

Значна частина тепломеханічного обладнання вже виробила нормативний і продовжений ресурси. Економічний стан на теперішній час не передбачає можливості встановлення нового обладнання. Виникла необхідність розробок заходів до збільшення ресурсу парової турбіни. В статті розглядані питання визначення заходів для забезпечення безпечної експлуатації ротора парової турбіни

Ключові слова: парова турбіна, термонапружений стан, повзучість і тривала міцність, малоциклова втома

Большая часть тепломеханического оборудования уже выработала нормативный и продленный ресурсы. Экономическое состояние на сегодняшний день не предусматривает возможности установки нового оборудования. Возникла необходимость разработки мероприятий по увеличению ресурса паровой турбины. Статья посвящена определению продолжительности безопасной эксплуатации ротора паровой турбины

Ключевые слова: паровая турбина, термонапряженное состояние, ползучесть и длительная прочность, малоцикловая усталость

УДК 621.165:539.4

ЗАХОДИ ЗІ ЗБІЛЬШЕННЯ РЕСУРСУ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ

Т. М. Пугачова

Кандидат технічних наук, доцент*

E-mail: tatpach@mail.ru

І. М. Низинський*

E-mail: Nizinskij@yandex.ru

І. А. Капура

Кандидат технічних наук

Кафедра теплоенергетики і технології

машинобудування

Первомайський політехнічний інститут національного
університету кораблебудування ім. ад. Макарова

вул. Одеська, 107, м. Первомайськ,

Миколаївська обл., 55200

E-mail: igor-kapura@mail.ru

*Кафедра теплоенергетики та енергозбереження

Українська інженерно-педагогічна академія

вул. Університетська, 16, м. Харків, Україна, 61003

1. Вступ

Основу теплоенергетики України становлять енергоблоки потужністю 200 і 300 МВт. В даний час на українських ТЕС експлуатуються 43 конденсаційних блока потужністю 200 МВт з турбінами К-200-130 ЛМЗ і 42 блока з турбінами К-300-240 ВАТ «Турбоатом». Значна частина тепломеханічного обладнання ТЕС виробила нормативний і продовжений парковий ресурси. Енергоустановки, введені в експлуатацію в період з кінця 50-х і до початку 90-х років минулого століття розраховувалися на ресурс служби 100 тисяч годин. Збільшується частка устаткування, що експлуатується в високонапружених режимах через зростаючі нерівномірності графіка електричного навантаження. Скорочуються обсяги планових ремонтів і збільшуються міжремонтні періоди. Експлуатація енергоблоків в режимах пікового навантаження з великою кількістю пусків - зупинок призводить, найчастіше, до їх прискореного зносу і до утворення тріщин у високотемпературних зонах елементів турбоустановок. Поява тріщин у роторах викликає обгрунтовані побоювання в можливості їх подальшої безаварійної експлуатації.

2. Постановка проблеми

Ресурс парових турбін лімітується, в основному, терміном роботи роторів, які експлуатуються в дуже

важких умовах. Ротори схильні до впливу високих напружень і температур, можливі пошкодження в них часто є результатом дії механізму повзучості. В результаті роботи властивості металу піддаються з плином часу незворотних змін, що в свою чергу знижує опір малоциклової втоми. Складність оцінки експлуатаційної надійності суцільнокованих роторів пов'язана з наявністю в них високонавантажених зон з різними механізмами ушкодження, а це вимагає застосування комплексу розрахункових та контрольних методів, що дозволяють визначити стан конструкції в цілому.

Основними факторами вичерпання ресурсу енергообладнання є високотемпературна повзучість металу і малоциклової втоми, пов'язана з циклічними пуско-зупинковими режимами.

Ротори циліндрів високого і середнього тиску високотемпературних турбін належать до найбільш напружених елементів турбіни. Такий ротор (як правило, суцільнокованої конструкції), працює в умовах об'ємного важко напруженого стану, обумовленого дією відцентрових сил лопаточного апарату і власних мас при обмеженості деформацій великих обсягів металу. Напружений стан конструкції ускладнюється виникненням термоциклічних напружень в процесі пуско-зупиночних і перехідних режимів.

