

RECUPERAREA DE ENERGIE DE LA CUPTOARE DE TURNARE

In colaborare cu dr. ing. Adrian Pocola

PREZENTARE GENERALĂ

Dotări și capacități specifice

Profilul de activitate al companiei consta in productia si comercializarea pieselor turnate din aliaje de aluminiu, pentru industria auto.

Compania dispune de echipamente, dotari si procedee tehnologice pentru realizarea de piese turnate din aliaje de aluminiu dupa cum urmeaza:

- Cuptoare topire si mentinere
- Masini de turnare gravitationala automate si basculabile
- Masini de turnare sub presiune
- Prese hidraulice de stantare
- Instalatii de sablare cu alice (otel si sticla)
- Masini (*Computer Numerical Control*) CNC pentru prelucrare mecanica a pieselor
- Linii automate de prelucrari mecanice
- Instalatii spalare

Capacitate maxima turnare aliaje aluminiu :

- Turnare sub presiune: 2000 tone an
- Turnare gravitationala: 300 tone an

Descrierea tehnică, tehnologică, constructivă și funcțională

Organizarea fluxurilor de producție

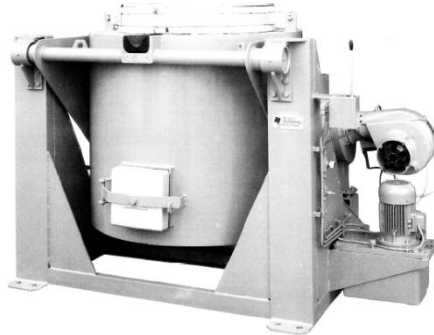
Operatiile tehnologice principale care au loc in cadrul fluxului de fabricatie specific din cadrul platformei industriale a turnătoriei sunt urmatoarele:

- topire
- turnare
- stantare, debavurare, sablare, slefuire
- prelucrari mecanice
- ambalare si transport

Din punct de vedere al consumurilor termoenergetice, operatiile de topire ale semifabricatelor din aluminiu sunt cele mai mari consumatoare de energie termica, iar aceasta este obtinuta preponderent prin arderea gazului natural.

Caracteristicile constructive și funcționale ale echipamentelor de topire

Topirea aluminiului se realizează cu ajutorul unor cuptoare pentru topire aliaje neferoase de tip KLVE produs de firma Hindenlang, cu funcționare pe combustibil gazos. Cuptoarele de tip KLVE sunt special destinate pentru aluminiu putând fi utilizat cu accesorii speciale și pentru magneziu. Construcția normală este cu creuzet din grafit.



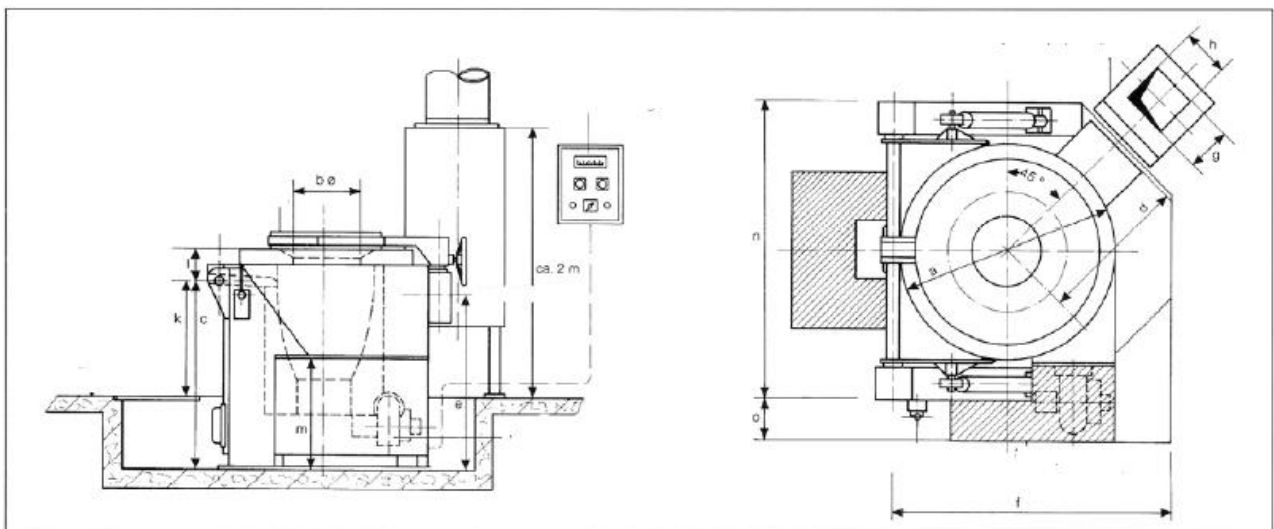
Imaginea unui cuptor pentru topirea aluminiului, de tip KLVE

Domeniu de utilizare a acestui tip de cuptor este larg, putând fi utilizat pentru topire, pentru alimentare cuptoare de mentinere sau pentru turnare directă. Se poate utiliza și pentru mentinere. Există posibilități multilaterale de întrebuințare datorită posibilităților de reglare a vitezei de basculare și datorită dimensiunilor reduse.

Funcție de metalul de topit se poate utiliza o instalație de reglare a temperaturii. În acest caz măsurarea temperaturii se realizează direct, iar reglarea automată a pornirii respectiv opririi se realizează cu releu de timp.

În figurile alăturate se observă poziția de montaj a sistemului de evacuare gaze de ardere a cărui construcție este neetansă, fiind prevăzut cu o fantă care permite aspiratia de aer pentru realizarea corespunzătoare a tirajului natural.

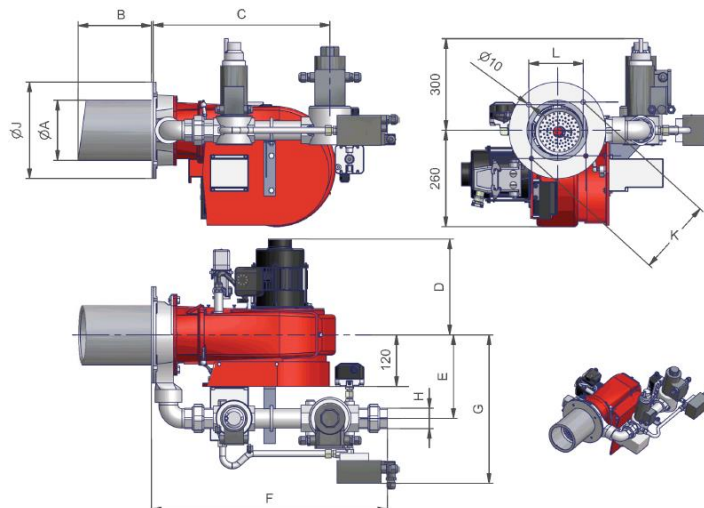
Modul de racordare a cuptoarelor de topire la circuitele de evacuare a gazelor de ardere este cu câte două cuptoare racordate în paralel la un cos de fum comun.



Elemente geometrice ale cuptoarelor Hindenlang KLV

Se utilizeaza doua tipuri de cuptoare de topire a aluminiului KLVE-1200 si KLVE-600, produse de firma Hindenlang. Cuptoarele de tip KLVE-600 sunt utilizate în două variante constructive, care au fost codificate diferit: KLVE-600a cu capacitatea de 700 kg și KLVE-600b cu capacitatea de 500 kg.

Cuptoarele de topire a aluminiului model KLVE produse de firma Hindenlang sunt dotate in mod standard cu arzatoare pe gaz cu aer insuflat de tipul celor prezentate in figura alaturata.



Arzatoare pe gaz cu aer insuflat de tip HE

Cuptoarele KLVE-1200 cu capacitatea de 1200 kg, sunt echipate cu arzătoare de tip HE-5Z. Cuptoarele KLVE-600a cu capacitatea de 700 kg, sunt echipate cu arzătoare Weishaupt G3/1. Cuptoarele KLVE-600b cu capacitatea de 500 kg, sunt echipate cu arzătoare de tip HE-3Z.

În imaginile alăturate sunt prezentate câteva imagini ale cuptoarelor de topire.



Cuptoare de topire

În figurile alăturate sunt prezentate câteva imagini ale unor cuptoare de menținere, care deserveșc masinile de turnare sub presiune.



Cuptoare pentru menținerea aluminiului topit, înainte de turnare

Principalul consumator electric al instalațiilor de turnare sub presiune este cuptorul de menținere a aluminiului în stare topită pentru a permite turnarea acestuia în piese, în condiții optime.

Energia necesară pentru menținerea topiturii de aluminiu la temperatura tehnologică necesară pentru procesul de turnare se asigură prin transformarea energiei electrice prin efect Joule în energie termică.

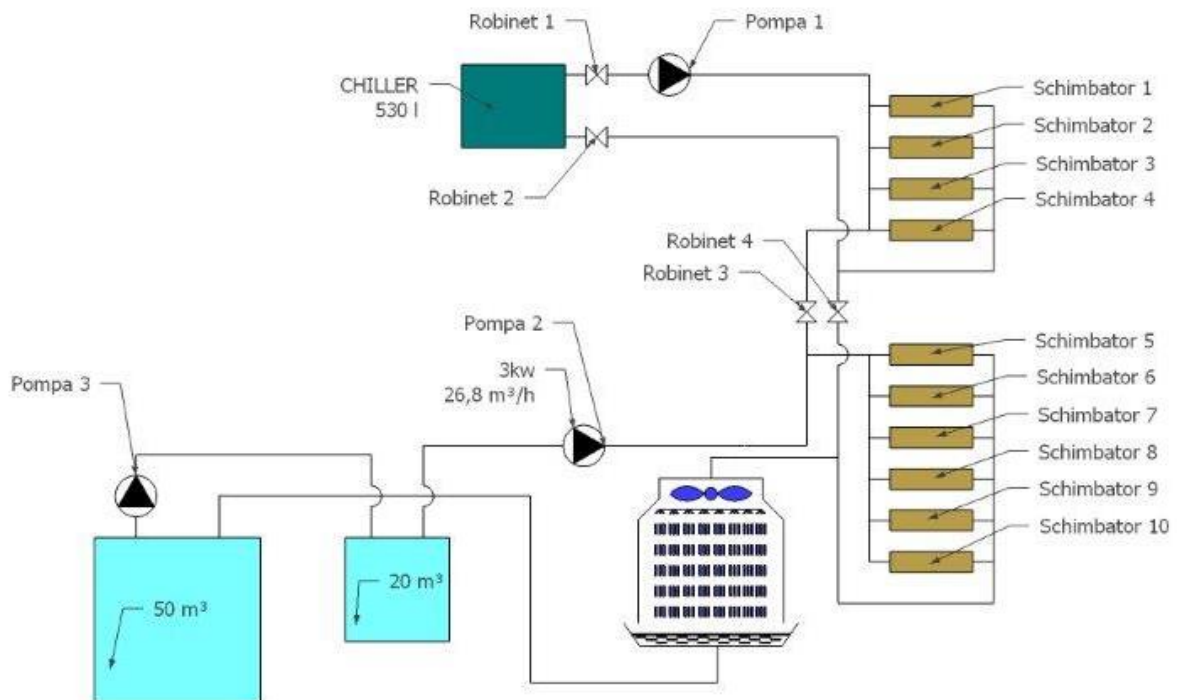
Menținerea aluminiului în stare topită se realizează într-un creuzet.

Caracteristicile constructive și funcționale ale sistemului de răcire

Rolul instalației tehnologice de răcire, este de a prelua căldura care se degajă tehnologic în mașinile de turnare sub presiune (TSP) și în mașinile de ștanțare (MS). Fiecare mașină TSP, are amplasată în imediata vecinătate câte o MS, astfel încât aceste echipamente funcționează în pereche. În hala de producție există 10 perechi de mașini TSP + MS, care sunt deservite de instalația de răcire tehnologică.

În mașinile TSP și MS, agentul de răcire este un fluid hidraulic reprezentat de un amestec de apă și emulsie de silicon. În circuitul primar de răcire, agentul de răcire este reprezentat de apă dedurizată. Fiecare grup de mașini TSP + MS este deservit de câte un schimbător de căldură. Dimensiunile schimbătoarelor de căldură sunt diferite, în funcție de tipul mașinilor deservite, care sunt de diferite modele. Puterea termică evacuată prin circuitul de răcire al mașinilor, depinde și de tipul, respectiv dimensiunile și masa pieselor turnate, respectiv ștanțate.

