

### **4.3. Cazane de abur.**

Instalațiile de cazane de abur sunt destinate producerii aburului în scopuri energetice, tehnologice și de încălzire. Parametrii de proiectare a instalației depind de variația cererii de abur. Această cerere este caracterizată, în afară de valoarea presiunii și temperaturii aburului, de eventualele vârfuri de debit, definite ca mărime și timp, de perioadele de mers la debit normal sau la debite mai scăzute, de perioadele de staționare la cald, de numărul de opriri și frecvența acestora, precum și de durata maximă de folosire fără întrerupere.

În construcțiile de noi cazane se tinde spre unități cu presiunea și temperatura aburului din ce în ce mai ridicate, deoarece prin aceasta se mărește randamentul termic al instalațiilor. La alegerea parametrilor instalației este necesară o analiză atentă, deoarece concomitent cu creșterea parametrilor, pe lângă avantajele arătate, instalațiile de cazane devin mai costisitoare și realizarea lor mai pretențioasă, iar în exploatare prezintă o sensibilitate mai mare la acțiunea unor factori perturbatori.

În conducerea automată a acestor instalații s-a constatat că în cazul unei reglări necorespunzătoare, datorită unor variații mari a parametrilor reglați, valoarea medie a acestor parametri trebuie să fie mai mică decât valoarea nominală pentru a evita depășirea valorilor maxime admise. Acest fapt are o influență directă asupra consumului specific de combustibil și a randamentului. Utilizarea unor algoritmi evoluți de reglare numerică permite funcționarea curentă la valori ridicate ale parametrilor, mai apropiate de valorile maxime admise, realizându-se un consum specific de combustibil mai mic și un randament mai ridicat. Pentru a analiza însă comportarea și performanțele acestor algoritmi, în condițiile în care accesul pentru efectuarea unor încercări și măsurători în regim de exploatare curentă este dificil de obținut, se impune determinarea unui model analitic cât mai exact al instalației.

#### **4.3.1. Descrierea și funcționarea cazanului**

Schema de principiu a unui cazan de abur cu circulație naturală, alimentat cu gaz metan și a instalației de reglare propusă este reprezentată în figura 1.1.

