STUDY OF ENERGY RECOVERY OPTIONS AT A WISTRA CERAMIC INSULATORS OVEN

Mugur C. BĂLAN, Paula UNGUREŞAN , Florin BODE, Andrei CECLAN, Lorentz JÄNTSCHI

TECHNICAL UNIVERSITY OF CLUJ-NAPOCA, Romania.

Rezumat. Lucrarea prezintă un studiu referitor la un bilanţ energetic complex, al unui cuptor pentru izolatori ceramici de tip Wistra, care funcţionează cu gaz metan. Obiectivul studiul a fost reprezentat de identificarea soluţiilor tehnice pentru recuperarea eficientă a energiei. Studiul se bazează pe analiza experimentală a parametrilor cuptorului. Au fost studiate două cuptoare de acelaşi tip, unul dintre acestea fiind modernizat prin implementarea unui calculator de proces. Pentru ambele cuptoare, regimul de funcţionare a fost nestaţionar. Odată cu componentele bilanţului termic a fost studiat şi impactul asupra mediului. Au fost identificate şi analizate patru metode de recuperare a energiei : prepararea de apă caldă sau fierbinte, prepararea de abur saturat, prepararea de agent termic rece şi cogenerare (căldură şi energie electrică) cu ajutorul unui motor Stirling.
Cuvinte cheie: Recuperarea căldurii, Eficienţă energetică, Cuptor Wistra, Bilanţ termic, Regim nestaţionar.

Abstract. The study is concerning a complex energy balance of an industrial Wistra ceramic insulators oven, using natural methane as fuel. The objective of the study was to identify the values of heat loses and to identify technical solutions for efficient energy recovery. The study is based on experimental analysis of the oven thermal parameters. It was analysed two ovens of the same type, one being modernised by implementation of a computer control system. For both ovens the working regimes were non-stationary. Thermal balance components were identified and analysed together with the impact on the environment. It was identified and analysed, four methods for efficient energy recovery, were: warm or hot water preparation, saturated steam preparation, cold water preparation and cogeneration (heat and power), using a Stirling engine.
Keywords: Heat recovery, Energetic efficiency, Wistra oven, Thermal balance, Non-stationary regime.

1. INTRODUCTION

Heat recovery from ceramic insulators ovens is possible because burning gases are evacuated at height temperatures during a long period of each charge.

Principles of heat recovery are presented in many textbooks of thermodynamics, such as [1] or in different studies [2-4].

The problem of environmental impact in energy recovery studies became a very important issue in the last years [4-5].

Heat recovery from ovens by producing thermal agent such as warm water or saturated steam, are classic and widly used [1].

Heat recovery by producing cold water [6-9] or by cogeneration using a Stirling engine are considered “exotic” solutions [10-12].

The paper follows to continue experimental and theoretical studies at the Technical University of Cluj-Napoca, in the field of renewable energy, heat recovery and environmental engineering [13-14].

The owners of ceramic insulators in the region of Cluj requested the presented study.

The goal of the paper was on one side to realise a thermal balance of the ceramic isulators ovens, with the identification of thermal losses and on other side was to present and evaluate technical possibilities of heat recovery.

2. MATERIALS AND METHODS

The ceramic insulators oven representing the object of the study was of Wistra type. The factory is equipped with many ovens of this type, some of them being modernised, by the implementation of a computer control system.

Some of the main characteristic of the Wistra oven, provided by the factory owners, are presented in Table I.

A scheme of the oven construction and masic flows is presented in Figures 1-3.

Table 1
Main characteristic of the oven

No.	Parameter	Value	U.M.
1	Thermal power	2500	kW
2	Volume	78	m^3
3	Fuel	Methane	-
4	Nr. of burners	15	-
5	Nominal gas flow rate	3.4 - 34	Nm^3/h
6	Gas pressure	50-60	mbar
7	Max. operating temp.	1300	°C

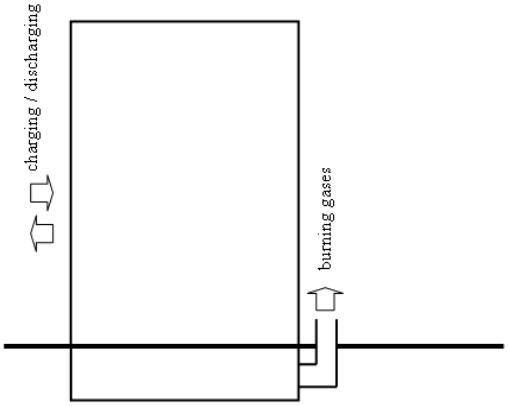


Fig. 1. Frontal view of the oven

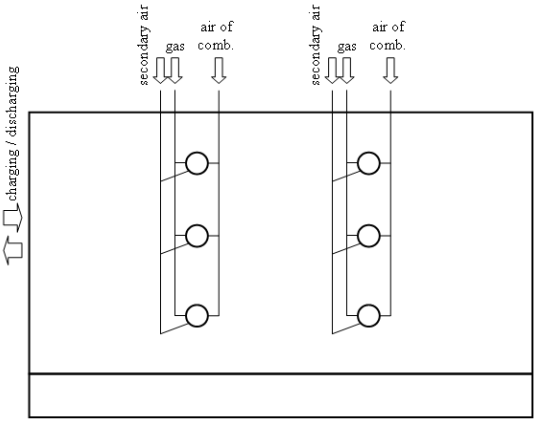


Fig. 2. Lateral view of the oven - 1

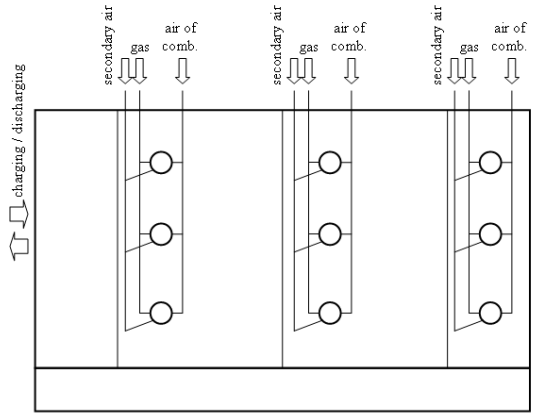


Fig. 3. Lateral view of the oven - 2

In order to determine the thermodynamic parameters were used the following measuring devices: two infrared thermometers, presented in Figure 4 (one of RIDGID MicroRay IR-100 Infrared Thermometer type and one of DOSTMANN ScanTemp 440 type) and a MAXILYZER NG gas analyser presented in Figure 5.

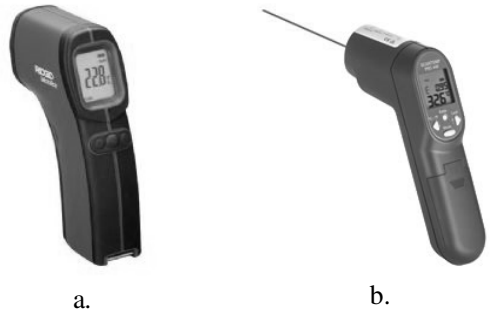


Fig. 4. Infrared thermometers:
a. RIDGID MicroRay IR-100 Infrared Thermometer
b. DOSTMANN ScanTemp 440 Thermometer

Fig. 5. MAXILYZER NG gas analyser

Data were collected at 23.07.2010 at the ovens location.

Gas consumption was measured using the flow rate counter of each oven.

The ovens were operated in a transient regime in order to follow as well as possible a predetermined technological temperature variation diagram (**TTVD**) such as the one presented in Table II.

For each charge is established a different **TTVD**, which are under secrecy agreement with the ovens Owner.

The flow rates of the different components of the evacuated burning gases were calculated based on the burning equation:

$$CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O + Q \qquad (1)$$

Were Q is the heat produced as result of burning process.

The reccomanded air excess coefficient in heating and industrial burners is 1.1-1.2 according to [15]. Thus the value of 1.15 was considered.

Table 2
Example of technological diagram
(Without temperatures - secrecy agreement)

h [h]	g.c. [m^3]	s.a. [m^3/h]
2	40	12000
4	150	12000
6	280	12000
8	412	11000
…	…	…
h – time [hours] g.c. – gas consumption [m^3] s.a. – secondary air flow rate [m^3/h]		

For the presented **TTVD** were calculated the normal gas flow rate [Nm^3/h], the minimum necessary airflow rate [m^3/h] and the real airflow rate [m^3/h], based on classical equations of burning calculation.

In order to calculate each evacuated gases comnponent flow rate [m^3/h], was realised a basic Engineering Equation Software (EES) using the academic licence of the Technical University of Cluj-Napoca.

The caloric power of methane was considered with the value of 35581 kJ/m^3N, according to [16].

The convection coefficient (α) can be calculated as follows:

$$\alpha = 1.16 \cdot \left[m \cdot \sqrt[4]{t_l - t_i} + \frac{\varepsilon \cdot C_0}{t_l - t_i} \cdot \left[\left(\frac{T_m}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 \right] \right] \qquad (2)$$

Where:

- ε is the emission factor of the lateral oven faces, considered ε=0.78
- C_0 is the radiation coefficient of black body, considered C_0=5.67 W/m^2K^4

The thermal power absorbed by the ceramic insulators inside the ovens (P_a) can be calculated as:

$$P_a = P_o - P_e - P_p \qquad (3)$$

Where:

- P_o – Thermal power provided by the ovens
- P_e – Thermal power corresponding to the evacuated gases
- P_p – Perimetral thermal looses

All these parameters are calculated based on classical thermodynamic relations.

The thermal efficiency of the ovens (η) can be defined as:

$$\eta = \frac{P_a}{P_o} \qquad (4)$$

This parameter is considered the technical parameter of performance.

3. RESUTS AND DISCUSSIONS

The calculated volumic participations of components into the evacuated burning gases are presented in table III.

Table 3
Volumic participations into the burning gases

CO_2	H_2O	N_2	Excess air
8.37	16.74	62.94	11.95

Two samples of gas analysis bulletin are presented in Figure 6.

a b

Fig. 6. Gas analysis bulletins
a. For the unmodernised oven
b. For the modernised oven

A synthesis of the most important parameters resulted from the burning gases analysis, is presented in Tables IV and V.

Table 4
Synthesis of gas analysis - unmodernised oven

No.	Parameter	u.m.	Val.1	Val.2	Avg.
1	O_2	%	5.3	5.2	5.25
2	t_g	°C	816	714	765
3	λ	-	1.34	1.33	1.335
4	t_a	°C	29.8	32.4	31.1
t_g – gases temperature; t_a – air temperature					

Table 5
Synthesis of gas analysis - modernised oven

No.	Parameter	u.m.	Val.1	Val.2	Avg.
1	O_2	%	17.0	17.2	17.1

2	t_g	°C	310	252	280
3	λ	-	5.25	5.53	5.39
4	t_a	°C	33.1	33.2	33.15
t_g – gases temperature; t_a – air temperature					

The indicated low values of burning efficiency are not real, because the secondary air used in some phases of the process to reduce the temperature inside the oven, participated at the measurements.

The values reported in Tables IV and V, can be explained by the different working phases of the two ovens.

- In the moment of gas analysis, the *unmodernised ove*n was in a working phase with low excess air (low secondary air) λ=1.335 and height temperature inside the oven t_g=765°C
- In the moment of gas analysis, the *modernised oven* was in a working phase with heigh excess air (heigh secondary air) λ=5.39 and low temperature inside the oven t_g=280°C

A comparison between the measured and calculated air excess and temperature inside the ovens based on **TTVD** is presented in Table VI.

Table 6
Comparison: measured and calculated data

Type of data	Air excess [-]	Temperature [°C]
Experimental	1.335	765
TTVD	1.6	742
TTVD	1.15	806
TTVD : average	1.37	773
Experimental	5.39	280
TTVD	5.5	305

The different gray intensity coloured lines can be compared and concordance between these data must be observed.

The thermal power provided by the ovens (P_o), could be calculated as function of the inside temperature, as presented in Table VII.

Table 7
Thermal power of ovens

Temperature [°C]	Thermal power [kW]
773	947.51
305	1022.21

The thermal power corresponding to the evacuated burning gases (P_e), could be also calculated as function of the inside temperature, as presented in Table VIII.

Table 8
Thermal power of evacuated gases

Temperature [°C]	Thermal power [kW]
773	106.52
305	75.21

In order to calculate the perimetral heat looses, the ovens temperatures were measured using the two infrared thermometers.

The averaged temperatures are presented in Table IX for the unmodernised oven and in Table X for the modernised oven.

The significant differences are justified by the different inside temperatures, corresponding to the different working regimes in the moment of measurements.

Table 9
Surfaces temperatures - unmodernised oven

Lateral surface 1			Lateral surface 2			Face	Back
81.50	81.50	75.10	79.80	53.00	69.10	67.40	67.50
75.70	69.70	76.90	67.70	66.90	66.80	64.90	58.30
58.10	61.40	69.60	53.00	61.80	63.50	63.20	61.50

Table 10
Surfaces temperatures - modernised oven

Lateral surface 1			Lateral surface 2			Face	Back
47.20	53.00	55.90	49.90	50.10	47.60	48.70	48.80
46.60	51.30	45.60	44.90	47.90	46.30	45.30	43.60
38.30	44.40	42.10	40.60	41.30	40.40	40.80	39.70

On the upper side of the ovens, the temperature was considered as the average of measured temperatures on the upper side of lateral faces.

On the bottom sides of the ovens is present a chamber for gases collection and evacuation.

Due to the low temperature differences between the inside of the ovens and the gases from the evacuation chamber, the heat transfer through this surface was neglected.

The averaged surface temperature of the two ovens was calculated as t_{lu}=69.55°C for the unmodernised oven and as t_{lm}=48.00°C for the modernised oven. The measured air temperature inside the ovens hall was of t_i=32°C.

The obtained values for the convection coefficient were α=10.59 for the unmodernised oven and α=10.36 for the modernised oven. The lateral surface of the ovens was calculated as S=114 m^2.

With these elements, the perimetral heat losses (P_p) for the two ovens could be calculated as 45.34 kW for the unmodernised oven and 18.89 kW for the modernised oven.

The corresponding values of the three thermal powers for the two ovens as function of the gas (inside) temperature are prezented in Table XI, representing the thermal balance of the two ovens.

Table 11
Thermal powers

Oven	t_g [°C]	P_o [kW]	P_a [kW]	P_e [kW]	P_p [kW]
1	773	947.51	795.65	106.52	45.34
		100%	83.97%	11.24%	4.79%
2	305	1022.21	928.41	75.21	18.89
		100%	90.79%	7.36%	1.85%
1 – unmodernised oven 2 – modernised oven					

The thermal efficiency calculated as function of gas temperature is prezented in Table XII.

Table 12
Thermal efficiency

t_g [°C]	η [%]
773	83.97
305	90.82

Considering a total working period of 50 days/year for each single oven, were calculated the corresponding emissions of the ovens. Emissions of CO_2 are of 18748.9 kg/year and emissions of No_x are of 10.368 kg/year.

Taking into account that the evacuated gases temperature is between 300-800°C, many hours during each charge it was analised the possibility to recover the heat contained by these gases. The average thermal power of the evacuated gases can be considered ≈90 kW.

It was identified the following possibilities of heat recovery:

- Preparation of thermal agent as warm water (at 60°C) or hot water (at 90°C)
- Preparation of saturated steam (at 10 bar and temperature of ≈ 180°C or at 20 bar and temperature of ≈ 212°C)
- Preparation of thermal agent as cool water (at 7°C) for air conditioning
- Cogeneration (heat and power) by using a Stirling engine

The first two possibilities of heat recovery can be implemented by designing corresponding heat exchangers.

The preparation of thermal agent as cool water (at 7°C) for air conditioning can be realised by using an absorption refrigerating equipment working by the scheme presented in Figure 7.

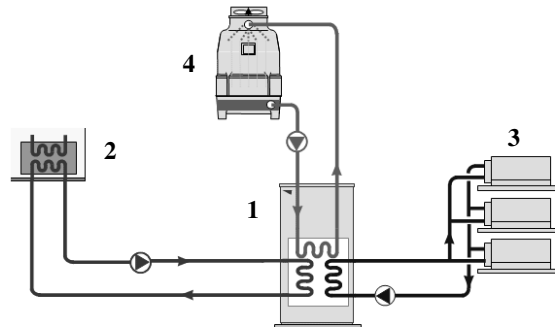


Fig. 7. Working scheme of the heat recovery system
1 – Absorption system; 2 –recovery heat exchanger;
3 – Cooling fan convector; 4 – coolong tower

The working principle of the absorption equipment is prezented in Figure 8.

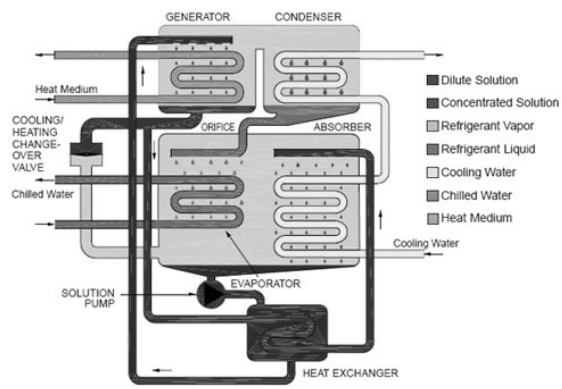


Fig. 8. Absorption system working principle

The calculated thermal power of the cooling circuit is of ≈65 kW and the thermal power of the needed cooling tower is of ≈150 kW.

Considering a coefficient of performance for the typical mechanical refrigerating equipment COP=3, the equivalent of possible to save electric power (otherwise used to produce the same amount of cooling power) is of ≈22 kW.

The working principle of a cogeneration system capable to produce both heat and power using a Stirling engine is presented in Figure 9 [17].

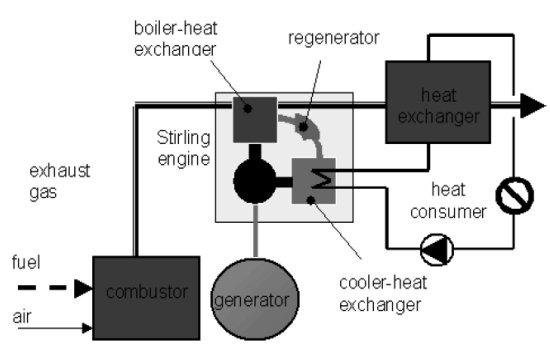


Fig. 9. Stirling cogeneration system

Considering a typical value of 25% for the electroc efficiency, it was calculated that this system can produce ≈23 kW electric power and ≈57 kW thermal power.

4. CONCLUSIONS

The paper is presenting an experimental study concerning the possibilities to recover energy from ceramic insulators Wistra ovens.

The study was conducted based on gases analysis and temperature measurements.

It was calculated the thermal balance with all components. It was determined the thermal power corresponding to the evacuated gases, that can be recovered.

It were calculated the one year emissions of $C0_2$ and of NO_x.

It was identified four technical possibilities to recover the energy.

For each situation were calculated thermal or electric powers based on typical values of each system efficiencyes.

REFERENCES

[1] A. Bejan - *Advanced Engineering Thermodynamics*, John Wiley & Sons, New York (1988).

[2] R. Kim, R. Worberg, - *Thermodynamics of heat-recovery coke ovens*, MPT Metallurgical Plant and Technology International 30 (5), pp. 40-42 (2007).

[3] T. Hashimoto, M, Onozaki - *Reforming of hot coke oven gas*, Journal of the Japan Institute of Energy 85 (5), pp. 364-370 (2006).

[4] G. Bisio, G. Rubatto - *Energy saving and some environment improvements in coke-oven plants*, Energy 25 (3), pp. 247-265 (2000).

[5] S. Freitas, S. Canário, J.A.L. Santos, D.M.F. Prazeres - *Alternatives for the intermediate recovery of plasmid DNA: Performance, economic viability and environmental impact*, Biotechnology Journal 4 (2), pp. 265-278 (2009).

[6] Z. Sun, L. Fu, S. Zhang, H. Li, W. Yang, Y. Jiang - *Experimental study of flue gas latent heat recovery via absorption heat pump*, Acta Energiae Solaris Sinica 29 (1), pp. 13-17 (2008).

[7] N. Inoue - *Absorption heat pumps for low-temperature waste heat recovery*, Journal of the Japan Institute of Energy 88 (11), pp. 979-985 (2009).

[8] G.A. Longo, A. Gasparella, C. Zilio - *Analysis of an absorption machine driven by the heat recovery on an I.C. reciprocating engine*, International Journal of Energy Research 29 (8), pp. 711-722 (2005).

[9] C.P. Jawahar, B. Raja, R. Saravanan - *Thermodynamic studies on NH3-H2O absorption cooling system using pinch point approach*, International Journal of Refrigeration 33 (7), pp. 1377-1385 (2010).

[10] Z. Gu, H. Sato, X. Feng - *Using supercritical heat recovery process in Stirling engines for high thermal efficiency*, Applied Thermal Engineering 21 (16), pp. 1621-1630 (2001).

[11] M. Bianchi, A. De Pascale - *Bottoming cycles for electric energy generation: Parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources*, Applied Energy 88 (5), pp. 1500-1509 (2011).

[12] S.M. Sadeghzadeh - *An integrated method for decentralized combined heat and power planning*, EEE EUROCON 2009, EUROCON 2009 , art. no. 5167677, pp. 486-493, (2009)

[13] M.C. Bălan, M. Damian, L. Jäntschi - *Preliminary Results on Design and Implementation of a Solar Radiation Monitoring System*, Sensors, 8, pg. 963-978 (2008).

[14] M.C. Bălan, L. Jäntschi, S.D. Bolboacă, M. Damian - *Thermal Solar Collectors Behaviour in Cluj-Napoca, Romania*, Polish Journal of Environmental Studies, 19(1):231-241 (2010).

[15] http://www.engineeringtoolbox.com/stoichiometric-combustion-d_399.html.

[16] CORINAIR 1995 – *Guide of Environment European Agency* (in Romanian): http://www.afm.ro/main/venituri_stuf/anaxa002_tarife_calculate_pentru_procese_de_combustie.pdf

[17] COGEN3 - *Technical Report: Available Cogeneration Technologies in Europe*: http://www.cogen3.net/techreportform.html

SOLUŢII DE MODERNIZARE A SISTEMELOR URBANE DE ALIMENTARE CU ENERGIE ELECTRICĂ ŞI TERMICĂ UTILIZÂND SURSE GEOTERMALE

Ana-Maria BIANCHI[1], Sorin DIMITRIU[2], Florin BĂLTĂREŢU[1]

[1]UNIVERSITATEA TEHNICĂ DE CONSTRUCŢII, Bucureşti
[2]UNIVERSITATEA POLITEHNICA, Bucureşti

Rezumat. Lucrarea analizează posibilitatea utilizării resurselor geotermale existente pe Valea Oltului, în perimetrul Călimăneşti - Cozia, pentru modernizarea şi eficientizarea sistemelor de alimentare cu energie electrică şi termică din zonă. Cele trei foraje existente furnizează apă geotermală de entalpie joasă cu temperatura la gura sondei de 92…95 ^oC şi cu un conţinut mare de gaze, 2..2,5 m^3_N/m^3 apă produsă. Debitul disponibil al celor trei foraje de 50,4 l/s echivalent unui potenţial termic de 13,2 MW este utilizat pentru încălzirea unor unităţi hoteliere, pentru tratamente balneare şi în sistemul de alimentare cu căldură al oraşului Călimăneşti. Gazele asociate, cu un conţinut de peste 88% metan şi având PCI de cca. 32 MJ/m^3_N nu sunt utilizate în prezent, fiind evacuate în atmosferă. Lucrarea face o analiză a modului actual de utilizare al acestor resurse şi propune soluţii de valorificare completă a potenţialului lor energetic prin utilizarea pompelor de căldură pentru epuizarea potenţialului termic al apei până la temperatura de cca 30 ^oC şi prin utilizarea unor instalaţii de cogenerare cu motoare cu ardere internă sau cu turbine cu gaze pentru valorificarea superioară a potenţialului energetic al gazelor combustibile asociate.
Cuvinte cheie: energie geotermală, cogenerare, pompă de căldură.

Abstract. The paper analyses the possibility of using the existing geothermal resources on Valea Oltului, in the perimeter of Calimanesti-Cozia, for the modernization and efficiency of alimentation systems with electrical and thermal energy of the area. The three existing wells provide the geothermal water of low enthalpy with the temperature at the base of the probe of 92…950C and with a high level of gases 2…2,5 m^3_N/m^3 of produced water. The available flow of the three wells of 50,4 l/s equivalent of a thermal potential of 13,2 MW is used for the heating certain hotelier units, for spa treatments and in the alimentation of heat system of the Calimanesti city. The associated gases with a content of over 88% methane and having PCI of cca. 32 MJ/m3N aren't use in present, being discharged in the atmosphere. The paper make a analysis of the actual way to utilize this resources and propose solution of complete recovery of their energetic potential through the use of heat pump for the depletion of thermal potential of water until a temperature of 300C and through the utilization of a cogeneration installation with internal combustion engine or with gas turbine for higher valorification of the energetic potential of associated combustible gases.
Keywords: geothermal energy, cogeneration, heat pump.

1. INTRODUCERE

România dispune de un potenţial ridicat al surselor regenerabile de energie. În cadrul acestuia, sursele de energie geotermală identificate prin foraje reprezintă circa $10 \cdot 10^6$ GJ/an echivalent a 240000 tep/an, din care se obţine un aport energetic anual de $7 \cdot 10^6$ GJ, corespunzător ca echivalent în economia de energie a 167000 tep, prin cele circa 60 de sonde aflate în exploatare. Energia geotermală este utilizată cu succes în producerea de energie termică necesară fie în cadrul unor procese tehnologice, fie, mai ales, în alimentarea cu căldură a diferitelor zone rezidenţiale. Distribuţia pe teritoriul ţării a acestui potenţial este prezentată în figura 1. In România, se utilizează doar 2/3 din potenţialul existent, cauza principală fiind lipsa unui suport financiar corespunzător, care să favorizeze dezvoltarea acestui sector energetic. Lucrarea de faţă propune soluţii moderne de utilizare a potenţialului energetic al resurselor geotermale din perimetrul staţiunilor balneare Călimăneşti - Căciulata - Cozia din judeţul Vâlcea, pentru alimentarea centralizată cu căldură a acestora. În această zonă geografică, apa geotermală este furnizată de trei sonde, forate la adâncimi de peste 3000 m. Aceste sonde sunt amplasate pe malul drept al râului Olt,

la distanţe de 1 - 2 km una de alta, în imediata vecinătate a localităţilor menţionate (figura 2). Cele trei foraje existente au pus în evidenţă zăcăminte importante de apă geotermală de joasă entalpie, temperatura la capul sondei fiind de 92…95 °C. Debitul disponibil al celor trei foraje este de 50,4 l/s, echivalent unui potenţial de 13,2 MW în condiţiile exploatării apei geotermale până la temperatura de 30 °C.

2. POTENŢIALUL ENERGETIC AL GAZELOR DIN APA GEOTERMALĂ.

Potenţialul energetic al resurselor geotermale din Valea Oltului este deosebit de promiţător; încă de la probele de producţie efectuate la punerea în funcţiune a sondelor (în anii 1983 - 1984), s-a constatat prezenţa în apa produsă, a unor cantităţi mari de gaze (de ordinul a 2...2,3 m^3_N/ m^3 apă), conţinând peste 85 % metan.

Tabelul 1 prezintă compoziţia şi conţinutul gazelor din apa geotermală, măsurate la cele trei sonde din perimetrul Călimăneşti - Căciulata - Cozia.

Tabelul 1

Compoziţia şi debitul de gaze asociat cu apa geotermală

Sonda	1005 Căciulata	1008 Cozia	1009 Călimăneşti
Parametrii de lucru ai sondelor în timpul preluării probelor de gaze	*Debit volumic 32,4 m^3/h Temperatura 87 °C*	*Debit volumic 57,6 m^3/h Temperatura 89 °C*	*Debit volumic 28,8 m^3/h Temperatura 85 °C*
Cantitatea de gaze asociate cu apa geotermală (m^3_N/m^3 apă)			
Azot (N_2)	0.2638	0.2928	0.3254
Bioxid de carbon (CO_2)	0.0247	0.0198	0.0264
Metan (CH_4)	2.1561	1.6545	2.2389
Etan (C_2H_6)	0.0200	0.0129	0.0193
Propan (C_3H_8)	0.0042	0.0032	0.0028
i-Butan (C_4H_{10})	0.0002	0.0008	0.0003
n-Butan (C_4H_{10})	0.0007	0.0010	0.0003
· *Total* din care: · *Conţinutul de gaze combust.*	2.4697 2.18 (88%)	1.9850 1.67 (84%)	2.6404 2.26 (86%)
· *Putere cal. inf* (MJ/m^3_N)	31.7	30.5	30.6

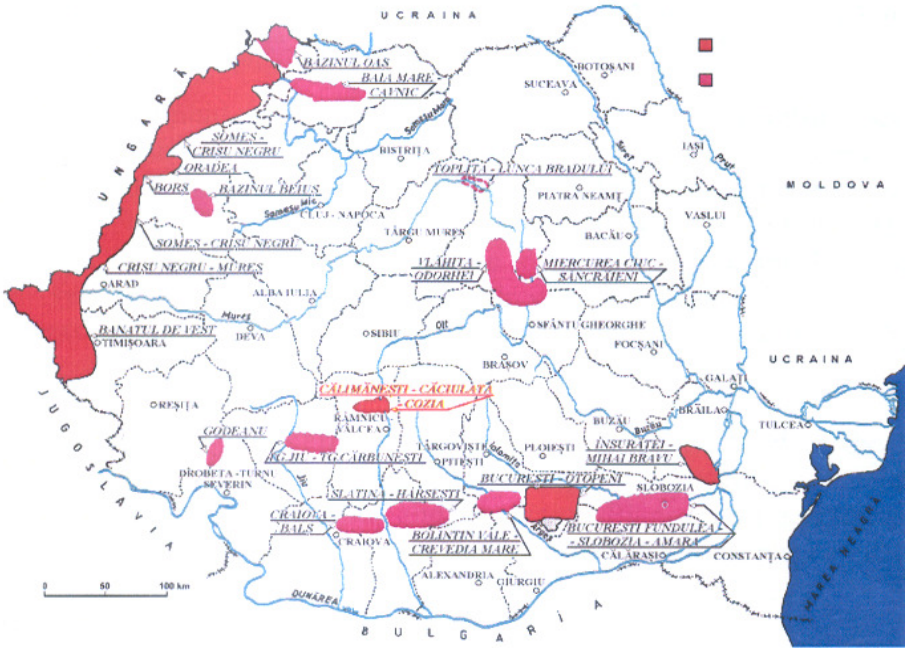


Fig. 1. Distribuţia resurselor geotermale pe teritoriul României

Conform mai multor seturi de determinări făcute în perioada 1997-1999, puterea calorifică inferioară a amestecului de hidrocarburi gazoase din apa geotermală produsă a rezultat de circa 31-32 MJ/m^3_N.

