

◆ ЕЛЕКТРИЧНІ МАШИНИ ТА АПАРАТИ ◆

УДК 621.313

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ У СИСТЕМІ КРІПЛЕННЯ ОСЕРДЯ СТАТОРА ТУРБОГЕНЕРАТОРА ПРИ РАПТОВОМУ ОБРИВІ СТЯЖНИХ ПРИЗМ

О.І. Титко, чл.-кор. НАН України, **В.А. Мистецький**, інж., **В.А. Крамарський**, канд. техн. наук
 Інститут електродинаміки НАН України,
 пр. Перемоги, 56, Київ-57, 03680, Україна
 e-mail: misteckiyviktor@ukr.net

Розроблено методика розрахунку вібрацій системи кріплення осердя статора турбогенератора при раптовому обриві стяжної призми та досліджено вплив пошкодження стяжних призм статора турбогенератора на зміну станів інших стяжних призм і натискних плит. Бібл. 11, рис. 6, таблиця.

Ключові слова: стяжна призма, статор, турбогенератор, частота коливань, вібропереміщення, віброшвидкість, віброприскорення.

У процесі експлуатації турбогенератора (ТГ) відбуваються непоодинокі випадки обриву стяжних призм осердя статора, що призводить до швидкого зростання вібрації статора і аварійного руйнування турбогенератора [4]. Осердя статора потужних турбогенераторів закріплюється з допомогою системи стяжних призм і натискних плит. Під час руйнувань однієї або декількох стяжних призм виникають додаткові механічні напруження та вібрації осердя статора ТГ. У роботі розглядається математична модель механічної системи, яка складається з натискних плит і стяжних призм (рис. 1), розміри яких відповідають елементам статора ТГ потужністю 300 МВт, а кількість стяжних призм дорівнює 30. Проаналізовано та зроблено розрахунок впливу руйнування стяжної призми на додаткові механічні вібрації та перерозподіл механічних сил. На відміну від роботи [5], де враховано лише статичну рівновагу, проведено також математичне моделювання поступальних та обертальних рухів натискних плит. Аналогічно з роботою [5] розрахунки здійснено на основі методу абсолютно твердого тіла (плити).

1. Модель і методика розрахунку вібрацій системи кріплення осердя статора ТГ при раптовому обриві стяжної призми

При обриві однієї стяжної призми порушується статична рівновага та виникають аксіальні вібрації натискної плити відносно осі x [3, 6-8] і обертальні відносно осі y (рис. 1). Важливим є дослідження взаємовпливу між поступальними та обертальними коливаннями в системі закріплення осердя статора турбогенератора [3].

Об'єктом розрахункового дослідження є натискні плити, з'єднані стяжними призмами. Напрямок дії сил натягу в стяжних призмах F_i , які діють на праву натискну плиту, протилежний осі x (рис. 2 а). У такому випадку всі рівняння розглядаються відносно правої натискної плити (рис. 2 а), а розгляд лівої натискної плити аналогічний, лише зі зміною знака на протилежний [5]:

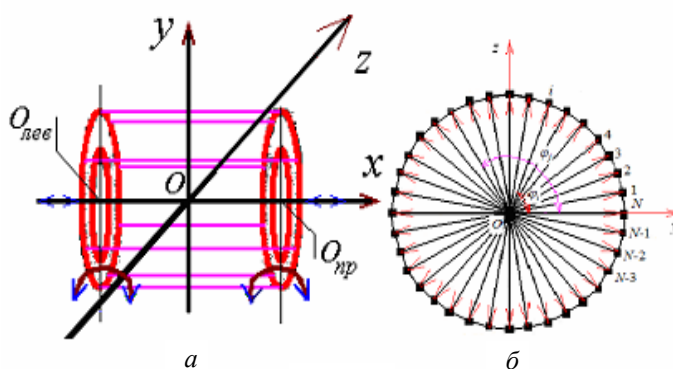


Рис. 1

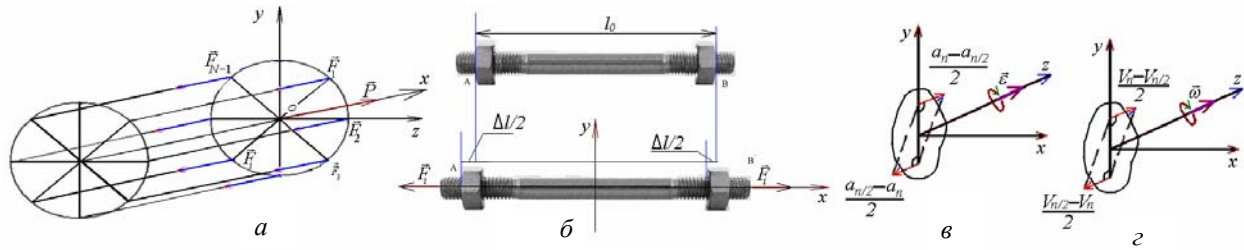


Рис. 2

$$\begin{cases} -F_1 \cdot \cos(\varphi_1) - F_2 \cdot \cos(\varphi_2) - \dots - F_{N-1} \cdot \cos(\varphi_{N-1}) = 0; \\ F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_{N-1} = P, F_i = F_0 + k \cdot c \cdot r \cdot \cos(\varphi_i), i = 1 \dots 29. \end{cases} \quad (1)$$

Тут розглядається обрив призми під номером 30. Розглянемо ці рівняння при рапто- вому обриві призми, тобто рівняння динамічної рівноваги [5, 9]

$$\begin{aligned} -r \cdot (F_1 \cdot \cos(\varphi_1) + F_2 \cdot \cos(\varphi_2) + \dots + F_{N-1} \cdot \cos(\varphi_{N-1})) &= M_z = \varepsilon_z \times J_z = J_z \times (a_N - a_{N/2}) / (2r); \\ P - (F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_{N-1}) &= m \times a_{0,x}, \end{aligned} \quad (2)$$