Schema instalației de răcire tehnologică este prezentată în figura alăturată.



Schema de rincipiu a instalației de răcire tehnologică

Instalația de răcire tehnologică este realizată practic din două circuite de apă de răcire, legate în paralel.

Un circuit deservește schimbătoarele de căldură 1...4, aferente unui grup de 4 mașini TSP + MS, prin intermediul unui chiller având puterea frigorifică de 160 kW și puterea electrică de $4 \times 11,7 = 46,8$ kW. Puterea electrică a chiller-ului, reprezintă $\approx 2,7\%$ din puterea electrică instalată a beneficiarului.

Un alt circuit deservește schimbătoarele de căldură 5...10, aferente unui grup de 6 mașini TSP + MS, prin intermediul unui turn de răcire, despre care beneficiarul nu a putut să ofere caracteristici tehnice și a cărui placă de timbru nu este lizibilă.

Pe circuitul deservit de turnul de răcire, sunt amplasate două rezervoare de apă, unul de 50 m³, în care sunt colectate apele pluviale de pe acoperișul halei de producției și unul de 20 m³, racordat la rețeaua publică de apă. Apele pluviale au rolul de a compensa pierderile de apă prin evaporare, din turnul de răcire. Bazinul cu capacitatea de 20 m³, este prevăzut numai pentru utilizarea acestei surse de apă în eventuale situații de avarie. Din punct de vedere funcțional, cele două rezervoare prezintă doar rol de acumulare a apei.

Pompele 1 și 2 au rolul de a asigura circulația apei de răcire în cele două circuite, iar pompa 3 are rolul de a transporta apa din rezervorul cu capacitatea de 50 m³, în cel cu capacitatea de 20 m³.

Debitul de apă asigurat de pompa 1, în circuitul de răcire al chiller-ului este de 18 m³/h, iar debitul de apă asigurat de pompa 2, în circuitul turnului de răcire este de 26.8 m³.

Variația de temperatură a apei de răcire, datorată căldurii preluate de la mașinile TSP și MS, este de (8...10)°C.

Temperatura maximă admisă a apei de răcire la intrarea în schimbătoarele de căldură este de 21°C.

Temperatura maximă admisă a apei de răcire la ieșirea din schimbătoarele de căldură este de 28°C.

Din punct de vedere funcțional, regimul de lucru al instalației de răcire tehnologică, este diferit pe timp de vară, respectiv de iarnă.

Iarna, se închid robinetii 1 și 2, se deschid robinetii 3 și 4 și se oprește pompa 1. În aceste condiții toată puterea termică preluată de apa de răcire, din cele 10 schimbătoare de căldură, este evacuată în mediul ambiant prin turnul de răcire. Acest regim de funcționare, permite scoaterea din funcțiune a chiller-ului, deoarece aerul utilizat la răcirea apei în turnul de răcire, are temperatura scăzută și poate asigura răcirea tuturor echipamentelor deservite de instalația de răcire tehnologică.

Vara, se închid robinetii 3 și 4. În aceste condiții cele două circuite ale apei de răcire sunt separate și funcționează independent. În acest regim de lucru, puterea termică preluată de apa de răcire de la schimbătoarele de căldură (1...4) este evacuată cu ajutorul chiller-ului iar puterea termică preluată de apa de răcire de la schimbătoarele de căldură (5...10) este evacuată cu ajutorul turnului de răcire.

Din informațiile transmise de beneficiar, pe timp de vară, există situații în care puterea termică degajată în sistemul de răcire al mașinilor TSP + MS, nu poate fi preluată integral de instalația de răcire, iar în aceste situații, temperatura apei din circuitele de răcire depășește valorile maxime admise, fiind necesară scoaterea din funcțiune a unor mașini, ceea ce afectează negativ capacitatea de producție.

În vederea estimării puterii termice a schimbătoarelor de căldură și a turnului de răcire, se va considera că schimbătoarele de căldură sunt identice, având fiecare în parte câte o putere termică medie, echivalentă cu 1/10 din puterea termică totală.

Având în vedere că se cunoaște puterea termică a chillerului, se poate considera că puterea termică medie a schimbătoarelor de căldură este de 1/4 din puterea termică a chiller-ului:

$$1/4 \cdot 160 = 40 \text{ kW}$$

Considerând o variație a temperaturii apei de răcire, de 8°C și debitul apei de răcire asigurat de pompa de pe circuitul chiller-ului, se poate determina puterea frigorifică necesară, a acestui circuit (\dot{Q}_{r1}), pentru a se verifica dacă chiller-ul este dimensionat corect.

$$\dot{Q}_{r1} = \dot{m}_1 \cdot c \cdot \Delta t$$

unde:

$\dot{m}_1 = 18 \text{ t/h} = 5 \text{ kg/s}$ este debitul masic de apă răcire

$c = 4.18 \text{ kJ/kgK}$ este căldura specifică a apei de răcire

În aceste condiții, puterea frigorifică necesară, a circuitului de răcire deservit de chiller este:

$$\dot{Q}_{r1} = 5 \cdot 4.18 \cdot 8 = 167.2 \approx 170 \text{ kW}$$

Se observă că există o relativă concordanță între puterea frigorifică necesară (170 kW) și puterea frigorifică a chiller-ului (160 kW), ceea ce înseamnă că chiller-ul poate să asigure răcirea celor 4 schimbătoare de căldură în condițiile nominale de funcționare, pentru care a fost determinată puterea frigorifică. În condițiile în care aerul utilizat la răcirea condensatorului chiller-ului depășește temperatura nominală a aerului de răcire, este posibil ca chiller-ul să asigure în condiții reale de funcționare, o putere frigorifică mai mică decât cea nominală, ceea ce poate determina o răcire insuficientă pe circuitul apei de răcire.

Considerând o variație a temperaturii apei de răcire, de 8°C și debitul apei de răcire asigurat de pompa de pe circuitul turnului de răcire, se poate determina puterea frigorifică necesară, a acestui circuit (\dot{Q}_{r2}).

$$\dot{Q}_{r2} = \dot{m}_2 \cdot c \cdot \Delta t$$

unde:

$\dot{m}_2 = 26.8 \text{ t/h} = 7.4 \text{ kg/s}$ este debitul masic de apă răcire

$c = 4.18 \text{ kJ/kgK}$ este căldura specifică a apei de răcire

În aceste condiții, puterea frigorifică necesară, a circuitului de răcire deservit de chiller este:

$$\dot{Q}_{r2} = 7.4 \cdot 4.18 \cdot 8 = 248.9 \approx 250 \text{ kW}$$

Considerând puterea termică medie a celor 6 schimbătoare de căldură de pe circuitul de răcire deservit de turnul de răcire, tot de 40 kW, ca și în cazul circuitului de răcire deservit de chiller, puterea frigorifică necesară a acestui circuit este:

$$\dot{Q}_{r2} = 6 \cdot 40 = 240 \text{ kW}$$

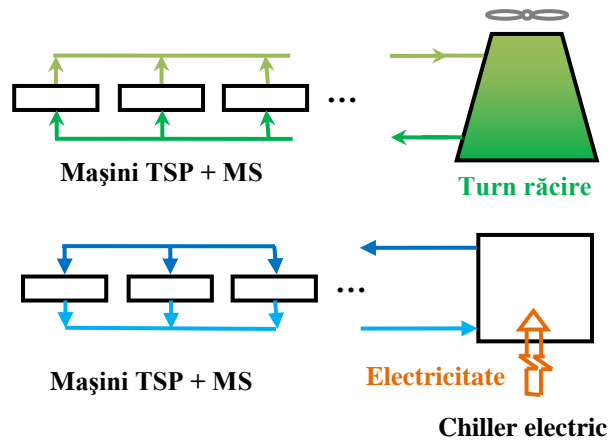
Astfel, puterea frigorifică necesară estimată a circuitului de răcire deservit de turnul de răcire, determinată prin cele două metode, este de (240...250) kW.

Având în vedere dimensiunile geometrice ale turnului de răcire, se estimează că acesta este mult subdimensionat și că nu poate să asigure o putere termică de răcire de (240...250) kW. Se consideră că acesta este principalul motiv pentru care beneficiarul constată pe timp de vară o capacitate de răcire insuficientă a sistemului de răcire existent.

Puterea termică de răcire totală necesară pentru întreaga instalație (\dot{Q}_r) se calculează prin însumarea puterilor necesare de răcire ale celor două circuite:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_r &= \dot{Q}_{r1} + \dot{Q}_{r2} \\ \dot{Q}_r &= (160...170) + (240...250) = (400...420) \text{ kW} \end{aligned}$$

În figura alăturată este prezentată o schema de principiu simplificată a celor două sisteme de răcire, care funcționează în paralel.

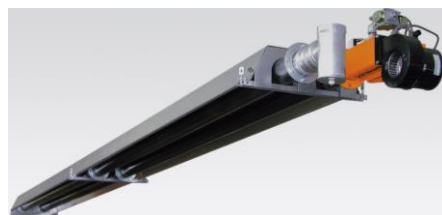


Schema de principiu simplificată a celor două sisteme de răcire, care funcționează în paralel

Caracteristicile sistemelor auxiliare de încălzire

Beneficiarul are în dotare, în afara cuptoarelor, următoarele sisteme auxiliare, consumatoare de gaz metan:

- Cazan VIESSMANN Vitoplex 100 cu puterea termică (110...150) kW - 1 buc;
- Arzator Riello BS3D-TL cu puterea termică (65...189) kW - 1 buc;
- Tuburi radiante tip Schwank – 50U cu puterea termică (50) kW - 4 buc



În tabelul alăturat sunt prezentate puterile termice ale consumatorilor auxiliari de gaz metan.

Puterile termice ale consumatorilor auxiliari de gaz metan

Denumire	Nr. buc.	Putere termică unitară [kW]	Putere termică totală [kW]
Cazan VIESSMANN Vitoplex 100	1	130	130
Arzator Riello BS3D-TL	1	125	125
Tuburi radiante tip Schwank – 50U	4	49	200
Total			455

BILANȚUL ENERGETIC AL CUPTOARELOR PENTRU TOPIREA ALUMINIULUI

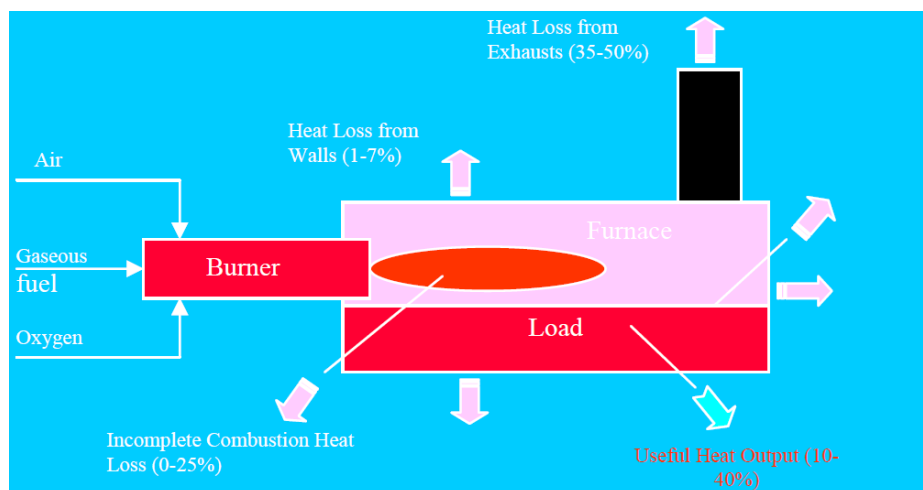
În studiile efectuate la nivel mondial, privind cuptoarele pentru topirea aluminiului, problema bilanțului energetic și cea a eficienței energetice, sunt considerate foarte importante. În continuare sunt prezentate câteva aspecte privind bilanțul energetic al cuptoarelor pentru topirea aluminiului. A fost considerat numai cazul utilizării gazului metan ca și sursă de energie.

Cele mai importante ponderi în bilanțul energetic al cuptoarelor pentru topirea aluminiului, sunt reprezentate de energia (sau puterea) utilă, utilizată pentru topirea efectivă a aluminiului și energia (sau puterea) pierdută prin gazele de ardere evacuate pe coș.

