

UNIVERSITATEA **POLITEHNICA** din BUCUREȘTI

ȘCOALA DOCTORALĂ A FACULTĂȚII DE INGINERIE MECANICĂ ȘI MECATRONICĂ

REZUMAT TEZĂ DE DOCTORAT

INFLUENȚA REGIMULUI TERMIC AL UNUI PREÎNCĂLZITOR DE AER
REGENERATIV ROTATIV ASUPRA COROZIUNII ACIDE A ACESTUIA

THE THERMAL REGIME INFLUENCE OF A ROTATING- PLATE REGENERATIVE AIR
PRE-HEATER ON ITS ACID CORROSION

Autor: ing. Ionuț Roșu

Conducător de doctorat: prof. dr. ing. Ionel Gh. Pîșă

COMISIA PENTRU SUSȚINEREA PUBLICĂ A TEZEI DE DOCTORAT

Președinte	prof. dr. ing. Alexandru Dobrovicescu	de la	Universitatea POLITEHNICA București
Conducător de doctorat	prof. dr. ing. Ionel Gh. Pîșă	de la	Universitatea POLITEHNICA București
Referent	prof. dr. ing. Necula Horia	de la	Universitatea POLITEHNICA București
Referent	prof. dr. ing. Ion Ion	de la	Universitatea DUNĂREA DE JOS- Galați
Referent	dr. ing. Adam Andrei Adrian	de la	INCDE ICEMENERG București

BUCUREȘTI

2017

Cuprins

Capitolul 1.

INTRODUCERE. CALCULUL TERMIC AL UNUI PREÎNCĂLZITOR DE AER REGENERATIV ROTATIV (P.A.R.R. ¹⁾)	6
1.1. Construcția și funcționarea unui P.A.R.R.	6
1.2. Subiectul lucrării integrat în literatura de specialitate	7
1.3. Calculul generatorului de abur clasic, cu circulație naturală	8
1.3.1. Calculul puterii calorifice	8
1.3.2. Calculul volumului de aer	8
1.3.3. Calculul arderii combustibilului	8
1.3.4. Stabilirea coeficientului de exces de aer în lungul canalelor gazelor de ardere	8
1.3.5. Determinarea temperaturii gazelor de ardere la evacuare, t_{ev} , a temperaturii de încălzire prealabilă a aerului, t_a' , a temperaturii de preîncălzire a aerului, t_a'' și a temperaturii de rouă acidă, t_{ra}	8
1.3.6. Determinarea randamentului pe cale indirectă	9
1.3.7. Determinarea căldurii utile și a consumului de combustibil	9
1.3.7.1 Determinarea presiunilor fluidului de lucru într-un generator de abur	9
1.3.7.2 Determinarea temperaturilor fluidului de lucru	9
1.3.7.3 Determinarea căldurii utile schimbate în generatorul de abur	9
1.3.8. Determinarea consumului de combustibil B , kg/s al generatorului de abur	9
1.3.9. Determinarea temperaturii gazelor de ardere între cele două zone (caldă și rece) la evacuare, t_{gi}	9
1.3.9.1 Temperatura peretelui metalic al preîncălzitorului, t_{pm} , °C	9
1.4. Calculul preîncălzitorului de aer regenerativ rotativ	9
1.4.1. Determinarea parametrilor constructivi ai preîncălzitorului de aer regenerativ rotativ	9
1.4.2. Calculul zonei calde a P.A.R.R.	9
1.4.2.1 Viteza gazelor și aerului de ardere la curgerea prin umplutură	9
1.4.2.2 Determinarea coeficientului global de schimb de căldură, k , $W / m^2 \cdot K$.	9
1.4.2.3 Căldura schimbată în zona caldă a P.A.R.R.	9
1.4.3. Calculul zonei reci a P.A.R.R.	9
1.5. Valorile numerice rezultate din Capitolul 1	10

¹⁾ P.A.R.R.- preîncălzitor de aer regenerativ rotativ

Capitolul 2

CALCULUL TERMIC ÎN FUNCȚIONAREA ZONEI RECI A PREÎNCĂLZITORULUI

DE AER STUDIAT	10
2.1. Mod de calcul care se bazează pe o analiză simplificată	11
2.2. Calculul temperaturii umpluturii $t_{ui}(h,0)$	11
2.3. Aplicații numerice calculate în Capitolul 2	12

Capitolul 3

INFLUENȚA SARCINILOR PARȚIALE ASUPRA COROZIUNII ACIDE A P.A.R.R.

3.1. Regimul termic al unui P.A.R.R. în funcționare cu sarcini parțiale.....	13
3.2. Fenomenul de rouă acidă	14
3.3. Aplicații numerice calculate	14
3.4. Analiza posibilităților de control a fenomenului de rouă acidă	15
3.4.1 Influența turației rotorului asupra fenomenului de rouă acidă	15
3.4.2 Influența măririi temperaturii aerului de ardere la intrare în preîncălzitorul de aer asupra coroziunii acide a acestuia	17

Capitolul 4

REZOLVAREA NUMERICĂ A SISTEMULUI DE ECUAȚII CARE

MODELEAZĂ FUNCȚIONAREA P.A.R.R.-ULUI	19
4.1. Rezolvarea sistemului rezultat pe partea gazelor de ardere	19
4.1.1. Încălzirea umpluturii	19
4.1.2. Prezentarea valorilor numerice calculate pe partea de încălzire a umpluturii	20
4.2. Rezolvarea sistemului de ecuații rezultat pe partea aerului de ardere	20
4.2.1. Răcirea umpluturii	20
4.2.2. Prezentarea valorilor numerice calculate pe partea de răcire a umpluturii	21

Capitolul 5

APLICAREA SISTEMULUI DE ECUAȚII PENTRU UN MODEL REAL DE

PREÎNCĂLZITOR DE AER REGENERATIV ROTATIV	22
5.1. Fenomenul de coroziune acidă la un preîncălzitor de aer rotativ real.....	22
5.1.1. Prezentarea caracteristicilor constructive și funcționale ale preîncălzitorului de aer rotativ studiat	22
5.1.2. Determinarea punctului de rouă acidă pentru cazul real	25
5.2. Calculul zonei calde și zonei reci ale preîncălzitorului de aer rotativ	25
5.2.1. Calculul zonei calde a preîncălzitorului de aer real	25
5.2.2. Calculul zonei reci a preîncălzitorului de aer real	25

5.2.3. Determinarea punctelor de temperatură semnificative ale preîncălzitorului de aer studiat	26
5.3. Determinarea punctelor de temperatură specifice umpluturii P.A.R.R.	26
5.3.1. Încălzirea umpluturii corespunzătoare probei de funcționare în regim nominal al cazanului	26
5.3.2. Răcirea umpluturii corespunzătoare probei de funcționare în regim nominal al cazanului	27
5.3.3. Temperaturile obținute pentru cele 4 regimuri de funcționare analizate	28
5.3.4. Măsurări efectuate la CET Ișalnița	30
Capitolul 6	
CONCLUZII. CONTRIBUȚII PERSONALE. PERSPECTIVE	32
Concluzii	32
Contribuții personale	36
Perspective	37
Bibliografie	38

INFLUENȚA REGIMULUI TERMIC AL UNUI P.A.R.R. ASUPRA COROZIUNII ACIDE A ACESTUIA

Abstract:

Preîncălzitoarele de aer regenerative- rotative, tipul Ljungström sau Rothemuhle, reprezintă un tip de preîncălzitoare care echipează generatoarele de abur moderne. Sunt schimbătoare de căldură care preiau căldura de la gazele de ardere ale unui generator de abur și o transmit aerului de ardere care intră în focar, prin intermediul unui material inert numit umplutură metalică. Un dezavantaj al acestor preîncălzitoare este reprezentat de apariția fenomenului de rouă acidă în interiorul preîncălzitorului, fenomen care conduce la o scădere a eficienței în funcționare. În această lucrare au fost tratate numeroase studii de caz pe preîncălzitorul de aer regenerativ rotativ, printre care: punctele și zonele de apariție a fenomenului de coroziune a materialului umpluturii metalice; schimbările de căldură în funcție de viteza de rotație a preîncălzitorului; funcționarea acestuia la sarcini parțiale; influența temperaturii aerului de ardere la intrarea în schimbătorul de căldură asupra coroziunii acide a acestuia; a fost prezentat fenomenul de rouă acidă; au fost prezentate două idei pentru viitoare preocupări/ cercetări în legătură cu fenomenul de coroziune. A fost elaborat un model de calcul numeric (model matematic) care simulează funcționarea preîncălzitorului și cu ajutorul căruia sunt evidențiate temperaturile din interiorul acestuia: temperaturile umpluturii metalice, gazelor și aerului de ardere, în punctele semnificative ale fagurelui metalic, în funcție de înălțimea h și unghiul la centru format prin rotirea sa, φ . Modelul este folosit la optimizarea schimbătorului de căldură astfel încât apariția fenomenului de coroziune acidă să nu aibă loc sau să fie ținută sub control. Modelul matematic a fost aplicat pe un preîncălzitor de aer rotativ real, de tip Rothemuhle, aparținând unui cazan care funcționează cu cărbune (lignit). Aplicarea modelului matematic pe cazul real de preîncălzitor a condus la calcularea punctului pe înălțimea preîncălzitorului unde apare acidul sulfuric (care distruge materialul umpluturii metalice) și apoi la determinarea înălțimii optime a zonei reci, în scopul înlocuirii umpluturii din această zonă în perioadele de reparații sau de re tehnologizare a cazanului.

Acestă lucrare oferă specialiștilor din domeniu o nouă abordare în analiza proceselor termice ale unui preîncălzitor de aer regenerativ rotativ.

Cuvinte cheie: preîncălzitor de aer regenerativ rotativ, coroziune acidă, gaze de ardere, aer de ardere, umplutură metalică, puncte de temperatură.

The rotating- plate regenerative air preheaters, of Ljungstrom or Rothemuhler types, belong to the category of preheaters that equip modern steam generators. They are heat exchangers used to transfer heat between the flue gases and the incoming combustion air that enters the furnace across an inert material called metal filler. A disadvantage of these preheaters is the acid dew phenomenon that appears inside the preheater, leading to a decrease in the operating efficiency. This paper treats many case studies on a rotating- plate regenerative air preheater, among which: the points and zones of occurrence of the corrosion phenomenon of the metal filler; heat exchanger according to the preheater rotation speed; its operation at partial loads; the influence of the combustion air temperature of the heat exchanger inlet on its acid corrosion; the acid dew phenomenon was presented; there were presented two ideas for future concerns/ research on the corrosion phenomenon. A numerical calculation model (mathematical model) has been developed that simulates the preheater

operation and which highlights the temperatures inside it: the temperatures of the metal filler, the gases and the air at significant points of the metal comb, depending of the height h and the center angle formed by its rotation φ . The model is used to optimize the operation of the heat exchanger in a manner that the apparition of the acid corrosion phenomenon does not occur or is kept under control. The mathematical model was applied to a real rotary air preheater, Rothemuhle type, belonging to a steam generator which works with coal (lignite). Applying the mathematical model to the actual preheater case leads to the calculation of the point on the preheater height where sulfuric acid appear (which destroys the metal filler material) and then to determined the optimal height of the cold zone, in order to replace the filler from this zone during repairs or to refurbish the steam generator.

The paper provides the specialists in this domain a new approach in thermal processes analysis of a rotating- plate regenerative air preheater.

Keywords: rotating-plate regenerative air preheater, acid corrosion, flue gases, combustion air, metal filler, temperature points.

CAPITOLUL 1

1. INTRODUCERE. CALCULUL TERMIC AL UNUI P.A.R.R.

1.1. CONSTRUCȚIA ȘI FUNCȚIONAREA UNUI P.A.R.R.

Unele dintre preocupările societății sunt constituite de sursele de energie ne-reînnoibile și energia generată prin arderea combustibililor fosili, așa cum sunt gazele combustibile, combustibilii lichizi (de exemplu păcura) și cărbunele, care vor continua să joace un rol important ca surse de energie o îndelungată perioadă de timp.

O aplicație a arderii combustibililor fosili, este reprezentată de folosirea acestora la funcționarea generatoarelor energetice de abur, care de regulă, sunt echipate cu preîncălzitoare de aer regenerative rotative- P.A.R.R. (tipurile Ljungström, Rothemühle etc.)[1].

Rotorul preîncălzitorului constă dintr-o structură cilindrică realizată din fier profilat (cornier) în formă de colivie împărțită prin pereți din tablă, radiali în sectoare, cu unghiul la centru de 15° sau 20° . Întreaga structură se fixează rigid de axul rotorului, care poate fi vertical sau orizontal. În cadrul structurii se așează module ale umpluturii- material inert, de regulă metalic, care transportă, prin încălzire și apoi prin răcire, căldura între doi agenți termici, gaze de ardere și aer de ardere. Umplutura metalică se realizează din tablă metalică gofrată sau alte forme, care se caracterizează, în special prin masă specifică mare (cantitatea de material dintr-un metru cub de rotor), kg/m^3 .

Pentru fixarea ideilor se admite modelul fizic de P.A.R.R. cu rotor mobil, **Fig. 1.1.a.**

Părțile, superioară și inferioară ale carcasei sunt prevăzute cu canale de admisie și dirijare ale gazelor și aerului de ardere la intrarea, respectiv, ieșirea din rotor; ele aparțin circuitelor de gaze și aer de ardere ale generatorului. Dacă secțiunile de intrare și de ieșire ale gazelor și aerului au forme dreptunghiulare, în continuare canalele respective evazează astfel încât devin sectoarele AOA' (pentru gaze) și BOB' (pentru aer) **Fig. 1.1.c.**

Cu ajutorul unui electromotor fagurele metalic se rotește în sensul opus acelor de ceasornic. În mișcarea sa rotorul intră în curentul rece de aer de ardere cedând căldura acumulată în umplutură, acestuia, după care procesul de încălzire-răcire se reia.

Gazele de ardere cu temperatura de la ieșirea din schimbătorul precedent al generatorului pătrund prin secțiunea liberă a sectorului circular AOA' în masa umpluturii, cedând căldură acesteia.

