

**UTILIZAREA TERMOGRAFIEI  
PENTRU ÎNTOCMIREA  
BILANȚULUI  
TERMOENERGETIC LA  
CAZANELE DE ABUR  
PARTEA1. INTOCMIREA  
BILANȚULUI**

**Mihai CRUCERU**, *Universitatea  
"Constantin Brâncuși" din Târgu-Jiu,  
Facultatea de Inginerie, Strada Geneva, nr.  
3, Târgu Jiu, ROMANIA*

**Rezumat.** La întocmirea bilanțului termoeenergetic pentru cazanele energetice, pierderile specifice de căldură prin convecție și radiație către mediul ambiant se calculează cu relații statistice sau de aleg din nomograme în funcție de sarcina cazanului. Dacă aceste valori sunt apropiate de realitate în cazul cazanelor noi sau modernizate, pentru cazanele a căror izolație nu a fost întreținută, valorile alese sunt mult subdimensionate. Prin utilizarea termografiei se poate determina temperatura suprafeței exterioare a izolației și, utilizând relațiile specifice transferului termic, se pot calcula pierderile reale de căldură prin convecție și radiație

**Cuvinte cheie:** cazan, bilanț energetic

## 1. Descrierea cazanului

Potrivit contractului cu beneficiarul, nu se vor publica date care permit identificarea cazanului analizat.

Cazanul este de tip turn – Benson, cu străbaterie forțată unică, cu o singură supraîncălzire intermediară SI, cu un singur drum de gaze de ardere ascendent. Folosește drept combustibil principal lignit și secundar gaze naturale și păcură. Suprafețele de schimb de căldură în ordinea străbaterii lor de către apă și abur sunt (fig. 1):

- pentru apă - abur supraîncălzit:

**THERMOGRAPHY USING FOR  
DRAWING UP THE HEAT  
BALANCE FOR STEAM BOILERS  
PART 1. DRAWING UP THE  
HEAT BALANCE**

**Mihai CRUCERU**, *University "Constantin  
Brâncuși" from Târgu-Jiu, Engineering  
Faculty, Mechanical Engineering  
Department,  
Geneva Street, no. 3, Targu Jiu, ROMANIA*

**Abstract.** In drawing up the balance sheet for thermal power boilers energy, specific heat loss through convection and radiation to the environment are calculated by statistical relationship or are chosen from diagrams depending on boiler load. If these values are close to reality for new or upgraded boilers, to boilers whose isolation was not maintained the values chosen are far undersized. By using thermography one can calculate the insulation outer surface temperature, the heat flux using specific relations and the actual loss of heat by convection and radiation.

**Keywords:** boiler, heat balance

## 1. Boiler description

Under contract with the customer, information identifying the boiler will not be considered public.

The boiler is tower type - Benson, with single forced steam flowing, single intermediate superheating, with one-way upward flue gas. The lignite is used as primary fuel and gas and oil are used as secondary fuel. Heat exchange surfaces in order of water and steam flowing are (figure 1):

- For superheated steam
- economizer

- economizor
- vaporizator
- supraîncălzitor 1
- supraîncălzitor 2
- supraîncălzitor 3
- pentru aburul supraîncălzit intermediar:

- supraîncălzitor intermediar 1
- supraîncălzitor intermediar 2

Reglarea temperaturii aburului viu se face cu două injecții cu apă, prelevată din refularea pompelor de alimentare, iar reglarea temperaturii aburului supraîncălzit intermediar se face cu injecție de apă prelevată din corpul pompei.

- vaporizer
- superheater 1
- superheater 2
- superheater 3
- For intermediate superheated steam
- Intermediate superheater 1
- Intermediate superheater

The live steam temperature regulation is done with two injections of water taken from supply pumps reposition and intermediate superheated steam temperature regulation is done with water injection taken from pump body.

