

## ВІМІРЮВАННЯ ТА ДІАГНОСТИКА В ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИЦІ

УДК: 621.317.39; 621.317.3

DOI: <https://doi.org/10.15407/publishing2023.64.081>

### РОЗРАХУНОК БЛОКУ ТАРИЛЧАСТИХ ПРУЖИН У СИЛОВОМУ АКУМУЛЯТОРІ СТАБІЛІЗАЦІЇ ТИСКУ ПРЕСУВАННЯ ОСЕРДЯ СТАТОРА ПОТУЖНОГО ТУРБОГЕНЕРАТОРА

**А.С. Левицький\***, докт. техн. наук, **Є.О. Зайцев\*\***, докт. техн. наук, **Н.Л. Сорокіна**

Інститут електродинаміки НАН України,

пр. Перемоги, 56, Київ, 03057, Україна,

e-mail: levitskiyanatoliymail@gmail.com, zaitsev@i.ua, sorokina-nl@ukr.net

Наведено результати аналітичного огляду сучасних методів і засобів відновлення та стабілізації тиску пресування осердя статора потужного турбогенератора (ТГ) у процесі експлуатації. Описано переваги й особливості застосування силових акумуляторів (СА) із блоками тарілчастих пружин для стабілізації тиску, які встановлюються під стягуючі гайки або замість них на різьбових кінцях стягуючих призм. Окреслено ряд параметрів ТГ і СА, які необхідно знати для розрахунку механічної характеристики блоку тарілчастих пружин. Показано, що оптимальним способом збирання тарілчастих пружин у блоки в СА є комбіноване – послідовно-паралельне. За заданими конструктивними параметрами отримано залежність зусилля, створюваного однією тарілчастою пружиною і блоком пружин, від товщини пружини. Визначено залежність зусилля блоку пружин від зміщення натискної плити осердя статора для різних значень товщини пружини. Наведено методику розрахунку тарілчастих пружин на міцність. Бібл. 12, рис. 9.

**Ключові слова:** потужний турбогенератор, осердя статора, тиск пресування, стабілізація тиску, силовий акумулятор, блок тарілчастих пружин, механічна характеристика.

**Постановка проблеми.** Механічною властивістю осердя статора потужного турбогенератора (ТГ), що визначає його роботоздатність, є наданий йому під час виготовлення стан пружного стиснення. У спресованому стані осердя утримується за допомогою натискних фланців (плит) та стягуючих шпильок з гайками. Закручуючи до потрібної межі гайки, досягають необхідного натягу в шпильках, що в такий спосіб забезпечує необхідний тиск пресування. Згодом, внаслідок експлуатаційних навантажень, виникає зниження зусиль, що стискають осердя. Це призводить до втрати запасу працездатності та є потенційною причиною небезпечних ушкоджень статора [1–4].

Найпростішим способом відновлення натягу в шпильках, і відповідно тиску пресування, є підкручення стягуючих гайок, але водночас процес потребує зупинки машини, є трудомістким та довготривалим.

Відомим є спосіб стабілізації тиску пресування осердя статора із застосуванням спеціальних гідравлічних пристроїв (гідроциліндрів), які автоматично підкручують стягуючі гайки, переміщуючи водночас натискні плити осердя статора [5–6]. Гідроциліндри можуть бути розміщені як з обох сторін осердя, так і з одної. Кількість стягуючих шпильок із гідроциліндрами може змінюватись залежно від конкретних вимог. Сигналом на підпресування осердя в кожному гідроциліндрі може бути, наприклад, виміряна величина зусилля в стягуючій призмі.

Фірма Siemens запропонувала спосіб відновлення тиску пресування осердя ТГ шляхом автоматичного підтягування кожної стягуючої гайки черв'ячним редуктором з електроприво-



дом. Контроль процесу стабілізації тиску в такому випадку здійснюється шляхом вимірювання зусилля в стягуючих призмах за допомогою волоконно-оптичних сенсорів на основі решіток Брегга, наклеєних на спеціальну конічну шайбу (тарілчасту пружину), що встановлюється під стягуючими гайками.

