

ВИСОКОЄФЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ В ПРИЛАДОБУДУВАННІ

DOI: 10.20535/1970.67(1).2024.306730

УДК: 621.317.39; 621.317.3

ВИМІРЮВАЧ ЗУСИЛЬ В СТЯЖНИХ ПРИЗМАХ ОСЕРДЯ СТАТОРА ПОТУЖНОГО ТУРБОГЕНЕРАТОРА, ВБУДОВАНИЙ В СИЛОВИЙ АКУМУЛЯТОР СТАБІЛІЗАЦІЇ ТИСКУ ПРЕСУВАННЯ ОСЕРДЯ

¹Левицький А. С., ¹Зайцев Є. О., ²Кобзар К. О.

¹Інститут електродинаміки НАН України, Київ, Україна

²АТ "Українські енергетичні машини", Харків, Україна

E-mail: levitskiyanatoliymail@gmail.com, zaitsev@i.ua, kk7@ukr.net

Стан осердя статора турбогенератора, а саме стабільність його запресування, значною мірою визначають надійність машини в цілому. Послаблення зусиль запресування є причиною низки негативних явищ, таких як підвищення вібрації та розпушення листів осердя з їх подальшим руйнуванням (викришуванням), що часто є причиною ушкодження генератора. Показано, що ефективним методом запобігання зниженню спресованості осердя є застосування систем силових акумуляторів (СА) з тарілчастими пружинами серед інших існуючих методів. Описано особливості стабілізації та відновлення тиску пресування осердя статора потужного турбогенератора (ТГ) із використанням СА. Показано, що для оцінки стану тиску пресування в осерді статора ТГ можуть бути застосовані вимірювачі зусиль в стяжних призмах осердя, вбудовані в конструкцію силового акумулятора (СА) стабілізації тиску пресування осердя. Запропоновано використовувати вбудований вимірювальний перетворювач зусиль, який складається з пружного чутливого елемента (ПЧЕ) і ємнісного сенсора (ЄС) в структурі СА, що дозволить покращити точність вимірювань, зменшити експлуатаційні ризики та оптимізувати процеси обслуговування турбогенератора.

Метою даної статті є створення вимірювача зусиль в стяжних призмах осердя статора потужного ТГ з використанням пружного чутливого елемента (*elastic sensitive element*) і ємнісного сенсора (*capacitive sensor*), вбудованого в конструкцію «безкорпусного» силового акумулятора стабілізації тиску пресування осердя статора потужного турбогенератора.

Оцінка зусиль в стяжній призмі виконується через вимірювання електричної ємності між потенціальним електродом ЄС і заземленим елементом СА. Визначено функцію перетворення перетворювача зусиль з урахуванням геометричних розмірів ПЧЕ і ЄС. Проведено розрахунок ПЧЕ на механічну міцність.

В результаті проведених досліджень розроблено засоби визначення ходу тарілчастих пружин в силовому акумуляторі, інтегровані безпосередньо в його конструкцію. Використання вимірювачів зусиль в стяжних призмах дозволяє ефективно відновлювати та підтримувати тиск пресування кінцевих пакетів осердя статора, контролювати зусилля під час експлуатації та коригувати його без зупинки турбогенератора. Отримані результати можуть бути використанні в системах стабілізації тиску пресування осердя статора з силовими акумуляторами і системи оцінки поточного стану осердя статора потужних турбогенераторів типу ТГВ-200 та ТГВ-300. Підвищення точності вимірювань та зниження експлуатаційних ризиків сприятиме швидкому та ефективному відновленню критично важливої інфраструктури та забезпечить стабільну роботу енергетичних об'єктів.

Ключові слова: потужний турбогенератор; осердя статора; тиск пресування; зусилля в стяжних призмах; силовий акумулятор; пружний чутливий елемент; ємнісний сенсор.

Вступ

Важливим аспектом експлуатації потужних турбогенераторів (ТГ) ТЕС і АЕС є контроль їхнього робочого стану в процесі експлуатації з виявленням ушкоджень і дефектів конструктивних елементів і критично-важливих вузлів машин. Аналіз загальної статистики ушкоджень ТГ демонструє, що серед багатьох параметрів вирішального

значення набувають параметри, що характеризують ТГ як механічну систему. Для контролю цих параметрів застосовують різноманітні методи та засоби контролю і діагностування фактичного технічного стану машини та її вузлів.

