  – радіальне навантаження на кладку вальниці, Н;  $v_s$  – швидкість ковзання, м/с;  $\mu_s$  – коефіцієнт корисної дії мастильного шару між поверхнею ротора та вкладкою вальниці, в.о.;  $k_m$  – комплексний коефіцієнт, який враховує матеріал робочої прошини вкладки вальниці, конструкцію вала ротора, конструкцію обойми вальниці, систему подачі та відводу мастила, тощо, в.о.;  $B$  – магнітна індукція, Тл;  $\alpha_m$  – коефіцієнт, який залежить від конструкції та умов експлуатації, в.о.,  $\omega^n$  – кутова швидкість ротора, рад/с.

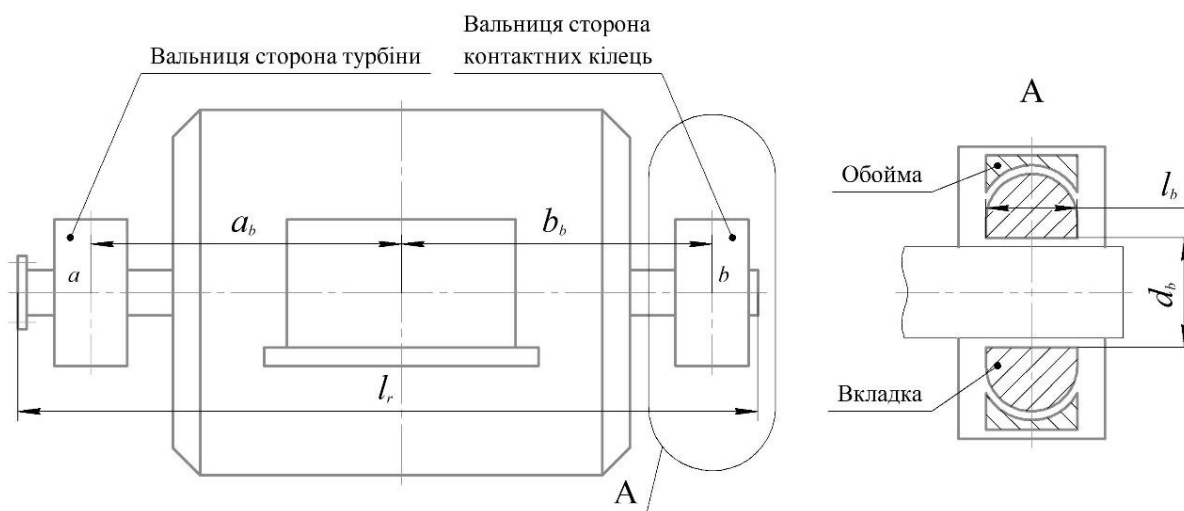


Рис. 4. Розрахункова область вальниці ТГ

Джерело: розроблено автором.

Аналізуючи вираз (2) можна дослідити оптимальне співвідношення та загальну тенденцію залежності ширини та діаметра вкладки вальниці ТГ від рівня втрат електричної енергії на тертя в підшипниковому вузлу. Для цього пропонуємо ввести геометричне співвідношення  $k_b$  (параметричний критерій), яке дорівнює:

$$k_b = \frac{l_b}{d_b}. \quad (3)$$

Спростим вираз (2) з урахуванням виразу (3) та матрицею на рис. 3 і отримаємо:

$$Q_{pidsch}(k_b) = 255 \cdot \sqrt{\frac{G_2}{2} \cdot k_b} \cdot d_b^2 \cdot \left( \frac{f_n}{50 \cdot p} \right); \quad (4)$$

де  $f_n$  – номінальна промислова частота мережі, Гц;  $p$  – кількість пар полюсів ЕМ.