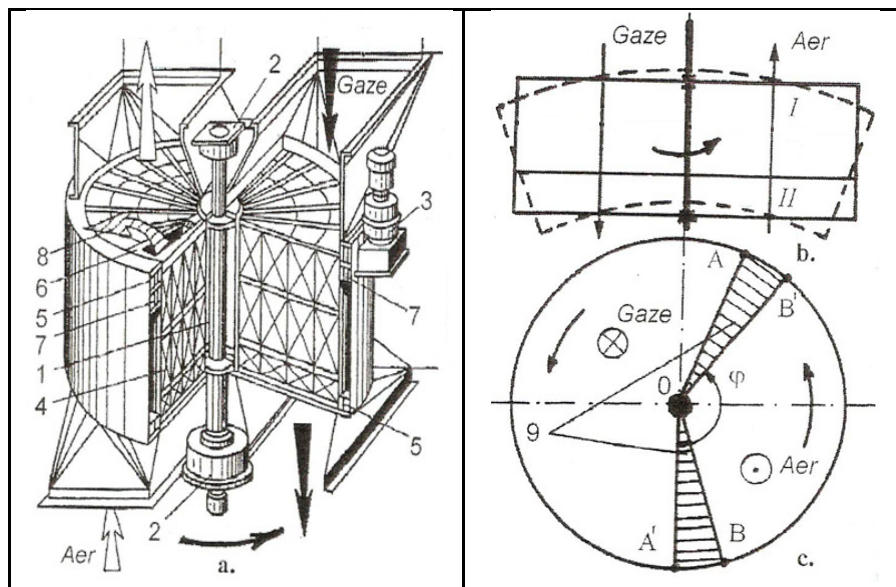


Fig. 1.1 Scheme ale P.A.R.R. cu rotor mobil (Ljungström): a - vederi și secțiuni prin preîncălzitor; b - încovoierea rotorului cu ax vertical și curgerea gazelor în sens descendent; c - secțiune orizontală prin rotor: 1- axul rotorului; 2- lagăre, 3- electromotor de antrenare; 4- umplutură (masa inertă); 5- carcasa exterioră; 6,7- etanșarea radială și periferică; 8- infiltrația de aer prin etanșare; 9- sectoare de etanșare

1.2. SUBIECTUL LUCRĂRII INTEGRAT ÎN LITERATURA DE SPECIALITATE

Preîncălzitoarele de aer rotative au o mare contribuție la eficientizarea centralelor termoelectrice. Se recomandă utilizarea unor astfel de echipamente termice în cazul generatoarelor de abur care folosesc combustibili care au sulf în compoziția lor chimică.

Subiectul principal al lucrării este reprezentat de optimizarea preîncălzitoarelor de aer regenerative rotative, astfel încât randamentul centralei termoelectrice să fie cât mai ridicat. Eficiența acestor echipamente termice a fost tratată de specialiștii din domeniu, pe plan internațional, în diverse lucrări în care sunt analizate diferite metode de combatere a problemelor cu care aceste echipamente se confruntă. Ca orice echipament industrial și preîncălzitorul de aer, în funcționare, prezintă unele efecte nedorite, iar un dezavantaj important este reprezentat de apariția fenomenului de rouă acidă în interiorul său, fenomen care conduce la o scădere a eficienței în funcționare. Această lucrare prezintă un model matematic care simulează funcționarea preîncălzitorului de aer rotativ. Modelul îi permite operatorului să găsească punctele semnificative de temperatură în preîncălzitor și reprezintă o abordare justificată de datele experimentale din domeniu.

Modelul este folosit la optimizarea schimbătorului de căldură astfel încât apariția fenomenului de coroziune acidă să nu aibă loc sau să fie ținută sub control și a fost validat prin măsurări efectuate la o termocentrală reală de la noi din țară. Au fost efectuate diferite probe cu diferite regimuri de funcționare ale generatorului de abur la diverse sarcini și mai mult, unele studii de caz privind transferul termic al preîncălzitorului în funcție de viteza de rotație a acestuia, de mărirea temperaturii aerului de ardere la intrarea în schimbător și de apariția fenomenului de rouă acidă.

În perioada contemporană acest fenomen de apariție a acidului sulfuric a fost studiat de producătorul unor astfel de preîncălzitoare de aer rotative de tip Ljungstrom, o companie

multinațională, lider mondial în producerea de echipamente industriale [30]. Aceștia au găsit o soluție prin care să elimine acidul sulfuric din gazele de ardere prin injecția unor substanțe absorbante, printr-un procedeu de injecție intitulat SBS. Pentru acest procedeu de injecție, au declarat, că reduce nivelul de SO_3 din gazele de ardere care intră în preîncălzitor, la mai puțin de 5 ppm. Poate fi folosit numai că implică unele costuri suplimentare, deloc de neglijat, aferente substanțelor injectate și echipamentelor pentru injectat. Procedeele folosite în această lucrare prezintă o alternativă a acestei metode.

1.3. CALCULUL GENERATORULUI DE ABUR CLASIC, CU CIRCULAȚIE NATURALĂ

În introducere calculele pentru obținerea parametrilor necesari determinărilor ulterioare prezentate în această lucrare, au fost realizate cu ajutorul unui generator de abur clasic, cu circulație naturală care a fost proiectat după exemplul general al unui generator de abur [1].

Se consideră generatorul de abur cu următorii parametri:

Debitul nominal $D_n = 287.5 \text{ kg/s}$;

Temperatura nominală $t_n = 540^\circ\text{C}$;

Presiune nominală $p_n = 192 \text{ bar}$;

Temperatura apei de alimentare $t_e' = 240^\circ\text{C}$;

Temperatura mediului ambiant $t_o = 25^\circ\text{C}$;

Temperatura de preîncălzire a păcurii $t_c = 120^\circ\text{C}$;

Temperatura de referință $t_{ref} = 0^\circ\text{C}$;

Umiditatea absolută a aerului $x = 10 \text{ g/kg}_{aer}$;

Combustibilul utilizat este păcură cu analiza elementară:

$C_i = 81,2 \%$; $S_i = 4,5 \%$; $H_i = 8,2 \%$; $N_i = 1,4 \%$; $W_{ti} = 1,5 \%$; $O_i = 2,8 \%$; $A_i = 0,4 \%$;

1.3.1. Calculul puterii calorifice

1.3.2. Calculul volumului de aer

1.3.3. Calculul arderii combustibilului

1.3.4. Stabilirea coeficientului de exces de aer în lungul canalelor gazelor de ardere

1.3.5. Determinarea temperaturii gazelor de ardere la evacuare t_{ev} , a temperaturii de încălzire prealabilă a aerului t_a' , a temperaturii de preîncălzire a aerului t_a'' și a temperaturii de rouă acidă t_{ra} , $^\circ\text{C}$

Gazelor de ardere în curgerea lor prin umplutura preîncălzitorului, le scade temperatura și implicit scade și temperatura vaporilor de acid sulfuric care ajung la temperatura de condensare sau de rouă acidă.

Temperatura de rouă acidă t_{ra} , $^\circ\text{C}$ se calculează cu următoarea relație [4]:

$$p_{ra} = \exp \left[\left(\frac{1}{0,22 + 1,02 \cdot 10^{-5} \cdot p_{va}} - 9,563 \right) \left(\frac{596,19}{50,206 + t_{ra}} - 1,7958 \right) + 9,8364 \right]$$

Entalpiile aerului și gazelor de ardere teoretic umede [1] sunt calculate în **Tabelul 1.3.**

1.3.6. Determinarea randamentului pe cale indirectă

1.3.7. Determinarea căldurii utile și a consumului de combustibil

1.3.7.1 Determinarea presiunilor fluidului de lucru într-un generator de abur

1.3.7.2 Determinarea temperaturilor fluidului de lucru

1.3.7.3 Determinarea căldurii utile schimbate în generatorul de abur

1.3.8. Determinarea consumului de combustibil B , kg/s al generatorului de abur

1.3.9. Determinarea temperaturii gazelor de ardere între cele două zone (caldă și rece) la evacuare, t_{gi} :

1.3.9.1 Temperatura peretelui metalic al preîncălzitorului t_{pm} , $^{\circ}C$

1.4. CALCULUL PREÎNCĂLZITORULUI DE AER REGENERATIV ROTATIV

1.4.1 Determinarea parametrilor constructivi ai preîncălzitorului de aer regenerativ rotativ

Sunt arătați parametrii constructivi folosiți la proiectare [4].

Primul strat (cel fierbinte) al umpluturii metalice a preîncălzitorului se execută din tablă subțire (δ_s mm), iar stratul rece care poate funcționa în regim de coroziune acidă, se execută din tablă mai groasă (δ_g mm) sau tratat special. Calculul termic se face separat pentru fiecare strat.

Se disting numărul și unghiul sectoarelor preîncălzitorului: sectoare de aer, sectoare de gaze de ardere și sectoare de etanșare.

1.4.2. Calculul zonei calde a P.A.R.R.

Încărcătura din tablă pentru P.A.R.R. se alege din table de distanțare gofrate pentru zona caldă a preîncălzitorului.

Unghiul la centru al sectorului de răcire φ_{rt} , $grad$:

$$\varphi_{rt} = \frac{\varphi_{rt}(grad) \cdot 2 \cdot \pi}{360} = 2,094 \text{ rad.} \quad (1.103)$$

Unghiul la centru al sectorului de încălzire φ_{it} , $grad$:

$$\varphi_{it} = \frac{\varphi_{it}(grad) \cdot 2 \cdot \pi}{360} = 3,491 \text{ rad.} \quad (1.105)$$

1.4.2.1. Viteza gazelor și aerului de ardere la curgerea prin umplutură

1.4.2.2 Determinarea coeficientul global de schimb de căldură k , $W / m^2 \cdot K$

1.4.2.3. Căldura schimbată în zona caldă a P.A.R.R.

1.4.3. Calculul zonei reci a P.A.R.R.

Pentru calcularea tuturor parametrilor zonei reci ai preîncălzitorului de aer se folosește metodologia de calcul folosită la zona caldă a acestuia, de la relația (1.109) până la (1.132), cu precizarea că parametrii calculați primesc un indice “1”.

În **Fig. 1.5** este prezentat modelul fizic și funcțional al preîncălzitorului de aer studiat.

În finalul fiecărui capitol sunt arătate în tabele valorile numerice calculate ale parametrilor prezentați.

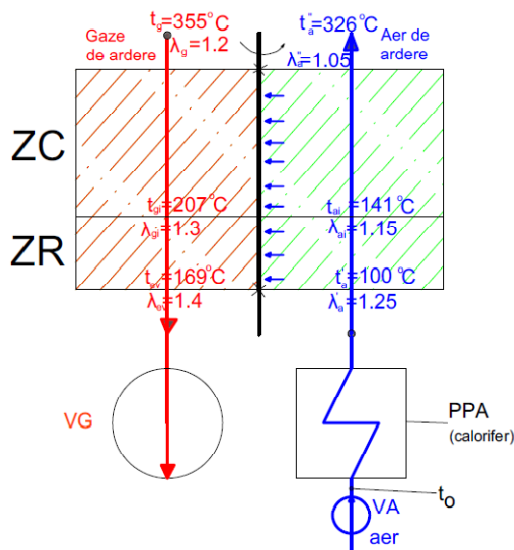


Fig. 1.5 P.A.R.R.- schemă funcțională

1.5. VALORILE NUMERICE REZULTATE DIN CAPITOLUL 1

În acest subcapitol sunt prezentate, într-un tabel valorile numerice ale parametrilor calculați sau utilizați, obținuți cu ajutorul formulelor prezentate de la relația (1.1) până la relația (1.138).

În **Cap. 1** a fost proiectat un generator de abur care funcționează cu păcură, împreună cu preîncălzitoarele de aer aferente. A fost calculată temperatura de rouă acidă în funcție de combustibilul folosit, apoi a fost luată în considerare folosirea unei umpluturi speciale pentru ultima treaptă a schimbătorului (zona rece a acestuia). În cadrul primului capitol au fost găsiți parametri necesari pentru viitoarele determinări.

CAPITOLUL 2

CALCULUL TERMIC ÎN FUNCȚIONAREA ZONEI RECI A PREÎNCĂLZITORULUI DE AER STUDIAT

Acest capitol a fost destinat calcului termic al ultimei trepte a preîncălzitorului, tip Ljungström [3], calcul care implică determinarea temperaturilor din interiorul zonei reci a schimbătorului de căldură, după o analiză care variază liniar, cu scopul de a găsi temperaturile umpluturii, gazelor și aerului de ardere, care apoi sunt necesare în analiza specifică fenomenului de rouă acidă. Modelul fizic al preîncălzitorului de aer regenerativ rotativ (P.A.R.R.) este prezentat în **Fig. 2.1** și **Fig. 2.2**. În acest capitol este tratat calculul termic al ultimei trepte al preîncălzitorului, tip Ljungström [3].

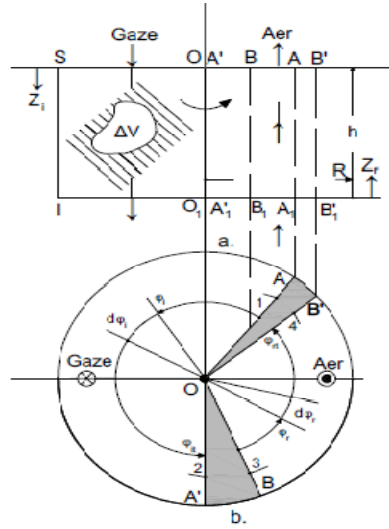


Fig. 2.1 Modelul fizic necesar determinării regimului termic al unui P.A.R.R.: **a-** secțiune verticală prin rotor; **b-** secțiune orizontală; S,I- secțiune superioară, respectiv, inferioară prin rotor; OO₁- axa verticală a rotorului

2.1. MOD DE CALCUL CARE SE BAZEAZĂ PE O IPOTEZĂ LINIARĂ

Pentru a se putea ajunge la tratarea și deducerea legilor de variație (încălzire sau răcire) a temperaturilor agenților termici, temperaturi care în mod normal implică o analiză amănunțită, greoaie și care nu variază după o funcție liniară, aceste temperaturi s-au calculat, mai întâi, după o analiză matematică care se bazează pe o variație liniară [3].

Din aceste motive se admite o simplificare în analiza matematică ce urmează, justificată de datele experimentale relatate în lucrările de specialitate, și anume, temperaturile umpluturii și gazelor de ardere (în perioada de încălzire) scad liniar cu creșterea lui z_i și cresc liniar cu φ_i ; analog, în perioada de preîncălzire a aerului, temperatura acestuia și temperatura umpluturii cresc liniar când z_r crește și scad liniar când φ_i crește.