Tabelul 2 prezintă potenţialul energetic brut care ar putea fi recuperat prin arderea gazelor separate şi captate din apa geotermală.

Cea mai simpla soluţie de utilizare a acestui potenţial constă în arderea directă în cazane de apă fierbinte, rezultând un debit suplimentar de agent termic. Considerând un randament al echipamentelor de cca. 90%, valoarea utilizabilă este de cca. 3,2 MW. Soluţia cea mai eficientă din punct de vedere energetic o constituie însă utilizarea acestor gaze pentru acţionarea unor instalaţii mici de cogenerare, cu motoare cu ardere internă sau cu turbine cu gaze. În acest caz, prin producerea combinată de energie termică şi electrică, se poate obţine un debit suplimentar de agent termic şi energia electrică necesară acoperirii consumurilor interne (energia de pompare). In situaţia în care energia electrică produsă depăşeşte aceste consumuri, excedentul de energie poate fi injectat în reţeaua electrică locală.

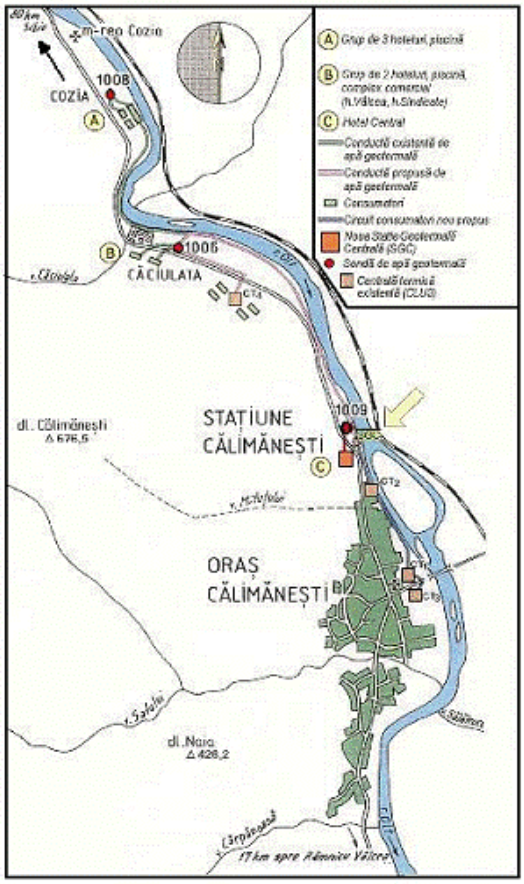


Fig. 2. Perimetrul geotermal din Valea Oltului

3. SISTEMUL ACTUAL DE UTILIZARE AL ENERGIEI GEOTERMALE.

Din cele trei foraje existente pe malul drept al râului Olt, primele două, din vecinătatea localităţilor Căciulata şi Cozia, sunt exploatate local. Apa geotermală este utilizată, în cadrul unui grup de mai multe hoteluri de tratament balnear, pentru încălzire, prepararea apei calde de consum şi pentru alimentarea piscinelor termale.

Exploatarea potenţialului termic al apei geotermale se efectuează direct prin distribuirea acesteia către consumatori, schema de principiu a instalaţiei de utilizare fiind prezentată în figura 3.

Pe timpul sezonului rece, apa geotermală de la sondă, cu temperatura de 92…95 ^oC este răcită într-un schimbător de căldură cu plăci, preparând agentul termic pentru instalaţia de încălzire interioară. Un al doilea schimbător de căldură, montat în serie, prepară apă caldă de consum. Apa geotermală răcită în cele două schimbătoare de căldură alimentează piscina utilizată pentru băi termale, după care este evacuată în râul Olt cu o temperatură de cca. 30 ^oC.

Pe timpul sezonului cald, debitul preluat de la sondă este redus, funcţionând doar schimbătorul de căldură pentru prepararea apei calde de consum şi piscina termală.

Localitatea Călimăneşti este situată la distanţa de cca. 1,2 km de locaţia celui de al treilea foraj, care furnizează un debit de apă geotermală de 18 l/s la o temperatură de asemenea de 92…95 ^oC [2].

Localitatea, pe lângă turiştii veniţi la cură balneară şi cazaţi în hoteluri care dispun de unităţi de tratament, are şi un număr de cca. 8500 de locuitori rezidenţi din care aproape 20% locuiesc în apartamente branşate la un sistem centralizat de alimentare cu energie termică. În sezonul rece 2010-2011, erau branşate la sistemul urban de distribuţie a energiei termice un număr de 529 apartamente. Acest sistem, care potrivit condiţiilor climatice locale trebuie să asigure o sarcină termică de vârf de cca. 3500 kW pentru încălzire şi 500 kW pentru prepararea apei calde de consum a fost prevăzut iniţial cu trei centrale termice de cvartal, echipate cu cazane de apă fierbinte funcţionând cu combustibil lichid.

Tabelul 2

Potenţialul termic brut care poate fi recuperat prin arderea gazelor combustibile

Sonda geotermală	Debitul de apă	Conţinutul de gaze	Temp. gazelor	Putere calorifică inferioară	Puterea termică	
	l/s	m^3_N/m^3 apă	°C	MJ/m^3_N	MW	TEP/h
Căciulata	9,4	2,470	96	32,0	0,743	0,061
Cozia	23,0	1,985	92	30,5	1,392	0,114
Călimăneşti	18,0	2,645	92	31,0	1,476	0,121
TOTAL	50,4	2,311*	92,7*	30,9*	3,611	0,296

Apa geotermală provenind din sonda aflată în vecinătate a fost folosită doar pentru alimentarea cu energie termică a unui hotel cu bază de tratament balnear şi piscină termală, potrivit soluţiei de utilizare prezentată în figura 3.

Proiectul alimentării cu energie geotermală a oraşului Călimăneşti a demarat cu finanţare internă în anul 2002 şi a fost ulterior sprijinit pe diferite filiere şi de Comunitatea Europeană.

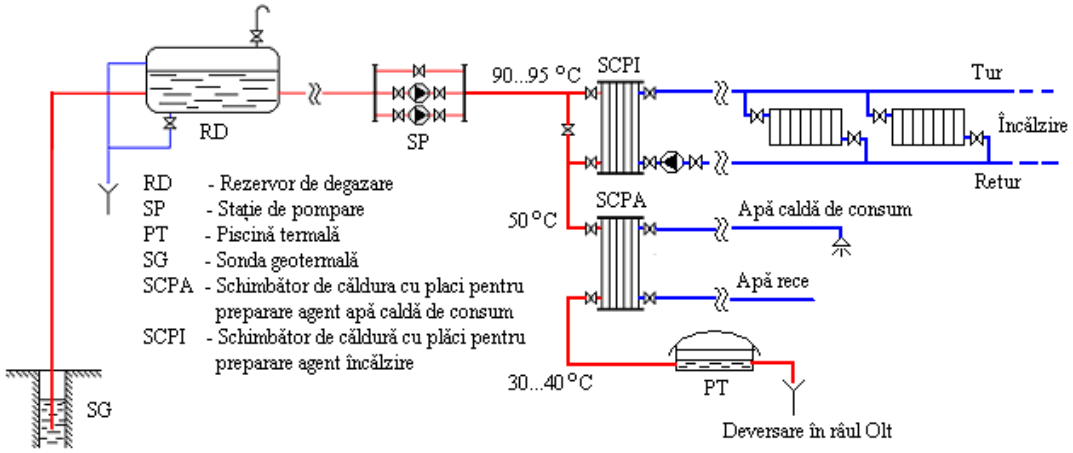


Fig. 3. Schema de utilizare a energiei geotermale la unităţile de tratament balnear.

Proiectul iniţial prevedea integrarea surselor geotermale produse de cele trei sonde din perimetru, pentru asigurarea încălzirii centralizate a locuinţelor din oraşul Călimăneşti, fără a afecta beneficiarii existenţi. Ulterior însă, a fost utilizat numai disponibilul de apă geotermală provenit de la sonda 1009, din imediata vecinătate a oraşului. Producţia sondei este de 18 l/s, din care debitul de 8 l/s este utilizat de beneficiarul existent, iar surplusul de 10 l/s este utilizat la alimentarea cu energie termică a reţelei de termoficare a oraşului. În acest scop, lângă sonda de apă geotermală a fost construită o staţie termică, în care, prin intermediul unor schimbătoare de căldură cu plăci se prepară agent termic cu temperatura de 85 °C. Acesta este trimis în sistemul centralizat de încălzire al oraşului, pentru prepararea apei calde de consum şi acoperirea unei părţi din necesarul de energie pentru încălzire. In figura 4 este prezentată schema de principiu a staţiei geotermale, în care se prepară agentul termic trimis în reţeaua oraşului. Staţia utilizează un schimbător de căldură, care funcţionează permanent, acoperind necesarul de căldură pentru prepararea apei calde de consum şi un alt schimbător de căldură, care funcţionează numai în sezonul rece, când intră în funcţiune sistemul de încălzire. Deoarece temperatura agentului termic din returul sistemului este de cca. 45 °C, apa geotermală nu poate fi răcită decât până la o temperatură de circa 50 °C, cu care este evacuată în râul Olt. Datorită acestei temperaturi relativ ridicate, potenţialul termic al apei geotermale nu este valorificat în întregime şi, totodată, este afectat şi ecosistemul acvatic în zona de deversare. Utilizarea apei geotermale, chiar şi în aceste condiţii, a permis însă eliminarea completă a utilizării combustibilului lichid pentru prepararea apei calde de consum şi acoperirea a cca. 1/3 din vârful necesarului de energie termică.

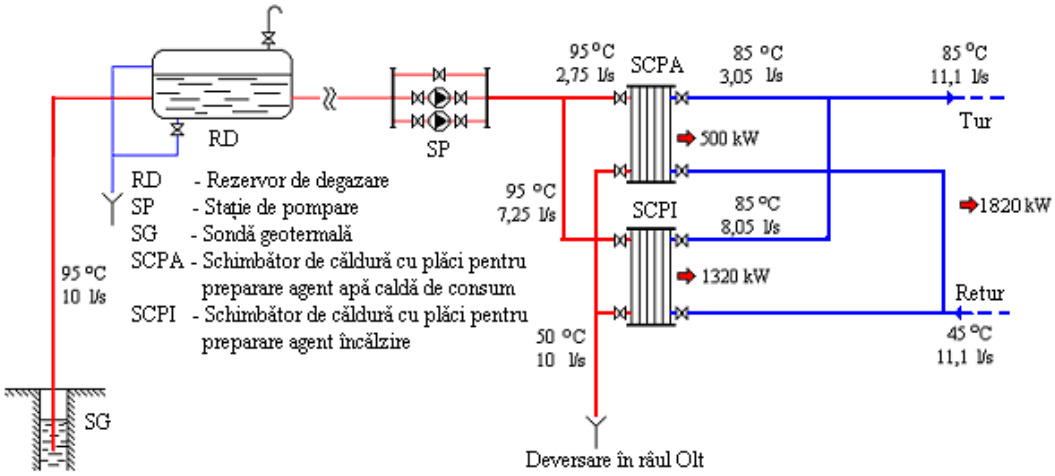


Fig. 4. Schema de principiu a staţiei geotermale Călimăneşti.

Costul energiei termice produsă din apa geotermală rezultat este de 155 lei/Gcal, faţă de 500 lei/Gcal, în cazul energiei termice produsă prin arderea motorinei [3]. Cele trei centrale termice de cvartal au fost transformate în puncte termice de distribuţie, iar pentru acoperirea consumului de vârf au fost păstrate şi cazane de apă fierbinte. În figura 5 este prezentată schema sistemului centralizat de alimentare cu energie termică a oraşului Călimăneşti.

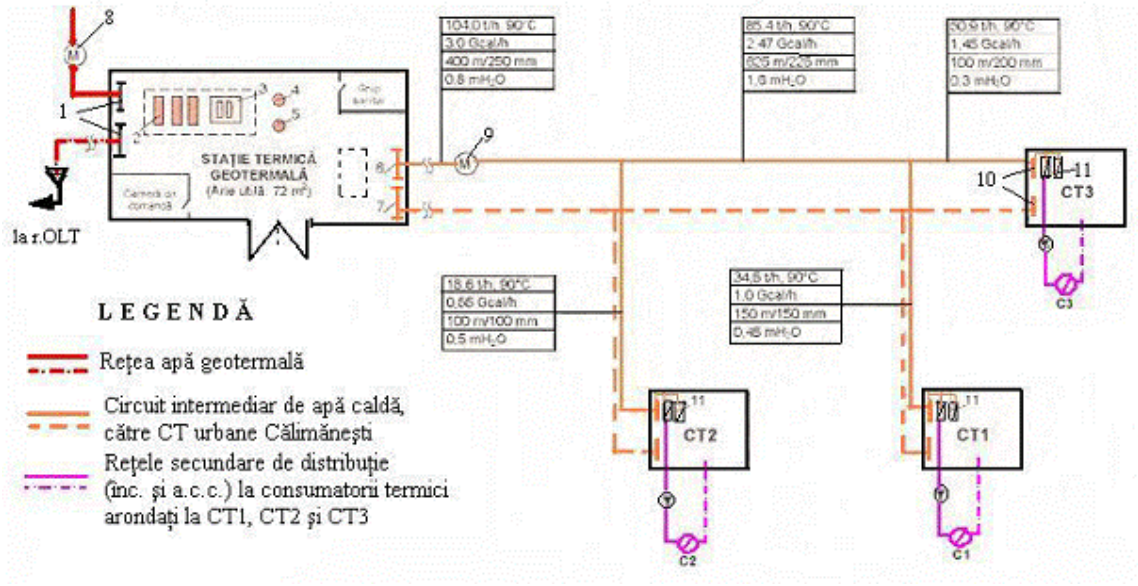


Fig. 5. Schema sistemului centralizat de alimentare cu energie termică pe bază de apă geotermală.
1- colector –distribuitor de apă geotermală; 2- schimbătoare de căldură cu plăci (3 x1,24 MW); 3-pompe de circulaţie apă caldă; 4- vas de expansiune închis; 5- staţie de dedurizare apă reţea; 6-7 colector –distribuitor apă caldă; 8-9 contoare de căldură; 10 - colector de apă caldă la CT urbane; 11- SCP pentru a.c.c, la CT.

Eficienţa sistemului mixt de producere a energiei termice (energie geotermală şi energie termică pe bază de combustibil lichid)poate fi exprimată prin relaţia:

$$COP = \frac{\dot{Q}}{Q_{INC}^{CAF}} \eta_{CAF} \qquad (1)$$

în care: $\dot{Q}$ [kW] este puterea termică totală estimată, $\dot{Q}_{INC}^{CAF}$ [kW] puterea termică de vârf asigurată utilizând combustibil lichid, iar $\eta_{CAF} = 0{,}88...0{,}92$ este randamentul cazanelor de apă fierbinte. Se obţine valoarea $COP \cong 1{,}65$ ceea ce înseamnă o creştere de cu 83% faţă de vechea situaţie, în care energia termică necesară sistemului de încălzire al oraşului era produsă exclusiv pe bază de combustibil lichid. Această estimare nu ia în consideraţie consumul de energie electrică necesar funcţionării sistemului (energie de

pompare şi iluminat). În figura 6 este prezentat bilanţul energetic al sistemului mixt de producere a energiei termice în ipoteza consumului de vârf.

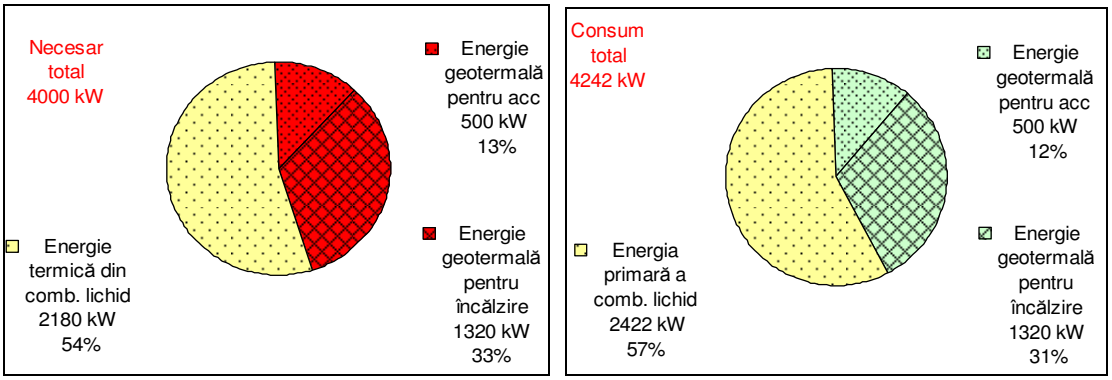


Fig. 6. Bilanţul energetic al staţiei geotermale:
a) energia livrată în sistem; b) consumul de energie primară.

4. VALORIFICAREA COMPLETĂ A POTENŢIALULUI ENERGETIC AL APEI GEOTERMALE PRIN UTILIZAREA UNEI POMPE DE CĂLDURĂ.

Pentru valorificarea completă a potenţialului termic al apei geotermale se propune o soluţie de recuperare a căldurii din apa fierbinte evacuată în râul Olt, cu ajutorul unei pompe de căldură cu compresie mecanică de vapori, de tip apă-apă. Implementarea pompei de căldură în schema de funcţionare a staţiei geotermale este prezentată în figura 7.

Pompa de căldură intră în funcţiune numai în sezonul rece, vaporizatorul fiind conectat în serie cu schimbătorul de căldură cu plăci.

În vaporizatorul pompei de căldură apa geotermală se răceşte până la cca. 30 °C, după care este evacuată în râul Olt. Condensatorul pompei de căldură lucrează în paralel cu schimbătorul de căldură cu plăci, mărind debitul de agent trimis în sistemul centralizat de alimentare cu căldură şi, evident, cantitatea de căldură furnizată sistemului. Se poate acoperi, în acest fel, în sezonul rece, peste 80% din necesarul de căldură de vârf cerut. În cazul unor condiţii climatice extreme, restul necesarului de energie termică poate fi produs în cazane de apă fierbinte sau utilizând energia recuperată din gazele combustibile provenite din zăcământ odată cu apa geotermală.

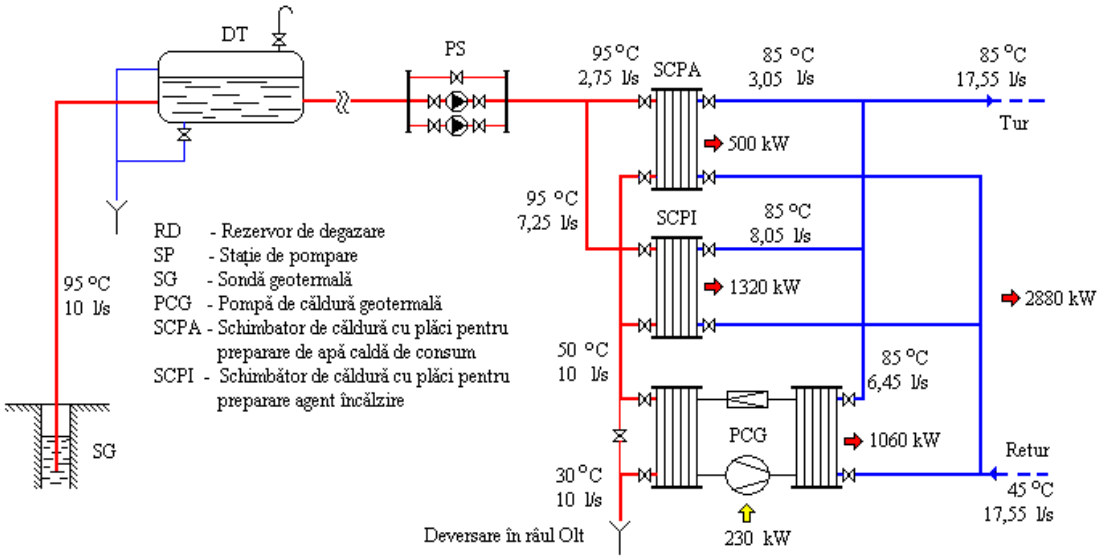


Fig. 7. Schema de principiu a staţiei geotermale cu utilizarea unei pompe de căldură.

Tabelul 3

Proprietăţile freonului R123 ($CHCl_2CF_3$) la saturaţie

t [°C]	p [bar]	v' [dm³/kg]	v'' [m³/kg]	h' [kJ/kg]	h'' [kJ/kg]	s' [kJ/kg K]	s'' [kJ/kg K]
20	0,759	0,6777	0,20275	218,44	391,62	1,0650	1,6558
40	1,550	0,7019	0,10361	238,42	403,87	1,1307	1,6591
60	2,873	0,7298	0,05758	259,71	416,01	1,1963	1,6655
80	4,919	0,7625	0,03410	281,98	427,73	1,2608	1,6735
100	7,898	0,8020	0,02117	304,83	438,65	1,3231	1,6817

Pentru pompa de căldură a fost luat în consideraţie ca agent de lucru freonul R123 ($CHCl_2CF_3$). Acest agent de tranziţie înlocuieşte freonul R11 în instalaţiile noi sau în cele existente; este un agent acceptat datorită impactului foarte redus asupra mediului, potenţialul de distrugere a stratului de ozon fiind ODP=0,02 iar potenţialul privind contribuţia la efectul de încălzire globală având valoarea GWP=120. Freonul 123 poate fi utilizat fără nici o restricţie până în anul 2030, când potrivit prevederilor Protocolului de la Montreal revizuit, va înceta complet producţia de HCFC. Este un agent de temperatură ridicată cu stabilitate mare, neinflamabil şi neexploziv, care prezintă avantajul unor presiuni reduse în instalaţie şi rapoarte mici de comprimare (la presiunea de 1 bar temperatura de saturaţie este cca. 28 °C, iar la presiunea de 8 bar cca. 100 °C). Prezintă, de asemenea, avantajul accesibilităţii, fiind produs şi disponibil pe piaţă la un preţ de cca. 15 EUR/kg. În tabelul 3 sunt prezentate proprietăţile la saturaţie ale freonului R123 în intervalul de temperatură 20...100 °C, iar în figura 8, rezultatele simulării funcţionării pompei de căldură în condiţiile impuse de utilizarea sa în instalaţia geotermală. Simularea a fost efectuată cu ajutorul programului EES.

Variaţia temperaturii apei geotermale la vaporizator s-a considerat a fi 50/30 °C, iar variaţia temperaturii agentului termic preparat în condensator de 45/85 °C. Pentru debitul maxim disponibil de apă geotermală de 10 l/s, au rezultat puterea termică la vaporizator de 840 kW, puterea termică la condensator de 1060 kW, iar puterea compresorului de 230 kW. Coeficientul de performanţă al instalaţiei are valoarea $COP = 4{,}7$, ceea ce face ca în condiţiile preţului actual al energiei electrice de 0,4 lei/kWh, costul energiei termice produse (fără luarea în considerare a costurilor de întreţinere şi reparaţii, precum şi rata amortizării investiţiei) să fie de aproximativ 100 lei/Gcal.

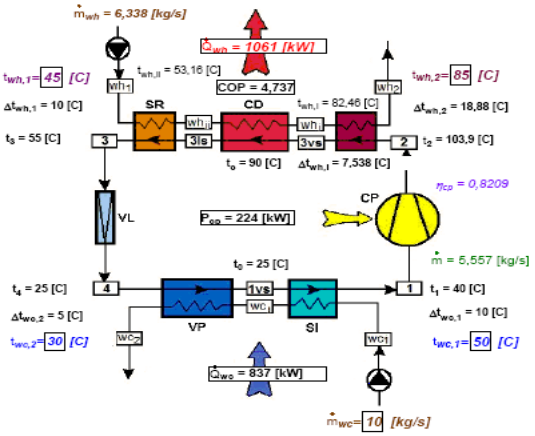


Fig. 8. Simularea funcţionării pompei de căldură cu R123

Luând în consideraţie şi aceste costuri, se apreciază că se obţine un preţ comparabil cu cel la care sistemul actual de termoficare livrează energia termică pe bază de apă geotermală. Din analiza acestei soluţii rezultă introducerea în sistem a unei energii "curate" de 2880 kW (2650 kW din energie din sursă regenerabilă şi 230 kW energie electrică pentru acţionarea pompei de căldură) ceea ce reprezintă 72% din necesarul total de energie termică. Prin utilizarea acestei soluţii, necesarul de energie termică pentru încălzire este acoperit în proporţie de 68 %, generând o importantă economie de combustibil lichid şi în acelaşi timp o importantă reducere de noxe şi bioxid de carbon. In realitate, efectul este mult mai mare deoarece estimările au fost efectuate în ipoteza realizării unor condiţii climatice extreme, situaţie care are o probabilitate de apariţie destul de redusă în zona respectivă.

Eficienţa sistemului utilizând pompa de căldură se exprimă prin relaţia:

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\frac{\dot{Q}_{INC}^{CAF}}{\eta_{CAF}} + \frac{P_C}{\eta_{EE}}}, \qquad (2)$$

în care P_C [kW] este puterea necesară compresorului pompei de căldură, iar $\eta_{EE} = 0{,}30...0{,}33$ este randamentul de producere al energiei electrice. Se obţine $COP \cong 2{,}1$, ceea ce însemnă o creştere cu 133 % faţă de situaţia în care energia termică necesară sistemului de încălzire al oraşului era produsă exclusiv pe bază de combustibil lichid. În figura 9 este prezentat bilanţul energetic al sistemului de producere a energiei termice cu utilizarea pompei de căldură, în ipoteza consumului de vârf.

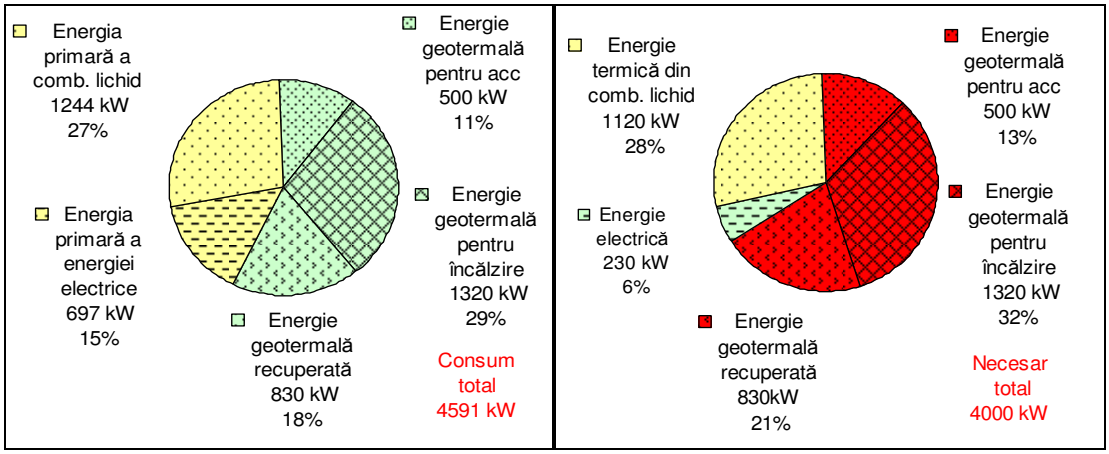


Fig. 9. Bilanţul energetic al staţiei geotermale utilizând pompa de căldură:
a) energia livrată în sistem; b) consumul de energie primară.

Dacă energia electrică necesară funcţionării pompei de căldură este obţinută tot din surse regenerabile, cum ar fi valorificarea potenţialului microhidraulic al râului Olt, sistemul poate funcţiona aproape întreaga perioadă a sezonului rece numai cu energie "verde", cazanele de apă fierbinte fiind ţinute în rezervă pentru acoperirea eventualelor vârfuri de sarcină sau a unor situaţii de avarie.

5. VALORIFICAREA POTENŢIALULUI ENERGETIC AL GAZELOR SEPARATE DIN APA GEOTERMALĂ.

Valorificarea potenţialului energetic al gazelor combustibile separate din apa geotermală poate fi realizată utilizând mai multe soluţii:

- ardere directă în cazane de apă fierbinte;
- cogenerare de mică putere cu grupuri de cogenerare cu motoare cu ardere internă;
- cogenerare de mică putere cu grupuri de cogenerare cu microturbine cu gaze.

