

Термонапружений стан і тріщиностійкість роторів турбіни К-1000-60/1500 АЕС

М. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, Н. Г. Гармаш, І. І. Мележик, Т. В. Протасова

Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна

Аналізуються термонапружений стан і тріщиностійкість роторів на різних режимах експлуатації з використанням розроблених методик їх розрахунку. Розглядається кінетика поперечних тріщин при багатоциклового навантаженні.

Ключові слова: ротор, термонапружений стан, турбіна АЕС, кінетика тріщин, багатоциклового навантаження.

Більшість енергоблоків атомних електростанцій України, які виробляють близько 52% електроенергії, відпрацювали понад 20 років. У 2010–2011 рр. вичерпується призначений ресурс (30 років) двох енергоблоків Рівненської АЕС, а у 2012 р. – енергоблока на Південноукраїнській АЕС. У зв'язку з цим їхнє обладнання, у тому числі турбоустановки, потребує комплексного підходу до визначення технічного стану, оцінки і подовження ресурсу. На відміну від високотемпературних парових турбін у вологопарових турбінах АЕС повзучість матеріалу відсутня, тому важливо при оцінці пошкоджуваності елементів роторів визначити вплив малоциклової втоми на працездатність конструкції. Як свідчить досвід експлуатації, визначальними для роторів АЕС є ерозійно-корозійні процеси.

Найбільш напружені зони у роторах турбіни при змінних режимах роботи визначалися за допомогою граничних умов теплообміну для регламентованих графіків запуску турбоагрегата з холодного та гарячого станів і планового розвантаження та розрахунків методом скінченних елементів нестационарних теплових полів і термонапруженого стану роторів [1]. При цьому нестационарні задачі теплопровідності та термонапруженості розв'язувалися на одній і тій же скінченноелементній сітці [2]. При дослідженні напружено-деформованого стану роторів при запуску турбоагрегата з гарячого стану (ГС) розглядалися стаціонарний режим роботи, планова зупинка без зриву вакууму та остигання протягом 8 годин. Усі ротори двопотокові з площиною симетрії, розташованою посередині, тому розглядалися лише їх симетричні половини.

Максимальна інтенсивність напружень у роторі високого тиску (РВТ) спостерігається при запуску турбоагрегата з ГС після простою впродовж 8 годин і складає 195 МПа при набиранні потужності 400 МВт. Ізотерми і розподіл інтенсивності напружень для цього випадку наведено на рис. 1. Максимальна інтенсивність напружень досягається на внутрішній поверхні ротора під 5-м ступенем та у придискових канавках (рис. 1,б).

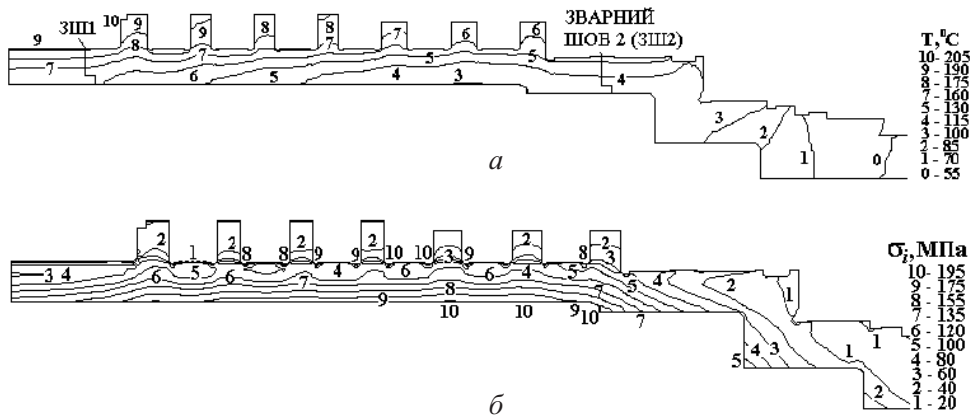


Рис. 1. Ізолінії температури (а) та інтенсивності напружень (б) у РВТ при запуску з ГС і набиранні потужності 400 МВт.

На внутрішній поверхні ротора окружні напруження перевищують їх інтенсивність і складають 220 МПа, в придискових канавках максимальними є стискальні осеві напруження (190 МПа). При запуску з холодного стану (ХС) і набиранні потужності 100 МВт інтенсивність напружень у РВТ сягає 170 МПа на внутрішній поверхні і є максимальною за весь період запуску–зупинки.