Notațiile $z_{i,r}$ reprezintă înălțimea la un moment dat a rotorului, iar $\varphi_{i,r}$ este unghiul la centru al sectoarelor preîncălzitorului la un moment dat.

Pentru durata de încălzire a umpluturii, parametrii t_g și t_u primesc câte un indice

“i” (încălzire), iar în perioada de răcire a umpluturii, respectiv t_u și t_a , indicele “r” (răcire). Cu ajutorul expresiilor prezentate se găsesc valorile numerice ale temperaturilor agenților termici în punctele semnificative ale rotorului P.A.R.R. (pentru umplutură încălzire-răcire, pentru gaze și aer de ardere), a se vedea **Fig. 2.2**.

2.2. CALCULUL TEMPERATURII UMLUTURII $t_{ui}(h,0)$

Temperatura umpluturii în perioada de încălzire $t_{ui}(h,0)$, la $z_i = 0$ și $\varphi_i = 0$, °C :

$$t_{ui}(h,0) = \frac{N(t_g)}{N(t_{ui})} t_{gi} + \frac{N(t_a)}{N(t_{ui})} t_{ai} \quad (2.30)$$

Expresia temperaturii $t_{ui}(h,0)$ este necesară în analiza procesului de coroziune a umpluturii; dacă se evită coroziunea acestui punct, atunci se scoate de sub influența

coroziunii întregul rotor al P.A.R.R. Dacă $t_{ui}(h,0) > t_{ra}$ atunci fenomenul de coroziune acidă nu apare pe întreaga suprafață a preîncălzitorului.

Evidențierea temperaturilor agenților termici este arătată în rândurile următoare:

Pentru gazele de ardere, $^{\circ}C$:

$$t_{gi}(0, \varphi_i) = t_{gi}(0,0) = t_{gi}(0, \varphi_{it}); t_{gi}(h,0); t_{gi}(h, \varphi_{it}); t_{gi}(h_m,0);$$

Pentru umplutura metalică a preîncălzitorului, $^{\circ}C$:

$$t_{ui}(0,0); t_{ur}(h, \varphi_{rt}) = t_{ui}(0,0); t_{ui}(0, \varphi_{it}); t_{ur}(h,0) = t_{ui}(0, \varphi_{it}); t_{ui}(h,0);$$

$$t_{ur}(0, \varphi_{rt}) = t_{ui}(h,0); t_{ui}(h, \varphi_{it}); t_{ur}(0,0) = t_{ui}(h, \varphi_{it}); t_{ui}(h_m,0);$$

$$t_{ur}(h_m, \varphi_{rt}) = t_{ui}(h_m,0); t_{ui}(h_m, \varphi_{it}); t_{ur}(h_m,0) = t_{ui}(h_m, \varphi_{it});$$

Pentru aerul de ardere, $^{\circ}C$:

$$t_{ar}(0,0) = t_a'; t_{ar}(0, \varphi_{rt}) = t_{ar}(0,0); t_{ar}(h,0);$$

$$t_{ar}(h, \varphi_{rt}); t_{ar}(h_m,0); t_{ar}(h_m, \varphi_{rt});$$

2.3. APLICAȚIILE NUMERICE CALCULATE ÎN CAP. 2

În cadrul acestui subcapitol sunt arătate, într-un tabel, cu ajutorul formulelor prezentate (de la relația (2.1) până la relația (2.93)), valorile numerice ale parametrilor calculați.

Figurile următoare evidențiază comportarea temperaturilor gazelor de ardere, a umpluturii și aerului de ardere în modelul de preîncălzitor studiat.

În **Fig. 2.2** este arătat modelul fizic al unui preîncălzitor de aer regenerativ- rotativ, împreună cu valorile numerice ale temperaturilor agenților termici ($^{\circ}C$) calculate în acest capitol.

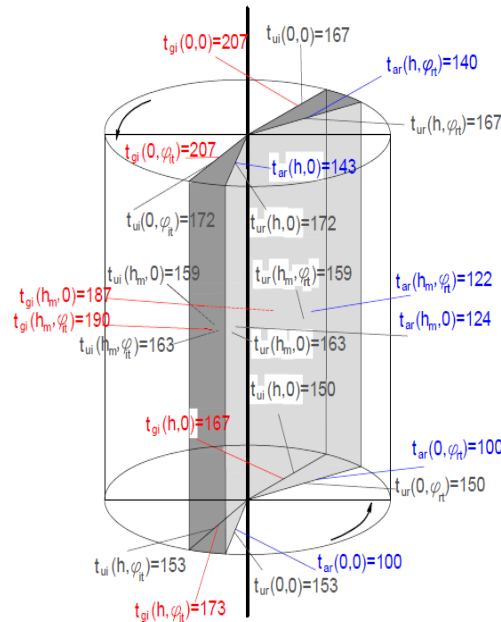


Fig. 2.2 Prezentarea modelului fizic și a valorilor numerice ale temperaturilor agenților termici ($^{\circ}C$) în punctele semnificative ale rotorului P.A.R.R. proiectat (pentru umplutură, pentru gaze și aer de ardere)

Au fost calculate punctele de temperatură semnificative din interiorul fagurelui preîncălzitorului atunci când acestea variază după o funcție liniară, ținându-se cont de înălțimea h și de unghiul pe care schimbătorul de căldură îl formează în rotirea sa φ , temperaturi găsite atât pe partea răcirii gazelor de ardere, pe partea preîncălzirii aerului de ardere cât și pe partea încălzirii, respectiv răcirii umpluturii metalice din interiorul său.

CAPITOLUL 3

INFLUENȚA SARCINILOR PARȚIALE ASUPRA COROZIUNII ACIDE A P.A.R.R.

3.1. REGIMUL TERMIC AL UNUI PARR ÎN FUNCȚIONARE CU SARCINI PARȚIALE

Pentru analiza punctuală se admite că funcționarea nenominală a generatorului se datorează numai variației sarcinii acestuia, $D = \text{variabil}$. Aceasta presupune calcularea valorilor temperaturilor agenților termici în punctele importante ale schimbătorului de căldură, cu ajutorul formulelor semiempirice și al măsurărilor acestora.

În vederea elaborării acestor calcule se apelează la dependențele empirice preluate din lucrările de specialitate, de sarcina parțială D_{sp} (aceste dependențe sunt valabile pentru generatorul dat, nu trebuie generalizate).

Această parte a lucrării reprezintă o continuare a Capitolelor 1 și 2, din care se preiau metode, formule și date calculate.

Indicele “sp” este folosit pentru a desemna un parametru calculat, atunci când generatorul de abur funcționează la sarcini parțiale.

În **Fig. 3.1** este prezentat generatorul de abur împreună cu cele două preîncălzitoare de aer identice. În calculele acestui capitol s-a folosit doar un preîncălzitor din cele două.

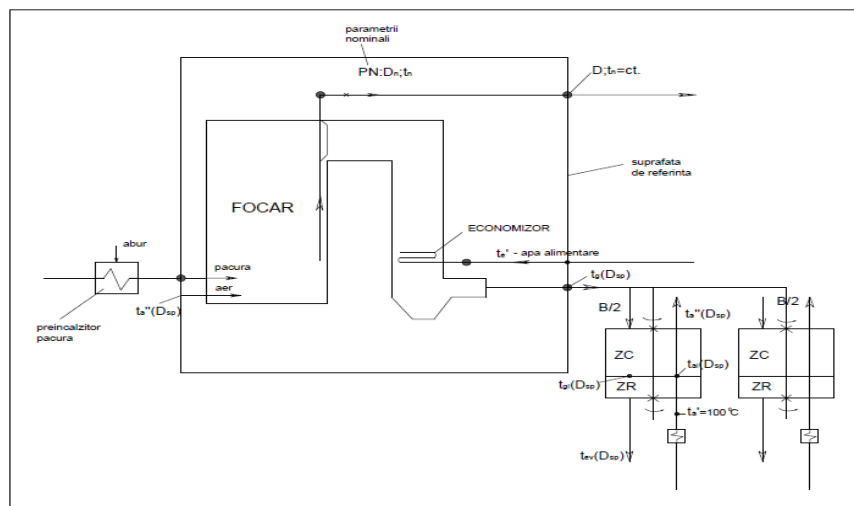


Fig. 3.1- Schema constructivă- generator de abur

Pentru sarcini parțiale au fost calculate temperaturile importante ale preîncălzitorului care sunt prezentate în rândurile următoare.

$$\begin{array}{ll} t_{g.sp} \text{ } ^{\circ}C & t_{a.sp}'' \text{ } ^{\circ}C \\ t_{gi.sp} \text{ } ^{\circ}C & t_{ai.sp} \text{ } ^{\circ}C \\ t_{ev.sp} \text{ } ^{\circ}C & t_{a.sp}' \text{ } ^{\circ}C \end{array}$$

3.2. FENOMENUL DE ROUĂ ACIDĂ

Principala pierdere de căldură a generatoarelor de abur o constituie entalpia sensibilă a gazelor de ardere evacuate. Realizarea unor utilaje cu randamente ridicate este limitată, în cazul combustibililor cu conținut ridicat de sulf, datorită apariției fenomenului de coroziune pe ultima treapa a preîncălzitorului de aer [3].

În procesul arderii păcurii care conține sulf în structura ei chimică S_c^i , % se formează anhidridă sulfuroasă SO_2 . Apoi, o serie de factori: excesul de oxigen în gazele de ardere, temperatura acestora, efectul catalitic al pereților metalici, cenușii și funinginii, determină transformarea unei părți 1... 3 % din volumul SO_2 în anhidridă sulfurică SO_3 ; restul 97...99% din SO_2 se regăsește în gazele de ardere care circulă spre ieșirea din preîncălzitor.

Cercetările teoretice și experimentale arată că între $400^{\circ}C$ și $200^{\circ}C$ (în sensul curgerii gazelor de ardere prin P.A.R.R.) anhidrida sulfurică se combină cu vaporii de apă din gaze formând astfel vaporii de acid sulfuric în stare supraîncălzită, fenomen care are loc aproape integral în volumul rotorului preîncălzitorului după reacția:



cu cât scade volumul de SO_3 cu atât crește volumul de acid H_2SO_4 .

În procesul răcirii gazelor de ardere, se produce condensarea vaporilor de apă la o temperatură corespunzătoare presiunii lor parțiale [4]. La folosirea păcurii se produce condensarea simultană a vaporilor de apă și de SO_3 sub forma unei pelicule de acid sulfuric. Temperatura de condensare a vaporilor de acid în canalul umpluturii, la perete, se numește temperatură de rouă acidă t_{ra} , $^{\circ}C$; ea depinde în principal de presiunea parțială a vaporilor de acid p_{va} , Pa; între t_{ra} și p_{va} este o relație biunivocă. Răcirea în continuare, a gazelor de ardere în contact cu suprafețele terminale ale generatoarelor, amplifică procesul de condensare, iar pelicula devine din ce în ce mai agresivă, pe măsura sărăcirii în acid sulfuric. Se produce astfel o sporire a coroziunii metalului care atinge o valoare maximă.

3.3. APLICAȚII NUMERICE CALCULATE

În **Fig. 3.2** sunt prezentate, la sarcină nominală și parțială de 80 %, valorile temperaturilor în punctele semnificative ale preîncălzitorului.

În acest subcapitol într-un tabel sunt prezentate valorile numerice ale parametrilor calculați cu ajutorul formulelor prezentate, de la relația 3.1 până la relația 3.68.

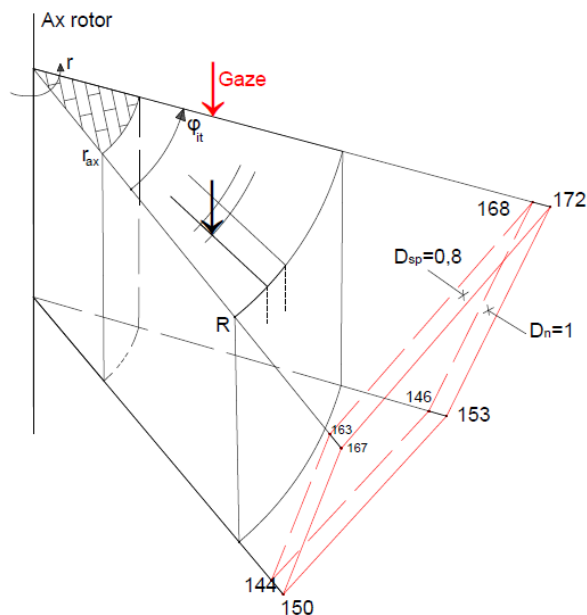


Fig. 3.2 Temperaturile semnificative ale umpluturii în perioada de încălzire pentru sarcinile generatorului $D_{sp} = 1$ și $D_{sp} = 0,8$

3.4. ANALIZA POSIBILITĂȚILOR DE CONTROL A FENOMENULUI DE ROUĂ ACIDĂ

În acest subcapitol este efectuat un studiu de caz, pe exemplul de preîncălzitor studiat, în care este arătată influența rotației rotorului asupra fenomenului de rouă acidă. Studiul mai implică și o altă metodă de stopare a apariției acidului sulfuric în interiorul schimbătorului de căldură prin mărirea temperaturii aerului de ardere la intrarea în preîncălzitor.

Aceste metode devin instrumente de lucru în optimizarea acestui tip de preîncălzitor de aer.

3.4.1. Influența turației rotorului asupra fenomenului de rouă acidă

În acest subcapitol al lucrării se analizează influența turației rotorului schimbătorului de căldură asupra regimului termic al acestuia, atât la sarcină nominală cât și la sarcină parțială (sarcina parțială tratată este de 80 %). Se arată printre altele, cum variind turația rotorului se poate preveni sau influența, într-o oarecare măsură, apariția coroziunii acide a umpluturii P.A.R.R.

Pentru sarcina nominală $D_n = 1$ și turație variabilă se întocmește **Tabelul 3.2**; elementele prezentate în tabel sunt cunoscute, modul de calcul fiind prezentat în capitolul 2 al lucrării; s-au folosit relațiile de la (2.30) până la (2.33).

