

УДК 620.179.14

М. Г. Шульженко*, д-р техн. наук
П. П. Гонтаровський*, канд. техн. наук
В. П. Гонтаровський**
М. В. Лихвар*, канд. техн. наук
Н. Г. Гармаш*, канд. техн. наук

* Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України
 (м. Харків, Україна, e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua)

** Публічне акціонерне товариство «Харківська ТЕЦ-5»

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛООВОГО ТА ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНІВ РОТОРА ТУРБІНИ В ЛІЧИЛЬНИКУ РЕСУРСУ

Пропонується методика визначення характеристик теплового та термонапруженого станів ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240 на основі архівованих параметрів АСУ ТП для оцінки ресурсу в умовах експлуатації агрегату. Методика пропонується для використання в лічильнику ресурсу.

Предлагается методика определения характеристик теплового и термонапряженного состояний ротора высокого давления турбины Т-250/300-240 на основе архивированных параметров АСУ ТП для оценки ресурса в условиях эксплуатации агрегата. Методика предлагается для использования в счетчике ресурса.

В статті [1] розглянуто принцип побудови лічильника ресурсу на основі параметрів АСУ ТП, які визначають реальні пуско-зупинні, перехідні і стаціонарні режими роботи турбіни. В даній роботі показано, як за значеннями цих параметрів визначаються параметри пари і коефіцієнти теплообміну на ділянках ротора високого тиску (РВТ) та нестационарні температурні поля і термонапружений стан в найбільш напружених зонах. В основу математичної моделі ротора покладена осесиметрична скінченноелементна розрахункова модель, меридіональний переріз якої показано на рис. 1.

Розподілене навантаження від лопаток P_r по зовнішніх циліндричних поверхнях дисків при номінальній частоті обертання ротора $\omega_n = 314,16$ рад/с наведено нижче.

Номер ступеня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
P_r , МПа	63,9	16,5	17,1	17,7	18,4	19	23,8	25,1	26,3	27,5	28,8	30,2

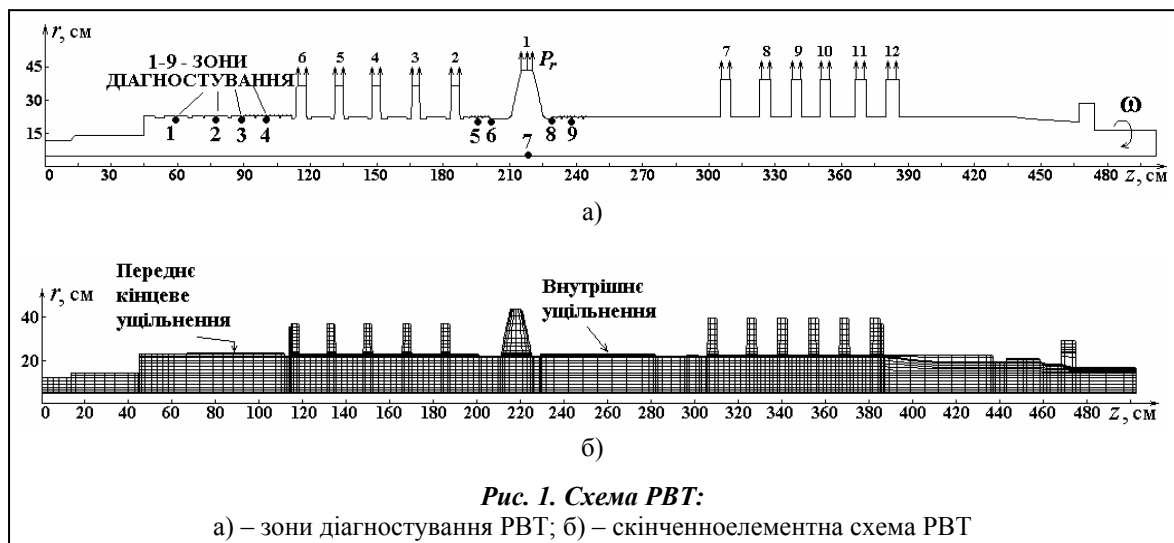
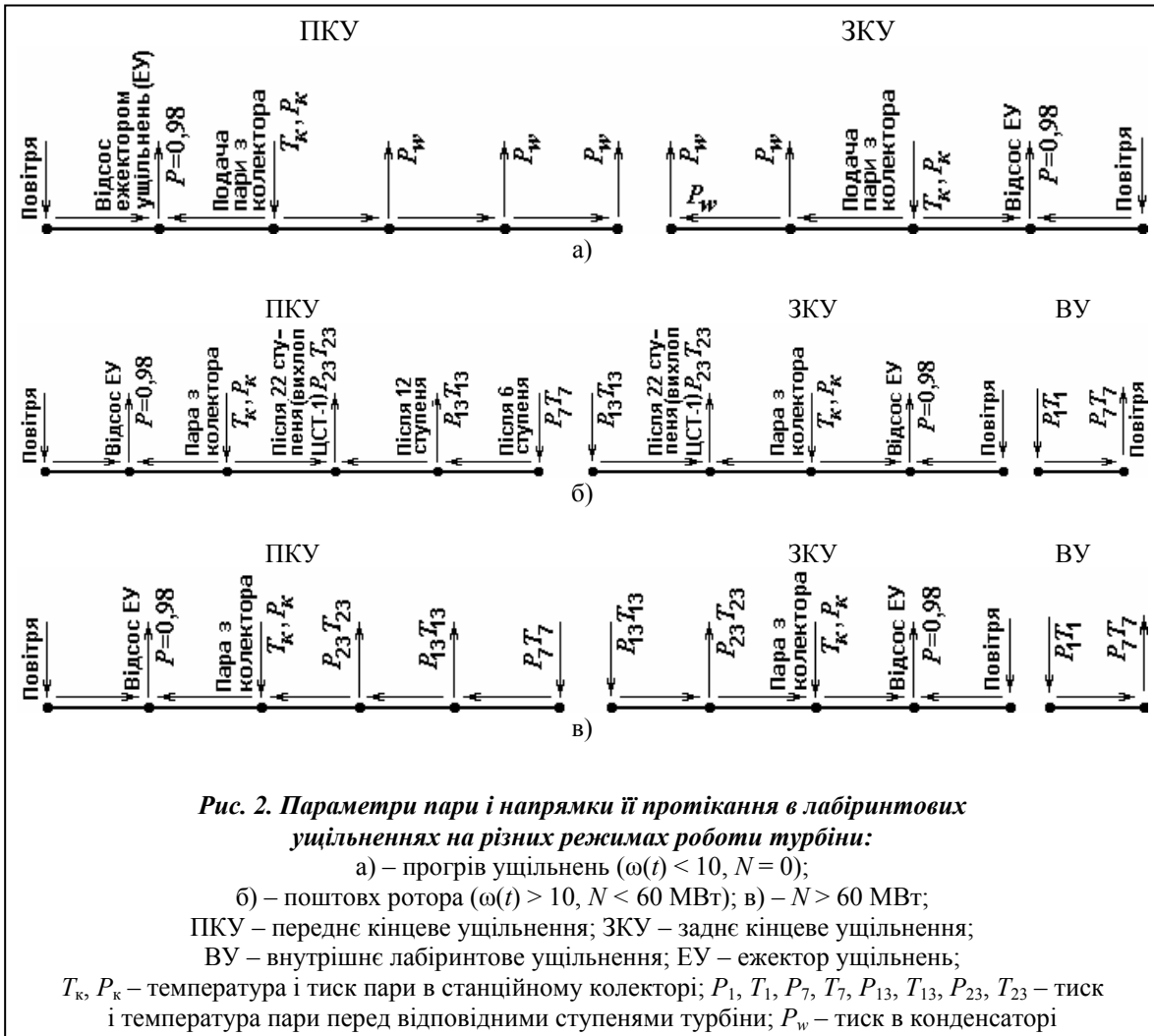