Toate bilanțurile prezentate în continuare, țin seama de energia (sau puterea) pierdută prin pereții cuptorului, prin radiație și convecție.

Alte componente care intervin în bilanțul energetic, în funcție de referința bibliografică, sunt: energia (sau puterea) pierdută prin zgură, respectiv energia (sau puterea) pierdută prin arderea incompletă a combustibilului.

În figura alăturată este prezentată o schemă energetică și de bilanț a unui cuptor pentru topirea aluminiului.



Schema bilanțului energetic la un cuptor pentru topirea aluminiului (Das, 2007)

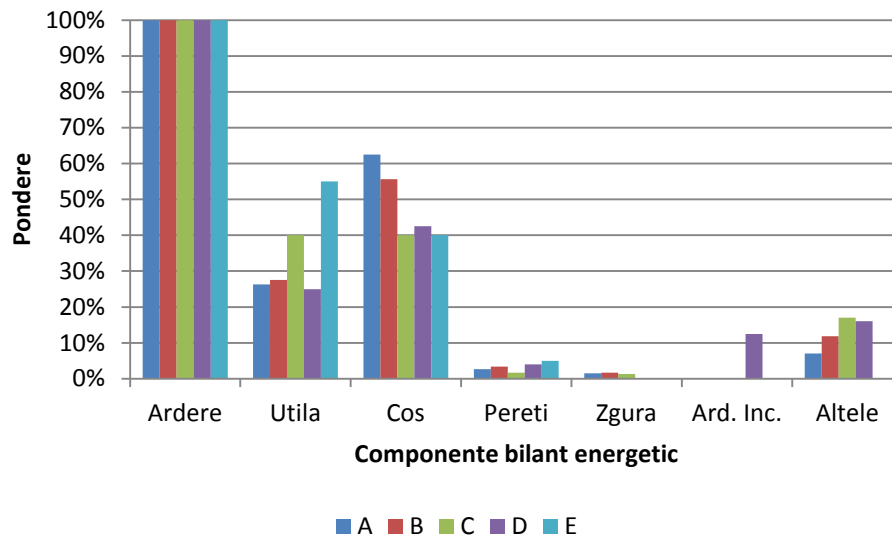
În tabelul alăturat sunt prezentate valorile componentelor bilanțului energetic la câteva cuptoare pentru topirea aluminiului, conform informațiilor identificate în literatura de specialitate studiată.

Componentele bilanțului energetic la câteva cuptoare pentru topirea aluminiului

Componente bilanț energetic	A	B	C	D	D (medii)	E
Putere termică arzător	100%	100.0%	100.0%		100.0%	100%
Putere termică utilă	26.3%	27.5%	40.0%	(10...40)%	25.0%	55%
Putere termică evacuată pe coș	62.5%	55.6%	40.0%	(35...50)%	42.5%	40%
Putere termică pierdută prin pereți	2.7%	3.4%	1.7%	(1...7)%	4.0%	5%
Putere termică pierdută prin zgură	1.5%	1.7%	1.3%			
Putere termică pierdută prin ardere incompletă				(0...25)%	12.5%	
Alte pierderi	7.0%	11.8%	17.0%		16.0%	

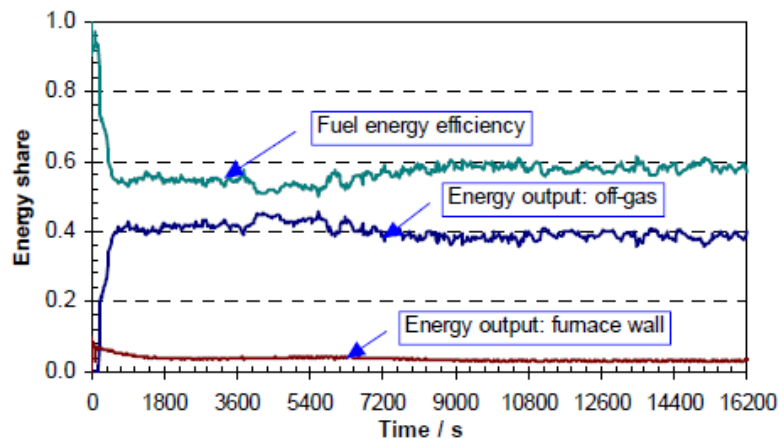
A, B, C - (Das et al., 2008); D - (Das, 2007) (sunt prezentate intervalele indicate și valorile medii); E - (Zhou et al., 2005);

În figura alăturată sunt prezentate componentele bilanțului energetic la cuptoarele pentru topirea aluminiului, prezentate și în tabelul alăturat.



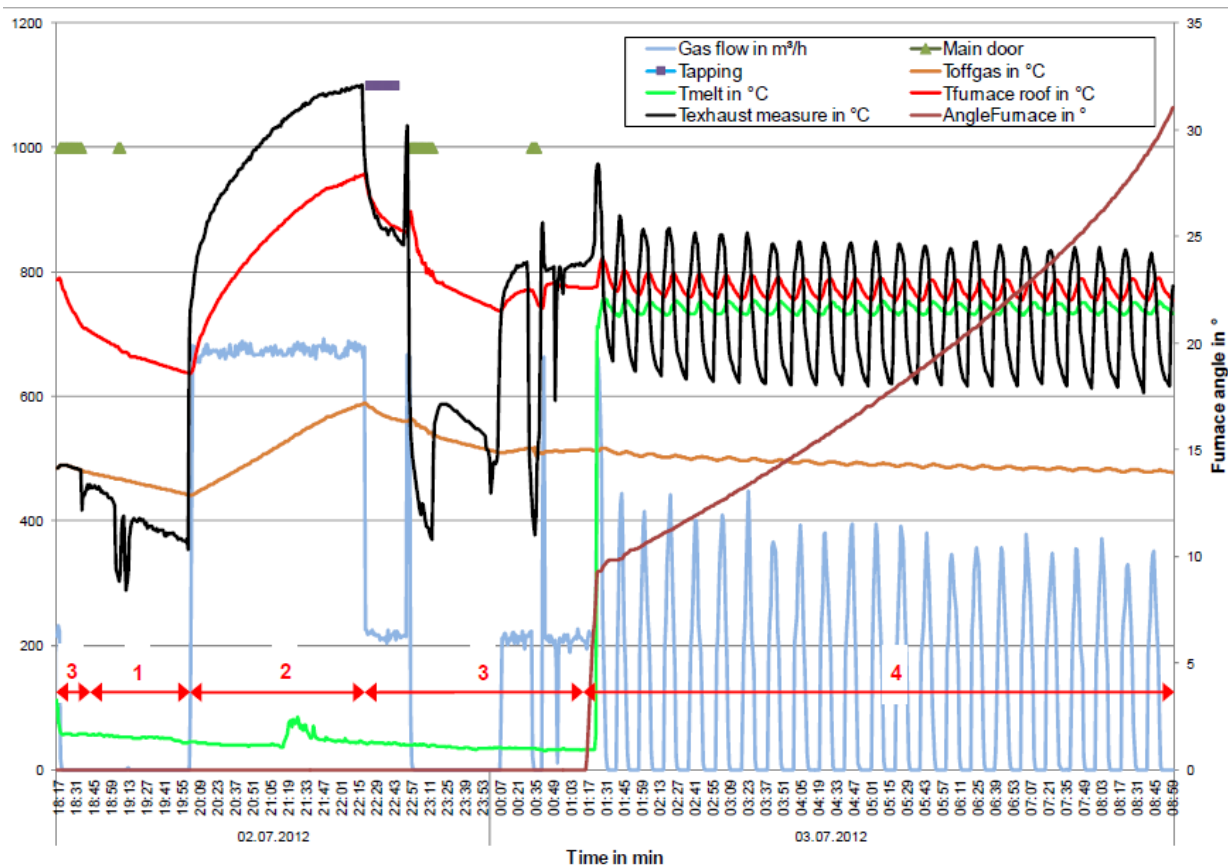
Componentele bilanțului energetic la câteva cuptoare pentru topirea aluminiului
 A, B, C - (Das et all, 2008); D - (Das, 2007); E - (Zhou et. All, 2005)

În figura alăturată este prezentat caracterul nestăționar al principalelor componente ale bilanțului energetic, pentru cuptoarele de aluminiu. În cazul cuptorului considerat, ponderea energiei utile se încadrează în intervalul (50...60)%, iar ponderea energiei evacuate prin gazele de ardere, oscilează în jurul valorii de 40%, în intervalul (35...45)%. Ponderea energiei pierdute prin pereții cuptorului, se situează în jurul valorii de 5%.



Variația în timp a principalelor componente ale bilanțului energetic
 la un cuptor pentru topirea aluminiului
 (Zhou et. All, 2005)

Caracterul nestaționar al parametrilor termofizici ai unui cuptor pentru topirea și turnarea aluminiului, este prezentat în figurile alăturate. Se observă că cele mai mari variații ale parametrilor au loc în procesul de topire propriu-zis.



Caracterul nestaționar al parametrilor termofizici ai unui cuptor pentru topirea și turnarea aluminiului

(Albert, 2012)

1 – Încărcare; 2 – Topire; 3 – Menținere; 4 – Turnare

CALCULUL ARDERII PENTRU CUPTOARE

Analiza compoziției chimice a gazelor de ardere

Informațiile cele mai relevante privind calitatea arderii, sunt furnizate de analiza compoziției chimice a gazelor de ardere.

În figurile alăturate sunt prezentate imagini ale coșurilor de fum.



Imagini ale coșurilor de fum

În cazul cuptoarelor de topire aluminiu, a fost realizată analiza compoziției gazelor exhaustate, la baza coșurilor de fum, având în vedere că între evacuarea gazelor de ardere din cuptoare și tubulatura de evacuare, există o fantă prin care este posibilă pătrunderea de aer fals.



Cuptor de topire și fanta prin care este posibilă pătrunderea de aer fals



Fanta prin care este posibilă pătrunderea de aer fals

Valorile medii, considerate în calcule, pentru parametrii gazelor de ardere evacuare pe coșurile de fum, sunt prezentate în tabelul alăturat.

Valorile medii ale principalilor parametri pentru calculul arderii

Parametru	Valoare	u.m.
t_{gaze}	700	°C
exces aer (λ)	2.6	-
t_{aer}	20	°C
CO ₂	5	%
NO	40	ppm
NO _x	40	ppm
w	4.8	m/s

Pentru efectuarea calculelor au fost considerate următoarele 3 cuptoare cu caracteristicile prezentate în tabelul alăturat.

Catacteristici ale cuptoarelor

Parametru	u.m.	KLVE-1200	KLVE-600a	KLVE-600b
Capacitatea	kg	1200	700	500
Puterea nominală a arzătorului	kW	510	440	405
Productivitate de topire	kg/h	410	380	280
Grad de încărcare a arzătorului	%	75	75	75
Puterea reală a arzătorului	kW	384.0	330.9	304.8
Durata de topire (a șarjei)	h	2.9	1.8	1.8

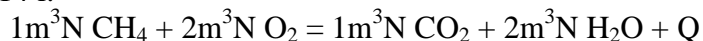
Ecuția arderii

Ecuția arderii metanului (CH₄) este:



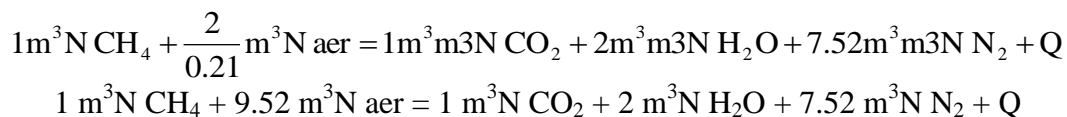
unde Q [kJ] reprezintă căldura rezultată în urma arderii.

Din punct de vedere cantitativ, această ecuație poate fi exprimată în moli sau unități volumice, deoarece 1 mol = 22.414 l.



Volumul minim de aer necesar arderii se determină considerând că aerul este compus din oxigen și azot, cu participația volumică a oxigenului în aer $v_{\text{O}_2} = 21\%$ și participația volumică a azotului în aer $v_{\text{N}_2} = 79\%$.