Одним із простих способів, що використовується для стабілізації тиску пресування осердя статора ТГ, є застосування силових акумуляторів (СА) з блоками тарілчастих пружин – спеціальних пристроїв із заданим і регульованим зусиллям, що встановлюються під гайки (або замість гайок) на стяжні призми [1,2, 8–9]. Відповідно до прийнятої технології перед встановленням на статор пружини СА стискаються і фіксуються в стиснутому стані. Після встановлення на призмі пружини СА звільняються й передають запас своєї енергії через натискну плиту активній сталі осердя. На початку, коли зусилля на натискну плиту зі сторони активної сталі відповідають зусиллям від попередньо стиснутих пружин, натискна плита знаходиться в рівновазі і не зміщується. У подальшому, якщо рівновага порушується, тобто якщо тиск зі сторони пружинних елементів виявляється вищим за тиск пресування осердя, натискна плита зміщується і в такий спосіб підпресовує осердя.

Механічна характеристика блоків тарілчастих пружин повинна забезпечувати зусилля в стягуючих призмах на всьому діапазоні переміщення натискної плити під час її усадки.

*Метою цієї статті* є розроблення методики розрахунку механічної характеристики блоку тарілчастих пружин у силовому акумуляторі стабілізації тиску пресування осердя статора потужного турбогенератора з врахуванням конструктивних особливостей машини.

**Основна частина.** У роботі [7] описано один із СА, в якому застосовано блок тарілчастих пружин.

На рис. 1 показано конструкцію і схему встановлення такого СА, де 1 – внутрішній стакан; 2 – тарілчасті пружини; 3 – гайка; 4 – зовнішній стакан; 5 – відтискні болти; 6 – різьбовий кінець стягуючої призми осердя статора ТГ; 7 – натискна плита осердя статора ТГ. Рис. 1а ілюструє СА в початковому, зібраному стані, коли з використанням стаканів 1 і 4, гайки 3 і болтів 5 пружини 2 стиснені й закріплені. У подальшому зібраний СА за допомогою гайки 3 накручується на різьбовий кінець 6 стягуючої призми, забезпечує натяг у призмі та через натискну плиту 7 створює номінальний тиск в осерді статора. Потім болти 5 і стакан 4 знімаються, пружини 2 звільнюються й своїми пружинними властивостями забезпечують натяг у призмах. Для правильного функціонування СА необхідно розрахувати механічну характеристику блоку пружин.

У процесі експлуатації натискна плита 7 зміщується, змінюючи відстань між стаканом

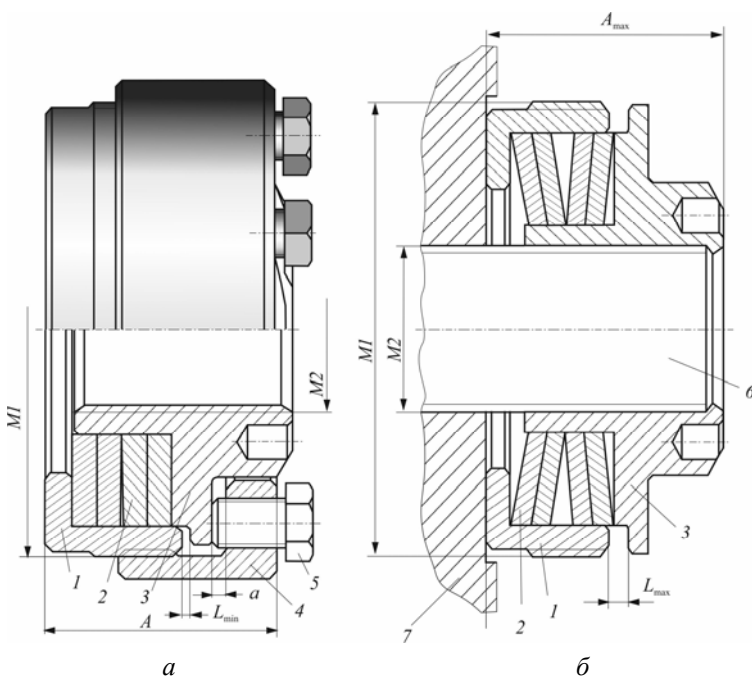


Рис. 1

1 і гайкою 3 на величину  $\Delta L = L_{\max} - L_{\min}$ . На таку ж величину зміститься зовнішній діаметр блоку пружин.