де m – маса натискної плити; $a_{0,x}$ – середнє прискорення натискної плити (прискорення центра мас натискної плити); r – радіус кола, яке проводиться навколо отворів у стяжних призмах; J_z – момент інерції натискної плити; ε_z – кутове прискорення при вібраційних коливаннях натискної плити навколо точки O_{np} (центра мас); F_0 – середня сила в стяжних призмах після руйнування однієї призми; N – кількість стяжних призм. Система (2) складається з динамічних рівнянь. Перше рівняння системи рівнянь (2) описує обертові коливання (рис. 2 в) [9], а друге описує аксіальні коливання [3].

Значення сил $F_i = F_0 + k \cdot c \cdot r \cdot \cos(\varphi_i)$ підставимо в друге рівняння системи (2). Тоді воно набуде вигляду $P - F_0(N-1) + k \cdot c \cdot r = m a_{0,x}$ за умови $\sum_{i=1}^{N-1} \cos(\varphi_i) = -1$. Права частина кожної стяжної призми зміщується на величину $S_i(t) = (l_0 + \Delta l_i) / 2$ (рис. 2 б). Тоді прискорення правої частини стяжної призми має вигляд

$$a_i(t) = \frac{\partial^2}{\partial t^2} ((l_0 + \Delta l_i) / 2) = \frac{\partial^2}{\partial t^2} (\Delta l_i / 2) = \frac{\partial^2}{\partial t^2} ((\Delta l_0 + cr \cdot \cos(\varphi_i)) / 2) = \frac{\partial^2}{\partial t^2} ((F_0 + crk \cdot \cos(\varphi_i)) / 2).$$

Аналогічно переміщення і прискорення натискної плити буде мати вигляд

$$S_0(t) = (l_0 + \Delta l_0) / 2; a_0(t) = \frac{\partial^2}{\partial t^2} (l_0 + \Delta l_0) / 2 = \frac{\partial^2}{\partial t^2} ((\Delta l_0) / 2) = \frac{\partial^2}{\partial t^2} (F_0 / 2).$$

Враховуючи це, друге рівняння системи рівнянь (2) запишеться так:

$$P - F_0 \cdot (N-1) + kcr = m \cdot \ddot{F}_0 \cdot N / (2N \cdot k) = m \cdot \ddot{F}_0 / (2k). \quad (3)$$

На рис. 2 а показано напрямки сил у стяжних призмах відносно осей x, y, z .

Значення сил $F_i = F_0 + k \cdot c \cdot r \cdot \cos(\varphi_i)$ підставимо також у перше рівняння системи (2).

Тоді ліва його частина набуде такого вигляду:

$$-r(F_1 \cdot \cos(\varphi_1) + \dots + F_{N-1} \cdot \cos(\varphi_{N-1})) = -r(F_0 \cdot \sum_{i=1}^{N-1} \cos(\varphi_i) - crk \sum_{i=1}^{N-1} (\cos^2(\varphi_i))) = r(F_0 - 0,5 \cdot c \cdot k \cdot r \cdot (N-2)). \quad (4)$$

За умови, що плита – це абсолютно тверде тіло, сума лінійних видовжень призм у точках $N/4$ та $3N/4$ дорівнює сумі лінійних видовжень призм у точках N та $N/2$, тобто $\Delta l_{N/4} + \Delta l_{3N/4} = \Delta l_N + \Delta l_{N/2}$, $2\Delta l_0 = \Delta l_N + \Delta l_0 - c \cdot r$. Тоді $\Delta l_N = \Delta l_0 + c \cdot r$, у кінцевому підсумку $\Delta l_0 + c \cdot r$; $k \cdot \Delta l_N = F_0 + kcr$. Величини $\Delta l_N = F_0 / k + c \cdot r$ та $\Delta l_{N/2} = \Delta l_0 - c \cdot r$ підставимо в перше рівняння системи рівнянь (2), після чого матимемо

$$F_0 - 0,5c \cdot k \cdot r \cdot (N-2) = k \cdot \ddot{c} \cdot r \cdot J_y / (2r^2k). \quad (5)$$

Отже, система рівнянь (2) перетвориться в таку систему:

$$\begin{cases} F_0 - 0,5c \cdot k \cdot r \cdot (N-2) = k \cdot \ddot{c} \cdot r \cdot J_y / (2r^2 k), \\ P - F_0 \cdot (N-1) + kcr = m \cdot \ddot{F}_0 / (2k). \end{cases} \quad (6)$$

Для розв'язання системи рівнянь (6) значення F_0 з другого рівняння цієї системи підставимо в перше рівняння системи (6). Зробивши необхідні перетворення, отримаємо:

$$k \cdot \ddot{c} \cdot r + ((N-2) \cdot k \cdot r^2 / J_z + (N-1) \cdot 2k / m) \cdot \ddot{c}kr + ((N-3)N \cdot 2k^2 r^2 / (m \cdot J_z)) \cdot ckr - 4P \cdot k^2 r^2 / (m \cdot J_z) = 0. \quad (7)$$

Для розв'язання рівняння (7) складемо та розв'яжемо біквдратне характеристичне рівняння четвертого ступеня:

$$\lambda^4 + ((N-2) \cdot k \cdot r^2 / J_z + (N-1)2k / m) \cdot \lambda^2 + ((N-3)N \cdot 2k^2 r^2) / (m \cdot J_z) = 0. \quad (8)$$

