

О. В. Виговський<sup>1</sup>, Д. І. Хвалін<sup>1</sup>, В. А. Мистецький<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Інститут проблем безпеки АЕС НАН України, вул. Лисогірська, 12, Київ, 03028, Україна

<sup>2</sup>Інститут електродинаміки НАН України пл. Перемоги, 56, Київ-57, 03680, Україна

## РОЗРАХУНОК ПЕРЕРОЗПОДІЛУ МЕХАНІЧНИХ СИЛ ТА ВІБРАЦІЙ У СИСТЕМІ КРІПЛЕННЯ ОСЕРДЯ СТАТОРА ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ АТОМНИХ ТА ТЕПЛОВИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

Розроблено математичну модель і методику розрахунку механічних параметрів зубцевої зони осердя статора потужного синхронного турбогенератора при порушенні умов пресування та руйнуванні однієї чи декілька стяжних призм. За допомогою розробленої методики отримано числові значення постійної складової механічної сили, переміщення та амплітудних складових вібросили, вібропереміщення, віброшвидкості й віброприскорення для кожної стяжної призми. Також розраховані максимальні механічні навантаження у призмах для різної кількості пошкоджених призм при різних режимах роботи турбогенератора та отримано залежності середнього механічного видовження натискних пальців від часу. Розрахунки проведено для турбогенератора типу ТВВ-1000-2У3.

*Ключові слова:* потужні турбогенератори, осердя статора, система кріплення, стяжні призми, натискні пальці.

**Актуальність роботи.** При експлуатації потужних синхронних турбогенераторів, установлених на ТЕС і АЕС України, існує проблема нерівномірності розподілу механічних та вібромеханічних навантажень у стяжних призмах і натискних пальцях, що є причиною додаткових механічних, вібромеханічних й термомеханічних дефектів як у системі кріплення осердя статора, так і в самому осерді [1]. Найбільш тяжкий випадок для експлуатації – це розпушення листів крайніх пакетів, який виникає через послаблення пресування сталі і є причиною їхньої вібрації та руйнування. Особливо це стосується зубцевої зони шихтованого магнітопроводу, який пресується окремими натискними пальцями. Поломки зубців у свою чергу призводять до руйнування діелектричної ізоляції. Тріщини в діелектричній ізоляції можуть привести навіть до електричної іскри між зубцями шихтованої зони осердя статора. З іншого боку, нерівномірність механічних напружень зубців призводить до неправильного розподілу магнітного поля у статорі. Усі ці проблеми в сукупності призводять до перенапруження, зносу, механічних, термомеханічних, вібромеханічних руйнувань деталей та механізмів статора, а також перегріву та зменшення коефіцієнта корисної дії електричної машини в цілому [2, 3].

Застосування усіх відомих на сьогодні методів і заходів для підвищення механічної стійкості осердя статора, зокрема запікання крайніх пакетів, остаточного вирішення даної проблеми не дають. Не здійснюються також контроль і діагностування технічного стану осердя, особливо в зубцевій зоні. Отже, стан проблеми є таким, що потребує подальшого її дослідження та вирішення.

У роботі наведено один із способів вирішення цієї задачі. Спосіб включає в себе врахування взаємозв'язку аксіальних й обертових вібрацій та перерозподілу механічних напружень у стяжних призмах.

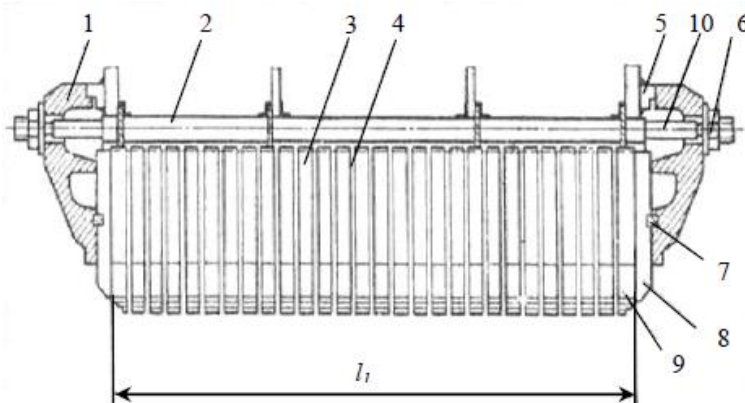


Рис. 1. Система кріплення шихтованого осердя статора турбогенератора: 1 – натискна плита; 2 – стяжна призма; 3 – пакет активної сталі; 4 – вентиляційний канал; 5 – опорне кільце; 6 – гайка; 7 – кільцева шпонка; 8 – натискний палець; 9 – ступінчасті крайні пакети; 10 – шпилька стяжної призми;  $l_1$  – довжина активного заліза статора синхронного генератора.

© О. В. Виговський, Д. І. Хвалін, В. А. Мистецький, 2018

На рис. 1 показано систему кріплення шихтованого осердя статора синхронного турбогенератора типу ТВВ-1000-2У3. Окремі сегменти заліза 3 (близько 150 тис. одиниць) закріплюються плитами 1, які стягуються стяжними болтами 2 шляхом закручування гайок 6. Для утримання зусилля пресування зубцева частина закріплюється установкою під плиту окремих натискних пальців 8. При експлуатації турбогенератора в системі кріплення виникають механічні, електродинамічні та термомеханічні сили, що діють на окремі елементи системи. Ці сили особливо негативно впливають на стан крайніх пакетів осердя статора 9.