Креслення тарілчастої пружини, яка зазвичай застосовується в СА для підпресування осердя статора, наведено на рис. 2, де  $d$  – внутрішній діаметр пружини;  $D$  – зовнішній діаметр пружини;  $\delta$  – товщина пружини;  $f$  – висота внутрішнього усіченого конуса пружини.

Основними параметрами, які задаються під час розрахунку і проектування блоку тарілчастих пружин в СА є:

– величина зусилля в стягуючій призмі ТГ, яке забезпечує номінальний тиск пресування;

– діаметр різьби на кінці стягуючої призми (задає внутрішній діаметр пружини);

– зовнішній діаметр пружини (задається розміщенням

СА по колу на торці осердя статора ТА і рекомендованим оптимальним відношенням  $m = D/d \approx 2 \div 4$  для тарілчастих пружин [10]).

Окрім цього, обмежується габаритний розмір СА (і блоку пружин) в осьовому напрямку. Кількість тарілчастих пружин у блоці та спосіб їхнього встановлення визначається з огляду на наступне. По-перше, для отримання необхідного номінального тиску пресування в осерді статора потужного ТГ, зусилля в стягуючій призмі має бути на рівні десятків тон і забезпечуватись блоком тарілчастих пружин. По-друге, зазначене зусилля має діяти на всьому діапазоні зміщення натискної плити (яке може складати від 3 до 8 мм залежно від типу ТГ) у процесі усадки осердя. Як показав аналіз, задовольнити ці вимоги, використовуючи одну тарілчасту пружину, неможливо. Через це в СА застосовують паралельне (рис. 3 а), послідовне (рис. 3 б) і паралельно-послідовне (рис. 3 в) об'єднання пружин у блоки.

Паралельне складання тарілчастих пружин (конус у конус) підвищує жорсткість системи (силу стиснення  $F$ ) у  $N$  разів (де  $N$  – кількість паралельно складених пружин). Послідовне складання збільшує податливість системи, тобто збільшує осьове переміщення  $\Delta L$  (хід) у  $K$  разів (де  $K$  – кількість послідовно розміщених пружин). Найбільш раціональним є послідовно-паралельне з'єднання на зразок рис. 3 в.

Для прикладу на рис. 4 наведено графіки механічних характеристик за стиснення: 1 – однієї тарілчастої пружини; 2 – двох послідовно з'єднаних пружин; 3 – двох паралельно з'єднаних пружин; 4 – чотирьох комбіновано з'єднаних пружин. Як видно з рис. 3, за комбінованого з'єднання пружин (крива 4) забезпечується як достатня жорсткість системи, так і достатня податливість.

Механічна характеристика однієї пружини (рис. 2) визначається за формулою (1) [10]:

$$F = \frac{4E\delta\lambda_0}{(1-\mu^2)D^2B} \times (\lambda_0^2 B_2 - \lambda_0 f B_1 + f^2 B_0 + \delta^2), \quad (1)$$

де  $F$  – зусилля стиснення;  $\lambda_0$  – величина осідання пружини;  $E$  – модуль пружності матеріалу пружини;  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона;  $\delta$  – товщина пружини;  $f$  – висота внутрішнього усіченого конуса пружини;  $B, B_0, B_1, B_2$  – безрозмірні величини, що залежать від коефіцієнта Пуассона  $\mu$  і відношення  $m = D/d$  зовнішнього діаметра пружини  $D$  до внутрішнього діаметра  $d$  (визначаються за спеціальною номограмою (рис. 4) [10]).