Рис. 1. Схема РВТ:

а) – зони діагностування РВТ; б) – скінченноелементна схема РВТ



При довільній швидкості обертання ротора навантаження від лопаток обчислюється за формулою

$$P_r(\omega) = P_r \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2.$$

Пускові режими починаються з прогріву переднього і заднього кінцевих лабіринтових ущільнень парою зі станційного колектора на валоповороті. Переднє кінцеве ущільнення має п'ять сегментів з різними граничними умовами, а заднє – чотири. На рис. 2 показана схема потоків по сегментах ущільнень і параметри робочого тіла в камерах ущільнень, які з'єднані з відповідними камерами відбору пари (перед 7-м і 13-м ступенями ЦВТ, перед 23-м ступенем ЦСТ та ежектором ущільнень) на різних режимах навантаження турбіни.

Всі ущільнення, в тому числі і діафрагмові, ступінчастого типу (рис. 3). Коефіцієнти теплообміну в лабіринтових ущільненнях обчислюються за критеріальними залежностями [2] з використанням геометричних даних ущільнень h, s, δ, D_{cp} , (рис. 3).

За відомими тисками пари перед ущільненням P_1 і за ним P_2 визначається витрата пари за формулами [3]

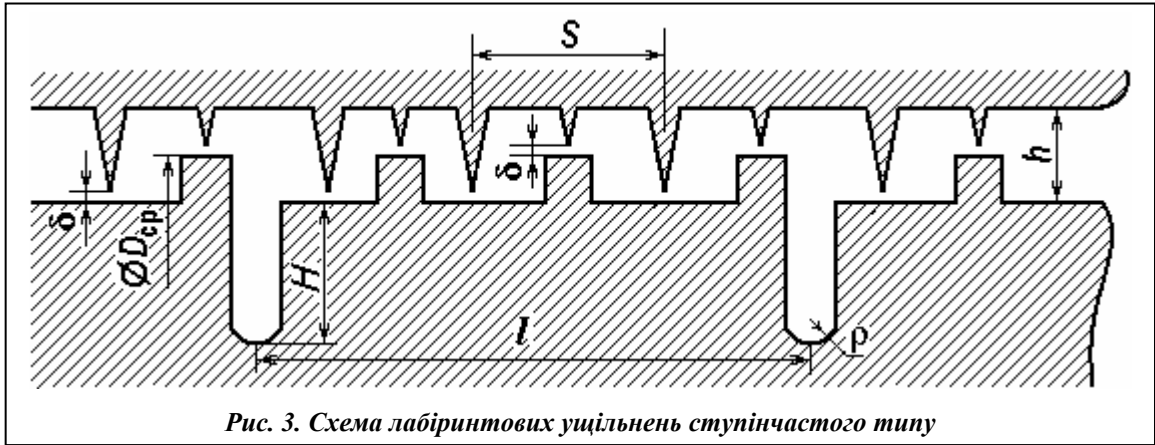


Рис. 3. Схема лабиринтовых ущільнень ступінчастого типу

$$G = k\pi D_{\text{ср}} \delta \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{z P_1 \vartheta_1}} \quad \text{при} \quad \frac{P_2}{P_1} > \beta_{\text{кр}},$$

$$G = k\pi D_{\text{ср}} \delta \sqrt{\frac{P_1}{(z + 1,5) \vartheta_1}} \quad \text{при} \quad \frac{P_2}{P_1} < \beta_{\text{кр}}.$$

де $\beta_{\text{кр}} = \frac{0,85}{\sqrt{z + 1,5}}$ – критичне відношення для тиску пари; z – кількість камер ущільнення; $D_{\text{ср}}$ – діаметр ротора в районі ущільнення; $k \approx 1$ – коефіцієнт витрати пари для ущільнення; ϑ_1 – питомий об'єм пари перед ущільненням.

Швидкість потоку в кінцевих ущільненнях знаходиться за формулою

$$w = \frac{G \vartheta_1}{\pi D_{\text{ср}} \delta}.$$

Число Нуссельта для ступінчастих ущільнень при турбулентному режимі потоку ($Re = 6 \cdot 10^3 \div 1,2 \cdot 10^5$) обчислюється через критерії Рейнольдса і Прандтля за формулою

$$Nu = 0,476 Re^{0,7} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,56} Pr^{0,43},$$

де $Re = \frac{w \cdot D}{\nu}$ – число Рейнольдса; $Pr = \frac{\nu \cdot C_p}{K}$ – число Прандтля; $\nu(T, P)$ – кінематична в'язкість пари; $C_p(T, P)$ – об'ємна теплоємність пари.

Граничні умови конвективного теплообміну обчислюються за усередненою температурою T потоку, його швидкістю w і характерним розміром D для даної ділянки ротора з використанням критеріальної формули [2]

$$\alpha = \frac{Nu \cdot K}{D},$$

де Nu – критерій Нуссельта; K – коефіцієнт теплопровідності пари; α – коефіцієнт теплообміну.

Характерним розміром для кінцевого ступінчастого ущільнення є подвоєне значення зазору δ .

Для обчислення параметрів пари в залежності від температури T і тиску P використовуються такі наближені залежності:

– температура насиченої пари $T_s(P)$ в $^{\circ}\text{C}$

$$T_s(P) = (\dots(-4,292460291 \cdot 10^{-8}x - 4,26856851 \cdot 10^{-7}) \cdot x + 1,534373134 \cdot 10^{-6})x - 2,207171179 \cdot 10^{-5}x - 1,74177519 \cdot 10^{-5}x - 3,739348425 \cdot 10^{-4}x + 1,32837729 \cdot 10^{-3}x +$$

$$+ 2,129682011 \cdot 10^{-2})x + 0,2107780463)x + 2,3754642)x + 27,85424215)x + 99,09271199,$$

де $x = \lg P$;

– питомий об'єм насиченої пари $\vartheta_s(T_s, P)$ в м³/кг

$$\vartheta_s(T_s, P) = (999,7 - 29a - 200a^2 - 10000a^3 - 4,4 \cdot 10^5 a^{30}) / \rho \cdot T_c \cdot 4,7061 \cdot 10^{-3},$$

де $T_c = (T_s(P) + 273,15) / 1000$; $a = T_c - 0,27315$;

– питомий об'єм перегрітої пари ϑ в м³/кг

$$\vartheta = (5,5 \cdot 10^{-5} - 2,549 \cdot 10^{-5} / T_c^8 - 1,236 \cdot 10^{-7} T_c^{14}) \cdot f + 4,7061 \cdot 10^{-2} \cdot T_c / f +$$

$$+ (T_c - 0,87315) \cdot 2,5 \cdot 10^{-4} - 1,1354 \cdot 10^{-3} / T_c^2 - 4,381 \cdot 10^{-4} / u + 5,42 \cdot 10^{-4},$$

де $f = P / 100$; $T_c = (T + 273,15) / 1000$; $u = (T_c - 0,21)^2$;

– кінематична в'язкість в м²/с

$$\nu = \vartheta ((T + 273,15)^{1,2} + 0,431 / \vartheta^{1,48}) \cdot 10^{-8};$$