У роторі середнього тиску (РСТ) максимальні напруження мають місце при запуску турбоагрегата з ХС і набиранні потужності 250 МВт. При цьому спостерігається максимальний радіальний перепад температури 140°C в районі 1-го ступеня. Ізотерми й ізолінії інтенсивності напружень у меридіональному перерізі ротора для цього випадку показано на рис. 2. Інтенсивність напружень сягає 380 МПа у точці В (рис. 2,а) на внутрішній поверхні ротора і є максимальною за час запуску–зупинки турбоагрегата (рис. 3). У діафрагмових галтелях має місце висока концентрація напружень, причому їх інтенсивність сягає того ж рівня, що і на внутрішній поверхні ротора під 1-м ступенем. Максимальні стискальні осеві напруження у цьому випадку складають 440 МПа.

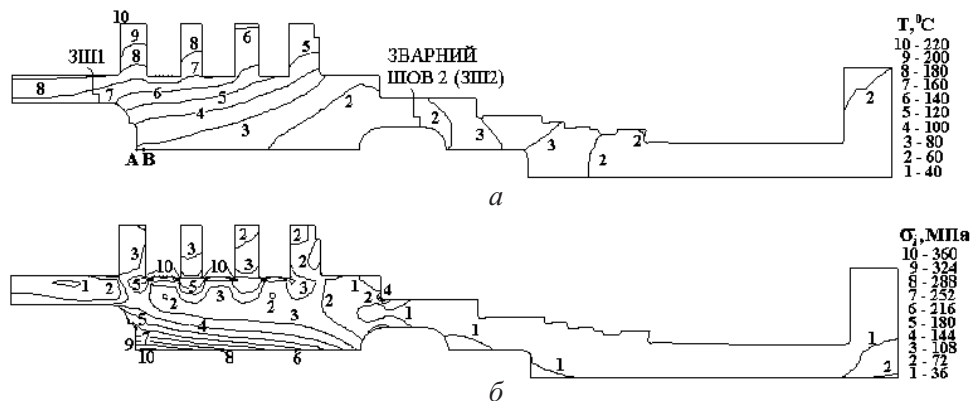


Рис. 2. Ізолінії температури (а) та інтенсивності напружень (б) у РСТ при запуску з ХС і набиранні потужності 250 МВт.

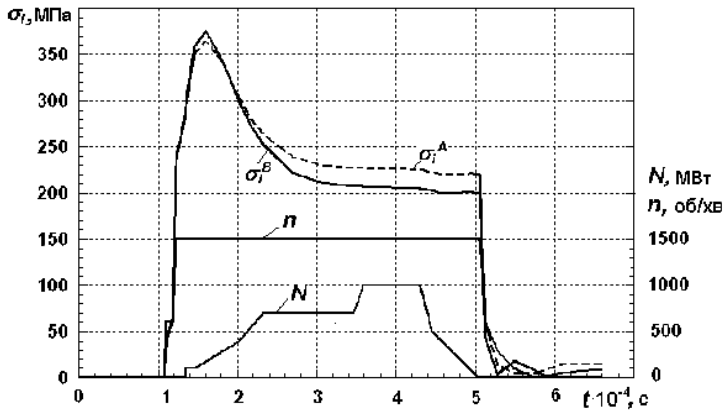


Рис. 3. Зміна за часом частоти n , потужності N і інтенсивності напружень σ_i у точках A і B РСТ при запуску з ХС.

При запуску турбоагрегата з ХС на лабіринтові ущільнення ротора низького тиску (РНТ) подається пара з температурою 140°C . Внаслідок конденсації пари на цій ділянці ротора відмічаються великі коефіцієнти теплообміну і перепади температури у перші 5...10 хв, через що максимальні стискальні окружні напруження сягають 220 МПа.

По мірі прогрівання ротора в області лабіринтових ущільнень напруження зменшуються більше ніж у три рази. Після поштовху ротора з набиранням потужності перепад температури в радіальному напрямку починає швидко зростати. Найбільший перепад температури і найвищий рівень напружень відмічаються при набиранні потужності 700 МВт. Температурне поле й окружні напруження для цього випадку показані на рис. 4.