При аналізі та розрахунку впливу руйнування однієї чи декількох стяжних призм на перерозподіл зусиль та появлення додаткових механічних вібрацій у системі кріплення осердя статора враховувалися не тільки статична рівновага, а також поступальні та обертові коливання натискних плит. Під час руйнування однієї або декількох призм виникають додаткові механічні коливання [4, 5]

$$\begin{cases} P - F_0(N - 1) + CKR = \frac{mF_0}{2k} \\ F_0 - 0,5CKR(N - 2) = \frac{CKR}{2r^2k} J_y \end{cases}, \quad (1)$$

де  $P$  – зусилля пресування активного заліза осердя статора;  $F_0$  – середня сила у призмах після руйнування однієї призми;  $N$  – кількість призм;  $C$  – коефіцієнт пропорційності, що враховує нерівномірність розподілу механічних навантажень і сил у різних стяжних призмах;  $K$  – коефіцієнт пружності у призмах;  $R$  – радіус кола, яке проводиться навколо отворів у стяжних призмах;  $m$  – маса натискної плити;  $r$  – відстань від центра осі до середини відрізка контакту пальця з плитою;  $k$  – коефіцієнт пружності натискного пальця;  $J_y$  – момент інерції натискної плити.

Значення сили для кожної призми дорівнює

$$F_i = F_0 + CKR \cdot \cos(\Phi_i),$$

де  $\Phi_i$  – кут розташування  $i$ -ї стяжної призми у статорі турбогенератора.

Перепишемо систему (1) як

$$\begin{cases} CKR = A_2 \cos(\alpha t) + A_4 \cos(\beta t) + \frac{2P}{N(N - 3)} \\ F_0 = \frac{P(N - 2)}{N(N - 3)} + \left( \frac{(N - 2)}{2} - \frac{\alpha^2 J_y}{2r^2k} \right) A_2 \cos(\alpha t) + \left( \frac{(N - 2)}{2} - \frac{\beta^2 J_y}{2r^2k} \right) A_4 \cos(\beta t) \end{cases}, \quad (2)$$

де значення коефіцієнтів  $A_2$  та  $A_4$  дорівнюють

$$\begin{cases} A_2 = 2P \frac{\beta^2 J_y - (N - 3)r^2k}{N(N - 3)(\alpha^2 - \beta^2)J_y} \\ A_4 = 2P \frac{(N - 3)r^2k - \alpha^2 J_y}{J_y(\alpha^2 - \beta^2)N(N - 3)} \end{cases}. \quad (3)$$

Загальна формула для розрахунку сили, що діє на всі стяжні призма, має вигляд

$$F_i = \frac{P(N - 2) + 2P \cos(\Phi_i)}{N(N - 3)} + \left( \frac{(N - 2)}{2} - \frac{\alpha^2 J_y}{2r^2k} + \cos(\Phi_i) \right) A_2 \cos(\alpha t) + \left( \frac{(N - 2)}{2} - \frac{\beta^2 J_y}{2r^2k} + \cos(\Phi_i) \right) A_4 \cos(\beta t). \quad (4)$$

Під час руйнування призми порушується рівновага системи (рис. 2, а), виникають поступальні (аксіальні) коливання відносно осі  $z$  ( $\delta$ ) та обертові коливання плити відносно осі  $x$  ( $\epsilon$ ). У розрахунках враховується взаємовплив між поступальними та обертовими коливаннями у системі кріплення осердя статора.

Із рівняння (4) для кожної стяжної призми знаходимо числові значення постійної складової сили  $F_i$  та переміщення  $\Delta z_i$ . Аналогічно знаходимо амплітуди вібросили, вібропереміщення та віброприскорення при частотах  $\nu_\alpha = 323,59$  Гц та  $\nu_\beta = 293,61$  Гц. Дані розрахунків наведено в табл. 1.

