

ASUPRA CICLULUI CU TURBINE CU GAZE CU AER UMED

Tănase PANAIT, Krisztina UZUNEANU, Marcel DRĂGAN, Elena STRATULAT, Alina-Ioana BALTA

UNIVERSITATEA „Dunărea de Jos”, Galați

Abstract. In the paper we present the principles of the function of a humid air gas turbine plant. The cycle is known by HAT cycle (Humid Air Turbine cycle). There are emphasized the advantage of this plant in increasing the efficiency in comparison with the common gas cycle and in reducing the air pollution due to NO_x and CO_2 .

1. INTRODUCERE

Creșterea consumului mondial de energie, perspectiva epuizării combustibililor fosili, impactul cumulativ al energiei asupra mediului, au condus la necesitatea găsirii celor mai economice și nepoluante metode de producere a energiei.

În acest context, a crescut considerabil dezvoltarea instalațiilor care funcționează după ciclurile combinate gaze-abur, în care generatorul de abur poate funcționa numai prin recuperarea căldurii din gazele evacuate din turbina cu gaze, sau poate fi prevăzut și cu ardere suplimentară de combustibil. În ambele cazuri eficiența energetică crește considerabil față de instalațiile care lucrează după ciclurile separate. Ciclurile combinate gaze-abur ridică însă două mari probleme. Prima constă în complicarea realizării și exploatarea instalației, întrucât este vorba de două instalații diferite a căror parametri funcționali trebuie corelați. A doua problemă constă în creșterea unor emisii de substanțe poluante precum NO_x și CO , datorită temperaturilor foarte ridicate în camera de ardere a instalației cu turbine cu gaze.

Ciclul cu turbine cu gaze cu aer umed, cunoscut sub denumirea de ciclul HAT (Humid Air Turbine cycle) [1], [2], a apărut ca o alternativă la ciclurile combinate gaze-abur și se înscrie în contextul cercetărilor recente privind creșterea eficienței în energetică și reducerea efectelor asupra mediului.

2. PRINCIPIUL DE FUNCȚIONARE AL CICLULUI CU TURBINE CU GAZE CU AER UMED

Ciclul cu turbine cu gaze cu aer umed – ciclul HAT – se caracterizează prin faptul că în aerul care urmează să intre în camera de ardere se introduce o cantitate de apă, care apoi sub formă de vaporj va însoți procesul de ardere a combustibilului și apoi de destindere în turbina cu gaze. Pentru ca eficiența ciclului să fie cât mai mare, schema este astfel concepută, încât căldura necesară vaporizării apei introdusă în agentul de lucru să provină din recuperarea unor cantități de căldură din procesul de comprimare și din gazele de ardere evacuate din turbina cu gaze.

Pentru punerea în evidență a principiului de funcționare a ciclului HAT, în fig. 1 este prezentată o variantă de schemă de instalație, iar în fig. 2 este reprezentat în coordonate T-s, ciclul corespunzător, cu

turbine cu gaze cu aer umed. Comprimarea aerului este realizată în două trepte, 1-2', în compresorul de joasă presiune C1 și 1'-2, în compresorul de înaltă presiune C2, între care este prevăzută răcirea intermediară 1'-2' în RI. Se obține astfel reducerea lucrului mecanic necesar comprimării. Căldura cedată de aer în răcitorul intermediar RI și în răcitorul final RF este preluată de debitul de apă care urmează să umidifice aerul. Ca urmare, după ieșirea din răcitorul final, aerul comprimat pătrunde în umidificatorul de saturație S, unde devine aer umed în stare de saturație. Pentru aceasta aerul este pus în contact cu debitul de apă încălzită, care a preluat căldură în răcitorul intermediar, în răcitorul final și în economizorul Ec.

Aerul umed saturat trece apoi prin recuperatorul de căldură R și apoi este introdus în camera de ardere CA, parcurgând procesul echivalent de încălzire izobară 2r-3. Urmează apoi destinderea 3-4 în turbina cu gaze TG și procesele de recuperare a căldurii 4-4r și 4r-4e, care au loc în recuperatorul R, respectiv în economizorul Ec. În reprezentarea ciclului din fig. 2 au fost reprezentate și punctele teoretice de sfârșit al comprimărilor, 2't și 2t, precum și de sfârșit al destinderii teoretice, 4t.