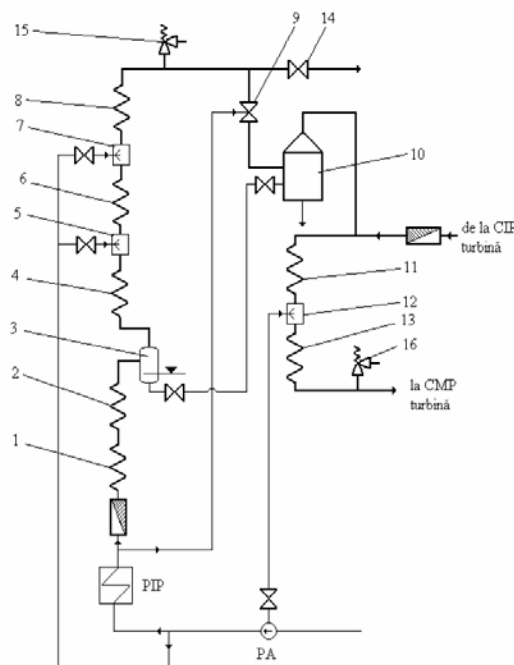


Fig. 1. Schema de principiu a cazanului de 1035 t/h

- 1 – economizor; 2 – vaporizator; 3 – separator (recipient de pornire); 4 – supraîncălzitor de înalta presiune numărul 1; 5 – injectia numărul 1; 6 – supraîncălzitor de înalta presiune numărul 2; 7 – injectia numărul 2; 8 – supraîncălzitor de înalta presiune numărul 3; 9 – by-pass de înalta presiune; 10 – expandor de pornire; 11 – supraîncălzitor intermediar numărul 1; 12 – injectia numărul 3; 13 – supraîncălzitor intermediar numărul 2; 14 – vane de linie; 15 – supape de siguranta de înalta presiune; 16 – supape de siguranta de medie presiune /

The principle scheme of the 1035 t/h boiler

- 1 - economizer, 2 - vaporizer, 3 - separator (pot on) 4 - high pressure superheater number 1, 5 - water flood number 1, 6 - high pressure superheater number 2, 7 - water flood number 2, 8 - high pressure superheater number 3, 9 - high pressure by-pass 10 – starting expander, 11 - intermediate superheater number 1, 12 - water flood number 3, 13 – intermediate superheater number 2, 14 - valve line, 15 - high pressure safety valve 16 - medium pressure safety valves

Aerul necesar arderii este asigurat de două ventilatoare axiale care aspiră aerul din sala cazanelor și înainte de intrarea în cazan, aerul este trecut prin două preîncălzitoare rotative (PAR), unde este preîncălzit cu ajutorul gazelor de ardere. Gazele de ardere sunt aspirate din focar cu două ventilatoare axiale de gaze.

Combustibilul de bază folosit la ardere este lignitul, iar combustibilii auxiliari sunt gazele naturale și păcura.

Pentru prepararea și arderea lignitului, cazanul este dotat cu șase mori de cărbune tip DGS-100, cu ciocane și ventilator și 2 x 6 arzătoare de cărbune cu fante.

Caracteristicile lignitului sunt:

- umiditate totală la inițial 43 % ± 10%
- cenușă la inițial 4.5 % ± 10%
- putere calorifică inferioară 1550 kcal/kg

## 2. Desfășurarea măsurătorilor

Aparatele de măsură utilizate sunt:

- traductoare de presiune statică, clasă de precizie 0.1
- traductoare de presiune diferențială, clasă de precizie 0.1
- termometre digitale, clasă de precizie 0.5
- analizoare de gaze de ardere tip TESTO 350, clasă de precizie +/- 0.2% din valoarea măsurată din O<sub>2</sub>
- termocupluri cromel-alumel de diferite lungimi

S-au utilizat următoarele puncte de măsură:

- pentru debite:
  - abur viu ieșire cazan conducta nr. 1
  - abur viu ieșire cazan conducta nr. 2
  - abur intermediar rece conducta nr. 1 și conducta nr. 2
  - apă de alimentare
  - apă de injecție în aburul viu și intermediar

The air necessary for combustion is provided by two axial fans aspirating air outside from boiler house and before entering the boiler, air is passed through two rotating preheaters (ARP), where is preheated by flue gas. Flue gases are sucked from the furnace with two axial gas fans.

Basic fuel used in combustion is lignite and auxiliary fuels are natural gas and fuel oil.

For preparation and burning of lignite, the boiler is equipped with six coal-mill type DGS-100, with hammers and fan and 2 x 6 coal burners with slits.