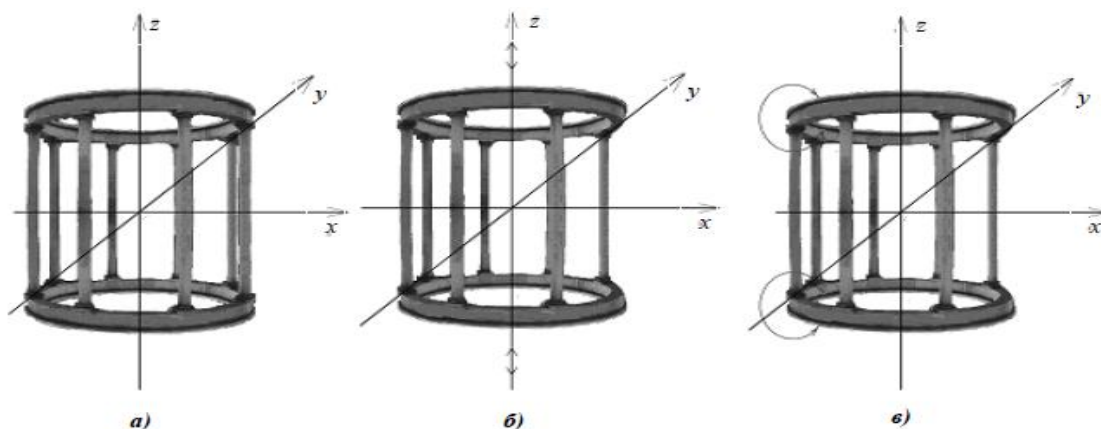


Рис. 2. Схема взаємодії стяжних призм та натискних плит осердя статора:  
 а - початкове положення (рівновага) статора до поломки однієї призми; б - поступальні аксіальні коливання натискних плит відносно осі z; в - обертові коливання натискних плит відносно осі x.

Таблиця 1. Таблиця постійної складової механічної сили  $F_i$ , переміщення  $\Delta z_i$  та амплітудних складових вібросили, вібропереміщення, віброшвидкості, віброприскорення при частотах  $\nu_\alpha = 324$  Гц та  $\nu_\beta = 294$  Гц для кожної  $i$ -ї стяжної призми

Номер призми	Постійна складова сили $F_i$ , 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 $\Delta z_i$ , мкм	Амплітуда вібропереміщення $\Delta z_i$ при частоті $\nu_\alpha = 324$ Гц, мкм	Амплітуда вібропереміщення $\Delta z_i$ при частоті $\nu_\beta = 294$ Гц, мкм	Амплітуда віброшвидкостей $V_{z_i}$ при частоті $\nu_\alpha = 324$ Гц, мм/с	Амплітуда віброшвидкостей $V_{z_i}$ при частоті $\nu_\beta = 294$ Гц, мм/с	Амплітуда віброприскорень $a_{z_i}$ при частоті $\nu_\alpha = 324$ Гц, м/с <sup>2</sup>	Амплітуда віброприскорень $a_{z_i}$ при частоті $\nu_\beta = 294$ Гц, м/с <sup>2</sup>
1, 29	326,5	11,12	21,66	1227	41,76	81,36	84,91	150,1	172,65	276,9
2, 28	325,1	10,13	21,24	1221	38,05	79,78	77,37	147,18	157,3	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	251,2
5, 25	316,1	3,8	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	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	71,9	33	146,18	60,92	297,21	112,4

На рис. 3, а показано графіки амплітуд вібросили: криві  $B$  для частоти  $\nu_\beta = 294$  Гц; криві  $C$  для частоти  $\nu_\alpha = 324$  Гц, на рис. 3, б – графіки амплітуд вібропереміщення відповідно.

Для 29-ї призми зображено циклічну залежність вібропереміщення (рис. 4, а), віброшвидкості (рис. 4, б) та віброприскорення (рис. 4, в) від часу. Як показують числові дані вібрацій, їхні значення дуже суттєві й знаходяться на рівні перехідних вібрацій у турбогенераторі, хоча при поломці однієї призми вони не є критичними.

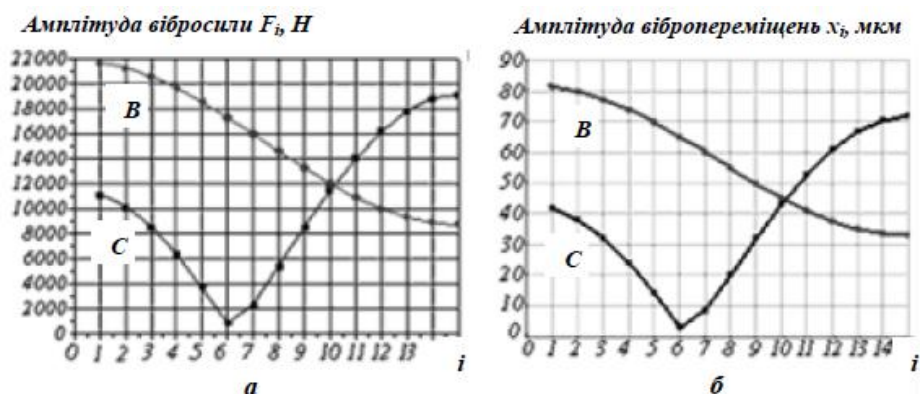


Рис. 3. Графіки амплітуд: а - амплітуда вібросили; б - амплітуда вібропереміщення.