Все це обумовлює необхідність введення заходів щодо збільшення ресурсу парових турбін, оскільки масова заміна зношеного обладнання в даний час неможлива у зв'язку з дефіцитом коштів.

3. Аналіз досліджень і публікацій

У роботах [1, 2] розглянуті питання поведінки конструкцій роторів під впливом високих температур і напруг без урахування впливу часового фактора на стан матеріалу.

В [3] авторами розглядаються питання можливості продовження ресурсу експлуатації енергоблоків 800 МВт на основі аналізу стану високотемпературних вузлів. Відзначається, що ротори турбіни є найбільш небезпечними елементами турбіни з точки зору потенційного руйнування. При аналізі зафіксованих пошкоджень і відмов встановлено, що мали місце тріщини в роторах ВТ і СТ у зонах підвищеної концентрації напружень, в основному, з причин термоциклічних навантажень. Зокрема на РВТ турбіни К-300-240 після 63 тисяч годин експлуатації була виявлена тріщина довжиною 740 мм, що виходить в центральний осьовий канал. Походження тріщини кваліфіковано (на підставі спеціальних досліджень) як результат високої концентрації напружень в придісковій галтелі 2-го ступеня і прискореного розхолодження турбіни при зупині. Запропоновано підходи для прийняття рішення про продовження ресурсу, що включають планування, розробку і реалізацію інформаційних документів по діагностиці і ремонту.

В [4] викладено підходи для прийняття рішень про продовження ресурсу. Підкреслюється необхідність планування, розробки та реалізації ремонту з урахуванням передісторії експлуатації і діагностичних даних. Відзначається, що в роторах ВТ і СТ були ушкодження і руйнування, в основному, унаслідок термоциклічного нагрівання при пусках і зупинок в зонах підвищеної концентрації напружень.

4. Виклад основного матеріалу

Постановка завдання – визначення заходів для забезпечення безпечної експлуатації ротора парової турбіни в умовах дії тривалих статичних і циклічних навантажень.

Для досягнення зазначеної мети необхідно розробити заходи до підвищення ресурсу парової турбіни.

Пропонуються наступні заходи зі збільшення ресурсу парової турбіни: зміна режиму експлуатації, попередній прогрів ротора, видалення пошкодженого шару металу, зміна теплової схеми, реконструкція теплових каналів.

Зміною режиму експлуатації можна добитися значного зниження рівня температурних напружень, що виникають в товстостінних деталях при змінних режимах; темпу накопичення пошкоженості через малоциклової термоусталості металу; зменшення ймовірності пошкоджень через повзучість при роботі зі стаціонарним навантаженням.

Підтримка пониженої температури пари перед циліндрами зменшує швидкість процесу повзучості та збільшує тривалу міцність, але приводить до деякого зниження економічності турбоустановки при номінальному режимі, а глибоке зниження температури вдруге перегрітої пари без відповідного зниження тиску при тривалій роботі може привести до підвищеного ерозійного зносу лопаток останніх ступенів та зміщення

зони фазового переходу в сторону перших ступенів з одночасним підвищенням температури середовища в цій зоні. Тому зниження номінальної температури пари доцільно здійснювати в поєднанні зі зниженням його тиску і тільки перед тим циліндром, деталі якого викликають побоювання в передчасному вичерпанні ресурсу. Зниження температури пари на 10-20 °С повинно на 2-4 рази зменшити швидкість накопичення пошкоженості через повзучість. Проте в зв'язку зі зменшенням економічності роботи турбоустановки цей захід варто проводити тільки в екстрених випадках.

Типовими інструкціями з пуску та зупинці енергоблоків регламентовано граничне число пускових режимів за весь термін служби. До таких режимів відносяться зупинки обладнання для проведення планово-попереджувального ремонту, в аварійних ситуаціях та при виході турбіни в резерв при необхідності глибокого регулювання навантаження енергосистеми. В залежності від складу обладнання та графіка навантаження енергосистеми число зупинок турбіни в резерв може бути різноманітним, а в ряду випадків дуже великим. При цьому помітно прискорюється накопичення пошкоженості металу турбіни при циклічному навантаженні. Тому після вичерпання паркового ресурсу та у випадку виявлення знижених властивостей металу, особливо якщо оставлені в експлуатації деталі з дефектами типу тріщин, доцільно при можливості зменшити участь турбіни в регулюванні навантаження енергосистеми.