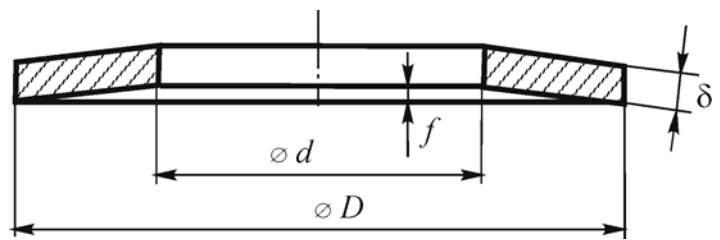


Рис. 2

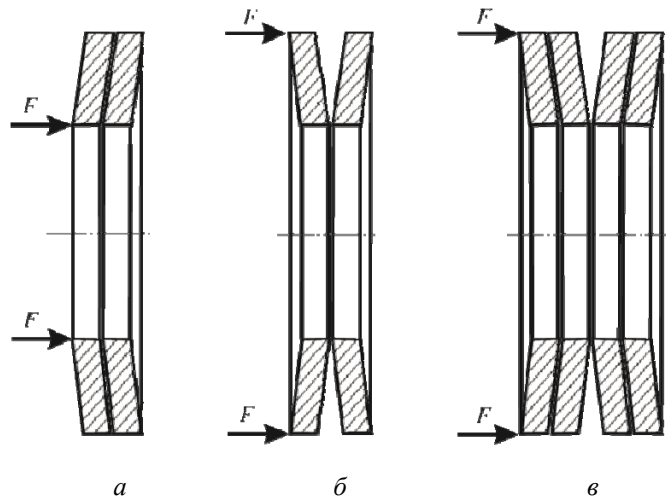


Рис. 3

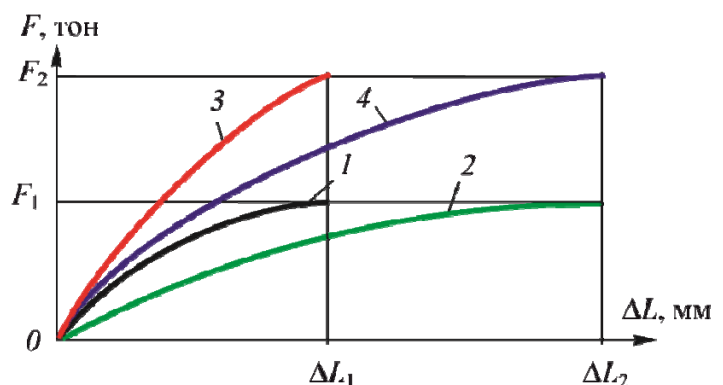


Рис. 4

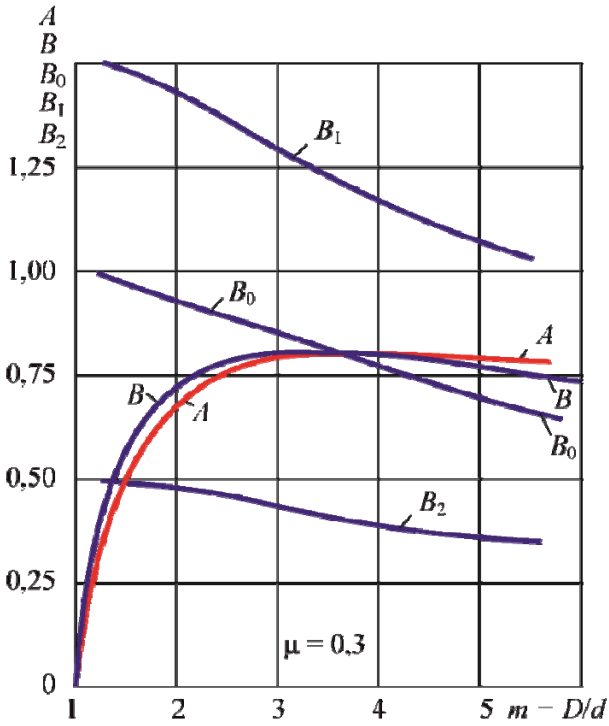


Рис. 5

З формули (4) видно, що максимальні зусилля стиснення залежать насамперед від товщини пружини  $\delta$ .