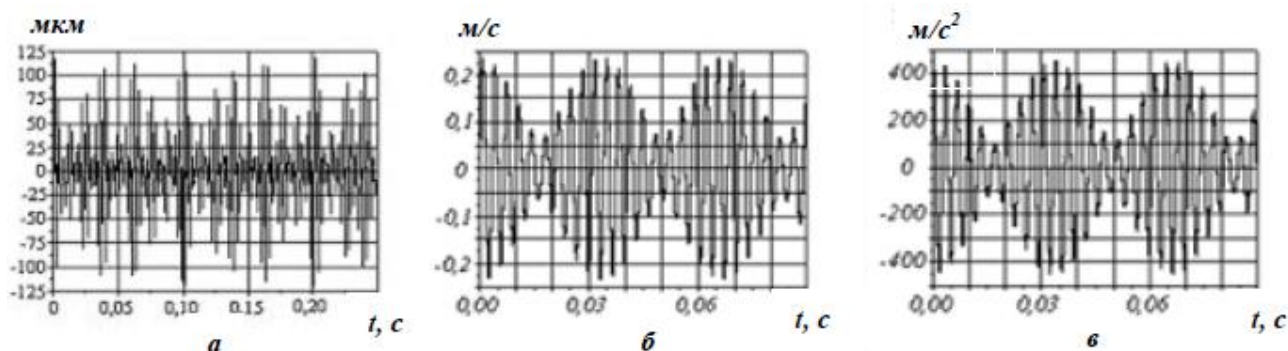


Рис. 4. Залежності від часу: а – вібропереміщення; б – віброшвидкості; в – віброприскорення.

Приведемо вираз (4) до вигляду

$$F_i = \frac{P(N-m-\sin(2m\pi/N)/\sin(2\pi/N))+2P\cos(\Phi_i)\sin(m\pi/N)/\sin(\pi/N)}{(N-m)(N-m-\sin(2m\pi/N)/\sin(2\pi/N))-2\sin^2(m\pi/N)/\sin^2(\pi/N)}$$

При непарній кількості обривів призм  $\Phi_i = (2\pi/N)i$ . Максимальне навантаження буде мати місце у призмах при  $(m+1)/2$  і  $N-(m+1)/2$ . Враховуючи симетрію системи, можна записати  $F_{\max} = F_{(m+1)/2} = F_{N-(m+1)/2}$ . Тоді при  $i = (m+1)/2$  максимальне навантаження дорівнює

$$F_{\max} = F_{(m+1)/2} = \frac{P(N-m-\sin(2m\pi/N)/\sin(2\pi/N))+2P\cos((m+1)\pi/N)\cdot\sin(m\pi/N)/\sin(\pi/N)}{(N-m)(N-m-\sin(2m\pi/N)/\sin(2\pi/N))-2\sin^2(m\pi/N)/\sin^2(\pi/N)} \quad (5)$$

На основі виразу (5) проведемо дослідження впливу дефектів у системі кріплення шихтованого осердя на перерозподіл зусиль у призмах для турбогенератора типу ТВВ-1000-2У3.

Результати розрахунків максимальних навантажень на призми при руйнуванні різної кількості призм наведено в табл. 2.

У шпильках призм турбогенератора типу ТВВ-1000-2У3 зусилля пресування активного заліза в холодному стані становить 600 т, у номінальному режимі роботи 900 т, при перехідних режимах в умовах пусків і зупинів зусилля може підвищуватися до 1200 т [5]. За результатами натурних випробувань температура активного заліза осердя в номінальному режимі роботи турбогенератора 40 °С, у режимі активного навантаження, що становить 0,7 від номінального ( $P_{\text{акт}} = 0,7P_{\text{ном}}$ ), температура 30 °С. Відповідно зусилля пресування становить 675 т. Результати розрахунків максимальних механічних навантажень у призмах для різної кількості пошкоджених призм при різних режимах роботи турбогенератора наведено в табл. 3 – 7.

Таблиця 2. Максимальні навантаження при руйнуванні різної кількості призм

Кількість пошкоджених призм, шт.	0	1	2	3	4	5
Максимальне навантаження, т	0,0333	0,0370	0,0413	0,0466	0,0526	0,0601
Кількість пошкоджених призм, шт.	6	7	8	9	10	11
Максимальне навантаження, т	0,0686	0,0794	0,0912	0,1073	0,1238	0,1484
Кількість пошкоджених призм, шт.	12	13	14	15	16	17
Максимальне навантаження, т	0,1720	0,2109	0,2451	0,3099	0,3606	0,4753

Таблиця 3. Навантаження на рівномірно затягнуті призми для різних режимів роботи турбогенератора

Зусилля пресування, т	$P = 600$	$P = 900$	$P = 1200$	$P = 675$
Навантаження на призму, т	20	30	40	22,4775

Таблиця 4. Максимальні механічні навантаження у призмах для різної кількості пошкоджених призм у непрацюючому статорі турбогенератора ( $P = 600$  т)

Кількість пошкоджених призм, шт.	0	1	2	3	4	5
Максимальне навантаження, т	20	22,2	24,78	27,96	31,56	36,06
Кількість пошкоджених призм, шт.	6	7	8	9	10	11
Максимальне навантаження, т	41,16	47,64	54,72	64,38	74,28	89,04
Кількість пошкоджених призм, шт.	12	13	14	15	16	17
Максимальне навантаження, т	103,2	126,54	147,06	185,94	216,36	285,18

Таблиця 5. Максимальні механічні навантаження у призмах для різної кількості пошкоджених призм у номінальному режимі роботи ( $P = 900$  т)