Однією із основних механічних властивостей ТГ, яка головним чином визначає його експлуатаційну надійність та роботоздатність, є стан спре-

сованості осердя статора, яка визначається величиною тиску пресування, прикладеним до листів активної сталі. Початковий стан спресованості осердя задається в процесі виготовлення осердя, а після виготовлення під час транспортування та експлуатації забезпечується за допомогою натискних плит і стяжних призм. З часом внаслідок експлуатаційних навантажень виникає зниження зусиль, які стискають осердя, що призводить до повної або часткової втрати роботоздатності осердя, виникнення небезпечних дефектів тощо [1, 2]. Найчастіше тиск пресування відновлюють на зупиненій машині, підтягуючи гайки стяжних призм спеціальними ключем з нормованим крутним моментом, що є довготривалим та малопродуктивним процесом. В роботі [3] описано автоматичний метод відновлення тиску пресування із застосуванням поворотних гідроциліндрів, які автоматично підкручують стяжні гайки на призмах, коли тиск знизиться до критичної величини. В [4] описано автоматичний спосіб відновлення тиску із застосуванням електродвигунів з редуктором, який в критичний момент підкручує стяжну гайку. Обидва пристрої складні, до того ж потребують застосування спеціальних вимірювальних приладів, що контролюють тиск в осерді і автоматично вмикають засоби забезпечення відновлення тиску.

Одним із простих і перспективних способів, який не вимагає значних матеріальних та трудових витрат є використання для стабілізації тиску пресування осердя статора ТГ силових акумуляторів (СА) з блоками тарілчастих пружин [2, 5–11]. СА встановлюються (нагвинчуються) на різьбові кінці стяжних призм замість стандартних гайок, забезпечуючи необхідний натяг в призмах. Перед встановленням СА зусилля в блоках тарілчастих пружин створюється шляхом стиснення блоку пружин в СА і в цьому стані фіксуються спеціальними болтами. Після встановлення на ТГ пружини СА звільнюються і передають запас своєї енергії через стяжні призми і натискну плиту активній сталі осердя. На цьому етапі розподіл зусиль є рівномірний, зусилля на натискну плиту на кожній стяжній призмі з боку активної сталі відносно натискної плити співставлені з тиском від попередньо стиснутих пружин, а площа натискної плити розташована по нормалі до основної осі турбогенератора. В подальшому, якщо рівномірність розподілу змінюється, тобто коли тиск зі сторони пружинних елементів виявляється вищим тиску пресування осердя, натискна плита зміщується і тим самим підпресовує осердя, або у випадку надмірного тиску в осерді пружинних елементів СА компенсують його.

Контроль за величиною тиску, який в даному випадку встановлюється в осерді, можна здійснювати декількома способами. Найпростіше звичайними стандартними вимірювальними інструментами визначити відносно зміщення натискної плити і на підставі спеціально розробленої моделі статора оцінити тиск [2]. Спосіб можливий до

застосування тільки на зупиненій машині і є довготривалим. Також для оцінки тиску в осерді можна використати механічну характеристику блоку тарілчастих пружин в СА, тобто залежність зусиль в блоці від ходу (величини переміщення при натисненні). Вимірювання висоти блоку під час планових ремонтів або експлуатації турбогенератора дозволяє з високою точністю визначати величину натягу на кожній стяжній призмі, а, отже, зусилля стиснення осердя і, за необхідності виконати коригування зусилля пресування підтягуванням пружин.

В роботі [2] описано СА з різними типами ємнісних сенсорів ходу тарілчастих пружин, що вбудовані в конструкцію СА. Перевагами такого типу сенсорів є те, що на них не впливають магнітне поле, намагніченість та температура електродів, а від впливу електричних полів сенсор легко захищається електропровідним (металевим) екраном [12]. Але досвід застосування СА засвідчив, що масивні корпуси СА в процесі роботи нагріваються магнітним полем машини, що впливає на геометрію СА та вносить похибку у визначення ходу тарілчастих пружин ємнісними сенсорами.