Astfel la $2\text{m}^3 \text{O}_2$ corespund $\frac{2}{0.21} = 9.52 \text{m}^3$ aer, care conține $2\text{m}^3 \text{O}_2$ și 7.52m^3 azot, care este inert, nu participă la ardere și se va regăsi în gazele de ardere.



Rezultatele calculului participațiilor volumice ale componentelor gazelor exhaustate

Comp.	Valoare	u.m.
CO ₂	3.88	%
H ₂ O	7.76	%
N ₂	29.2	%
Aer exces	59.15	%
Suma	100	%

Rezultatele calculului presiunilor parțiale ale componentelor gazelor exhaustate

Comp.	Valoare	u.m.
CO ₂	0.038	bar
H ₂ O	0.078	bar
N ₂	0.292	bar
Aer exces	0.592	bar
Pres. totală	1.00	bar

Rezultatele calculului densității componentelor gazelor exhaustate

Comp.	Valoare	u.m.
CO ₂	0.0211	kg/m ³
H ₂ O	0.0173	kg/m ³
N ₂	0.1011	kg/m ³
Aer exces	0.2118	kg/m ³
Dens. totală	0.1569	kg/m ³

Rezultatele calculului participăției masice a componentelor gazelor exhaustate

Comp.	Valoare	u.m.
CO ₂	0.523	%
H ₂ O	0.856	%
N ₂	18.81	%
Aer exces	79.82	%
Suma	100	%

Rezultatele calculului entalpiei componentelor gazelor exhaustate

Comp.	Valoare	u.m.
CO ₂	725.9	kJ/kg
H ₂ O	3929	kJ/kg
N ₂	1044	kJ/kg
Aer exces	1016	kJ/kg
Gaze ardere	1045	kJ/kg

Puterile termice reale ale arzătoarelor

Parametru	u.m.	KLVE-1200	KLVE-600a	KLVE-600b
Puterea reală a arzătorului	kW	384.0	330.9	304.8

Rezultatele calculului pentru debitul de combustibil

Parametru	u.m.	KLVE-1200	KLVE-600a	KLVE-600b
Debit volumic normal de combustibil	m ³ N/s	0.0107	0.0092	0.0085
	m ³ N/min	0.64	0.55	0.51
	m ³ N/h	38.6	33.2	30.6
Debit volumic de combustibil	m ³ /s	0.0116	0.0100	0.0092
	m ³ /min	0.70	0.60	0.55
	m ³ /h	41.93	36.14	33.28

Consumuri specifice de combustibil și energie

Parametru	u.m.	KLVE-1200	KLVE-600a	KLVE-600b
Consum normal de combustibil	m ³ N/șarjă	81	56	43
Consum de combustibil	m ³ /șarjă	87	61	46
Consum de energie	kJ	2903040	2025210	1536150
	kWh	0.07	0.09	0.09
Consum specific de combustibil	m ³ /kg	72.4	86.6	92.0
	m ³ /t	2419	2893	3072
Consum specific de energie	kJ/kg	0.7	0.8	0.8
	kWh/kg	653.2	781.2	829.5

Rezultatele calculului pentru debitul volumic al gazelor exhaustate pentru fiecare cuptor

Parametru	u.m.	KLVE-1200	KLVE-600a	KLVE-600b
Debit volumic normal de gaze exhaustate	m ³ N/s	0.2758	0.2377	0.2189
	m ³ N/min	16.55	14.26	13.14
	m ³ N/h	993.01	855.74	788.18
Debit volumic de gaze exhaustate	m ³ /s	0.98	0.85	0.78
	m ³ /min	58.99	50.83	46.82
	m ³ /h	3539.21	3049.95	2809.17

Rezultatele calculului pentru debitul volumic de aer, este efectiv introdus în arzător

Parametru	u.m.	KLVE-1200	KLVE-600a	KLVE-600b
Debit volumic normal de aer combustie	m ³ N/s	0.1224	0.1055	0.0971
	m ³ N/min	7.34	6.33	5.83
	m ³ N/h	440.52	379.62	349.65
Debit masic de aer combustie	kg/s	0.1579	0.1360	0.1253
	kg/min	9.47	8.16	7.52
	kg/h	568.27	489.71	451.05

Rezultatele calculului debitului masic al gazelor exhaustate

Parametru	u.m.	KLVE-1200	KLVE-600a	KLVE-600b
Debit masic de gaze exhaustate	kg/s	0.1543	0.1329	0.1224
	kg /min	9.3	8.0	7.3
	kg/h	555.3	478.5	440.8

Valoarea entalpiei gazelor exhaustate, la temperatura de 20°C

Entalpia	u.m.
85.32	kJ/kg

Rezultatele calculului pentru puterea termică pierdută prin gazele exhaustate

Parametru	u.m.	KLVE-1200	KLVE-600a	KLVE-600b
Puterea termică pierdută prin gazele exhaustate	kW	148.0	127.6	117.5
Ponderea puterii termice pierdute prin gazele exhaustate	%	38.5%	38.5%	38.5%

CALCULUL PUTERII UTILE

Puterea utilă reprezintă acea parte din puterea termică rezultată în urma arderii combustibilului, care se regăsește în aliajul topit.

Temperatura de topire a aluminiului este $t_t = 660^\circ\text{C}$, iar temperatura finală la care se consideră că ajunge topitura este considerată $t_f = 700^\circ\text{C}$. Se consideră că temperatura la care se introduce în cuptor materialul pentru topire, este $t_i = 20^\circ\text{C}$.

Căldurile specifice ale aluminiului în stare solidă (c_s) și lichidă (c_l), respectiv căldura latentă de topire (l_t), sunt prezentate în tabelul alăturat.

Caracteristici ale aluminiului

Proprietate	u.m.	Valoare
Căldura specifică în stare solidă	kJ/kgK	0.91
Căldura specifică în stare lichidă	kJ/kgK	1.086
Căldura latentă de topire	kJ/kg	321

Căldura utilă (Q_{u1}) pentru încălzirea, topirea și supraîncălzirea aluniului, se determină cu relația:

$$Q_{u1} = c_s \cdot (t_t - t_i) + l_t + c_l \cdot (t_f - t_t) = 946.8 \text{ kJ/kg}$$

Cantitățile de aluminiu care se topesc într-o șarjă în fiecare cuptor dintre cele considerate, sunt prezentate în tabelul alăturat.

Cantitățile de aluminiu din fiecare cuptor

Parametru	u.m.	KLVE-1200	KLVE-600a	KLVE-600b
Cantitate	kg	1200	700	500

Durata unei șarje (τ), pentru fiecare cuptor, este prezentată în tabelul alăturat.

Durata unei șarje

Parametru	u.m.	KLVE-1200	KLVE-600a	KLVE-600b
Durata unei șarje	h	2.1	1.7	1.4

Puterea utilă (P_u) se determină cu relația:

$$P_u = \frac{m \cdot Q_{u1}}{\tau}$$

Puterile utile ale cuptoarelor și ponderile acestora, sunt prezentate în tabelul alăturat.

Puterile utile ale cuptoarelor și ponderile acestora

Parametru	u.m.	KLVE-1200	KLVE-600a	KLVE-600b
Puterea utilă	kW	150.3	108.3	93.9
Pondere putere utilă	%	39.1%	32.7%	30.8%

CALCULUL PIERDERILOR PRIN PEREȚII CUPTORULUI

Pierderile de căldură prin pereții cuptorului sunt datorate radiației termice, determinate de temperatura suprafețelor laterale, mai calde decât mediul ambiant.

Puterea termică pierdută prin pereți (P_p), se calculează cu relația:

$$P_p = S \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_p^4 - T_a^4) \text{ [kW]}$$

unde:

S [m^2] este suprafața laterală a cazanului

ε este coeficientul de emisivitate al materialului suprafeței radiante, care în cazul tablei din oțel, care acoperă cuptorul, se consideră că are valoarea $\varepsilon = 0.80$

$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}$ este constanta lui Stefan – Boltzmann

T_p este temperatura suprafeței laterale a cazanului, exprimată în K

T_a este temperatura ambiantă, exprimată în K

Temperatura medie a suprafețelor laterale ale cuptoarelor, a fost determinate prin termoviziune.

Având în vedere că regimul de funcționare al cazanelor este caracterizat prin numeroase întreruperi, temperatura medie a suprafețelor laterale nu este foarte ridicată.

În tabelul alăturat, sunt prezentate valorilor calculate ale puterilor termice pierdute prin pereți.

Valorile puterilor termice pierdute prin pereți - KLVER-600

Parametru	Valoare KLVE-600a	u.m.
Suprafața superioară / inferioară	1.77	m^2
Suprafața laterală a cazanului	6.6	m^2
Temperatura medie a suprafeței superioare	400	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura medie a suprafețelor laterale	60	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura ambiantă	30	$^{\circ}\text{C}$
Puterea termică pierdută prin pereți	15.8	kW
Pondere putere termică pierdută prin pereți	4.1%	%

Pentru celelalte două cuptoare, se consideră că puterea termică pierdută prin pereți, reprezintă cca. 5% din puterea reală a arzătoarelor.

Valorile puterilor termice pierdute prin pereți

Parametru	KLVE-1200	KLVE-600b	u.m.
Puterea termică pierdută prin pereți	19.2	15.2	kW
Pondere putere termică pierdută prin pereți	5%	5%	%

BILANȚUL TERMOENERGETIC REAL PENTRU CUPTOARE

În tabelul alăturat sunt prezentate valori comparative ale puterii termice nominale și ale altor puteri termice importante pentru bilanțul termic al cuptoarelor.

Valori comparative ale puterilor termice participante la bilanțul energetic pe cuptoare

Componente bilanț energetic	KLVE-1200	KLVE-600a	KLVE-600b	u.m.
Putere reală obținută prin ardere	384	330.9	304.8	kW
	100%	100%	100%	%
Putere utilă	150.3	108.3	93.9	kW
	39.1%	32.7%	30.8%	%
Putere pierdută prin gaze exhaustate	148.0	127.6	117.5	kW
	38.5%	38.5%	38.5%	%
Pierderi estimate prin pereți	19.2	15.8	15.2	kW
	5%	4.1%	5.0%	%
Alte pierderi	66.5	79.3	78.1	kW
	17.4%	24.7%	25.7%	%

În continuare sunt prezentate diagrama Sankey a bilanțurilor reale pentru cuptoarele de topire.

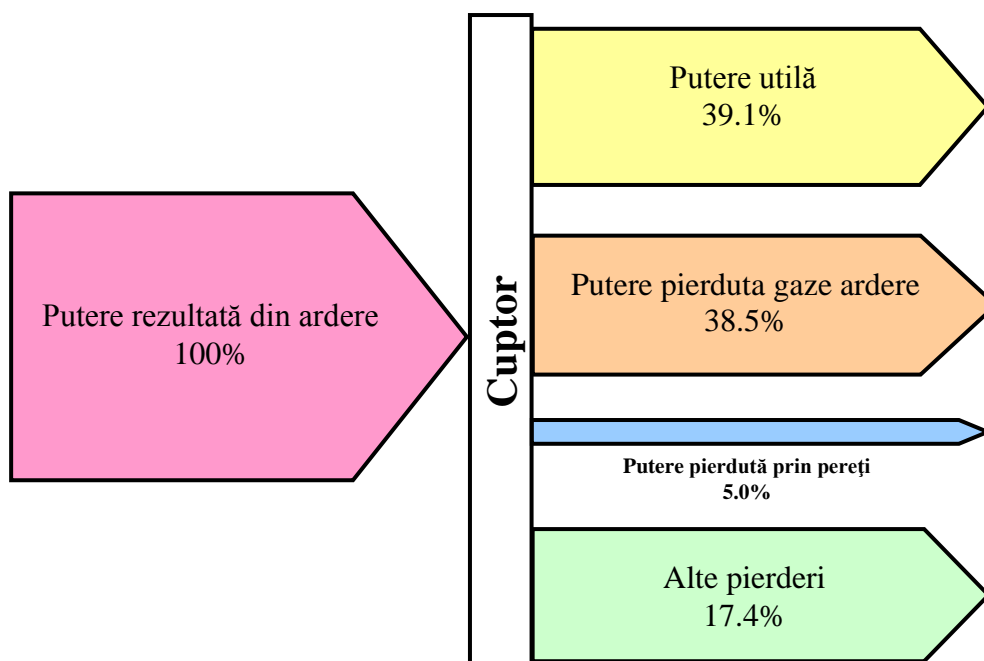
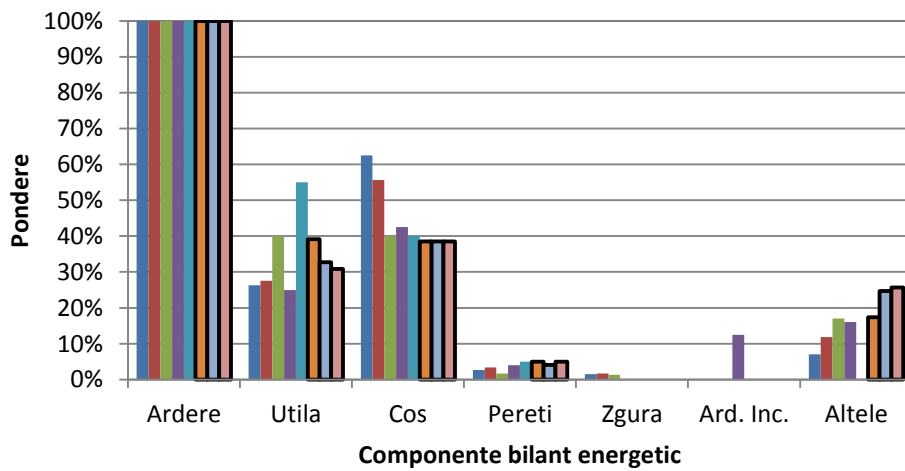


Diagrama Sankey a bilanțului termoenergetic real puteri pentru cuptor

În figura alăturată sunt prezentate componentele bilanțului energetic pentru cuptoarele studiate, comparativ cu cele ale bilanțurilor de același tip, identificate în literatura de specialitate.