Для виконання розрахунків по виразу (4) приймаємо масу ротора 36000 кг, матеріал мастила – мастило турбінне Тп-22 ГОСТ 9972-74 (товщина плівки – 0,2 мм, прийнята як статистична), а за центральну точку співвідношення візьмемо  $k_b = 1$ , тобто  $l_b = 0,5$  та  $d_b = 0,5$  в.о., результати розрахунку наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Розрахунок втрат електричної потужності у вальниці ТГ в залежності від показника  $k_b$

Показник $k_b$ , в.о.	Втрата потужності $Q_{pidsch}$ , кВт	
	при $d_b - const$	при $l_b - const$
0,70	226,3	461,8
0,75	234,2	416,4
0,80	242,0	378,0
0,85	249,4	345,1
0,90	256,6	316,8
0,95	263,6	292,1
<b>1,00</b>	<b>270,5</b>	<b>270,5</b>
1,05	277,2	251,4
1,10	283,7	234,4
1,15	290,0	219,3
1,20	296,3	205,8
1,25	302,4	193,5
1,30	308,4	182,5

За результатами табл. 1 побудовано графік залежності  $Q_{pidsch}(k_b)$  на якому нанесли статистичні обмеження які пов’язані з механічною стійкістю (балансом) площини сполучення шийки валу ротора ТГ та робочої поверхні вкладки вальниці, які знаходяться в діапазоні значень  $k_b = 0,6 \dots 1,7$  [12] (рис. 5). На рис. 6 зображено ймовірну конструкцію виносної підшипникової опори. З наведеної залежності можна зробити такі висновки:

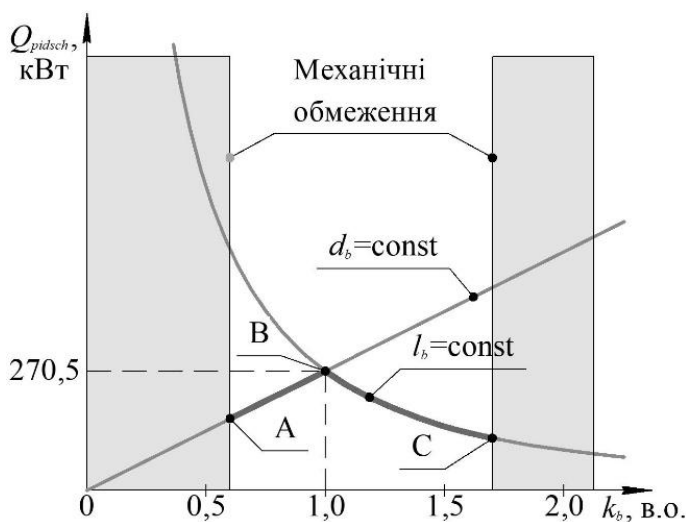


Рис. 5. Залежність  $Q_{pidsch}(k_b)$  з зонами механічного обмеження

Джерело: розроблено автором.

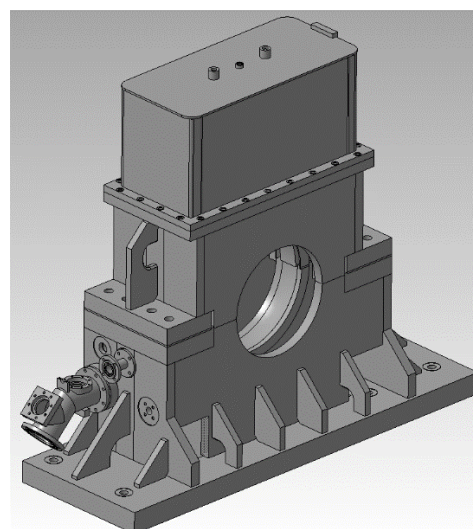


Рис. 6. Загальний вид виносної підшипникової опори

– співвідношення  $l_b/d_b$  не завжди повинні наближатись до мінімального значення, для зниження втрат потужності електричної енергії в зоні вальниці, можна використовувати значення  $k_b=1$  задля досягнення високого рівня механічного балансу у вальниці, при цьому витрати енергії не будуть максимальні (точка В);

– оптимальна геометрія маси та габаритів вкладки вальниці, з погляду зменшення витрат енергії на тертя, знаходиться на ділянці кривій А-В-С, при чому зменшення витрат енергії відбувається з наближенням до точок А та С, а використання  $k_b$  за межами цих точок – неприпустимо.