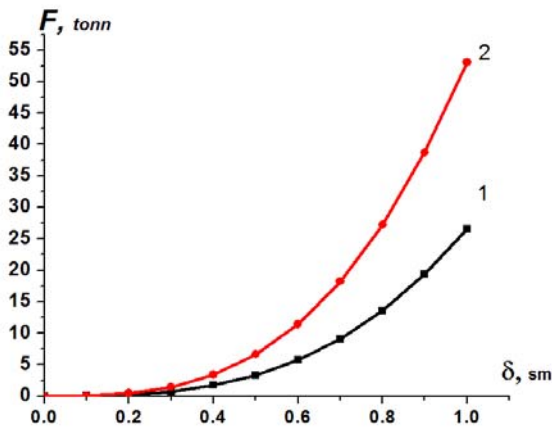


Рис. 6

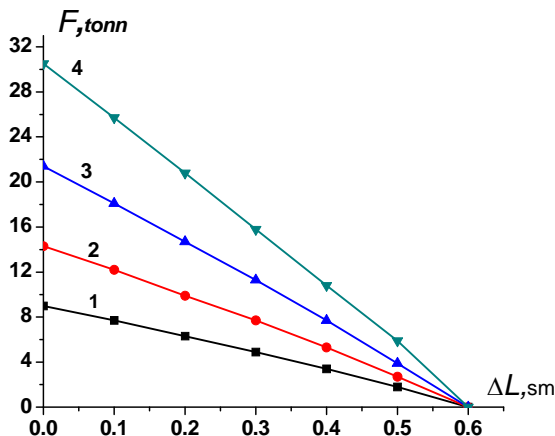


Рис. 7

За співвідношення  $D/d \leq 2,5$  користуються формулою (2) [10]:

$$F = \frac{4E\delta\lambda_0}{(1-\mu^2)D^2A} \times \left[ (f - \lambda_0)(f - \frac{\lambda_0}{2}) + \delta^2 \right], \quad (2)$$

де  $A$  – коефіцієнт, що визначається за тією ж діаграмою, що й  $B, B_0, B_1, B_2$  (рис. 5) [10].

За умови максимального стиснення, коли пружини повністю розпрямлені, осідання пружини  $\lambda_0$  під дією сили  $F_{max}$  буде рівне висоті внутрішнього усіченого конуса пружини  $f$ , тобто  $f = \lambda_0$ . Тоді максимальне зусилля стиснення  $F_{max}$  для однієї пружини (за  $m = D/d$ ) можна визначити за формулою (3):

$$F_{max} = \frac{4Ef\delta^3}{(1-\mu^2)D^2A}. \quad (3)$$

Максимальне зусилля стиснення блоку пружин, зібраного на зразок рис. 3 а і в, складе

$$F_{\Sigma max} = 2F_{max} = 2 \cdot \frac{4Ef\delta^3}{(1-\mu^2)D^2A} = \frac{8Ef\delta^3}{(1-\mu^2)D^2A}. \quad (4)$$

На рис. 6 наведено графіки залежностей  $F_{max}=f(\delta)$  (лінія 1) і  $F_{\Sigma max}=f(\delta)$  (лінія 2) для тарілчастих пружин, виготовлених зі сталі 40Х ( $E=2,1828 \cdot 10^6$ ,  $\mu=0,27$ ), за  $D=13$  см,  $f = 0,3$  см,  $m=2,5$ ,  $A=0,8$ .

Під час розтискування блоку пружин, складених згідно з рис. 3 в, загальний хід пружин дорівнює  $\Delta L = L_{max} - L_{min} = 2\lambda_0$ , де  $0 \leq \lambda_0 \leq 0,3$  см. Формула для визначення механічної характеристики  $F = f(\Delta L)$  урахуванням (2) буде мати вигляд:

$$F = \frac{8E\Delta L\delta}{(1-\mu^2)D^2A} \times \left[ (f - 0,5\Delta L)(f - 0,25\Delta L) + \delta^2 \right]. \quad (5)$$

На рис. 7 наведено механічні характеристики блоку чотирьох пружин за їхнього розтискування.

За необхідності проведення більш точного розрахунку тарілчастих пружин застосовують комп'ютерне моделювання [11, 12].

Спроектвані тарілчасті пружини перевіряються на міцність. Найбільша нормальна напруга має місце в меридіональному перерізі кінчної оболонки пружини, у внутрішньої кромки. Їхня величина може бути визначена за формулою [10]:

$$\sigma_{max} = \frac{4E\lambda_0}{KD^2} (fK_0 - \lambda_0 K_1 + \delta), \quad (6)$$

де коефіцієнти  $K, K_0, K_1$  вибираються залежно від співвідношення  $m = D/d$  з використанням

номограми [10], наведеної на рис. 8.

Зазначимо, що нормальна напруга в окружних перерізах незначна.