■ A ■ B ■ C ■ D ■ E ■ KLVE-1200 ■ KLVE-600a ■ KLVE-600b

Componentele bilanțului energetic

A, B, C - (Das et al, 2008); D - (Das, 2007); E - (Zhou et. All, 2005)

KLVER-600; KLV-600; KLV-330: Cuptoarele studiate

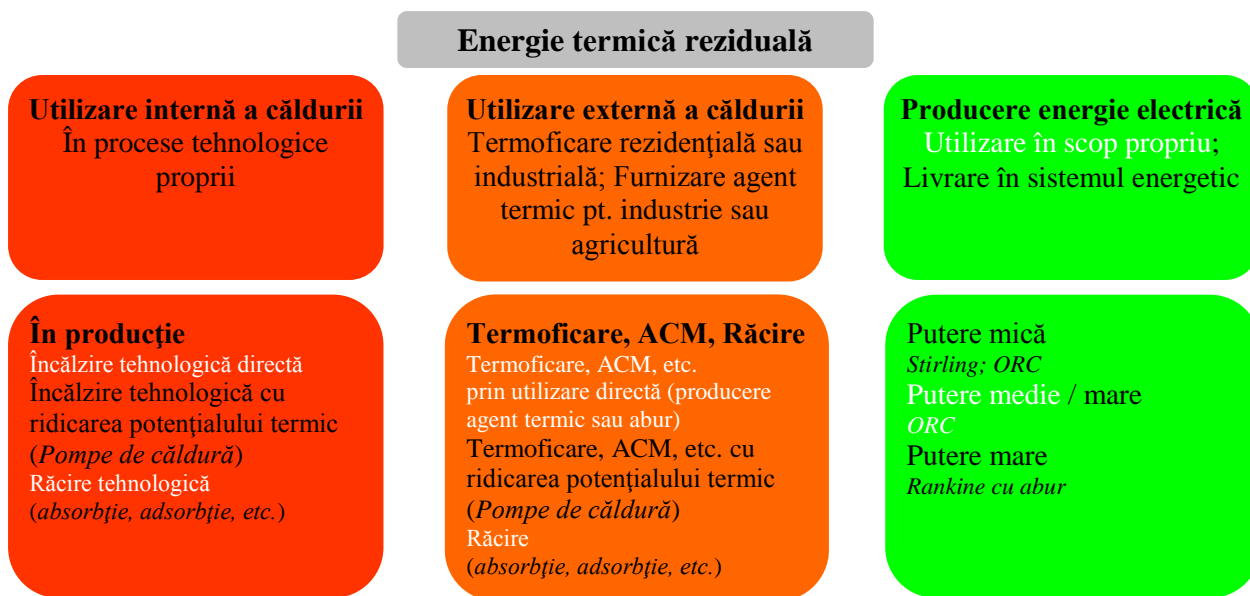
Bilanțul termoenergetic real și diagramele Sankey aferente, au fost calculate în condițiile funcționării cuptoarelor la încărcarea nominală.

SOLUȚII DE EFICIENTIZARE ENERGETICĂ

Considerații generale privind eficientizarea energetică

Soluțiile de eficientizare energetică urmăresc valorificarea potențialului termic al gazelor evacuate pe coșurile de fum, cu debit relativ constant și temperatură variabilă în intervalul (400...900)°C.

În figura alăturată este prezentată o schemă generală de valorificare a potențialului termic rezidual cu evidențierea soluțiilor cele mai potrivite pentru beneficiar.



Schemă generală de valorificare a potențialului termic rezidual cu evidențierea soluțiilor cele mai potrivite pentru beneficiar

Implementarea de măsuri organizatorice pentru eficientizare energetică

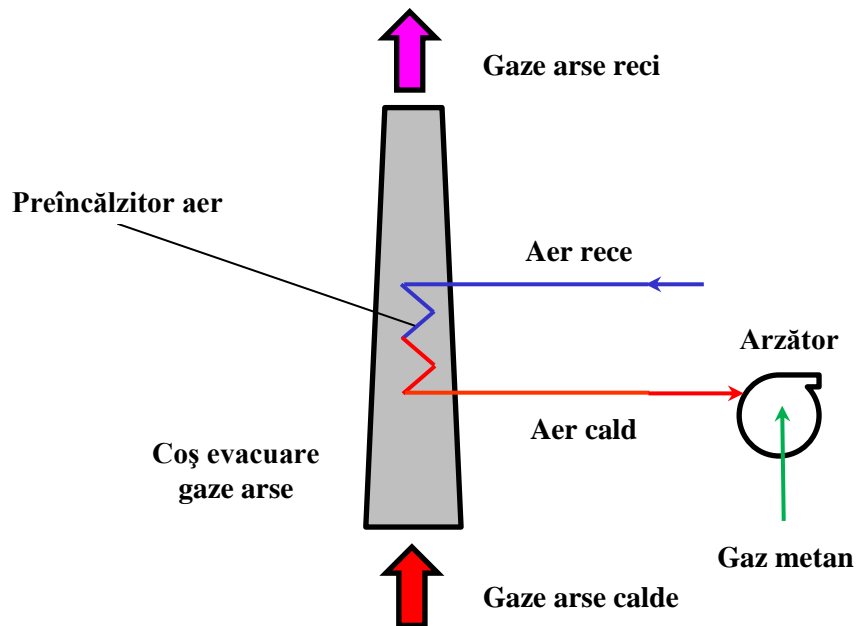
Având în vedere istoricul de consum pentru gaz metan, mult mai ridicat decât consumul tehnologic, evidențiat prin bilanțul energetic real, se recomandă analiza surselor de consum parazit de gaz metan și eliminarea acestora prin măsuri organizatorice, fără costuri.

Se propun următoarele măsuri organizatorice pentru reducerea consumului de combustibil:

- **Planificarea producției orientată pe reducerea consumului de energie, astfel încât cuptoarele de topire să fie exploatate cât mai aproape de încărcarea nominală.** Dacă va fi implementată, această măsură va putea să apropie consumurile de gaz metan, de valorile nominale. Se estimează că această măsură va permite reducerea consumului de energie cu cca. (10...20)%.
- **Stimularea financiară a angajaților care propun măsuri de reducere a consumului de energie (termică sau electrică).** Se estimează că această măsură va permite o reducere a consumului de energie cu cca. 1%.

Preîncălzirea aerului de combustie

În figura alăturată este prezentată o schemă de principiu a sistemului de recuperare a căldurii prin preîncălzirea aerului de combustie.



Schemă de principiu a sistemului de recuperare a căldurii prin preîncălzirea aerului de combustie

Se consideră că aerul este preîncălzit cu $\Delta t_a = 50^\circ\text{C}$, de exemplu în intervalul $(30\dots 80)^\circ\text{C}$, sau $(20\dots 70)^\circ\text{C}$, sau între orice alte valori, în funcție de temperatura aerului din hala de producție.

Puterea termică recuperată prin preîncălzirea aerului (P_{pa}), se determină cu relația:

$$P_{pa} = m_a \cdot c_a \cdot \Delta t_a$$

unde:

m_a este debitul masic de aer

$c_a = 1 \text{ kJ/kgK}$ este căldura specifică a aerului

Valorile puterilor termice recuperate prin preîncălzirea aerului, sunt prezentate în tabelul alăturat.

Valorile puterilor termice recuperate prin preîncălzirea aerului

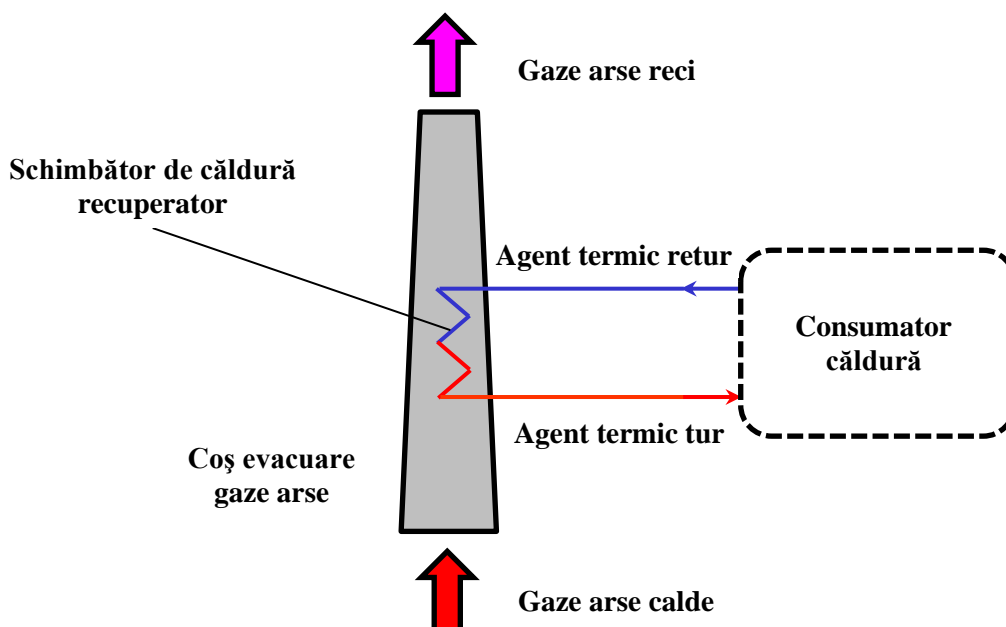
Parametru	u.m.	KLVE-1200	KLVE-600a	KLVE-600b
Putere termica preincalzire aer	kW	7.89	6.80	6.26
Pondere putere termica preincalzire aer	%	2.1%	2.1%	2.1%

Se observă că *preîncălzirea aerului, permite reducerea consumului de energie cu cca. 2%*.

Recuperarea căldurii prin preparare de apă caldă sau fierbinte

Căldura pentru preparare de agent termic sub formă de apă caldă sau fierbinte, poate fi preluată din gazele de ardere evacuate, care pot fi răcite fără apariția unor probleme datorate condensării umidității, deci fără utilizarea de materiale speciale, până la temperatura de cca. 120°C.

Recuperarea căldurii din gazele de ardere, prin preparare de agent termic sub formă de apă caldă sau fierbinte se poate realiza după schema de principiu prezentată în figura alăturată.



Schema de principiu a unui sistem de recuperare a căldurii prin preparare de apă caldă sau fierbinte

În vederea determinării potențialului de recuperare a căldurii din gazele de ardere evacuate, prin răcirea acestora se consideră entalpia gazelor de ardere, la această temperatură, prezentată în tabelul alăturat.