– коефіцієнт теплопровідності пари в Вт/(м·град)

$$K = 1,1630554 \cdot 10^{-3} [0,0382 \cdot (T + 273,15)^{1,45} + 1,33 / \vartheta^{1,25}];$$

– питома теплоємність пари в Дж/(кг·град)

$$C_p = 4187 \cdot (0,352 + 0,1846 \cdot 10^{-3} \cdot (T + 273,15) + 11,33 / (T + 273,15) +$$

$$+ 0,647 \left(1,914 - \left(\frac{1000}{T + 273,15} \right)^{1/2} \right) / \left(10000 / \left(0,261 \cdot P \left(10^{\frac{1,9135}{T+273,15}} - 1 \right) - 1 \right) \right);$$

– число Прандтля

$$Pr = 0,8 + 50 / \left(T - 323 + \frac{10000}{P + 23} \right).$$

Параметри повітря, що протікає в крайніх відсіках кінцевих ущільнень, визначаються за такими залежностями:

– питомий об'єм в м³/кг

$$\vartheta = 29,27 \cdot 10^{-4} (T + 273,15) / P;$$

– кінематична в'язкість в м²/с

$$\nu = \vartheta (1,7537 + 0,487069 \cdot 10^{-2} \cdot T - 0,25347 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 0,97375 \cdot 10^{-9} \cdot T^3) \cdot 10^{-5};$$

– коефіцієнт теплопровідності в Вт/(м·град)

$$K = 1,163055 \cdot 10^{-2} (((0,216675 \cdot 10^{-11} \cdot T - 0,295519 \cdot 10^{-8}) T - 0,57756 \cdot 10^{-6}) \cdot T +$$

$$+ 0,58806 \cdot 10^{-2}) \cdot T + 2,04574);$$

– об'ємна теплоємність в Дж/(кг·град)

$$C_p = 4187 \cdot (((-0,13272 \cdot 10^{-10} \cdot T + 0,22061 \cdot 10^{-7}) T + 0,209934 \cdot 10^{-4}) \cdot T + 0,242019).$$

Для цих залежностей температура задається в °С, тиск – в кг/см² (в атмосферах).

Для визначення коефіцієнтів теплообміну в діафрагмових ущільненнях використовується залежність [2], що враховує перепади температур і тиску пари на ущільненнях між ступенями.

Коефіцієнти теплообміну на зовнішніх і бокових поверхнях дисків обчислюються за критеріальними залежностями методики [2] при потужності турбоагрегату 240 МВт. Для інших значень потужності коефіцієнти теплообміну знаходяться шляхом інтерполяції з урахуванням того, що вони пропорційні тиску пари. Таке припущення допустиме, оскільки коефіцієнти теплообміну в діафрагмових ущільненнях значно перевищують коефіцієнти теплообміну на бокових поверхнях дисків. Температура пари на ділянках поверхонь дисків обчислюється з використанням температури пари на ступенях із урахуванням реактивності робочих лопаток.

Розподіл температури і тиску пари по ступенях залежить від навантаження турбіни $N(t)$ і параметрів пари $T_n(t)$, $P_n(t)$ перед турбіною. На пускових режимах параметри пари перед турбіною залежать від часу простою турбіни і змінюються при зміні потужності.

Для визначення параметрів пари по ступенях використовуються дані теплових розрахунків проточної частини турбіни Т-250/300-240 УТМЗ на різних пускових режимах (з холодного стану (ХС), неостиглих станів (НС2, НС1) після простою відповідно 48 і 96 годин, гарячих станів (ГС2, ГС1) після простоїв 10 і 3 годин, а також при скиданні-наборі потужності (СНП)) [4]. Результати теплових розрахунків отримані для потужностей турбоагрегату 0; 20; 60; 100; 120; 180; 240 і 300 МВт. Значення температури пари перед турбіною на різних режимах і потужностях наведені в табл. 1.

Для прикладу розподіл температури пари по ступенях при пуску турбоагрегату з холодного стану наведено в табл. 2 [5], а тиску пари – в табл. 3.

Аналогічні результати для розподілу температури і тиску отримані для всіх інших режимів роботи. Використовуючи лінійну інтерполяцію за двома аргументами (поточному значенні потужності $N(t)$ і поточному значенні температури перед турбіною $T_n(t)$, що отримуються з АСУ ТП), визначаються поточні значення розподілу температури і тиску пари по ступенях шляхом інтерполяції даних табл. 1, а потім таблиць 2 і 3.

На основі цих даних обчислюються граничні умови теплообміну на всіх ділянках ротора за критеріальними залежностями [2], як було вказано раніше.