Для мінімізації зазначеного недоліку були створенні СА, корпуси яких після встановлення на статор демонтуються [8]. Такий "безкорпусний" СА був розроблений і запатентований спеціалістами ДП "Завод "Електроважмаш" (зараз АТ "Українські енергетичні машини", м. Харків). Застосувати сенсори, описані в [2, стор. 68], для таких СА не має можливості. Задля забезпечення контролю ходу тарілчастих пружин в "безкорпусних" СА є необхідним створення завадостійких до дії магнітного поля сенсорів спеціальної конструкції, які також здатні зберігати свої експлуатаційні характеристики в діапазоні робочих температур експлуатації турбогенератора. Таким умовам відповідають сенсори, побудовані із використанням ємнісних та пружинних чутливих елементів вбудовані в конструкцію СА [9].

Метою даної статті є створення вимірювача зусиль в стяжних призмах осердя статора потужного ТГ з використанням пружного чутливого елемента (elastic sensitive element) і ємнісного сенсора (capacitive sensor), вбудованого в конструкцію «безкорпусного» силового акумулятора стабілізації тиску пресування осердя статора потужного турбогенератора.

Основна частина

Структура та принцип дії СА із використанням ємнісних та пружинних чутливих елементів в його структурі. На рис. 1 наведено конструктивну схему СА із використанням ємнісних та пружинних чутливих елементів в якості вимірювача зусиль, який підготовлений до встановлення на призмі осердя статора ТГ, де: 1 – внутрішній стакан; 2 – тарілчасті пружини; 3 – гайка; 4 – зовнішній стакан (корпус); 5 – відтискні болти; 6 – пружний чутливий елемент (ПЧЕ); 7 – діелектрична підкла-

дка; 8 – кільцевий потенціальний електрод емнісного сенсора (ЕС), що є плоско-паралельним конденсатором. Тарілчасті пружини 2 повністю стиснені і зафіксовані відтискними болтами 5. Сила F стиснення блоку пружин при цьому буде максимальною.

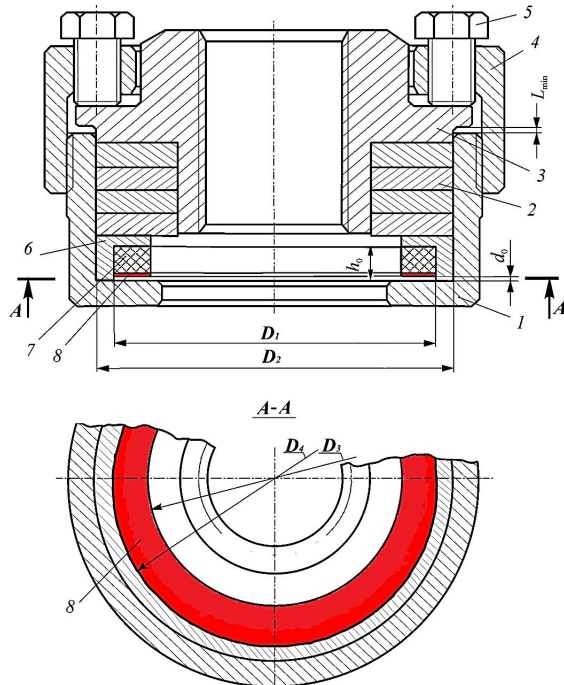


Рис. 1

Кільцевий ПЧЕ 6 встановлюється в стакан 1 з можливістю його вільного переміщення в стакані в осьовому напрямку. Підкладка 7 і електрод 8 жорстко з'єднані тільки з фланцевою частиною ПЧЕ 6. Конструктивні розміри внутрішнього стакана 1, блоку тарілчастих пружин 2 і ПЧЕ 6 вибрані таким чином, щоб забезпечити після стиснення тарілчастих пружин початковий номінальний зазор в ЕС, що дорівнює d_0 . Циліндрична (трубчаста) частина ПЧЕ 6 (діаметри D_1, D_2) під час повного стиснення блоку пружин 2 буде стиснута до розміру h_0 . Зауважимо, що ПЧЕ має бути виготовлений з немагнітного матеріалу із забезпеченням його пружних характеристик, тобто **достатню** величину часової та температурної стабільності модуля пружності, а також необхідну величину допустимої напруги під час стискання.