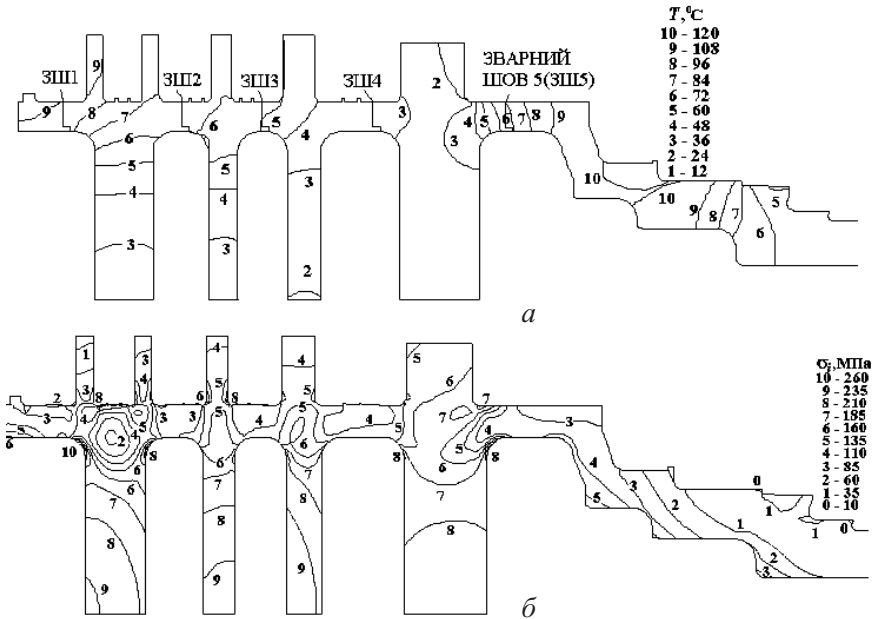


Рис. 4. Ізолінії температури (а) та інтенсивності напружень (б) у РНТ при запуску з ХС і набиранні потужності 700 МВт.

Аналіз отриманих результатів свідчить, що основний вклад у напружений стан роторів вносять позацентрові сили. У табл. 1 наведено температуру пари на вході в циліндр $T_{\text{вх}}$, максимальні інтенсивності напружень від позацентрових сил $\sigma_{i\text{пц}}$ і сумарні напруження $\sigma_{i\Sigma}$ від дії позацентрових сил і температури.

Т а б л и ц я 1

Навантаженість роторів при пускових режимах

Ротор	$T_{\text{вх}}, ^\circ\text{C}$	$\sigma_{i\text{пц}}, \text{МПа}$	Пусковий режим	$\sigma_{i\Sigma}, \text{МПа}$	$\frac{\sigma_{i\Sigma}}{\sigma_{i\text{пц}}}$
ЦВТ	270	140	ХС	170	1,21
			ГС	195	1,39
ЦСТ	250	225	ХС	380	1,69
			ГС	265	1,19
ЦНТ	140	230	ХС	260	1,13

За майже однакової температури пари на вході в циліндри високого (ЦВТ) і середнього (ЦСТ) тиску при запуску з ХС в РСТ, який має більшу масу, закид напружень є значно вищим, ніж в РВТ, за рахунок більшого перепаду температур у радіальному напрямку. Закид напружень у РВТ вищий при запуску турбоагрегата з ГС у порівнянні із запуском з ХС, при цьому в РСТ така різниця суттєво менша через незначне остигання ротора протягом 8 годин простою.

Оскільки температура пари на вході в циліндр низького тиску (ЦНТ) майже вдвічі менша, ніж на вході в ЦВТ і ЦСТ, закид напружень у РНТ при пускових режимах зменшується. Ротор низького тиску має більшу масу, ніж РСТ, температура в ньому за 8 годин простою змінюється мало, тому і закид напружень є меншим, ніж при запуску з ХС.

Таким чином, при дотриманні регламентованих графіків запуску і зупинки турбоагрегата напруження в його роторах не перевищують границю пропорційності матеріалу і тому не викликають пошкодження від малоциклової втоми.