5.1 Utilizarea arderii în cazane de apă fierbinte

Cea mai simplă soluţie de valorificare a potenţialului energetic al gazelor combustibile care ies odată cu apa fierbinte din rezervorul geotermal este de a le arde în cazane de apă fierbinte. În figura 10 este prezentată schema staţiei geotermale utilizând o pompă de căldură pentru recuperarea potenţialului energetic al apei geotermale şi un cazan de apă fierbinte pentru recuperarea potenţialului energetic al gazelor combustibile asociate apei. Luând în consideraţie numai gazele colectate de la sonda 1009 Călimăneşti (tabelul 2), pentru debitul disponibil de 10 l/s, se obţine o putere termică suplimentară de 727 kW, care acoperă complet sarcina termică de vârf a sistemului centralizat de alimentare cu energie termică, eliminând astfel în mod total consumul de combustibil lichid. Eficienţa sistemului este similară cu cea care utilizează cazane pe combustibil lichid, dar preţul energiei termice este mult mai mic, având în vedere eliminarea costului acestui combustibil. Dacă atât pompa de căldură cât şi cazanele de apă fierbinte sunt realizate în construcţie modulară, funcţionarea sistemului devine foarte flexibilă şi poate urmări variaţia sarcinii termice a consumatorilor, numai prin modificarea debitului de apă geotermală preluat de la sondă.

Soluţia este foarte atractivă din punct de vedere economic; investiţiile necesare captării, distribuţiei şi arderii acestor gaze sunt recuperate rapid, iar preţul de cost al energiei termice livrată în sistem se reduce, fiind determinat practic numai de preţul impus pentru furnizarea apei geotermale de către societatea FORADEX Bucureşti (proprietarul

forajelor din zonă, care deţine concesiunea exploatării apei geotermale) şi de costurile de întreţinere şi exploatare ale sistemului.

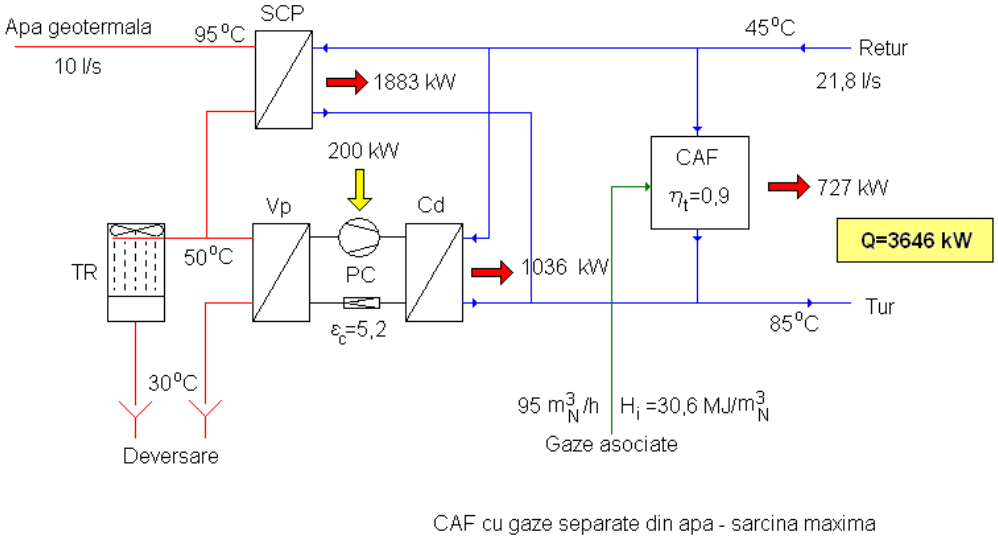


Fig. 10. Schema staţiei geotermale utilizând pompă de căldură şi CAF cu gaze separate din apa geotermală
SCP - schimbător de căldură cu plăci; CAF - cazan de apă fierbinte cu combustibil gazos; PC - pompă de căldură; Vp - vaporizatorul pompei de căldură; Cd - condensatorul pompei de căldură; TR - turn de răcire.

5.2 Utilizarea cogenerării de mică putere cu motoare cu ardere internă.

Acest tip de cogenerare implică utilizarea unuia sau mai multor motoare cu ardere internă, care utilizează gazele separate din apa geotermală drept combustibil, cu ajutorul cărora sunt acţionate generatoare electrice. Totodată, se produce energie termică, prin recuperarea căldurii din gazele de eşapament, din sistemul de răcire şi din sistemul de ungere (figura 11).

Sistemele de cogenerare cu motoare termice cu gaze prezintă o serie de avantaje:

a) constituie sisteme simple, de dimensiuni reduse, relativ ieftine şi cu posibilitatea de a fi total automatizate şi controlate;

b) se pot realiza centrale de cogenerare modulare, cu puteri de la câţiva kW până la cca. 20 MW;

c) funcţionarea şi întreţinerea sunt simple, iar timpul de pornire este foarte scurt (în cca. 30 s se realizează regimul nominal de funcţionare)

d) sistemele de cogenerare de acest tip pot fi plasate în vecinătatea consumatorilor de energie electrică şi termică, rezultând pierderi foarte mici pe liniile de distribuţie a energiei.

Dezavantajul principal îl constituie nivelul de zgomot ridicat (cca. 100-120 dBA) şi vibraţiile, ceea ce face necesară utilizarea de amortizoare de zgomot la aspiraţie şi evacuare, precum şi utilizarea unor fundaţii elastice.

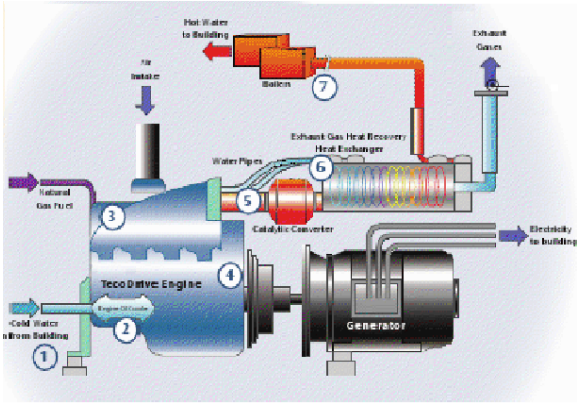


Fig. 11. Principiul cogenerării cu motor termic cu ardere internă
1-intrare apă rece; 2-răcitor de ulei; 3-intrare gaze; 4-motor; 5-generator; 6-răcitor de gaze; 7-CAF

Grupurile de cogenerare cu motoare termice cu gaz pot fi integrate într-o reţea de alimentare centralizată cu energie termică sau pentru acoperirea unor sarcini termice locale. Energia electrică produsă poate fi distribuită unor consumatori locali sau injectată în reţeaua electrică publică. Eficienţa globală a unui astfel de sistem de cogenerare cu motor termic cu gaz este de cca. 90%, bilanţul energetic fiind prezentat în figura 12.

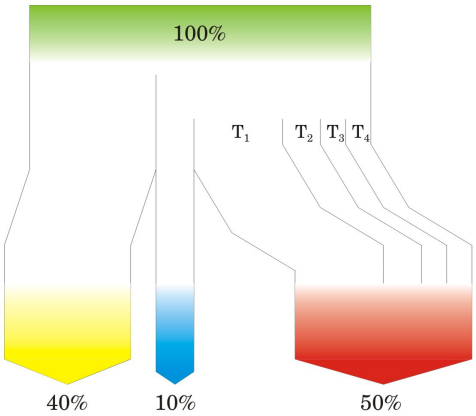


Fig. 12. Bilanţul energetic al unei unităţi de cogenerare cu motor cu gaz.

Gaze combustibile
Energie electrică
Energie termică
Pierderi
T_1 - Căldură recuperată din gazele de eşapament
T_2 - Căldură recuperată din sistemul de răcire
T_3 - Căldură recuperată din sistemul de ungere
T_4 - Căldură recuperată de la răcitorul de aer

Figura 13 prezintă o comparaţie între producerea separată a acestora şi producerea combinată a energiei electrice şi termice cu ajutorul unui grup de cogenerare cu motor termic cu gaz, care utilizează gazele separate din apa geotermală, luând în considerare numai potenţial termic disponibil (de 820 kW), al gazelor ce pot fi colectate de la sonda 1009 Călimăneşti.

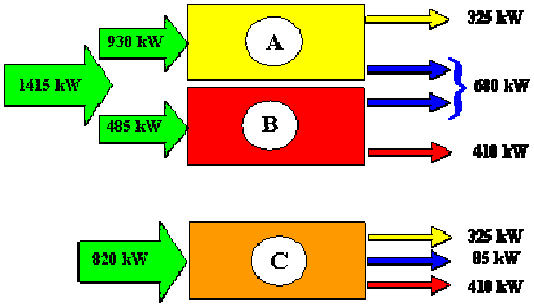


Fig. 13. Producerea separată şi combinată de energie electrică şi termică.

Energie electrică
Pierderi
Energie termică
A) Centrală electrică cu abur
B) CAF
C) Motor termic cu gaz

Se poate observa o reducere cu 42 % a consumului de energie primară, pentru aceleaşi cantităţi de energie produse, fapt ce pune în evidenţă posibilitatea ca prin cogenerare să se obţină energie termică şi electrică cu eficienţă foarte ridicată. In timp ce producerea separată a energiei electrice şi termice se face cu un randament global de cca. 48%, producerea energiei prin sisteme de cogenerare cu motor termic cu gaze se realizează cu un randament global de cca. 90%.

Schema instalaţiei propusă pentru recuperarea potenţialului energetic al gazelor combustibile separate din apa geotermală care alimentează staţia geotermală este prezentată în figura 14.

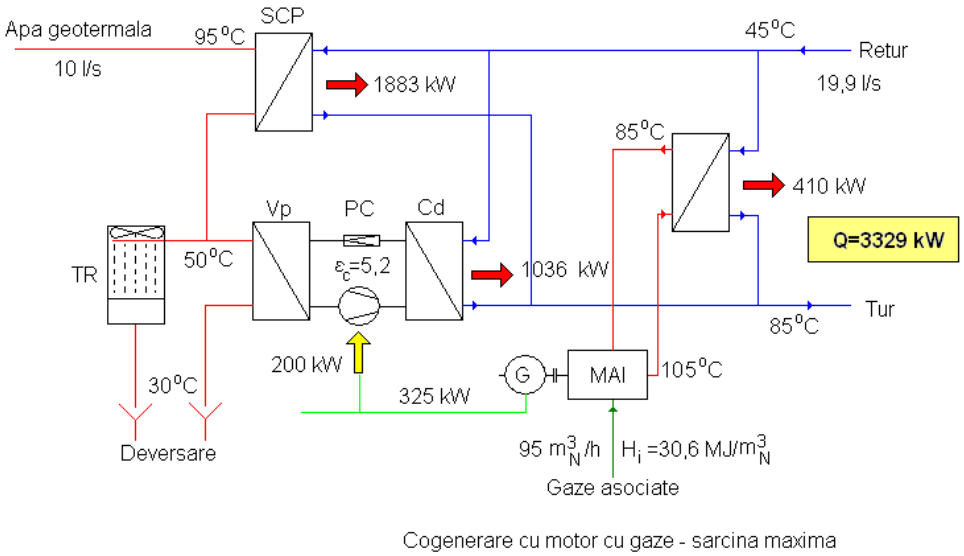


Fig. 14. Schema staţiei geotermale utilizând pompă de căldură şi grup de cogenerare cu motor termic cu gaz.
SCP - schimbător de căldură cu plăci; MAI - motor cu ardere internă cu combustibil gazos; G - generator electric;
PC - pompă de căldură; Vp - vaporizatorul pompei de căldură; Cd - condensatorul pompei de căldură; TR - turn de răcire.

Luând în consideraţie numai gazele colectate de la sonda 1009 Călimăneşti (tabelul 2), pentru debitul disponibil de 10 l/s, se obţine o putere termică suplimentară de 410 kW, cu care se acoperă aproape total sarcina termică de vârf a sistemului. Energia electrică produsă acoperă consumul pompei de căldură, existând şi un excedent, care poate fi utilizat pentru acoperirea necesarului de energie de pompare a agentului termic în sistem. Şi această soluţie poate fi realizată modular, cu unităţi de putere mai mică, rezultând o funcţionare economică şi flexibilă a sistemului în raport cu sarcina cerută de către consumator. Preţul unităţilor de cogenerare cu motoare cu gaz este de cca. 600...700 EUR/kWe, ceea ce face ca investiţia să se amortizeze rapid iar costul energiei termice livrată în sistem să fie foarte redus. O astfel de soluţie conferă independenţă energetică, costul energiei termice livrate cuprinzând doar costul apei geotermale şi costurile de întreţinere, exploatare şi personal.

5.3 Utilizarea cogenerării de mică putere cu turbine cu gaze.

Unităţile de cogenerare cu micro turbine cu gaze au devenit operaţionale şi comerciale începând cu anii 1998...2000. Combustibilul utilizat poate fi gazos sau lichid. Eficienţa producerii de energie electrică este de 28...30%, iar eficienţa globală, privind producerea combinată de energie electrică şi termică este de cca. 75-78%, în condiţiile unei temperaturi de evacuare a gazelor de cca. 90 °C.

Avantajele oferite de instalaţiile cu microturbine cu gaze sunt:

a) emisii de noxe foarte reduse, fără a avea nevoie de instalaţii de depoluare chimică sau postcombustie;
b) un singur organ în mişcare - rotorul;
c) lagăre cu aer şi răcire cu aer;
d) posibilitatea de a utiliza o mare varietate de combustibili lichizi sau gazoşi, inclusiv gaze cu conţinut ridicat de H_2S;
e) optimizare pentru funcţionare în permanenţă la sarcină plină (24 x 7);
f) abilitate de a urmări variaţiile de sarcină ale consumatorului;
g) automatizare completă şi funcţionare fără supraveghere;
h) întreţinere la intervale mari de timp (cca. 8000 ore de funcţionare) şi garantarea funcţionării la peste 80 000 ore;
i) nivel de zgomot redus, 60..70 dBA la 1m.

Dezavantajul acestor instalaţii îl constituie randamentele mai reduse, precum şi preţul de cost mai mare, comparativ cu unităţile de cogenerare cu motoare cu gaze.

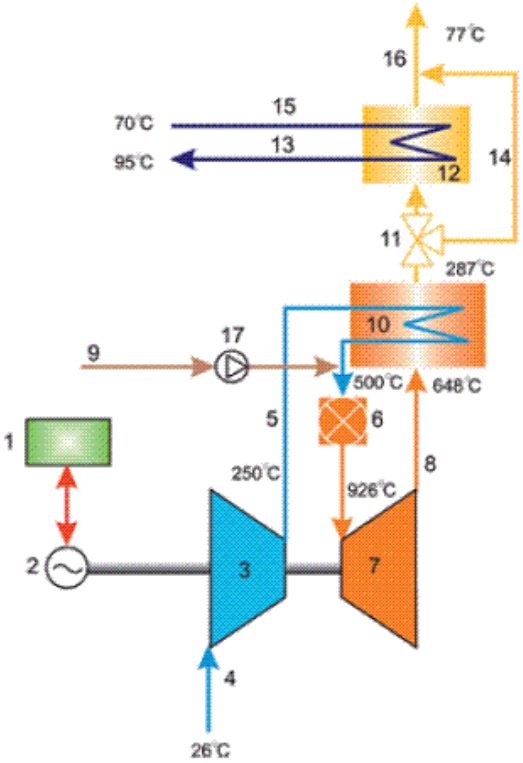


Fig. 15. Grup de cogenerare cu micro turbină cu gaze

1. Convertizor de putere şi unitate de comandă şi control;
2. Generator electric de înaltă frecvenţă;
3. Turbocompresor centrifugal;
4. Admisia aerului;
5. Conducta de refulare a compresorului;
6. Cameră de ardere anulară;
7. Microturbină cu gaze;
8. Conducta de evacuare a turbinei;
9. Conducta de introducere a combustibilului;
10. Recuperator de căldură;
11. Ventil de by-pass;
12. Boiler de apă fierbinte;
13. Conducta de tur pentru apa fierbinte;
14. Conductă de by-pass pentru gaze;
15. Conducta de retur pentru apa fierbinte;
16. Conducta de eşapament;
17. Pompă de combustibil /compresor de gaz.

În figura 15 este prezentată schema de funcţionare a unui grup de cogenerare cu microturbină cu gaze. Aerul atmosferic este aspirat de către compresorul centrifugal 3 prin conducta 4. Raportul de comprimare este în jur de 4, randamentul intern al compresorului are o valoare de 80..85%, iar temperatura aerului comprimat este de cca. 250 °C. În recuperatorul de căldură 10, aerul este încălzit înainte de a fi introdus în camera de ardere până la o temperatură de cca. 500 °C.

Camera de ardere 6, de tip anular, asigură formarea unui amestec omogen combustibil - aer, cu un factor de exces de 5...6. Gazele de ardere au un conţinut foarte redus de noxe - până la 24 ppm şi oxigen în jur de 15%, iar temperatura la ieşire din camera de ardere este în domeniul 920...950 °C. Grupul turbină - compresor are turaţia foarte ridicată - 65 000...70 000 rot/min, randamentul intern al turbinei fiind de 85...90%, iar temperatura gazelor evacuate de cca. 650 °C. Temperatura gazelor după recuperatorul de căldură 10 este de cca. 280 °C. Gazele care ies din recuperatorul 10, sunt trecute în boilerul 12, care prepară apă fierbinte cu temperatura 70/90 °C, fiind apoi evacuate în atmosferă cu o temperatură în limitele 80...90 °C. Boilerul de apă fierbinte este prevăzut cu un by-pass controlat electronic pe partea de gaze, sarcina sa putând fi modificată foarte uşor, în conformitate cu cerinţa consumatorului de energie termică.

În figura 16 este prezentată o unitate de cogenerare cu microturbină cu gaze cu puterea de 250 kW, tip MT250 Ingersoll-Rand. Dimensiunile de gabarit sunt 213x372x228 cm iar masa este de 5500 kg.

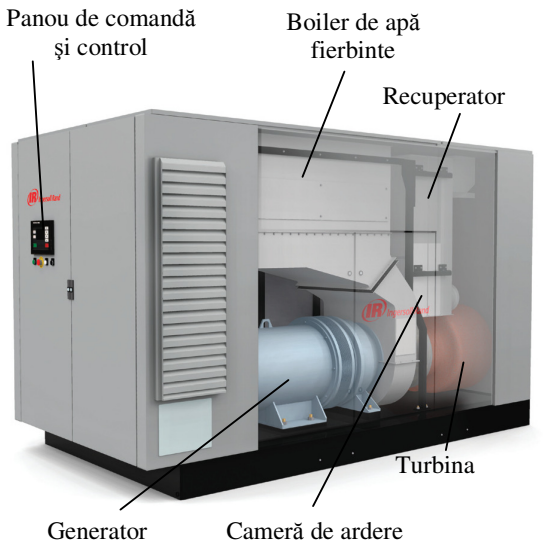


Fig. 16. Unitate de cogenerare cu microturbină cu gaze cu puterea de 250 kW, Ingersoll-Rand

Schema propusă pentru recuperarea potenţialului energetic al gazelor combustibile separate din apa geotermală care alimentează staţia geotermală Călimăneşti, cu un grup de cogenerare cu microturbină cu gaze, este prezentată în figura 17.

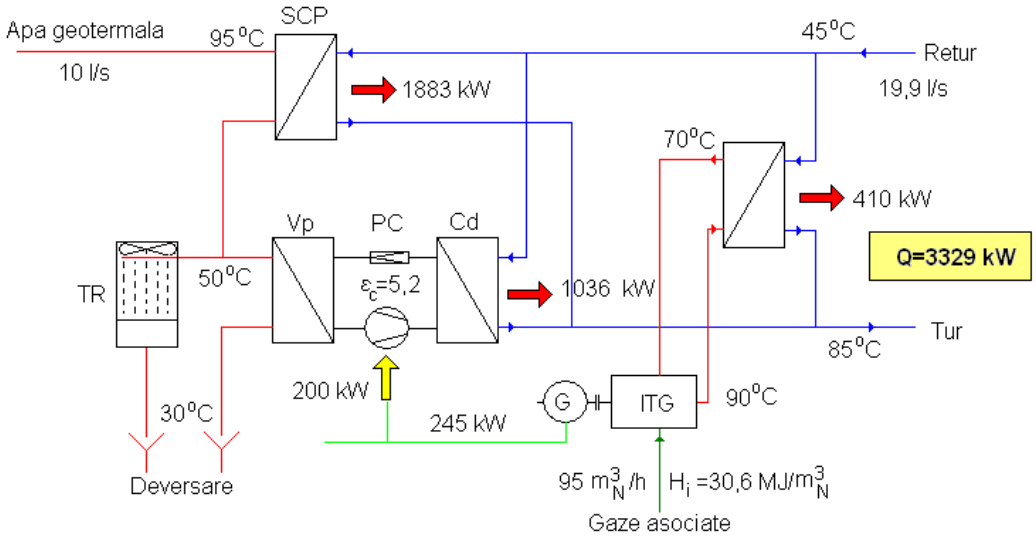


Fig. 17. Schema staţiei geotermale utilizând pompă de căldură şi grup de cogenerare cu microturbină cu gaze.
SCP - schimbător de căldură cu plăci; ITG - instalaţie cu microturbină cu gaze; G - generator electric; PC - pompă de căldură; Vp - vaporizatorul pompei de căldură; Cd - condensatorul pompei de căldură; TR - turn de răcire.

Bilanţul energetic al instalaţiei este prezentat în figura 18. Pentru comparaţie este ilustrat şi bilanţul energetic al producerii separate de energie electrică şi termică.

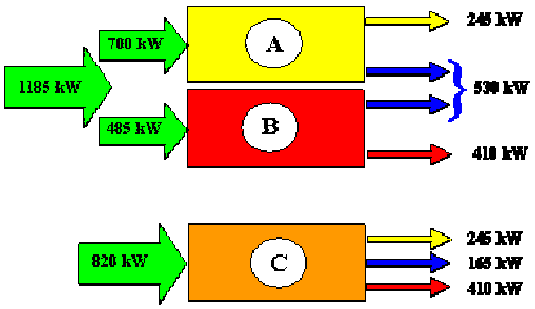


Fig. 18. Producerea separată şi combinată de energie electrică şi termică

Energie electrică
Pierderi
Energie termică
A) Centrală electrică cu abur
B) CAF
C) Microturbină cu gaze

Randamentul de producere al energiei termice de către grupul de cogenerare cu microturbină cu gaze este de acelaşi ordin de mărime ca şi cel al grupului de cogenerare cu motor termic cu gaz (≈50%), astfel că se obţine aceeaşi energie termică în reţea. Randamentul electric al turbinei cu gaze fiind însă mai mic, rezultă o cantitate mai mică de energie electrică, dar suficientă pentru asigurarea funcţionării pompei de căldură şi a pompelor de circulaţie. Şi această instalaţie poate funcţiona autonom din punct de vedere energetic. Costul unităţilor de cogenerare cu microturbine cu gaze este comparativ cu cel al unităţilor cu motoare cu gaz, 700...800 EUR/kWe, ceea ce face ca şi in acest caz investiţia să se amortizeze foarte repede. Spre deosebire de instalaţiile cu motoare cu gaz, costurile de întreţinere sunt foarte mici, la nivelul de 0,5...0,7 EUR/h, iar cele de personal sunt practic nule, deoarece funcţionarea este complet automată.

6. CONCLUZII

• Potenţialul termic al apei geotermale, cât şi compoziţia gazelor combustibile asociate acestora din zona analizată, reprezintă o rezervă de energie primară considerabilă. Ea poate permite funcţionarea unui sistem autonom de alimentare cu energie termică a localităţilor Cozia-Căciulata-Călimăneşti.

• Soluţia care utilizează pompa de căldură poate acoperi în sezonul rece peste 80% din necesarul de căldură de vârf cerut; restul acestuia (pentru condiţii climatice extreme/severe) poate fi produs în cazane cu apă fierbinte sau utilizând energia recuperată din gazele combustibile provenite din zăcământ odată cu apa geotermală.

• Utilizarea gazelor combustibile separate din apa geotermală conferă sistemului care le utilizează în cazane cu apă fierbinte (CAF) o eficienţă similară cu cea obţinută pentru funcţionarea lor cu combustibil lichid; preţul energiei termice obţinute este însă mult mai mic, având în vedere eliminarea costului acestui combustibil.

• Această soluţie are şi cel mai mic preţ de investiţie, în comparaţie cu cele care implică cogenerarea cu motoare termice sau cu microturbine cu gaze.

• Dacă atât pompa de căldură, cât şi cazanele cu apă fierbinte sunt realizate într-o structură modulară, funcţionarea sistemului devine foarte flexibilă şi poate urmări variaţia sarcinii termice a consumatorilor, numai prin modificarea debitului de apă geotermală preluat de la sonde.

• Avantajele binecunoscute ale cogenerării sunt foarte bine puse în valoare de utilizarea sistemelor pe bază de motoare termice şi microturbine cu gaze, care utilizează gazele combustibile asociate apelor geotermale. Demn de subliniat este şi faptul că ambele soluţii permit o mare flexibilitate funcţională datorită utilizării selective a pompei de căldură. Astfel, în sezonul cald, când sarcina termică pentru încălzire scade, pompa de căldură poate fi menţinută în funcţiune parţială; în acest caz se reduce sensibil debitul de apă geotermală preluat de la sondă, contribuind astfel la o conservare a sursei geotermale.

• Soluţia propusă de utilizare a unui sistem de cogenerare cu motoare termice alimentate cu gaze combustibile conduce la o reducere cu 42,3% a consumului de energie primară, pentru aceleaşi cantităţi de energie utilă termică şi electrică produse separat. Investiţia iniţială este mare, dar perioada de recuperare este rezonabilă (4-5 ani); consecinţele asupra preţului unităţii de energie termică livrată sunt extrem de favorabile, datorită eliminării consumului de energie electrică pentru acţionarea pompei de căldură şi a pompelor de circulaţie. Cheltuielile de întreţinere şi exploatare sunt mari, datorită necesităţii reviziilor tehnice şi/sau înlocuirii utilajelor.

• Utilizarea într-un sistem de cogenerare a microturbinelor alimentate tot cu gaze combustibile conduce la un randament de producere a energiei termice de acelaşi ordin de mărime cu cel al cogenerării cu motoare termice, astfel că se obţine aceeaşi energie termică în reţea. În acest caz, rezultă însă o cantitate mai mică de energie electrică, suficientă totuşi pentru asigurarea

funcţionării pompei de căldură şi a pompelor de circulaţie. Soluţia propusă cu microturbine cu gaze prezintă avantajul unor cheltuieli de întreţinere mai mici şi a unei fiabilităţi mai ridicate.

• Ambele soluţii care implică cogenerarea, atât cea cu motoare termice cât şi cea cu microturbine cu gaze, prezintă avantajul major al funcţionării în regim autonom al instalaţiilor repective, care se autoalimentează. Totodată, acestea pot fi concepute cu o modulare funcţională, care să permită un răspuns dinamic la solicitarea consumatorilor, asigurând în acest mod şi o conservare a resurselor geotermale, exigenţă impusă de o dezvoltare durabilă a zonei.

REFERINŢE

[1] *** *Strategia de valorificare a surselor regenerabile de energie din România* (*The strategy for the renewable energy resources in Romania*), ISPE study nr. I-475.13.001-B0-002 (2007)

[2] ***. *Studiu privind evaluarea potenţialului energetic actual al surselor regenerabile de energie în România* (*solar, vânt, biomasă, microhidro, geotermie*), *identificarea celor mai bune locaţii pentru dezvoltarea investiţiilor în producerea de energie electrică neconvenţională,* ICEMENERG Res. study for Economy Ministry (2006)

[3] Bianchi A.-M., Băltăreţu Fl., Drughean L., Teodorescu D., *Energétique Urbaine et Energies Renouvelables*, -INP, Grenoble, 2009

[4] Radcenco, Vs., Florescu, Al., Dimitriu, S., et al., 1985. Instalaţii de pompe de căldură, Editura Tehnică, Bucureşti.

[5] Burchiu N., Burchiu V., Gheorghiu L., (2006), *Sistem centralizat de alimentare cu căldură, bazat pe resurse geotermale, în oraşul Călimăneşti – Judeţul Vâlcea*, The 4th Nat. Conf. of the Hydroenergeticians from Romania - Dorin Pavel, Paper Nr. 3.10 - Proc. Conf. CD

[6] Strachan N., Dowlatabadi H., *Distributed generation and distribution utilities*, Energy Policy, 30 (2002), 649-661

[7] Devine M., Chartok M., Gunn E., Huettner D., *Avoid cost rates: economic and implementation issues*, Energy Systems and Policy, 11 (1987), 85-102

[8] ANRSC - *Date privind starea serviciilor energetice* - www.anrsc.ro

[9] INGERSOLL-RAND Industrial Technologies - *MT250 Series Microturbine, technical specification,* www.energy.ingersollrand.com

[10] Khisamutdinov N. - *Gas Engine and Gas Turbine Cogeneration Units* - EEICT sbornik 03, 2010, Brno, Cz.

OPTIMIZATION OF ENERGY REQUIREMENT IN AN EXISTING RESIDENTIAL HOUSE - ENERGY AUDITS OF A REAL CASE WITH REDEVELOPMENT TO THE ENERGY CLASS A

Fausto BOZZINI [1], *Paul Gabriel ANOAICA* [2], *Mircea MARINESCU* [3]

[1]THERMO-TECHNICAL ENGINEERING APPLICATION, Italy;
[2]UNIVERSITY OF MEDICINE AND PHARMACY CRAIOVA, Romania
[3]UNIVERSITY "POLITEHNICA" OF BUCHAREST, Romania

Rezumat. Studiul a fost realizat asupra unei case reale. S-a realizat un audit energetic asupra sistemul de încălzire în stadiul actual şi un proiect de audit pentru a realizarea unei optimizări cu integrarea resurselor regenerabile. In acest fel se poate evalua intervenţia asupra optimizari consumului de energie al clădiri, fezabilitatea tehnică şi economică necesară pentru introducerea casei în condiţiile energetice pentru clasa A de energie. Comparaţia a celor două audite energetice relevă reducerea segnifiantă a consumului de energie şi a cantităţi de dioxid de carbon în atmosferă.
Cuvinte cheie: audit energetic, colector solar, optimizare termică, fotovoltaice.