В подальшому зібраний СА за допомогою гайки 3 нагвинчується на різьбовий кінець 9 стяжної призми (рис. 2). Це дозволяє забезпечити нормований натяг в призмі і відповідно (через натискну плиту 10) – номінальний тиск пресування в осерді. Потім болти 5 і корпус 4 знімаються, блок пружин 2 звільнюється і своїми пружними властивостями через ПЧЕ 6 і зовнішній стакан 1 підтримує натяг в призмах. В процесі експлуатації осердя під дією термомеханічних процесів зношується, призводячи до зміщення натискної плити 10, змі-

нюючи відстань між стаканом 1 і гайкою 3 на величину $\Delta L_i = L_i - L_{\min}$, де i – дискретний момент часу, в який відбулося зміщення (рис. 1, рис. 2).

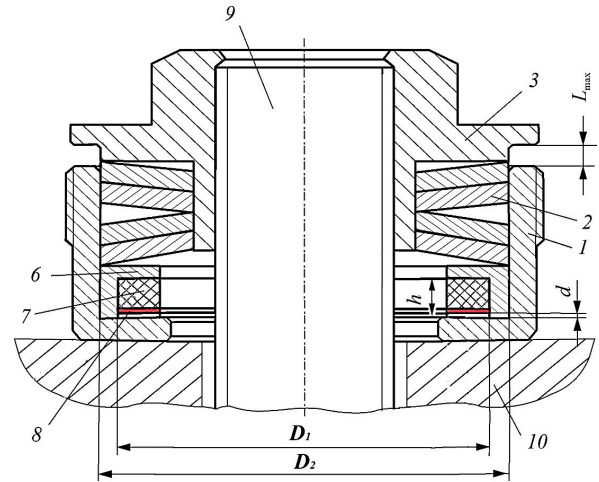


Рис. 2

Розрахунок вимірювального перетворювача.

Як відомо з [9], зусилля F стиснення-розтиснення в i -тий момент часу для блоку пружин, зібраного в пакет за схемою, наведеною на рис. 3, дорівнює

$$F_i = \frac{8E_s \Delta L_i \delta_s^3}{D_s^2 A (1 - \mu_s^2)}, \quad (1)$$

де F_i – зусилля стиснення-розтиснення для блоку пружин в i -тий момент часу; ΔL_i – величина осідання (хід) блоку пружини в i -тий момент часу; E_s – модуль пружності матеріалу пружини; μ_s – коефіцієнт Пуассона матеріалу пружини; δ_s – товщина пружини; A – безрозмірна величина, що залежать від коефіцієнта Пуассона μ_s та відношення $m = D_s / d_s$ зовнішнього діаметра пружини D_s до внутрішнього діаметра d_s (визначаються за спеціальною номограмою) [13].

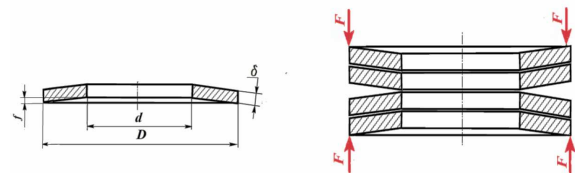


Рис. 3

Максимальне зусилля стиснення блоку пружин, зібраного по виду рис. 3, буде в початковий момент, коли блок пружин розпрямлюється і підпресовує осердя, тобто за умови $f_s = \Delta L_i$ і складе

$$F_{\max} = \frac{8E_s f_s \delta_s^3}{D_s^2 A (1 - \mu_s^2)}, \quad (2)$$

де f_s – висота внутрішнього усіченого конуса тарілчастої пружини (рис. 3).

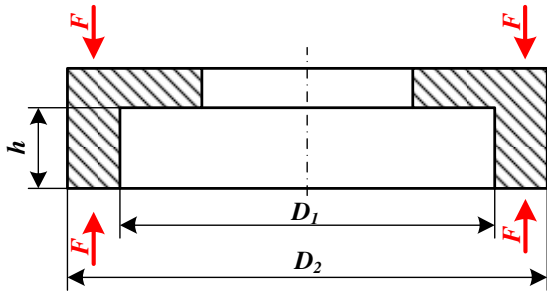


Рис. 4

Враховуючи максимальне значення F_{max} , визначимо максимальне значення напруги σ_{max} ПЧЕ, для цього скористаємося отриманими результати в [2] розрахунку ПЧЕ на міцність. У цьому разі максимальна напруга σ_{max} визначається за наступною формулою

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{S_{ESE}} = \frac{4F_{max}}{\pi(D_2^2 - D_1^2)}. \quad (3)$$

де: $S_{ESE} = \pi(D_2^2 - D_1^2)/4$ – площа поперечного перерізу циліндричної частини ПЧЕ; D_1, D_2 – зовнішній і внутрішній діаметри трубчастої частини ПЧЕ.