Tabelul 3.2 Temperatura umpluturii $t_{ui}(h,0)$ găsită în funcție de parametrii calculați obținuți la funcționarea preîncălzitorului de aer la sarcină nominală $D_n = 1$ în funcție de turația acestuia

	n, rot/s			
	0,05	0,1	0,25	0,50
$m_i = \exp(-4,008 \cdot 10^{-3} / n)$	0,9230	0,9607	0,9841	0,9920
$n_i = \exp(-6,8720 \cdot 10^{-3} / n)$	0,8716	0,9336	0,9729	0,9864
$m_r = \exp(-3,088 \cdot 10^{-3} / n)$	0,9401	0,9696	0,9877	0,9938
$n_r = \exp(-2,2997 \cdot 10^{-3} / n)$	0,9550	0,9773	0,9908	0,9954
$N(t_a')$	0,0124	0,0032	0,0005	0,0001
$N(t_g)$	0,0108	0,0029	0,0005	0,0001
$p(t_a')$	0,4527	0,4439	0,4387	0,4369
$t_{ui}(h,0)$	149,9	150,5	150,9	151,0

Preîncălzitorul de aer care echipează generatorul de abur a fost proiectat pentru turația $n = 0,05 \text{ rot/s}$ și temperatura prealabilă de preîncălzire a aerului $t_a' = 100^\circ\text{C}$. În aceste condiții (se va consulta **Tabelul 3.2**) și din relația (2.30) rezultă valoarea temperaturii umpluturii metalice $t_{ui}(h,0) = 150^\circ\text{C}$. Deoarece temperatura de rouă acidă $t_{ra} = 149^\circ\text{C}$, nu există pericolul condensării vaporilor de acid sulfuric, coroziunea fiind astfel evitată. Se observă din **Tabelul 3.2** că influența turației poate preveni fenomenul de rouă acidă doar într-o oarecare măsură, doar atunci când temperatura de rouă acidă este apropiată de temperatura umpluturii la finele preîncălzitorului. Folosind aceeași metodologie de calcul ca și la întocmirea tabelului 3.2, în cazul funcționării la sarcină parțială, $D_{sp} = 0,8$ se întocmește **Tabelul 3.3** și **fig 3.3**.

Se constată că influențe mari pe care ar putea să le aibă turația asupra fenomenului de rouă acidă s-ar obține doar la turații foarte mari ale rotorului schimbătorului de căldură.

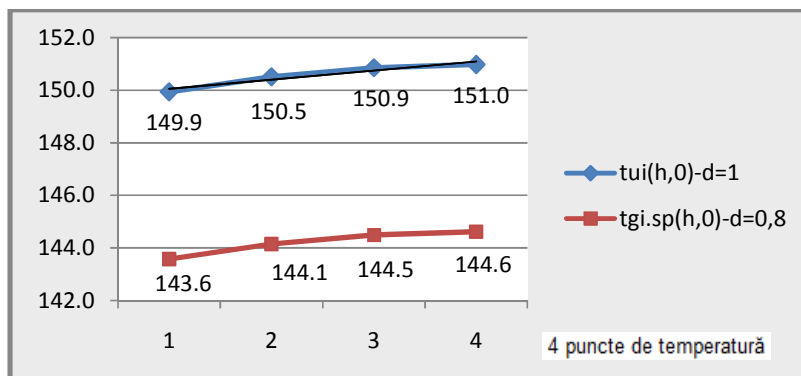


Fig. 3.3 Reprezentarea grafică a punctelor de temperatură ale umpluturii metalice $t_{ui}(h,0)$ și $t_{ui.sp}(h,0)$ obținute în Tabelele 3.2 și 3.3

3.4.2. Influența măririi temperaturii aerului de ardere la intrarea în preîncălzitorul de aer asupra coroziunii acide a acestuia

O altă metodă de evitare a coroziunii acide este reprezentată de creșterea temperaturii aerului de ardere la intrarea în preîncălzitor t_a' la o valoare optimă, valoare obținută prin calcul și afișată în **Tabelele 3.4.** și **3.5.**

În tabelele amintite mai sus este prezentată o oscilație a punctului de temperatură al umpluturii metalice la sfârșitul preîncălzitorului de aer, în direcția de curgere a gazelor de ardere, în funcție de temperatura aerului de ardere la intrarea în preîncălzitor t_a' și de rotațiile rotorului acestuia.

Tabelul 3.4 Temperatura umpluturii $t_{ui}(h,0)$, în funcție de creșterea temperaturii t_a' în funcționarea la sarcină nominală $D_n = 1$

	$t_{ui}(h,0) = N(t_g)/N(t_{ui}) \cdot t_{gi} + N(t_a')/N(t_{ui}) \cdot t_a', \text{ } ^\circ C$			
	$n, \text{ rot/sec}$			
	0,05	0,1	0,25	0,50
$t_a' = 90^\circ C$	144,6	145,2	145,6	145,7
$t_a' = 100^\circ C$	149,9	150,5	150,9	151,0
$t_a' = 110^\circ C$	155,3	155,8	156,1	156,2
$t_a' = 120^\circ C$	160,6	161,1	161,4	161,5

Pentru cazul de preîncălzitor de aer prezentat, la funcționarea cu sarcină nominală a cazanului, turația rotorului $n = 0,05 \text{ rot/s}$ și temperatura de rouă acidă $t_{ra} = 149^\circ C$, din **Tabelul 3.4**, se observă că: pentru temperatura de preîncălzire a aerului $t_a' = 90^\circ C$, valoarea temperaturii $t_{ui}(h,0) = 144,6^\circ C$, care fiind sub temperatura de rouă acidă conduce la apariția acidului sulfuric în interiorul schimbătorului de căldură. Pentru celelalte trei valori ale temperaturii t_a' , de $100^\circ C$, $110^\circ C$ și $120^\circ C$, se observă tot din tabelul amintit că valoarea temperaturii $t_{ui}(h,0)$ crește constant în raport cu creșterea temperaturii la intrare a aerului de ardere, de la valoarea de $149,9^\circ C$, până la valoarea de $160,6^\circ C$. Pentru aceste trei valori, deoarece $t_{ui.sp}(h,0) > t_{ra}$ fenomenul de rouă acidă nu apare pe toată suprafața preîncălzitorului de aer. Pentru al doilea caz, la funcționarea cu sarcină parțială de 80 % a generatorului de abur, rezultatele sunt prezentate în **Tabelul 3.5** și interpretare în același mod ca și la funcționarea cazanului la sarcină nominală.

La un preîncălzitor de aer uzual la care se disting cele două zone, caldă și rece, calculul termic al acestora se face separat, deoarece umplutura fiecăreia are caracteristici geometrice diferite. În timpul funcționării generatorului de abur, de regulă în regim variabil, cu sarcini parțiale, se creează condiții de coroziune acidă, fenomenul cuprinzând de obicei zona rece, ZR. Cele două zone pot fi separate constructiv astfel încât rotorul să fie realizat în două trepte (la fel și carcasa), a se vedea **Fig. 3.4**. La o astfel de construcție se permite

adoptarea turației variabile pentru partea a doua corespunzătoare zonei reci a schimbătorului de căldură. În acest mod se poate optimiza turația rotorului astfel încât fenomenul de rouă acidă se nu aibă loc sau sa fie ținut cât mai bine sub control. Antrenarea celor două trepte ale P.A.R.R. poate fi făcută cu electromotoare de antrenare separate.

Cu acest sistem, ultima treaptă a preîncălzitorului fiind și considerabil mai ușoară (ca și masă) decât a preîncălzitorul standard, poate fi înlocuită mai ușor la nevoie, iar turația pe aceasta zonă poate fi mărită considerabil. Toate aceste modificări impun însă calcule tehnice și economice pentru găsirea soluției optime.

O altă posibilitate de control a fenomenului de rouă acidă este aceea de a cunoaște regimul termic al preîncălzitorului de aer prin montarea unor senzori de temperatura de dimensiuni foarte mici (maxim 1 mm în diametru) în umplutura metalică. Senzorii ar trebui să funcționeze prin sistem wireless și să transmită semnalul la o unitate de comandă din exteriorul preîncălzitorului, astfel fiind monitorizat în timp real regimul termic al schimbătorului de căldură. Deocamdată, despre acești senzori atât de mici, cu o autonomie foarte mare și care să transmită semnalul prin materialul preîncălzitorului, nu s-a avut cunoștință de existența lor, dar în viitor tehnologia poate progresa foarte mult și în această direcție. Aceste două ultime idei necesită și o ulterioară cercetare.

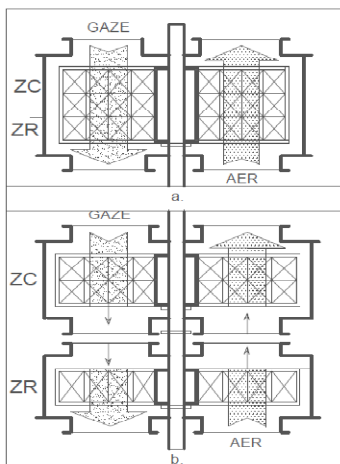


Fig. 3.4 Sisteme constructive de PARR: a- într-o singură treaptă; b- în două trepte (treapta a doua cu turație variabilă)

S-a constatat că viteza de rotație, în cazul acestui tip de preîncălzitor, are o mică influență asupra regimului termic al schimbătorului de căldură. S-a arătat că temperatura umpluturii la finele preîncălzitorului, în sensul curgerii gazelor de ardere, la înălțimea h și unghiul $\varphi = 0$, $t_{ui}(h,0)$, $^{\circ}C$, nu diferă considerabil prin mărirea turației. Calculul a fost efectuat și pentru sarcina cazanului de 80 %, rezultatele fiind prezentate în tabelul 3.4.

A doua metodă de stopare a apariției acidului sulfuric în interiorul schimbătorului de căldură, prezentată în subcapitolul 3.4, a constat în ridicarea temperaturii aerului la intrarea în preîncălzitor t_a' , de la $90^{\circ}C$ până la $120^{\circ}C$ (a se vedea tabelele 3.4 și 3.5) pentru diferite rotații ale preîncălzitorului. Prin creșterea acestei temperaturi fenomenul de rouă acidă se diminuează sau chiar dispăre, evident cu dezavantajele legate de energia aferentă consumată. Cele două metode de stopare sau ținere sub control a apariției fenomenului de rouă acidă prezentate, necesită și o analiza suplimentară privind un calcul termic și economic: ce e mai convenabil, să se mărească turația, să fie mărită t_a' , să fie mărite ambele sau să se folosească o altă metodă de tratare a fenomenului de coroziune.

CAPITOLUL 4

REZOLVAREA NUMERICĂ A SISTEMULUI DE ECUAȚII CARE MODELEAZĂ FUNCȚIONAREA P.A.R.R.-ULUI

4.1. REZOLVAREA SISTEMULUI DE ECUAȚII REZULTAT PE PARTEA GAZELOR DE ARDERE

4.1.1. Încălzirea umpluturii

Variațiile în spațiu al conținutului de căldură a gazelor de ardere dintr-un element de volum al umpluturii (în perioada de răcire a gazelor de ardere și de încălzire a umpluturii), duc la următorul sistem de ecuații diferențiale, care modelează matematic regimul termic al sistemului analizat.

Pentru încălzirea umpluturii se folosește sistemul de ecuații format din relațiile (4.1) și (4.2) [8].

$$w_g \frac{\partial t_{gi}(z_i, \varphi_i)}{\partial z_i} + \omega \frac{\partial t_{gi}(z_i, \varphi_i)}{\partial \varphi_i} = -a \cdot [t_{gi}(z_i, \varphi_i) - t_{ui}(z_i, \varphi_i)] \quad (4.1)$$

$$\omega \frac{\partial t_{ui}(z_i, \varphi_i)}{\partial \varphi_i} = b \cdot [t_{gi}(z_i, \varphi_i) - t_{ui}(z_i, \varphi_i)] \quad (4.2)$$

Se aproximează conform metodei diferențelor finite derivatele parțiale de ordin II din sistemul format din ecuațiile prezentate la relațiile (4.1) și (4.2).

Prin rezolvarea sistemului de ecuații format din relațiile 4.1 și 4.2 se găsesc necunoscutele, temperatura umpluturii preîncălzitorului la înălțimea z_i și unghiul la centru format prin rotirea sa φ_i :

Din relația (4.19) rezultă $t_{ui}(z_i, \varphi_i)$, $^{\circ}C$:

$$t_{ui}(z_i, \varphi_i) = \frac{E \cdot C \cdot t_{gi}(z_{i-1}, \varphi_{i-1}) - A \cdot \omega \cdot t_{ui}(z_{i-1}, \varphi_{i-1})}{E \cdot B - A \cdot G} \quad (4.20)$$

Calculul temperaturii $t_{gi}(z_i, \varphi_i)$, $^{\circ}C$:

$$t_{gi}(z_i, \varphi_i) = \frac{A \cdot B \cdot \omega \cdot t_{ui}(z_{i-1}, \varphi_{i-1}) - t_{gi}(z_{i-1}, \varphi_{i-1}) \cdot (B \cdot C \cdot E - F \cdot C)}{A \cdot F} \quad (4.22)$$

Pasul cu care înălțimea preîncălzitorului crește pentru fiecare punct de temperatură calculat p , m :

$$p = h / i_{\max} \quad (4.23)$$

Pasul cu care unghiul preîncălzitorului crește pentru fiecare punct de temperatură calculat pp , rad :

$$pp = \varphi_{it} / i_{\max} \quad (4.24)$$

Pentru $i = 1$, cu ajutorul notațiilor de la (4.10), (4.11), (4.12), (4.15), (4.16), (4.21), relațiile (4.20) și (4.22) devin, $^{\circ}C$:

$$t_{ui}(1,1) = \frac{E \cdot C \cdot t_{gi}(0,0) - A \cdot \omega \cdot t_{ui}(0,0)}{E \cdot B - A \cdot G} \quad (4.29)$$

$$t_{gi}(1,1) = \frac{A \cdot B \cdot \omega \cdot t_{ui}(0,0) - t_{gi}(0,0) \cdot (B \cdot E \cdot C - F \cdot C)}{A \cdot F} \quad (4.30)$$

Variabilele ” i ” sau ” j ”, pe partea de încălzire a umpluturii sunt alese în funcție de cât de multe puncte de temperatură se doresc a fi calculate în interiorului preîncălzitorului de aer rotativ. Toate temperaturile sunt definite cu ajutorul celor două variabile z_i și φ_i , prezentate la (4.25) și (4.26). Se analizează 12 puncte de temperatură ($j = 1 \dots 12$), în funcție de înălțime și de unghiul pe care îl formează preîncălzitorul atunci când se rotește. Se folosește pentru fiecare temperatură modul de calcul prezentat în relațiile (4.29) și (4.30).