Таблиця 1. Розподіл температури гострої пари перед турбіною на різних режимах роботи і потужностях N

Режим роботи турбіни	Розподіл температур, °С							
	$N = 0$ МВт	$N = 20$ МВт	$N = 60$ МВт	$N = 100$ МВт	$N = 120$ МВт	$N = 180$ МВт	$N = 240$ МВт	$N = 300$ МВт
ХС	280	316	360	398	414	465	530	540
НС2	335	360	395	434	448	485	521	540
НС1	380	395	423	451	462	498	535	540
ГС2	418	445	463	483	493	520	539	540
ГС1	500	504	510	521	526	540	540	540
СНП	540	540	540	540	540	540	540	540

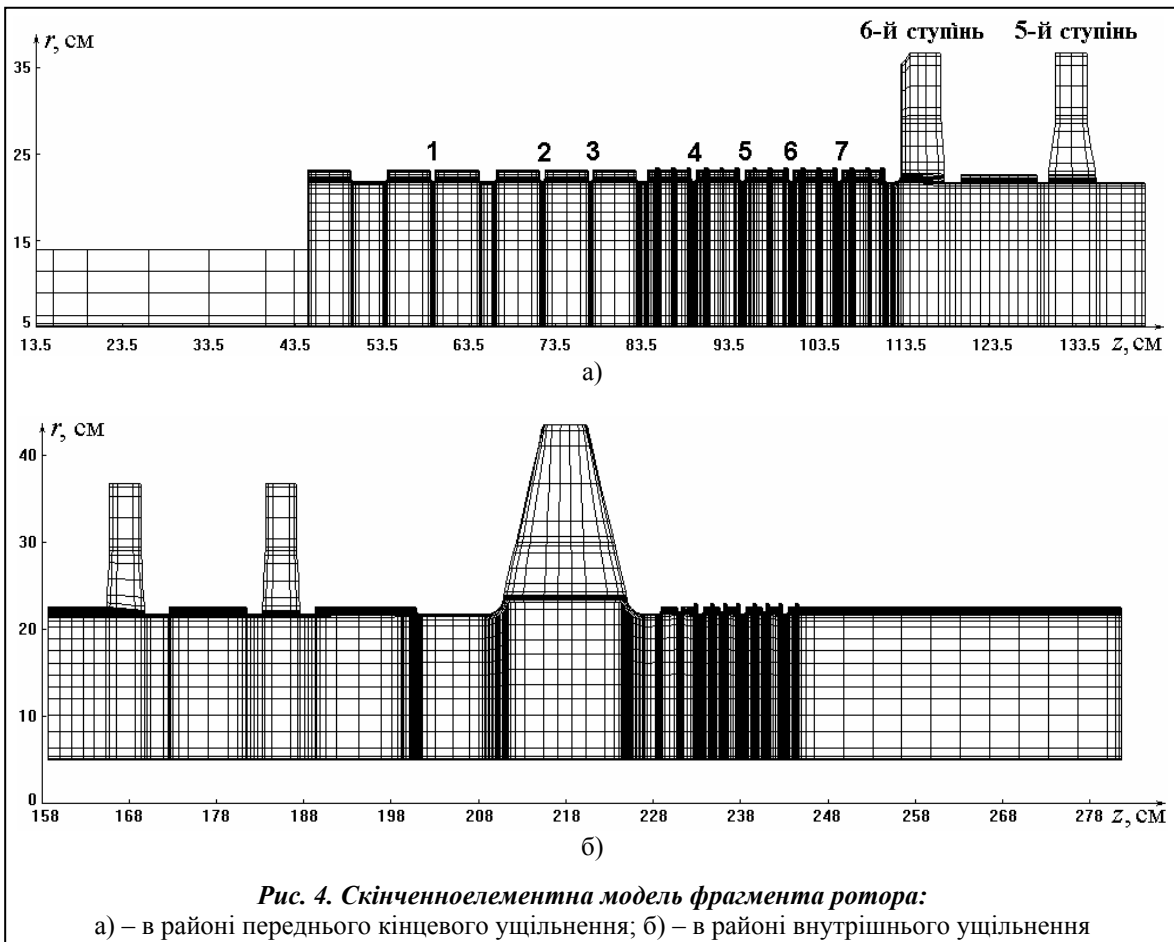
Таблиця 2. Розподіл температури пари перед ступеням з набором потужності N (пуск турбоагрегату з холодного стану)

№ ступеня	Розподіл температур, °С							
	$N = 0$ МВт	$N = 20$ МВт	$N = 60$ МВт	$N = 100$ МВт	$N = 120$ МВт	$N = 180$ МВт	$N = 240$ МВт	$N = 300$ МВт
1	270,0	300,0	340,0	376,4	393,0	454,3	496,3	535,5
2	222,6	264,0	285,7	304,8	318,7	364,6	436,9	502,7
3	212,8	250,3	274,1	292,9	306,2	350,6	420,9	485,4
4	203,0	236,6	262,5	281,0	293,6	336,6	405,0	468,1
5	193,3	222,9	251,0	269,1	281,1	322,6	389,9	451,0
6	183,5	209,2	239,4	257,2	268,5	308,6	373,1	433,6
7	173,7	195,5	227,8	245,3	256,0	294,6	357,1	416,3
8	163,9	186,9	220,4	238,5	248,9	283,6	339,8	396,7
9	154,2	178,3	213,1	231,8	241,8	272,6	322,5	377,0
10	144,4	169,8	205,7	225,1	234,8	261,6	305,2	357,4
11	134,6	161,2	198,3	218,4	227,7	250,6	287,9	337,8
12	124,9	152,6	191,0	211,6	220,6	239,6	270,6	318,1
13	115,1	144,0	183,6	204,9	213,5	228,6	253,3	298,5
23	86,3	83,9	110,5	140,4	152,4	214,9	242,6	268,4