Кількість пошкоджених призм, шт.	0	1	2	3	4	5
Максимальне навантаження, т	30	33,3	37,17	41,94	47,34	54,09
Кількість пошкоджених призм, шт.	6	7	8	9	10	11
Максимальне навантаження, т	61,74	71,46	82,08	96,57	111,42	133,56
Кількість пошкоджених призм, шт.	12	13	14	15	16	17
Максимальне навантаження, т	154,8	189,81	220,59	278,91	324,54	427,77

Таблиця 6. Максимальні механічні навантаження у призмах для різної кількості пошкоджених призм при зупинах ТГ ( $P = 1200$  т)

Кількість пошкоджених призм, шт.	0	1	2	3	4	5
Максимальне навантаження, т	40	44,4	49,56	55,92	63,12	72,12
Кількість пошкоджених призм, шт.	6	7	8	9	10	11
Максимальне навантаження, т	82,32	95,28	109,44	128,76	148,56	178,08
Кількість пошкоджених призм, шт.	12	13	14	15	16	17
Максимальне навантаження, т	206,4	253,08	294,12	371,88	432,72	570,36

Таблиця 7. Максимальні механічні навантаження у призмах для різної кількості пошкоджених призм при навантаженнях ТГ 0,7 Р ном. (675 т)

Кількість пошкоджених призм, шт.	0	1	2	3	4	5
Максимальне навантаження, т	22,48	24,98	27,88	31,46	35,51	40,57
Кількість пошкоджених призм, шт.	6	7	8	9	10	11
Максимальне навантаження, т	46,31	53,6	61,56	72,43	83,57	100,17
Кількість пошкоджених призм, шт.	12	13	14	15	16	17
Максимальне навантаження, т	116,1	142,36	165,44	209,18	243,41	320,83

При експлуатації генератора, під дією змінних електродинамічних, термомеханічних сил і вібрацій, можливий відгин натискних пальців унаслідок дефектів пресування та руйнування зубців крайніх пакетів статора турбогенератора типу ТВВ-1000-2У3 (рис. 5) [6].

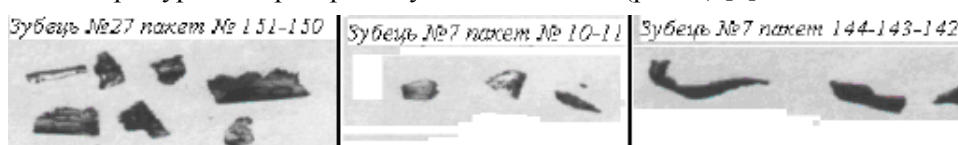


Рис. 5. Фрагменти зруйнованих зубців крайніх пакетів осердя статора турбогенератора типу ТВВ-1000-2У3 на третьому енергоблоці Южноукраїнської АЕС (2015 р.).

Для локального контролю зусиль пресування необхідно встановлювати сотні складних датчиків, що технологічно пов'язано з великими різного роду складностями або в деяких конструкціях машин взагалі неможливо [7]. Тому в роботі проведено моделювання механічних процесів у зубцевій зоні для виявлення можливості контролю змін механічних характеристик при послабленні пресування одного чи декількох зубців у процесі експлуатації турбогенератора.

На рис. 6 схематично показано механічну систему «призма – палець - натискна плита» у торцевій зоні осердя статора турбогенератора типу ТВВ-1000-2У3.

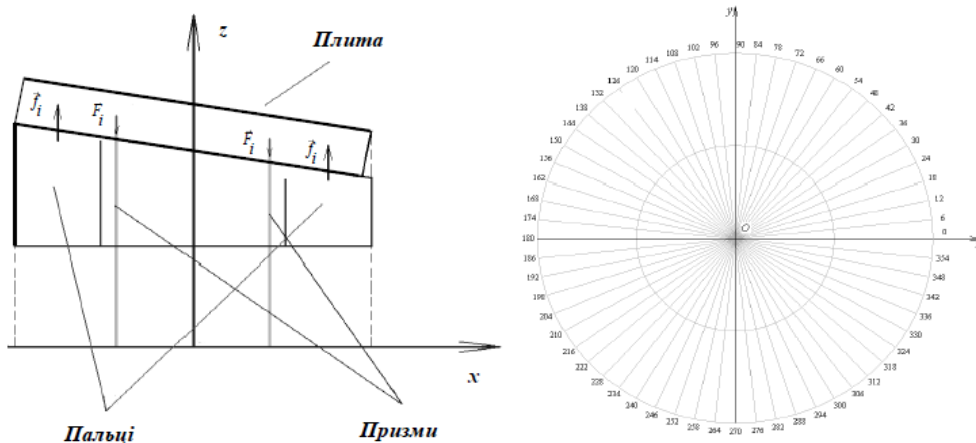


Рис. 6. Графічне зображення математичної моделі.