4.1.2. Prezentarea valorilor numerice calculate pe partea de încălzire a umpluturii

4.2. REZOLVAREA SISTEMULUI DE ECUAȚII REZULTAT PE PARTEA AERULUI DE ARDERE

4.2.1 Răcirea umpluturii

Pentru răcirea umpluturii se folosește sistemul de ecuații format din relațiile (4.31) și (4.32)[8]:

$$w_a \cdot \frac{\partial t_{ar}(z_r, \varphi_r)}{\partial z_r} + \omega \cdot \frac{\partial t_{ar}(z_r, \varphi_r)}{\partial \varphi_r} = a_r \cdot [t_{ur}(z_r, \varphi_r) - t_{ar}(z_r, \varphi_r)] \quad (4.31)$$

$$\omega \cdot \frac{\partial t_{ur}(z_r, \varphi_r)}{\partial \varphi_r} = -b_r \cdot [t_{ur}(z_r, \varphi_r) - t_{ar}(z_r, \varphi_r)] \quad (4.32)$$

Se aproximează conform metodei diferențelor finite derivatele parțiale de ordin II din sistemul format din ecuațiile prezentate la relațiile (4.31) și (4.32).

Pasul cu care înălțimea preîncălzitorului crește pentru fiecare punct de temperatură calculat p, m : $p = h / j_{\max}$ (4.52)

Pasul cu care unghiul preîncălzitorului crește pentru fiecare punct de temperatură calculat pp, rad , pe partea de răcire a umpluturii:

$$pp_r = \varphi_{rt} / j_{\max} \quad (4.53)$$

Pentru $j = 1$:

Cu ajutorul relațiilor (4.39), (4.40), (4.41), (4.44), (4.45), (4.50), relațiile (4.48) și (4.51) devin, $^{\circ}C$:

$$t_{ur}(1,1) = \frac{T \cdot R \cdot t_{ar}(0,0) - M \cdot \omega \cdot t_{ur}(0,0)}{T \cdot N - M \cdot S} \quad (4.56)$$

$$t_{ar}(1,1) = \frac{K \cdot \omega \cdot t_{ur}(0,0) - S \cdot T \cdot R \cdot t_{ar}(0,0) + S \cdot M \cdot \omega \cdot t_{ur}(0,0)}{K \cdot T} \quad (4.57)$$

Identic cu partea de încălzire a umpluturii, variabila ” j ” este aleasă în funcție de cât de multe puncte de temperatură se doresc a fi calculate în interiorului preîncălzitorului de aer rotativ. Toate temperaturile sunt definite cu ajutorul celor două variabile z_r și φ_r ,

prezentate la (4.54) și (4.55). Se analizează tot 12 puncte de temperatură ($j = 1 \dots 12$) identic cu partea de încălzire.

Cu acest model matematic prezentat în capitolul 4 se pot calcula, pe partea de încălzire sau de răcire a preîncălzitorului, oricâte puncte de temperatură se dorește depinzând doar de pasul ales pentru înălțimea rotorului (z) și de pasul pentru unghiul de rotație (φ) ale preîncălzitorului.

4.2.2. Prezentarea valorilor numerice calculate pe partea de răcire a umpluturii

Figurile 4.1 și 4.2 reprezintă grafic punctele de temperatură ale umpluturii, gazelor și aerului de ardere obținute.

Rezolvarea sistemelor de ecuații de la relațiile (4.1), (4.2) pe partea de încălzire a umpluturii, respectiv (4.31), (4.32) pe partea de răcire a umpluturii, cu necunoscutele $t_{ui}(z_i, \varphi_i)$ și $t_{gi}(z_i, \varphi_i)$, respectiv $t_{ur}(z_i, \varphi_i)$, $t_{ar}(z_i, \varphi_i)$, permite găsirea posibilităților practice de evitare a coroziunii acide a tablei rotorului P.A.R.R..

Cel mai expus coroziunii acide este punctul (zona) cu temperatura $t_{ui}(h,0)$; dacă se evită coroziunea acidă în această zonă, întregul rotor va fi protejat. Acest lucru se întâmplă atunci când $t_{ui}(h,0) > t_{ra}$, °C (valoarea temperaturii de rouă acidă este prezentată în capitolele anterioare).

Modelul de calcul prezentat în acest capitol a fost realizat într-un program de calcul matematic- mathcad.

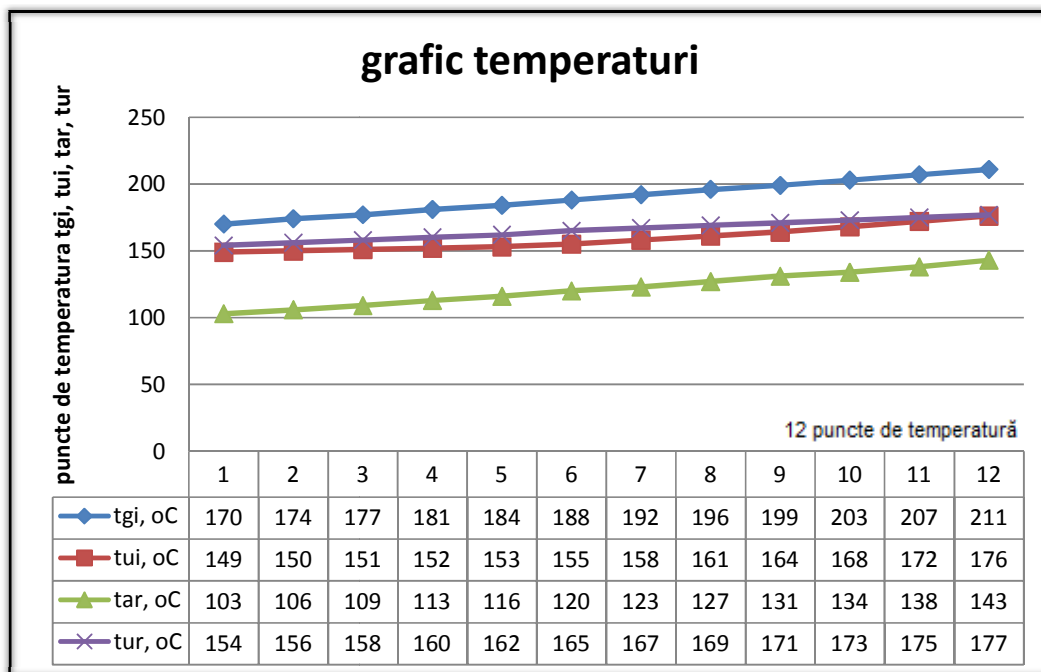


Fig. 4.1 Grafic temperaturi, t_{gi} - temperatura gazelor de ardere, °C; t_{ui} - temperatura umpluturii pe partea de încălzire, °C; t_{ar} - temperatura aerului de ardere, °C; t_{ur} - temperatura umpluturii pe partea de răcire, °C

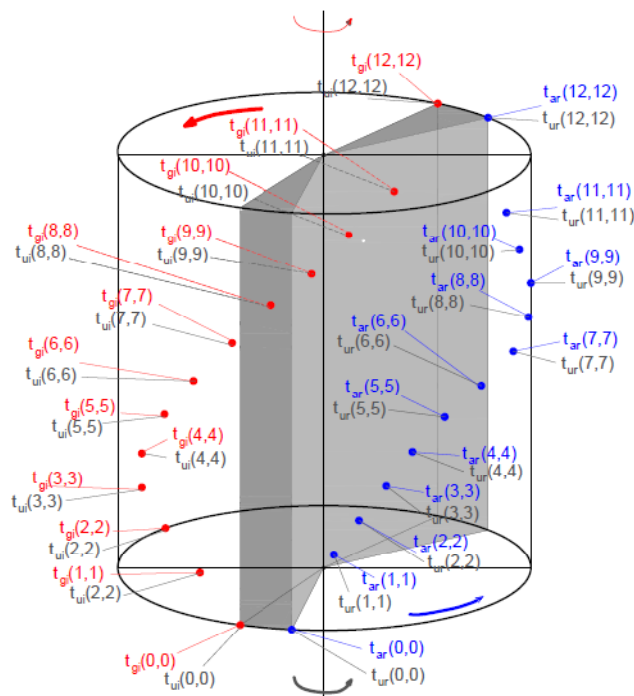


Fig. 4.2. Vedere spațială a rotorului P.A.R.R.; t_{gi} - temperatura gazelor de ardere, °C;
 t_{ui} - temperatura umpluturii pe partea de încălzire, °C; t_{ar} - temperatura aerului de ardere, °C;
 t_{ur} - temperatura umpluturii pe partea de răcire, °C

CAPITOLUL 5

APLICAREA SISTEMULUI DE ECUATII PENTRU UN MODEL REAL DE PREÎNCĂLZITOR DE AER REGENERATIV ROTATIV

5.1. FENOMENUL DE COROZIUNE ACIDĂ LA UN PREÎNCĂLZITOR DE AER ROTATIV REAL

5.1.1. Caracteristicile constructive și funcționale ale preîncălzitorului de aer real

Modelarea matematică dezvoltată în capitolul 5 a fost validată pe un preîncălzitor de aer rotativ, tip Rothemuhle, care echipează un cazan de abur de 510 t/h de la CET Ișalnița. În prima fază a părții experimentale, centrala termoelectrică a fost în revizie (se poate observa în **fig. 5.4**), iar una din intervenții se referă la reabilitarea preîncălzitoarelor de aer, în scopul schimbării rotorului (a zonei active) și reducerii infiltrațiilor de aer fals. Cu rotor fix (tip Rothemuhle) sau mobil (tip Ljungstrom), rezultatele pot fi validate, deoarece viteza de rotație a preîncălzitorului influențează foarte puțin variația temperaturii aerului și gazelor de ardere, afirmație demonstrată în capitolul 3. Pe lângă aceasta, ambele tipuri de preîncălzitoare rotative folosesc umplutură metalică, lucru care duce la schimburi de căldură asemănătoare. În **fig. 5.1.a** și **5.1.b** sunt prezentați fagurii de umplutură metalică noi care urmează să fie montați în interiorul carcasei preîncălzitorului, iar în **fig. 5.2** se prezintă o vedere de ansamblu a zonei active care a fost demontată în scopul înlocuirii.



Fig. 5.1.a- Umplutura metalică nouă pentru preîncălzitorul de aer rotativ de la CET Ișalnița, formată din faguri de tabla ondulată- privire de ansamblu



Fig. 5.1.b- Umplutură metalică din tablă emailată pentru zona rece a preîncălzitorului de aer rotativ studiat

Parametrii principali ai cazanului 7B de la CET Ișalnița sunt:

Debitul nominal $D_n = 510 \text{ t/h}$; $D_n = 141,667 \text{ kg/s}$;

Temperatura nominală: $t_n = 540 \text{ }^\circ\text{C}$;

Presiune nominală: $p_n = 196 \text{ bar}$;

Temperatura apei de alimentare: $t_e' = 254 \text{ }^\circ\text{C}$;

Temperatura mediului ambiant: $t_o = 25 \text{ }^\circ\text{C}$;

Combustibilul utilizat este cărbune (lignit) cu analiza elementară:

$C_i = 22,8 \%$; $S_i = 0,74 \%$; $H_i = 2,08 \%$; $N_i = 0,51 \%$;

$W_{ti} = 41,86 \%$; $O_i = 9,78 \%$; $A_i = 22,23 \%$;

Caracteristicile preîncălzitorului de aer de tip Rothemuhle sunt:

Diametrul rotorului 8,5 m ;

Înălțimea zonei active 1,35 m (0,55 m zona fierbinte, 0,55 m zona intermediară, 0,25 m zona rece). În această lucrare zona fierbinte și zona intermediară sunt privite ca o singură zonă caldă a preîncălzitorului.

Tipul umpluturii: tablă ondulată de 0,5 mm .

Prezentarea umpluturii metalice uzate este arătată în **fig. 5.3.a** și **fig. 5.3.b**.



Fig. 5.3.a- Umplură metalică uzată 1- vedere de ansamblu



Fig. 5.4- Revizie P.A.R.R. tip Rothemuhle- CET Ișalnița

Scopul calculului a fost determinarea temperaturii de rouă acidă și a înălțimii zonei reci a preîncălzitorului de aer. Se dorește ca pe această înălțime zona activă să fie din tablă ondulată emailată. În **fig. 5.5** se prezintă o parte din zona activă corodată, care va fi schimbată, iar în **fig. 5.1** o parte din zona activă nouă. Calculul a fost efectuat pentru 4 regimuri de funcționare ale generatorului de abur, astfel: sarcina nominală 100 %, sarcină parțială de 86 %, sarcină parțială de 72 % și sarcină parțială de 58 %.



Fig. 5.5. Umplutură metalică corodată a preîncălzitorului de aer uzat, formată din faguri de tablă ondulată

Pentru început calculul a fost efectuat pentru parametri nominali ai termocentralei.

5.1.2 Determinarea punctului de rouă acidă pentru cazul real

Temperatura de rouă acidă, se calculează cu relația (1.35):

$$t_{ra} = 152^{\circ}C$$

În funcție de temperaturile de intrare și de ieșire ale gazelor și aerului de ardere au fost calculate temperaturile între cele două zone caldă și rece ale fluidelor de lucru t_{gi} și t_{ai} cu valorile afișate în rândurile anterioare.

$$t_g = 310^{\circ}C;$$

$$t_a'' = 282^{\circ}C;$$

$$t_{gi} = 205^{\circ}C;$$

$$t_{ai} = 124^{\circ}C;$$

$$t_{ev} = 147^{\circ}C;$$

$$t_a' = 50^{\circ}C;$$

5.2. CALCULUL ZONEI CALDE ȘI ZONEI RECI ALE PREÎNCĂLZITORULUI DE AER ROTATIV

5.2.1. Calculul zonei calde a preîncălzitorului de aer real

5.2.2. Calculul zonei reci a preîncălzitorului de aer real

Se alege pentru zona rece (ZR) umplutura cu următoarele caracteristici:

Se dorește ca pe această înălțime zona activă să fie din tablă ondulată emailată, cu 1 strat de email de 0,2 mm pe fiecare față, rezultând în final o grosime de tablă de 0,9 mm pe zona rece.

5.2.3. Determinarea punctelor de temperatură semnificative ale preîncălzitorului de aer studiat

Au fost preluate sarcinile prezentate în **Tabelul 5.1** din istoria de funcționare a cazanului C7B de la Termocentrala Ișalnița: maxim posibil, intermediar și minim, pentru următoarele determinări necesare.