Cantitatea de apă care poate fi introdusă în aer, pentru ca acesta să devină aer umed saturat, depinde de parametrii aerului și a apei la intrare în umidificatorul de saturație (fig. 3). În primul rând trebuie precizat că presiunea apei în răcitorul intermediar, răcitorul final și economizorul trebuie să fie mai mare decât presiunea de saturație corespunzătoare temperaturii maxime atinse de aceasta și totodată mai mare decât presiunea aerului după compresorul de înaltă presiune. La intrarea apei în umidificatorul de saturație se prevede un ventil de laminare până la presiunea aerului comprimat.

Aerul umed saturat care părăsește umidificatorul este caracterizat de umiditatea absolută maximă, care este funcție de presiunea parțială de saturație p_{sat} a vaporilor de apă:

$$x = x_{max} = 0,622 \frac{p_{sat}}{p_2 - p_{sat}} \quad (1)$$

Bilanțul energetic pe umidificatorul de saturație este dat de relația:

$$\dot{m}_{aer} c_{p,aer} t_{2f} + \dot{m}_{apa} i_{apa}(t_{apa}) = \dot{m}_{aer} c_{p,aer} t_{2u} + x \dot{m}_{aer} i_v(t_{2u}) + (\dot{m}_{apa} - x \dot{m}_{aer}) i_{apa}(t_{2u}) \quad (2)$$

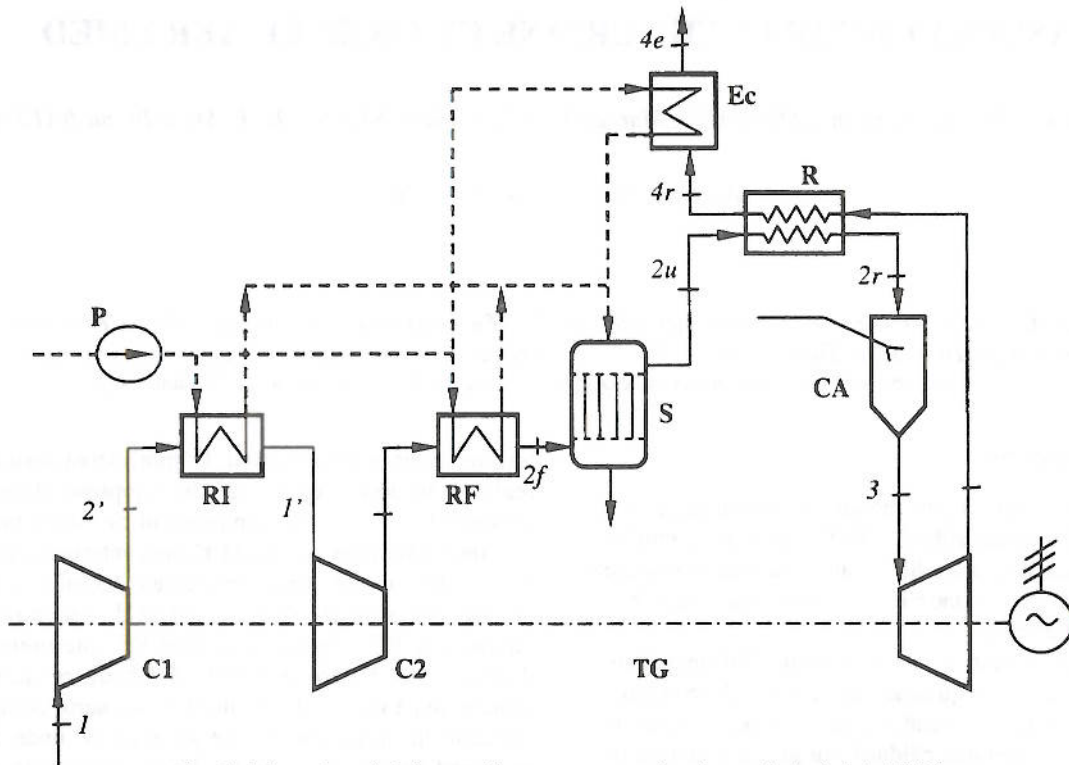


Fig. 1. Schema instalației cu turbine cu gaze care funcționează după ciclul HAT (Humid Air Turbine cycle):

C1 – compresor de joasă presiune; C2 – compresor de înaltă presiune; RI – răcitor intermediar; RF – răcitor final; S – umidificator de saturație; R – recuperator; CA – cameră de ardere; TG – turbină cu gaze; Ec – economizor.