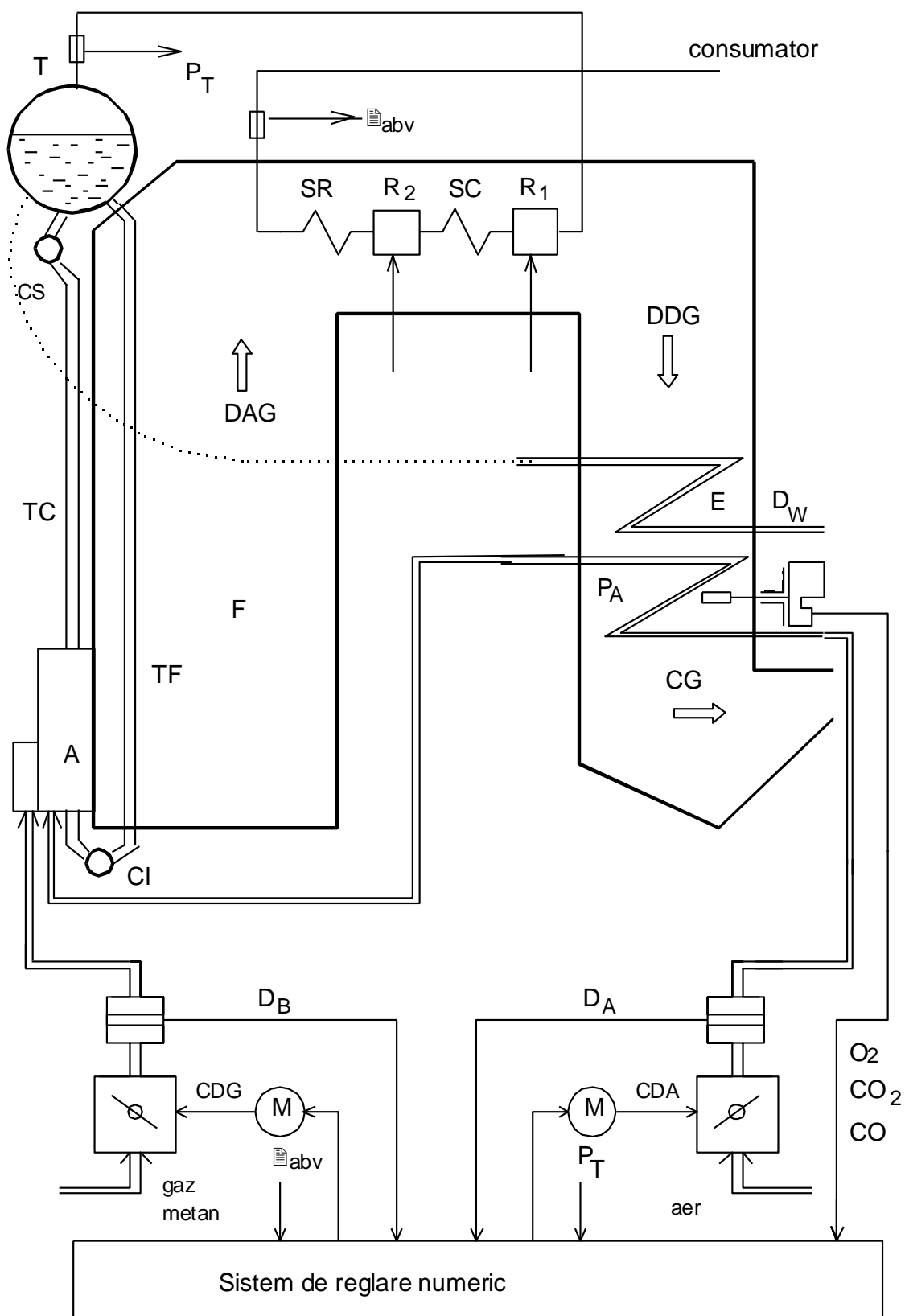


Figura 1.1

Debitul de combustibil, ce se poate regla prin clapeta CDG alimentează arzătoarele cazanului împreună cu aerul de ardere reglat prin clapeta CDA. Căldura dezvoltată prin arderea combustibilului este transmisă într-un procent foarte mare tevilor fierbătoare TF prin radiație. De la tevilor fierbătoare, căldura se transmite apei care se află în ele, ceea ce duce la vaporizarea acesteia. Vaporii se separă de apă în partea superioară a tamburului T după care parcurg instalația de supraîncălzire. Gazele rezultate în urma arderii combustibilului, care au o temperatură ridicată ( $>1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), transmit prin convecție, o bună parte din căldura pe care o contin tevilor fierbătoare prin parcurgerea drumului ascendent DAG. În partea superioară gazele de ardere întâlnesc supraîncălzitoarele cărora le cedează deasemenea o anumită cantitate de căldură pentru supraîncălzirea aburului. Urmează apoi parcurgerea drumului descendent DDG în care gazele parcurg preîncălzitorul de aer PA și economizorul E, după care intră în canalul de gaze CG prin care ajung la filtre și apoi la cosul de fum, de unde sunt evacuate în atmosferă.

Cele de mai sus constituie numai o succintă expunere a proceselor care se desfășoară în cazanele de abur cu tambur. Principiile de funcționare a cazanelor cu circulație naturală sau forțată, precum și metode de modelare a acestor instalații sunt prezentate în [?]. O descriere mai amănunțită a funcționării cazanelor de abur cu tambur și câteva variante ale modelului liniarizat sunt prezentate în [?]. În aceste lucrări, pentru modelarea analitică a cazanului s-au utilizat legile fizice și chimice ce stau la baza funcționării procesului, informații apriorice despre constantele constructive, măsurători în regim staționar și la perturbații de tip treaptă. S-a determinat un model matematic neliniar al cazanului prin procedee analitice bazate pe ecuații de bilant masic și energetic, ecuații de transfer caloric precum și ecuații analitice ce descriu relațiile dintre parametrii termodinamici. Fiecare din aceste ecuații, de forma  $F(x_1, x_2, \dots, y_1, y_2, \dots)$  a fost liniarizată în condițiile unor variații mici în jurul punctului staționar de funcționare rezultând ecuații de forma:

$$\Delta F = \left( \frac{\partial F}{\partial x_1} \right)_0 \Delta x_1 + \left( \frac{\partial F}{\partial x_2} \right)_0 \Delta x_2 + \dots + \left( \frac{\partial F}{\partial y_1} \right)_0 \Delta y_1 + \dots \quad (1)$$

în care  $(\cdot)_0$  reprezintă condițiile inițiale constante, caracteristice punctului staționar de funcționare considerat, iar  $x_1, x_2, \dots$ , etc reprezintă variațiile variabilelor considerate. Adăugând ecuațiile caracteristice stării de abur saturat și respectiv supraîncălzit se obține un set de 23 ecuații diferențiale și algebrice între variabilele de stare ale procesului și intrările acestuia. Toate variabilele sunt prezente numai sub forma variațiilor în jurul punctului de funcționare considerat.

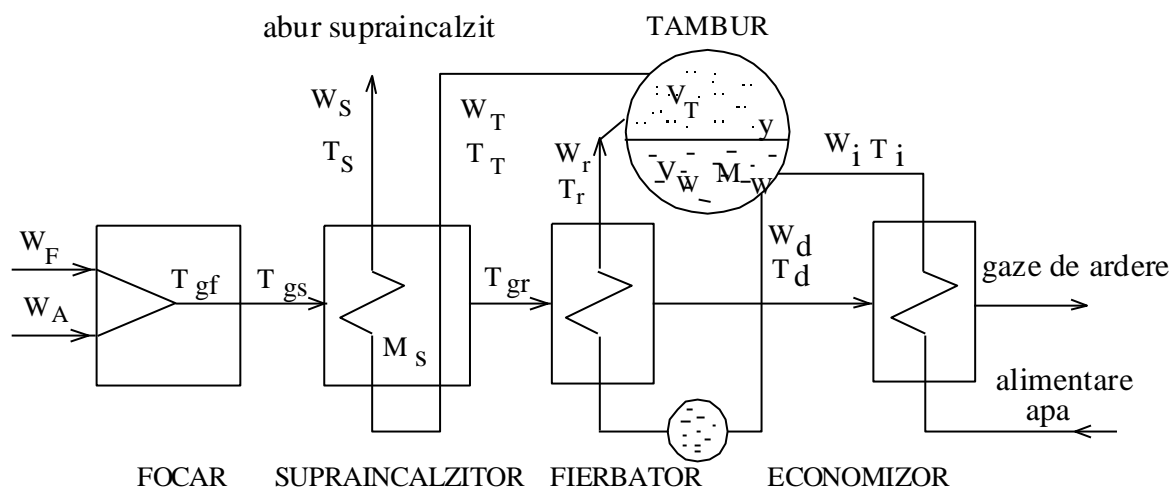


Figura 1

S-au considerat trei zone hidrodinamice: fierbătorul, tamburul și supraîncălzitorul, la care se adaugă focarul și calea gazelor arse. Schema funcțională simplificată este prezentată în figura 1.2., în care mărimile au următoarea semnificație:

- $W_T, W_S$  - debitul masic de abur la ieșirea din tambur și respectiv supraîncălzitor;
- $W_F, W_i$  - debitul masic de combustibil, respectiv al apei de alimentare;
- $W_r, W_d$  - debitul masic prin tevil de urcare respectiv de coborâre ale fierbătorului;
- $W_e$  - debitul masic de evaporare la suprafața lichidului din tambur;
- $V_S, L_S, A_S$  - volumul, lungimea și respectiv aria transversală totală a supraîncălzitorului;
- $V, L, A$  - volumul, lungimea și respectiv aria transversală a tamburului;
- $\rho_T, \rho_S$  - densitatea aburului la ieșirea din tambur și respectiv supraîncălzitor;
- $p_T, p_S$  - presiunea aburului din tambur și respectiv la ieșirea din supraîncălzitor;
- $M_B, M_S, M_w$  - masa tevil de urcare, a tevil supraîncălzitorului, respectiv masa lichidului din tambur;
- $T_S, T_T, T_d$  - temperatura aburului supraîncălzit, a aburului saturat și respectiv a fazei lichide din tambur și tevil de coborâre ale fierbătorului;
- $T_{gf}, T_{gr}, T_{gs}$  - temperatura gazelor de ardere în zona focarului, fierbătorului și supraîncălzitorului;
- $V, V_T, V_w$  - volumul total al tamburului, al fazei de vapor și respectiv a fazei lichide;
- $x$  - calitatea amestecului apă-abur (proporția masică de abur) la ieșirea din tevil de urcare;
- $l$  - nivelul apei în tambur;

Pentru a facilita soluționarea acestei modelări se au în vedere unele considerații simplificatoare, ca de exlu: raportul aer - combustibil se consideră constant; în fiecare secțiune temperatura medie a gazelor de ardere este funcție de temperatura lor la intrarea în secțiune și cantitatea de căldură transferată conductelor; inertia și capacitatea termică a gazelor arse se neglijează; calitatea (titlul) amestecului în tevil fiebătoare se consideră

constantă; se neglijează gradientul de temperatură al lichidului și vaporilor din tambur; modificările nivelului lichidului în tambur datorită formării bulelor sunt neglijate; influența economizorului asupra regimului tranzitoriu al cazanului se consideră neglijabilă și această secțiune nu este studiată; ecuațiile de stare pentru faza de vapori se determină din tabele atât pentru starea saturată cât și pentru aburul supraîncălzit.

Modelul obținut rămâne valabil doar în condițiile unor variații mici în cazul funcționării la sarcină nominală a instalației. Pentru a putea fi aplicat la alte valori ale sarcinii sunt necesare noi măsurători în condiții de regim staționar și actualizarea valorilor parametrilor, având în vedere modificarea coeficienților de transfer termic asociată cu modificarea stării aburului saturat și a aburului supraîncălzit. Aceste neajunsuri pot fi eliminate folosind un model neliniar simplu al cazanului, valabil pentru un domeniu larg de funcționare. Utilizarea acestui model presupune determinarea unui număr mic de parametrii, ușor de obținut din datele constructive ale cazanului.

#### 4.3.2. Modelul matematic neliniar al cazanului

Având în vedere capacitatea sistemelor de reglare adaptivă de a prezerva performanțele de reglare în prezența incertitudinilor de modelare, nu ne interesează atât acurătatea modelului cât valabilitatea acestuia pe un domeniu larg de funcționare cu evidențierea neliniarităților procesului la modificarea punctului de funcționare. Complexitatea modelului liniarizat și valabilitatea lui doar pentru variații mici în jurul punctului de funcționare fac improprie utilizarea acestuia pentru scopul urmărit în această lucrare. Modelul prezentat în continuare pentru un cazan de abur cu circulație naturală este un model neliniar simplificat dar care descrie, cu precizie suficientă pentru elaborarea și testarea unor algoritmi de reglare adaptivă, comportamentul dinamic al procesului.

Pentru determinarea modelului s-au considerat secțiunile cazanului nu în funcție de zonele hidrodinamice ci în funcție de cele două stări ale aburului: saturat și supraîncălzit. Rezultă astfel două submodele. Tamburul și tevilă fierbătoare formează un subproces în care este recirculat amestecul apă-abur iar aburul este în starea de saturație. Modelul acestui subsistem, în care este generat aburul saturat, are în principiu aceeași structură cu modelul prezentat în [Ast.Ek.1972,1988], unde validitatea acestei structuri a fost demonstrată prin simulații extensive și compararea cu numeroase rezultate experimentale. În cel de-al doilea subproces constituit din supraîncălzitorul de abur, aburul este supraîncălzit de la temperatura corespunzătoare stării de saturație la temperatura de livrare precizată în caracteristicile cazanului. Considerăm că temperatura de supraîncălzire se reglează printr-un dispozitiv cu injecție de condens pentru răcirea aburului. Semnificația notațiilor utilizate este următoarea:

- $\rho_w, \rho_{st}, \rho_{ss}$  - densitatea specifică a apei și a aburului saturat, respectiv supraîncălzit;
- $V_t, V_r, V_d$  - volumul tamburului, al tevilor de urcare și respectiv a celor de coborâre;
- $V_w, V_{wt}$  - volumul total al apei, respectiv volumul apei din tambur;
- $V_s, V_{st}$  - volumul total al aburului saturat, respectiv volumul aburului saturat din tambur;
- $W_{st}, W_{ss}$  - debitul masic de abur la ieșirea din tambur și respectiv supraîncălzitor;

$W_{wi}, T_{wi}$  - debitul masic, respectiv temperatura apei de alimentare;  
 $W_r, W_d$  - debitul masic prin tevil de urcare respectiv de coborare ale fierbătorului;  
 $V_s, L_s, A_s$  - volumul, lungimea și respectiv aria transversală totală a supraîncălzitorului;  
 $L, A$  - lungimea și respectiv aria transversală a tamburului;  
 $p_t, p_s$  - presiunea aburului din tambur și respectiv la ieșirea din supraîncălzitor;  
 $k_f, k_{fs}$  - coeficient de frecare pentru tevil fierbătorului, respectiv supraîncălzitorului;  
 $c_p$  - căldura specifică a metalului cazanului;  
 $m_c, m_s$  - masa caldării, respectiv a supraîncălzitorului;  
 $P_c, P_s$  - puterea dezvoltată prin arderea combustibilului în generarea aburului, respectiv supraîncălzire;  
 $T_s, T_t$  - temperatura aburului supraîncălzit, respectiv a aburului saturat;  
 $x_r$  - calitatea amestecului abur-apă (proporția masică de abur) la ieșirea din tevil de urcare;  
 $a_m$  - proporția volumică medie abur-apă ;  
 $h_{st}, h_{ss}$  - entalpia aburului saturat, respectiv a aburului supraîncălzit;  
 $h_w, h_{wi}$  - entalpia apei din tambur, respectiv a apei de alimentare;  
 $h_e$  - căldura latentă specifică de vaporizare.