Tabelul 5.1 Prezentarea probelor preluate de la CET Ișalnița, pe cazanul C7B, la diferite sarcini de funcționare a generatorului de abur

PROBA	CAZANUL C7B
PROBA NR. 0	510.0 (100 % · Dn) t/h
PROBA NR. 1	440.8 (aprox. 86 % · Dn) t/h
PROBA NR. 2	369.1 (aprox. 72 % · Dn) t/h
PROBA NR. 3	295.6 (aprox. 58 % · Dn) t/h

Indicii 0, 1, 2, 3 sunt folosiți pentru probele nr. 0, respectiv nr. 1, respectiv nr. 2, respectiv nr. 3.

Se obțin următoarele seturi de valori de temperaturi pentru diferitele sarcini de funcționare ale generatorului de abur și sunt prezentate în tabelele 5.3, 5.4, 5.5, 5.6.:

Rezultatele obținute în **Tabelele 5.3- 5.6** arată influența sarcinilor parțiale asupra regimurilor termice ale preîncălzitorului. Sunt arătate temperaturile gazelor de ardere la intrarea (t_g), ieșirea (t_{ev}) și între cele două zone caldă și rece ale preîncălzitorului (t_{gi}). Pe partea aerului de ardere sunt arătate temperaturile în aceleași zone (t_a', t_a'', t_{ai}). În funcție de scăderea sarcinilor parțiale ale preîncălzitorului temperatura gazelor la intrare t_g scade de la 310 °C la 269 °C ; temperatura gazelor la ieșire t_{ev} scade de la 147 °C la 132 °C și temperatura între cele două zone caldă și rece a preîncălzitorului t_{gi} scade de la 205 °C la 189 °C . În funcție de scăderea sarcinilor parțiale ale preîncălzitorului temperatura aerului la ieșire t_a'' scade de la 282 °C la 250 °C ; temperatura între cele două zone caldă și rece a preîncălzitorului t_{ai} crește de la 124 °C la 131 °C , iar temperatura aerului la intrare t_a' este constantă la 50 °C .

5.3 DETERMINAREA PUNCTELOR DE TEMPERATURĂ SPECIFICE UMPLUTURII P.A.R.R.

5.3.1. Încălzirea umpluturii corespunzătoare probei de funcționare în regim nominal al cazanului

Din acest punct al lucrării toate calculele fac referință doar la zona rece a preîncălzitorului.

Calculele specifice sistemului rezultat pe partea de răcire a gazelor de ardere și de încălzire a umpluturii preîncălzitorului, respectiv pe partea de încălzire a aerului de ardere și de răcire a umpluturii preîncălzitorului, se efectuează conform metodologiei de calcul prezentată în capitolul 4.

Valoarea numerică a temperaturii umpluturii metalice pe partea de încălzire, în punctul limită al preîncălzitorului, la $z_i = 0$, $\varphi_i = 0$, în funcționare nominală a acestuia, se calculează cu relația (2.30).

$$t_{gi0}(0,0) = 147 \text{ } ^\circ C ; \quad t_{ui0}(0,0) = 124 \text{ } ^\circ C ;$$

Se preiau unele elemente calculate la începutul capitolului 5:

Pasul cu care înălțimea preîncălzitorului crește pentru fiecare punct de temperatură calculat $p = 0,063 \text{ m}$, pentru $j_{\max} = 4$ se calculează cu relația (4.23).

Pasul cu care unghiul preîncălzitorului crește pentru fiecare punct de temperatură calculat $pp = 0,851 \text{ rad}$, se calculează cu relația (4.24)

Pentru $j = 1$:

Înălțimea corespunzătoare fiecărui punct de temperatură calculat, se determină cu relația (4.25):

$$z_1 = 0,063 \text{ m}$$

Unghiul corespunzător fiecărui punct de temperatură calculat, se determină cu relația (4.26):

$$\varphi_1 = 0,851 \text{ rad}.$$

Cu ajutorul relațiilor (4.29) și (4.30) se calculează temperatura umpluturii și gazelor de ardere la z_1 , $^\circ C$, și φ_{i1} , rad :

$$t_{ui0}(1,1) = 132 \text{ } ^\circ C ; \quad t_{gi0}(1,1) = 160 \text{ } ^\circ C.$$

Pentru celelalte puncte până la $j = 4$, temperaturile umplurii și gazelor de ardere la funcționarea cazanului, se calculează în același mod, pe partea curgerii gazelor de ardere, la sarcină nominală ca și la $j = 1$ și se obțin valorile din **Tabelul 5.7** și **Tabelul 5.15**.

5.3.2. Răcirea umpluturii corespunzătoare probei de funcționare în regim nominal al cazanului

Valoarea numerică a temperaturii umpluturii metalice pe partea de răcire, în punctul limită al preîncălzitorului, la $z_r = 0$, $\varphi_r = 0$, în funcționare nominală a acestuia, se calculează cu relația (2.49).

$$t_{ar0}(0,0) = 50 \text{ } ^\circ C ; \quad t_{ur0}(0,0) = 124 \text{ } ^\circ C ;$$

Unghiul total al zonei de răcire pe care preîncălzitorul se rotește $\varphi_{rt} = 2.356 \text{ rad}$, se găsește cu ajutorul relației (1.103);

Pasul cu care înălțimea preîncălzitorului crește pentru fiecare punct de temperatură calculat $p = 0,063 \text{ m}$, pentru $j_{\max} = 4$ se calculează cu relația (4.52).

Pasul cu care unghiul preîncălzitorului crește pentru fiecare punct de temperatură calculat, pe partea de răcire a umpluturii, $pp_r = 0,589 \text{ rad}$, se calculează cu relația (4.53).

Pentru $j = 1$:

Înălțimea corespunzătoare fiecărui punct de temperatură calculat, pe partea de răcire a umpluturii, se determină cu relația (4.54):

$$z_1 = 0,063 \text{ m}$$

Unghiul corespunzător fiecărui punct de temperatură calculat, pe partea de răcire a umpluturii, se determină cu relația (4.55):

$$\varphi_{r1} = 0,589 \text{ rad};$$

Cu ajutorul relațiilor (4.56) și (4.57) se calculează temperatura umpluturii și gazelor de ardere la z_1 , $^{\circ}\text{C}$, și φ_{r1} , rad :

$$t_{ur0}(1,1) = 134 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad t_{ar0}(1,1) = 64 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Pentru celelalte puncte până la $j=4$, temperaturile umplurii și aerului de ardere la funcționarea cazanului la sarcină nominală, se calculează în același mod, în partea de curgere a gazelor de ardere, ca și la $j=1$ și se obțin valorile din **Tabelul 5.8.** și **Tabelul 5.15.**

5.3.3 Temperaturile obținute pentru cele 4 regimuri de funcționare analizate

În **Tabelul 5.9**, **Tabelul 5.10** și **Tabelul 5.15** sunt prezentate valorile numerice calculate pe partea de încălzire, respectiv pe partea de răcire a umpluturii corespunzătoare probei nr. 1 de funcționare în regim nenominal al cazanului.

Calculul specific încălzirii umpluturii pentru probele nr. 1, nr. 2 și nr. 3 sunt efectuate conform metodologiei de calcul prezentate la proba nr. 0, la funcționarea cazanului în regim nominal de funcționare.

În **Tabelul 5.11**, **Tabelul 5.12** și **Tabelul 5.15** sunt prezentate valorile numerice calculate pe partea de încălzire, respectiv pe partea de răcire a umpluturii corespunzătoare probei nr. 2 de funcționare în regim nenominal al cazanului.

În **Tabelul 5.13**, **Tabelul 5.14** și **Tabelul 5.15** sunt prezentate valorile numerice calculate pe partea de încălzire, respectiv pe partea de răcire a umpluturii corespunzătoare probei nr. 3 de funcționare în regim nenominal al cazanului.

Rezultatele calculului corespunzătoare cap. 5 sunt înscrise în **tabelul 5.15.** și reprezentate grafic în **fig. 5.6.**

Tabelul 5.15 Puncte de temperaturi corespunzătoare cap. 5, obținute la funcționarea generatorului de abur la diferite sarcini

Pct. de temp. obț. la z_i și φ_i	t_{gi0} , $^{\circ}\text{C}$	t_{ui0} , $^{\circ}\text{C}$	t_{ar0} , $^{\circ}\text{C}$	t_{ur0} , $^{\circ}\text{C}$	t_{gi1} , $^{\circ}\text{C}$	t_{ui1} , $^{\circ}\text{C}$	t_{ar1} , $^{\circ}\text{C}$	t_{ur1} , $^{\circ}\text{C}$
(1,1)	160	132	64	134	155	128	63	129
(2,2)	175	142	80	144	169	137	79	139
(3,3)	190	153	100	155	184	148	99	150
(4,4)	206	167	126	168	200	161	124	162
Pct. de temp. obț. la z_i și φ_i	t_{gi2} , $^{\circ}\text{C}$	t_{ui2} , $^{\circ}\text{C}$	t_{ar2} , $^{\circ}\text{C}$	t_{ur2} , $^{\circ}\text{C}$	t_{gi3} , $^{\circ}\text{C}$	t_{ui3} , $^{\circ}\text{C}$	t_{ar3} , $^{\circ}\text{C}$	t_{ur3} , $^{\circ}\text{C}$
(1,1)	147	122	62	124	144	117	61	119
(2,2)	160	131	78	134	157	126	76	128
(3,3)	175	142	98	144	171	136	94	138
(4,4)	190	154	122	156	186	149	116	149

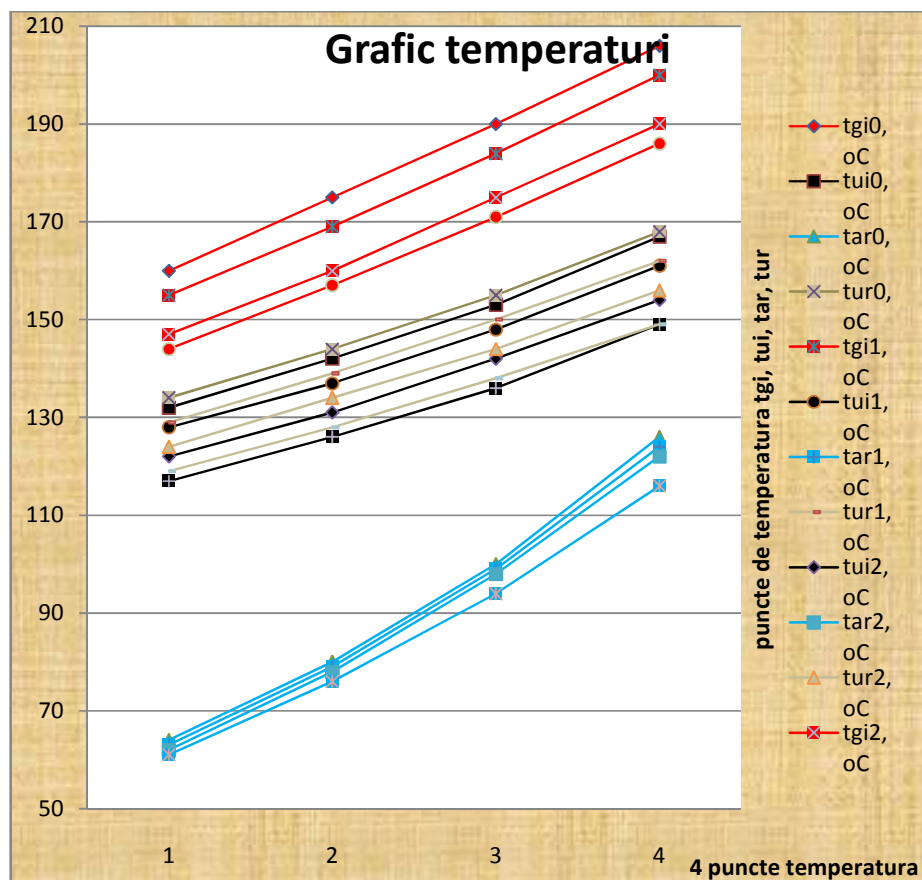


Fig. 5.6- Prezentarea grafică a funcționării preîncălzitorului de aer, reprezentată de punctele de temperatură specifice, în funcție de sarcina generatorului de abur

Temperatura de rouă acidă pentru combustibilul folosit (carbune- lignit) este de 152°C , iar înălțimea zonei reci a preîncălzitorului este de $0,25\text{ m}$ (25 cm).

Punctele de temperatură folosite pentru a se afla în ce punct pe înălțimea preîncălzitorului apare coroziunea acidă a metalului sunt temperaturile umpluturii în zona rece a preîncălzitorului, în partea de curgere a gazelelor de ardere $t_{ui}(1,1)$, $t_{ui}(2,2)$, $t_{ui}(3,3)$, $t_{ui}(4,4)$. Din **Tabelul 5.15** și din **Fig. 5.6** se observă că pentru cele 4 probe la diferite sarcini ale cazanului se conturează următoarele concluzii:

- pentru proba nominală (proba nr. 0) $t_{ra} \approx t_{ui0}(3,3) = 153^{\circ}\text{C}$, fenomenul de rouă acidă apare în zona rece, pe înălțimea preîncălzitorului la $0,189\text{ m}$ ($18,9\text{ cm}$).

- pentru proba la sarcina cazanului de 86% (proba nr. 1) t_{ra} este situată între $t_{ui1}(3,3) = 148^{\circ}\text{C}$ și $t_{ui1}(4,4) = 161^{\circ}\text{C}$, rezultă că fenomenul de rouă acidă apare în zona rece, pe înălțimea preîncălzitorului la aproximativ $0,22\text{ m}$ (22 cm).

- pentru proba la sarcina cazanului de 72% (proba nr. 2) $t_{ra} \approx t_{ui2}(4,4) = 154^{\circ}\text{C}$, rezultă că fenomenul de rouă acidă apare în zona rece, pe înălțimea preîncălzitorului la aproximativ $0,25\text{ m}$ (25 cm).

- pentru proba la sarcina cazanului de 58 % (proba nr. 3) $t_{ra} > t_{ui3}(4,4) = 149\text{ }^{\circ}\text{C}$, rezultă că fenomenul de rouă acidă apare în zona caldă, pe înălțimea preîncălzitorului la aproximativ 0,28 m (28 cm).