The characteristics of lignite are:

- total initial moisture 43 % ±
- the initial ash 24.5 % ± 10%
- low calorific power 1800-

## 2. Making the measurements

Measuring instruments used are:

- static pressure transducers, precision class 0.1
- differential pressure transducers, precision class 0.1
- digital thermometers, accuracy class 0.5
- combustion gas analyzer type TESTO 350, class accuracy + / - 0.2% of the measured value of O<sub>2</sub>
- chromel-alumel thermocouples of different lengths were used to measure the following points:

The following points were used to measure:

- for flows:
  - live steam pipe outlet boiler no. 1
  - live steam pipe outlet boiler no. 2
  - intermediate cold steam pipes no 1 and 2
  - supply water

- pentru presiuni:
  - abur viu conducta nr. 1
  - abur viu conducta nr. 2
  - abur intermediar conducta nr. 1 și nr. 2
  - apă de alimentare intrare cazan
  - aer și gaze de ardere înainte și după preîncălzitoarele de aer
- pentru temperaturi:
  - abur viu ieșire cazan conducta nr. 1 și conducta nr. 2
  - abur intermediar conducta nr. 1 și conducta nr. 2
  - apă de alimentare intrare cazan
  - gaze de ardere înainte/după PAR și la VG
  - aer de ardere refulare ventilatoare de aer și după PAR
- analiză gaze de ardere:
  - înainte și după PAR
  - la ventilatoarele de gaze de ardere

Măsurătorile s-au efectuat în următoarele condiții:

- Sarcina cazanului (debitul de abur) corespunzătoare este rezultatul încălzirii turbogeneratorului din perioada în care s-au realizat măsurătorile, respectiv 301 MW.
- Preîncălzitoarele de înaltă și joasă presiune au fost în funcțiune, iar conducta de by-pass a preîncălzitoarelor de înaltă presiune a fost închisă.
- Turbopompa de alimentare a fost în funcțiune.
- Debitul gazelor combustibile a fost stabilit la o valoare minimă uzuală pentru funcționarea cazanului.
- Pe parcursul măsurătorilor au funcționat patru mori.
- Reglarea temperaturii aerului la intrarea în preîncălzitoarele rotative de aer s-a făcut cu ajutorul recirculării de aer cald. Caloriferele au fost închise.
- Ventilatoarele de aer cât și

- injection water into the live and intermediate steam
- for pressures:
  - live steam pipe no. 1
  - live steam pipe boiler no. 2
  - intermediate cold steam pipes no 1 and 2
  - supply water
  - air and flue gas before and after the air preheaters
- for temperatures:
  - live steam pipe no. 1
  - live steam pipe boiler no. 2
  - intermediate cold steam pipes no 1 and 2
  - supply water
  - flue gas before and after the air preheaters and fans
  - air before and after the air preheaters and fans
- flue gas analysis:
  - before and after the air preheaters
  - before flue gas fans

The measurements were performed under the following conditions:

- The boiler load (steam flow) was corresponding to the turbine load when measurements were made, namely 30 MW.
- High and low pressure preheater has been in operation and the bypass pipe for high-pressure preheater was closed
- The power turbo pump operated
- The fuel gas flow was set at a minimum common for boiler operation
- Four mills were always operating
- Temperature control air into rotary air preheater was made with hot air recirculation. Radiators have been closed.
- Air fans and flue gas fans were in operation.
- The post combustion grates operated on low speed

- ventilatoarele de gaze de ardere au fost în funcțiune.
- Grătarele de post ardere au funcționat pe viteză mică
  - Injecțiile de apă au funcționat pe automat.

- The injections have worked on automatically.