Abstract: The study has been applied on an existing residential house. It was carried out an energy audit on the building-heating installation system in the actual state and a project energy audit for realise the interventions of optimization with integration of renewable sources. In this way we could evaluate the interventions for optimization of energy consumption of the building and plant, technically feasible and economic suitable to redevelopment of the house in energy conditions of the national class A. The comparision of both energy audit underlines the significant reduction of energy consumption and of the carbon dioxide quantity in environment.
Keywords: energy audit,solar collector, thermal optimization, photovoltaic.

1. INTRODUCTION

The house studied is located in Usseglio, a country near to Alpi Graie near the French border in Piedmont Region.The annual average external temperature is -12°C. The house's surface is 160 m^2 and the net volume is 440 m^3. It is composed of two floors: a first floor and an attic. The external perimetral wall has a thikness of 400 mm, it is made of full uninsulated bricks. The windows have an alluminium frame and a simple glass. This structure is heated with traditional boiler. Year after year, it have been realized some energy optimizations such as: replacce of the traditional boiler with a condensing one, the existing windows with modern ones costituted by PVC frame and triple-glass with a low emmission magnetotronic selective coat and the insulation of all the opaque structures.

The chosen frames, have respectively a coefficient of trasmission U_f = 1,3 W/m^2K, Ug = 0,6-1,1 W/m^2K of the glass and a global heat transfer coefficient (frame+glass) Uw = 1,0-1,4 W/m^2K variable, in function of the size of the window (see figure 1).

Fig. 1. The section of window kind with triple glass and with selectiv magnetotronic coating

The pre-optimization house's condition is shown in Figure 2. The colors represent the distribution of the level of the useful thermal energy for heating each room after we have made the energy audit in according to the Standard European laws.

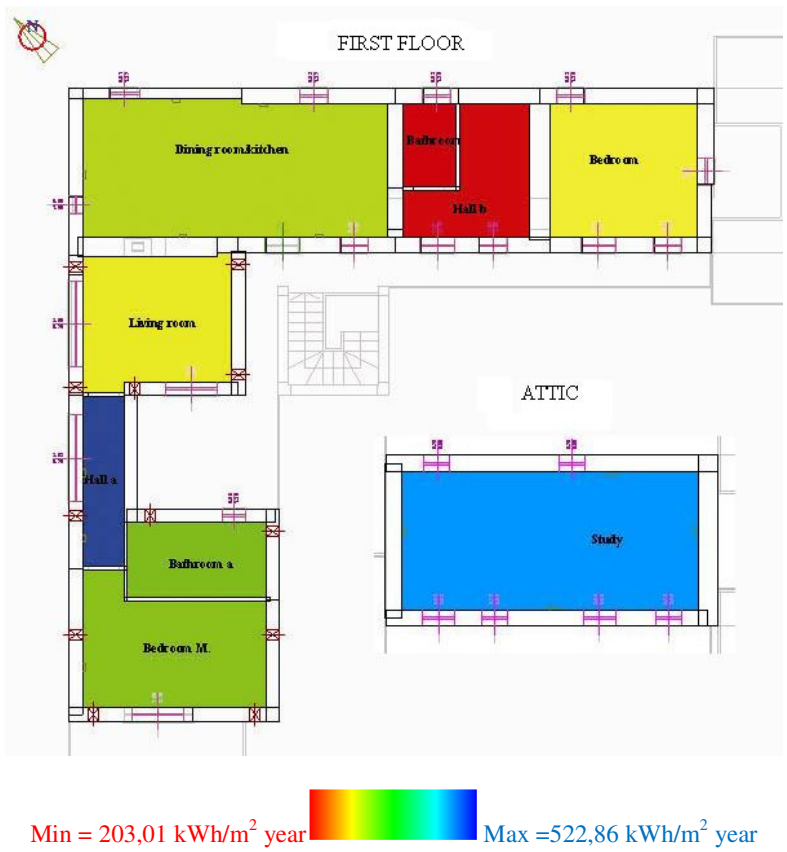


Fig. 2. House's map before building's redevelopment: Level's energy for heating every zone

The envelope's energy audit has shown a annual primary energy of 426 $kWh \cdot m^{-2} year^{-1}$ which places the building at the G class national energy (high energy-dispersion building). The CO2 produced into the atmosphere is equivalent to 18.53 $kgCO_2 \cdot m^{-3} year^{-1}$.

The house has undergone a partial redevelopment in the highlighted area in Figure 3, in order to enhance the static structure. This portion of the building has been practically rebuilt in order to reduce the global energy consumption.

We have chosen to build the new brick walls insulated with perlite of 365 mm thickness with a coefficient of trasmission U = 0.18 $W \cdot m^{-2} K^{-1}$. The bricks have an high mass per specific area and a summer phase displacement of 27 h. This structure is realized insulated all the thermal border bridge.

The new walls have the advantage of being laid quickly and directly plasteble without adding other layers of insulate material (see next figure 3).

2. ENERGY ANALYSIS OF A CONCRETE CASE AND STRUCTURAL OPTIMIZATION

The house's optimization consist of two phases:

1) optimization of the building:

– redevelopment of the first floor and attic, and of the roof

– insulation of the existing opaque walls

2) energy optimization:

– addition of a radiant floor system in the new zones

– adding forced-air ventilation.

– integration of the heat generator with a heating solar collectors system for the production of sanitary warm water

– addition of photovoltaic collectors by 7 kW.

The values calculated that verify the absence of surface and interstitial condensation on the opaque structures of the building and those that demostrate

the summer phase displacement are shown in Tables I,II,III, IV, V in Appendix A. The figure 3 shows the distribution of all room's energy after building's optimization.

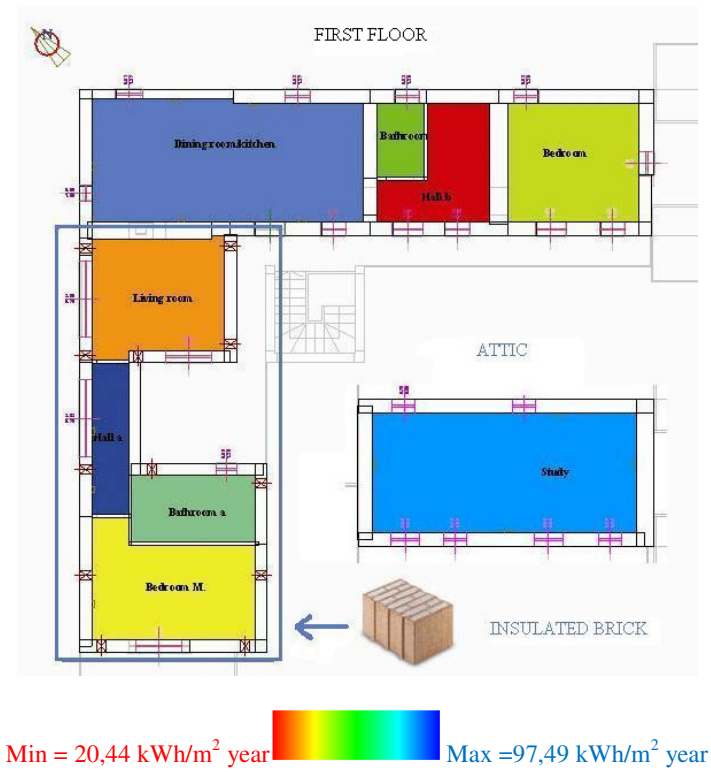


Fig. 3. House's map after building's redevelopment and the portion wall shows is costruited with the pre-insulated brick

3. OPTIMISATION OF THE EXISTING INSTALLATION

In this cases with high insulation of the envelope is very important introduce a forced-air ventilation system in order to maintain the optimal quality of air with a constant CO_2 percente. The heat recovery unit completed with cooling and reheating coils is sized in according to the diagram in figure 4.

The air is introduced in neutral conditions, during the winter at T = 293 K, and during the summer after being dried at ϕ=50%, at 298 K.

The air's heat recovery is about 90%.

The solar thermal collectors integration has been calculated to cover 60% of the energy consumed to produce the sanitary warm water as required by Region laws. The solar's surface is sized for the month of June resulting a total capturing surface of 4.72 m^2. Therefore, there were installed two solar collectors with the surface of 2.36 m^2 each one.

The sizing of the storage tank is calculated of 200 liters, having considered a water flow of 50 l/m^2 daily per person for 4 persons.

We choose a commercial storage tank with a minimum capacity of 500 liters and the thermal solar system kit with drain back.

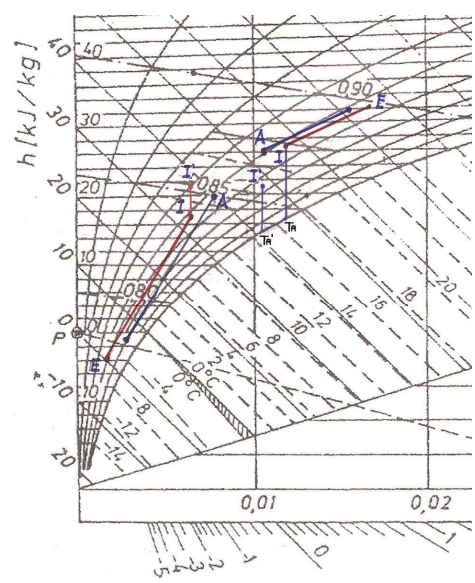


Fig. 4. Mollier diagram for enthalpic heat exchanger recovery, dehumidification and reheating

The storage tank consists of three coils used respectively: the first for the production of sanitary warm water connected in series with the boiler, the second for the heating of the storage tank water and the thirth for the heating of the fresh air unit re-heat coil. The heat required for the re-heat coil is 1000 W. This one utilizes the solar integration power that is already exploited for producing the sanitary warm water.

We present the advantages of this thermal solar system in comparision to the traditional one:

1. the risk of frost in the winter without the use of ethylene glycol antifreeze and the stagnation temperature in the summer are avoided.

2. the water tank is heated and pushed directly into the solar collectors, and then it return in the tank where it stratifies. The solar hydraulic circuit works directly in storage technical water tank. The heat exchanger separator between solar collectors circuit and sanitary warm water circuit is avoided. This feature increases the performance and safety of the entire system.

3. This solar system works without pressure so we also do not need the expansion vessel, the safety valve and the manometer. Avoiding the installation of all this components we obtained saving costs and an increase operational safety.

When the probe immersion into the solar collectors detects a low temperature blocks the function of the pumps and the circuit will become empty. When the sunlight is sufficient and the temperature detected by the probe is higher than those of the tank, then the pumps are activated for a short time to transfer the heat from solar collectors to the tank. After one minute a pump stops, while the other continues to move the water in the collectors. Solar collectors are also designed to withstand 473 K temperature water and without being damaged in such circunstances.

The choice of the radiant floor has permited to use the same floor for summer cooling. It was utilized a small refrigeration group with compression vapor air-cooled with heat pump reverse cycle and a cooling power of 5 kW. The refrigeration group, in summer, cools the radiant floor and the coil of the air unit and it dehumidifies the air up to φ=50% at a temperature of about 295 K. The re-heating is obtained in a free way by taking heat from the storage tank if the tank temperature isn't below 323 K (see Figure 4).

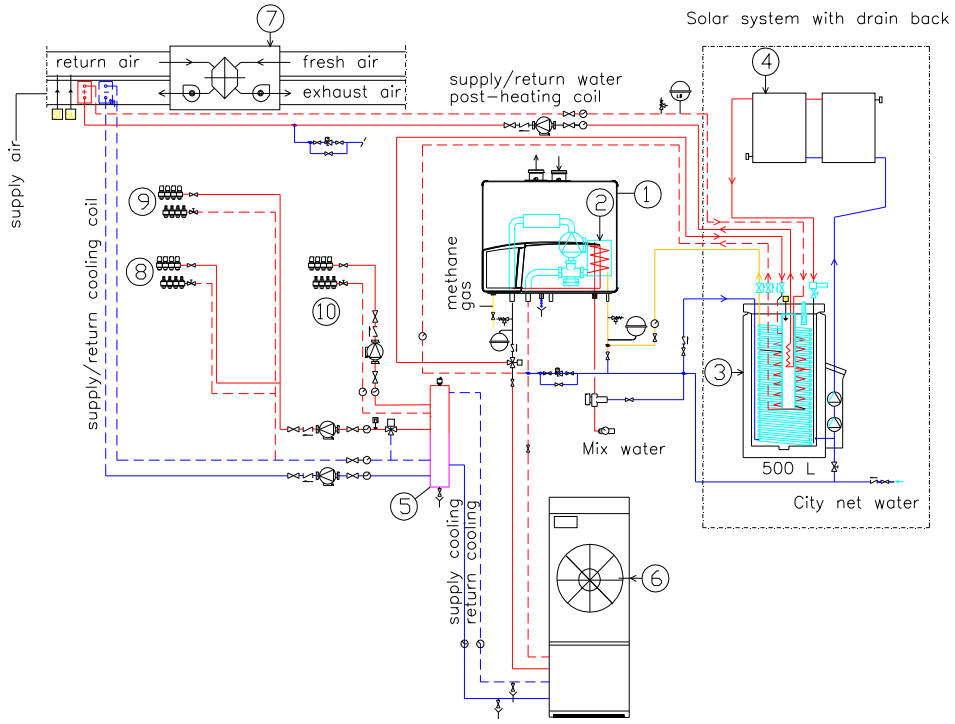


Fig. 5. Installation technical scheme; 1) Condensig boiler, 2) Sanitary boiler, 3) Inertial accumulation boiler, 4) Solar collectors, 5) Hydraulic separator, 6) Heat pump, 7) Heat recovery exchanger for refresh air, 8) Supply/return water of the radiant floor on first stairs, 9) Supply/return water of the radiant floor on attic stairs, 10) Supply/return water of the calorifers on first stairs

The optimization plants were analized in comparision to the start situation.

The Table I shows the percents of reduction of performance energetic index in comparision to the situation of pre-optimization. We deduce that the contribution of maximum energetic saving is due to building's insulation. The results obtained with the intervention of building's insulation, lead the building to B class national energy (see Figure 5).

The energetic contributions of the thermic solar and photovoltaic systems allow the building to pass in A class national energy.

Table 1

Values of the EPi in function of kind of the optimization

Pre-optimization	Post-optimization								
EpI kWh/m²year	Forced ventilation	Photovoltaic solar contribution	Thermic solar contribution	EpI kWh/m²year	EpI_w kWh/m²year	Epe kWh/m²year	ΔEpI %	CO_2 kg/m³a	National Energetic class
426				72,4	31,3	9,68	83,0	4,15	B
			☑	72,4	15,41	9,68	83,0	2,95	A
		☑		65	30	9,68	84,7	4,15	B
		☑	☑	65	14	9,68	84,7	2,95	A
	☑			71,6	31,3	1,29	83,2	4,12	B
	☑		☑	71,6	15,4	1,29	83,2	2,92	A
	☑	☑		64,3	30	1,29	84,9	4,12	A
	☑	☑	☑	64,3	14	1,29	84,9	2,92	A

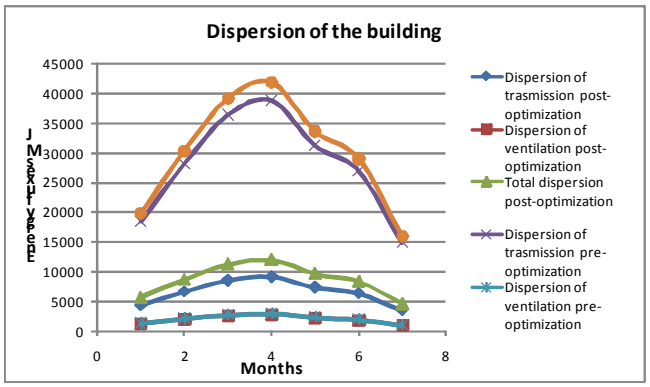


Fig. 5. Energy saving comparative diagram

The diagram shows the energetic comparison between pre-and post- building's insulation, obtaining an important reduction of transmission and ventilation energy losses of about 71%. The contribution of thermal solar system doesn't lead to the decrement of the energy performance index EP_I, but it halves the EP_W index of sanitary warm water. Its contribution is therefore sufficient to translate the building from the B class energy to the A one. The next diagram of Figure 6 represents the contribution of solar and endogenous energy before and after the optimization.

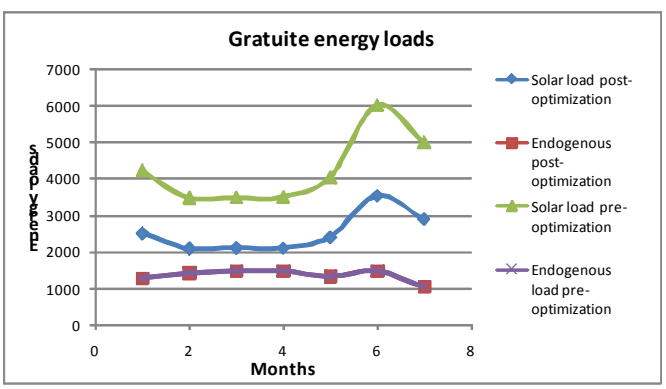


Fig. 6 . Solar and endogenous energy diagram pre/post optimization

The diagram shows that the increment of the insulation has led to an approach between the free solar and endogenous contributions. This indicates that reducing the structural energy losses it become more important the free energy contributions in the winter that also help to stabilize the temperature inside the building and to avoid further waste of fuel.

4. ECONOMICAL ANALISYS

We consider the house built with traditional uninsulated walls, with simple glass windows and traditional boiler, without any contribution due to renewable energy. The specific cost of the house's optimization due to the insulation of opaque structures in comparision to start situation, amount about 74 €·m^{-2} for a total of C_1 = € 36,000.00. The replacement of the windows lead to the specific cost difference of 200 €·m^{-2} for a total of C_2 = € 6,000.00. The total investment cost is Ct = € 42,000.00. The annual primary energy savings obtained is the following:

$$\Delta Epi = Epi_{_pre} - Epi_{_post} = 426\text{-}72{,}4 = \\ = 354\ kWh\ m^{-2} year^{-1} \quad (1)$$

$$E = \Delta Epi \cdot S_{ut} = 354 \cdot 160 = \\ = 56.640\ kWh\ year^{-1} \quad (2)$$

The annual volume of fuel saved is:

$$V_{CH4} = \frac{E}{Hi_{CH4}} = \frac{56.640}{9{,}7} = \\ = 5.839\ m^3 \cdot year^{-1} \quad (3)$$

The saving is:

$$R_{CH4} = V_{CH4} \cdot C_{CH4} = 5.839 \cdot 0{,}75 = \\ = 4.380{,}00\ € \quad (4)$$

knowing a bank's interest rate i = 4% and a useful life of the installation of 20 years we obtain:

$$NPV = \Delta Ct + PVa(n,i\%) \cdot \Delta R = \\ = -42.000 + 13{,}59 \cdot 4.380 = 17.524\ € \quad (5)$$

for NPV = 0 we obtain PV_a(20, i%) = 9.6, from which we deduce an internal rate of efficiency TIR = 9%. The pay back time is about PBT = 12 years. Actually, the new legislation allow a deduction of 55% of the optimization's cost in the first three years in order to optimize the energy requirements of existing buildings, insulating the opaque surfaces, replacing the transparent surfaces and introducing solar thermal collectors. Therefore:

$$NPV = \Delta Ct + PVa(n,i\%) \cdot \Delta R = \\ = -23.100 + 13{,}59 \cdot 4.380 = 36.424\ € \quad (6)$$

for NPV = 0 we obtain for PVa (20, i%) = 5.3, from which we deduce an internal rate of efficiency TIR = 18%.

The pay back time is about PBT = 6 years.

When we introduce a forced ventilation system with a cost of Cv = € 6,600.00. The Epi reduction is negligible, therefore we can write:

$$NPV = \Delta Ct + PVa(n,i\%) \cdot \Delta R = \\ = -26.730 + 13{,}59 \cdot 4.380 = 32.794\ € \quad (7)$$

for NPV = 0 we obtain PVa (20, i%) = 6.1, from which we deduce an internal rate of efficiency TIR = 15.5. The pay back time is about PBT = 7 years. For cover also the 60% of the energy consumed to produce the sanitary warm water we use the thermal solar system kit described above. We introduce the cost of thermal solar collectors including the thermal tank amounting to C_{sol} = € 4,500.00

$$NPV = \Delta Ct + PVa(n,i\%) \cdot \Delta R = \\ = -(48.600 + 4.500) \cdot 0{,}55 + 13{,}59 \cdot 4.580 = \\ = 91.447\ € \quad (8)$$

for NPV = 0 we obtain PVa (20, i%) = 6.4, from which we deduce an internal rate of return TIR = 14.5. The pay back time is approximately PBT = 7.5 years. Including the installation of solar photovoltaic particularly innovative (amorphous silicon thin-film) the incentive rate is maximum and the kWh produced is c_{st} = 0.44 €·kWh^{-1}. We have been installed 7 kW of peak power for cover the domestic electric consumption and the consumptions due to the use heating/cooling installation. The investment cost of the photovoltaic system is C_{FV} = € 17,000.00. Knowing that in this locality the energy produced per year with collectors inclined of 30° is about 1000 kWh, obtaining:

$$E_{prFV} = 7\ kWp \cdot 1.000\ kWh = \\ = 7.000\ kWh \cdot year^{-1} \quad (9)$$

The remuneration from government incentives is:

$$C = E_{prFV} \cdot c_s = 7.000 \cdot 0{,}44 = \\ = 3.080{,}00\ € \cdot year^{-1} \quad (10)$$

The current cost of electricity is c_e = 0.19 €·kWh^{-1}. The saving on the cost of energy avoided is:

$$R_{FV} = E_{prFV} \cdot c_e = 7.000 \cdot 0{,}19 = \\ = 1.330{,}00\ € \cdot year^{-1} \quad (11)$$

The total revenue is:

$$Rt_{FV} = C + R = 3.080{,}00 + 1.330{,}00 = \\ = 4.410{,}00\ € \cdot year^{-1} \quad (12)$$

The economic indicators are:

$$NPV = \Delta Ct + PVa(n,i\%) \cdot \Delta R = \\ = -17.000 + 13{,}59 \cdot 4.410 = 42.932\ € \quad (13)$$

for NPV = 0 we obtain PVa (20, i%) = 3.85, from which we deduce an internal rate of return TIR = 26%. The pay back time is about PBT = 4.5 years.

5. CONCLUSIONS

The economic index shows that the NPV was positive in all cases, while the TIR appeares to have the highest value in the case of PV installation showing its great convenience.

The index for energy performance, and thus the primary energy obtained after the structural optimizations, is reduced of about 88%, from 426 $kWh \cdot m^{-2} year^{-1}$ to 52.7 $kWh \cdot m^{-2} year^{-1}$.

The emissions of CO_2 have passed from a value of 18.53 $kg \cdot m^{-3} year^{-1}$ to a value of 2.92 $kg \cdot m^{-3} year^{-1}$ (which correspond to an area of forest equivalent to 0.11 ha), decreasing of 84% the air pollution and the greenhouse effect.

The new performance limits established by recent standards legislation, require more attention to the choices of the technical construction.

For optimization, it is necessary not only to limit heating energy losses by evaluating the position of the layers in order to avoid the condensation, but also to take into account the beneficial effects of the thermal inertia, delaying the external temperature variations, increasing the mass of the structural components. The periodical thermal transmittance (γ) imposed by the law must be inferior of 0.12 $W \cdot m^{-2} K^{-1}$ for the vertical structures and of 0.20 $W \cdot m^{-2} K^{-1}$ for the horizontal ones.

REFERENCES

[1] UNI/TS 11300–1: Energy performance of buildings - Part 1: *Evaluation of energy need for space heating and cooling* (2008)

[2] UNI/TS 11300–2: Energy performance of buildings - Part 2: *Evaluation of primary energy need and of system efficiencies for space heating and domestic hot water production* (2008)

[3] Decreto legislativo 19 agosto 2005 n.192: "*attuazione della direttiva 2002/91/CE relativa al rendimento energetico nell'edilizia*"

[4] Decreto legislativo 29 dicembre 2006 n.311: "*disposizioni correttive ed integrative al decreto legislativo 19 agosto 2005 n.192 recante attuazione della direttiva 2002/91/CE relativa al rendimento energetico nell'edilizia*"

[5] "*La certificazione e l'efficienza energetica del sistema edificio impianto aspetti interpretativi tecnici e procedurali*", AICARR (2006)

[6] UNI 10339 – *Air-conditioning systems for thermal comfort in buildigs – General, classification and requirements – Offer, order and supply specifications* (1995)

[7] UNI 10349 – *Heating and cooling of building*, (1994).

[8] DGR 4 agosto 2009 – *Aggiornamento del Piano regionale per il risanamento e la tutela della qualita' dell'aria - Stralcio di piano per il riscaldamento ambientale e il condizionamento e disposizioni attuative in materia di rendimento energetico nell'edilizia ai sensi dell'articolo 21, comma 1, lettere a) b) e q) della legge regionale 28 maggio 2007, n. 13 "Disposizioni in materia di rendimento energetico nell'edilizia"*.

[9] S. Petrarca, F. Cogliani, F. Spinelli, *Valori medi mensili stimati sulle immagini del satellite Meteosat*. Anni 1998 - 1999 e media 1994 – 1999, ENEA (2000).

NOMENCLATURE

S_{ut} – useful building surface [m^2]
Epi–performance energetic index [$kWh \cdot m^{-2}$ $year^{-1}$]
C_{CH4}– specific cost of methane [€]
c_e - specific cost of electricity [$€ \cdot kWh^{-1}$]
c_{st}- specific statal cost of electricity[$€ \cdot kWh^{-1}$]
C_{FV}–Photovoltaic remuneration statal cost [€]
Ct – difference cost of the insulation [€]
C_{FV} - difference cost of photovoltaic [€]
C_{sol} - difference cost of system solar [€]
Cv - difference cost of forced ventilation [€]
E_{prFV} - produce photovoltaic energy [$kWh \cdot year^{-1}$]
V_{CH4} – volume of methane [m3/year]
Rt_{FV} – total photovoltaic remuneration [€]
R_{CH4} – annual remuneration of methane [€]
R_{FV} – avoided cost of photovoltaic energy[€]
E – annual energy saving [kWh]
H_i-lower heating valueof methane [$MJ \cdot m^{-3}$]
PVa – actualize economic factor
PBT – pay back time [years]
TIR – interest internal rate [%]
NPV – net present value [€]

A. APPENDIX

Table 1

Thermophysical parameters of the roof structure and Glaser diagram

N	Layer descrition	s [mm]	λ [W/mK]	C [W/m²K]	Ms [kg/m²]	P<50*10¹² [kg/msPa]	C.S. [J/kgK]	R [m²K/W]
1	Boundary up resistence	0		25,000			0	0,040
2	Tiles	10	0,992	99,200	20,00	18,000	840	0,010
3	Wood	25	0,120	4,800	11,25	0,300	170	0,208
4	Aer	40	0,310	7,750	0,05	193,000	1008	0,129
5	Sheet alluminium	1	220,000	220,000	2,70	0,000	900	0,000
6	Bitumen	1	0,170	170,000	1,20	0,000	1000	0,006
7	Wood shavings	35	0,156	4,457	21,00	30,000	1500	0,224
8	Feldspathics rocks (p125)	50	0,037	0,748	6,25	150,000	1030	1,337
9	Feldspathics rocks (p80)	50	0,039	0,770	4,00	150,000	1030	1,299
10	Feldspathics rocks (p125)	50	0,037	0,748	6,25	150,000	1030	1,337
11	Wood shavings	35	0,156	4,457	21,00	30,000	1500	0,224
12	Bitumen	1	0,170	170,000	1,20	0,000	1000	0,006
13	Wood	25	0,120	4,800	11,25	0,300	1700	0,208
14	Boundary down resistence	0		10,000			0	0,100

Resistence	5,129 m²K/W			Trasmittance	0,195 W/m²K
Total thickness	323 mm	Heat capacity per unit area	34,705 kJ/m²K	Surface mass	106 kg/m²
Periodic thermal trasmittance	0,06 W/m²K	Attenuation factor	0,32	Phase displacement	11,55 h

Ts	Pss	Prs	φrs	Ti	Psi	Pri	φri
°C	Pa	Pa	%	°C	Pa	Pa	%
-12,1	215	95	44,4	20	2337	1168	50

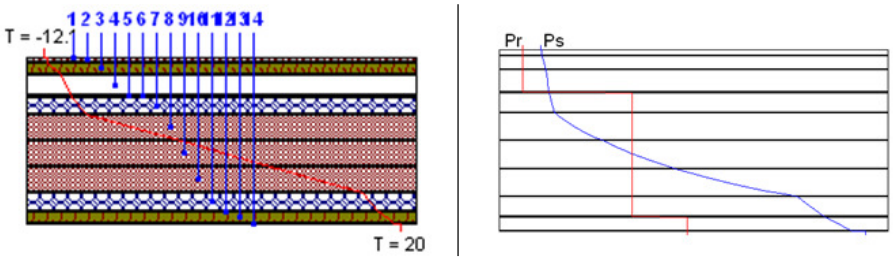


Table 2

Thermophysical parameters of the floor structure and Glaser diagram

N	Layer descrition	s [mm]	λ [W/mK]	C [W/m²K]	Ms [kg/m²]	P<50*10¹² [kg/msPa]	C.S. [J/kgK]	R [m²K/W]
1	Boundary up resistence	0		5,900			0	0,169
2	Tiles	40	0,033	0,825	1,40	0,940	1200	1,212
3	Wood	80	0,168	2,100	40,00	36,000	1000	0,476
4	Aer	40	1,060	26,500	76,00	4,825	1000	0,038
5	Sheet alluminium	180		3,333	171,00	19,000	840	0,300
6	Bitumen	80	0,033	0,413	2,80	0,940	1200	2,424
7	Wood shavings	15	0,700	46,667	21,00	18,000	1000	0,021
8	Boundary down resistence	0		25,000			0	0,040