Entalpia gazelor de ardere la temperatura de 120°C

Entalpia	u.m.
415.2	kJ/kg

Potențialul de recuperare a căldurii din gazele de ardere (P_{rg}), reprezintă puterea termică cedată de gazele de ardere prin răcire până la temperatura de 120°C și se calculează cu relația:

$$P_{rg} = \dot{m} \cdot \Delta h$$

unde Δh reprezintă variația entalpiei gazelor de ardere în procesul de răcire.

Puterea termică recuperabilă din gazele de ardere, este prezentată în tabelul alăturat.

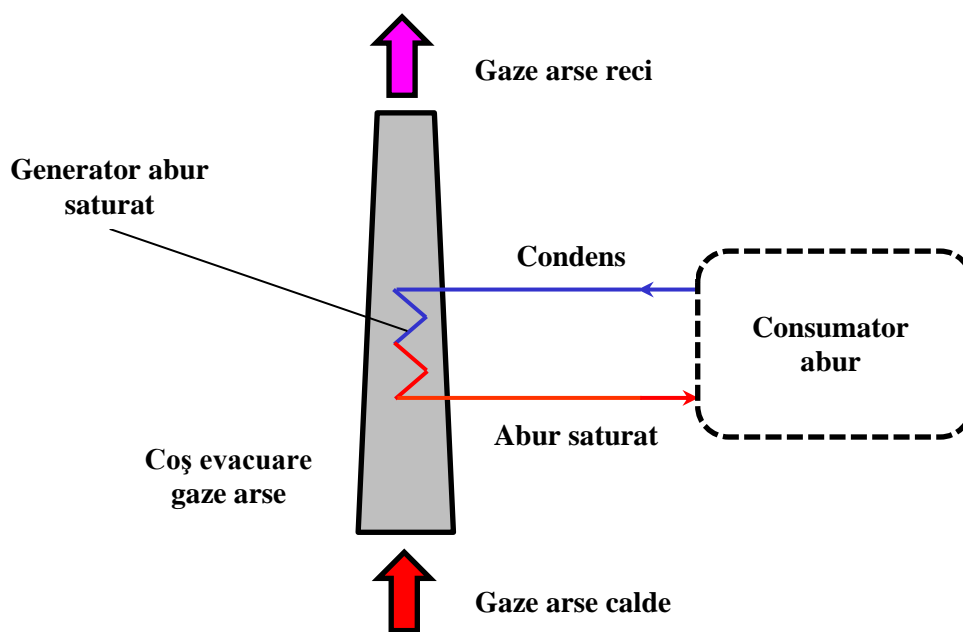
Puterea termică recuperabilă din gazele de ardere prin răcire până la 120°C

Parametru	KLVE-1200	KLVE-600a	KLVE-600b	u.m.
Putere termică recuperabilă din gazele de ardere	97	84	77	kW
Pondere putere termică recuperabilă din gazele de ardere	25.3%	25.3%	25.3%	%
Potențial total de recuperare (pentru toate cuptoarele)	194	335	154	kW
Total			683	kW

Recuperarea căldurii prin producere de abur saturat

Căldura pentru preparare de agent termic sub formă de abur saturat, poate fi preluată din gazele de ardere evacuate, care pot fi răcite până la temperatura de cca. 200°C, în funcție de presiunea și temperatura aburului.

Recuperarea căldurii din gazele de ardere, prin preparare de abur saturat se poate realiza după schema de principiu prezentată în figura alăturată.



Schema de principiu a unui sistem de recuperare a căldurii prin preparare de abur

În vederea determinării potențialului de recuperare a căldurii din gazele de ardere evacuate, prin răcirea acestora se consideră entalpia gazelor de ardere, la această temperatură, prezentată în tabelul alăturat.

Entalpia gazelor de ardere la temperatura de 200°C

Entalpia	u.m.
497.8	kJ/kg

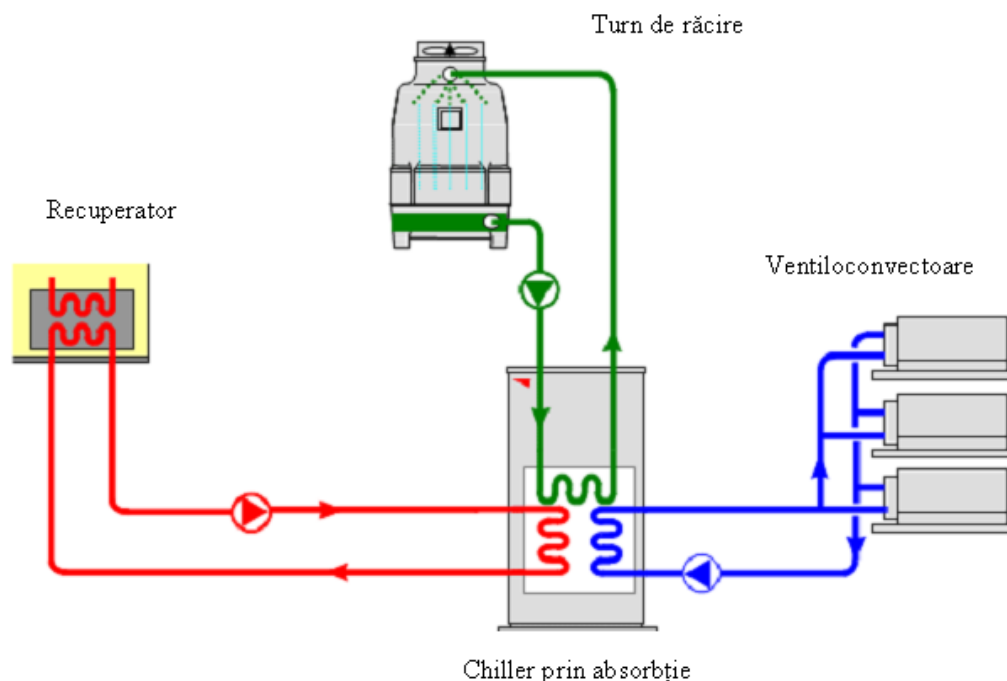
Puterea termică recuperabilă din gazele de ardere, este prezentată în tabelul alăturat.

Puterea termică recuperabilă din gazele de ardere prin răcire până la 200°C

Parametru	KLVE-1200	KLVE-600a	KLVE-600b	u.m.
Putere termică recuperabilă din gazele de ardere	84	73	67	kW
Pondere putere termică recuperabilă din gazele de ardere	22.0%	22.0%	22.0%	%
Potențial total de recuperare (pentru toate cuptoarele)	169	291	134	kW
Total			594	kW

Recuperarea căldurii prin preparare de apă rece

Având în vedere temperaturile foarte ridicate ale gazelor de ardere evacuate, poate fi realizată recuperarea căldurii prin preparare de apă rece, după o schemă de principiu de tipul celei prezentate alăturat.



Schema de principiu a unui sistem de recuperare a căldurii prin preparare de apă rece cu ajutorul unui chiller prin absorbție

Căldura pentru preparare de agent termic sub formă de abur saturat, poate fi preluată din gazele de ardere evacuate, care pot fi răcite până la temperatura de cca. 150°C.

În vederea determinării potențialului de recuperare a căldurii din gazele de ardere evacuate, prin răcirea acestora se consideră entalpia gazelor de ardere, la această temperatură, prezentată în tabelul alăturat.

Entalpia gazelor de ardere la temperatura de 150°C

Entalpia	u.m.
446.1	kJ/kg

Puterea termică recuperabilă din gazele de ardere, este prezentată în tabelul alăturat.

Puterea termică recuperabilă din gazele de ardere prin răcire până la 150°C

Parametru	KLVE-1200	KLVE-600a	KLVE-600b	u.m.
Putere termică recuperabilă din gazele de ardere	92	80	73	kW
Pondere putere termică recuperabilă din gazele de ardere	24.1%	24.1%	24.1%	%
Potențial total de recuperare (pentru toate cuptoarele)	185	318	147	kW
Total			650	kW

Chiller-ul (răcitorul) prin absorbție, reprezintă un echipament frigorific care utilizează căldura ca sursă de energie. Căldura poate fi preluată prin recuperarea căldurii din gazele de ardere, sau direct

din gazele de ardere evacuate. Chiller-ul este racordat la 3 circuite ca în imagine, un circuit “motor” pentru agentul termic cald, un circuit de apă rece și un circuit de apă de răcire.

Chiller-ul (răcitorul) prin absorbție este o mașină termodinamică tritermă care prepară apă rece, până la temperaturi de cca 5...7°C, fiind alimentat cu apă fierbinte, abur saturat, sau cu gaze fierbinți (peste 300°C) (circuitul roșu) și cu apă de răcire (circuitul de culoare verde) asigurată de un turn de răcire. Dacă circuitul de apă de răcire nu este disponibil la sediul beneficiarului, atunci trebuie realizat.

În tabelul alăturat, sunt prezentate caracteristicile energetice ale unui chiller prin absorbție cu soluție de LiBr-H₂O.

Puterea termică recuperabilă din gazele de ardere prin răcire până la 150°C
și parametri caracteristici ai chiller-elor

Parametru	KLVE-1200	KLVE-600a	KLVE-600b	u.m.
Putere termică recuperabilă din gazele de ardere	92	80	73	kW
Pondere putere termică recuperabilă din gazele de ardere	24.1%	24.1%	24.1%	%
Potențial total de recuperare (pentru toate cuptoarele)	185	318	147	kW
Total			650	kW
COP	0.75	0.75	0.75	-
Putere frigorifică (a circuitului de apă răcită)	69	60	55	kW
Putere termică evacuată prin turnul de răcire	162	139	128	kW
Putere frigorifică totală (a circuitului de apă răcită)	139	239	110	kW
Putere termică totală evacuată prin turnul de răcire	323	557	257	kW
Total general putere frigorifică (a circuitului de apă răcită)			487	kW
Total general putere termică evacuată prin turnul de răcire			1137	kW

Producere de energie electrică prin ciclul Rankine organic (ORC)

Recuperarea de căldură prin producere de energie electrică, este o soluție de obținere a unei forme de energie cu exergie ridicată și deci cu potențial ridicat de valorificare.

Dacă disponibilul de potențial termic al energiei reziduale este foarte ridicat din punct de vedere al nivelului termic, dar și al puterii termice disponibile, respectiv dacă există debite mari de gaze reziduale, la temperaturi ridicate, o soluție posibilă este utilizarea unui ciclu Rankine clasic cu abur, pentru producerea de energie electrică.

Pentru un domeniu foarte larg de puteri: mici, medii și mari, dacă temperatura sursei reziduale de energie este redus, se poate utiliza eficient un ciclu Rankine cu fluide organice ca agenți de lucru, denumit și ciclul Rankine organic (ORC).

În funcție de aplicație, ca fluide organice se pot utiliza siloxani (substanțe cu legături chimice Si–O–Si), hidrocarburi, sau agenți frigorifici.

Ca surse de energie reziduală pot fi utilizate energia geotermală de potențial redus până la peste gaze de ardere cu temperaturi peste 250°C.

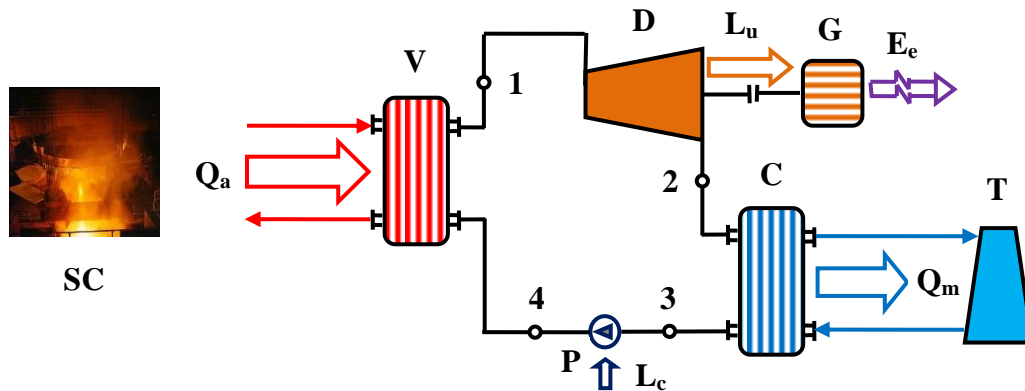
Una dintre instalațiile de acest tip, care utilizează energie termică de potențial foarte scăzut, este amplasată în Chena Hot Springs, Alaska și funcționează cu apă geotermală cu 73°C la intrare și 54°C la ieșirea din echipament.

http://www.akenergyauthority.org/Reports%20and%20Presentations/FinalProjectReport_ChenaPowerGeothermalPlant.pdf

<http://chsr.squarespace.com/storage/documents/Experience%20Gained.pdf>

Randamentul turbinelor cu fluide organice este de cca. (85...95)%, iar randamentul termic global al instalației se situează în intervalul (18...24)% sau mai mult, fiind cu atât mai ridicat, cu cât valoarea temperaturii sursei de energie reziduală disponibilă este mai ridicată.