Значення квадрату коренів біквдратного характеристичного рівняння буде менше нуля при $N=30$ та руйнуванні однієї стяжної призми:

$$\lambda^2 = (-b \pm \sqrt{D}) / 2 < 0. \quad (9)$$

Значення першого та другого коренів біквдратного характеристичного рівняння четвертого ступеня запишемо у вигляді

$$\alpha^2 = -\lambda_{1,2}^2 = (b + \sqrt{D}) / 2 > 0. \quad (10)$$

Аналогічно для третього і четвертого коренів

$$\beta^2 = -\lambda_{3,4}^2 = (b - \sqrt{D}) / 2 > 0, \quad (11)$$

$$\text{де } b = (N-2) \cdot k \cdot r^2 / J_z + (N-1) \cdot 2k / m, \quad D = ((N-2) \cdot k \cdot r^2 / J_z)^2 + ((N-1)2k / m)^2 + ((-4N^2 + 12N + 8) \cdot k^2 r^2 / (m \cdot J_z)). \quad (12)$$

Розв'язок системи рівнянь (6) представимо так:

$$ckr = A_1 \cdot \sin(\alpha \cdot t) + A_2 \cdot \cos(\alpha \cdot t) + A_3 \cdot \sin(\beta \cdot t) + A_4 \cdot \cos(\beta \cdot t) + 2P / (N(N-3)). \quad (13)$$

Значення ckr підставимо у друге рівняння системи рівнянь (6) та отримаємо

$$F_0 = 0,5c \cdot k \cdot r \cdot (N-2) + k \cdot \ddot{c} \cdot r \cdot J_z / (2r^2 k) = P(N-2) / (N(N-3)) + ((N-2) / 2 - \alpha^2 \cdot J_z / (2r^2 k)) \times \\ \times (A_1 \cdot \sin(\alpha \cdot t) + A_2 \cdot \cos(\alpha \cdot t)) + ((N-2) / 2 - \beta^2 \cdot J_z / (2r^2 k)) \cdot (A_3 \cdot \sin(\beta \cdot t) + A_4 \cdot \cos(\beta \cdot t)).$$

$$\text{Введемо позначення } q_0 = P(N-2) / (N(N-3)), \quad q_\alpha = ((N-2) / 2 - \alpha^2 \cdot J_z / (2r^2 k)),$$

$$q_\beta = ((N-2) / 2 - \beta^2 \cdot J_z / (2r^2 k)). \quad \text{Тоді вираз для } F_0 \text{ матиме вигляд}$$

$$F_0 = q_0 + q_\alpha \cdot (A_1 \cdot \sin(\alpha \cdot t) + A_2 \cdot \cos(\alpha \cdot t)) + q_\beta \cdot (A_3 \cdot \sin(\beta \cdot t) + A_4 \cdot \cos(\beta \cdot t)). \quad (14)$$

У початковий момент часу при $t=0$ (у момент руйнування стяжної призми) сили, що діють на всі стяжні призми, однакові та дорівнюють P/N . Тоді складова сил F_i , що діють відносно осі z , матиме вид $F_0(0) = P/N$ і $ckr(0) = 0$. Підставимо у вирази (13) та (14) числове значення $t=0$, $F_0(0)$, $c(0)kr$ та знайдемо значення коефіцієнтів A_2 та A_4 :

$$\begin{cases} A_2 = 2P \cdot (\beta^2 \cdot J_z - (N-3)r^2 k) / (J_z(\alpha^2 - \beta^2)N(N-3)); \\ A_4 = 2P \cdot ((N-3)r^2 k - \alpha^2 \cdot J_z) / (J_z \cdot (\alpha^2 - \beta^2)N(N-3)). \end{cases} \quad (15)$$

При $t=0$ швидкість всіх верхніх гайок у стяжних призмах однакова та дорівнює 0. Тоді й аксіальна швидкість відносно осі z у момент часу $t=0$ дорівнює $V_{0,x}(0) = 0$. Кутова швидкість $\omega(t=0)$ також дорівнює нулю. Як відомо (рис. 2 з) [9], кутову швидкість $\omega(t)$ можна представити таким чином:

$$\omega = \dot{c} \cdot r / 2 = \alpha \cdot (A_1 \cdot \cos(\alpha \cdot t) - A_2 \cdot \sin(\alpha \cdot t)) / (2k) + \beta \cdot (A_3 \cdot \cos(\beta \cdot t) - A_4 \cdot \sin(\beta \cdot t)) / (2k). \quad (16)$$

Оскільки $\Delta l_0 = F_0 / k$ і $V_{0,x} = \Delta \dot{x} = \Delta \dot{l}_0 / 2$ та знаючи значення F_0 , знайдемо значення $V_{0,x}$,

$V_{0,x}(0)$ та $\omega(0)$:

$$\begin{aligned} V_{0,x} = \dot{F} / (2k) &= \alpha \cdot q_\alpha \cdot (A_1 \cdot \cos(\alpha \cdot t) - A_2 \cdot \sin(\alpha \cdot t)) + \beta \cdot q_\beta \cdot (A_3 \cdot \cos(\beta \cdot t) - A_4 \cdot \sin(\beta \cdot t)); \\ V_{0,x}(0) = \dot{F}_0(0) / (2k) &= \alpha \cdot q_\alpha \cdot A_1 + \beta \cdot q_\beta \cdot A_3 = 0; \\ \omega(0) = \dot{c}(0) \cdot r / 2 &= (\alpha \cdot A_1 + \beta \cdot A_3) / (2k) = 0. \end{aligned} \quad (17)$$

З системи лінійних рівнянь (17) видно, що $A_1=A_3=0$. Тоді

$$ckr = A_2 \cdot \cos(a \cdot t) + A_4 \cdot \cos(\beta \cdot t) + 2P/(N(N-3)). \quad (18)$$