Resistence	4,4681 m²K/W			Trasmittance	0,214 W/m²K
Total thickness	435 mm	Heat capacity per unit area	8,214 kJ/m²K	Surface mass	291 kg/m²
Periodic thermal trasmittance	0,01 W/m²K	Attenuation factor	0,04	Phase displacement	12,24 h

Ts	Pss	Prs	φrs	Ti	Psi	Pri	φri
°C	Pa	Pa	%	°C	Pa	Pa	%
20	2337	1168	50	-12,1	215	95	44,4

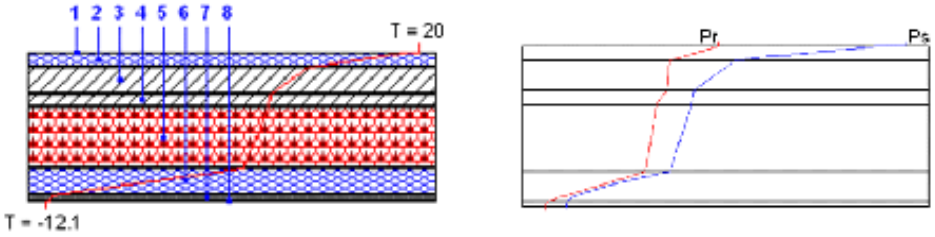


Table 3

Thermophysical parameters of the existing Nord-West and Sud-Est wall structure and Glaser diagram

N	Layer descrition	s [mm]	λ [W/mK]	C [W/m²K]	Ms [kg/m²]	P<50*10¹² [kg/msPa]	C.S. [J/kgK]	R [m²K/W]
1	Boundary inside resistence	0		7,700			0	0,130
2	Plaster lime-gypsum	10	0,700	70,000	14,00	18,000	1000	0,014
3	Hollow brick	80		5,000	62,00	20,570	840	0,200
4	Aer	30	0,150	5,000	0,04	193,000	1008	0,200
5	Semi-rigid feberglass	30	0,046	1,540	0,48	150,000	1000	0,649
6	Half-full insulated brick	120		5,263	181,00	20,570	840	0,190
7	Plaster lime-cement	15	0,900	60,000	27,00	8,500	1000	0,017
8	Polystyrene	100	0,034	0,341	3	1,040	1200	2,933
9	Plaster lime-cement	15	0,900	30,000	54,00	8,500	1000	0,033
10	Boundary outside resistence	100		25,000			0	0,040

Resistence	4,406 m²K/W			**Trasmittance**	0,227 W/m²K
Total thickness	435 mm	**Heat capacity per unit area**	44,448 kJ/m²K	**Surface mass**	274 kg/m²
Periodic thermal trasmittance	0,01 W/m²K	**Attenuation factor**	0,07	**Phase displacement**	11,88 h

Ti	Psi	Pri	φri	Te	Pse	Pre	φre
°C	Pa	Pa	%	°C	Pa	Pa	%
20	2337	1168	50	-12,1	215	95	44,4

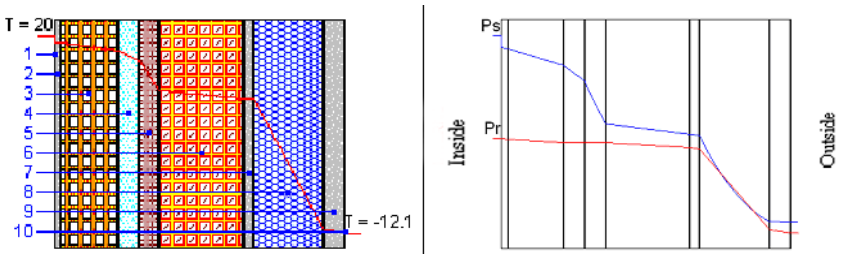


Table 4

Thermophysical parameters of the existing Nord-Est and Sud-West walls structure and Glaser diagram

N	Layer descrition	s [mm]	λ [W/mK]	C [W/m²K]	Ms [kg/m²]	P<50*10¹² [kg/msPa]	C.S. [J/kgK]	R [m²K/W]
1	Boundary inside resistence	0		7,700			0	0,130
2	Plaster lime-cement	15	0,900	60,000	27,00	8,500	1000	0,017
3	Full brick	425		1,852	765,00	20,570	840	0,540
4	Plaster lime-cement	15	0,900	60,000	27,00	8,500	1000	0,017
5	Polystyrene	50	0,032	0,456	1,40	1,020	1200	2,194
6	Plaster lime-cement	15	0,900	60,000	27,00	8,500	1000	0,017
7	Boundary outside resistence	0		25,000			0	0,040

Resistence	2,954 m²K/W			**Trasmittance**	0,338 W/m²K
Total thickness	540 mm	**Heat capacity per unit area**	64,140 kJ/m²K	**Surface mass**	793 kg/m²
Periodic thermal trasmittance	0,01 W/m²K	**Attenuation factor**	0,03	**Phase displacement**	16,72 h

Ti	Psi	Pri	φri	Te	Pse	Pre	φre
°C	Pa	Pa	%	°C	Pa	Pa	%
20	2337	1168	50	-12,1	215	95	44,4

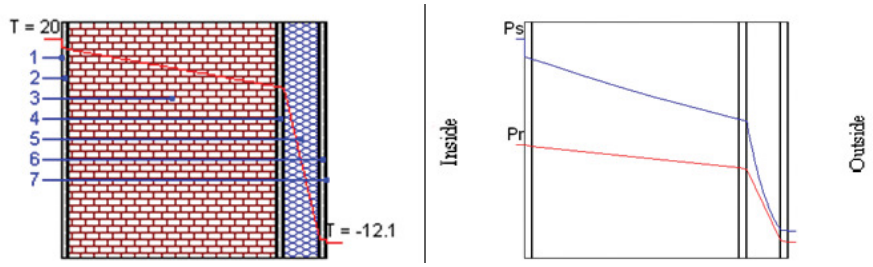


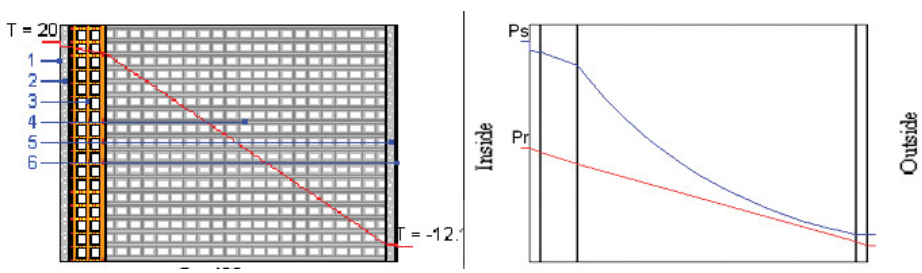
Table 5

Thermophysical parameters of the new walls structure and Glaser diagram

N	Layer descrition	s [mm]	λ [W/mK]	C [W/m²K]	Ms [kg/m²]	P<50*10¹² [kg/msPa]	C.S. [J/kgK]	R [m²K/W]
1	Boundary inside resistence	0		7,700			0	0,130
2	Plaster lime-gypsum	15	0,070	46,667	21,00	18,000	1000	0,021
3	Hollow brick	50		5,000	62,00	20,570	840	0,200
4	Half-full insulated brick	380		0,180	225,00	24,125	1000	5,550
5	Plaster lime-cement	15	0,700	46,667	21,00	18,000	1000	0,021
6	Boundary outside resistence	0		25,000			0	0,040

Resistence	5,963 m²K/W			Trasmittance	0,168 W/m²K
Total thickness	460 mm	Heat capacity per unit area	48,271 kJ/m²K	Surface mass	287 kg/m²
Periodic thermal trasmittance	0,01 W/m²K	Attenuation factor	0,01	Phase displacement	3,15 h

Ti	Psi	Pri	φri	Te	Pse	Pre	φre
°C	Pa	Pa	%	°C	Pa	Pa	%
20	2337	1168	50	-12,1	215	95	44,4



All structures doesn't subject **interstitial** and **superficial** condense. Maxim eligible value of the **superficial** quantity of condensate is with U=0,34 W/m²K for jennary critical month. Although the structure in *Table.3* is subject to **interstitial** condensation is however verified, because the quantity of the condensate of 0.0137 kg/m² evaporates in summer. We specify that the value of the phase displacement after 24 hours is restart in according to law. Thus in the table V it is considers only its excess value. Therefore, this structure has the phase displacement 27,15 h.

RHONE-ALPES REGION: A STRONG RESEARCH POLE ON ENERGY AND PHOTOVOLTAIC SILICON

G. CHICHIGNOUD, K. ZAIDAT, Y. DELANNOY, T. DUFFAR, E. BROCHIER, Y. FAUTRELLEX

SIMAP/EPM/GRENOBLE INSTITUTE OF TECHNOLOGY/CNRS, BP 75, 38402 SAINT MARTIN D'HÈRES CEDEX, France.

Rezumat. Regiunea Rhone-Alpes (RRA) este una din cele mai imporatnte zone de cercetare din Franţa. RRA reuneşte 1300 de cercetători implicaţi în domeniul energiei şi aplicatiilor sale. RRA a lansat un plan de acţiune în ordine să promoveze dezvoltarea activităţilor de cercetare în energiilor regenerabile. Energia solară este unul dintre subiectele principale promovate de grup după creearea Centrului Naţional pentru Energie Solara (INES) din Chambery. Dintre diverse teme legate de energia solară, prelucrarea siliciului pentru proiectarea eficientă a celulelor fotovoltaice reprezintă o prioritate. Cercetările asigură întreg procesul de elaborare a siliconului pur, construirea de plachete de silicon cu performanţă ridicată pentru integrarea acestora în celule.
Cuvinte Cheie: energie, captarea energiei, celule, celule fotovoltaice, eficienţa clădirilor.

Abstract. Region Rhone-Alpes (RRA) is one of the major research poles in France. RRA gathers around 1300 researchers involved in the field of energy and its applications. RRA has launched a plan of action in order to promote the development of the research activities on renewable energies. Solar energy is one the main topics supported by the cluster following the creation of the National Centre for Solar Energy (INES) in Chambery. Among the various topics related to solar energy, silicon processing for the design of efficient photovoltaic cells is one of the priorities. Researches cover the all chain from the elaboration of pure silicon, the building of silicon wafers with high performances to the final integration into the cells.
Keywords. Energy, energy harvesting, fuel cells, photovoltaic cells, building efficiency.

1. INTRODUCTION

Region Rhone-Alpes (RRA) is one of the major research poles in France. RRA gathers around 1300 researchers working in 46 research laboratories involved in the field of renewable energy and its applications including social and economical issues. In 2005 RRA has launched a plan of action in order to promote the development of the research activities on renewable energies [1]. The strategy is focused on :

- the will to promote cooperation between research teams working on the same subjects,
- the promotion of interdisciplinary project including various aspects like electrical engineering, materials sciences, economy,
- the coherence with other types of structures devoted to energy like "competitiveness poles", Carnot institutes etc.
- to foster scientific cooperation between university and industry.

Four main priorities corresponding to the main activities existing in RRA were defined:

- materials for energy
- energy and building
- storage and energy management
- renewable energy sources.

The research activities are concentrated in four main geographic poles: Grenoble, Lyon, Annecy- Chambéry and Saint Etienne (see Fig. 1).

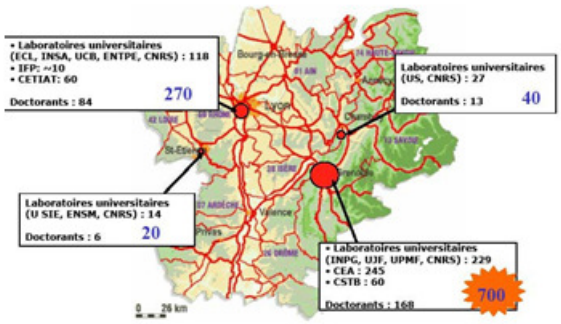


Fig. 1. Location of the research poles and corresponding number of researchers involved in the field of energy

A special recent thrust has been given to solar energy and its various applications. It is one of the main topics supported by the cluster supporting the

creation of the National Centre for Solar Energy (INES) in Chambery which gathers about 200 researchers. The support mainly consists of PhD grants completed with funding. In the period 2005-2010 the cluster Energy distributed 22 PhD grants and 1.5 MEuros.

2. THE VARIOUS CHALLENGES

The main priorities contain the actual challenge linked to renewable energies.

2.1. Materials for energy

The various processes producing energy are limited by the properties of the materials issues as well as their cost. There are various examples. As far as solar cells are concerned, the challenge consists in :

- using high efficiency silicon materials ;
- capturing the largest part of solar radiation as possible without heating to much the cell itself,
- reducing the amount of silicon in each cell to reduce the cost by developing thin film techniques.

As far as fuel cells are concerned, one of the main issues is linked to catalysis. The reduction of the amount of platinum which is used as a catalyser, could lead to a drastic reduction of the cell cost. An area of research (in CEA-Grenoble for example) consists in applying nano-technology concept in order to maximize the ratio surface- to- volume for the active platinum particles by developing nano-powder coating for example. Another key issue is the storage of hydrogen. Only some metals are able to store a significant amount of hydrogen, like magnesium or aluminium-nickel alloys. Furthermore, in order to increase the storage capacities researches are focused on the production of powders having porous micro-nano-structures. Materials issues are present also in generators, storage systems, batteries, electrolysers, building walls etc. Nanotechnologies are also of interest.

2.2. Energy and building

The global goal is to achieve positive consumption buildings. This is multidisciplinary fields involving once again material issues. As far the structure materials are concerned, it becomes necessary to work on the assembly of various different items involved in the energy budget such as glasses, lighting, heating and refrigeration. The researches performed in RRA are related to materials related to buildings like glass design, especially active glasses, sustainable insulating materials like vacuum panels, whose lifetime is often an issue. A research area also concerns the design of heat storage in walls by means of phase change materials. Coupled technico- and socio-economical issues are also taken into account, especially concerning the renovation purposes.

Fig. 2. Example of positive energy building : "Caserne de Bonne" in Grenoble (France)

2.3. Energy management

The energy consumption in RRA represents approximately 15% of the total French consumption. The electric energy comes from different sources, namely hydraulics, fossil fuel and nuclear plants, solar and wind intermittent energy. The issue is to couple different distributed and intermittent (sometimes dispersed) energy sources into a single reliable network. This leads to the concept of smart grids able to regulate the different electricity supplies and able to exploit and couple the various renewable sources of energy efficiently (e.g. sun, wind, water, biomass, fuel cells)

2.4. Storage and renewable sources

Storage of energy is complementary to the management issues, which result from the coupling of various types of electricity sources. The method and type of storage depend on the device used to produce energy. In the case of battery for example, attention is focused on the durability. Different types of storage are investigated. In the case of fuel cells, one important issue is related to the storage of hydrogen. This combines both a material issue, i.e., the nature of the metal able to catch the maximum amount of hydrogen via hydride formation on the surface of the metal particles. Here again it is necessary to increase the surface-to-volume parameter.

However, the overall process must ne analyzed in order to control and limit the temperature of the storage cell since the hydride reaction is strongly exothermic. The reliability of fuel cells is also of importance, especially for system able to work during several thousands hours.

Another interesting topic concerns the energy harvesting concept applied for micro- systems like watch, cell phones etc. The range of required electric power is illustrated in figure 3.

It covers at least 5 decades, meaning that several types of adapted sources must be invented. For example according to the consumption of the system, one may use various principles, namely vibration of piezo-electric materials, direct electromagnetic or electrostatic excitation, thermo-electric conversion etc.

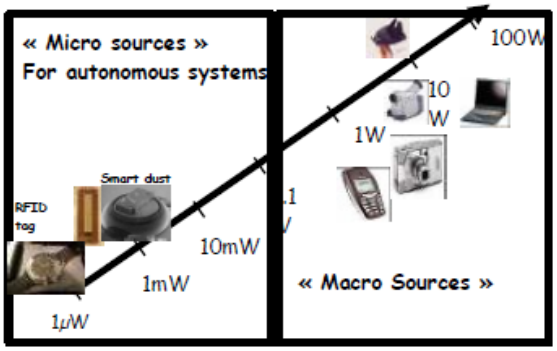


Fig. 3. Scale of consumption of different micro-macro-systems (from A. Bsiesy, Intercluster Seminar, Grenoble, 2008)

3. SILICON PROCESSING

An important activity in RRA is related to the photovoltaic industry. There exists many SMI involved in the field, like Photowatts Ind., Ferro-Pem, Apollon Solar. The photovoltaic industry has to face with an exponentially growing world demand on silicon as shown in figure 4. The same trend is observed in France (see figure 5). It is not surprising to find many active research groups working in that area.

The research topics cover the whole production chain, from the elaboration of the silicon raw materials, the production of wafers, their integration in global systems. The overall objective is to reduce the cost- per-produced Watt, which one of the main criteria.

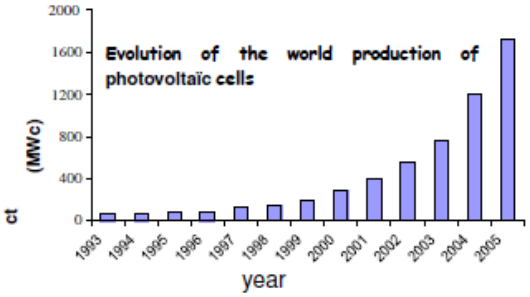
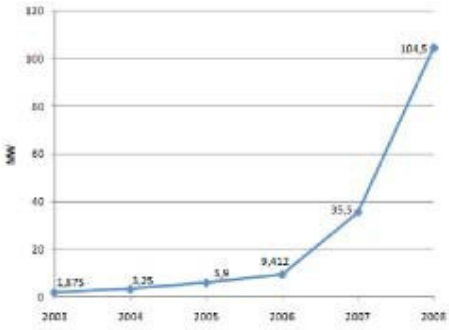


Fig. 4. Evolution of the world production of photovoltaic silicon



Progression du marché photovoltaïque annuel français raccordé au réseau. Les données 2003-2006 ont été réactualisées par l'ADEME en 2007 ; les données 2007-2008 sont issues des enquêtes de SER-SOLER (Source : SER-SOLER, ADEME)

Fig. 5. Evolution of the photovoltaic market in France

3.1. Silicon wafer production

The cost of silicon is continuously increasing on the market. It is of important to reduce the amount of silicon by using layer deposit techniques on metallic substrates (aluminium, iron etc.) in order to decrease the thickness from 300 mm to 150 mm.

Various routes are explored. The most common routes start from the reduction of silica to obtain raw silicon containing many impurities, the so-called metallurgical silicon. Then, the MG silicon is purified by removing undesirable species, like iron, boron, phosphorous. A recent promising device consists in using induction plasma torches impinging a silicon bath (figure 6) to remove the impurities at a high rate [5].

The silicon ingot is then solidified in batch furnaces then sliced into thin wafers. The thickness of the silicon wafers is around 300 µm whilst its efficiency may reach 15%. One major drawback of the process is the loss of materials (50% approximately) during the cutting.

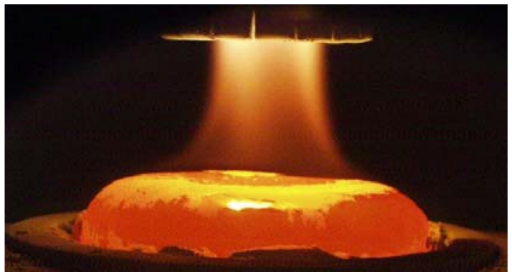


Fig. 6. View of the purification process by means of an induction plasma impinging the free surface of a silicon bath

3.2. New trends for photovoltaic cells

An alternative route consists in thin layer deposit by epitaxy on substrates. The advantages are the following:

(i) the layer thickness may be significantly smaller than with the previous system,
(ii) it is possible to increase the efficiency of the cell by multi-layer deposit, each layer being able to absorb a particular range of solar radiation spectrum (hetero-junction cells, nano-thread surfaces).

The future aim is to produce cells with a coating of 100 mm thick having efficiency around 30%. However, mass production for those types of quite sophisticated cells is still an issue, and further researches are ongoing.

4. CONCLUSION

Many other types of researches are undertaken in the various laboratories, and it was not possible to review all of them. For example Grenoble is very active as far as the development of superconducting flexible conductors with YBCO-based alloys using CVD techniques. This topic is of great importance for the transport of electricity. Social sciences are also present through various projects, for example on the promotion of the use of renewable energies in the city.

REFERENCES

[1] http://www.cluster-energies.fr
[2] Y. Bultel, K. Wiezell, F. Jaouen, P. Ozil and G. Lindbergh Investigation of mass transport in gas backing layer at the air cathode of a PEMFC, Electrochimica Acta, 51 (2005) 474-488.
[3] B. Rémiat, F. Souche, N. Enjalbert, R. Monna, Y. Veschetti, Investigation of a new process on the rear side of solar cells for thin silicon wafers, 22st European Photovoltaic Solar Energy Conference, September 2007, Milan, Italy.
[4] http://www.charon-rampillon.com/credits.php
[5] C. Trassy and Y. Delannoy, Method For Purifying Silicon For Photovoltaic Applications, French patent, FR2928641 (B1), 2010

ENERGY RECOVERY SYSTEMS FOR THE EFFICIENT COOLING OF DATA CENTERS USING ABSORPTION CHILLERS AND RENEWABLE ENERGY RESOURCES

Florea CHIRIAC, Victor CHIRIAC, Alexandru ŞERBAN

UNIVERSITY POLITEHNICA BUCHAREST, Romania

Rezumat: Studiul dezvoltă modelul analitic a unui sistem de recuperare al energiei pentru răcirea unui centru de date folosind resurse de energie regenerabile. Sistemul de răcire constă într-un răcitor cu absorţie, acţionat de energia termică recuperată din componentele Centrului de Date şi adiţional din energia solară acumulată extra.
Această lucrare include informaţii generale despre centrele de date şi o descriere detaliată a sistemului de recuperare de energeie propus.
Cuvant cheie: centru de date, răcitor cu absorpţie , energie solară.

Abstract: The study develops the analytical model of an energy recovery system for the cooling of a data center using renewable energy resources. The cooling system consists of an absorption chiller, driven by the thermal energy recovered from the Data Center components and additional extra solar energy.
The paper includes general information on data centers and a detailed description of the proposed energy recovery system.
Keywords: data centers, absorption chiller, solar energy.

1. INTRODUCTION

Several studies focused on the need to recover the thermal energy dissipated in data centers, given the large power consumption and associated power losses. It is generally accepted across the industry that the large power hungry data centers lack efficient energy recovery systems. However, most of the prior art [1 – 7] and associated studies have focused mostly on the design optimization and analysis of these data centers, without targeting the alternative recovery of the energy losses to the ambient.

The present study fills this gap, and proposes an efficient energy recovery system used to cool the equipments and to provide an optimal 'micro-climate' using the energy lost by the Data Centers. When the residual energy losses from the data centers are not sufficient to activate the cooling systems, it is suggested to use supplemental energy from alternative recovery systems mainly the solar energy, when available. Similarly, the geothermal energy and other alternative sources of energy can be used for the same purpose.

In principle, the heat dissipated to the ambient by the data center racks is used to vaporize the cooling agents and thus activate the absorption Br-water refrigeration unit and cool the water which in turn will be used to cool the data center environment.

When the thermal energy received from the data centers servers is not sufficient to activate the refrigeration unit, a dual system is proposed to heat the water needed for the absorption chiller, using solar energy or any other available regenerative heat source.

The current study will provide a solution for the optimal design of the data center/server cooling systems, the appropriate selection and the functional analysis of the absorption chiller together with the complementary heat exchangers required by the overall system.

The efficiency of the system is defined in terms of the Coefficient of Performance (COP), the ratio between the recovered energy from the system and the total power dissipated by the system. The COP values can reach 0.33 for a typical system.

1.1 Data Center Cooling – General Information

The cooling infrastructure is a significant part of a data center. The complex connection of chillers, compressors and air handlers create the optimal

computing environment, ensuring the longevity of the servers installed within.

The EPA's oft cited 2007 report predicted that the data center energy comsumption, if left unchecked, would reach 100 million kWh by 2011 with a corresponding energy bill of $ 7.4 billion. This conclusion is not strictly based on Moore's law or by the need for greater bandwidth. In light of these news, the industry is turning a critical eye towards cooling, recognizing both the inefficiencies of current approaches and the improvements possible through new technologies. The information is design to assist the data center professionals who must balance the growing demand for computing power with the pressure to reduce energy consumption.

Until recently, no standard measurement existed for Data Center efficiency. The Green Grid, a consortium promoting responsible energy use within critical facilities has successfully introduced two new terms; Power Usage Efficiency (PUE) and Data Center Infrastructure Efficiency (DciE).

1.2. Power Usage Effectiveness (PUE)

PUE is derived by dividing the total incoming power by the IT equipment load. The total incoming power includes, in addition to the IT load, the data center's electrical and mechanical support systems such as chillers, air conditioners, fans, and power delivery equipment. Lower results are better, as they indicate more incoming power is consumed by IT equipment instead of the intermediary, support equipment.

Cooling can be a major player in PUE measurement. Consider the following diagram [2][3], where the combination of the chiller, humidifier, and CRAC consume 45% of the total energy coming into the facility.

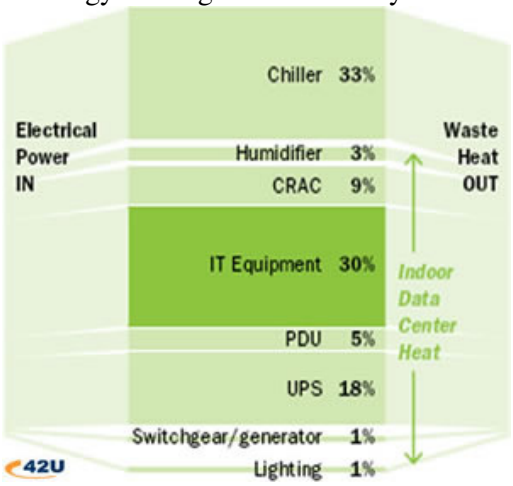


Fig.1. Where does the energy go?
(Source: The Green Grid)

The Uptime Institute approximates an industry average PUE of 2.5. There are no tiers or rankings associated with the values, but PUE allows facilities to benchmark, measure, and improve their efficiency over time. Companies with large-scale data center operations, like Google and Microsoft, have published their PUE. In 2008, Google had an average PUE of 1.21 across their six company data centers. Microsoft's new Chicago facility calculated an average annual PUE of 1.22.

1.3. Data Center Infrastructure Efficiency (DCiE)

DCiE is the inverse of PUE-Total IT Power/Total Facility Power x 100%. DCiE presents a quick snapshot into the amount of energy consumed by the IT equipment. To examine the relationship between PUE and DCiE, "A DCiE value of 33% (equivalent to a PUE of 3.0) suggests that the IT equipment consumes 33% of the power in data center."

ASHRAE released their "2008 ASHRAE Environmental Guidelines for Datacom Equipment" which expanded their recommended environmental envelope as follows:

Table I.

	2004 Version	2008 Version
Temperature	20°C (68°F) to 25°C (77°F)	18°C (64.4°F) to 27°C (80.6°F)
Humidity	40% RH to 55% RH	5.5°C DP (41.9°F) to 60% RH & 15°C DP (59°F DP)

The cooling systems are categorized into air-cooled and liquid-cooled systems. The definitions of these categories are:

• **Air Cooling** – Conditioned air is supplied to the inlets of the rack / cabinet for convection cooling of the heat rejected by the components of the electronic equipment within the rack. It is understood that within the rack, the transport of heat from the actual source component (e.g., CPU) within the rack itself can be either liquid or air based, but the heat rejection media from the rack tothe terminal cooling device outside of the rack is air.

• **Liquid Cooling** – Conditioned liquid (e.g., water, refrigerant, etc., and usually above dew point) is channeled to the actual heat-producing electronic equipment components and used to transport heat from that component where it is rejected via a heat exchanger (air to liquid or liquid to liquid) or

extended to the cooling terminal device outside of the rack.

1.4. Air Cooling Overview

Air cooling is the most common source of cooling for electronic equipment within datacom rooms. Chilled air is delivered to the air intakes of the electronic equipment through underfloor, overhead, or local air distribution systems. Current industry guidelines recommend that electronic equipment be deployed in a hot-aisle/cold-aisle configuration (as illustrated in Figure 1-1) (ASHRAE TC 9.9 2004). On each side of the cold aisle, electronic equipment is placed with the intakes (fronts) facing the cold aisle. The chilled air is drawn into the intake side of the electronic equipment and is exhausted from the rear of the equipment into the hot aisle.

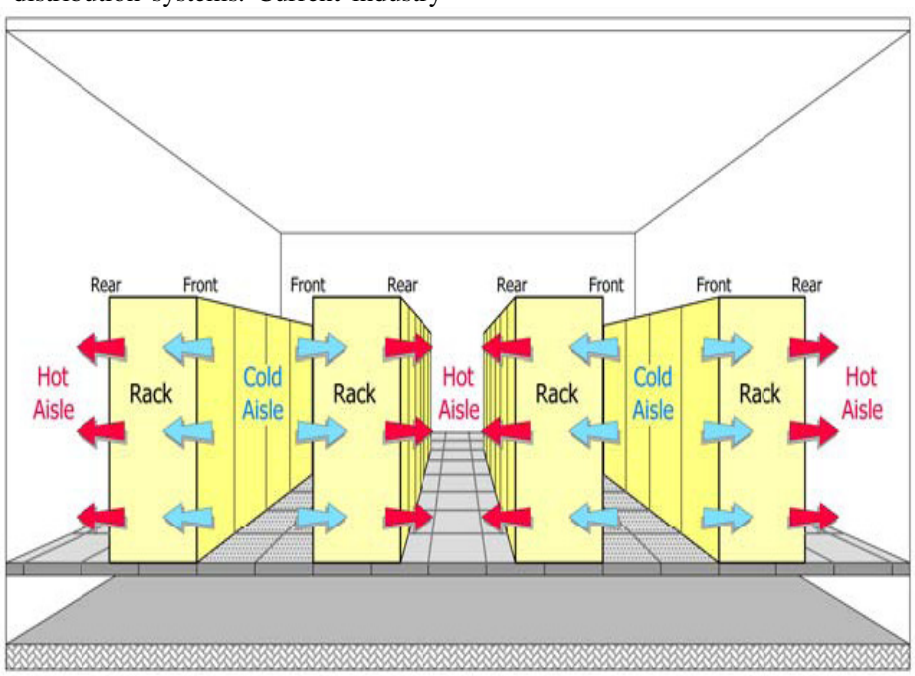


Fig. 2. Hot-aisle/cold-aisle cooling principle

In an underfloor distribution system, chilled air is distributed via a raised floor plenum and is introduced into the room through perforated floor tiles (Figure 1-2) and other openings in the raised floor (i.e., cable cutouts).