Окрім зон із максимальним рівнем напружень потенційно небезпечними можуть бути зони зварних швів (ЗШ), де внаслідок непроварів і дії залишкових напружень можуть виникати і розвиватись магістральні тріщини.

У результаті досліджень визначено критичні розміри меридіональних і поперечних поверхневих напівеліптичних гіпотетичних тріщин у найбільш напружених місцях роторів, коли коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН) у вершині тріщини в точці B K_I^B дорівнював $K_{Ic} = 100 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$. Результати розрахунків приведено в табл. 2.

У перші роки експлуатації зварних роторів АЕС із великими непроварами в зварних швах були випадки, коли тріщиноподібні дефекти розвивались до критичних. Після удосконалення технології їх виготовлення і вводу дефектоскопічного контролю зварних швів аварійних ситуацій з роторами немає.

Т а б л и ц я 2

Критичні розміри меридіональних і поперечних тріщин у найбільш напружених місцях роторів

Ротор	Режим роботи	Вид тріщини	Місцезнаходження тріщини	L, мм	C, мм	K_T^A , МПа $\sqrt{м}$ (рис. 2)
РВТ	ХС	Меридіональна	Внутрішня поверхня під 5-м ступенем	105	190	65
	ГС	»	Внутрішня поверхня під 5-м ступенем	87	150	70
		Поперечна	Задня галтель диска 1-го ступеня	135	1300	35
РСТ	ХС	Меридіональна	Внутрішня поверхня під 1-м ступенем	42	130	32
		Поперечна	У зоні 1-го зварного шва	150	1350	30
РНТ	ХС	Меридіональна	Диск 1-го ступеня	97	115	90
			Диск 3-го ступеня	85	110	90
			Диск 4-го ступеня	84	100	90
			Диск 5-го ступеня	115	134	94
		Поперечна	У зоні 5-го зварного шва	132	750	40
	Розгін до 180 об/хв	Меридіональна	Диск 4-го ступеня	79	96	90

Примітка. L – глибина тріщини; C – напівдовжина тріщини.

Однак, враховуючи великий термін експлуатації і те, що частина роторів, виготовлених за старою технологією, може мати непровари, актуальність дослідження їхньої тріщиностійкості при подовженні ресурсу зростає. Поперечні тріщини в зварних швах розвиваються під дією осьових напружень, які є незначними, але їхня періодична складова має велике число циклів (більше $75 \cdot 10^7$ за рік). При дослідженні кінетики поперечних тріщин у зварних швах враховувались осьові напруження від термосилових навантажень на стаціонарному режимі роботи турбоагрегата і їх змінна складова, що викликана навантаженнями ротора під час обертання і вагою лопаткового апарата [2, 3]. Для обчислення змінної осьових напружень розв'язувалася тривимірна задача теорії пружності в циліндричних координатах із використанням напіваналітичного методу скінченних елементів [4].

Осьові напруження в зонах зварних швів можуть викликати також поперечні коливання ротора, головна складова яких змінюється з частотою обертання. Інерційні зусилля від поперечних коливань при нормальній роботі турбоагрегата, як правило, не перевищують 20...30% ваги ротора [5].

Дефекти від непроварів, що виходять на внутрішню поверхню перемичок, які з'єднують окремі частини зварного ротора, моделюються як витягнуті в окружному напрямку напівеліптичні тріщини. Коефіцієнти інтен-

сивності напружень у їх вершинах розраховувалися інтерполяційним методом Овчинникова на основі епюр осьових напружень у перемичках. Кінетика тріщин визначалася за допомогою повної кінетичної діаграми втомного руйнування з урахуванням порогового значення КІН K_{Ith} і коефіцієнта асиметрії циклу $R = K_{Imin} / K_{Imax}$:

$$V = C_N \left(\frac{\Delta K_I - K_{Ith}(1-R)}{K_{Ic}(1-R) - \Delta K_I} \right)^{n_N},$$

де V – початкова швидкість росту тріщини; ΔK_I – розмах КІН, $\Delta K_I = K_{Imax} - K_{Imin}$; C_N , n_N – константи матеріалу.

Розміри непроварів вибиралися таким чином, щоб ΔK_I перевищував розмах порогу КІН. Результати розрахунків наведено в табл. 3.