Середня сила F_0 в стяжних призмах після руйнування однієї призми

$$F_0 = q_0 + q_\alpha \cdot A_2 \cdot \cos(\alpha \cdot t) + q_\beta \cdot A_4 \cdot \cos(\beta \cdot t). \quad (19)$$

Враховуючи систему рівнянь (1) та вирази (14), (18), знаходимо величину механічної сили для кожної стяжної призми, крім тридцятій:

$$F_i = (q_0 + 2P \cos(\varphi_i)/(N(N-3))) + (q_\alpha + \cos(\varphi_i))A_2 \cdot \cos(\alpha \cdot t) + (q_\beta + \cos(\varphi_i)) \cdot A_4 \cdot \cos(\beta \cdot t). \quad (20)$$

Залежність від часу аксіальних вібропереміщень, віброшвидкості та віброприскорення для кожного стержня знаходимо за допомогою виразів

$$\Delta x_i = \Delta x_0 + 0,5 \cdot c \cdot r \cdot \cos(\varphi_i), V_{x,i} = V_{x,0} + 0,5 \cdot \dot{c} \cdot r \cdot \cos(\varphi_i), a_{x,i} = a_{x,0} + 0,5 \ddot{c} \cdot r \cdot \cos(\varphi_i), \quad (21)$$

де

$$\begin{aligned} cr &= (A_2 \cdot \cos(a \cdot t) + A_4 \cdot \cos(\beta \cdot t)) / k + 2P / (kN(N-3)); \\ \dot{c}r &= (-\alpha \cdot A_2 \cdot \sin(a \cdot t) - \beta \cdot A_4 \cdot \sin(\beta \cdot t)) / k; \\ \ddot{c}r &= (-\alpha^2 \cdot A_2 \cdot \cos(a \cdot t) - \beta^2 \cdot A_4 \cdot \cos(\beta \cdot t)) / k. \end{aligned} \quad (22)$$

Аксіальні вібропереміщення, віброшвидкості та віброприскорення натискних плит такі:

$$\begin{aligned} \Delta x_0 &= F_0 / (2k) = (q_0 + q_\alpha \cdot A_2 \cdot \cos(\alpha \cdot t) + q_\beta \cdot A_4 \cdot \cos(\beta \cdot t)) / (2k); \\ V_{x,0} &= \dot{F}_0 / (2k) = (-\alpha \cdot q_\alpha \cdot A_2 \cdot \sin(\alpha \cdot t) - \beta \cdot q_\beta \cdot A_4 \cdot \sin(\beta \cdot t)) / (2k); \\ a_{x,0} &= \ddot{F}_0 / (2k) = (-\alpha^2 \cdot q_\alpha \cdot A_2 \cdot \cos(\alpha \cdot t) - \beta^2 \cdot q_\beta \cdot A_4 \cdot \cos(\beta \cdot t)) / (2k). \end{aligned} \quad (23)$$

2. Розрахункові дослідження вібрацій системи кріплення осердя ТГ при рапто-вому обриві стяжних призм

Розрахунок значення коефіцієнтів податливості стяжних призм та коефіцієнта пружності. Знайдемо числове значення податливості λ (м/Н) та коефіцієнта пружності k (Н/м) для стяжних призм. Податливість λ складається з чотирьох компонентів $\lambda = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4$ (рис. 3 а) [1]:

Перша компонента λ_1 – це податливість шестикутної основи стяжної призми (рис. 3 б). Площа шестикутника $ABCDEF$ $S_1 = S_{ABCDEF} = S_{ABCF} + S_{FCDE} = 0,06^2 + (0,06 + 0,045) \times 0,02 / 2 = 0,00465$ м². Податливість першої ділянки 1-ї стяжної призми дорівнює $\lambda_1 = l_{01} / (ES_1) = 6,011$ нм/Н. Довжина першої (середньої) частини стяжної призми дорівнює $l_{01} = 5,87$ м. Модуль Юнга для сталі дорівнює $E = 210 \cdot 10^9$ Па (рис. 3 а, б).

Друга компонента – податливість двох циліндричних частин стяжної призми λ_2 , де l_{02} – довжина двох циліндричних основ стяжної призми. Площа перерізу двох круглих частин (без різьби) дорівнює $S_2 = 0,25\pi \cdot D_2^2 = 0,25\pi \cdot 0,056^2 = 0,002463$ м². Податливість другої ділянки 2-ї стяжної призми знаходиться як $\lambda_2 = 2 \cdot l_{02} / (E \cdot S_2) = 2 \cdot 0,21 / (E \cdot S_2) = 0,812$ нм/Н.

Третя компонента – сумарна податливість двох різьбових частин стяжної призми λ_3 , де l_{03} – довжина двох гвинтових частин стяжної призми. Найменша площа перерізу (перерізу з різьбою) $S_3 = 0,25\pi \cdot D_3^2 = 0,25 \cdot \pi \cdot 0,05167^2 = 0,002097$ мм² (рис. 3 а, в). Тоді податливість третьої ділянки дорівнює $\lambda_3 = 2 \cdot l_3 / (E \cdot S_3) = 0,563$ нм/Н [1].

Четверта компонента – це податливість ділянки з двома різьбами і вала, яка дорівнює подвійній сумі податливості двох гайок $\lambda_4 \approx 2 \cdot (0,49 / (D_2 E)) \cdot \sqrt{1,44 + 9,28 \cdot (P/D)} = 0,127$ нм/Н (рис. 3 г). Наведемо значення внутрішнього, середнього, номінального діаметрів та кроку різьби (ГОСТ 9150-2002, ГОСТ 8724-2002, ГОСТ 24705-2004) [1, 11]: крок – 0,004 м; внутрішній діаметр $d_1 = 0,05167$ м; середній діаметр $d_2 = 0,053402$ м; номінальний діаметр різьби $d = 0,056$ м. Сумарне числове значення податливості дорівнює $\lambda = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4 = 7,513$ м/Н. Коефіцієнт пружності становить $k = 1/\lambda = 133098955$ Н/м [1].