Cea mai simplă structură a modelului pentru partea de generare a aburului sturat este una de ordinul întâi, rezultată din ecuația generală de bilant masic și energetic pentru acest subsistem, cu presiunea aburului saturat ca variabilă de stare și puterea consumată pentru generarea aburului saturat din puterea totală dezvoltată prin arderea combustibilului, ca mărime de intrare,  $w_{wi}$ ,  $w_{st}$ ,  $T_{wi}$  ca variabile auxiliare:

$$\frac{d}{dt}(\rho_{st} V_s + \rho_w V_w) = w_{wi} - w_{st} \quad (2)$$

$$\frac{d}{dt}(\rho_{st} h_{st} V_s + \rho_w h_w V_w + m_c c_p T_t) = P_c + w_{wi} h_{wi} - w_{st} h_{st} \quad (3)$$

Volumul total al aburului, respectiv al apei se pot determina conform relațiilor:

$$\begin{aligned} V_s &= V_t - W_{wt} + a_m V_r \\ V_w &= V_{wt} + V_d + (1 - a_m) V_r \end{aligned} \quad (4)$$

Modelul rezultat nu reuseste să descrie însă corespunzător dinamica nivelului lichidului din tambur. Aceasta este foarte dificil datorită fenomenelor de umflare și respectiv micșorare a volumului lichidului din tambur, la modificarea presiunii. Pentru a descrie aceste fenomene este necesară considerarea distribuției abur-apă și a ecuațiilor de transfer masic și energetic între cele două componente.

Considerăm o distribuție liniară a proporției masice abur-apă de-a lungul tevilor de urcare ale fierbătorului:

$$x(\gamma) = x_r \cdot \gamma \quad 0 \leq \gamma \leq 1 \quad (5)$$

unde  $\gamma$  reprezintă o coordonată normalizată de-a lungul tevilor de urcare, iar  $x_r$  calitatea aburului la ieșirea din tevil de urcare.

Ecuatiile de bilant masic și energetic pentru secțiunea tevilor de urcare vor fi de forma:

$$\frac{d}{dt}(\rho_{st}a_m V_r) + \frac{d}{dt}(\rho_w(1-a_m)V_r) = w_d - w_r \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(\rho_{st}h_{st}a_m V_r) + \frac{d}{dt}(\rho_w h_w(1-a_m)V_r) = \\ = P_c + w_d h_w - x_r w_r h_{st} - (1-x_r)w_r h_w = P_c + w_d h_w - x_r w_r h_e - w_r h_w \end{aligned} \quad (7)$$

Eliminând  $w_r$  din ultimele două relații se obține:

$$\begin{aligned} h_e(1-x_r)\frac{d}{dt}(\rho_{st}a_m V_r) + \rho_w(1-a_m)V_r \frac{dh_w}{dt} - \\ - x_r h_e \frac{d}{dt}(\rho_w(1-a_m)V_r) + \rho_{st}a_m V_r \frac{dh_{st}}{dt} = P_c - x_r h_e w_d \end{aligned} \quad (8)$$

Pentru a calcula nivelul apei în tambur este necesară determinarea prealabilă a proporției volumice medie abur-apă în tevilor de urcare ale fierbătorului ( $a_m$ ). Pentru aceasta avem:

$$x = \frac{\rho_{st}a}{\rho_{st}a + \rho_w(1-a)} \quad (9)$$

din care rezultă:

$$a = a(x) = \frac{\rho_w x}{\rho_{st} + (\rho_w - \rho_{st})x} \quad (10)$$

Proporția volumică medie abur-apă în tevilor de urcare se poate calcula cu relația:

$$a_m = \int_0^1 a(x_r) d\gamma = \frac{\rho_w}{\rho_w - \rho_{st}} \left[ 1 - \frac{\rho_{st}}{(\rho_w - \rho_{st})x_r} \ln \left( 1 + \frac{\rho_w - \rho_{st}}{\rho_{st}} x_r \right) \right] \quad (11)$$

Nivelul apei în tambur se va calcula din relația:

$$l = \frac{W_{wt} + a_m V_r}{A} \quad (12)$$

Pentru tevilor de coborâre se neglijează transferul de căldură și întârzierile între temperatura la intrarea și ieșirea din aceste tevi, și se va scrie numai ecuația de curgere a fluidului:

$$a_m V_r (\rho_w - \rho_{st}) = \frac{1}{2} k_f w_d^2 \quad (13)$$

Debitul prin tevilor de urcare se poate calcula din ecuația (6). Rezultă astfel:

$$w_r = w_d - \frac{d}{dt}(\rho_{st}a_m V_r) - \frac{d}{dt}(\rho_w(1-a_m)V_r) \quad (14)$$

Ecuatiile de stare pentru subsistemul de generare a aburului sunt date de (2), (3), și (8). Considerând ca variabile de stare presiunea în tambur ( $p$ ), volumul apei în tambur ( $V_{wt}$ ) și calitatea medie a amestecului apă-abur ( $x_r$ ) ecuațiile de stare pot fi scrise sub forma:

$$\begin{cases} a_{11} \frac{dp}{dt} + a_{12} \frac{dV_w}{dt} + a_{13} \frac{dx_r}{dt} = P_c + w_{wi} h_{wi} - w_{st} h_{st} \\ a_{21} \frac{dp}{dt} + a_{22} \frac{dV_w}{dt} + a_{23} \frac{dx_r}{dt} = w_{wi} - w_{st} \\ a_{31} \frac{dp}{dt} + a_{33} \frac{dx_r}{dt} = P_c - w_d x_r h_e \end{cases} \quad (15)$$

unde:

$$\begin{aligned} a_{11} &= \left( h_{st} \frac{d\rho_{st}}{dp} + \rho_{st} \frac{dh_{st}}{dp} \right) V_s + \left( h_w \frac{d\rho_w}{dp} + \rho_w \frac{dh_w}{dp} \right) V_w + m_c c_p \frac{dT_t}{dp} \\ a_{12} &= \rho_w h_w - \rho_{st} h_{st} \\ a_{13} &= (\rho_{st} h_{st} - \rho_w h_w) V_r \frac{da_m}{dx_r} \\ a_{21} &= \frac{d\rho_{st}}{dp} V_s + \frac{d\rho_w}{dp} V_w \\ a_{22} &= \rho_w - \rho_{st} \\ a_{23} &= (\rho_{st} - \rho_w) V_r \frac{da_m}{dx_r} \\ a_{31} &= \left[ (1 - x_r) h_e \frac{d\rho_{st}}{dp} + \rho_{st} \frac{dh_{st}}{dp} \right] a_m V_r + \left[ \rho_w \frac{dh_w}{dp} - x_r h_e \frac{d\rho_w}{dp} \right] (1 - a_m) V_r \\ a_{33} &= [(1 - x_r) \rho_{st} + x_r \rho_w] h_e V_r \frac{da_m}{dx_r} \end{aligned} \quad (16)$$

În condiții de regim staționar, din (15) se obține:

$$\begin{aligned} w_{wi} &= w_{st} \\ P_c &= w_{st} (h_{st} - h_{wi}) \\ P_c &= w_d x_r h_e \end{aligned} \quad (17)$$

Variabilele de intrare ale acestui submodel sunt  $P_c$ ,  $w_{wi}$ ,  $T_{wi}$  și  $w_{st}$ , iar datele constructive ale cazanului necesare pentru simulare sunt:  $V_t$ ,  $V_d$ ,  $V_r$ ,  $m_c$ ,  $c_p$ ,  $k_{fd}$ . Pentru funcțiile  $h_{st}(p_t)$ ,  $\rho_{st}(p_t)$ ,  $h_w(p_t)$ ,  $\rho_w(p_t)$ ,  $T_t(p_t)$ ,  $h_{wi}(p_t)$  au fost determinate, plecând de la valorile preluate din tabelele de abur saturat, aproximații sub forma unor polinoame de ordinul doi, pentru variații ale presiunii în tambur între 30 și 110% din valoarea sa nominală:

$$\begin{aligned} h_{st} &= c_{10} + c_{11}(p_t - p_m) + c_{12}(p_t - p_m)^2 \\ \rho_{st} &= c_{20} + c_{21}(p_t - p_m) + c_{22}(p_t - p_m)^2 \\ h_w &= c_{30} + c_{31}(p_t - p_m) + c_{32}(p_t - p_m)^2 \\ \rho_w &= c_{40} + c_{41}(p_t - p_m) + c_{42}(p_t - p_m)^2 \\ T_t &= c_{50} + c_{51}(p_t - p_m) + c_{52}(p_t - p_m)^2 \\ h_{wi} &= h_w + (c_{60} + c_{61}(p_t - p_m))(T_{wi} - T_t) \end{aligned} \quad (18)$$



Debitul masic prin țevile de urcare  $w_d$  se poate calcula din relația (13).

Pentru supraîncălzitor, ecuația de bilanț material se poate scrie sub forma:

$$w_{st} - w_{ss} = L_s A_s \frac{d\rho_{st}}{dt} \quad (19)$$

Dacă se neglijează inerția fluidului la deplasarea prin supraîncălzitor, în comparație cu pierderile prin frecare, se poate scrie:

$$p_t - p_s = k_{fs} \frac{w_{st}^2}{\rho_{st}} \quad (20)$$

$k_{fs}$  poate fi calculat în condiții de regim staționar când se cunoaște căderea de presiune de-a lungul supraîncălzitorului  $p_t - p_s$ , debitul masic de abur  $w_{st}$  și densitatea aburului saturat  $\rho_{st}$  corespunzătoare presiunii din tambur.

Ecuația de bilanț energetic pentru supraîncălzitor se poate scrie sub forma:

$$\begin{aligned} P_s + w_{st} h_{st} + w_{wsp} h_{wj} - w_{ss} h_{ss} &= \frac{d}{dt} (A_s L_s \rho_{ss} h_{ss} + m_s c_p T_s) = \\ &= V_s (h_{ss} \frac{d\rho_{ss}}{dt} + \rho_{ss} \frac{dh_{ss}}{dt}) + m_s c_p \frac{dT_s}{dt} \end{aligned} \quad (21)$$

În condiții de regim staționar, din (19) și (21) se obține:

$$\begin{aligned} w_{ss} &= w_{st} \\ P_s &= w_{ss} (h_{ss} - h_{st}) + w_{wsp} (h_{ss} - h_{wj}) \end{aligned} \quad (22)$$

Variabilele de intrare ale acestui submodel sunt  $p_s$ ,  $w_{ss}$ ,  $w_{wsp}$  și  $p_t$ , iar datele constructive ale cazanului necesare pentru simulare sunt:  $V_s$ ,  $m_s$ ,  $c_p$ . Pentru funcțiile  $h_{ss}(p_{ss}, T_{ss})$ ,  $\rho_{ss}(p_{ss}, T_{ss})$  au fost determinate, plecând de la valorile preluate din tabelele de abur supraîncălzit, aproximații de forma:

$$\begin{aligned} \rho_{ss} &= \rho_{ssn} + c_{tr} (T_s - T_{sn}) + c_{pr} (p_s - p_{sn}) \\ h_{ss} &= h_{ssn} + c_{th} (T_s - T_{sn}) + c_{ph} (p_s - p_{sn}) \end{aligned} \quad (23)$$

Înlocuind ultima relație în (21) se obține:

$$P_s + w_{st} h_{st} + w_{wsp} h_{wj} - w_{ss} h_{ss} = \frac{d}{dt} (A_s L_s \rho_{ss} h_{ss} + m_s c_p T_s)$$

De regulă, supraîncălzitorul este realizat din două sau mai multe secțiuni. S-a constatat însă că nu există deosebiri semnificative între simulările obținute pe modele cu mai multe secțiuni.