**Висновки.** Складена параметрична математична модель, яка дозволяє враховувати багатофізичні показники роботи важкої електричної машини при розробці елементів конструкції вальниці, показала доцільність та комплексність використання мультипараметричної методології проектування.

Запропоноване конструкційне співвідношення довжини шийки вала ротора до його діаметра інформаційно підвищує функціональний взаємозв'язок із показниками механічного, електродинамічного та теплового стану вальниці та може бути використано для розробки вкладки вальниці різних типів електричних машин.

В межах параметричного проектування визначено область оптимальних значень запропонованого параметра ( $k_b$ ) конструкції вальниці ТГ яка дозволяє забезпечити мінімальні витрати електричної потужності в зоні підшипникової опори, та є практичною рекомендацією при виконанні інженерних етапів проектних робіт.

Використовуючи вищезазначені положення було розроблено підшипниковий вузол потужної електричної машини (500 МВт), який відрізняється підвищеною стабільністю за рахунок ізоляції вальниці від механічних коливань статора, патент на корисну модель [13]. Та розроблено підшипниковий щит потужної електричної машини, який відрізняється симетричною системою подачі/відводу мастила у робочу зону вкладки вальниці, патент на корисну модель [14].

#### Список використаних джерел

1. Zhao, X., Mu, Z., Zhao, H., Wang, P., Song, W., & Yang, G. (2023). Influence of Inner Roller Geometric Parameters on Counter-Roller Spinning with 6061 Aluminum Alloy Tube. *Metals*, 13(10), 1720. <https://doi.org/10.3390/met13101720>.
2. Maksimenko, O., Nikulin, A., & Pryimak, A. (2023). Engineering methodology for calculation the roll pass dimensions in continuous rolling of bars and sections. *International Science Journal of Engineering & Agriculture*, 2(2), 82–90. <https://doi.org/10.46299/j.isjea.20230202.08>.
3. Questa, H., Mohammadpour, M., Theodossiades, S., Garner, C. P., Bewsher, S. R., & Offner, G. (2023). Tribodynamic Modelling of High-Speed Rolling Element Bearings in Flexible Multi-Body Environments. *Machines*, 11(1), 93. <https://doi.org/10.3390/machines11010093>.
4. Darisuren, S., Park, J.-H., Pyun, Y.-S., & Amanov, A. (2019). A Study on the Improvement of the Fatigue Life of Bearings by Ultrasonic Nanocrystal Surface Modification Technology. *Metals*, 9(10), 1114. <https://doi.org/10.3390/met9101114>.
5. Poltschak, F., & Thalhammer, R. (2024). Extending the service life of plain bearings for linear permanent magnet machines. In *2024 International Conference on Electrical Machines (ICEM)* (pp. 1–7). <https://doi.org/10.1109/ICEM60801.2024.10700293>.
6. Kong, H., Gu, C., Zhang, D., & Wu, L. (2025). Topology Optimization of Textured Journal Bearings. *Lubricants*, 13(6), 251. <https://doi.org/10.3390/lubricants13060251>.
7. Ramirez, I., Muñoz, C., Marquez, F. (2017). A Condition Monitoring System for Blades of Wind Turbine Maintenance Management. *Proceedings of the Tenth International Conference on Management Science and Engineering Management. Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol. 502. Springer, Singapore. [https://doi.org/10.1007/978-981-10-1837-4\\_1](https://doi.org/10.1007/978-981-10-1837-4_1).
8. Wrat, G., Bholra, M., Chamorro, D., Liniger, J. & Pedersen, H. C. (2025). Review of Fault Detection and Diagnosis Methods Including Failure Root Causes of Major Components of Hydraulic Pitch System for Wind Turbines-Part-I. *International Journal of Fluid Power*, 26(04), 471–538. <https://doi.org/10.13052/ijfp1439-9776.2641>.
9. Pospelov, K. N., Burlutskaya, Z. V., Gintciak, A. M., & Troshchenko, K. D. (2023). Multiparametric optimization of complex system management scenarios based on simulation models. *International Journal of Technology*, 14(8), 1748–1758. <https://doi.org/10.14716/ijtech.v14i8.6832>.
10. Teles, J., Castro, P. & Matos, H. (2013) Multi-parametric disaggregation technique for global optimization of polynomial programming problems. *J Glob Optim* 55, 227–251. <https://doi.org/10.1007/s10898-011-9809-8>.
11. Rodriguez-Fortun, J.-M., Alvarez, J., Monzon, L., Salillas, R., Noriega, S., Escuin, D., Abadia, D., Barrutia, A., Gaspar, V., Romeo, J. A., Cebrian, F., & Alonso, R. (2024). Digitalization of an Industrial Process for Bearing Production. *Sensors*, 24(23), 7783. <https://doi.org/10.3390/s24237783>.