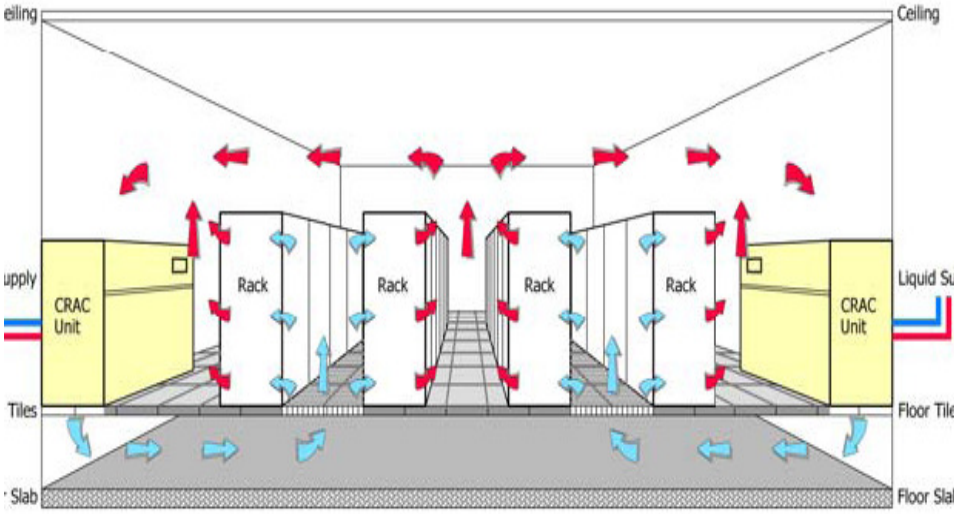


Fig.3. Raised floor implementation using baffles to limit hot-aisle/cold-aisle "mixing."

1.5. Liquid-Cooled Computer Equipment

Most computers are cooled with forced air. With the increased microprocessor power densities and rack heat loads, some equipment requires liquid cooling to maintain the equipment within the environmental specifications required by manufacturers. The liquids considered for cooling electronic equipment are water, FluorinertTM, or refrigerant. Manufacturers normally supply the cooling system as part of the computer equipment and the liquid loop would be internal to the equipment. The transfer of heat from the liquid-cooled computer system to the environment housing the racks takes place through a liquid-to-water or water/glycol heat exchanger.

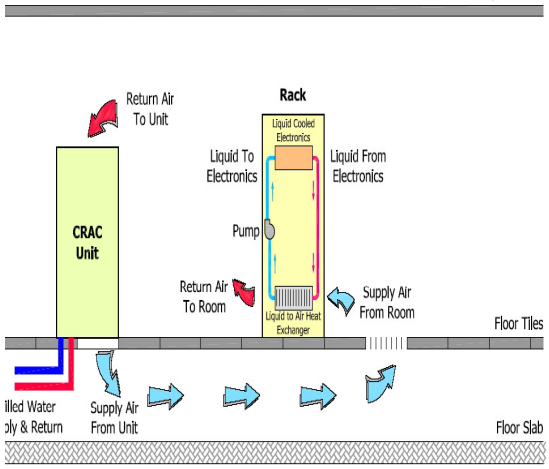


Fig.4 Internal liquid cooling loop restricted within rack extent.

Figures 1-5 and 1-6 depict the two possible liquid-cooled systems. Figure 1-4 shows a liquid loop internal to the rack where the exchange of heat with the room occurs with a liquid to air heat exchanger. In this case the rack appears as an aircooled rack to the client and is classified as an air-cooled system. It is included here show the evolution to liquid-cooled systems.

Figure 1-5 depicts a similar liquid loop internal to the rack used to cool the electronics within the rack, but in this case the heat exchange is with a liquid to chilled water heat exchanger. Typically the liquid circulating within the rack is maintained above dew point to eliminate any condensation concerns. Figure 1-4 depicts a design very similar to Figure 1-4 but where some of the primary liquid loop components are housed outside the rack to permit more space within the rack for electronic components.

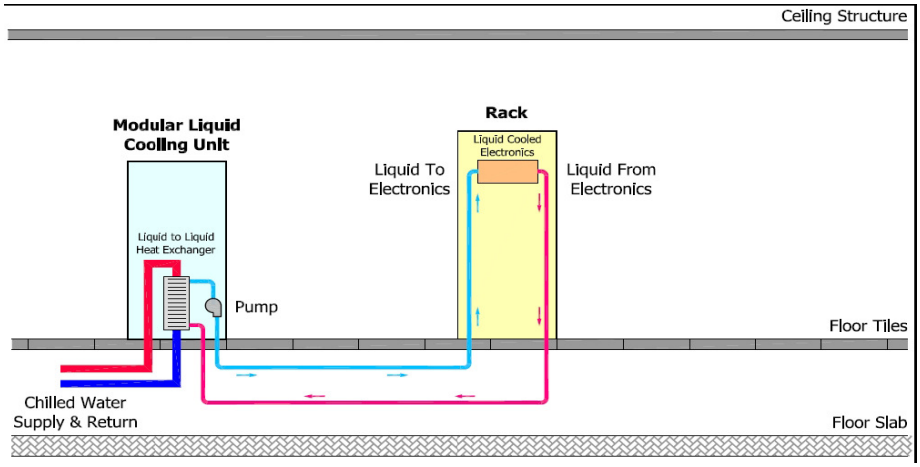


Fig.5. Internal liquid cooling loop extended to liquid-cooled external modular cooling unit.

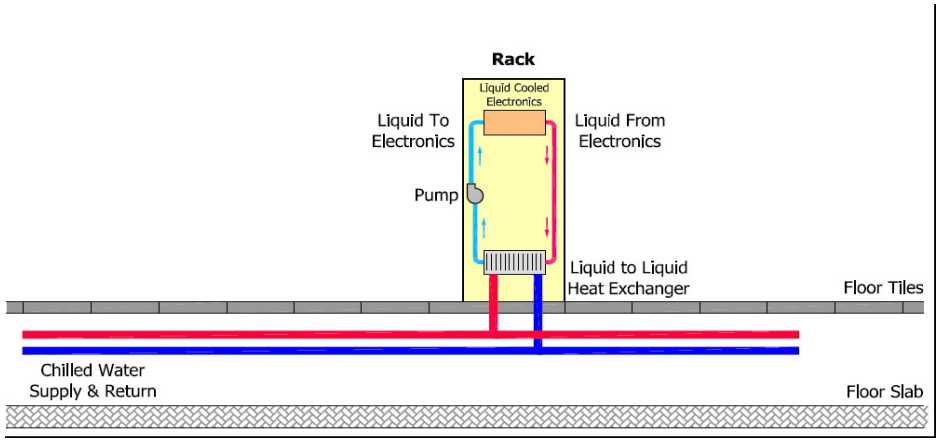


Fig.6. Internal liquid cooling loop with rack extents, liquid cooling loop external to racks.

Figure 6 Internal liquid cooling loop with rack extents, liquid cooling loop external to racks.

Liquid Coolants for Computer Equipment

The liquid loops for cooling the electronics shown in Figures 1-4, 1-5, and 1-6, [1], are typically of three types:

a) FluorinertsTM (fluorocarbon liquids);
b) Water (or water/glycol mix);
c) Refrigerants (pumped and vapor compression).

2. PROPOSED RECOVERY ENERGY SYSTEM

As seen in Figure 1, only 30% of the total data center power is used to drive the server activity, while the remainder is lost as heat to the surroundings. Therefore, in the paper we are proposing to increase the efficiency of the power in the system [DCiE], by recycling the lost energy and by using it primarily to cool off the system equipment. The main energy recycling process occurs at the IT level, by recycling the server rack dissipated power and using it to power an absorption based refrigeration plant preparing the water necessary for the data center cooling. Additionally, the energy from the data center ambient air is recycled as well, yet this happens at a lower temperature (and exergy levels), thus the use of over 75C heated water needed to activate the absorption chiller is not possible.

Figure 2-1 shows the schematic of the IT energy recycling system and the hot water preparation process for the absorption chiller, to further prepare the chilled water needed to cool off the environment (climatization). The system components are specified below.

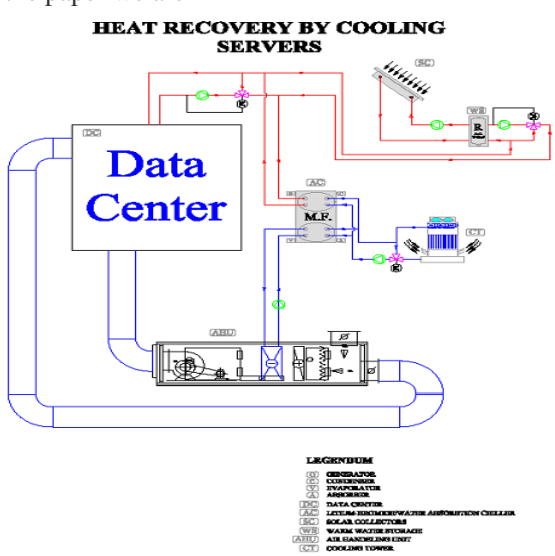


Fig.7. Heating Recovery System by cooling Servers and the Absorption LiBr/H2O Chiller driven by this energy to Prepare Cold Water for Conditioning of the Data Center.

The system operates as follows; the heat is taken from the data center servers while vaporizing a refrigerant (more details in next section) and transferred in a heat exchanger by condensing the water which heats over 75C. The warm water enters the Absorption Chiller generator and will prepare the cold water which further enters the Air Handling Unit [AHU], which will further enable Air Conditioning for the Data Center Environment. When the heat coming from Servers is not enough for the process, additional thermal energy from Solar Collectors [SC] is employed. This energy is stored in tank R, then is distributed to the Absorption Chiller generator to add to existing energy needed to activate the Chiller. The System has a Cooling Tower which will take the heat dissipated by the Chiller absorber and condenser Units. This heat can be reused for other practical purposes, such as the AHU air heating, also preparing utilitary/sanitary water.

2.1 Energy Balance for the Energy Recovery System for Proposed Data Center Cooling

The various component powers are defined as follows:

$\dot{Q}_S$ – server thermal power, kW;

$\dot{Q}_{SC}$ – solar thermal power, kW;

$\dot{Q}_G$ – thermal power of generator G (from chiller MF), kW;

$\dot{Q}_E$ – power needed to cool the air, kW

Where:

$$\dot{Q}_G = \dot{Q}_S + \dot{Q}_{SC}$$

Chiller MF cooling power is thus:

$$\dot{Q}_E = COP \cdot \dot{Q}_G$$

COP is the chiller Coefficient of Performance, value ~ 0.6.

Also QTR is the cooling power in the Cooling Tower:

$$QTR = QC + QA = QG + QE,$$

Where:

QC = the thermal power of the condenser in the chiller unit

QA = the thermal power of the absorber in the chiller unit

QAHU, the thermal power of the cooling air unit in the Air Handling Unit is:

$$QAHU = QE$$

For a specific Data Center configuration with known thermal power dissipated by the servers (QS = 52 kW), need to calculate the thermal powers for the other components:

- The thermal power of the generator G: QG≈QS=52 kW;
- The refrigeration power: QE=0.6*52=31.2 kW;
- The cooling power of the solar system collector is assumed to be about half of the generator G: QS=0.5*QG=26 Kw;
- The thermal power of the Cooling Tower: QTR=52+31.2= 83.2 kW
- The thermal power in the AHU battery: QAHU=31.2 kW

Referring to Figure 1-1, with the given thermal powers calculated, the DATA CENTER infrastructure efficiency increases from ~ 33% to ~ 60%.

2. DETAILS ON SERVERS HEAT RECOVERY SYSTEMS

The cooling refrigerant is chosen such that it will not interact chemically with the electronic chips and packages to be cooled. The refrigerant absorbs the heat from the components and vaporizes, then heats up the water in the heat dissipation process while it condenses.

Two solutions are proposed: 1) the refrigerant is re-circulated over the surface of the pumps in the server using a pump (Fig. 3-1), and 2) the refrigerant circulates over the servers in a natural way, using a thermo-syphon (Fig 3-2). For both scenarios the racks are mounted in vertical position, unlike the typical horizontal position used for the air cooled systems.

First solution with pumps (Fig. 3) includes: Data Center DC, Server Plates - S, Pump Liquid – P, Liquid Distributor – D, Closed Server Room SR. The racks are placed in a room separated from the rest of the Data Center equipments. Below this encapsulated room is located the liquid refrigerant re-circulated through the distributor D via pump P over the server plaques in the form of a film. The refrigerant partially vaporizes by absorbing the heat from servers; the vapors rise towards condenser C and the remaining liquid is collected at the bottom of the encapsulated room.

The vapors will rise and further condense on the surface of the tubes with water which is heating up and is further distributed to the generator of the absorption chiller system.

The water is recirculated via a 3-way throttle device until it reaches the temperature required for the solution boiling in the generator.

The liquid refrigerant from condenser C returns to the system through distributor D. The power dissipated by the solution pump is negligible

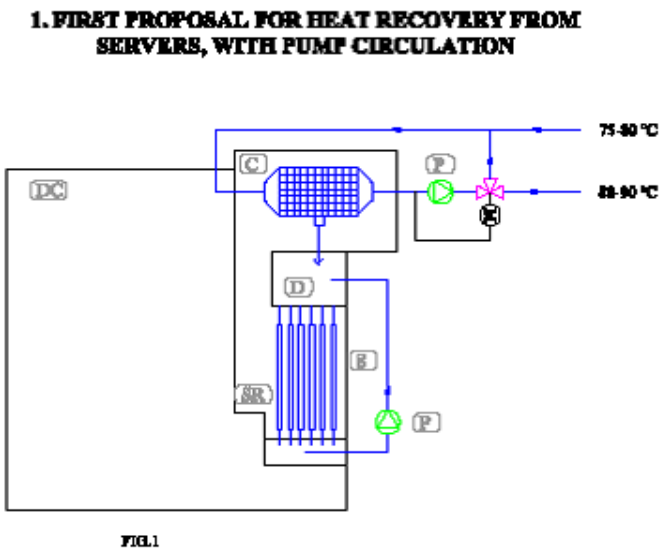


Fig.8. First heat recovery solution

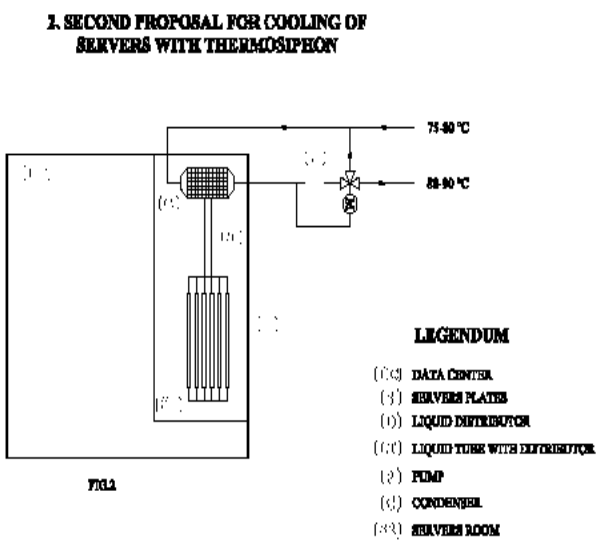


Fig.9. Second method for cooling servers

compared to the energy consumption inside the Data Center.

Data Center Option 1 (Fig. 3.1) – Design Example

A smaller Data Center is chosen, having 2 racks each with 60 server blades. Each server includes 2 CPU processors, dissipating 105W at about 90C temperatures. The overall thermal power dissipated by each rack is about 26 kW thus both racks will dissipate about 52 kW. Each sever is 0.3 x 0.7 square meters, about 1 mm thick. The racks are placed vertically, forming an overall height of about 1.5 meters.

The thermal power of the condenser is 52 kW; R123 is the chosen refrigerant, with a smaller saturation pressure at phase changing temperatures compared to other refrigerants. The vaporizing and condensing temperatures are To ~ Tc = 90C, while CU Ps = 6.4 bar. The latent vaporizing heat is 10 kJ/kg. Thus the mass flow rate needed to prepare hot water is $\dot{m}$=0.37 kg/s.

We choose the inlet/outlet chiller generator temperatures at 80/85C as seen also in Fig. 3-1; the hot water mass rate will be in this case $\dot{m}$w=2.5 kg/s. The refrigerant volumetric heat flow rate at 90C is $\dot{V}$= 0.3*10^{-3}m³/s[4.8 m³/h]. We double the

volumetric flow rate for the refrigerant recirculated in the pump, part of which will vaporize and the rest will return as liquid. The refrigerant pump will be chosen for a refrigerant volumetric flow rate of $\dot{V}t=0.6$ m³/s at an pressure of 10 Mpa. This refrigerant flow rate will provide satisfactory 0.5 mm coolant films on the server blades.

In Fig. 3-2 is presented the second solution, with the refrigerant circulated via a thermo-syphon. The components details are provided in the Legend. The refrigerant vapors will rise on the server blades due to the buoyancy force, then will condense on the surface of condenser C. There are 2 solutions to achieve the upward motion of the refrigerant, one using a custom built heat tube surrounding each server blade and a second option would be to build more server blades such that the condensation could follow a separate path.

Hence, the first solution (with recirculation pump) has several advantages over the second one, such as: design simplicity, lower power consumption required to activate the pump and the reliability of the system. The system will be built and tested in order to confirm these hypotheses.

3. CONCLUSIONS

The paper presents a novel solution of recovering the thermal energy dissipated by the data center server blades, using it to prepare hot water to activate a LiBr-HSO absorption chiller to prepare the cold water necessary to further cool the data center environment. When the additional energy dissipated by the Data Center is not enough to cover the inputs necessary for the cooling process via absorption, additional energy is provided by a solar system or other renewable energy system.

The heat dissipated by the server blades is absorbed by a liquid refrigerant which vaporizes then condenses and releases heat to warm up the water needed by the absorption chiller. The refrigerant is circulated via a pump, a superior solution to thermo-syphon. The pump is able to circulate twice the refrigerant flow rate, thus creating a 0.5 mm film on the surface of the blades, some of which participates in the vaporizing process. The proposed energy recovery system will lead to a COP of ~ 0.6, double of the 0.33 value for the system without recovery. The current study is purely theoretical, enabling a better understanding of what the pros/cons of building such a recovery system are to improve the efficiency; next step is to build an experimental setup to validate the proposed solution.

NOMENCLATURE

IT	Information technology.
CPU	Central Processing Unit.
CRAC	Computer Room Air Conditioning.
PCB	Printed Circuit Board.
PDU	Power Distribution Unit.
RAM	Random Access Memory.
UPS	Uninterruptible Power Modules

REFERENCES

[1] ASHRAE Datacom Series CD 2 EDITION: *Thermal Guidelines for Data Processing Environments, Power Trends and Cooling Applications, Design Considerations for Datacom Equipments Centers*.

[2] Cappuccio, D. (2008), *Creating Energy-Efficient, Low-Cost, High Performance Data Centers.* Gartner Data Center Conference, (p. 4). Las Vegas.

[3] EPA. (2007, August 2). *EPA Report to Congress on Server and Data Center Energy Efficiency*.

[4] McGuckin, P. (2008). *Taming the Data Center Energy Beast*. Gartner Data Center Conference, (p. 5). Las Vegas.

[5] Sullivan, R. (2002). *Alternating Cold and Hot Aisles Provides More Reliable Cooling for Server Farms*.

[6] Green Grid. (2008, October 21). *Seven Strategies To Improve Data Center Cooling Efficiency*.

[7] The Green Grid. (2009). *The Green Grid: Home*.

[8] Keith E. Herold, Reinhard Rademacher, Sanford A. Klein, "*Absorption Chillers and Heat Pumps*", CRCPress

[9] Chiriac,F, Chiriac,V (2010), *An Overview and Comparison of Various Refrigeration Microelectronics Cooling* .NATO Conference, Bucharest,2010

[10] Chiriac, F, Gavriliuc, R., Dumitrescu, R .– "*Hybrid Ammonia Water Absorption System of Small and Medium Capacity*", *Proceedings of ASME IMECE'03*, Washington D.C., 2003.

[11] Chiriac, F., Ilie, A., Dumitrescu, R., 2003, "*Ammonia Condensation Heat Transfer in Air-Cooled Mesochannel Heat Exchangers*", *Proceedings of ASME IMECE*, Washington DC.

[12] Minea, V., and Chiriac, F, "*Hybrid Absorption Heat Pump with Ammonia/Water Mixture – some design guidelines and district heating application*", 2006, International Journal of Refrigeration, 29, pg. 1080 – 1091, ELSEVIER.

COMPARATIVE ANALYSIS OF WORKING FLUIDS IN SOLAR JOULE BRAYTON COGENERATION ENGINES

Gheorghe DUMITRAŞCU[1], Michel FEIDT[2], Bogdan HORBANIUC[1]

[1]"GHEORGHE ASACHI" TECHNICAL UNIVERSITY OF IASI, Romania.
[2] ENSEM-LEMTA, UNIVERSITY HENRI POINCARÉ OF NANCY, France.

Rezumat. Lucrarea include o analizã comparativã a influenţei naturii agentului de lucru asupra performanţelor unui ciclu solar cogenerativ Joule Brayton de micã putere. Schema constructivã a motorului Joule Brayton a presupus sistemul: compresor centrifug – turbinã centripetã – captator/concentrator de radiaţie solarã– recuperator intern de cãldurã, ce poate fi utilizat pentru puteri mici. S-au considerat trei posibili agenţi de lucru, aer, azot şi dioxid de carbon. Pentru a obţine rezultate numerice cât mai veridice, schema numericã de calcul a considerat cãlduri specifice variabile, rapoarte de comprimare şi randamente izentropice corespunzãtoare tipurilor de compresor şi turbinã adoptate, diferite grade de concentrare a radiaţiei solare prin intermediul temperaturii maxime pe ciclu. Analiza numericã a evidenţiat cã alegerea unui agent de lucru trebuie fãcutã pentru fiecare aplicaţie în parte, în funcţie şi de condiţii restrictive specifice diferite de cele termodinamice, cum ar fi de exemplu raportul dintre fluxul termic cerut de consumatorii de cãldurã şi puterea furnizatã impusã de consumatorii acestei utilitãţi energetice, tehnologii de fabricaţie şi valoarea investiţiilor specifice, etc.
Cuvinte cheie: ciclu solar cogenerativ Joule Brayton, agenţi de lucru, performanţe termodinamice, schemã logicã de calcul.

Abstract. The paper includes a comparative analysis of the effect of the working fluid type upon the performances of a small solar cogeneration Joule Brayton cycle. The engine scheme considered the setup: radial compressor – centripetal turbine – concentrating solar power (CSP) heat exchanger – internal recovering heat exchanger – and external cogeneration heat exchanger. They were evaluated three working fluids, air, nitrogen, and carbon dioxide. The numerical code involved variable heat capacities, compression ratios and isentropic efficiencies typical for the chosen compressors and gas turbine, and various solar radiation concentrating degrees by the intermediary of the maximum temperature on the cycle. The numerical analysis emphasized that the choosing of a certain working fluid must follow also extra non-thermodynamically based real operational restrictive conditions, such as for instance the operational heat per power ratio, technological approaches and specific financial investments etc.
Keywords: solar cogeneration Joule Brayton cycle, working fluids, thermodynamic performances, numerical algorhytm.

1. INTRODUCTION

The next future of energy systems must deliberate on their structure including besides classical energy systems, fueled and nuclear, new advanced and more and more widespread renewable based ones. These new systems are to be "standardized" by more points of view, for instance:

- ✓ thermodynamic criteria like power, first and second law efficiencies,
- ✓ technological methodologies adapted to small or large power systems, open for air or closed for other working fluids, compatible materials, design for assembling at the system operational start and disassembling at the system life end,
- ✓ financial issues as the specific investment,
- ✓ life cycle assessments, and so on.

This paper tried to find out if there are major effects of the working fluid nature upon the thermodynamic performances of the small solar Joule Brayton engines. The numerical analysis emphasized that the choosing of a certain working fluid must follow also extra, non-thermodynamically based, real operational restrictive conditions, for instance the operational heat per power ratio, technological approaches and specific financial investments etc.

2. MATHEMATICAL ALGORHYTM

2.1. Hypotheses

The operational cycle is sketched in Figure 1. The successively processes are:

- 1 – 2r irreversible compression,
- 2r – 3r irreversible pre-heating by internal heat recovering,
- 3r – 4r irreversible heating by solar radiation,
- 4r – 5r irreversible expansion,
- 5r – 6r irreversible cooling by internal heat recovering,
- 6r – 7r irreversible cooling by cogeneration,
- 7r – 1 irreversible cooling by releasing out the exhaust heat.

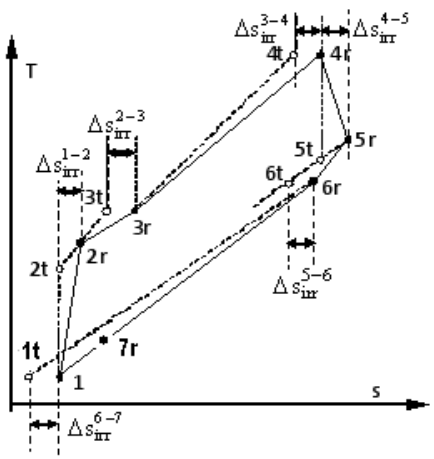


Fig. 1. *The solar cogeneration Joule Brayton cycle*

The adopted assumptions on the cycle are:

- the minimum temperature on the cycle
  $T_1 = 293.15$ K;
- the maximum temperature on the cycle
  T_{4r} =873.15 / 1073.15 / 1273.15 / 1473.15 K;
- compression ratios
  $\pi_C = p_2/p_1 = 2.5 / 3.5 / 4.5$
- isentropic efficiencies
  $\eta_C = 0.8$, $\eta_T = 0.8$;
- mechanical power loss: 1%;
- effectiveness of internal heat exchanger
  $\varepsilon_{recov} = 0.95$;
- irreversible pressure drops by
  $p_{3r}/p_{2r} = 0.98$, $p_{4r}/p_{3r} = 0.99$, $p_{6r}/p_{5r} = 0.970$, $p_{6r}/p_{7r} = 0.955$, and $p_{7r}/p_1 = 0.9975$;
- heat capacities evaluated by polynomials of 4th order;
- ideal gas constants compiled as mean values of the difference between the constant pressure heat capacity and the constant volume heat capacity, on the range 20 – 1300 degrees Celsius.

2.2. Basic relations

- Heat capacities interpolated by polynomials:

$$c_p = a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2 + a_3 \cdot T^3 + a_4 \cdot T^4$$
$$c_v = b_0 + b_1 \cdot T + b_2 \cdot T^2 + b_3 \cdot T^3 + b_4 \cdot T^4 \quad (1)$$

- Mean adiabatic exponents of reversible adiabatic process 1 – 2t and 4r – 5t:

$$\gamma_{12} = \frac{\int_{T_1}^{T_{2t}} c_p \cdot dT}{\int_{T_1}^{T_{2t}} c_v \cdot dT}, \quad \gamma_{45} = \frac{\int_{T_{4r}}^{T_{5t}} c_p \cdot dT}{\int_{T_{4r}}^{T_{2t}} c_v \cdot dT} \quad (2)$$

- Isentropic efficiencies of irreversible adiabatic process 1 – 2r and 4r – 5r:

$$\eta_C = \frac{\int_{T_1}^{T_{2t}} c_p \cdot dT}{\int_{T_1}^{T_{2r}} c_p \cdot dT}, \quad \eta_T = \frac{\int_{T_{4r}}^{T_{5r}} c_p \cdot dT}{\int_{T_{4r}}^{T_{5t}} c_p \cdot dT} \quad (3)$$

- Mean ideal gas constants over a temperature range, from T_{min} to T_{max}:

$$R = \frac{\int_{T_{min}}^{T_{max}} \left(c_p - c_v\right) \cdot dT}{T_{max} - T_{min}} \quad (4)$$

- Effectiveness of internal recovering heat exchanger, knowing that the flow heat capacity rate along the process 2r – 3t is smaller than that along the process 5r – 6t, since the specific heat capacity is larger while the temperature is larger:

$$\varepsilon_{recov} = \frac{\int_{T_{2r}}^{T_{3t}} c_p \cdot dT}{\int_{T_{2r}}^{T_{5r}} c_p \cdot dT} \approx \frac{T_{3t} - T_{2r}}{T_{5r} - T_{2r}} \quad (5)$$

- Pressures and temperatures:

$$p_1 = 1 \text{ bar}, \; p_{2t} = p_1 \cdot \pi_C, \; p_{2r} = p_{2t}, \; p_{3t} = p_{2r},$$
$$p_{3r} = 0.98 \cdot p_{3t}, \; p_{4r} = 0.99 \cdot p_{3r}, \quad (6)$$
$$p_{7r} = \frac{p_1}{0.9975}, \; p_{6r} = \frac{p_{7r}}{0.955}, \; p_{5r} = \frac{p_{6r}}{0.97}$$

$$T_1 = 293.15 \text{ K}, \; T_{3t} = T_{3r}, \; T_{4t} = T_{4r}, \; T_{6t} = T_{6r}, \; T_{7r} = 363.15 \text{ K} \quad (7)$$

2.3. Basic numerical code equations

- Reversible adiabatic compression 1 – 2t:

$$T_{2t} = T_1 \cdot \left(\frac{p_{2t}}{p_1} \right)^{(\gamma_{12}-1)/\gamma_{12}} \tag{8}$$

Solving this equation by an iterative method, e.g. trial and error, it yields the temperature T_{2t}.