Застосуємо для опису механічних процесів у системі рівняння статичної рівноваги

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^{n-1} \vec{m}_i + \sum_{i=1}^N \vec{M}_i = 0 \\ \sum_{i=1}^{n-1} \vec{f}_i + \sum_{i=1}^N \vec{F}_i = 0 \end{cases}, \quad (6)$$

де  $\vec{m}_i = \vec{r}_i \times \vec{f}_i$  – момент сили  $\vec{f}_i$   $i$ -го пальця, що діє на натискну плиту;  $\vec{M}_i = \vec{R}_i \times \vec{F}_i$  – момент сили  $\vec{F}_i$   $i$ -ї стяжної призми, що діє на натискну плиту;  $n$  – кількість пальців.

При статичній рівновазі натискної плити рівнодійна всіх сил дорівнює нулю, що описується другим рівнянням системи (6). Підставимо значення  $\vec{m}_i$  та  $\vec{M}_i$  у перше рівняння та врахуємо, що сумарне значення сили в пальцях для математичної моделі завжди постійне та дорівнює зусиллю пресування активного заліза осердя статора  $P$

$$\begin{cases} r(f_1 \cos(\varphi_1) + f_2 \cos(\varphi_2) + \dots + f_{n-1} \cos(\varphi_{n-1})) - R(F_1 \cos(\Phi_1) + F_2 \cos(\Phi_2) + \dots + F_N \cos(\Phi_N)) = 0 \\ F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_N = P \\ f_1 + f_2 + \dots + f_n = P \end{cases}, \quad (7)$$

де  $\varphi_i$ ,  $\Phi_i$  – кут розташування  $i$ -го натискного пальця та  $i$ -ї стяжної призми у статорі турбогенератора відповідно.

Перше рівняння системи (7) описує обертові вібропереміщення, друге рівняння системи (7) – сумарне значення механічної сили в пальцях. Перепишемо систему динамічних рівнянь (7) у такому вигляді:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n m_i - \sum_{i=1}^N M_i = f_1 r \cos(\varphi_1) + f_2 r \cos(\varphi_2) + \dots + f_{n-1} r \cos(\varphi_{n-1}) - \\ - R(F_1 \cos(\Phi_1) + F_2 \cos(\Phi_2) + \dots + F_N \cos(\Phi_N)) = M_y = \varepsilon_y J_y \\ f_1 + f_2 + \dots + f_{n-1} = P \\ M_y = \varepsilon_y J_y = J_y (a_n - a_{n/2}) / (2r) = J_y 2cr / (2r) = -J_y c \\ M_y = \varepsilon_y J_y = J_z (A_1 - A_{(n+1)/2}) / (R \cos(\Phi_1) - R \cos(\Phi_{(n+1)/2})) = \\ = J_y (F_0 - CKR \cos(\Phi_1) - F_0 + CKR \cos(\Phi_{(n+1)/2})) / (2K(R \cos(\Phi_1) - R \cos(\Phi_{(n+1)/2}))) = -J_y C / 2 \end{cases}, \quad (8)$$

де  $\varepsilon_y$  – кутове віброприскорення при віброколиваннях плити навколо точки центра мас плити;  $c$  – коефіцієнт пропорційності, що враховує нерівномірність розподілу механічних навантажень і сил у різних натискних пальцях статора.

Перше рівняння системи (8) – це рівняння дії моментів сил пальців та призм, що діють на плиту; друге рівняння – це сумарне значення механічної сили у натискних пальцях; третє і четверте рівняння – це значення рівнодійної моментів сил відносно осі  $y$ . У третьому рівнянні системи (8) розглядається коливання плити відносно механічних деформацій у натискних пальцях. У четвертому рівнянні розглядається залежність коливань натискних плит відносно призм.

Після відповідних перетворень розв'язується система двох лінійних диференціальних рівнянь другого порядку.

Результати розрахункових досліджень наведено на рис. 7, який показує залежність середнього механічного видовження від часу  $\Delta l_i(t)$  у початковий момент відгину 60-го пальця для 1-го та 59-го пальців (рис. 7, *a*) й 3-го та 57-го відповідно (*б*).