Під час попередніх розрахунків, особливо у випадках важких, жорстких, грубо оброблених пружин, для визначення механічних характеристик і напруг окремої тарілчастої пружини можна скористатися спрощеними формулами [10]:

$$\lambda_0 = v \frac{D^2}{4\delta^3} \cdot F = \frac{v}{\chi} \cdot \frac{D^2}{4\delta} \sigma_{\max};$$

$$\sigma_{\max} = \chi \frac{P}{\delta^2}.$$

Значення коефіцієнтів  $v$  і  $\chi$  наведено на рис. 9, їх вибирають залежно від співвідношення  $m = D/d$ .

**Висновки.** 1. Отримані результати дають можливість розраховувати механічні характеристики й проектувати блоки тарілчастих пружин у силових акумуляторах систем стабілізації тиску пресування в осерді статора потужних турбогенераторів.

2. Конструктивним елементом тарілчастої пружини в блоках, які зручно використовувати для створення лінійки силових акумуляторів, є товщина пружини.

Робота виконана за держбюджетною темою «Створення спеціалізованих інформаційно-вимірювальних засобів для просторово-розподілених систем контролю в електроенергетиці» Шифр «Торець-2»). Державний реєстраційний номер 0122U000051 та в рамках іменної стипендії Верховної Ради України для молодих учених – докторів наук за 2022 рік (Постанова Верховної Ради України від 01.12.2022 № 2791-IX).