- Irreversible adiabatic compression 1 – 2r:

$$\eta_C \cdot \int_{T_1}^{T_{2r}} c_p \cdot dT = \int_{T_1}^{T_{2t}} c_p \cdot dT \tag{9}$$

By using also an iterative method, from this equation it results T_{2r}.

- Reversible adiabatic expansion 4r – 5t:

$$T_{5t} = T_{4r} \cdot \left(\frac{p_{5t}}{p_{4r}} \right)^{(\gamma_{45}-1)/\gamma_{45}} \tag{10}$$

From this equation it yields the temperature T_{5t}, by means of an iterative method, e.g. trial and error.

- Irreversible adiabatic expansion 4r – 5r:

$$\eta_T \cdot \int_{T_{4r}}^{T_{5t}} c_p \cdot dT = \int_{T_{4r}}^{T_{5r}} c_p \cdot dT \tag{11}$$

A similar way of solving this equation, it obtains T_{5r}.

- Internal heat recovering (3r – 4t) + (5r – 6t):

$$T_{3t} = \varepsilon_{recov} \cdot (T_{5r} - T_{2r}) + T_{2r}\,,\ T_{3r} = T_{3t} \tag{12}$$

$$\int_{T_{2r}}^{T_{3t}} c_p \cdot dT = -\int_{T_{5r}}^{T_{6t}} c_p \cdot dT\,,\ T_{6r} = T_{6t} \tag{13}$$

In equation (11) we impose ε_{recov}, and thus it obtains T_{3t}. The equation (12) can be solved numerically by an iterative method and gives T_{6t}.

- Specific powers interactions:

$$w_C = -\int_{T_1}^{T_{2r}} c_p \cdot dT \tag{14}$$

$$w_T = -\int_{T_{4r}}^{T_{5r}} c_p \cdot dT \tag{15}$$

$$w_{cycle} = w_T + w_C\,,\ w_{supplied} = 0.99 \cdot w_{cycle} \tag{16}$$

- Specific heat rate interactions:

$$q_{solar} = \int_{T_{3r}}^{T_{4t}} c_p \cdot dT \tag{17}$$

$$q_{cog} = \int_{T_{6r}}^{T_{7r}} c_p \cdot dT \tag{18}$$

$$q_{exhaust} = \int_{T_{7r}}^{T_1} c_p \cdot dT \tag{19}$$

- First law efficiencies:

$$\eta_w = \frac{w_{supplied}}{q_{solar}} \tag{20}$$

$$\eta_{cog} = \frac{w_{supplied} + q_{cog}}{q_{solar}} \tag{21}$$

3. NUMERICAL RESULTS

The numerical results are shown in Figures 2 to 10.

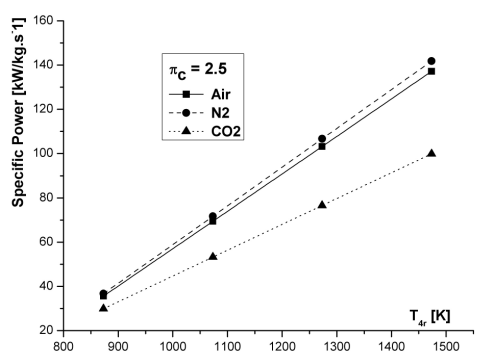


Fig. 2. *Specific power versus maximum temperature on the cycle.* $\pi_C = 2.5$

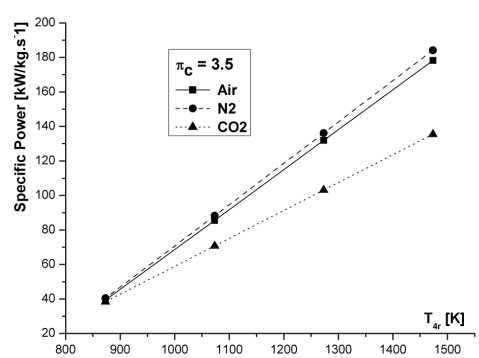


Fig. 3. *Specific power versus maximum temperature on the cycle.* $\pi_C = 3.5$

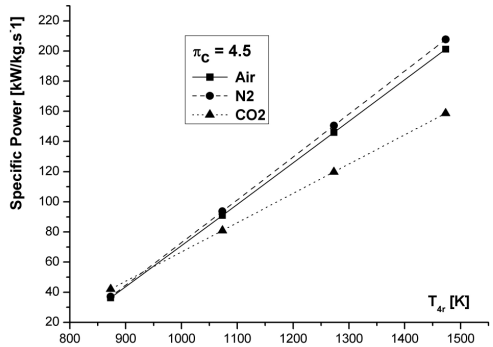


Fig. 4. *Specific power versus maximum temperature on the cycle.* $\pi_C = 4.5$

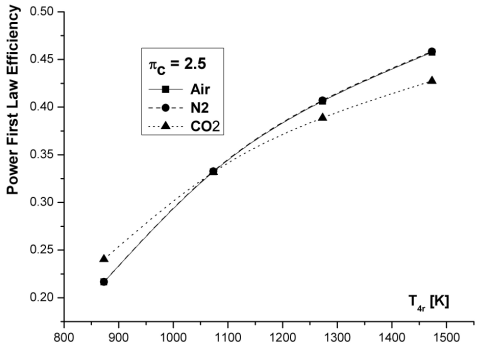


Fig. 5. *Power first law efficiency versus maximum temperature on the cycle.* $\pi_C = 2.5$

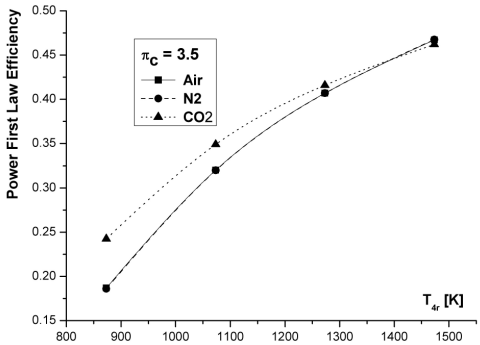


Fig. 6. *Power first law efficiency versus maximum temperature on the cycle.* $\pi_C = 3.5$

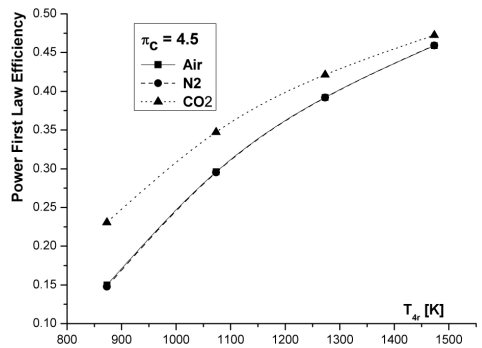


Fig. 7. *Power first law efficiency versus maximum temperature on the cycle.* $\pi_C = 4.5$

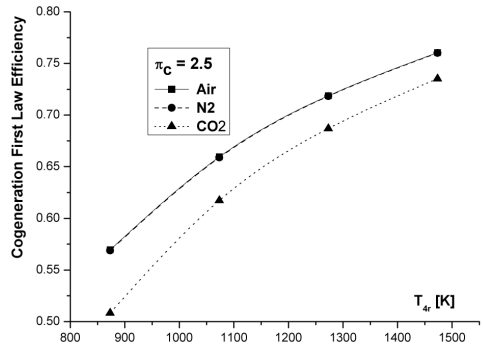


Fig. 8. *Cogeneration first law efficiency versus maximum temperature on the cycle.* $\pi_C = 2.5$

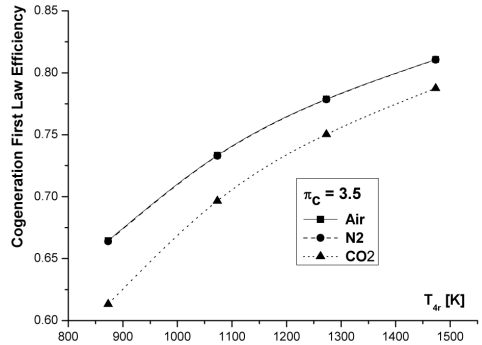


Fig. 9. *Cogeneration first law efficiency versus maximum temperature on the cycle.* $\pi_C = 3.5$

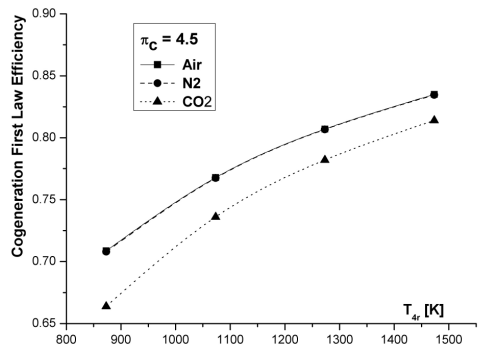


Fig. 10. *Cogeneration first law efficiency versus maximum temperature on the cycle.* $\pi_C = 4.5$

4. CONCLUSIONS

The numerical results revealed that the nature of the working fluid is controlling the performances of the solar cogeneration cycle. At a first look, we cannot say which working fluid is more appropriate to solar applications.

The main conclusions emphasize that:

- the air and nitrogen are quite similar in effects on the specific power and the first law efficiencies,
- the specific power supplied by the carbon dioxide is smaller that those supplied by air and nitrogen,
- the power first law efficiencies of carbon dioxide really can compete with those of air/nitrogen, especially at larger compression ratios and at lesser T_{4r},
- for the carbon dioxide, the cogeneration first law efficiencies are smaller than those for air and nitrogen; the cogeneration first law efficiencies might be actually compared in a specific solar application, when the ratio of cogenerated heat to supplied power is imposed by customers.

REFERENCES

[1] Gheorghe Dumitrascu, Aristotel Popescu – *Influence of Working Fluid Properties on Internal Irreversibility of Power Systems*. IMECE2010 – 40467, Proceedings of the ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, November 12-18, 2010, Vancouver, British Columbia, Canada

[2] Lingen Chen, Wanli Zhang, Fengrui Sun – *Power, efficiency, entropy-generation rate and ecological optimization for a class of generalized irreversible universal heat-engine cycles*. Applied Energy 84 (2007) 512–525

[3] S.K. Tyagi, G.M. Chen, Q. Wang, S.C. Kaushik – *Thermodynamic analysis and parametric study of an irreversible regenerative-intercooled-reheat Brayton cycle*. International Journal of Thermal Sciences 45 (2006) 829–840

[4] Wanli Zhang, Lingen Chen, Fengrui Sun – *Power and efficiency optimization for combined Brayton and inverse Brayton cycles.* Applied Thermal Engineering 29 (2009) 2885–2894

CALCUL DE PERFORMANŢĂ ENERGETICĂ PENTRU CASA PASIVĂ DIN UNIVERSITATEA POLITEHNICĂ BUCUREŞTI

Emilia-Cerna MLADIN, Ioana UDREA, Romeo POPA, Radu ANDONE, Madalina ANASTASIU, Adriana MILANDRUX

UNIVERSITEA POLITEHNICA DIN BUCUREŞTI, Romania.

Rezumat. În această lucrare sa realizat un calcul de performanţă energetică pentru o casă pasivă amplasată în Bucureşti ce cuprine două locuinţe cuplate realizate în oglindă. Acest calcul s-a realizat cu programul Passive House Planning Package (PHPP), versiunea 2007. Acesta cuprinde un calcul detaliat bazat pe date de intrare privind arii, volume, alcătuirea pereţilor, tipul tamplăriei, valoarea punţilor termice, necesarul de aer de ventilare, tipul şi performanşa tuturor elementelor de instalaţie din dotare, numarul şi tipul aparatelor electrocasnice, numărul utilizatorilor permanenţi, precum şi datele climatice.
Cuvinte cheie: casă pasivă, energie, punte termică.

Abstract. In this paper was made a calculus of energy performance for a passive house located in Bucharest that included two coupled homes made in mirror. This calculation was done with the program Passive House Planning Package (PHPP), version 2007. It includes a detailed calculation based on input data of areas, volumes, wall composition, such as carpentry, the thermal bridges, ventilation air requirements, type and performance for all elements of the installation of equipment, number and type of appliances, the number of regular users and climate data.
Keywords: passive house, energy, thermal bridges.

1. INTRODUCERE

Criza tot mai pronuntata a resurselor fosile ne ofera sansa de a cauta solutii care polueaza mai putin mediul inconjurator si care ne (re)integreaza in dinamica naturala a planetei pe care o locuim. Concepte precum durabilitate sau abordare ecologica (numita adeseori "verde") au patruns adanc in politici si strategii nationale, in documente legislative, in managementul general al firmelor, in modul nostru intrinsec de a gandi si de a actiona. In acest context, interesul general pentru diminuarea energiei consumate la nivelul cladirilor a condus in ultimii ani la definirea mai multor tipuri arhitecturale de cladiri, dotate cu instalatii astfel incat sa necesite un minim de energie primara din combustibili fosili. Denumite, printre altele, case cu consum redus, case autonome, case cu amprenta zero de carbon, case cu energie pozitiva, case pasive sau, mai recent, case active, toate reprezinta incercari de a redefini modul in care construim si utilizam cladirile, fie ele rezidentiale sau cu alta functionalitate. Odata cu nivelul de constientizare, nivelul de exigenta a crescut continuu, de la considerarea numai a consumurilor de energie majore (de exemplu, energia termica pentru incalzirea spatiilor), pana la includerea tuturor consumurilor de energie asociate cu durata de viata a cladirii (energia consumata pentru producerea materialelor de constructie, pentru construirea cladirii, pentru operarea cladirii si pentru demolarea ei viitoare). Conceptul de casa pasiva a fost definit prima data de Prof. Bo Adamson si de Dr. Wolfgang Feist in 1988. Dezvoltand o serie de proiecte de cercetare si beneficiind de asistenta financiara a statului german, dr. Wolfgang Feist a infiintat Passivhaus-Institut in Darmstadt, Germania in anul 1996. Succesul acestui concept a crescut enorm cu fiecare an, azi putandu-se numara zeci de mii de cladiri recunoscute ca fiind "case pasive", atat in Europa dar si in Statele Unite ale Americii. Desi gandit initial pentru cladiri rezidentiale, conceptul a fost extins rapid la gradinite, scoli sau cladiri de birouri. Remarcabil este faptul ca s-a acceptat voluntar o investitie majorata pentru a realiza o performanta de utilizare a energiei situata mult peste prevederile minime normate prin legile din fiecare tara. Passivhaus-Institut a elaborat cu grija

recomandari detaliate de realizare si criterii de performanta clare, acordand cu mare scrupulozitate Certificatul de Casa Pasiva, atat la faza de proiect, cat si dupa realizarea si monitorizarea functionarii cladirii (www.passiv.de). Casa pasiva este cladirea in care se poate mentine un climat interior confortabil fara sisteme active de incalzire sau racire. Ea se incalzeste si se raceste aproape singura, deci este "pasiva". Pentru clima europeana, o cladirea este certificata ca fiind pasiva daca se consuma o energie primara inferioara valorii de 120 kWh/m2an, iar necesarul de energie termica finala pentru incalzire/racire este sub 15 kWh/m2an, raportat la suprafata incalzita utila a cladirii. Orice alt necesar de energie trebuie asigurat din resurse regenerabile de energie. Raportat la cladirile de locuit din Romania, o cladire pasiva, indiferent de functiunea ei, consuma energie termica finala pentru incalzire reprezentand cca. 8% fata de o cladire conventionala de locuit sau cca. 15% fata de o cladire rezidentiala reabilitata sau cca. 20% fata de o cladire rezidentiala noua. Limitarile cuprind si sfera economica, stiut fiind ca o investitie mult superioara conduce cu usurinta la performante superioare. Astfel, o cladire pasiva este eficienta economic daca toate costurile cu investitia initiala si cu utlizarea ei pe durata a 30 de ani egaleaza costurile similare asociate unei cladiri conventionale noi. Comunitatea Europeana a fost mult sensibilizata la acest concept. Comisia Europeana a finantat o serie de proiecte, dintre care amintim proiectul CEPHEUS (1998-2001) privind casele pasive eficiente economic ca posibile standarde europene (Program THERMIE) si proiectul PASS-NET (2007-2010) care a contribuit la realizarea unei retele europene de promovare a conceptului de casa pasiva si a unei baze de date, la nivel international, pentru case pasive (Program Intelligent Energy-Europe). Mai mult, Planul de Actiune pentru eficienta energetica dezbatut de CE in 2007 include propunerea ca incepand cu anul 2011, toate cladirile noi sa respecte standardele casei pasive sau macar sa fie dotate cu solutii pasive de incalzire si/sau racire. In prezent, sunt active trei directive europene care prevad masuri de performanta energetica si energie curata pentru tot fondul construit de cladiri: Directiva 2006/32/CE - privind eficienta energetica la utilizatorii finali siserviciile energetice, Directiva 2009/28/CE – privind promovarea utilizarii energiei din surse regenerabile, si Directiva 2010/31/CE – privind performata energetica a cladirilor. Exigentele casei pasive care deriva din criteriile care o definesc sunt urmatoarele:

- Elemente opace de anvelopă termoizolate, cu U < 0,15 W/m2K; punţi termice @ 0
- Fereastra (vitraj + ramă) cu U < 0,80 W/m2K, g @ 50%
- Schimbul de aer prin neetanşeităţi n50 < 0,6 h-1
- Preîncălzirea aerului proaspăt în canale subterbane şi/sau recuperare din aerul uzat (h > 75...80%)
- Apa caldă produsă (parţial sau total) pasiv cu energie solară
- Lampi de iluminat interior eficiente
- Aparatură electrocasnică de clasă energetică cel putin A;
- Recuperarea eficienta a caldurii aerului evacuat cu schimbator de caldura aer-aer (rata de recuperare > 80%)

Punctele sensibile in construirea unei case pasive sunt puntile termice, care trebuie diminuate pana aproape de zero prin solutii constructive si de termoizolare corespunzatoare, vitraj cu trei foi de sticla si performante termice superioare, precum si etansarea deosebita care sa impiedice un schimb necontrolat de aer intre interiorul si exteriorul cladirii. Aerul proaspat si temperatura corespunzatoare realizarii confortului interior este furnizat printr-un sistem de ventilare mecanica, prevazut in mod obligatoriu cu un recuperator de caldura din aerul uzat evacuat. Incalzirea suplimentara a aerului pre-incalzit in recuperator este posibila numai in limita a cca. 10 W/m2, limitare rezultata din conditia ca temperatura acestuia sa nu depaseasca valoarea de risc la protectie de 50oC. Daca se constata prin calcul un necesar de putere termica mai mare de 10 W/m2, trebuie prevazute surse suplimentare de incalzire (corpuri statice cu agent cald sau plasme de radiatie).

2. DESCRIEREA CASEI PASIVE

Prezentul articol isi propune sa ilustreze un calcul de performanta energetica pentru casa pasiva, constructie in curs de finalizare, amplasata in campusul universitatii POLITEHNICA Bucuresti, ca rezultat al proiectului de inovare intitulat "Case pasive adecvate conditiilor climatice din Romania" realizat intr-un larg parteneriat coordonat de Institutul de Studii si Proiectari Energetice (contract 214/2008 finantat prin UEFISCDI) si cu participarea a numerosi sponsori firme de top producatoare si furnizoare de echipamente si materiale de contructii (http://casapasiva.pub.ro sau www.ispe.ro). Cladirea este amplasata in Bucuresti, pe o suprafata plana putin umbrita, cu orientare N-S si

cuprinde doua locuinte cuplate realizate in oglinda. Cele doua locuinte au caracteristici constructive identice, dar dotarea cu instalatii este usor diferita, pentru a realiza doua variante posibile de alimentare cu energie. Ele sunt prezentate in format generat prin simulare soft, in figura 1.

Caracteristicile constructive pentru o locuinta sunt urmatoarele:

- Arie construita 94,0 m2
- Arie incalzita utila 140,0 m2
- Volum de aer 435,3 m3
- Aria anvelopei la interior 406,6 m2
- Aria suprafetei vitrate 32,02 m2
- Numarul ocupantilor 4 persoane

Locuintele se desfasoara in plan parter si plan etaj mansardat, fiind dotate cu scara interioara deschisa. La parter se afla bucataria, livingul, sufrageria si camera tehnica unde este amplasat recuperatorul de caldura din sistemul de ventilare mecanica. La etaj se afla trei dormitoare, doua bai si spatii anexe. Fiecare locuinta are sistem de ventilare mecanica prevazut cu recuperator de caldura din aerul evacuat si incalzire suplimentara realizata electric, din sursa geotermala sau solara. O parte din energia termica este produsa in panouri solare termice, iar o parte din energia electrica este produsa in panouri PV, toate amplasate pe invelitoarea cladirii cu orientare sud (vezi fig. 1). Una dintre locuinte ele este dotata cu canale ingropate pentru admisia aerului proaspat si panouri radiante corectoare pentru temperatura interioara, iar cealalta este dotata cu pompa de caldura geotermala sol-apa si panouri radiante cu agent termic. Detaliile de dimensionare nu pot fi facute publice si reprezinta proprietate intelectuala detinuta de UEFISCDI (fostul AMCSIT).

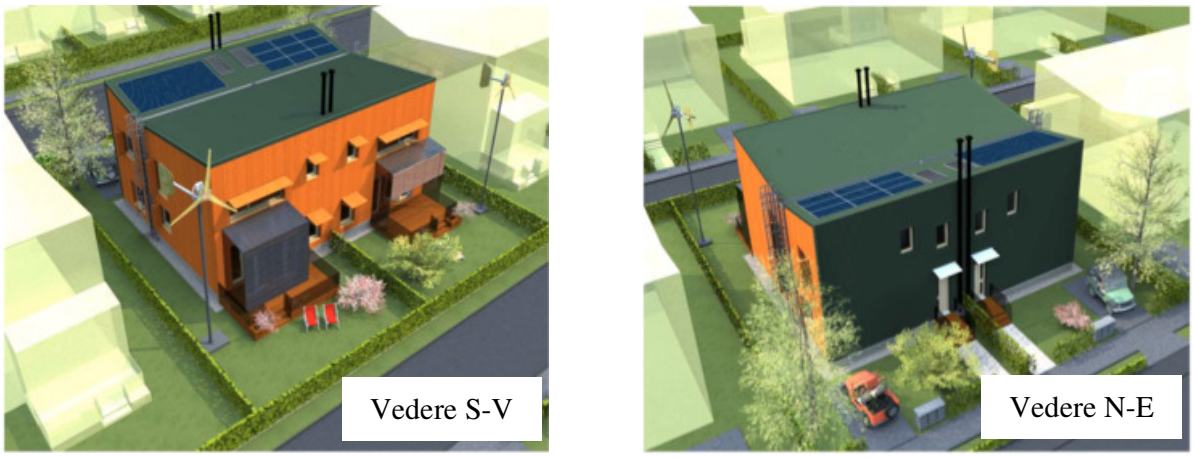


Fig. 1. *Prezentarea cladirii pasive cu doua locuinte cuplate*

3. DATELE CLIMATICE

Calculul performantei energetice pentru orice cladire presupune cunoasterea datelor climatice medii statistice.

In cazul Romaniei, astfel de date se afla publicate in stasul romanesc 4839, publicat in mai 1997.

Datele publicate sunt, insa, vechi si depasite in conditiile incalzirii vizibile a climei, iar utilizarea lor poate conduce la concluzii eronate. Din acest motiv, s-a preferat utilizarea softului elvetian

Meteonorm de simulare a datelor climatice functie de pozitia geografica (latitudine, longitudine, altitudine).

Valorile generate de acest program pentru temperaturile medii lunare sau medii zilnice au fost in concordanta cu valorile masurate de-a lungul a trei ani la statia meteo Afumati din vecinatatea Bucurestiului, conferind astfel validitate si valorilor pentru intensitatea solara care nu au fost masurate de curand.

Astfel, pentru pozitia Bucurestiului, caracterizata de latitudine 44o24’49’’, longitudine 26o05’48’’ si altitudine 79 m, s-au generat datele climatice medii lunare din Tabelul 1, utilizate ulterior in calculele de performanta energetica. Pentru sarcinile termice de incalzire si racire s-au utilizat minimele de iarna, mediile lunare pentru sezonul rece si mediile lunare pentru sezonul cald, prezentate in Tabelul 2.

In plus, programul Meteonorm a furnizat un calcul de numar de grade-ore pentru incalzire: 78674 grade.h, precum si un numar de grade ore de racire: 3795 grade.h.

Tabelul 1.
Date climatice generate de programul Meteonorm pentru pozitia orasului Bucuresti

Luna	Temp. amb.	Int. tot_N	Int. tot_E	Int. tot_S	Int. tot_V	Int. tot_O	Temp. roua	Temp. cer	Temp. sol
-	ºC	kWh/m²luna	kWh/m²luna	kWh/m²luna	kWh/m²luna	kWh/m²luna	ºC	ºC	ºC
Ian	-1.5	14	31	74	30	44	-3.2	-12.7	12.0
Feb	0.9	19	41	89	42	66	-2.7	-11.4	11.3
MAr	5.4	29	67	106	68	107	-0.3	-8.2	11.4
Apr	11.3	37	86	98	82	140	4.7	-1.8	12.2
Mai	17.7	52	115	98	101	184	10.1	4.4	14.8
Iunie	21.2	58	119	93	109	197	13.9	8.2	16.4
Iulie	23.2	57	125	99	110	202	15.1	10.2	17.7
Aug	22.5	46	108	112	104	178	14.8	9.9	18.4
Sept	16.6	32	78	111	80	128	11.3	5.3	18.3
Oct	11.2	24	57	109	58	89	7.2	0.5	16.2
Nov	5.8	15	27	65	31	45	3.4	-3.3	14.9
Dec	-0.4	12	23	59	25	34	-2.3	-11.6	13.3

Tabelul 2.
Date climatice pentru calculul sarcinii de incalzire si racire pentru orasul Bucuresti

SARCINA	Temp. amb.	Int. tot_N	Int. tot_E	Int. tot_S	Int. tot_V	Int. tot_O
	ºC	W/m²	W/m²	W/m²	W/m²	W/m²
Sarcina de incalzire 1	-8.8	19	40	83	32	54
Sarcina de incalzire 2	-3.7	12	16	30	19	29
Sarcina de racire	22.6	63	156	148	142	250

4. CALCULUL PERFORMANTEI ENERGETICE

Acest calcul s-a efectuat cu programul Passive House Planning Package (PHPP), versiunea 2007. Acesta cuprinde un calcul detaliat bazat pe date de intrare privind arii, volume, alcatuirea peretilor, tipul tamplariei, valoarea puntilor termice, necesarul de aer de ventilare, tipul si performanta tuturor elementelor de instalatie din dotare, numarul si tipul aparatelor electrocasnice, numarul utilizatorilor permanenti, precum si datele climatice amintite mai sus.

Toate aspectele considerate in calcul sunt prezentate in anexa. Rezultate partiale sunt ilustrate in copiile foilor de calcul din figurile 2-7. Se calculeaza rezistentele termice unidirectionale, dupa cum se ilustreaza in figura 2 pentru un perete exterior opac si pentru placa pe sol.

1 Exterior wall

Assembly No. Building Assembly Description

Heat Transfer Resistance [m²K/W] interior R_{si} : 0.13
exterior R_{se} : 0.13

	Area Section 1	λ [W/(mK)]	Area Section 2 (optional)	λ [W/(mK)]	Area Section 3 (optional)	λ [W/(mK)]	Total Width Thickness [mm]
1.	Interior plaster	0.800					22
2.	Cellular Concrete Ytong	0.270					250
3.	Mineral wool	0.040	Brown timber & insulat	0.061	Blue timber & insulation	0.059	300
4.							
5.							
6.							
7.							
8.							

Percentage of Sec. 2: 7.0% Percentage of Sec. 3: 7.0% Total: 57.2 cm

U-Value: 0.122 W/(m²K)

3 Floor slab

Assembly No. Building Assembly Description

Heat Transfer Resistance [m²K/W] interior R_{si} : 0.17
exterior Rse: 0.00

	Area Section 1	λ [W/(mK)]	Area Section 2 (optional)	λ [W/(mK)]	Area Section 3 (optional)	λ [W/(mK)]	Total Width Thickness [mm]
1.	Parquet	0.200					22
2.	OSB board	0.130					8
3.	Lightly reinforced morta	1.100					50
4.	EPS high density	0.040					150
5.	Reinforced concrete	1.740					120
6.	XPS polystyrene	0.040					180
7.	Lightly reinforced morta	1.100					50
8.							

Percentage of Sec. 2: Percentage of Sec. 3: Total: 58.0 cm

U-Value: 0.114 W/(m²K)

Fig. 2. *Calcul de rezistente termice unidirectionale pentru elementele opace ale anvelopei*

Transferul de caldura prin elementele opace ale anvelopei este corectat cu efectul puntilor termice, chiar daca prin proiect ele sunt de valoare foarte mica. Figura 3 ilustreaza un calcul de punti termice caracteristic proiectului analizat. In cazul ferestrelor, se specifica tipul de vitraj si de rama, dimensiunile si orientarile, iar apoi se calculeaza puntile termice asociate cu instalarea ferestrei si cu existenta elementului separator de foi de sticla (spacer) si, in cele din urma, coeficientii de transfer termic U (figura 4).