În Fig. 5.7 sunt reprezentate grafic temperaturile umpluturii la cele 4 sarcini ale cazanului arătate mai sus, în raport cu temperatura de rouă acidă.

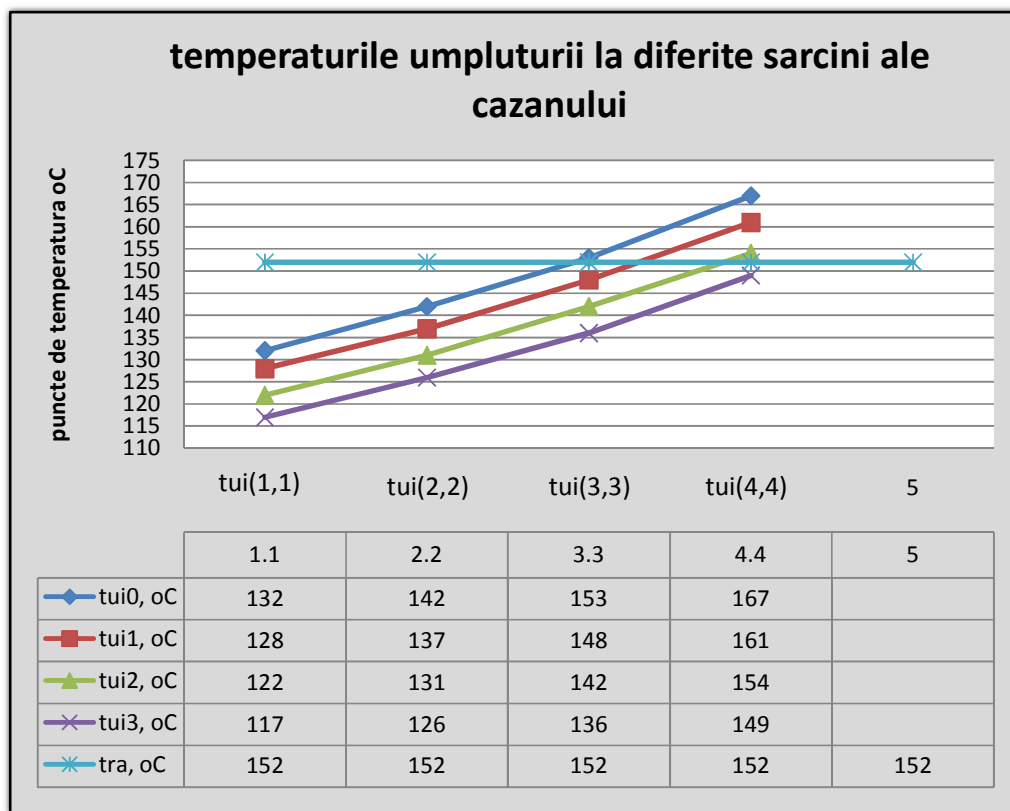


Fig. 5.7- Temperaturile umpluturii obținute la diferite sarcini ale cazanului în raport cu temperatura de rouă acidă

S-au obținut date care pot fi utile în dimensionarea geometrică a zonei reci a unui astfel de preîncălzitor de aer. Se poate mări înălțimea acestei zone astfel încât punctul de rouă acidă să fie sub punctul de temperatură al umpluturii metalice la intrarea în această zonă.

Au fost efectuate doar câte 4 puncte de temperatură la fiecare din cele patru sarcini de funcționare ale generatorului de abur. Metodologia de calcul se poate extinde pe oricâte puncte de temperatură se dorește. Calculul a fost efectuat doar pentru zona rece a preîncălzitorului, dar se poate extinde și pentru zona caldă.

5.3.4 Măsurări efectuate la CET Ișalnița

Au fost efectuate măsurări de temperatură (care validează modelul matematic prezentat în capitolele anterioare) și de condiții de mediu la unul din cele două preîncălzitoare de aer rotative funcționale ale Cazanului 7B de la Termocentrala Ișalnița. Determinările au fost efectuate cu următoarele mijloace de măsurare:

- piometrul Powerfix HG00304 cu seria 271160;
- termo-higro-barometrul PCE- THB- 40 cu seria Q704356.

Măsurările pentru condițiile de mediu (a se vedea **Tabelul 5.17**) au fost efectuate pe o perioadă de 20 minute cu termo-higro-barometrul amintit.

Tabelul 5.17- Măsurări ale parametrilor de mediu

Position	Date	Time	Ch1_ Value	Ch1_ Unit	Ch2_ Value	Ch2_ unit	Ch3_ Value	Ch3_ unit
1	7/14/2016	12:00:14	46,2	%RH	000027,6	DEGREE C	000749,2	mm Hg
2	7/14/2016	12:05:14	46,7	%RH	000027,7	DEGREE C	000749,1	mm Hg
3	7/14/2016	12:10:14	46,8	%RH	000027,7	DEGREE C	000749,0	mm Hg
4	7/14/2016	12:15:14	45,7	%RH	000027,8	DEGREE C	000749,1	mm Hg
5	7/14/2016	12:20:14	45,3	%RH	000027,9	DEGREE C	000749,0	mm Hg

Măsurările punctelor de temperatură ale umpluturii metalice au fost determinate în partea de evacuare a gazelor de ardere din preîncălzitorul de aer, printr-o ușă de vizitare, a se vedea **Fig. 5.10**, iar rezultatele măsurărilor care au fost efectuate pe o perioadă de 20 min (cu piometrul amintit și prezentat în **Fig 5.9**. și în **Tabelul 5.18**), au fost arătate în **Tabelul 5.19**.

Tabel 5.19- Măsurarea temperaturii umpluturii $t_{ui}(h,0)$ °C, la $h = 0$, $\varphi = 0$, obținută la sarcina parțială a cazanului de 72 %.

Nr. Crt.	Data	Timp	Valoarea de temperatura $t_{ui}(h,0)$	Unitate de masură
1	6/14/2016	12:00:14	117	°C
2	6/14/2016	12:02:14	118	°C
3	6/14/2016	12:04:14	119	°C
4	6/14/2016	12:06:14	119	°C
5	6/14/2016	12:08:14	118	°C
6	6/14/2016	12:10:14	119	°C
7	6/14/2016	12:12:14	118	°C
8	6/14/2016	12:14:14	119	°C
9	6/14/2016	12:16:14	118	°C
10	6/14/2016	12:18:14	117	°C

În **Fig. 5.10** este arătat modul de efectuare al măsurărilor de temperatură care au fost efectuate la unul din preîncălzitoarele de aer rotative de la CET Ișalnița.



Fig. 5.10- Modul de efectuare al măsurărilor de temperatură la preîncălzitorul de aer analizat

Media valorilor obținute prin măsurarea cu piometrul pentru sarcina generatorului de abur de 72 %, este de aproximativ 118°C . Din calcul rezultă, cu ajutorul modelului matematic o temperatură a umpluturii la evacuare de aproximativ 116°C . Dacă se face o comparație printr-o eroare relativă între rezultate, se obține o valoare de 1.8 % sau dacă se consideră o eroare de măsurare, aceasta este de aproximativ 2°C . O eroare relativă de 2 % poate fi acoperitoare, iar cele două rezultate pot fi considerate apropiate dacă se ține cont de numeroasele influențe care se pot lua în calcul la funcționarea unui astfel de schimbător de căldură.

CAPITOLUL 6

CONCLUZII. CONTRIBUȚII PERSONALE. PERSPECTIVE

CONCLUZII

În cadrul acestui capitol sunt prezentate concluziile rezultate din această lucrare de doctorat. Sunt evidențiate contribuțiile personale ale autorului prin dezbaterile unor idei, teorii care conduc la viitoare preocupări în legătură cu tipul de preîncălzitor de aer regenerativ rotativ studiat.

În această lucrare am urmărit dezvoltarea unei idei științifice privind optimizarea preîncălzitoarelor de aer regenerative rotative, idee care a condus la eficientizarea acestora în funcționare.

Am analizat regimuri termice, dimensionări, materiale folosite, toate legate de acest tip de schimbător de căldură. Am realizat studii de caz pe preîncălzitor: punctele și zonele de apariție ale fenomenului de coroziune a materialului umpluturii metalice; schimburile de căldură în funcție de viteza de rotație a preîncălzitorului; funcționarea acestuia la sarcini parțiale; influența temperaturii aerului de ardere la intrarea în schimbătorul de căldură asupra coroziunii acide a acestuia; am elaborat un model de calcul numeric care simulează funcționarea preîncălzitorului.

În introducere am prezentat calculul termic al unui exemplu de generator de abur împreună cu cele două preîncălzitoare de aer identice tipul Ljungstrom. Cazanul prezentat folosește combustibil păcură care are conținutul de sulf de 4,5 %. Acest exemplu a fost ales pentru a se evidenția efectul fenomenului de coroziune acidă, deși din anul 1996 conținutul de sulf din păcură nu trebuie să depășească 1 %. Am calculat temperatura de rouă acidă în funcție de combustibilul folosit, apoi am avut în vedere folosirea unei umpluturi speciale pentru ultima treaptă a schimbătorului (zona rece a acestuia). Am arătat cum a fost împărțit preîncălzitorul de aer, în scopul determinării temperaturilor gazelor și aerului de ardere în punctele care delimitează cele două zone, caldă și rece. În cadrul acestui capitol am determinat anumiți parametri pentru viitoarele determinări.

Am analizat regimul termic al zonei reci a preîncălzitorului, regim care a presupus calcularea punctelor de temperatură semnificative, care variază după o funcție matematică liniară, din interiorul fagurelui schimbătorului de căldură în funcție de înălțimea acestuia h și de unghiul pe care acesta îl formează în rotirea sa φ . Au fost determinate temperaturile, pe partea răcirii gazelor de ardere, pe partea preîncălzirii aerului de ardere și pe partea încălzirii, respectiv răcirii umpluturii metalice din interiorul schimbătorului de căldură.

Am prezentat funcționarea preîncălzitorului de aer în regim de sarcini parțiale (sarcina cazanului fiind de 80 %) și influența acestei funcționări asupra fenomenului de coroziune acidă. Am constatat că la sarcini parțiale regimul termic al schimbătorului de căldură scade, temperatura gazelor de ardere la evacuare scade și de asemenea temperatura aerului preîncălzit scade. Acest aspect a fost subliniat mai profund în capitolele ulterioare în care sunt studiate 3 sarcini parțiale de funcționare pentru generatorul de abur. Am analizat evoluția temperaturilor umpluturii metalice în paralel pentru cele două sarcini de funcționare: 100 % și 80 % ale cazanului.

Am prezentat fenomenul de rouă acidă, fenomen care distruge umplutura metalică a preîncălzitorului de aer. Am arătat formarea acidului sulfuric din vaporii de anhidridă

sulfurică care se combină cu vaporii de apă condensați pe peretele interior al fagurelului metalic al schimbătorului de căldură.

Am analizat posibilitățile de control ale fenomenului de rouă acidă prin prezentarea a două metode de stopare sau ținere sub control a acestui fenomen. Prima metodă este reprezentată de influența vitezei de rotație a rotorului preîncălzitorului asupra schimburilor de căldură și implicit asupra prevenirii coroziunii acide a umpluturii metalice. Primele două turații ale rotorului preîncălzitorului arătate sunt folosite în realitate, iar celelalte două au fost alese pentru a se evidenția mai bine fenomenul, chiar dacă sunt în afara domeniului practic.

Am constatat că viteza de rotație, în cazul acestui tip de preîncălzitor, are o mică influență asupra regimului termic al schimbătorului de căldură. Am arătat că temperatura umpluturii la finele preîncălzitorului, în sensul curgerii gazelor de ardere, la înălțimea h și unghiul $\varphi = 0$, $t_{ui}(h,0)$, $^{\circ}C$, nu diferă considerabil prin mărirea turației. Calculul a fost efectuat atât pentru sarcina nominală cât și pentru cea parțială de 80 % a cazanului.

A doua metodă de stopare a apariției acidului sulfuric în interiorul schimbătorului de căldură, pe care am prezentat-o, constă în ridicarea temperaturii aerului la intrarea în preîncălzitor t_a' , de la $90^{\circ}C$ până la $120^{\circ}C$, pentru diferite rotații ale preîncălzitorului. Prin creșterea acestei temperaturi fenomenul de rouă acidă se diminuează sau chiar dispare, evident cu dezavantajele legate de energia aferentă consumată. Menționez că punctul cel mai important de temperatură în relația cu roua acidă este $t_{ui}(h,0)$, $^{\circ}C$, iar mărirea temperaturii t_a' , conduce la mărirea acestei temperaturi. Dacă $t_{ui}(h,0) > t_{ra}$ atunci fenomenul de rouă acidă nu apare în interiorul schimbătorului de căldură. Acest lucru poate fi realizat de exemplu prin preîncălzirea prealabilă a aerului printr-un calorifer, de la o priză a turbinei.

Pentru o eventuală cercetare a preîncălzitorului am prezentat și două idei, una de separare a zonelor termice ale preîncălzitorului, umplutura zonei reci putând să fie mai ușor de schimbat sau folosită cu o altă turație față de cea de la zona caldă; iar a doua idee prezintă folosirea unor senzori de temperatură foarte mici, montați în umplutura metalică a preîncălzitorului, care să transmită wireless semnalul către un controler din exteriorul preîncălzitorului, astfel fiind monitorizat în timp real regimul termic al schimbătorului de căldură.

Am creat un model matematic care simulează funcționarea preîncălzitorului și cu ajutorul căruia sunt evidențiate temperaturile din interiorul acestuia: temperaturile umpluturii metalice, gazelor și aerului de ardere, în punctele semnificative ale fagurelui metalic, în funcție de înălțimea h și unghiul la centru format prin rotirea sa, φ .

Am aplicat modelul matematic pe cazul de preîncălzitor studiat, pentru ultima zonă termică a acestuia (zona rece). Au fost analizate 12 puncte de temperatură atât pe partea de răcire a gazelor de ardere, cât și pe partea de încălzire a aerului de ardere. Rezultatele au fost prezentate pentru funcționarea la sarcina nominală a cazanului, pentru cele două zone de încălzire, respectiv răcire. Evoluția temperaturilor în punctele analizate este descrescătoare pentru zona de curgere a gazelor de ardere și crescătoare pentru zona de preîncălzire a aerului de ardere, inclusiv temperaturile umpluturii metalice care sunt descrescătoare în zona gazelor și crescătoare în zona aerului, evoluții de altfel firești, care validează acest model matematic prezentat.