Таблиця 3. Розподіл тиску пари перед ступенями з набором потужності N (пуск турбоагрегату з холодного стану)

№ ступеня	Розподіл тиску, МПа							
	$N = 0$ МВт	$N = 20$ МВт	$N = 60$ МВт	$N = 100$ МВт	$N = 120$ МВт	$N = 180$ МВт	$N = 240$ МВт	$N = 300$ МВт
1	12,26	32,85	69,14	118,2	132,9	212,8	219,7	223,6
2	6,104	14,90	40,30	62,47	74,08	106,8	143,1	180,7
3	5,473	13,35	36,13	56,06	66,46	95,61	127,9	161,4
4	4,8991	11,94	32,34	50,24	59,54	85,44	114,1	143,8
5	4,380	10,67	28,91	44,96	53,26	76,20	101,5	127,8
6	3,955	9,625	26,10	40,63	48,11	68,60	91,17	114,62
7	3,569	8,677	23,54	36,70	43,43	61,68	81,73	102,55
8	3,150	7,646	20,75	32,45	38,41	54,11	71,38	89,30
9	2,782	6,738	18,31	28,66	33,94	47,40	62,19	77,49
10	2,461	5,945	16,15	25,31	29,99	41,50	54,06	67,00
11	2,184	5,258	14,247	22,36	26,51	36,31	46,90	57,72
12	1,920	4,604	12,44	19,59	23,24	31,47	40,34	49,23
13	1,696	4,043	10,88	17,20	20,43	27,25	34,65	41,83
23	0,215	0,497	1,326	2,07	2,46	3,64	4,62	5,6

Діагностика теплового та термонапруженого станів здійснюється шляхом розв'язання осесиметричних задач теплопровідності і термомеханіки з використанням методу скінченних елементів. При цьому можуть розглядатися дві різні дискретизації меридіонального перерізу на скінченні елементи – спрощена і детальна (рис. 4).



Детальна дискретизація використовується для контролю граничних умов теплообміну і термонапруженого стану, що визначаються з використанням параметрів АСУ ТП на різних пуско-зупинних і змінних режимах. Ці результати порівнюються з еталонними, які отримані в попередніх дослідженнях [6].

Спрощена дискретизація використовується в лічильнику ресурсу. Вона не враховує деталі геометрії теплових канавок. Тому термонапружений стан в теплових канавках обчислюється з використанням коефіцієнтів концентрації по номінальних напруженнях на поверхні ротора і на дні теплових канавок згідно з [7]

$$\sigma_{i\max} = \sigma_{i1} + 2\sqrt{\frac{H}{\rho}}(0,42\sigma_{i0} + 0,58\sigma_{i1})(1 - e^{-0,3l/h}), \quad (1)$$

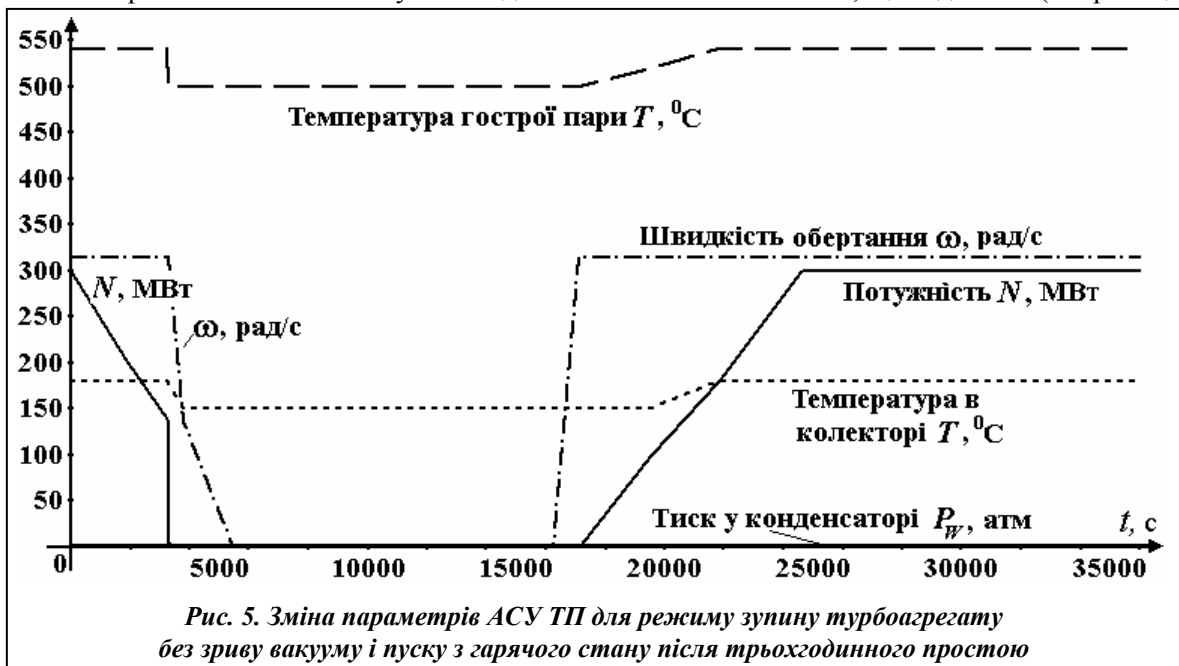
де σ_{i0} – інтенсивність напружень на дні теплової канавки; σ_{i1} – інтенсивність напружень на поверхні ротора в зоні канавки; H – глибина канавки; ρ – радіус кривизни канавки; l – відстань між канавками (рис. 3).