12. Breidenstein, B., Denkena, B., Krödel, A., Prasanthan, V., Poll, G., Pape, F., & Coors, T. (2020). Production-Related Surface and Subsurface Properties and Fatigue Life of Hybrid Roller Bearing Components. *Metals*, 10(10), 1339. <https://doi.org/10.3390/met10101339>.

13. Мінко, О. М., Кобзар, К. О., Пенської, В. Ф., & Гордієнко, В. Ю. (2012). Підшипниковий вузол потужної електричної машини (Патент України № 72432). Державна служба інтелектуальної власності України.

14. Мінко О. М., Кобзар К. О., Гордієнко В. Ю. (2013) Підшипниковий щит потужних електричних машин (Патент України, № 78119). Державна служба інтелектуальної власності України.

### References

1. Zhao, X., Mu, Z., Zhao, H., Wang, P., Song, W., & Yang, G. (2023). Influence of Inner Roller Geometric Parameters on Counter-Roller Spinning with 6061 Aluminum Alloy Tube. *Metals*, no. 13(10), pp. 1720. <https://doi.org/10.3390/met13101720>

2. Maksimenko, O., Nikulin, A., & Pryimak, A. (2023). Engineering methodology for calculation the roll pass dimensions in continuous rolling of bars and sections. *International Science Journal of Engineering & Agriculture*, 2(2), 82–90. <https://doi.org/10.46299/j.isjea.20230202.08>

3. Questa, H., Mohammadpour, M., Theodossades, S., Garner, C. P., Bewsher, S. R., & Offner, G. (2023). Tribodynamic Modelling of High-Speed Rolling Element Bearings in Flexible Multi-Body Environments. *Machines*, 11(1), 93. <https://doi.org/10.3390/machines11010093>

4. Darisuren, S., Park, J.-H., Pyun, Y.-S., & Amanov, A. (2019). A Study on the Improvement of the Fatigue Life of Bearings by Ultrasonic Nanocrystal Surface Modification Technology. *Metals*, 9(10), 1114. <https://doi.org/10.3390/met9101114>

5. Poltschak, F. & Thalhammer R. (2024) Extending the Service Life of Plain Bearings for Linear Permanent Magnet Machines, *2024 International Conference on Electrical Machines (ICEM), Torino, Italy*, 2024, pp. 1 – 7, doi:10.1109/ICEM60801.2024.10700293.

6. Kong, H., Gu, C., Zhang, D., & Wu, L. (2025). Topology Optimization of Textured Journal Bearings. *Lubricants*, 13(6), 251. <https://doi.org/10.3390/lubricants13060251>

7. Ramirez, I., Muñoz, C., Marquez, F. (2017). A Condition Monitoring System for Blades of Wind Turbine Maintenance Management. *Proceedings of the Tenth International Conference on Management Science and Engineering Management. Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol. 502. Springer, Singapore. [https://doi.org/10.1007/978-981-10-1837-4\\_1](https://doi.org/10.1007/978-981-10-1837-4_1)

8. Wrat, G., Bhola, M., Chamorro, D. M., Liniger, J. & Pedersen, H. C. (2025). Review of Fault Detection and Diagnosis Methods Including Failure Root Causes of Major Components of Hydraulic Pitch System for Wind Turbines-Part-I. *International Journal of Fluid Power*, 26(04), 471–538. <https://doi.org/10.13052/ijfp1439-9776.2641>