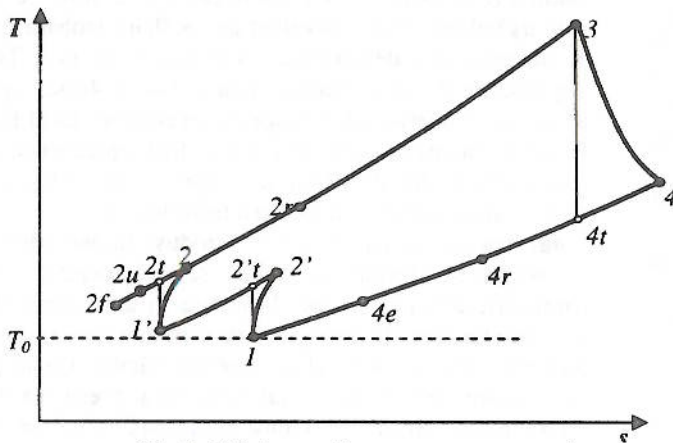


Fig. 2. Ciclul cu turbine cu gaze cu aer umed (Humid Air Turbine cycle).

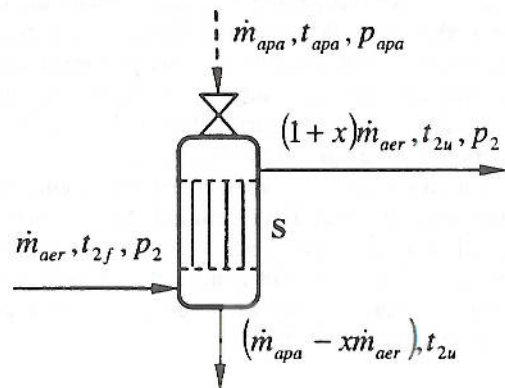


Fig. 3. Umidificator de saturație.

În această relație t_{2u} este temperatura aerului umed, care depinde de presiunea de saturație a vaporilor de abur.

$$t_{2u} = t_{sat} = f(p_{sat}) \quad (3)$$

Relațiile (1)...(3) se rezolvă simultan și va rezulta umiditatea absolută, x , a aerului umed care părăsește umidificatorul de saturație.

Vaporii de apă, care formează umiditatea aerului la ieșire din umidificatorul de saturație, urmează apoi procesele parcurse de aer și gazele de ardere. Ca urmare va crește debitul masic de gaze de ardere care se destind în turbina cu gaze, ceea ce duce la mărirea puterii

turbinei, fără să crească consumul de lucru mecanic al compresoarelor și deci, randamentul ciclului va crește.

3. PERFORMANȚELE CICLULUI CU TURBINE CU GAZE CU AER UMED

Schema instalației cu turbine cu gaze prezentate, care lucrează după ciclul HAT, este concepută astfel încât să cuprindă toate metodele de creștere a randamentului și anume:

- fragmentarea comprimării în două trepte, cu răcire intermediară, pentru scăderea consumului de lucru mecanic;

- introducerea recuperatorului și a economizorului, pentru micșorarea căldurii cedată sursei reci;
- asigurarea căldurii necesară vaporizării apei introdusă în umidificatorul de saturație, prin mărirea temperaturii acesteia, pe baza căldurii preluată în răcitorul intermediar, răcitorul final și în economizor;
- mărirea puterii turbinei cu gaze, prin creșterea debitului masic de fluid ca urmare a umidificării aerului.

Umiditatea absolută a aerului umed la ieșire din umidificator, precum și performanțele ciclului, depind și de o serie de alte condiții și restricții funcționale impuse la proiectarea instalației și a fiecărui agregat din componența acesteia. De exemplu, diferențele de temperatură între fluide adoptate pentru fiecare schimbător de căldură, gradul de recuperare a căldurii în recuperatorul R și sarcina economizorului Ec, influențează debitul și temperatura apei care intră în umidificatorul de saturație și ca urmare determină temperatura finală a aerului umed, t_{2u} și umiditatea absolută x a acestuia. De asemenea, valorile adoptate pentru parametrii de bază ai ciclului cu turbine cu gaze și anume valoarea raportului total de comprimare, $\varepsilon = p_2/p_1$ și valoarea temperaturii maxime pe ciclu t_3 , influențează în mod direct performanțele ciclului.