При оцінці довговічності розглядалися два варіанти роботи турбіни, з попереднім прогріванням ущільнень і без нього, при наступних режимах:

- 1) щоденні пуски з гарячого стану - 300 пусків на рік (300 ГС);
- 2) щоденні пуски з гарячого стану та щотижневі пуски з неостиглого стану (250 ГС + 50 НС);
- 3) щотижневі пуски з неостиглого стану (50 НС);
- 4) 20 пусків на рік з неостиглого стану (20 НС);
- 5) розглянуто також режим 20 пусків на рік з неостиглого стану та 65 пусків з гарячого стану (20 НС + 65 ГС), що відповідає сучасним вимогам до турбіни.

Для температури пари 540°C при 20 пусках на рік з неостиглого стану допустимий термін служби складає 38 років виходячи з досягнення на розточенні деформацій 0,5%. Значно більшим виходить допустимий термін служби для придіскової галтелі - 50 років, ще більшим для теплової канавки.

При 50 пусках з неостиглого стану лімітуючою зоною є придісковий жолобник і термін служби ротора зменшується до 25 років (1200 пусків, 145000 год).

При пусках з гарячого стану зона канавки переднього кінцевого ущільнення і придіскової галтелі виявляються рівно напружені і термін служби в режимі щоденних пусків (300 ГС) становить 27 років (8000 пусків і 128000 часів), в режимі 50 НС + 250 ГС скорочується до 15 років і визначається довговічністю придіскової галтелі.

Якщо турбіна працює в режимі 20 пусків з неостиглого стану та 65 пусків з гарячого стану в рік, то її термін служби складає 39 років (2450 пусків і 234600 годин), що трохи вище, ніж умови сучасних технічних вимог (2000 пусків і 200000 годин).

Спосіб відновлення ресурсу роторів шляхом видалення поверхневих шарів в зонах концентраторів

напружень та осевого каналу запропонований як в нашій країні, так і закордоном. Дослідним шляхом встановлено, що активним впливом на поверхневий шар (поліровка, зміцнення) можна істотно змінити механічні характеристики матеріалу, в тому числі і опір короткочасному, багатоциклічному, малоциклічному та тривалому статичному навантаженню. Природнім стає висновок про можливість збільшення ресурсу деталі при проведенні операції періодичного видалення пошкодженого поверхневого шару. Ця операція практично повністю відновлює ресурс при багатоциклічному та термовтомленому навантаженнях зразків та дискових моделей.

Метал у районі мало навантаженої поверхні ущільнювального поясу також має область зміцнення. Знеміцненна область відсутня. Розподіл мікротвердості поблизу поверхні осевого каналу (зі знятим поверхневим шаром) практично рівномірний.

Ступінь знеміцнення під поверхневого шару в порівнянні з установленим рівнем становить 10-15%, для теплової канавки це знеміцнення досягає 25-30%.

Виконані дослідження металу поверхневих шарів зразків з роторних сталей, випробуваних при циклічних і статичних навантаженнях на різних стадіях перед руйнування, і дослідження змін в металі тривало працюючих роторів, пов'язаних з накопиченням ушкоджень, і металі зразків, випробуваних на малоциклово втому і повзучість, які показали, що ці зміни локалізовані в поверхневому шарі товщиною до 2 мм. Циклічне навантаження викликає зміцнення поверхневого шару завтовшки приблизно 0,1 мм, а зародження втомних тріщин слід очікувати безпосередньо на поверхні через вичерпання пластичності цього зміцненого шару. Тривале статичне навантаження при підвищеній температурі призводить до знеміцнення під поверхневого шару на відстані 0,2-2,0 мм від поверхні за рахунок утворення мікропор і протікання локальних рекристалізаційних процесів. Найбільш інтенсивне знеміцнення відзначено на глибині близько 0,5 мм. Утворення тріщин від повзучості найбільш ймовірно в цьому під поверхневому шарі.