#### 4.3.3. Simularea funcționării cazanului

Modelul realizat în SIMULINK pentru simularea funcționării cazanului este prezentat în figura (). În figurile () și () sunt prezentate rezultatele simularilor.

Simulările prezentate în continuare au la bază datele constructive, datele de bilanțuri termice și măsurători în regim staționar referitoare la un cazan de abur de tip CR-5 aflat în exploatare la Clujana S.A. Cluj-Napoca. Acest cazan lucrează la o presiune nominală de 40 kgf/cm<sup>2</sup> și furnizează abur industrial la un debit nominal de 20 tf/h și o temperatură de 450 C funcționând cu combustibil gaz metan la un consum în regim nominal de 1970 m<sup>3</sup>/h;

Acest cazan este un cazan de radiație, având un tambur, sistem vaporizator, două pachete de supraîncălzitoare, economizor și preîncălzitor. Temperatura de supraîncălzire se reglează cu un regulator și un dispozitiv cu injecție de condens pentru răcirea aburului plasat între cele două supraîncălzitoare.

Înainte de a trece la simularea funcționării cazanului este necesară inițializarea unor parametri prin lansarea în execuție a programului cfsimcaz.m listat în continuare.

---

% Parametrii utilizați în simularea funcționării cazanului de  
% modelul realizat în simcazcr.m

% Parametri de construcție

pTn = 41  
pssn = 39;  
Mts = 6602;  
Mmc = 21758;  
VT = 6.106;  
Vd = 1.4137;  
Vr = 4.0644;  
Vs = 1.48;  
VwT0 = 4.2;

% Coeficienti

cp = 460;  
c10 = 2.8e6; c11 = -1.147e3; c12 = -57.7;  
c20 = 20.61; c21 = 0.515; c22 = 0.5e-3;  
c30 = 1.09e6; c31 = 5950; c32 = -145;  
c40 = 796.5; c41 = -1.93; c42 = 0.03;  
c50 = 251.8; c51 = 1.175; c52 = -0.035;  
c60 = 4592; c61 = 6.2;  
cth = 2500; cph = -1400;  
ctr = -0.02; cpr = 0.311;  
hwsp = 768000;  
hsTn = 2.8e6; rosTn = 20.61;  
hwTn = 1.0947e6; rowTn = 796.5;  
hssn = 3.329e6; rossn = 12.5;  
Ttn = 250; Tssn = 450;

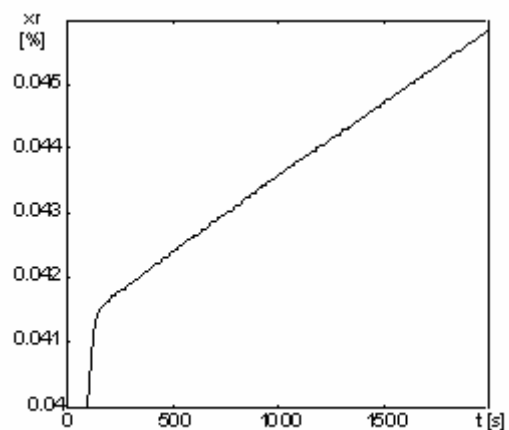
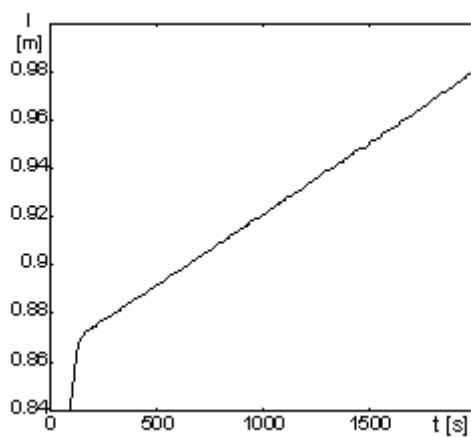
```
kfd = 0.04;
kfs = 0.681;
```

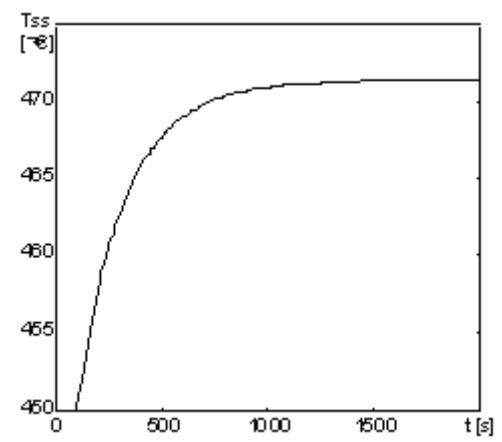
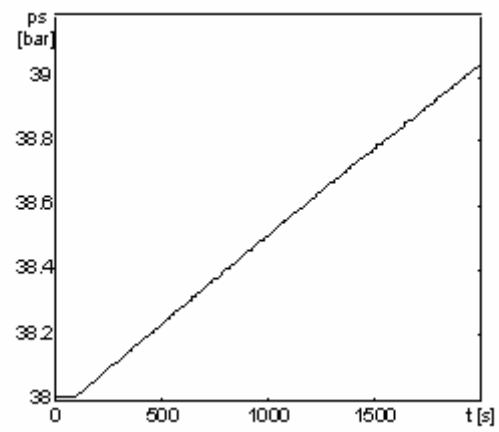
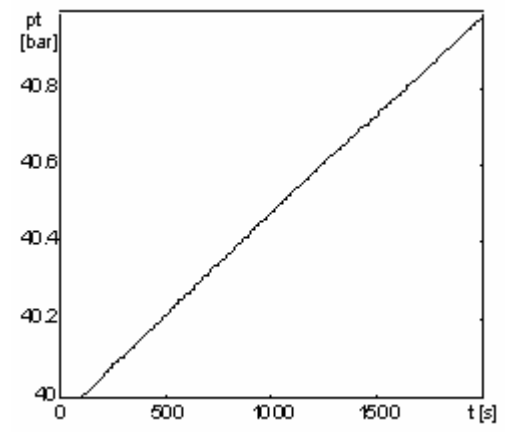
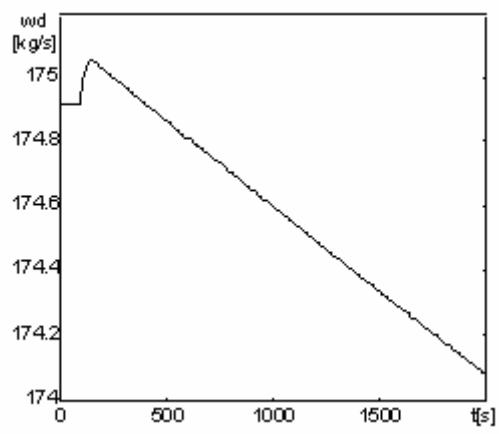
```
% Intrari
```