Pentru punerea în evidență a avantajelor ciclului cu turbine cu gaze cu aer umed – ciclul HAT, față de ciclul cu turbine cu gaze simplu, în fig. 4 s-a trasat variația randamentului termic pentru cele două cicluri funcție de raportul de comprimare și pentru trei valori ale temperaturii maxime pe ciclu, considerând metanul drept combustibil utilizat. Din reprezentare, se constată în primul rând că prin aplicarea ciclului HAT se ajunge în toate cazurile la un randament substanțial mai mare decât în cazul ciclului cu gaze simplu. Pentru ciclul cu gaze simplu se observă că valorile optime ale raportului de comprimare cresc odată cu creșterea temperaturii

maxime pe ciclu. În cazul ciclului cu turbine cu gaze cu aer umed, valorile maxime ale randamentului se obțin la valori scăzute ale raportului de comprimare. Explicația acestei constatări se bazează pe faptul că raportul scăzut de comprimare permite menținerea temperaturii aerului comprimat la valori scăzute și ca urmare sunt create condițiile recuperării unui flux de căldură mai mare prin recuperatorul R și prin economizorul Ec.

În ceea ce privește gradul de umidificare a aerului, pentru parametrii ciclului adoptați, a rezultat că umiditatea absolută cu care aerul umed saturat poate părăsi umidificatorul este cuprinsă între 0,15 ... 0,32 kg vapori/kg aer uscat.

Un aspect foarte important evidențiat în literatura de specialitate [3], [4], [5], se referă la avantajele ciclului cu turbine cu gaze cu aer umed din punct de vedere al protecției mediului. Astfel se semnaleză faptul că, datorită umidității aerului care intră în camera de ardere, scade semnificativ concentrația de NOx din gazele de ardere. Aceasta se explică prin faptul că prin prezența lor vaporii de apă influențează atât mecanismul formării chimice a NOx, întrucât va scădea cantitatea de oxigen atomic prin consumul acestuia în mecanismul de formare a radicalilor OH. De asemenea, se modifică și condițiile de formare a NOx datorită scăderii temperaturii maxime în centrul de flacără din camera de ardere. Se apreciază că la o umiditate absolută de peste 10% raportată la masa de aer uscat, are loc o reducere a NOx cu peste 50% față de cazul arderii în aer uscat.

CONCLUZII

Ciclul cu turbine cu gaze cu aer umed – ciclul HAT – poate fi comparat din punct de vedere al eficienței cu ciclurile combinate gaze-abur [6]. Astfel, ambele cicluri conduc la valori comparabile ale randamentului termic, care sunt cu siguranță mai mari decât randamentele care pot fi asigurate cu ciclul cu gaze simplu.

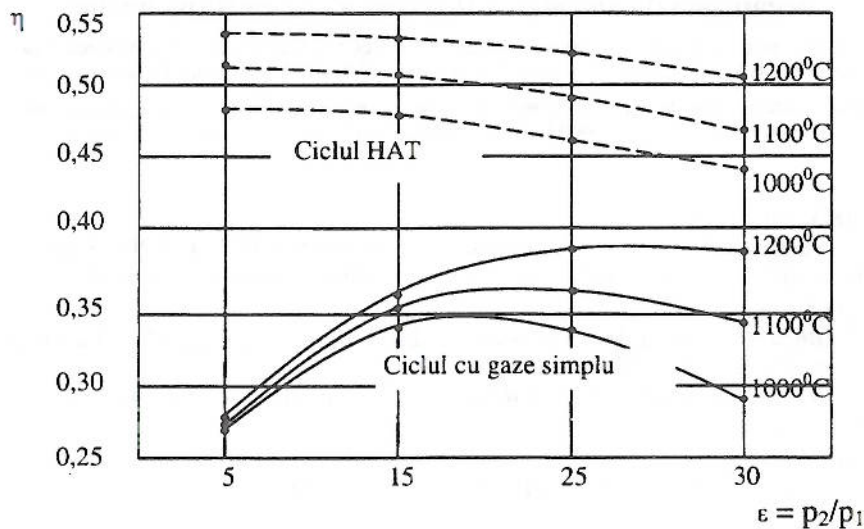


Fig. 4. Comparatie între randamentul ciclului cu turbine cu gaze simplu și a ciclului HAT.

Eficiența ridicată a ciclului HAT, în forma prezentată, se datorează următoarelor cauze: reducerea lucrului mecanic de comprimare prin comprimarea în trepte cu răcire intermediară; recuperarea avansată a căldurii din gazele de ardere datorită temperaturii scăzute a aerului umed după umidificator; creșterea lucrului mecanic produs în turbina cu gaze datorită măririi debitului masic de gaze prin prezența vaporilor de apă.

Față de ciclurile combinate gaze-abur, ciclul HAT are avantajul că prin eliminarea ciclului cu abur scad costurile investiției inițiale și scade complexitatea instalației ceea ce mărește flexibilitatea în exploatare.