### 3. Intocmirea bilanțului termoenergetic

Principalele relații utilizate sunt:

- Ecuația de bilanț termic

$$Q_1 = Q_0 - \Sigma q \quad [\text{MW}] \quad (1)$$

unde:  $Q_1$  – cantitatea de căldură ieșită din cazan, [MW]

$Q_0$  – cantitatea de căldură dezvoltată prin arderea combustibilului, [MW]

$\Sigma \Delta q$  – suma pierderilor de căldură în cazan, [MW]

- Cantitatea de căldură rezultată din arderea combustibilului

$$Q_0 = B Q_i^i \quad [\text{MW}] \quad (2)$$

unde:  $B$  – debit de combustibil, [kg/s]

$Q_i^i$  – puterea calorică inferioară a combustibilului, [MJ/kg]

- Căldura utilă

### 3. Creating heat power balance

The main relations used are:

- heat balance equation

where:  $Q_1$  - boiler amount of useful heat

$Q_0$  - amount of heat developed by burning fuel

$\Sigma \Delta q$  - the amount of boiler heat losses

- The amount of heat resulting from combustion

where:  $B$  - fuel flow

$Q_{ii}$  – low calorific power of fuel [kJ / kg]

- useful heat

$$Q_1 = Q_{ab} - Q_{aa} \quad [\text{MW}] \quad (3)$$

unde:  $Q_{ab}$  - căldura aburului produs [MW]

$Q_{aa}$  - căldura apei de alimentare intrată în cazan [MW]

- Randamentul cazanului

Where:  $Q_{AB}$  – live steam heat

$Q_{aa}$  – supply water heat boiler efficiency

$$\eta_c = \frac{Q_1}{Q_0} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4)$$

Potrivit reglementărilor actuale, pierderea de căldură prin convecție și radiație, în cazul instalațiilor de ardere ce echipează cazanele de abur, se calculează cu

Under current regulations, heat loss through convection and radiation, in case of burning installations which equip combustion plant steam boilers, is calculated by statistical

relația statistică:

$$Q_7 = \frac{A \cdot S + C}{B} \quad (5)$$

În care:

A – fluxul termic unitar ce traversează peretele

S – suprafața totală a pereților

C – căldura pierdută prin izolația conductelor aferente cazanului

B – consumul de combustibil

In calculele uzuale se adoptă  $A=0,349 \dots 0,465 \text{ kW/m}^2$  și  $C=80 \text{ kW}$  (pentru cazane cu debit de abur mai mare de 50 t/h)

Potrivit normativelor de protecția muncii, temperatura exterioară a izolației cazanului trebuie să nu depășească  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Pierderea procentuală de căldură prin convecție și radiație se calculează cu relația:

$$q_7 = \frac{Q_7}{Q_i} \cdot 100 \quad (6)$$

In cazul funcționării la sarcini parțiale, pierderea procentuală de căldură prin convecție și radiație se calculează cu relația:

$$q_7^x = q_7 \cdot \frac{D_n}{D_x} \quad (7)$$

Rezultatele bilanțului termoenergetic sunt prezentate în tabelul 1.

relationship:

where:

A – heat flux density crossing the wall

S – area of the walls

C – heat lost by the boiler pipes insulation

B – fuel consumption

In usual calculation is adopted  $A=0,349 \dots 0,465 \text{ kW/m}^2$  and  $C=80 \text{ kW}$  (for boilers with steam flow over 50 t/h)

According to the norms of labor protection, the outdoor temperature boiler insulation should not exceed  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ .

The percentage of heat loss through convection and radiation is calculated by the relationship:

When operating at partial loads, the percentage of heat loss through convection and radiation is calculated by the relationship:

The heat balance results are presented in Table 1.

Tabelul/Table 1. Rezultatele bilanțului termoenergetic/ The heat balance results

Nr crt / No	Denumirea/ Name	Simbol / Symbol	U.M.	Valoare Măsurată / Results
1.	Puterea la bornele generatorului/ Power at the terminals of generator	$P_b$	MW	301
2.	Debitul de combustibil echivalent (calculat)/ Equivalent fuel flow (calculated)	B	kg/s	115,78
3.	Putere calorif. inf. Echival/ Equivalent low calorific power	$Q_i$	kJ/kg	8566
4.	Cantitatea de căldură dezvoltată de combustibil / Amount of heat developed by combustion	$Q_0$	MW	991,81