Schema de principiu a unui echipament ORC pentru producerea energiei electrice, este prezentată în figura alăturată.



Schema de principiu a unui echipament ORC pentru producerea energiei electrice

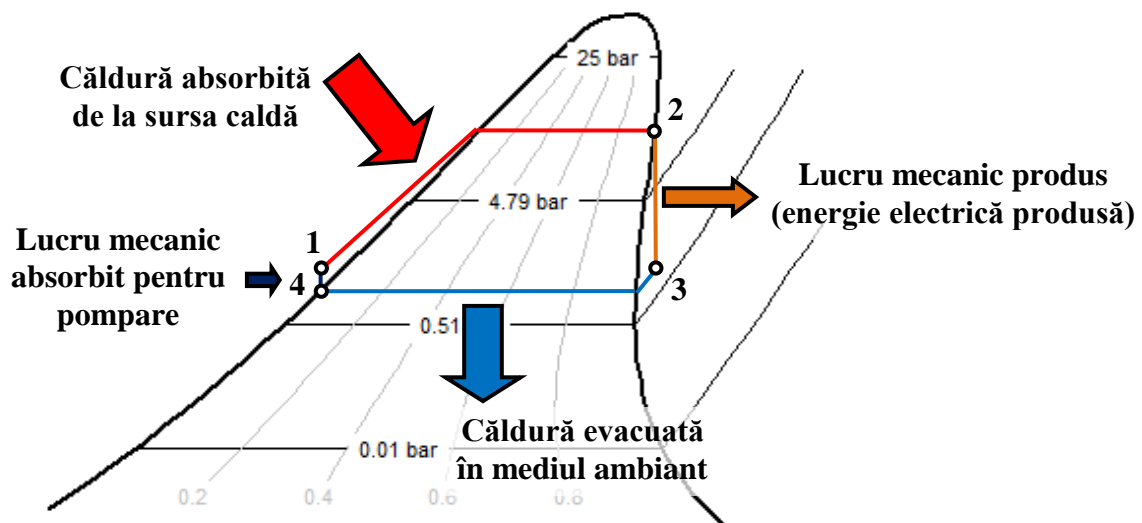
SC – Sursa de căldură; V – Vaporizator; D – Detentor; G – Generator electric;

C – Condensator; P – Pompă; T – Turn de răcire

1 – Vaporii saturați de presiune ridicată; 2 – Vaporii supraîncălziți de presiune scăzută;

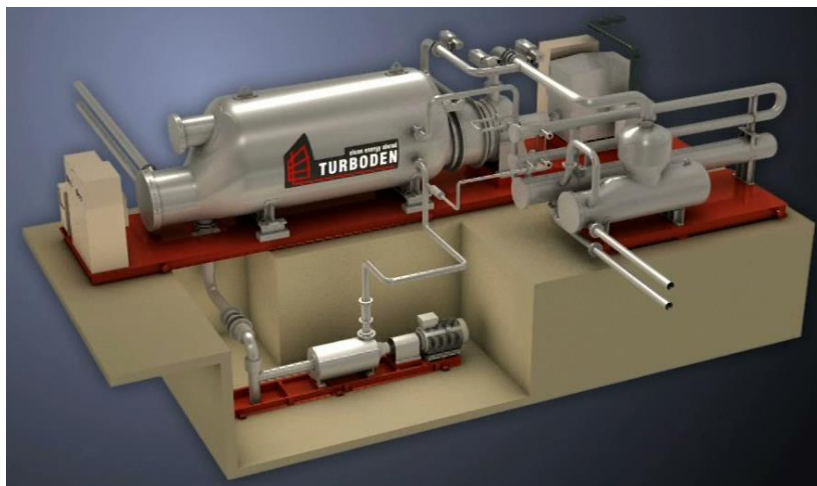
3 – Lichid de presiune scăzută; 4 – Lichid de presiune ridicată

Reprezentarea ciclului de funcționare a unui echipament ORC în diagrama temperatură – entropie, este prezentată în figura alăturată.



Reprezentarea ciclului ORC teoretic în diagrama T-s

În figura alăturată este prezentat un echipament ORC pentru producerea energiei electrice.



Echipament ORC pentru producerea energiei electrice
<http://www.turboden.eu/en/home/index.php>

Căldura pentru producere de energie electrică prin ORC, poate fi preluată din gazele de ardere evacuate, care pot fi răcite până la temperatura de cca. 300°C.

În vederea determinării potențialului de recuperare a căldurii din gazele de ardere evacuate, prin răcirea acestora se consideră entalpia gazelor de ardere, la această temperatură, prezentată în tabelul alăturat.

Entalpia gazelor de ardere la temperatura de 300°C

Entalpia	u.m.
602.6	kJ/kg

Puterea termică recuperabilă din gazele de ardere, este prezentată în tabelul alăturat.

Puterea termică recuperabilă din gazele de ardere prin răcire până la 300°C

Parametru	KLVE-1200	KLVE-600a	KLVE-600b	u.m.
Putere termică recuperabilă din gazele de ardere	68	59	54	kW
Pondere putere termică recuperabilă din gazele de ardere	17.8%	17.8%	17.8%	%
Potențial total de recuperare (pentru toate cuptoarele)	136	235	108	kW
Total			480	kW
Randament electric	25%	25%	25%	-
Putere electrică	17	15	14	kW
Putere termică evacuată în circuitul de răcire	51	44	41	kW
Putere electrică totală recuperabilă	34	59	27	kW
Putere termică totală evacuată în circuitul de răcire	102	176	81	kW
Total general putere electrică recuperabilă			120	kW
Total general putere termică evacuată în circuitul de răcire			360	kW

Puterea electrică ce poate fi produsă printr-un echipament ORC, reprezintă cca. 7% din puterea electrică instalată pe cele două transformatoare și probabil cca. 10% din puterea electrică medie efectiv consumată.

Ponderea puterii termice recuperabile din gazele de ardere, prin producer de energie electrică cu ajutorul unui echipament ORC, poate fi crescută până la cca. (24...25)%, prin utilizarea unui ORC de temperatură scăzută. Dezavantajul va fi reprezentat de scăderea randamentului electric.

Implementarea unui sistem de monitorizare și control

Se recomandă implementarea unui sistem de monitorizare și control a parametrilor aluminiului (temperatură), gazului metan (debit, existență flacără, etc.), ai gazelor de ardere (temperatură, debit, etc.), care pe de-o parte să permită urmărirea procesului și pe de altă parte controlul acestuia.

Se recomandă implementarea unui sistem modular de monitorizare și control, care să permită extensia pe măsura dezvoltării capacității de producție pe de-o parte și a sistemelor de recuperare a energiei pe de altă parte.

Funcționarea corectă și eficiența sistemelor de recuperare a energiei, depinde de implementarea și utilizarea unui sistem eficient de monitorizare și control.

BILANȚURI TERMOENERGETICE OPTIMIZATE

Efectele estimate ale măsurilor de eficientizare energetică

Optimizările propuse în vederea creșterii eficienței economice sunt următoarele:

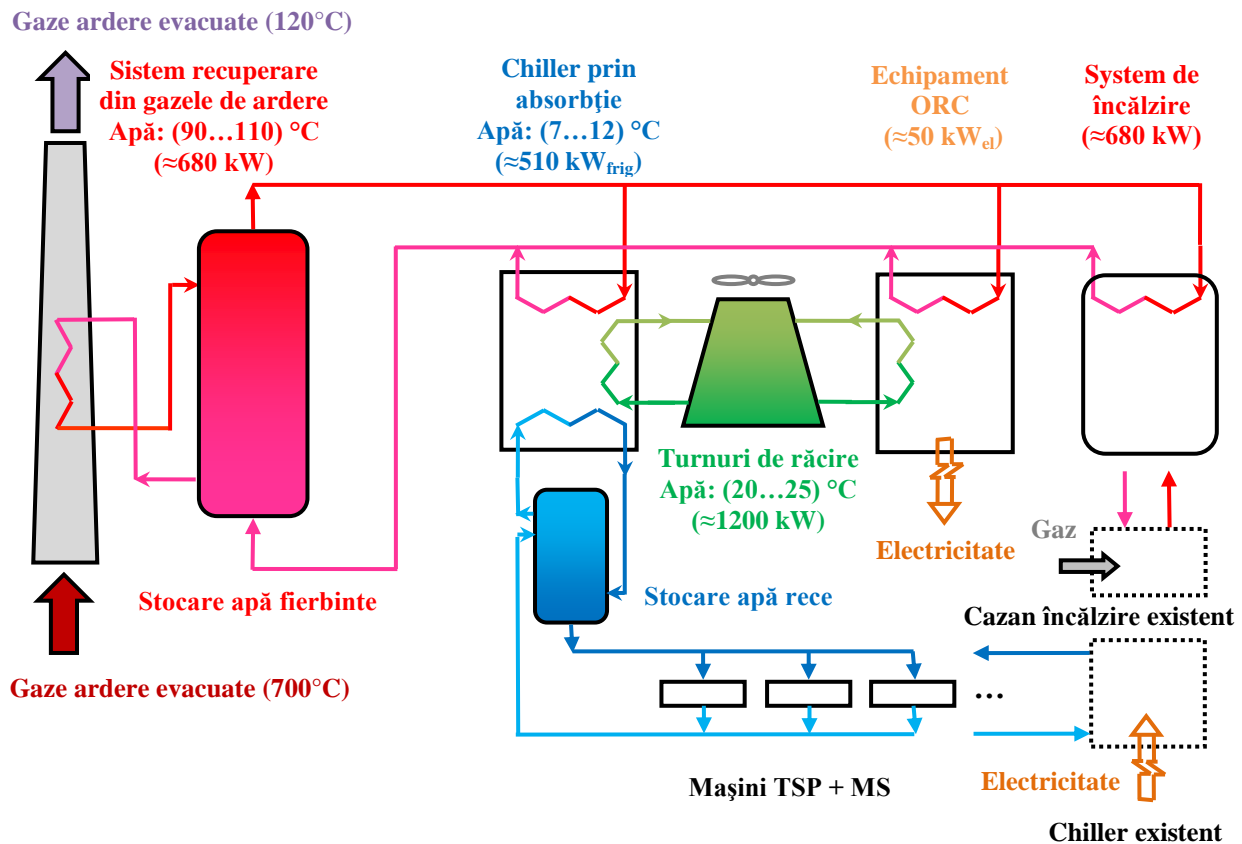
- Implementarea unor măsuri organizatorice de eficientizare energetică
- Preîncălzirea aerului de combustie
- Recuperarea căldurii prin preparare de apă caldă sau fierbinte
- Recuperarea căldurii prin preparare de apă rece
- Producere de energie electrică prin ciclul Rankine organic (ORC)
- Implementarea unui sistem de monitorizare și control

Efectele globale ale măsurilor de eficientizare energetică propusă, sunt următoarele:

- **Implementarea unor măsuri organizatorice de eficientizare energetică** se estimează că va avea următoarele efecte:
 - **Planificarea producției orientată pe reducerea consumului de energie, astfel încât cuptoarele de topire să fie exploatate cât mai aproape de încărcarea nominală.** Dacă va fi implementată această măsură va putea să apropie consumurile de gaz metan, de valorile nominale. Se estimează că această măsură va permite reducerea consumului globl de energie cu cca. (10...20)%.
 - **Stimularea financiară a angajaților care propun măsuri de reducere a consumului de energie (termică sau electrică).** Se estimează că această măsură va permite o reducere a consumului globl de energie cu cca. 1%.
- **Preîncălzirea aerului de combustie, permite reducerea consumului de energie cu cca. 2%.**
- **Recuperarea căldurii prin preparare de apă caldă sau fierbinte, permite recuperarea a cca. 25.3%** din căldura obținută prin arderea combustibilului, în condițiile consumului tehnologic și în condiții de încărcare la capacitatea nominală a cuptoarelor.
- **Recuperarea căldurii prin preparare de apă rece, permite recuperarea a cca. 24.1%** din căldura obținută prin arderea combustibilului, în condițiile consumului tehnologic și în condiții de încărcare la capacitatea nominală a cuptoarelor.
- **Producere de energie electrică prin ciclul Rankine organic (ORC), permite recuperarea a cca. 24.1%** din căldura obținută prin arderea combustibilului, în condițiile consumului tehnologic și în condiții de încărcare la capacitatea nominală a cuptoarelor.