Am implementat modelul matematic de calcul teoretic analizat pe un caz concret de preîncălzitor de aer, de tip Rothemuhle, pe cazanul 7B de la CET Ișalnița, care a funcționat

pe cărbune (lignit) cu puterea calorifică inferioară $Q_i^i = 7836 \text{ kJ/kg}$ și conținutul de sulf $S_i = 0,74 \%$. Deși cazanul are preîncălzitor de aer Rothemuhle (cu rotor fix), rezultatele pot fi validate, deoarece după cum s-a arătat în capitolele anterioare, viteza de rotație influențează foarte puțin regimul termic al preîncălzitorului, iar pe lângă acest aspect ambii faguri folosesc umplutură metalică, lucru care duce la schimburi de căldură asemănătoare. Sarcinile parțiale au fost preluate din istoria de funcționare a cazanului de la Ișalnița. În acest capitol am aplicat modelul matematic pentru determinarea a 4 puncte de temperatură, la 4 sarcini parțiale de funcționare a generatorului de abur.

Concluzia cea mai importantă pe care am desprins-o, după aplicarea modelului matematic pe cazul real de preîncălzitor, este punctată în rândurile următoare:

Temperatura de rouă acidă pentru combustibilul folosit (cărbune- lignit) este de 152°C , iar înălțimea zonei reci a preîncălzitorului este de 0,25 m (25 cm).

În urma calculelor am constatat că fenomenul de rouă acidă apare pe înălțimea preîncălzitorului:

- pentru funcționarea generatorului de abur la sarcină nominală la 0,189 m (18,9 cm);
- pentru funcționarea generatorului de abur la sarcină parțială de 86 % la 0,22 m (22,0 cm);
- pentru funcționarea generatorului de abur la sarcină parțială de 72 % la 0,25 m (25,0 cm);
- pentru funcționarea generatorului de abur la sarcină parțială de 58 % la 0,28 m (28,0 cm).

Din proiectul cazanului, zona rece a preîncălzitorului are 25 cm. Aceasta este formată din fagure cu umplutură metalică care este tratată special sau de grosime mai mare decât umplutura folosită la zona caldă. Înălțimea amintită coincide cu înălțimea zonei reci efective, pentru cazul de combustibil analizat, atunci când cazanul funcționează la sarcina parțială de 72 %. Însă în momentul în care sarcina cazanului scade sub 72 %, de exemplu pentru cazul de 58 %, înălțimea zonei reci ar trebui să aibă cel puțin 28 cm pentru ca fenomenul de rouă acidă să nu se formeze în zona superioară a preîncălzitorului în care tabla umpluturii metalice nu este una specială și nu rezistă foarte bine la coroziune. Pentru acest caz, de exemplu, o înălțime optimă a zonei reci a schimbătorului de căldură ar fi aceea de aproximativ 30 cm. Cu ajutorul celor prezentate, în cazul în care se dorește înlocuirea fagurilor de umplutură metalică, la o perioadă de reparații a cazanului, se poate lua în considerare achiziționarea unei umpluturi speciale pentru ultima treaptă cu o înălțime mai mare, optimă, calculată în același mod ca și în exemplul prezentat, pentru ca acidul sulfuric să nu ajungă să dăuneze distructibil materialul.

Suplimentar, pentru validarea modelului matematic, am efectuat măsurări de temperatură pe umplutura unui preîncălzitor din cele două identice aparținând cazanului 7B de la CET Ișalnița. Rezultatele pe care le-am obținut cu modelul matematic față de cele reale au fost apropiate, dacă se ține cont de numeroasele influențe care se pot lua în calcul la funcționarea unui astfel de schimbător de căldură, obținându-se o eroare relativă de 2 % între cele două rezultate.

Cazanul 7A al termocentralei amintite a fost în reparații și revizii în perioada determinărilor. Am arătat umplutura corodată din cauza formării acidului sulfuric și interiorul preîncălzitorului în perioada de service.

Scopul final al tezei, obținut în urma analizei în exploatare a unui preîncălzitor de aer regenerativ rotativ, a fost acela de a determina înălțimea optimă a zonei reci (zonă expusă coroziunii acide) a unui astfel de schimbător de căldură, în scopul înlocuirii acesteia în perioadele de reparații sau la retehnologizarea generatorului de abur. Am menționat faptul că această înălțime a zonei reci, datorită funcționării generatorului de abur la sarcini parțiale sau datorită numărului de porniri- opriri, diferă față de înălțimea acestei zone folosită la proiectarea cazanului.

Cu ajutorul celor prezentate în această lucrare se poate calcula cu exactitate punctul pe înălțimea preîncălzitorului în care acidul sulfuric apare. Acest fenomen poate fi stopat printr-o reglare optimă a sarcinii generatorului sau se poate aduce în discuție folosirea ultimei trepte a acestuia în regim de coroziune acidă, însă în acest caz din urmă este bine să se țină cont pentru zona rece de înălțimea optimă și de materialele speciale rezistente la coroziune, aceste aspecte le-am analizat în detaliu în această lucrare.

Teza a fost structurată în 6 capitole și cuprinde 29 de figuri (poze, scheme sau grafice) și 30 de tabele.

CONTRIBUȚII PERSONALE

În cadrul acestei teze de doctorat autorul a avut contribuții personale care au creionat cuprinsul întregii lucrări. Dintre acestea amintesc următoarele:

- Am proiectat un generator de abur împreună cu preîncălzitoarele de aer regenerative rotative aferente acestuia, în care este inclusă determinarea temperaturii de rouă acidă, foarte importantă în procesul de coroziune a materialului preîncălzitorului. Punctez că am folosit ca și combustibil păcură cu un conținut ridicat de sulf, lucru important pentru accentuarea scopului final al lucrării. Am prezentat fenomenul de rouă acidă. Am analizat influența sarcinilor parțiale asupra fenomenului de coroziune acidă. Toate acestea au fost realizate pentru a mă apropia cât mai mult de fenomen.
- Am împărțit preîncălzitorul de aer în două zone termice, am efectuat calculul acestora și am găsit punctele de temperatură înainte și după fiecare zonă, pentru a delimita cele două zone ale schimbătorului de căldură.
- Am efectuat calculul regimului termic al ultimei trepte a preîncălzitorului, tip Ljungstrom, calcul care implică determinarea temperaturilor din interiorul umpluturii metalice a schimbătorului de căldură, care mai întâi variază după o analiză matematică liniară, în funcție de înălțimea acestuia h și de unghiul pe care acesta îl formează în rotirea sa φ .
- Am prezentat posibilități de control ale fenomenului de rouă acidă. Pe lângă cele cunoscute m-am oprit asupra a două metode:
 - influența turației rotorului asupra fenomenului de rouă acidă;
 - influența măririi temperaturii aerului de ardere la intrarea în preîncălzitor, asupra fenomenului de coroziune.
- Am prezentat două idei pentru viitoare preocupări/ cercetări. Prima este reprezentată de separarea constructivă a celor două zone (caldă și rece), astfel încât rotorul să fie realizat din două trepte la fel și carcusele, iar antrenarea putând de asemenea să fie separată pentru a funcționa cu turație diferită. A doua metodă este reprezentată de montarea unor senzori de temperatură wireless, foarte mici în

interiorul umpluturii metalice, pentru o monitorizare în timp real a regimului termic al preîncălzitorului.

- Am creat un model matematic original care a fost realizat într-un program de calcul matematic (mathcad), care simulează funcționarea preîncălzitorului de aer regenerativ rotativ, din punct de vedere al regimului termic și care funcționează în raport cu coroziunea materialului schimbătorului de căldură. Am aplicat modelul matematic pe un preîncălzitor de aer rotativ real, de tip Rothemuhle, aparținând unui cazan care funcționează cu cărbune (lignit).
- Am calculat punctul pe înălțimea preîncălzitorului unde apare acidul sulfuric care distruge materialul umpluturii metalice. Apoi am determinat înălțimea optimă a zonei reci a preîncălzitorului, în scopul înlocuirii umpluturii din această zonă în perioadele de reparații sau de re tehnologizare a cazanului. Am constatat că înălțimea zonei reci a preîncălzitorului de aer crește o dată cu numărul de ore de exploatare a generatorului de abur. În cazul analizat am observat că această înălțime a crescut de la 0,25 m în cazul punerii în funcțiune în anul 1968, la 0,28 m în cazul funcționării actuale.
- În perioada redactării tezei am elaborat și publicat în reviste științifice 5 publicații care prezintă studii/ metode prezentate în această teză de doctorat [104- 108].

PERSPECTIVE

Având în vedere cercetările întreprinse în această lucrare, ca și perspective pot fi menționate următoarele direcții:

Modelul matematic poate fi implementat pe tipurile de preîncălzitoare de aer regenerative rotative Ljungstrom sau Rothemuhle și poate să ofere date principale în legătură cu înălțimea optimă a ultimei zone a schimbătorului de căldură (zona rece a acestuia), pentru perioadele în care se dorește schimbarea umpluturii metalice. Cu modelul matematic se găsesc punctele de temperatură ale umpluturii metalice la diferite sarcini de funcționare ale cazanului, care în funcție de temperatura de rouă acidă stabilesc ce înălțime optimă ar trebui să aibă zona rece a preîncălzitorului care trebuie înlocuită. Această înălțime trebuie să fie cunoscută pentru ca fenomenul de coroziune să apară în această zonă în care se folosește o umplutură tratată special sau de grosime mai mare, care rezistă mai bine la coroziune.

Modelul matematic prezentat poate fi folosit și pe un preîncălzitor în întregime (zona caldă împreună cu zona rece) în momentul în care operatorul dorește să știe, la un moment dat în funcționarea acestui schimbător de căldură, în ce punct pe înălțimea preîncălzitorului apare coroziunea acidă și dacă dorește să regleze sarcina cazanului în raport cu funcționarea optimă a preîncălzitorului de aer.

Studiile de caz și ideile amintite, pot reprezenta un punct de plecare pentru ulterioare cercetări.

Cu ajutorul celor prezentate în această lucrare preîncălzitoarele de aer regenerative rotative pot fi manipulate/ operate cu o mai bună exactitate și profesionalism, lucru care duce într-un final la costuri mai reduse, care nu sunt deloc de neglijat, în exploatarea acestui tip de echipament termic.

Pe viitor, această lucrare poate reprezenta un punct de plecare pentru părțile interesate în rezolvarea acestei imperfecțiuni (fenomenul de rouă acidă) pe care preîncălzitoarele de aer regenerative rotative o au.

Bibliografie selectivă

- [1] Pîșă I, Calculul termic al generatoarelor de abur, Editura Politehnica Press, București, 2008.
- [2] Neaga C., Tratat de Generatoare de Abur. Vol. IV, Ed. PRINTECH, București, 2006, 430 pg.
- [3] Neaga C.C., Analiza matematică a influenței regimului termic de funcționare a unui preîncălzitor de aer regenerativ rotativ asupra coroziunii acide. Ed. POLITEHNICA PRESS, București, 2014, 70 pg
- [4] Neaga C., Epure A., Calculul termic al generatoarelor de abur. Îndrumar. Ed. EDITURA TEHNICA, București- 1988, 316 pg.
- [6] Pîșă I., Neaga C., Mihăescu L., Prisecaru T., Generatoare de abur, Vol. 1, Îndrumar de laborator. Editura UPB, 1994, 187 pg.
- [8] Neaga C., Influența turației rotorului unui preîncălzitor de aer regenerativ rotativ asupra construcției și funcționării acestuia, revista Energetica, București 2015.
- [9] Mihăescu L., Prisecaru T., Oprea I., Cazane și turbine, Editura MATRIX ROM, 1999.
- [11] Stephen K.Storm, John Guffre, Andrea Zucchelli, Advancements with Regenerative Airheater Design, Performance and Reliability. POWERGEN Europe 7-9 June 2011.
- [12] Necula, H., Badea, A., Ionescu, C. Schimbătoare de căldură. Editura AGIR. BUCUREȘTI, 2006, 139 pg. ISBN: 973-720-069-1
- [13] Alagic, S, Stosic, N., and Kovacevic, A.: Influence of rotational speed upon heat transfer in a rotary regenerative heat exchanger, TMT 2008, Istanbul, Turkey, 2008.
- [20] M.Srinivasa Rao, „Performance evaluation and recurring jamming problem analysis of air preheater in coal-fired power plants”, IRJET, Volume 02 Issued 05, e-ISSN: 2395 -0056, p-ISSN: 2395-0072, Aug- 2015.
- [21] Marcelo Moreira Ganzarolli, Paulo Cesar Mioralli, “Temperature distribution in a rotary heat exchanger”, 18th International Congress of Mechanical Engineering November 6-11, 2005, Ouro Preto, MG.
- [22] Mr. Vishwanath .H. H, Dr. Thammaiah Gowda, Mr. Ravi S.D, „Heat transfer analysis of Recuperative Air preheater”, International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, IJIRSET, Vol. 2, Issue 7, July 2013, ISSN: 2319-8753.
- [25] Lipeț, A.U. and a., Rotary Regenerative or Recuperative Tubular Air Heaters.VGB Power Tech., 7/2002, S. 53-60.
- [27] Sandira ELJŠAN, Nikola STOŠIĆ, Ahmed KOVAČEVIĆ, Indira BULJUBAŠIĆ. Improvement of Energy Efficiency of Coal- fired Steam Boilers by Optimizing Working Parameters of Regenerative Air Preheaters. Researches and Applications in Mechanical Engineering (RAME).Volume 2 Issue 1, March 2013
- [28] Juangjandee, P, Sucharitakul Juangjandee, P. and Sucharitakul, T., —Performance Evaluation of Leakage Cross Flow Heat Exchanger in Coal Fired Power Plant, 19th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand, Phuket, Thailand, 2005
- [30] Pagina de internet: “<http://www.arvos-group.com/news/urs-and-arvos-group-bring-energy-efficiency-solution-to-coal-fired-power-industry/>”.
- [32] Marinescu, M., Chisacof, A., Răducanu, P., Motorga, A., Transfer de căldură și masă- procese fundamentale., Editura Politehnica Press, București 2009.
- [38] Blaga, C. A., Echipamente și instalații termice, Ed. Tehnica, 2009.
- [71] Wang .H, Analysis on Thermal Stress Deformation of J. Chem. Eng., Vol. 26, 833-839 , 2009.