Момент інерції натискної плити. Спочатку знайдемо момент інерції J_z натискної плити (рис. 3 з). Для знаходження моменту інерції J_z зробимо такі алгебраїчні перетворення: $J_{z1} = m_1 h^2 / 12 + m_1 R_1^2 / 4$; $J_{z2} = m_2 h^2 / 12 + m_2 R_2^2 / 4$; $m = m_2 - m_1$, $m_1 / R_1^2 = m_2 / R_2^2$; $J_z = J_{z2} - J_{z1} = m(h^2 / 12 + R_2^2 / 4 + R_1^2 / 4)$.

Маса натискної плити становить $m = \rho \cdot \pi \cdot h \cdot (R_2^2 - R_1^2)$ кг, а момент інерції дорівнює $J_z = 1611,1837$ кг·м². Наведемо числові значення густини матеріалу, висоти зовнішнього та внутрішнього радіусів, маси, моменту інерції натискної плити, коефіцієнта пружності стяжних призм та значення $J_y / (2r^2 k)$ [10]: $\rho = 7800$ кг/м³; $h = 0,08$ м; $R_1 = 0,94$ м; $R_2 = 1,42$ м; $m = 2220,6888$ кг; $r = 1,325$ м; $J_z = 1611,1837$ кг·м²; $k = 133098955$ Н/м; $J_z / (2r^2 k) = 0,0000034475$ с².

Величини h – висота натискної плити; m – маса натискної плити; R_1 – внутрішній діаметр; R_2 – зовнішній діаметр; J_{z1} – момент інерції внутрішнього диска; J_{z2} – момент інерції зовнішнього диска. Для знаходження J_z використовується припущення, що натискна плита формується за допомогою двох циліндрів.

На основі рівнянь (8) та (9) знайдемо числові значення $\alpha = 2033,17$ с⁻¹, $\beta = 1844,83$ с⁻¹. Числове значення α та β поділимо на $2\pi\nu$ та 2π й отримаємо $\alpha / (2\pi \cdot 50) = 2033 / (2\pi \cdot 50) = 6,47$; $\beta / 2\pi \cdot 50 = 1844 / (2\pi \cdot 50) = 5,87$; $\nu_\alpha = \alpha / (2\pi) = 203 / (2\pi) = 324$ Гц; $\nu_\beta = \beta / (2\pi) = 1844,83 / (2\pi) = 294$ Гц, де $\nu = 50$ Гц – числове значення частоти в мережі струму. Видно, що відбуваються акустичні (механічні) коливання частотою 324 Гц, які приблизно в 6,47 разу більші за частоту струму в мережі, та акустичні (механічні) коливання частотою 294 Гц, які приблизно в 5,87 разу більші за частоту струму в мережі. Акустичні коливання знаходяться в діапазоні 20...20000 Гц.

На основі виразу (14) знайдемо числові значення: $A_2 = -15296$ Н; $A_4 = -6504$ Н. Розрахуємо числові значення $2P / (N(N-3)) = 21800$ Н та підставимо у вираз ckr , тоді $ckr = -15296 \cdot \cos(\alpha \cdot t) - 6504 \cdot \cos(\beta \cdot t) + 21800$ Н.

При розгляді механічних процесів у плитах необхідно уточнити вирази для податливості з врахуванням того, що плити знаходяться між гайками, а значить, ділянки призм з різьбою є зовнішніми по відношенню до механічних зв'язків “плити – призми” (рис. 2 б, 3 а).

Тоді величина податливості цієї ділянки

$$\lambda_{\text{вн}} = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 \cdot (l_3 - 2h_{\text{гайки}}) / l_3. \tag{24}$$

За виразом (19) знаходимо $F_0 = 305200 + 3844 \cdot \cos(\alpha \cdot t) - 14744 \cdot \cos(\beta \cdot t)$ Н.

Вібропереміщення для кожної стяжної призми (між двома зовнішніми поверхнями гайок призм) визначається за формулою

$$\Delta x_i = 1,147 + 0,082 \cos(\varphi_i) + (0,014 - 0,057 \cdot \cos(\varphi_i)) \cdot \cos(\alpha \cdot t) + (-0,055 - 0,024 \cdot \cos(\varphi_i)) \cdot \cos(\beta \cdot t), \text{ мм.}$$

Зміщення центра мас натискної плити матиме вид $\Delta x = 1,096 + 0,014 \cdot \cos(\alpha \cdot t) - 0,053 \cdot \cos(\beta \cdot t)$, мм.

Віброшвидкість для кожної стяжної призми (між двома зовнішніми поверхнями гайок призм) за формулою становить $V_{i,x} = (-29 + 117 \cdot \cos(\varphi_i)) \cdot \sin(\alpha \cdot t) + (102 + 45 \cdot \cos(\varphi_i)) \cdot \sin(\beta \cdot t)$, мм/с.

Віброшвидкість центра мас натискної плити має вид $V_x = -28 \cdot \sin(\alpha \cdot t) + 98 \cdot \sin(\beta \cdot t)$, мм/с.