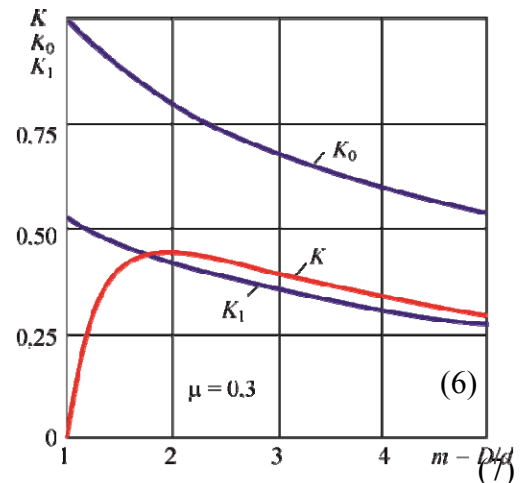


Рис. 8

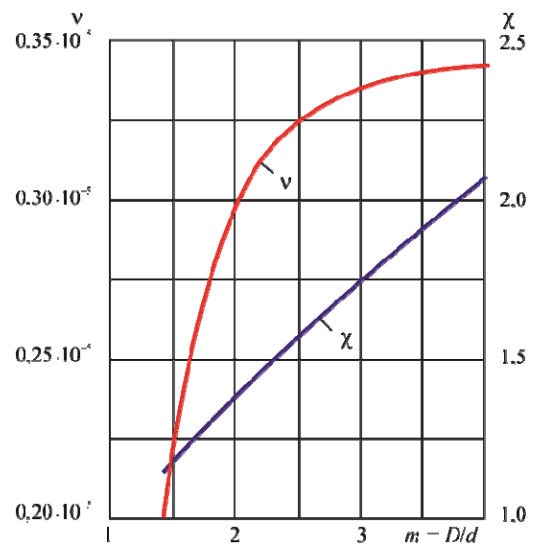


Рис. 9

1. Зозулін Ю.В., Антонов О.Є., Бичік В.М. та ін. Створення нових типів та модернізація діючих турбогенераторів для теплових електричних станцій. Харків: ПФ «Колегіум», 2011. 228 с.
2. Левицький А.С., Федоренко Г.М., Грубой О.П. Контроль стану потужних гідро- та турбогенераторів за допомогою ємнісних вимірювачів параметрів механічних дефектів. Київ: Ін-т електродинаміки НАН України, 2011. 242 с.
3. Левицький А.С. Контроль зусиль в стяжних призмах осердя статора потужних генераторів з використанням ємнісних сенсорів. *Праці Інституту електродинаміки Національної академії наук України*. 2019. Вип. 53. С. 80–89. DOI: <https://doi.org/10.15407/publishing2019.53.080>.
4. Paspalovski Toni, Jovanovska Vangelica. Partial Replacement of the Active Steel on the Turbogenerator End Zone. *Termotechnika*. 2015. XLI, 1. Pp. 1–7. DOI: <https://doi.org/10.5937/termotech1501001P>.
5. Pat. 7.946,023 B2 United States. Int. Cl. H02K 15/06, H0 IF 3/04, G01R 3I/28. Method and apparatus for measuring compression stator core / James Allan Cook (США), David T. Allen (США); заявник і патентовласник Siemens Energy, Inc. (США, Орландо). 11/285,834; заявл. 22.11.05; опубл. 24.05.11.
6. Левицький А.С., Зайцев Є.О., Панчик М. В., Сорокіна Н. Л. Відновлення тиску пресування осердя статора потужного генератора з застосуванням гідроциліндрів. Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XXII міжнародної науково-практичної конференції (Київ, 19-20 травня 2022р.). К.: Інтерсервіс, 2022. С.215–217.
7. United States Patent No.9,016,991 B2. Int. Cl. F16B 3I/02, H02 K1/16, H02 K11/00, 3P 19/06, G01L 1/24, G01L 5/24, G01 D 5/353. Bolt tightener device for tightening a through-bolt in a generator core / Twerdochlib Michael (US), Edward David (US), Diatzikis Evangelos V. (US); Assignee Siemens Energy, Inc. (Orlando, FL, US). Appl. No. 13/863,473; Date of Patent Apr. 28, 2015.

8. Патент України на корисну модель № 66717, МПК H02K 1/16. Статор електричної машини / Пенской В.Ф., Жуков А.Ю., Мінко О.М., Кобзар К.О.; заявник і патентовласник Державне підприємство завод "Електроважмаш". № у 201109022; заявл. 19.07.2011, опубл. 10.01.2012, Бюл. № 1.
9. Патент України на винахід № 120795, МПК H02K 3/50, H02K 1/16, G01B 7/00. Силовий акумулятор стабілізації тиску пресування осердя статора турбогенератора / Левицький А.С., Зайцев Є.О., Кобзар К.О.; заявник і патентовласник Інститут електродинаміки НАН України. № а 2018 03751; заявл. 06.04.2018, опубл. 10.02.2020, Бюл. № 3.
10. Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник. Том 2. Под ред. Н. С. Ачеркана. М. «Машиностроение». 1968. 408с.
11. Dominik Sebastian Leininger, Max Benedikt Geilen, Markus Klein, Matthias Oechsner. A New Method for the Calculation of Characteristics of Disc Springs with Trapezoidal Cross-Sections and Rounded Edges. *Materials*. 2022, 15(5): 1954. <https://doi.org/10.3390/ma15051954>.
12. Max Benedikt Geilen, Marcus Klein, Matthias Oechsner. A Novel Algorithm for the Determination of Walker Damage in Loaded Disc Springs. *Materials (Basel)*. 2020. 13(7):1661. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma13071661>

## CONIC SPRINGS BLOCK CALCULATION FOR PRESSURE STABILIZATION POWER ACCUMULATOR OF POWERFUL TURBOGENERATOR STATOR CORE

**A.S. Levitskyi, Ie.O. Zaitsev, N.L. Sorokina**

Institute of Electrodynamics of the National Academy of Sciences of Ukraine,  
pr.Peremogy, 56, Kyiv, 03680, Ukraine,  
e-mail: levitskiyanatoliymail@gmail.com, zaitsev@i.ua, sorokina-nl@ukr.net

*The results of an analytical review of modern methods and means of restoring and stabilizing the pressing pressure of the stator core of a powerful turbogenerator (TG) during operation are presented. The advantages and features of the use of power accumulators (PA) with blocks of disk springs for pressure stabilization, which are installed under the tightening nuts or instead of them on the threaded ends of the tightening prisms, are described. A number of TG and PA parameters that must be known to calculate the mechanical characteristics of the conic springs unit are outlined. It is shown that the optimal method of assembling disc springs into blocks in CA is combined (series-parallel). Based on the specified design parameters, the dependence of the force created by the disc spring and the spring block on the spring thickness was obtained. The dependence of the force of the spring block on the displacement of the pressure plate of the stator core for different values of the spring thickness was determined. The method of calculating the strength of disc springs is given. Ref. 12, fig. 9.*

**Key words:** powerful turbogenerator, stator core, pressing pressure, pressure stabilization, power accumulator, block conic springs, mechanical characteristics.