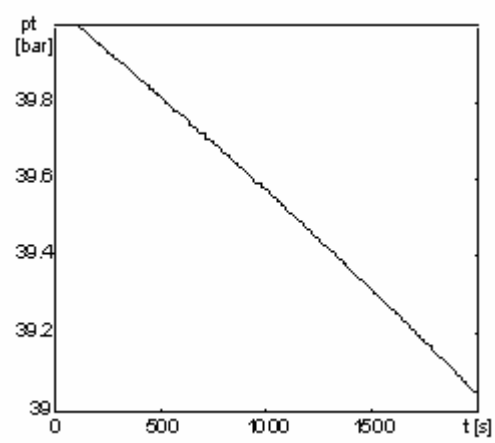
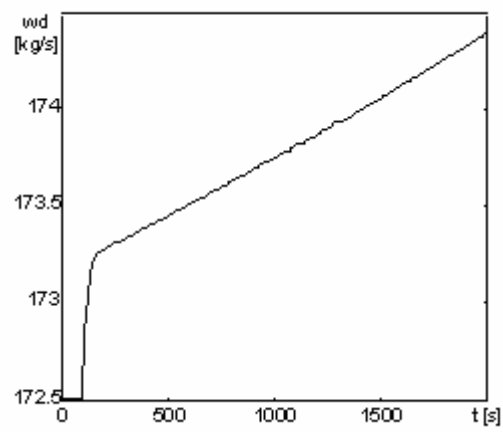
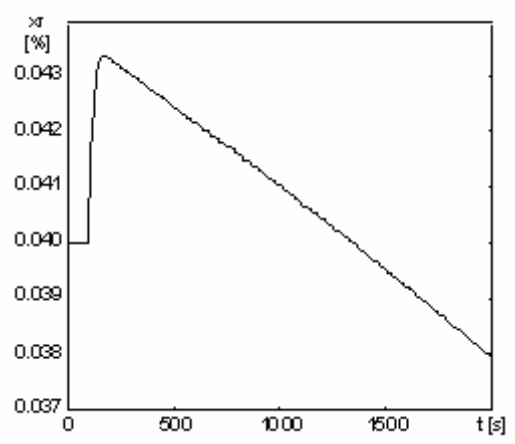
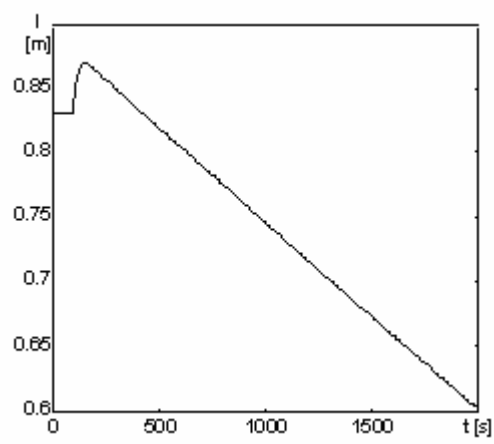
```
Wss = 5.5;
Wwi = Wss;
Twi = 180;
Wwsp = 0;
pT0=40;
```

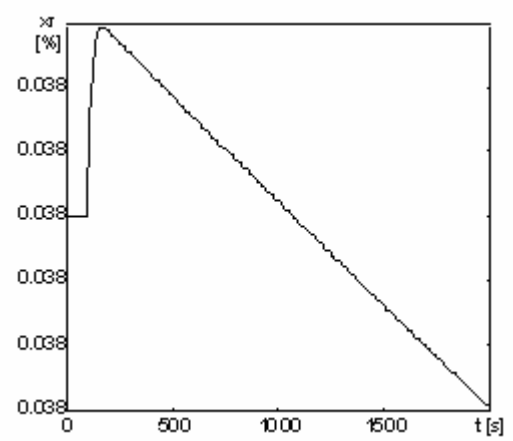
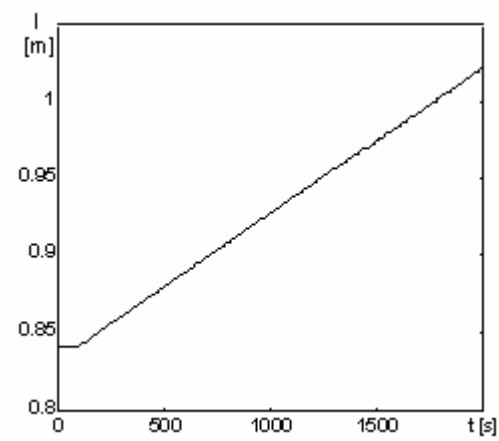
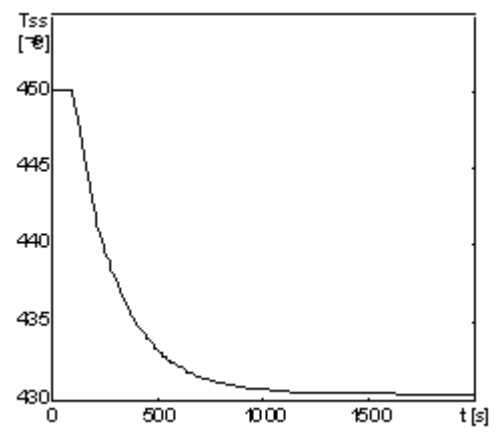
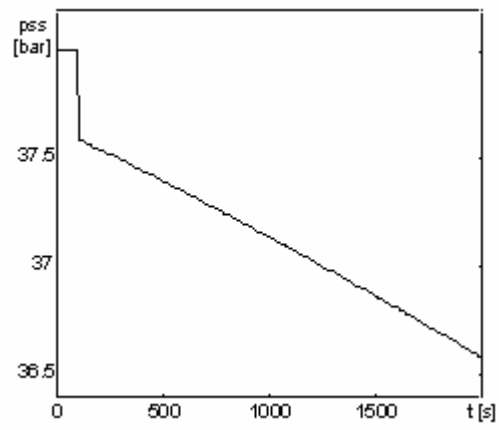
```
% Calculul conditiilor de echilibru
```