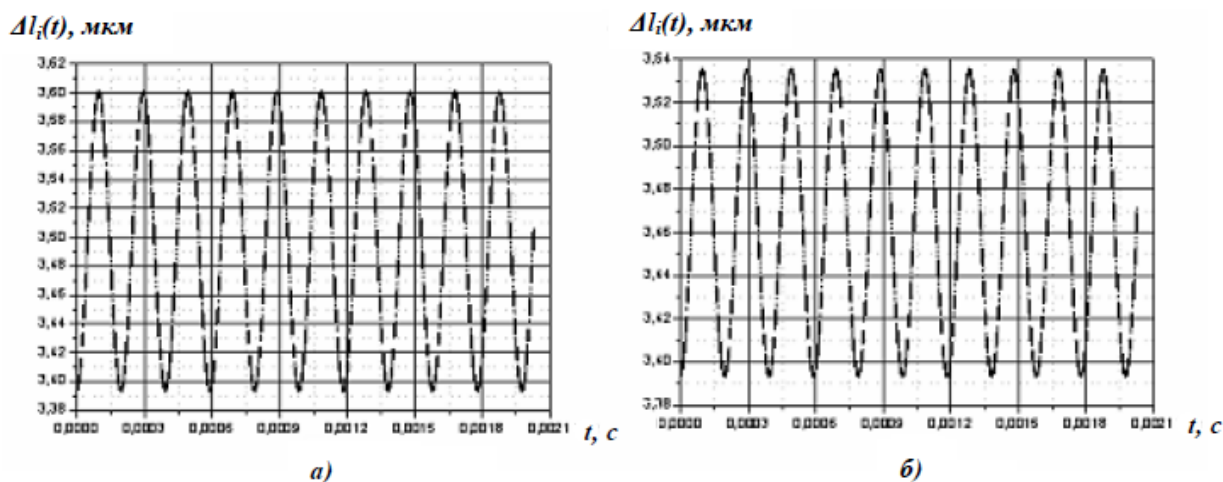


Рис. 7. Графік залежності середнього видовження від часу  $\Delta l_i(t)$  у початковий момент відгину 60-го пальця для 1-го та 59-го пальців (*a*), 3-го та 57-го пальців (*б*).

Наведені залежності показують, що вібраційна складова становить десяті частки мікрон. Розповсюджується вібрація по усій поверхні натискної плити. Це явище можна використати для діагностування розпресування зубцевої зони осердя статора, але контроль таких змін вимагає використання датчиків високої чутливості, що дещо ускладнює застосування вищевикладеної методики.

## Висновки

1. Розроблено математичну модель системи кріплення осердя статора турбогенератора та методику визначення вібромеханічних характеристик при руйнуванні однієї або декількох стяжних призм, при цьому враховується не тільки статична рівновага, а й поступальні та обертові коливання натискних плит.

2. За розробленою методикою отримано числові значення постійної складової механічної сили, переміщення та амплітудних складових вібросили, вібропереміщення, віброшвидкості й віброприскорення для кожної стяжної призми. Також розраховано максимальні механічні навантаження у призмах для різної кількості пошкоджених призм при різних режимах роботи турбогенератора типу ТВВ-1000-2УЗ.

3. Показано, що раптові руйнування однієї чи декількох призм призводять до суттєвого збільшення аксіального віброзміщення системи кріплення осердя статора. Це може впливати на надійність роботи турбогенератора в цілому. Тому доцільно такі віброзміщення контролювати у процесі експлуатації машини як діагностичну ознаку руйнування призм.

4. Розроблено механічну модель для моменту раптового відгину натискних пальців турбогенератора типу ТВВ-1000-2УЗ, коли система закріплення шихтованого осердя статора входить на деякий час у коливальний процес. Модель не враховує релаксаційні процеси, тому вона дозволяє розраховувати механічні характеристики на початку коливного процесу й на етапі статичної рівноваги.

5. Отримано залежності середнього механічного видовження натискних пальців від часу, які показують, що вібраційна складова становить десяті частки мікрон.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. *Титко О. І.* Математичне моделювання вібраційних процесів у системі кріплення осердя статора турбогенератора при раптовому обриві стяжних призм / О. І. Титко, В. А. Крамарський, В. А. Мистецький // *Праці Інституту електродинаміки НАН України*. – 2016. – Вип. 44. – С. 43 – 50.
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 / Д. В. Кузнецов. – М., 2009. – 25 с.
3. *Фирсанов Е. П.* Исследование термомеханических процессов в одномерной системе прямолинейных механически связанных стержней / Е. П. Фирсанов. – Режим доступа: <http://www.sciteclibrary.ru/rus/catalog/pages/11226.html>
4. *Мистецький В. А.* Математическая модель и методика расчета усилий в стяжных призмах сердечника статора турбогенератора при наличии дефектов на основе метода абсолютно твердого тела / В. А. Мистецький // *Праці Інституту електродинаміки НАН України*. – 2013. – Вип. 34. – С. 34 – 41.
5. *Титко О. І.* Аналіз впливу кількості зруйнованих шпильок статора турбогенератора на механічні характеристики стяжних призм / О. І. Титко, В. А. Мистецький // *Праці Інституту електродинаміки НАН України*. – 2015. – Вип. 40. – С. 85 – 90.
6. *Васьковський Ю. Н.* Моделирование процесса усталостного разрушения зубцов крайних пакетов сердечника статора мощных турбогенераторов / Ю. Н. Васьковский, Ю. А. Шумилов, А. В. Штогрин // *Вісник ХПІ*. – 2009. – С. 22 – 28.
7. *Wildi Theodore.* Electrical Machines, Drives, and Power Systems 5E / Theodore Wildi (Professor Emeritus, Laval University). - New Jersey Columbus, Ohio. – 2002. – Vol. 5. – 907 с.