1. Zozulin Yu.V., Antonov O.Ie., Borychevskiy A.M., Bychik V.M., Kobzar K.O., Livshyts O.L., Rakogon V.G., Rogovyi I.Kh., Khaimovitch L.L., Cherednyk V.I. Creation of new types and modernization of existing turbine generators for thermal power stations. Kharkiv: Private company "Kolegium", 2011. 242 p. (Ukr)
2. Levitsky A.S., Fedorenko H.M., Gruboy O.P. Control of the state of powerful hydro- and turbogenerators with the help of capacitive meters of parameters of mechanical defects. Kyiv: Institute of Electrodynamics of the National Academy of Sciences of Ukraine, 2011. 242 p. (Ukr)
3. Levitsky A.S. Control of the forces of the clamping prisms of the stator core of powerful generators using capacitive sensors. *Pratsi Instytutu Elektrodynamiky Natsionaknoi Akademii Nauk Ukrainy*. 2019. Issue 53. Pp. 80–89. (Ukr) DOI: <https://doi.org/10.15407/publishing2019.53.080>
4. Paspalovski Toni, Jovanovska Vangelica. Partial Replacement of the Active Steel on the Turbogenerator End Zone. *Termotechnika*. 2015. XLI, 1. Pp. 1–7. DOI: <https://doi.org/10.5937/termoteh1501001P>
5. Pat. 7.946,023 B2 United States. Int. Cl. H02K 15/06, H0 IF 3/04, G01R 31/28. Method and apparatus for measuring compression stator core / James Allan Cook (USA), David T. Allen (USA); Siemens Energy, Inc. (USA, Orlando). No. 11/285,834; declared 22.11.05; publ. 24.05.11.
6. Levitsky A.S., Zaitsev Ie.O., Panchik M.V., Sorokina N. L. Restoration of pressing pressure of the stator core of a powerful generator using hydraulic cylinders. *Vidnovhvalna energenyyka ta energiefektyvnist u XXI stolitti: materialy hukovo-praktychnoi konferentsiii* (Kyiv, 19–20 May. 2022). K.: Interservis, 2022. Pp. 215–217. (Ukr)
7. United States Patent No.9,016,991 B2. Int. Cl. F16B 31/02, H02 K1/16, H02 K11/00, 3P 19/06, G01L 1/24, G01L 5/24, G01 D 5/353. Bolt tightener device for tightening a through-bolt in a generator core / Twerdochlib Michael (US), Edward David (US), Diatzikis Evangelos V. (US); Assignee Siemens Energy, Inc. (Orlando, FL, US) – Appl. No. 13/863,473; Date of Patent Apr. 28, 2015.
8. Ukraine pat. for a utility model No 66717, МПК H02K 1/16. The stator of an electric machine / Penskoj V. F., Zhukov A.U., Minko O.M., Kobzar K.O.; State Enterprise "Elektrovazhmash" (Kharkiv, Ukraine). No u 201109022; declared 19.07.2011, publ. 10.01.2012, Bul. No 1.

9. Ukraine pat. No 120795, МПК H02K 3/50, H02K 1/16, G01B 7/00 The power accumulator for stabilization of pressing pressure of the stator core of the turbogenerator / Levitsky A. S., Zaitsev Ie. O., Kobzar K. O. ; Institute of Electrodynamics of the National Academy of Sciences of Ukraine. No a 2018 03751; declared 06.04.2018, publ. 10.02.2020, Bul. No 3.
10. Machine parts. Calculation and design. Directory. Volume 2. Ed. N. S. Acherkan. M. "Machinostroenie". 1968. 408 p. (Rus).
11. Dominik Sebastian Leininger, Max Benedikt Geilen, Markus Klein, Matthias Oechsner. A New Method for the Calculation of Characteristics of Disc Springs with Trapezoidal Cross-Sections and Rounded Edges. *Materials*. 2022, 15(5): 1954. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma15051954>
12. Max Benedikt Geilen, Marcus Klein, Matthias Oechsner. A Novel Algorithm for the Determination of Walker Damage in Loaded Disc Springs. *Materials (Basel)*. 2020. 13(7):1661. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma13071661>

Надійшла: 03.03.2023

Прийнята: 17.03.2023

Submitted: 03.03.2023

Accepted: 17.03.2023