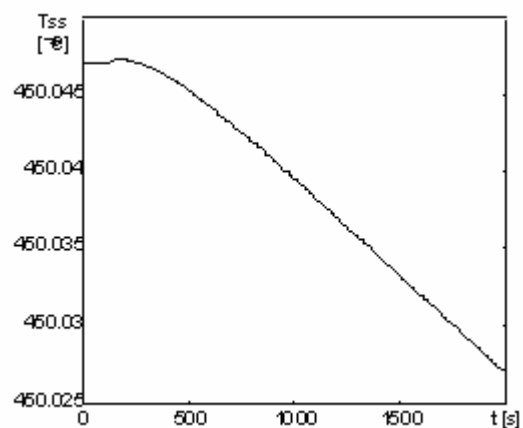
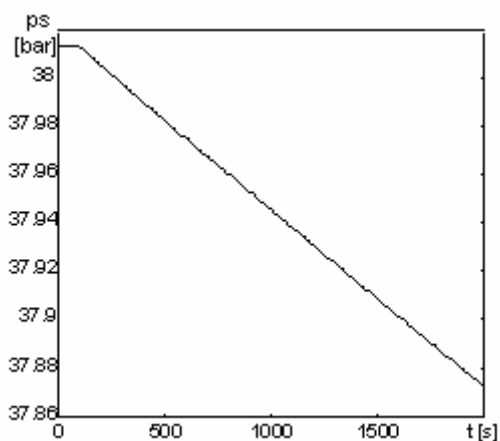
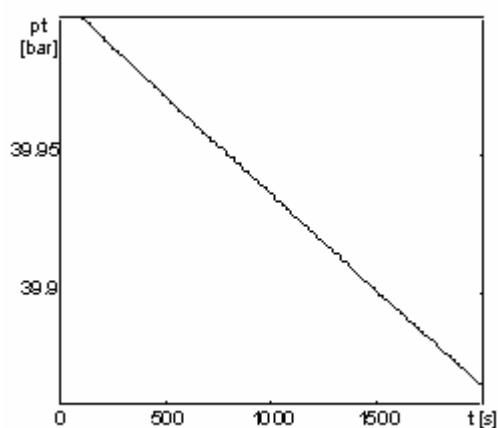
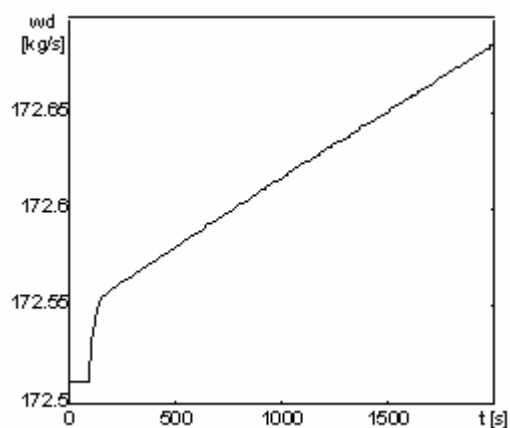
```
vss0=DPT*[1;pT0-pTn;(pT0-pTn)^2];
hsT0=vss0(1); hwT0=vss0(3); TsT0=vss0(5);
rosT0=vss0(2); rowT0=vss0(4);
hwi0=hwT0+(c60+c61*(pT0-pTn))*(Twi-TsT0);
hc0=hsT0-hwi0;
Pc=Wss*(hsT0-hwi0);
Ps=0.26*Pc;
titluabz;
Wd0 = Pc/xr0/hc0;
pss0 = pT0-kfs*Wss^2/rosT0;
hss0 = (Ps+Wss*hsT0+Wwsp*hwsp)/(Wwsp+Wss);
Tss0 = (hss0-hssn+cth*Tssn+cph*(pssn-pss0))/cth;
ross0 = rosn+ctr*(Tss0-Tssn)+cpr*(pss0-pssn);
Pc =Pc+0.1*Pc;
```











În figurile 7-7 sunt prezentate rezultatele simulărilor reprezentând răspunsul sistemului pentru variații treaptă de 10% ale puterii dezvoltate prin arderea combustibilului  $P_c()$ , debitului de abur furnizat  $w_{ss}$  (fig 7-8), și respectiv debitului apei de alimentare  $w_{wi}()$  pentru o funcționare în condiții de sarcină nominală. Confruntarea rezultatelor obținute prin simulare cu diagramele ce conțin înregistrarea în funcționare curentă a evoluției principalilor parametri ai unui cazan CR-5 aflat în exploatare la Clujana S.A. confirmă validitatea modelului.

În figura este prezentată evoluția temperaturii aburului supraîncălzit la variații treaptă ale debitului de combustibil ( $\dot{m}_f$ ), respectiv ale debitului apei de injecție ( $\dot{m}_w$ ) în condițiile de sarcină nominală (linie continuă), respectiv la o încărcare de 30% din sarcina nominală (linie punctată). Se poate observa că dinamica supraîncălzitorului se modifică în funcție de încărcarea cazanului.