5.	Pierdere de căldură prin ardere mecanică incompletă / Heat loss by incomplete mechanical combustion	$q_1$	%	3,49
6.	Pierdere de căldură prin ardere mecanică incompletă/ Heat loss by incomplete mechanical combustion	-	MW	34,6
7.	Pierdere de căldură prin ardere chimică incompletă/ Heat loss by incomplete chemical combustion	$q_2$	%	0,02
8.	Pierdere de căldură prin ardere chimică incompletă/ Heat loss by incomplete chemical combustion	-	MW	0,198
9.	Pierdere de căldură sensibilă a gazelor de ardere la coș/ Sensible heat loss of flue gas	$q_3$	%	6,93
10.	Pierdere de căldură sensibilă a gazelor de ardere la coș / Sensible heat loss of flue gas	-	MW	68,73
11.	Pierdere de căldură prin încălzirea vaporilor de apă din combustibil/ Heat loss by heating water vapors from the fuel	$q_5$	%	2,01
12.	Pierdere de căldură prin încălzirea vaporilor de apă din combustibil/ Heat loss by heating water vapors from the fuel	-	MW	19,93
13.	Pierdere de căldură prin încălzirea vaporilor de apă din aerul de ardere/ Heat loss by heating water vapor in the air for combustion	$q_6$	%	0,16
14.	Pierdere de căldură prin încălzirea vaporilor de apă din aerul de ardere/ Heat loss by heating water vapor in the air for combustion	-	MW	1,587
15.	Pierdere de căldură prin radiație și convecție/ Heat loss by radiation and convection	$q_7$	%	0,29
16.	Pierdere de căldură prin radiație și convecție/ Heat loss by radiation and convection	-	MW	2,87
17.	Pierdere de căldură prin reziduri solide/ Heat loss from solid waste	$q_8$	%	0,24
18.	Pierdere de căldură prin reziduri solide/ Heat loss from solid waste	-	MW	2,38
19.	Suma pierderilor de căldură/ Amount of heat loss	-	MW	130,28
20.	Cantitatea de căldură la ieșirea din cazan/ Amount of heat out of boiler	$Q_1$	MW	861,53
21.	Randamentul cazanului/ Boiler efficiency	$\eta_c$	%	86,86

#### 4.CONCLUZII

Pierderile de căldură influențează în mod direct consumul de combustibil al cazanului și randamentul acestuia.

Având în vedere că pierderile de căldură prin convecție și radiație către mediul ambiant sunt calculate pe baza unor relații statistice valabile în cazul unei stări bune a izolației termice, este necesară inspecția termografică a cazanului pentru a se stabili dacă estimările sunt apropiate de realitate.

Metoda, aparatura folosită și interpretarea rezultatelor sunt prezentate în partea a doua a lucrării.

#### BIBLIOGRAFIE

- [1] C. Răducanu, R.Pătrașcu. - Evaluarea eficienței energetice, Editura AGIR, ISBN 973-720-074-8, București 2006.
- [2] Ungureanu, C, ș.a. – Combustibili, instalații de ardere și cazane, Editura Politehnica, Timișara, 1998.
- [3] Berinde T, Ionascu T, Resiga R, Ritzinger E, Ruja n, Varvari I, Întocmirea și analiza bilanțurilor energetice, vol.I, și vol.II, Ed. Tehnică, 1976.
- [4] C. Raducanu, R.Patrascu , D. Paraschiv, A. Gaba, - Audituri energetice, Editura AGIR, ISBN Bucuresti, 2000 .

#### 4.CONCLUSIONS

Heat loss directly affects boiler fuel consumption and performance.

Since the heat loss through convection and radiation to the environment are based on statistical relationships valid for a good thermal insulation, thermography inspection of the boiler is needed to determine if the estimates are close to reality.

The method, apparatus used and interpretation of results are presented in the second part of the work.

#### BIBLIOGRAPHY

- [1] C. Răducanu, R.Pătrașcu. - Evaluarea eficienței energetice, Editura AGIR, ISBN 973-720-074-8, București 2006.
- [2] Ungureanu, C, ș.a. – Combustibili, instalații de ardere și cazane, Editura Politehnica, Timișara, 1998.
- [3] Berinde T, Ionascu T, Resiga R, Ritzinger E, Ruja n, Varvari I, Întocmirea și analiza bilanțurilor energetice, vol.I, și vol.II, Ed. Tehnică, 1976.
- [4] C. Raducanu, R.Patrascu , D. Paraschiv, A. Gaba, - Audituri energetice, Editura AGIR, ISBN Bucuresti, 2000 .