Т а б л и ц я 3

Час підростання тріщини до наскрізної для роторів із непроварами зварних швів при багатоциклового навантаженні

Ротор, № зварного шва	Початковий розмір тріщини, мм		Початкова швидкість росту тріщини $V \cdot 10^3$, мкм/годин	Час підростання тріщини до наскрізної, тис. годин
	L	C		
РВТ, 1	20	250	31,4	66
РВТ, 2	5	50	1,4	180,7
РСТ, 1	125	300	24,2	145
РСТ, 2	12	65	56,1	65
РНТ, 1	100	210	62,6	1070
РНТ, 4	10	150	3,9	159,9
РНТ, 5	3	50	1,7	82,3

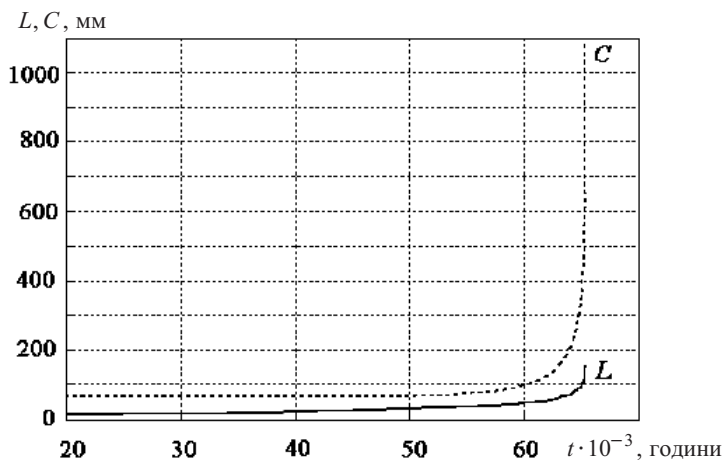


Рис. 5. Зміна розмірів поперечної тріщини в зварному шві № 2 РСТ при багатоциклового навантаженні.

Аналіз кінетики тріщин показує, що зміна їх розмірів має подібний характер, але відбувається в різні терміни (табл. 3). Графік зміни поперечної тріщини в зварному шві № 2 РСТ представлено на рис. 5.

Отже, у результаті проведених досліджень встановлено, що максимальні напруження в роторах турбіни К-1000-60/1500 при змінних режимах роботи не перевищують границю пропорційності, тому пошкодження від малоциклової втоми в них відсутні. Отримано критичні розміри тріщин у найбільш напружених зонах роторів. Розглянуто зростання тріщини від несправів у зварних швах при багатоциклових навантаженнях. Установлено, що швидке збільшення тріщин до наскрізних відбувається за останні декілька тисяч годин роботи, тому для своєчасного виявлення пошкоджень і запобігання аварійним ситуаціям доцільно використання наявних методів комп'ютерного вібродіагностування турбін [1].

Резюме

Анализируются термонапряженное состояние и трещиностойкость роторов на разных режимах эксплуатации с использованием разработанных методик их расчета. Рассматривается кинетика поперечных трещин при многоцикловом нагружении.

1. *Мацевитый Ю. М., Шульженко Н. Г., Голощанов В. Н. и др.* Повышение энергоэффективности работы турбоустановок ТЭС и ТЭЦ путем модернизации, реконструкции и усовершенствования режимов их эксплуатации. – Киев: Наук. думка, 2008. – 366 с.
2. *Гонтаровський П. П., Матюхін Ю. І., Гармаш Н. Г. та ін.* Розробка технологій визначення основних причин підвищеної вібрації та розрахункової оцінки тріщиностійкості роторів турбін АЕС: Звіт про НДР (заключний). – Харків: Ін-т пробл. машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 2008. – № ДР 0107U008055. – 97 с.
3. *Шульженко Н. Г., Гонтаровський П. П., Мележик І. І.* Оценка живучести высокотемпературных элементов турбомашин с трещинами // Вест. НТУ “ХПИ”. – 2004. – Вып. 19. – С. 153 – 160.
4. *Шульженко М. Г., Протасова Т. В., Мележик І. І.* Неосесиметричне деформування та тріщиностійкість роторів парових турбін // Машинознавство. – 2007. – № 8 (122). – С. 13 – 17.
5. *Трухний А. Д.* Стационарные паровые турбины. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 640 с.

Поступила 21. 06. 2009