Аксіальне віброприскорення визначається таким чином: віброприскорення зовнішньої площини гайки призми, що включає відстань від середини стяжної призми плюс відстань ви-

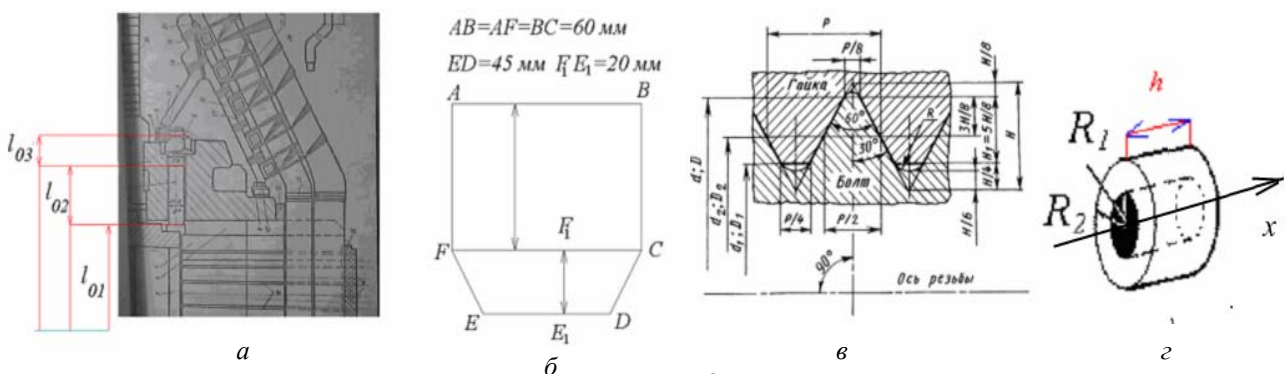


Рис. 3

соти гайки: $a_{i,x} = (-56 + 238 \cdot \cos(\varphi_i)) \cdot \cos(a \cdot t) + (189 + 83 \cdot \cos(\varphi_i)) \cdot \cos(\beta \cdot t)$, м/с², віброприскорення натискної плити $a_x = -57 \cdot \cos(a \cdot t) + 180 \cdot \cos(\beta \cdot t)$ м/с².

Розрахунок обертальних кутових переміщень швидкостей та прискорень. Знайдемо значення виразу c : $c = 0,0001182 - 0,0000829 \cdot \cos(\alpha \cdot t) - 0,0000353 \cdot \cos(\beta \cdot t)$.

Числове значення кута вібрації, віброкутових швидкостей та прискорення натискної плити відносно осі x визначається на основі таких виразів:

- кутове вібропереміщення плити $\varphi = c/2 = 0,0000591 - 0,0000176 \cdot \cos(\beta \cdot t) - 0,0000415 \cdot \cos(a \cdot t)$;

- кутова віброшвидкість плити $\omega = \dot{c}/2 = 0,0843 \cdot \sin(a \cdot t) + 0,0325 \cdot \sin(\beta \cdot t)$ с⁻¹;

- кутове віброприскорення $\varepsilon = \ddot{c}/2 = 171,36 \cdot \sin(a \cdot t) + 60,00 \cdot \sin(\beta \cdot t)$ с⁻².

На основі виразів (19)...(23) для кожної стяжної призми знаходимо числові значення постійної складової сили F_i та переміщення Δz_i . Аналогічно знаходимо амплітуди вібросил, вібропереміщень, віброприскорень при частотах $\nu_\alpha = 323,59$ Гц та $\nu_\beta = 293,61$ Гц. Дані розрахунків наведено в таблиці.

Номер призми	Постійна складова сили F_b , кН	Амплітуда вібросили F_i при частоті $\nu_\alpha = 324$ Гц, кН	Амплітуда вібросили F_i при частоті $\nu_\beta = 294$ Гц, Н	Постійна складова переміщення Δz_i , мкм	Амплітуда вібропереміщення Δz_i при частоті $\nu_\alpha = 324$ Гц, мкм	Амплітуда вібропереміщення Δz_i при частоті $\nu_\beta = 294$ Гц, мкм	Амплітуда віброшвидкостей $\dot{\Delta z}_i$ при частоті $\nu_\alpha = 324$ Гц, мм/с	Амплітуда віброшвидкостей $\dot{\Delta z}_i$ при частоті $\nu_\beta = 294$ Гц, мм/с	Амплітуда віброприскорень $\ddot{\Delta z}_i$ при частоті $\nu_\alpha = 324$ Гц, м/с ²	Амплітуда віброприскорень $\ddot{\Delta z}_i$ при частоті $\nu_\beta = 294$ Гц, м/с ²
1, 29	326,5	11,12	21,66	1227	41,76	81,36	84,91	150,10	172,65	276,90
2, 28	325,1	10,13	21,24	1221	38,05	79,78	77,37	147,18	157,30	271,53
3, 27	322,8	8,53	20,56	1213	32,05	77,23	65,16	142,47	132,47	262,83
4, 26	319,8	6,39	19,65	1201	24,01	73,81	48,81	136,17	99,25	251,20
5, 25	316,1	3,80	18,55	1187	14,29	69,68	29,06	128,54	59,07	237,14
6, 24	311,9	0,88	17,31	1172	3,32	65,00	6,74	119,93	13,71	221,25
7, 23	307,5	2,25	15,98	1155	8,43	60,01	17,15	110,71	34,86	204,25
8, 22	302,9	5,44	14,62	1138	20,45	54,91	41,57	101,29	84,52	186,86
9, 21	298,5	8,57	13,29	1121	32,19	49,91	65,46	92,07	133,09	169,86
10, 20	294,3	11,49	12,04	1106	43,17	45,24	87,77	83,46	178,45	153,98
11, 19	290,6	14,08	10,94	1092	52,89	41,11	107,53	75,84	218,62	139,91
12, 18	287,6	16,22	10,03	1080	60,92	37,69	123,87	69,53	251,85	128,28
13, 17	285,3	17,82	9,35	1072	66,93	35,14	136,08	64,82	276,67	119,58
14, 16	283,9	18,81	8,93	1066	70,64	33,56	143,63	61,91	292,02	114,21
15	283,4	19,14	8,79	1065	71,90	33,0	146,18	60,92	297,21	112,40

На рис. 4 а показано графіки амплітуд вібросил: криві В для частот $\nu_\beta = 294$ Гц; криві С для частоти $\nu_\alpha = 324$ Гц, на рис. 4 б – графіки амплітуд вібропереміщень: криві В для частот $\nu_\beta = 294$ Гц; криві С для частоти $\nu_\alpha = 324$ Гц.