**А. В. Выговский<sup>1</sup>, Д. И. Хвалин<sup>1</sup>, В. А. Мистецкий<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>*Институт проблем безопасности АЭС НАН Украины, ул. Лысогорская, 12, Киев, 03028, Украина*

<sup>2</sup>*Институт электродинамики НАН Украины, просп. Победы, 56, Киев-57, 03680, Украина*

**РАСЧЕТ ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ СИЛ И ВИБРАЦИЙ  
В СИСТЕМЕ КРЕПЛЕНИЯ СЕРДЕЧНИКА СТАТОРА ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ  
АТОМНЫХ И ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

Разработана математическая модель и методика расчета механических параметров зубцовой зоны сердечника статора мощного синхронного турбогенератора при нарушении условий прессования и разрушении одной или несколько стяжных призм. С помощью разработанной методики получены числовые значения постоянной составляющей механической силы, перемещения и амплитудных составляющих вибросилы, виброперемещения, виброскорости, виброускорения для каждой стяжной призмы. Также рассчитаны максимальные механические нагрузки в призмах для разного количества поврежденных призм при разных режимах работы турбогенератора и получены зависимости среднего механического удлинения нажимных пальцев от времени. Расчеты проведены для турбогенератора типа ТВВ-1000-2У3.

*Ключевые слова:* мощные турбогенераторы, сердечник статора, система крепления, стяжные призмы, нажимные пальцы.

**O. V. Vygovskiy<sup>1</sup>, D. I. Hvalin<sup>1</sup>, V. A. Mystetskiy<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>*Institute for Safety of Problems of Nuclear Power Plants, NAS of Ukraine, Lysogirska str. 12, Kyiv, 03028, Ukraine*

<sup>2</sup>*Institute of Electrodynamics of NAS Ukraine, Peremogy prospect, 56, Kyiv-57, 03680, Ukraine*

**THE CALCULATION OF REDISTRIBUTION A MECHANICAL FORCES  
AND VIBRATIONS IN STATOR CORE FASTENING SYSTEM  
OF NUCLEAR AND THERMAL POWER PLANTS TURBOGENERATORS**

A mathematical model and method of calculation the mechanical parameters of stator core tooth zone of powerful synchronous turbogenerators at failure of pressing conditions are developed. The mechanical forces, displacement and amplitude components of vibration forces, vibration displacement, speed and acceleration vibrations for which contraction prism with help developed method was calculated. The maximum mechanical pressure in prisms for different quantity a damaged prisms at various load condition of turbogenerator also was calculated. The middle mechanical tensions of press finger in depend on time was obtained. A mathematical model of calculation the mechanical parameters is worked out in the tooth fastening system and pressure plate at the defects of pressing the stator core in tooth zone, including for appearance of remaining deformations in tooth fastening system. A dynamic method allows define the vibrations frequency of system in initial moment for sudden appearance of defects at static condition. Mathematical model takes into account the change of descriptions and parameters mechanical in time. After converting of static equalizations into dynamic system is decide system of two linear ordinary differential equalizations of the second order with

two unknown. This system will solve an analytical method with the help of characteristic equalizations. The mechanical processes design is conducted in a tooth zone for checking the changes feature of tooth fastening system in order to set sensors on the plate edge at weakening of one or a few press finger. Such approach will give an opportunity for control the mechanical process of pressing effort in stator core tooth zone. A calculation was made for turbogenerator of class TVV-1000-2U3.

*Keywords:* powerful turbogenerators, stator core, support system, contraction prisms, press fingers.

#### REFERENCES

1. *Titko O. I.* Mathematical modelling of vibration processes in system fastening turbogenerator stator core at the sudden breakages coupling prisms / O. I. Titko, V. A. Kramarskyi, V. A. Mistetskyi // Pratsi Instytutu elektrodynamiky NAN Ukrainy. – 2016. – Iss. 44. – P. 43 – 50. (Ukr)
2. *Kuznecov D. V.* Development of research methods of processes in knots of fastening the stator cores to corps of turbogenerators and perfection of their diagnostics under operating conditions: author's abstract of a thesis. PhD / D. V. Kuznecov. – Moskwa, 2009. – 25 p. (Rus)
3. *Firsanov E. P.* Research of the thermal mechanical processes in one-dimensional system of the rectilinear mechanically connected bars / E. P. Firsanov. – Rate access: <http://www/sciteclibrary.ru/rus/catalog/pages/11226.html> (Rus)
4. *Mistetskyi V. A.* A mathematical model and methods of calculation the efforts in coupling prisms of the turbogenerator stator core at the presence of defects on basis the method of absolutely solid body / V. A. Mistetskyi // Pratsi Instytutu elektrodynamiky NAN Ukrainy. – 2013. – Iss. 34. – P. 34 – 41. (Rus)
5. *Titko O. I.* The analysis of influence the quantity of the destroyed pins of turbogenerator stator on mechanical characteristics of coupling prisms / O. I. Titko, V. A. Mystetskyi // Pratsi Instytutu elektrodynamiky NAN Ukrainy. – 2015. – Iss. 40. – P. 85 – 90. (Ukr)
6. *Vaskovskiy Yu. N.* Modeling of process the fatigue failure of teeth for extreme packages of the powerful turbogenerators stator core / Yu. N. Vaskovskiy, Yu. A. Shumilov, A. V. Shtogrin // Visnyk KHPI. – 2009. – P. 22 – 28. (Rus)
7. *Wildi Theodore.* Electrical Machines, Drives, and Power Systems 5E / Theodore Wildi (Professor Emeritus, Laval University). - New Jersey Columbus, Ohio. – 2002. – Vol. 5. – 907 c.

Надійшла 19.02.2018

Received 19.02.2018