Величина зовнішнього діаметра D_2 трубчастої частини ПЧЕ з урахуванням того, що внутрішній діаметр D_1 визначається діаметром різьбового кінця стяжної призми осердя статора ТГ, визначається наступним співвідношенням

$$D_2 \geq \sqrt{\frac{4F_{max}}{\pi|\sigma_p|}}, \quad (4)$$

де $|\sigma_p|$ – допустима напруга на стиснення для матеріалу ПЧЕ, яка регламентується технічними вимогами на матеріал.

З урахуванням виразу (3), формула (4) може бути записана у вигляді

$$D_2 \geq \sqrt{\frac{32E_s f_s \delta_s^3}{\pi|\sigma_p|(1-\mu_s^2)D_1^2 A}}. \quad (5)$$

Для трубчастої частини ПЧЕ 6 довжиною h (рис. 4) осьова сила навантаження $F_{max} \leq F_i \leq 0$, що діє на елемент зі сторони блоку тарілчастих пружин (рис. 5), призводить до виникнення позовжньої деформації трубчастої частини ПЧЕ, що дорівнює Δh_i [2, стор. 40], яка розраховується як

$$\Delta h_i = \frac{F_i h}{S_{ESE} E_{ESE}} = \frac{4F_i h}{\pi(D_2^2 - D_1^2) E_{ESE}}, \quad (6)$$

де h – довжина трубчастої (циліндричної) частини ПЧЕ; E_{ESE} – модуль пружності матеріалу ПЧЕ.

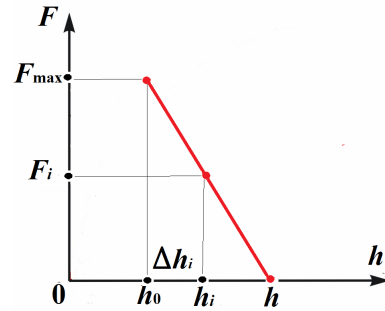


Рис. 5

Зміна f_s зі зміною F_i призведе до зміни величини зазору в ємнісному сенсорі на $\Delta d_i = d_i - d_0$. Як відомо з [12], електрична ємність плоско-паралельного конденсатора визначається за наступним виразом

$$C_s = \frac{\epsilon_0 \epsilon S_s}{d_s}, \quad (7)$$

де $\epsilon_0 = 8,8542 \times 10^{-12}$ Ф/м – діелектрична проникність вакууму; ϵ – відносна діелектрична проникність середовища, що оточує ЄС; $S_s = \frac{1}{4} \pi (D_4^2 - D_3^2)$ – площа потенціального електрода ЄС; D_4 – зовнішній діаметр кільцевого потенціального електрода ЄС; D_3 – внутрішній діаметр кільцевого потенціального електрода ЄС; d_s – зазор в ЄС.

З урахуванням (7) Δd може бути визначено наступним чином

$$\begin{aligned} \Delta d_i = d_i - d_0 &= \epsilon_0 \epsilon S_s \left(\frac{1}{C_i} - \frac{1}{C_0} \right) = \\ &= \frac{1}{4} \epsilon_0 \epsilon \pi (D_4^2 - D_3^2) \left(\frac{1}{C_i} - \frac{1}{C_0} \right). \end{aligned} \quad (8)$$

Як видно з рис. 1 і рис. 2, $\Delta h_i = \Delta d_i$. Тоді, враховуючи (2) і (8), отримуємо

$$\frac{4F_i h}{\pi(D_2^2 - D_1^2) E_{ESE}} = \frac{1}{4} \epsilon_0 \epsilon \pi (D_4^2 - D_3^2) \left(\frac{1}{C_i} - \frac{1}{C_0} \right). \quad (9)$$

Використовуючи (9), сила натягу F_i в призмі в і-тий момент часу визначиться як

$$F_i = \frac{\epsilon_0 \epsilon \pi^2 (D_4^2 - D_3^2) \left(\frac{1}{C_i} - \frac{1}{C_0} \right) (D_2^2 - D_1^2) E_{ESE}}{16h}. \quad (10)$$

Якщо прийняти, що

$$K = \frac{\epsilon_0 \epsilon \pi^2 (D_4^2 - D_3^2) (D_2^2 - D_1^2) E_{ESE}}{16h},$$

то

$$F_i = K \cdot \left(\frac{1}{C_i} - \frac{1}{C_0} \right). \quad (11)$$

Маючі ємність C_0 для зазору d_0 і визначивши ємність C_i для зазору d_i , можна визначити поточне значення F .