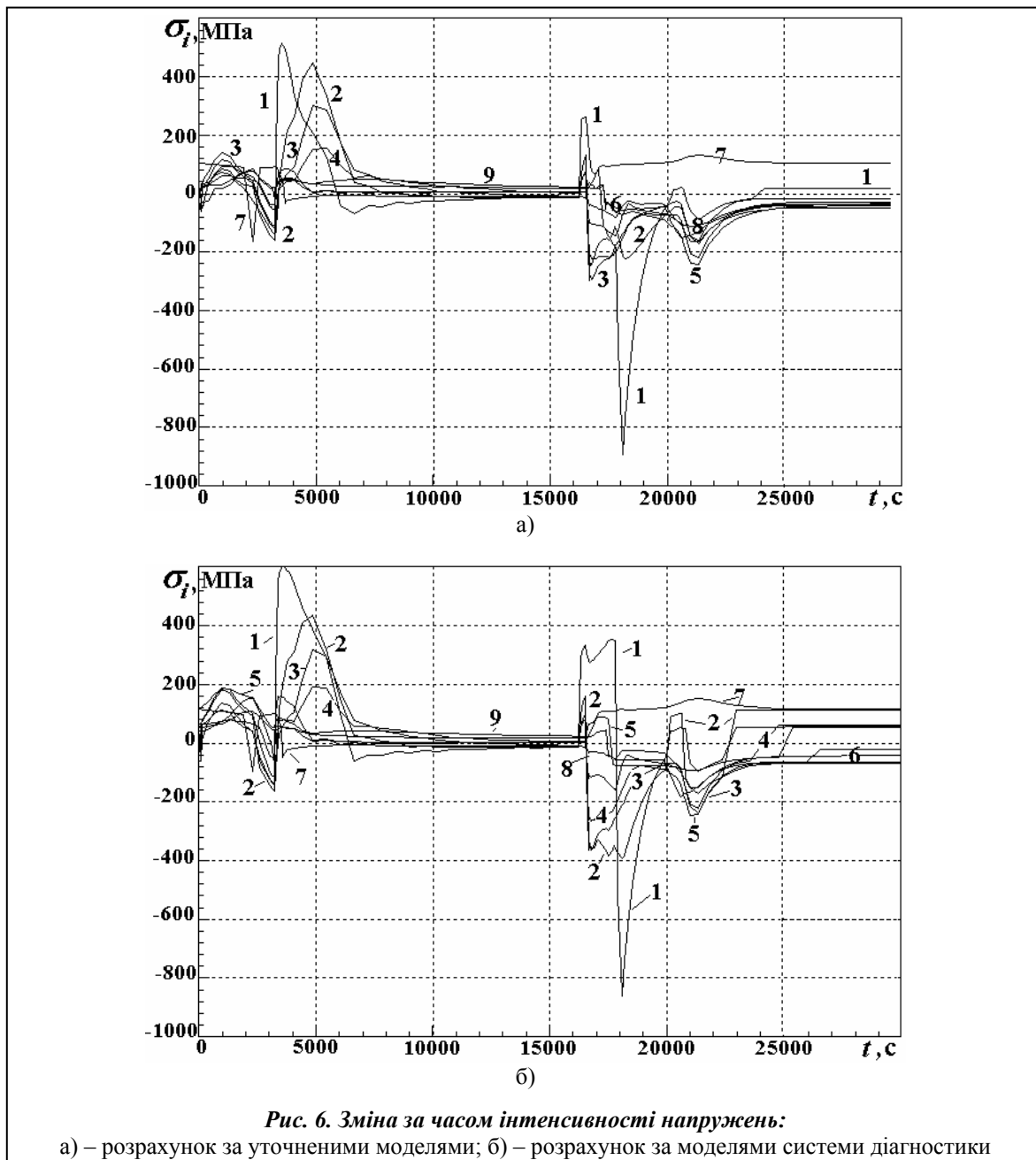
Величини коефіцієнтів, що входять у формулу (1) для обчислення напружень з урахуванням концентрації, корегуються для кращого їх збігу з результатами, що отримуються за розрахунковою схемою з детальною дискретизацією.

Моніторинг термонапруженого стану і оцінка спрацювання ресурсу РВТ здійснюється в найбільш напружених зонах ротора: теплових канавках переднього і внутрішнього ущільнень, канавках діафрагмового ущільнення між першим і другим ступенями, придискових галтелях регулюючого ступеня та розточці ротора під диском регулюючого ступеня (рис. 1).