În plus, ciclul HAT conduce la reducerea efectelor asupra mediului prin scăderea emisiilor de NO_x, datorită arderii în prezența umidității.

Creșterea eficienței față de ciclul cu gaze simplu are și avantajul general al reducerii producției de CO₂ și a altor gaze cu efect de seră, precum și a conservării resurselor energetice epuizabile ale terrei.

O problemă care nu a fost abordată în lucrare este cea a recuperării apei din gazele de ardere după ce acestea părăsesc economizorul, având în vedere că debitul de apă necesar pentru umidificarea aerului este destul de mare. Cu o anumită complicare a instalației și cu creșterea investiției inițiale, recuperarea apei se poate face prin condensarea aburului din gaze. De exemplu se poate prevedea un răcitor al gazelor de ardere după economizor, care să coboare temperatura acestora sub limita de saturație corespunzătoare presiunii parțiale a vaporilor de apă.

Avantajele puse în evidență prin prezentarea ciclului cu turbine cu gaze cu aer umed pot fi obținute și prin alte variante de instalații, cum ar fi ciclul în cascadă cu

turbine cu gaze cu aer umed, [7], sau ciclurile cu turbine cu gaze cu injecție de apă sau abur în camera de ardere [8]. Toate variantele însă, trebuie analizate și din punct de vedere al complicării instalației și al problemelor suplimentare pe care le introduc în desfășurarea optimă a proceselor.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Rao A.D., *Process for Producing Power*. U.S. Patent 4,829,763, May 1989.
- [2] Day W.H., Rao A.D., *FT4000 HAT with natural gas fuel*. In: Proceedings of ASME COGEN-TURBO, Houston, 1-3 September, 1992: 239-45.
- [3] Korobitsyn, M.A. *Analysis of Cogeneration, Combined and Integrated Cycles*. Febodruk BV, Enschede, Netherland, 1998.
- [4] *Humid air turbine cycle technology development program*. Technical progress report, 103 pg. February 2002, Contract DE-AC21-96MC33084, By Pratt & Whitney Advanced Engine Programs, 400 Main Street, East Hartford, CT 06108, U.S.A.
- [5] Parsons E.L., Shelton W.W., Lyons J.L., *Advanced Fossil Power Systems Comparison Study*. Final Report, 315 pg. December 2002. Prepared for: National Energy Technology Laboratory, P.O. Box 880, 3610 Collins Ferry Road Morgantown, WV 26507-0880, U.S.A.
- [6] Panait T., Uzuneanu K., Dragan M. *Some aspects of optimisation of gas-steam combined plants with additional burning*. International Journal of Heat and Technology, Volume 22, n.1, pg. 51-58, 2004.
- [7] Nakhmkin M., e.a., *The Cascaded Humidified Advanced Turbine (CHAT)*. ASME Paper 95-CTP-5, 1995.
- [8] Rice I.G., *Steam-Injected Gas Turbine Analysis: Steam Rates*. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 117, pp. 347-353, 1995.

SEMINARIILE DE TERMODINAMICĂ, FIZICĂ STATISTICĂ ȘI APLICAȚII organizate de Societatea Română a Termotehnicienilor

Lista lucrărilor care s-au ținut în perioada ianuarie – decembrie 2005 la Catedra de Termotehnică, Mașini termice și Frigorifice, Facultatea de Inginerie Mecanică, Universitatea POLITEHNICA din București, în sala CG125

Informații suplimentare pot fi găsite pe pagina de Web a Catedrei de Termotehnică (www.termo.pub.ro) sau se pot obține de la domnul conf. dr. ing. Viorel Bădescu la adresa email: badescu@theta.termo.pub.ro.

Joi 27 ianuarie 2005 orele 14.00

Prof. Victor Athanasovici (Facultatea de Energetică, Universitatea POLITEHNICA din București)
Cogenerarea. Prezent și perspective din punct de vedere tehnic, economic și de mediu

Joi 17 februarie 2005 orele 14.00

Prof. Petre Răducanu (Catedra de Termotehnică, Mașini Termice și Frigorifice, Facultatea de Inginerie Mecanică, Universitatea POLITEHNICA din București)
Aspecte privind elementele de construcție și design la schimbătoarele de căldură cu plăci

Joi 31 martie 2005 orele 14.00

Prof. Mircea Marinescu (Catedra de Termotehnică, Mașini Termice și Frigorifice, Facultatea de Inginerie Mecanică, Universitatea POLITEHNICA din București)
Aspecte electrice ale arderii

(continuare la pagina 51)