Висновки

1. Розроблено засоби визначення ходу тарілчастих пружин в силовому акумуляторі на основі вбудованого в його конструкцію пружного чутливого елемента і ємнісного сенсору, які дозволяють відновити ослаблене пресування кінцевих пакетів осердя статора, контролювати зусилля пресування в процесі експлуатації турбогенератора, виконати коригування зусилля пресування у разі, що знаходиться в експлуатації і, тим самим, значно підвищити надійність та терміни безаварійної експлуатації потужних турбогенераторів.

2. Виміряні значення зусиль в стяжних призмах турбогенератора дають можливість оцінки тиску пресування осердя статора на кожній стяжній призмі і, за необхідності, його коригувати відновленням стиснення тарілчастих пружин.

3. Запропонований вимірювальний перетворювач зусиль завдяки стійкості до впливу магнітного поля може бути використаний на працюючій машині.

4. Результати даної роботи можуть бути використані для потужних турбогенераторів типу ТГВ-200 та ТГВ-300 під час створення системи стабілізації тиску пресування осердя статора з силовими акумуляторами і системи оцінки поточного стану машин.

Робота виконана за держбюджетною темою «Створення спеціалізованих інформаційно-вимірювальних засобів для просторово-розподілених систем контролю в електроенергетиці» (Шифр «Торець-2»). Державний реєстраційний номер 0122U000051.

Література

- [1] K. Engvall, G. Csaba, "Nordic nuclear power generator stator vibration", *Report 2019:621*. 102 p. URL: <https://energiforsk.se/media/27015/nordic-nuclear-power-generator-stator-vibrations-energiforskrapport-2019-621.pdf> (15 May 2024).
- [2] А. С. Левицький, Є. О. Зайцев, К. О. Кобзар, В. О. Тітко, *Методи та засоби контролю стану спресованості осердя статора потужних турбогенераторів*. Київ, Україна: "Наукова думка". 2023. 140 с. DOI: 10.15407/978-966-00-1846-4.
- [3] J. A. Cook, D. T. Allen, Pat. 7.946,023 B2 United States.Int. Cl.H02K 15/06, H0 IF 3/04, G01R 31/28. Method and apparatus for measuring compressionstator core. Siemens Energy, Inc. (США, Орландо). 2011.
- [4] M. Twerdochlib, D. Edward, E. V. Diatzikis, Pat. 9,016,991 B2 United States Patent. Bolt tightener device for tightening a through-bolt in a generator core. 2015.
- [5] T. Paspalovski, V. Jovanovska, "Partial replacement of the active steel on the turbogenerator end zone". *Termotechnika*. 2015. XLI, 1. P. 1–7. DOI: 10.5937/termoteh1501001P.
- [6] T. Paspalovski, N. Mojsoska, N. Jovanovski, V. Jovanovska, Z. V. Sovreski, "Replacement (reconstruction) of the active steel end zone of the turbogenerator", in *Proceeding 1-st Global Conference*, April 8–12, 2013, pp. 659–663. DOI:10.13140/RG.2.1.2948.3047.
- [7] V. Jovanovska, M. Arapcheska, "Increasing the power of the turbogenerator in the process of modernization in the mining and energy industry". *International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology*, vol. 2, is. 2, pp. 162–166, 2015.
URL: https://www.researchgate.net/publication/283714955_Increasing_the_Power_of_the_Turbogenerator_in_the_Process_Of_Modernization_in_the_Mining_and_Energy_Industry. (15 May 2024).
- [8] В. Ф. Пенской, А. Ю. Жуков, О. М. Мінко, К. О. Кобзар, Pat. UA, no. 66717. Статор електричної машини. 2012.
- [9] А. С. Левицький, Є. О. Зайцев, К. О. Кобзар, Н. Л. Сорокіна, "Розрахунок блоку тарілчастих пружин у силовому акумуляторі стабілізації тиску пресування осердя статора потужного турбогенератора". *Праці Інституту електродинаміки Національної академії наук України*, вип. 64, Травень 2023, с. 81–86. DOI:10.15407/publishing2023.64.081.
- [10] D. S. Leininger, M. B. Geilen, M. Klein, M. A. Oechsner, "New method for the calculation of characteristics of disc springs with trapezoidal cross-sections and rounded edges". *Materials (Basel)*. 2022 Mar 6;15(5):1954. DOI: 10.3390/ma15051954.
- [11] M. B. Geilen, M. Klein, M. A. Oechsner, "Novel algorithm for the determination of walker damage in loaded disc springs". *Materials (Basel)*. 2020 Apr 3;13(7):1661. DOI: 10.3390/ma13071661.
- [12] D. Čoko, I. Stančić, L.D. Rodić, D. Čošić, "TheraProx: capacitive proximity sensing". *Electronics*, 11(3), 393, 2022. DOI: 10.3390/electronics11030393.
- [13] М. Ачеркан, *Детали машин. Расчет и конструирование*. Справочник. Том 2. Москва, СССР: Машиностроение, 1968.