Результати цих досліджень дозволили зробити висновки, що для відновлення ресурсу металу в зонах дії циклічних навантажень (галтелі дисків, теплові канавки) досить періодично видаляти шар товщиною 0,1-0,2 мм.

Після закінчення розрахункового ресурсу доцільно виконувати операцію щодо зняття пошкодженого шару завтовшки 0,5 мм в названих зонах. Операцію з видалення поверхневого шару на зовнішній поверхні ротора доцільно поєднувати з операцією по зміні форми теплових канавок.

Ефективним засобом для зниження температури металу і деформацій повзучості в найбільш напружених високотемпературних зонах роторів високого та середнього тиску є їх парове охолодження. Крім того, подача охолоджуючого пара при пускових режимах дозволяє знизити рівень нестационарної температурної напруги в роторі і цим зменшити накопичення пошкоженості від термоусталості. За кордоном вже більше 20 років великі турбіни проектується з охолодженням роторів. Проте в даному випадку, коли необхідно продовжити строк служби діючого турбо-

агрегату, завдання ускладнюється через труднощі зміни існуючої конструкції.

Попередній прогрів ротора в 2 рази знижує максимальні напруги на зовнішній поверхні в зоні теплових канавок, різко зменшуючи небезпеку появи тріщин в цих зонах.

Найбільші напруження на поверхні роторів виникають в теплових канавках, призначених при проектуванні для попередження остаточного прогину ротора при радіальному зачіпанні в проточній частині. Проте при тривалій експлуатації турбіни ці канавки, будучи потужними концентраторами температурних напруг при змінних режимах, призводять до передчасного вичерпання ресурсу, появи та розвитку тріщин на поверхні ротора. В даний час більшість турбобудівних фірм при проектуванні роторів відмовилися від теплових канавок, але на діючих турбінах, які вже відпрацювали розрахунковий термін служби, ці канавки мають та в значній мірі сприяють вичерпанню ресурсу.

Зняття під час ремонту поверхневого шару металу в донній частині канавок, де при пусках та зупинках виникають максимальні температурні напруження та накопичуються найбільші пошкодження в процесі експлуатації, дозволяє продовжити термін служби ротора без пошкоджень в даній зоні. Проте якщо одночасно з проточкою канавки здійснити деяку зміну її форми в цілях зниження в ній концентрації напружень, то можна кардинально вирішити задачу про надійність аналізованої зони ротора, взагалі виключивши її із числа факторів, що визначають ресурс, та одночасно зняти ряд обмежень, що накладаються на пускові та інші змінні режими через термоміцність ротора.

Зниження концентрації напружень в теплових канавках досягається в першу чергу збільшенням радіуса кривизни дна канавки одночасно з деяким збільшенням товщини знятого поверхневого шару. Цей захід дозволяє зменшити температурні напруження на поверхні роторів діючих турбін в 1,3-1,5 рази без зниження економічності турбоустановки та збільшити число циклів до появи тріщин в 3 рази.

Реконструкція теплових канавок практично вирішує задачу про термоміцність напружених зон роторів в умовах експлуатаційних відхилень від графіків-завдань навіть при частих пусках турбін.

5. Висновки

У даній статті розглянуті основні заходи по збільшенню ресурсу турбіни, не знижуючи маневреність агрегату.

Розглянутий комплекс реконструктивних заходів при його впровадженні дозволяє з відносно малими витратами підвищити потужність діючих турбін К-200-130 на 8-10 МВт і досягти ККД на рівні 78-80%; на турбінах К-300-240 ХТГЗ ці показники відповідно досягнуть 10-12 МВт і 79-81%.

Враховуючи значні витрати у повну заміну турбоустановок доцільно при продовженні ресурсу роботи під час капітальних ремонтів впроваджувати на турбоустановки вищевказані реконструктивні заходи, що дозволяють підвищити їх економічність, надійність і маневреність.