Для оцінки ефективності використання спрощеної моделі виконано порівняння результатів, що отримані за спрощеною і детальною моделлю. Для цього задавались необхідні параметри АСУ ТП на пуско-зупинних та змінних режимах роботи турбоагрегату. Для поточних значень часу вони визначались за допомогою лінійної інтерполяції. Для режиму зупину турбоагрегату без зриву вакууму і пуску з гарячого стану після тригодинного простою графіки зміни параметрів АСУ ТП наведені на рис. 5.

Діагностування теплових полів і термонапруженого стану здійснювалося з автоматизованим вибором кроків за часом при розв'язанні нестационарних задач теплопровідності і термомеханіки. Дискретизація за часом проводилась у залежності від швидкості зміни температури гострої пари, частоти обертання та потужності генератора. У випадку їх незмінних значень кроки за часом збільшувались до максимального значення, що задається (наприклад





600 с). У випадку зміни хоча б одного з параметрів наперед задану величину дискретизація за часом знову починається з мінімального кроку (наприклад 30 с).

У виконаних раніше розрахунках за детальною моделлю [6] дискретизація за часом була заданою, а граничні умови теплообміну визначалися окремо, тому повного збігу результатів не слід очікувати навіть для детальної дискретизації на скінченні елементи.

На рис. 6 для прикладу наводяться графіки зміни напруженого стану при зупині турбоагрегату без зриву вакууму і пуску турбоагрегату з гарячого стану для детальної (а) і спрощеної (б) дискретизації розрахункової схеми РВТ, де криві 1–9 відповідають 1–9-й зонам діагностування ротора, що позначені на рис. 1.

Аналогічні результати були отримані і для інших пуско-зупинних і змінних режимів роботи турбоагрегату. Вони засвідчують, що використання спрощених моделей в системі діагностики є можливим, бо це не призводить до суттєвої похибки в оцінці термонапруженого стану. Водночас використання спрощених моделей дозволяє суттєво (більш ніж на по-

рядок) зменшити розрахункові витрати і створити лічильник ресурсу, який обчислюватиме за короткий час спрацювання ресурсу на фактичних режимах роботи турбіни.

Література

1. Гонтаровський В. П. Автоматизація визначення режимів роботи турбіни Т-250/300-240 за даними АСУ ТП / В. П. Гонтаровський, Ю. Г. Єфремов, Н. Г. Гармаш // Десятий міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові: Праці.– Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2011. – С. 32–34.
2. РТМ 108.020.16-85. Расчет температурных полей роторов и корпусов паровых турбин. – Л.: НПО Центральный котлотурбинный институт, 1985. – 116 с.
3. Щегляев А. В. Паровые турбины / А. В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 357 с.
4. Лыхварь Н. В. Математическое моделирование и оптимальное проектирование паротурбинной установки / Н. В. Лыхварь, Ю. Ф. Косяк // Теплоэнергетика. – 1986. – № 2. – С. 69–72.
5. Оцінка впливу пікових навантажень на ресурс теплофікаційних агрегатів типу Т-250/300-240 ТЕЦ: звіт про НДР (заклучний) / Ін-т пробл. машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України; кер. Ю. М. Мацевитий. – Харків, 2006.– 209 с. – № ДР 0106U005565. – Інв. № 7528.
6. Шульженко Н. Г. Задачи термочности, вибродиагностики и ресурса энергетических агрегатов / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Б. Ф. Зайцев. – Харьков: Харьк. нац. автомоб.-дор. ун-т, 2011. – 444 с.
7. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость: РТМ 108.021.103-85. – Взамен РТМ 108.021.103-76; введ. 01.07.86. – Л.: НПО Центральный котлотурбинный институт, 1986. – 48 с.

Надійшла до редакції
07.09.11

УДК 629.76

К. В. Аврамов*, д-р техн. наук

В. А. Пирог**, канд. техн. наук

А. М. Тонконоженко**

Т. М. Пересадько**

Н. В. Ширяева***

* Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, e-mail: kvavr@kharkov.ua)

** Государственное предприятие Конструкторское бюро «Южное»
им. М. К. Янгеля (г. Днепропетровск)

*** Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»

НЕСТАЦИОНАРНЫЕ ИЗГИБНО-ИЗГИБНО-ПРОДОЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ РАКЕТОНОСИТЕЛЯ С КОСМИЧЕСКИМ АППАРАТОМ

Исследуются изгибно-изгибно-продольные колебания ракеты под действием нестационарных нагрузок, вызванных порывом ветра, и продольных сил, описывающих воздействия двигательной установки. Анализуются нестационарные колебания на основании анализа конечноэлементной модели ракетносителя со спутником.

Досліджуються згинально-згинально-повздожні коливання ракети під дією нестационарних навантажень, які викликані дією поривів вітру та повздожніх сил, що описують дію двигунової установки. Аналізуються нестационарні коливання на підставі аналізу скінченноелементної моделі ракетносія зі супутником.