UDC 621.317.39; 621.317.3

¹⁾A. S. Levitskyi, ¹⁾Ie. O. Zaitsev, ²⁾K. O. Kobzar

¹⁾Institute of Electrodynamics National Academy of Science of Ukraine, Kyiv, Ukraine

²⁾JSC “Ukrainian Energy Machines”, Kharkiv, Ukraine

POWER ACCUMULATOR FOR STABILIZATION OF THE PRESSING PRESSURE OF THE CORE OF A POWERFUL TURBOGENERATOR WITH BUILT-IN METER

In this paper present described features of stabilization and restoration of pressing force of the stator core of a powerful turbogenerator (TG). Weakening of the pressing forces is the cause of a number of negative phenomena, such as increased vibration and loosening of the core sheets with their subsequent destruction (cracking), which is often the cause of generator damage. It is shown that to assess the state of the pressing force in the core of the TG stator, force meters in the clamping prisms of the core, built into the design of the power accumulator (PA) for stabilizing the pressing force of the core, can be used. The design of the package of disc springs used in PA consists of a package of plate springs and allows to stabilize the pressure in the stator core of a powerful TG to a given level without additional control with probes and fixation by tightening the adjustment nuts. Describes the advantages and features of using PA with a package of disc springs for pressure stabilization, installed under the tightening nuts or instead of them on the threaded ends of the tightening prisms. Proposed to use a built-in force measuring transducer, which consists of an elastic sensitive element (ESE) and a capacitive sensor (CS) into PA structure. The purpose of this article is to create a force meter in the clamping prisms of the stator core of a powerful TG using an elastic sensitive element and a capacitive sensor built into the design of a "caseless" power battery to stabilize the pressing pressure of the stator core of a powerful turbogenerator.

A number of TG and PA parameters, which should know to calculate the mechanical characteristics of the disc spring unit outlined. The dependence of the force of the spring block on the displacement of the pressure plate of the stator core is determined. Showing that the assessment of the force in the tightening prism performed by measuring the electrical capacity between the potential electrode CS and the grounded element of PA. Measuring the height of the block during planned repairs or operation of the turbogenerator allows you to determine with high accuracy the amount of tension on each tightening prism and therefore the compression force of the core and, if it necessary to adjust the pressing force by tightening the springs. The conversion function of the force converter is determined, taking into account the geometric dimensions of the ESE and CS. The calculation of ESE for mechanical strength was carried out. The use of pressure gauges in tightening prisms allows you to effectively restore and maintain the pressing force of the final packages of the stator core, control the pressure during operation and adjust it without stopping the turbogenerator. The obtained results can be used in systems for stabilizing the pressing force of the stator core with power accumulators and in the system for assessing the current state of the stator core of powerful turbogenerators of the TGV-200 and TGV-300 type. Increasing the accuracy of measurements and reducing operational risks will contribute to the rapid and effective restoration of critical infrastructure and ensure the stable operation of energy facilities.

Keywords: powerful turbogenerator; stator core; pressing force; force in tightening; power accumulator; elastic sensitive element; capacitive sensor.

Надійшла до редакції

25 квітня 2024 року

Рецензовано

18 травня 2024 року



© 2024 Copyright for this paper by its authors.
Use permitted under Creative Commons License Attribution 4.0 International (CC BY 4.0).