Schema sistemului de eficientizare energetică

În figura alăturată este prezentată schema sistemului de optimizare energetică, propus.



Schema de principiu simplificată sistemului de recuperare a căldurii propus

Se propune următorul mod de utilizare a sistemului propus de eficientizare energetică prin recuperarea căldurii din gazele de ardere:

- **Permanent**: căldura conținută de gazele de ardere este recuperată prin prepararea de apă caldă (90...110) °C;
- **Vara**: Nu există necesar de căldură și necesarul de frig este maxim. Apa caldă este utilizată ca sursă de energie pentru funcționarea unui chiller prin absorbție, pentru prepararea de apă rece destinată sistemului de răcire a mașinilor TSP + MS, ceea ce permite scoaterea din funcțiune a chiller-ului electric existent;
- **Iarna**: Necesarul de frig poate fi asigurat cu turnurile de răcire și necesarul de căldură este maxim. Apa caldă este utilizată direct în sistemul de încălzire, ceea ce permite scoaterea din funcțiune a cazanului de încălzire și a altor sisteme de încălzire cu funcționare pe gaz, existente;
- **Primăvara și toamna**: Necesarul de frig poate fi asigurat cu turnurile de răcire și necesarul de căldură este redus. Apa caldă este utilizată ca sursă de energie pentru funcționarea unui echipament ORC pentru producerea de energie electrică.

Diagramele Sankey ale bilanțurilor energetice optimizate

În continuare sunt prezentate diagramele Sankey de puteri, ale bilanțurilor energetice optimizate prin implementarea măsurilor de recuperare a energiei conținute în gazele de ardere.

În figurile alăturate sunt prezentate diagramele Sankey de puteri ale bilanțului energetic optimizat prin recuperarea căldurii prin preparare de apă caldă sau fierbinte, pentru cele trei tipuri de cuptoare.

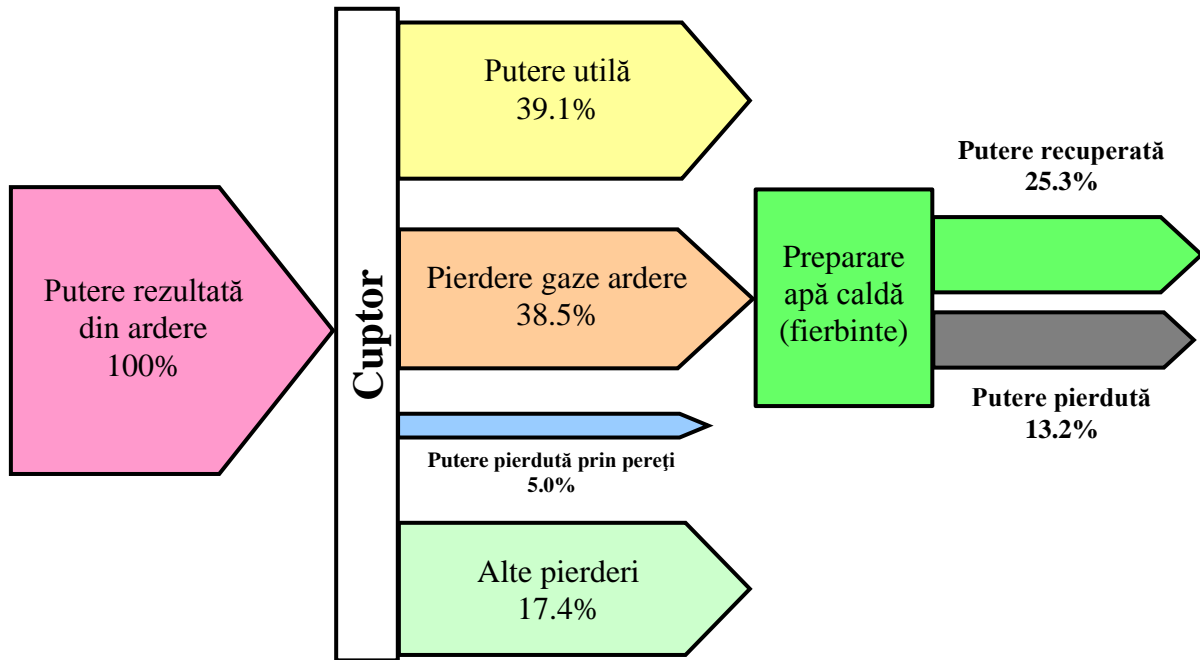


Diagrama Sankey a bilanțului termoenergetic de puteri optimizat prin recuperarea căldurii prin preparare de apă caldă sau fierbinte

În figura alăturată sunt prezentate diagramele Sankey de puteri ale bilanțului energetic optimizat prin recuperarea căldurii prin preparare de apă rece, pentru cele trei tipuri de cuptoare.

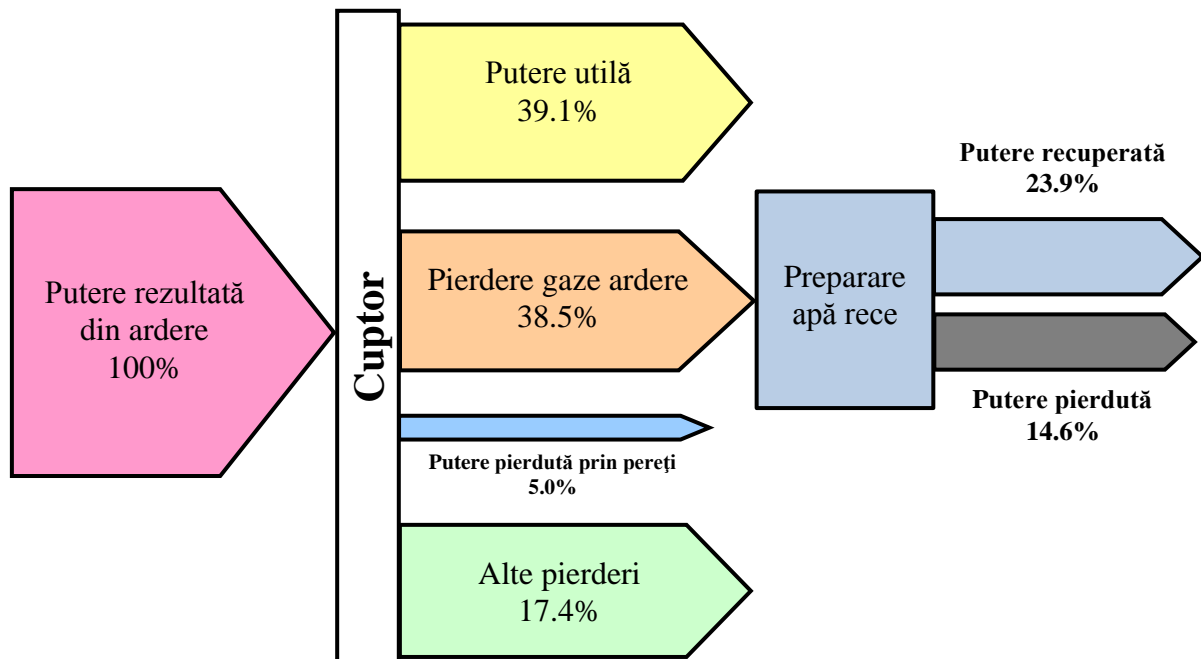


Diagrama Sankey a bilanțului termoenergetic de puteri optimizat prin recuperarea căldurii prin preparare de apă rece

În figura alăturată sunt prezentate diagramele Sankey de puteri ale bilanțului energetic optimizat prin producere de energie electrică prin ciclul Rankine organic (ORC).

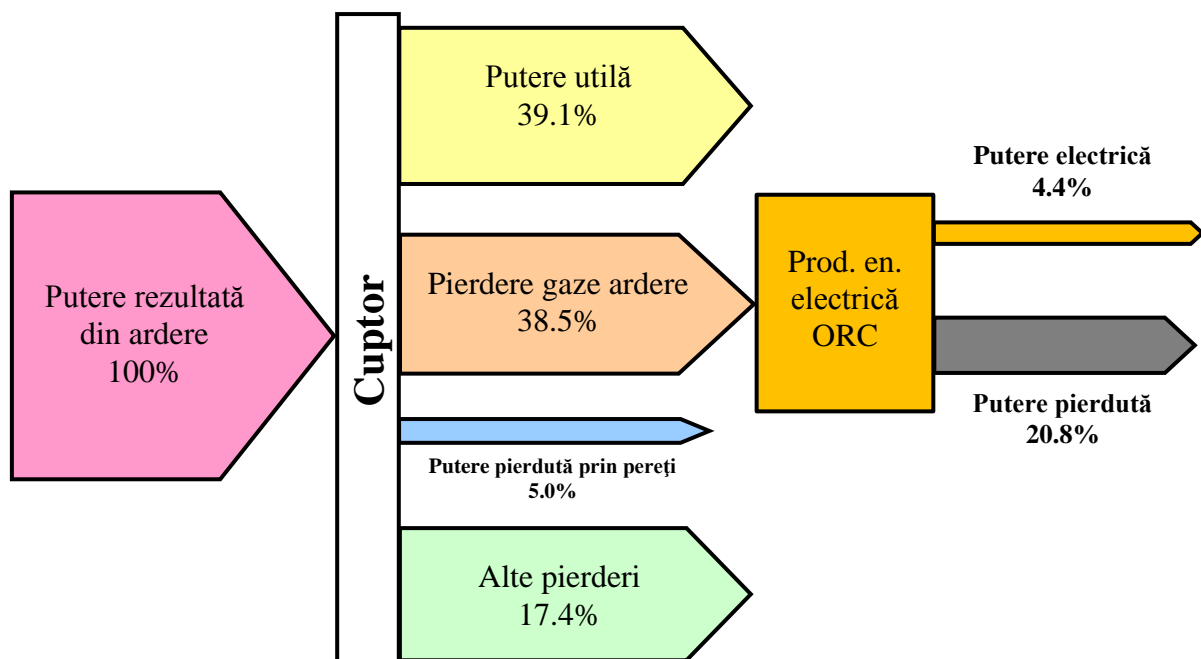


Diagrama Sankey a bilanțului termoenergetic de puteri optimizat prin producere de energie electrică

REFERINȚE BIBLIOGRAFICE

Albert, D., *Design of heat recovery system in an aluminium cast house*, Master of Science in Engineering and ICT, Norwegian University of Science and Technology, September 2012.

Das,S.K., *Improving Energy Efficiency in Aluminum Melting*, Project Report, Center for Aluminum Technology, University of Kentucky, April, 2007.

Das,S.K., Long,Z., Ali,M.H., Ningileri,S., *Aluminum Melting Furnace Design Optimization to Improve Energy Efficiency by Integrated Modeling*, Project Report, Center for Aluminum Technology, University of Kentucky, July, 14, 2008.

Zhou,B., Yang,Y., Reuter,M.A., Boin,U.M.J., *CFD based process modelling of a rotary furnace for aluminium scrap melting*, Fourth International Conference on CFD in the Oil and Gas, Metallurgical & Process Industries, SINTEF / NTNU Trondheim, Norway, 6-8 June 2005, 1-8.

Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S., *Hundamentals of Heat and Mass Transfer*, Sixth Edition, Jon Wiley & Sons, USA, 2006

Balan, M.C., Plesa, A., *Instalații frigorifice – Construcție, funcționare și calcul*, Ed. Todesco, Cluj-Napoca, 2002

http://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-d_429.html

<http://www.me.mtu.edu/~microweb/GRAPH/Intro/film.htm>

http://www.engineeringtoolbox.com/convective-heat-transfer-d_430.html