Література

1. Костюк, А. Г. Длительная прочность роторов паровых турбин в зоне концентрации напряжений [Текст] / А. Г. Костюк // Теплоэнергетика. – 2006. – № 10. – С. 9-15.
2. Прочность паровых турбин: [моногр.] [Текст] / Шубенко-Шубин, Л. А. и др.; под ред. Шубенко-Шубина, Л. А. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1973. – С. 456.
3. Костюк, А. Г. Прочность цельнокованных роторов турбин мощностью 200, 300 и 800 МВт производства ЛМЗ при длительном статическом нагружении / А. Г. Костюк, А. Д. Трухний // Теплоэнергетика. – 2004. – № 10. – С. 45-52.
4. Костюк, А. Г. О прочности цельнокованных роторов при нестационарных тепловых режимах. [Текст] / А. Г. Костюк, А. Д. Трухний, В. Н. Мичулин // Теплоэнергетика. – 1974. – № 8. – С. 73-76.
5. Winne, D. Application of the Griffith – Irwin theory of crack propagation of the bursting behaviour of disks, including analytical and experimental studies. [Текст] / D. Winne, B. Wundt // Trans. ASME. – 1958. – № 8. – P. 1643-1668.
6. Significant progress in the development of large turbine and generator rotors. [Текст] / C. Boyle, R. Curran, D. De Forest, D. Newhouse // Proc. Amer. Soc. Test. Mater. – 1962. – 1175p.
7. Lape, E. On relations between various laboratory fracture test. [Текст] / E. Lape, J. Lubulan // Trans. ASME. – 1956. – № 4. – P. 823-835.
8. Ashton R. The effect of porosity on 5086 – H116 aluminum alloy welds. [Текст] / R. Ashton, J. Wesley, G. Duxon // Welding J. – 1975. – № 3. – P. 95-98.
9. Сухинин, В. П. Исследование напряженно-деформированного состояния и термоциклической стойкости ротора среднего давления турбины К-200-130 ЛМЗ. [Текст] / В. П. Сухинин, Т. Н. Пугачева // Вестн. Нац. техн. ун-та «ХПИ»: темат. вып. : сб. науч. тр. – Х., 2008. – Вып. 6: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – С. 102-107.
10. Пугачева, Т. Н. Анализ особенностей состояния высокотемпературных роторов и факторов, влияющих на их работоспособность и ресурс [Текст] / Т. Н. Пугачева // Вестн. Нац. техн. ун-та «ХПИ» : темат. вып. : сб. науч. тр. – Х., 2009. – Вып. 3: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – С. 92-97.

У теперішній час, враховуючи фінансовий стан країни та енергетики в цілому, а також те, що з 1990 р. практично не вводяться нові потужності, найбільш оптимальним засобом для збереження та забезпечення енергетичної безпеки країни є необхідність реабілітування діючих ТЕС і АЕС з метою подовження строку служби обладнання на 15-20 років, підвищення його економічності та екологічності

Ключові слова: низькопотенціальний комплекс, конденсований пар, конденсаційні установки, циліндр низького тиску

В настоящее время, учитывая финансовое состояние страны и энергетики в целом, а также то, что с 1990 г. практически не вводятся новые мощности, наиболее оптимальным способом для сохранения и обеспечения энергетической безопасности страны является реабилитация действующих ТЭС и АЭС с целью продления срока службы оборудования на 15 – 20 лет, повышения его экономичности и экологичности

Ключевые слова: низькопотенціальний комплекс, конденсований пар, конденсаційні установки, циліндр низького тиску

УДК 621.311.2:65.011.56

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАБОТЫ НИЗКО- ПОТЕНЦИАЛЬНОГО КОМПЛЕКСА НА ТЕХНИКО- ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТЭС И АЭС

Т. И. Быкова

Старший преподаватель*

E-mail: tatpch@mail.ru

С. Е. Найденов*

E-mail: Serega_futbolist@mail.ru

И. Г. Шелепов

Кандидат технических наук, профессор*

E-mail: Shelepov_Igor@mail.ru

*Кафедра теплоэнергетики и энергосбережения
Украинская инженерно-педагогическая академия
ул. Университетская, 16, г. Харьков, Украина, 61003