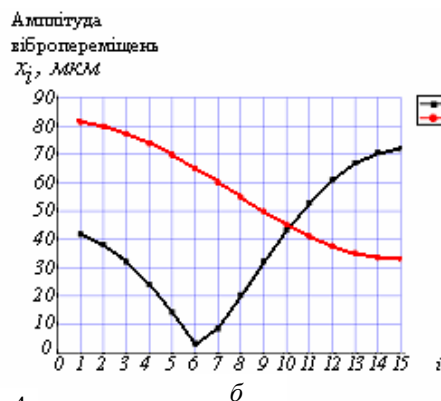
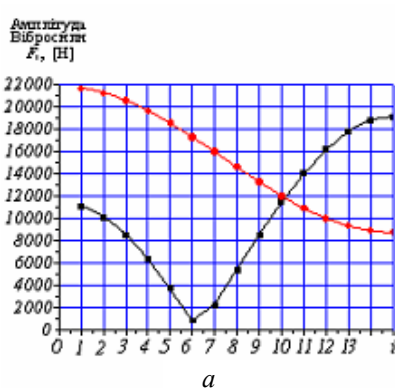


Рис. 4

Для 29-ї стяжної призми зображено циклічну залежність від часу вібропереміщення (рис. 5), віброшвидкості (рис. 6 а), віброприскорення (рис. 6 б). Числові дані вібрацій показують, що їх значення

ня дуже суттєві, знаходяться на рівні перехідних вібрацій у турбогенераторах у різних перехідних режимах, хоча при поломці однієї призми вони не є критичними.

З викладеного можна зробити такі висновки:

1. Розроблено математичну модель системи кріплення осердя статора ТГ і методику визначення її вібромеханічних характеристик.

2. Отримано залежність перерозподілу механічних сил та видовжень у кожній стяжній призмі від часу: вібропереміщення, віброшвидкості, віброприскорення в кожній стяжній призмі, кутові переміщення, швидкості, прискорення залежно від часу, взаємозв'язок між поступальними та обертальними коливаннями в системі закріплення статора ТГ.

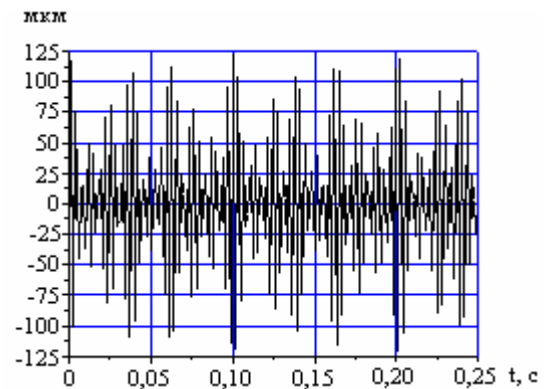
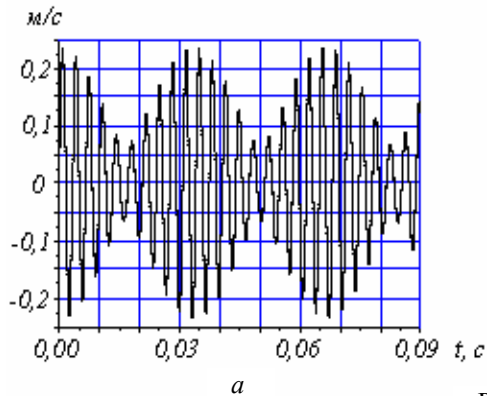


Рис. 5

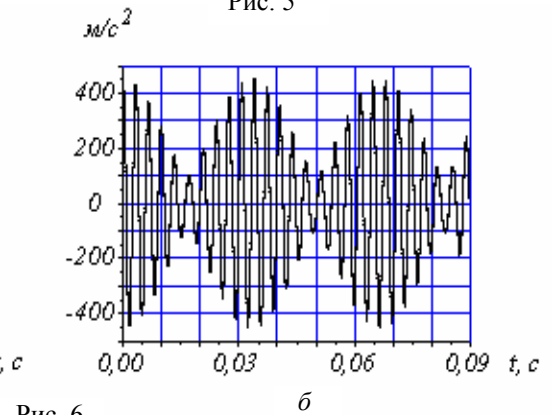


Рис. 6

3. Показано, що раптові руйнування призми, як і всі інші перехідні процеси, призводять до суттєвого збільшення аксіальних віброзміщень системи кріплення статора, що може впливати на надійність роботи турбогенератора в цілому. Тому доцільно такі віброзміщення контролювати в процесі експлуатації турбогенераторів, що може бути діагностичною ознакою раптових руйнувань стяжних призми.

1. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
2. Кузнецов Д.В. Развитие методов исследования процессов в узлах крепления сердечников статоров к корпусам турбогенераторов и совершенствование их диагностики в условиях эксплуатации: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Москва, 2009. – 25 с.
3. Кучер В.Я. Вибрация и шум электрических машин. – СПб: СЗТУ, 2004. – 55 с.
4. Линдорф Л.С., Мамиконянц Л.Г. Эксплуатация турбогенераторов с непосредственным охлаждением. – М.: Энергия. – 1972. – С. 352.
5. Мистецкий В.А. Математическая модель и методика расчета усилий в стяжных призмах сердечника статора турбогенератора при наличии дефектов на основе метода абсолютно твердого тела // Пр. Ин-ту электродинамики НАН Украины: Зб. наук. пр. – К.: ІЕД НАНУ, 2013. – Вип. 34. – С. 34–41.
6. Назолин А.Л. Обнаружение дефектов машин и механизмов циклического действия по временным и виброакустическим параметрам: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. – Москва, 2013. – 32 с.
7. Счастливый Г.Г., Титко О.І., Кучинський К.А., Крамарський В.А. Механічні процеси та засоби покращення їх характеристик у потужних турбогенераторах // Пр. Ін-ту електродинаміки НАН України: Зб. наук. пр. – К.: ІЕД НАНУ, 2013. – Вип. 34. – С. 34–41.
8. Фирсанов Е.П. Исследование термомеханических процессов в одномерной системе прямолинейных механически связанных стержней. – Режим доступа: <http://www.sciteclibrary.ru/rus/catalog/pages/11226.html>
9. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. – Ч. 1. – М.: Высш. шк., 1971. – 424 с.
10. Определение моментов инерции тел, имеющих простейшую геометрическую форму. – Режим доступа: <http://genphys.phys.msu.ru/rus/lab/mech/opis7/i2.htm>
11. Основные размеры метрической резьбы. – Режим доступа: info@alexfl.pro.

УДК 621.313

А.І. Титко, чл.-корр. НАН України, В.А. Мистецкий, инж., В.А. Крамарский, канд. техн. наук
Институт электродинамики НАН Украины,
пр. Победы, 56, Киев-57, 03680, Украина

Математическое моделирование вибрационных процессов в системе крепления сердечника статора турбогенератора при внезапном обрыве стяжных призм

Разработана методика расчета вибраций системы крепления сердечника статора турбогенератора при внезапном обрыве стяжной призмы и исследовано влияние повреждения стяжных призм статора турбогенератора на изменение состояния других стяжных призм и нажимной плиты. Библиография 11, рис. 6, таблица.

Ключевые слова: стяжная призма, статор, турбогенератор, частота колебаний, механические силы, виброперемещение, виброскорость, виброускорение.

O.I. Tytko, V.A. Mystetckiy, V.A. Kramarskiy

Institute of Electrodynamics of the National Academy of Sciences of Ukraine,
Peremohy, 56, Kyiv-57, 03680, Ukraine

Mathematical modelling of vibration processes in system fastening turbogenerator stator core at the sudden breakages coupling prisms

Calculation method was developed vibrations of turbogenerator stator core mounting system at the sudden breakage of a coupling prism and the influence of damage of clamping prisms turbogenerator stator to changes of states other prisms and push plates. References 11, figures 6, table.

Key words: coupling prism stator turbogenerator, vibration frequency, vibration displacement, vibration velocity, vibration acceleration.

Надійшла 10.05.2016

Received 10.05.2016

УДК 621.586.772

ПОХИБКИ ЄМНІСНОГО ВИМІРЮВАЧА ЗАЗОРУ В ГІДРОГЕНЕРАТОРІ

А.С. Левицький, докт. техн. наук, **Є.О. Зайцев**, канд. техн. наук, **Б.А. Кромпляс**, канд. техн. наук

Інститут електродинаміки НАН України,
пр. Перемоги, 56, Київ-57, 03380, Україна
e-mail: zaitsev@ied.org.ua

Проаналізовано вплив деяких технологічних похибок ємнісного сенсора повітряного зазору в гідрогенераторі на точність вимірювання. Створено розрахункову схему та отримано аналітичні залежності для визначення похибки від перекосу при встановленні на розточенні осердя статора ємнісного сенсора з компланарними паралельними електродами. Розраховано адитивну похибку вимірювання зазору, зумовлену кривизною поверхні розточення осердя статора. Розроблено рекомендації зі зменшення впливу похибки від перекосу на точність вимірювання. Библиография 7, рис. 8.

Ключові слова: гідрогенератор, повітряний зазор, вимірювання, ємнісний сенсор, похибка.

У гідрогенераторах за умови невеликого повітряного зазору в порівнянні з діаметром розточення статора особливо складно досягти стабільної величини та рівномірності зазору при експлуатації. Під час роботи машини відхилення зазору від номінальних величин виникає внаслідок спотворення форми ротора та осердя статора. Відповідно до інструкції з експлуатації та ремонту гідрогенераторів асиметрія повітряного зазору визначається відхиленням значень зазорів у діаметрально протилежних точках як напівсума значень цих зазорів [1]. Все це викликає актуальну необхідність автоматичного вимірювання зазору як в процесі експлуатації, так і під час оглядів та ремонтів.

Найпоширенішим методом вимірювання зазору в потужних гідрогенераторах на цей час є ємнісний [3–7]. За використання такого методу ємнісні сенсори встановлюються на розточенні осердя статора. При цьому електрична ємність сенсорів залежить від величини повітряного зазору, тобто від відстані між обвідною полюсів ротора та поверхнею розточення осердя статора. На рис. 1 показана схема встановлення сенсорів на гідрогенераторі, де позначено: 1 – ємнісний сенсор; 2 – зубець осердя статора; 3 – полюс ротора.

У роботі [2] для вимірювання зазору запропоновано ємнісний сенсор з двома робочими компланарними паралельними електродами. Схема сенсора показана на рис. 2. До складу