9. Pospelov, K.N., Burlutskaya, Z.V., Gintciak, A.M., & Troshchenko, K.D. (2023) Multiparametric Optimization of Complex System Management Scenarios Based on Simulation Models. *International Journal of Technology*. Vol. 14(8), pp. 1748-1758. <https://doi.org/10.14716/ijtech.v14i8.6832>

10. Teles, J., Castro, P. & Matos, H. (2013) Multi-parametric disaggregation technique for global optimization of polynomial programming problems. *J Glob Optim* 55, 227–251. <https://doi.org/10.1007/s10898-011-9809-8>

11. Rodriguez-Fortun, J.-M., Alvarez, J., Monzon, L., Salillas, R., Noriega, S., Escuin, D., Abadia, D., Barrutia, A., Gaspar, V., Romeo, J. A., Cebrian, F., & Alonso, R. (2024). Digitalization of an Industrial Process for Bearing Production. *Sensors*, 24(23), 7783. <https://doi.org/10.3390/s24237783>

12. Breidenstein, B., Denkena, B., Krödel, A., Prasanthan, V., Poll, G., Pape, F., & Coors, T. (2020). Production-Related Surface and Subsurface Properties and Fatigue Life of Hybrid Roller Bearing Components. *Metals*, 10(10), 1339. <https://doi.org/10.3390/met10101339>

13. Minko, O., Kobzar, K., Pensky, V., & Gordienko, V. (2012). Pidshypnykovyi vuzol potuzhnoi elektrychnoi mashyny [Bearing unit of a powerful electric machine]. (Patent of Ukraine, No. 72432).

14. Minko, O., Kobzar, K., & Gordienko, V. (2013) Pidshypnykovyi shchyt potuzhnykh elektrychnykh mashyn [Bearing shield of powerful electric machines]. (Patent of Ukraine, No. 78119).

Дата першого надходження статті до видання: 15.12.2025

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 05.01.2026

**Oleksandr Minko**

Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Head of Research Department  
National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute" (Kharkiv, Ukraine)

**E-mail:** [dr.alexandr.minko@gmail.com](mailto:dr.alexandr.minko@gmail.com). **ORCID** <https://orcid.org/0000-0003-3206-0131>

## PARAMETRIC DETERMINATION OF OPTIMAL GEOMETRY OF HEAVY ELECTRIC MACHINE BEARING

*The article is devoted to the process of parametric design and the transition to multiparametric design when determining the optimal geometry of the roller bed of a heavy electric machine, using the example of a turbogenerator. The author analyzed the current state of various aspects of the development and calculation of bearing assemblies of powerful various types of electric machines (including powerful and heavy ones). As a result of this analysis and theoretical review of existing bearing assembly design options, two types of bearing assembly design were outlined, these are a shield bearing and a remote (separately standing) bearing. The main functional area of the bearing assembly operation was determined – this is the place of connection of the bearing housing insert and the rotor shaft neck.*

*Within the article, a parametric mathematical model for calculating the bearing assembly elements is built that takes into account the multi-physical processes of its operation: mechanical, electrodynamic, and thermal. The model is presented in matrix form and contains both geometric indicators of the design of the bearing shell of a heavy electric machine and indicators of its operating mode, such as the value of the electromechanical deflection of the rotor shaft, the temperature in the working area of the insert, etc.*

*The author proposed to use the geometric ratio of the bearing insert length to its diameter as a criterion parameter to determine the minimum loss of electrical energy in the bearing support. The resulting energy loss consists of mechanical losses, electrodynamic and additional (associated) losses, which depend on the operating mode of the electric machine. For a heavy turbogenerator, a range of values of the optimal geometry of the above-mentioned ratio of the bearing shell insert has been established, which can be used to perform engineering developments. According to the design results, two patents for bearing supports were obtained, which significantly increase the technological and competitive level of the heavy electric machine.*

**Keywords:** electromechanical energy converter; wind turbines; parametric design; gas-physical processes; optimization.

*Fig.: 5. Table: 1. References: 14.*