Length l [m]	Input of Thermal Bridge Heat Loss Coefficient W/(mK)	Ψ W/(mK)
7.85	Corner N	-0.031
7.78	Corner S	-0.030
7.85	Corner-neighbour N	0.010
7.78	Corner-neighbour S	0.010
7.30	Pole - complex E1	0.018
6.91	Pole - complex E2	0.018
15.62	Pole-complex S+N	0.018
27.80	First floor-wall junction	0.006
8.00	Roof junctions along E-W	-0.114
11.96	Roof junctions along N-S	-0.052
11.96	Roof-wall neighbour junction	0.002
4.65	Ground floor perimeter terace	-0.002
23.15	Ground floor perimeter	-0.001
16.00	Ground floor centre E-W small	0.032
11.80	Ground floor centre N-S small	0.032
11.80	Ground floor centre big N-S	0.034

Fig. 3. *Cuantificarea efectului puntilor termice asupra transferului termic prin elementele opace ale anvelopei*

g-Value	U-Value		Window Frame Dimensions				Installation				Ψ-Value		Results			
Perpen-dicular Radiation	Glazing	Frames	Width - Left	Width - Right	Width - Below	Width - Above	Left 1/0	Right 1/0	Sill 1/0	Head 1/0	Ψ_{Spacer}	$\Psi_{Installation}$	Window Area	Glazing Area	U-Value Window	Glazed Fraction per Window
-	W/(m²K)	W/(m²K)	m	m	m	m					W/(mK)	W/(mK)	m²	m²	W/(m²K)	%
0.50	0.60	0.77	0.13	0.13	0.16	0.13	1	1	1	1	0.032	0.019	1.4	0.78	0.83	0.58
0.50	0.60	0.77	0.13	0.13	0.16	0.13	1	1	1	1	0.032	0.019	1.4	0.78	0.83	0.58
0.50	0.60	0.77	0.09	0.09	0.12	0.09	1	1	1	1	0.032	0.019	2.6	2.00	0.76	0.78
0.50	0.60	0.77	0.13	0.13	0.16	0.13	1	1	1	1	0.032	0.019	2.0	1.33	0.79	0.65
0.50	0.60	0.77	0.13	0.13	0.16	0.13	1	1	1	1	0.032	0.019	2.3	1.57	0.78	0.67
0.50	0.60	0.77	0.13	0.13	0.16	0.13	1	1	1	1	0.032	0.019	2.1	1.39	0.78	0.66
0.50	0.60	0.77	0.13	0.13	0.16	0.13	1	1	1	1	0.032	0.019	2.4	1.58	0.78	0.67
0.50	0.60	0.78	0.09	0.07	0.12	0.09	1	0	1	1	0.032	0.019	3.2	2.51	0.74	0.80
0.50	0.60	0.78	0.07	0.13	0.16	0.13	0	1	1	1	0.032	0.019	1.8	1.22	0.78	0.67
0.50	0.60	0.77	0.13	0.13	0.16	0.13	1	1	1	1	0.032	0.019	1.3	0.71	0.83	0.57
0.50	0.60	0.79	0.09	0.07	0.12	0.09	1	0	1	1	0.032	0.019	2.2	1.65	0.77	0.76
0.50	0.60	0.79	0.05	0.05	0.07	0.09	0	0	0	1	0.032	0.019	0.8	0.50	0.87	0.62
0.50	0.60	0.79	0.07	0.09	0.12	0.09	0	1	1	1	0.032	0.019	2.2	1.65	0.77	0.76
0.50	0.60	0.81	0.07	0.08	0.16	0.07	0	0	1	0	0.032	0.019	1.7	1.28	0.75	0.73
0.50	0.60	0.81	0.08	0.07	0.16	0.07	0	0	1	0	0.032	0.019	1.7	1.28	0.75	0.73

Fig. 4. *Calcul de coeficienti de transfer termic si punti termice la elementele de tamplarie*

Calculul consumului anual de energie termica pentru incalzire se efectueaza prin metoda lunara, conform algoritmului din standardul european EN 13790. Aporturile solare si cele interne se adauga consumului pentru a realiza confortul termic pe durata sezonului rece. Extrasul prezentat in figura 5 indica un necesar specific de energie finala pentru incalzire de 11.9 kWh/m^{2}an. Pe timp de vara, calculele au indicat ca nu este necesara o racire suplimentara fata de ventilarea pe timp de noapte, masura uzuala si necostisitoare. Apa calda de consum este preparata intr-un boiler cu ajutorul agentului termic furnizat de panourile solare montate pe invelitoarea cladirii si corectata ca nivel de temperatura cu o rezistenta electrica comandata de un termostat. Figura 6 prezinta calculul prin care s-a evidentiat cota de 55% pe care o reprezinta energia solara utila in prepararea apei calde pe durata unui an, precum participarea acesteia cu 18 kWh/m^{2}an la necesarul anual de energie termica pentru acc. Aparatura electrocasnica, iluminatul si serviciile auxiliare (ventilator, pompe de apa) se estimeaza la o valoare de 23.4 kWh/m^{2}an energie electrica finala, care corespunde unei energii primare de cca. 3 ori mai mari. Verificarea criteriilor obligatorii se face ca o etapa finala a tuturor calculelor de performanta energetica, intr-o foaie de calcul centralizatoare, amplasata la inceputul programului pentru un acces facil. Ea este prezentata in figura 7 pentru locuinta amplasata pe partea de vest a cladirii (fig.1). In figura 7 apare si rezultatul testului de etansare realizat dupa inchiderea completa a locuintei analizate. Montarea panourilor de PV pe invelitoarea cladirii permite producerea unei energii electrice estimate la 178 kWh/m^{2}an. Dupa montarea sistemului de ventilare mecanica, se va verifica si debitul furnizat de acesta, precum si eficienta recuperatorului de caldura din aerul uzat evacuat.

	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Year	
Heating Degree Hours - Ext	16.0	12.8	10.9	6.3	1.7	-0.9	-2.4	-1.9	2.4	6.5	10.2	15.2	77	kKh
Heating Degree Hours - Gro	5.9	5.8	6.4	5.6	3.8	2.6	1.7	1.2	1.2	2.8	3.7	5.0	46	kKh
Losses - Exterior	1028	825	698	403	110	-56	-153	-120	157	421	657	976	4948	kWh
Losses - Ground	80	79	87	76	52	35	24	16	16	38	50	67	621	kWh
Sum Spec. Losses	7.9	6.5	5.6	3.4	1.2	-0.1	-0.9	-0.7	1.2	3.3	5.1	7.5	39.8	kWh/m²
Solar Gains - North	6	8	13	17	25	27	27	22	15	11	6	5	183	kWh
Solar Gains - East	68	87	133	161	206	210	222	199	152	118	59	51	1665	kWh
Solar Gains - South	260	315	378	352	352	337	356	404	398	387	231	209	3980	kWh
Solar Gains - West	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	kWh
Solar Gains - Horiz.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	kWh
Solar Gains - Opaque	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	kWh
Internal Heat Gains	219	198	219	212	219	212	219	219	212	219	212	219	2575	kWh
Sum Spec. Gains Solar + In	4.0	4.3	5.3	5.3	5.7	5.6	5.9	6.0	5.5	5.2	3.6	3.5	60.0	kWh/m²
Utilisation Factor	100%	100%	98%	65%	20%	0%	0%	0%	22%	63%	100%	100%	46%	
Annual Heat Demand	556	296	60	0	0	0	0	0	0	0	200	559	1670	kWh
Spec. Heat Demand	**4.0**	**2.1**	**0.4**	**0.0**	**0.0**	**0.0**	**0.0**	**0.0**	**0.0**	**0.0**	**1.4**	**4.0**	**11.9**	kWh/m²

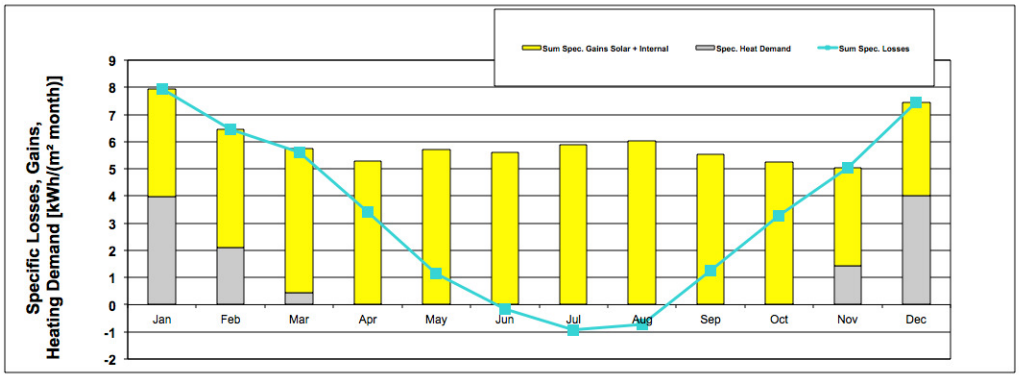
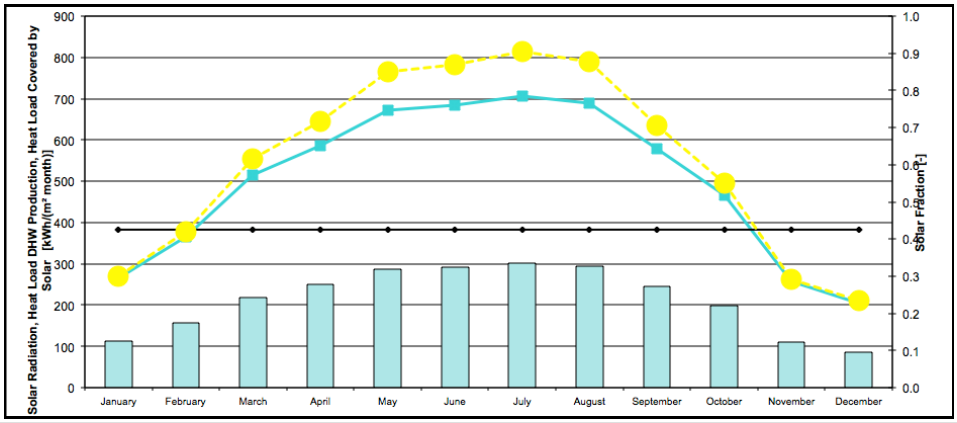


Fig. 5. *Calculul necesarului specific de energie termica finala pentru incalzire*



Monthly Solar Fraction	January	February	March	April	May	June	July	August	September	October	November	December	
Radiation on Tilted Collector Surface	270	378	554	646	766	782	815	791	636	494	262	210	kWh/m²/Month
Monthly Solar Fraction	0.29	0.41	0.57	0.65	0.75	0.76	0.78	0.77	0.64	0.52	0.29	0.23	-
Total Monthly Heat Load DHW Production	383	383	383	383	383	383	383	383	383	383	383	383	kWh/Month
Monthly Heat Load Covered by Solar	112	156	219	250	286	291	300	293	246	198	109	87	kWh/Month

Fig. 6. *Calculul energiei solare utilizate la prepararea apei calde consum*

CONCLUZII

Conceptul de casa pasiva este aplicabil la conditiile climatice din Romania, atat ca tehnologie, cat si ca tehnica de proiectare si constructie. Analiza de eficienta economica a investitiei nu a fost inca efectuata intrucat constructia nu este in totalitate finalizata. Rezultatele ei vor indica in ce domeniu de rentabilitate pe termen lung va participa alaturi de investitiile in cladirile conventionale. Articolul de fata prezinta un calcul cu date de intrare furnizate de diversi membri ai echipei de proiect.

Autorii sunt insa responsabili de realizarea calculului de performanta energetica a cladirii, calcul aprobat de catre specialistii de la Passivhaus-Institut din Darmstadt. Certificarea finala a cladirii va fi insa posibila numai dupa finalizarea constructiei si monitorizarea functionarii ei pe timp de un an.

BIBLIOGRAFIE

[1] www.passiv.de
[2] http://casapasiva.pub.ro
[3] www.ispe.ro

OPTIMIZAREA EXERGOECONOMICA A UNUI SISTEM DE COGENERARE CU TURBINA CU GAZ

Claudia IONITA, Mircea MARINESCU, Alexandru DOBROVICESCU, Eugenia Elena VASILESCU

UNIVERSITATEA POLITEHNICA, Bucuresti, Romania.

Rezumat. Se va prezentat procedura de stabilire a randamentului exergetic optim, aferentă instalaţiei de turbină cu gaze şi generatorului recuperator de caldură din cadrul unei instalatii de cogenerare cu turbina cu gaze, în scopul minimizării costului energiei electrice si al aburului.
Cuvinte cheie: cogenerare, cost, exergoeconomie, optimizare.

Abstract. It will set the procedure for determining optimal exergetic efficiency, the installation of gas turbine generator and heat recovery cogeneration plants within a gas turbine, in order to minimize the cost of electricity and steam.
Keywords: cogeneration, cost, exergoeconomy, optimization

1. PREZENTAREA INSTALATIEI

Sursa de cogenerare studiată este realizată cu o tehnologie modernă, de tipul instalatie de turbine cu gaze şi generator recuperator de caldură (Fig. 1). Instalaţia de turbina cu gaze din cadrul sistemului de cogenerare este de tip heavy duty, NuovoPignione cu un singur arbore MS 5001PA, este una din cele mai cunoscute turbine cu puterea de 26 MW.

Camera de ardere a turbinei cu gaze este dotată cu sistem de reducere al NOx cu injectie de abur, pentru a limita emisiile de oxizi de azot la coş sub 450 mg/Nmc (la 15% O_2) la functionarea pe combustibil lichid usor. Deasemenea turbina este prevazută cu un coş de ocolire (by-pass), pe traseul gazelor de ardere, care permite şi funcţionarea turbinei fără recuperarea căldurii. Pentru reducerea emisiilor de oxizi de azot în camera de ardere se introduce un debit de abur la presiune de 20 bar si temperatura de 260 ^{o}C. Injectând abur în zona de ardere o mare parte a energiei căldurii este consumată pentru supraîncălzirea aburului, rezultand o scădere a temperaturii în flacără ceea ce duce la o scădere a formării a NOx cu mai mult de 75% comparativ cu arzătorele tradiţionale.

Cazanul recuperator de abur (GRC) (Fig. 2) produs de firma Hyunday cu circulaţie naturală, este prevăzut cu ardere suplimentară, utilizand drept combustibil gaze de rafinarie, cu o capacitate instalată (recuperare + ardere suplimentara) de 134,8 t/h la 36 bar si 342,6 ^{o}C .

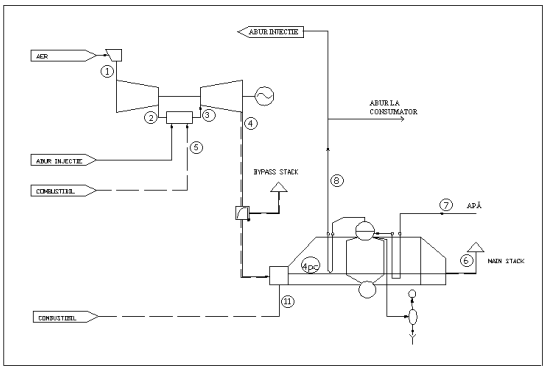


Fig. 1. Schema sistemului de cogenerare studiat

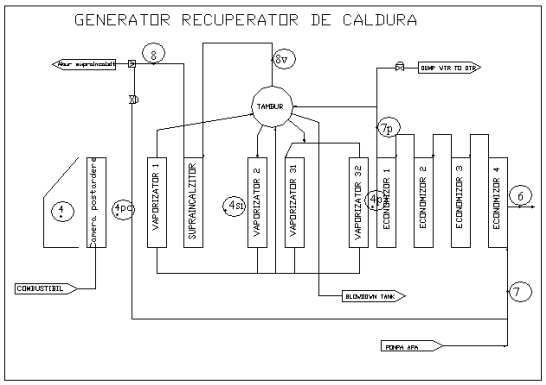


Fig. 2. Schema generatorului recuperator de căldura

Parametrii de stare ale fiecărui flux de substanţă se prezintă în Tabelul 1.

Tabel 1
Mărimile de stare în punctele caracteristice

flux	starea	debit masic m [kg/s]	T [K]	p [bar]
1	Aer	120,439	288	1
2	Aer	120,439	603	10
3	Gaze ardere	124,72	1198	9,5
4	Gaze ardere	124,72	760	1,029
5	Combustibil la turbina	1,894	288	17
66	Abur injectie turbina	2,389	533	20
6	Gaze ardere	126,03	419,95	1
7	Apă GRC	37,84	403	55
4pc	Gaze ardere	455,79	1062	1,017
8	Vapori GRC	37,46	613	37,5
11	Combustibil GRC	1	288	1,3
9	Putere netă	-	-	-
10	Puterea Cp	-	-	-

2. REZULTATE OBŢINUTE ÎN URMA ANALIZEI EXERGOECONOMICE

Modelul matematic este transpus în programul general de calcul, cu ajutorul softului Engineering Equation Solver. Algoritmul general de calcul continuă cu un calcul exergetic detaliat al instalaţiei în ansamblu şi a elementelor componente. Distrugerile de exergie (I_k) s-au calculat atât la nivel global, din ecuaţia de bilanţ exergetic, cât şi detaliat, ţinând seama de ireversibilităţile prezente. Ponderea fluxurilor exergetice distruse, pe componenete, în fluxul exergetic distrus la nivelul întregii instalaţii este reprezentată în în Fig. 3.

Analiza exergetică aplicată subansamblelor arată că: fluxul exergetic distrus în camera de ardere a instalaţiei de turbină este cel mai mare, reprezentând un procent de 29 % urmat de cel distrus în generatorul de vapori 28% şi de cel distrus în camera de postcombustie 23%.

S-au făcut apoi analize detaliate referitoare la procesul de formare a costurilor, a calculării acestora pentru fiecare combustibil şi produs din instalaţie. După descompunerea instalaţiei în zone funcţionale şi identificarea combustibilului şi produsului fiecărei zone, se determină costurile nonexergetice şi se scriu ecuaţiile auxiliare necesare rezolvării sistemului de ecuaţii format şi determinării costurilor exergetice unitare necunoscute. Astfel se obţin costurile medii pe unitatea de exergie şi ratele de cost asociate fluxurilor din sistem (tabelul 2).

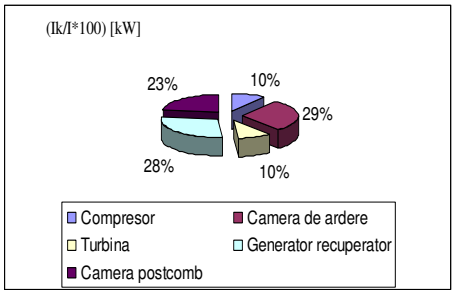


Fig. 3. Ponderea componentelor fluxurilor exergetice distruse, în fluxul exergetic total distrus în sistemul de cogenerare

Tabel 2

flux	exergia E[MW]	rata costului $\dot{C}_i$ $[Eu/h]$	cost unitar exergetic c_i $[Eu/GJ]$
1	0	0	0
2	36,019	2627	20,26
3	123,332	4793	10,8
4	53,188	2067	10,8
5	96,427	1965	5,661
66	2,462	169,9	16,73
6	38,396	1260	9,116
7	2,307	65,63	7,903
4pc	94,608	3105	32,55
8	44,233	2664	16,73
11	50,62	1038	5,693
9	26,5	1379	14,46
10	39,833	2073	14,46

Exergia si costurile exergetice ale fluxurilor

3. OPTIMIZAREA EXERGOECONOMICA A INSTALATIEI DE COGENERARE

În cadrul acestui subcapitol, se conturează modelul matematic specific optimizării. Instalaţia există deja, deci mă mai interesează să observ dacă

ea funcţionează la parametrii optimi astfel încât costurile celor doi produşi să fie minimi. Ca urmare voi face calculul pentru a mă duce la parametrii pentru care costul este minim şi voi compara cu costurile din instalaţia studiată. În acest caz *funcţia obiectiv* consta in minimizarea costurilor celor doi produşi din instalaţie: energia electrică şi energie termică, în anumite constrângeri. Sau mai exact doresc să văd dacă instalaţia funcţionează la parametrii optimi, acolo unde costurile celor doi produşi sunt minime. Mai intai vom realiza minimizarea costului energiei electrice. Pe baza rezultatelor obţinute se trasează curba costului pe unitatea de exergie a energiei electrice produsă, în funcţie de randamentul exergetic al turbinei cu gaze.

În mod similar se analizează minimizarea costului unitar exergetic al aburului produs în instalaţie. În acest scop, se tratează sistemul în funcţie de generatorul recuperator de căldură. Se obţine in final, variaţia costului exergetic unitar al aburului în funcţie de randamentul exergetic al generatorului recuperator de căldură.

Optimizarea termodinamică are ca scop minimizarea ineficienţelor termodinamice: a distrugerilor şi pierderilor de exergie, în timp ce obiectivul optimizării exergoeconomice este minimizarea costurilor, inclusiv a costurilor ineficientelor termodinamice.

Pentru o instalaţie de cogenerare funcţia obiectiv urmăreşte minimizarea expresiei:

$$\text{Min}\,\dot{C}_{produs,total} = \dot{C}_{comb,total} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} \text{ [Euro/h]} \quad (1)$$

în următoarele ipoteze :

1) Fluxul exergetic al produsului şi costul unitar al combustibilului rămân constanţi pentru componentul "k" care urmează a fi optimizat:

$$\dot{E}_{P,k} = cons\tan t \qquad c_{cb,k} = cons\tan t \quad (2)$$

2) Pentru fiecare component se admite că, costurile de investiţie sa crească cu creşterea capacităţii si cu creşterea randamentului exergetic al fiecărui component:

$$TCI_k = B_k \cdot \left(\frac{\eta_{ex,k}}{\eta_{ex,k}-1}\right)^{n_k} \cdot \dot{E}_{P,k}^{m_k} \text{ [Euro]} \quad (3)$$

unde n_k si m_k sunt parametrii de eficienţă respectiv capacitate ai componentului analizat.

3) De obicei o parte din costurile de operare şi mentenanţă depind de capitalul total investit (TCI) si de rata exergiei produsului:

$$Z_k^{OM} = \gamma_k (TCI)_k + \omega_k \cdot \tau \cdot \dot{E}_{P,k} + R_k \text{ [Euro/an]} \quad (4)$$

unde: y_k este un coeficient care ţine cont de costurile de operare fixe, care depind de investiţia totala de capital asociata componentului k [-]; ω_k este o constanta care ţine seama de costurile variabile de operare şi mentenanţă asociate componentului k şi exprimă costurile pe unitatea de exergie [Euro/kJ]; τ reprezintă timpul anual de operare a echipamentului la sarcina maximă [h]; R_k include toate costurile de operare şi mentenanţă care sunt independente de investiţia totală de capital şi de exergia produsului [-].

4) Se neglijează costurile legate de taxe, asigurări, inflaţie, licenţa, cercetare, dezvoltare. Investiţia anuala de capital corespunzătoare componentului "k" se determină în funcţie de capitalul total investit (TCI) şi de factorul de recuperare al capitalului (β_k):

$$Z_k^{CI} = TCI_k \cdot \beta_k \text{ [Euro/an]} \quad (5)$$

Ecuaţiile (1), (2), (3), (4) si (5) reprezintă modelul matematic corespunzător optimizării.

Costul total anual mediu este dat de suma dintre investiţia anuala de capital şi de costurile anuale de operare şi mentenanţă:

$$Z_k = Z_k^{CI} + Z_k^{OM} \text{ [Euro/an]} \quad (6)$$

Înlocuind investiţia anuală de capital şi costurile anuale de operare şi mentenanţă în expresia costului total şi prin divizarea la timpul anual de funcţionare se obţine:

$$\dot{Z}_k = \frac{(\gamma_k + \beta_k)\cdot B_k}{\tau} \cdot \left(\frac{\eta_{ex,k}}{\eta_{ex,k}-1}\right)^{n_k} \cdot \dot{E}_{P,k}^{m_k} + \omega_k \cdot \dot{E}_{P,k} + \frac{R_k}{\tau} \text{ [Euro/h]} \quad (7)$$

Funcţia obiectiv constă în minimizarea costului produsului:

$$Min\, c_{p,k} = \frac{c_{cb,k} \cdot \dot{E}_{cb,k} + \dot{Z}_k}{\dot{E}_{P,k}} \quad (8)$$

$$Min\, c_{p,k} = \frac{c_{cb,k}}{\eta_{ex,k}} + \frac{(\gamma_k + \beta_k)\cdot B_k}{\tau \cdot \dot{E}_{P,k}^{1-m_k}} \cdot \left(\frac{\eta_{ex,k}}{\eta_{ex,k}-1}\right)^{n_k} + \omega_k + \frac{R_k}{\tau \cdot \dot{E}_{P,k}} \quad (9)$$

Procedura de optimizare se rezumă astfel la minimizarea ecuaţiei (9) în condiţiile constrângerilor exprimate prin ecuaţiile 2.

Costul minim pe unitatea de produs se obţine prin diferenţierea ecuaţiei (9) în raport cu randamentul exergetic si anularea derivatei de ordinul intai:

$$\frac{dc_{p,k}}{d\eta_{ex,k}} = 0 \quad (10)$$

Deoarece instalaţia de cogenerare oferă consumatorilor cei doi produşi principali: energie

electrica şi abur industrial, se prezintă schema (procedeul) de optimizare, prin minimizarea costurilor aferente acestora

3.1. Minimizarea costului energiei electrice produsă de instalaţia studiată

În acest subcapitol se urmăreşte determinarea costului minim pe unitatea de exergie al energiei electrice produse în sistem, urmând procedura de optimizare descrisă anterior.

Ecuaţia de bilanţ exergoeconomic pentru ansamblul instalaţiei de turbină cu gaze este:

$$c_1 \cdot \dot{E}_1 + c_5 \cdot \dot{E}_5 + c_{ab} \cdot \dot{E}_{ab} + \dot{Z}_{itg}^{CI} + \dot{Z}_{itg}^{OM} = c_9 \cdot \dot{E}_9 \quad (11)$$

Costul unitar al exergiei produse este:

$$c_9 = c_5 \cdot \frac{\dot{E}_5}{P} + c_{ab} \cdot \frac{\dot{E}_{ab}}{P} + \frac{\dot{Z}_{itg}^{CI} + \dot{Z}_{itg}^{OM}}{P} \quad \text{[Euro/kWh]} \quad (12)$$

Folosind definiţia randamentului exergetic pentru instalatia de turbină cu gaze:

$$c_9 = \frac{1}{\eta_{ex,itg}} \cdot \frac{c_5 \dot{E}_5 + c_{ab} \dot{E}_{ab}}{\dot{E}_5 + \dot{E}_{ab}} + \frac{\dot{Z}_{itg}^{CI} + \dot{Z}_{itg}^{OM}}{P} \quad \text{[Euro/kWh]} \quad (13)$$

Costul anual al investiţiei asociat ITG poate fi obţinut cu relaţie de tipul (9.5):

$$Z_{itg}^{CI} = TCI_{itg} \cdot \beta_{itg} \text{ [Euro/an]} \quad (14)$$

unde investiţia totală de capital trebuie exprimată sub forma (9.3):

$$TCI_{itg} = B_{itg} \cdot \left(\frac{\eta_{ex,itg}}{\eta_{ex,itg} - 1} \right)^{n_{itg}} \cdot P^{m_{itg}} \quad \text{[Euro]} \quad (15)$$

Cunoscând costul de achiziţie al echipamentelor pentru diferite condiţii, a fost folosită metoda abaterii medie patratice pentru a calcula valorile constantelor B_{itg}, n_{itg} şi m_{itg}. În acest sens s-a elaborat o aplicaţie în programul Matlab.

Pentru ansamblul instalaţiei de turbină cu gaze s-au obţinut următoarele valori ale coefientilor B_{itg}, n_{itg} si m_{itg}. (Tabel 3)

Tabel 3

Valorile parametrilor B_{itgr}, m_{itg} si n_{itg}

B_{itg}	n_{itg}	m_{itg}
0,006338	0,982731	2,1054207

Valoarea anuala medie a costurilor de operare şi mentenanţă pentru itg, conform ecuaţiei (9.4) :

$$Z_{itg}^{OM} = \gamma_{itg} (TCI)_{itg} + \omega_{itg} \cdot \tau \cdot \dot{E}_{P,itg} + R_{itg} \quad \text{[Euro/an]} \quad (16)$$

unde valorile coeficienţilor ω_{itg}, R_{itg} au fost identificaţi dintr-un studiu efectuat de un cunoscut producător de instalaţii de cogenerare.

Au fost selectate valorile corespunzătoare, valori prezentate împreuna cu ceilaţi parametri (γ si τ) în Tabelul 4.

Tabel 4

Valorile coeficienţilor ω_{itg}, R_{itg} , γ si τ

γ	τ [h/an]	ω_{itg} [Euro/kWh]	R_{itg} [Euro/kW an]
1,2	8000	0,00015	1,1

Rata de cost corespunzătoare costului total asociat itg se determină prin divizarea ecuaţiei (8) la timp:

Prin inlocuirea ratei totale de cost, $\dot{Z}_{itg}$, în expresia costului unitar al energiei produse (c_9)

$$\dot{Z}_{itg} = \frac{(\gamma_{itg} + \beta) \cdot B_{itg}}{\tau} \cdot \left(\frac{\eta_{ex,itg}}{\eta_{ex,itg} - 1} \right)^{n_{itg}} \cdot P^{m_k} + \omega_{itg} \cdot P + \frac{R_{itg}}{\tau} \quad \text{[Euro/h]} \quad (17)$$

se obţine expresia care trebuie minimizata:

$$c_9 = \frac{1}{\eta_{ex,itg}} \cdot \frac{c_5 \dot{E}_5 + c_{ab} \dot{E}_{ab}}{\dot{E}_5 + \dot{E}_{ab}} + \frac{(\gamma_{itg} + \beta) \cdot B_{itg}}{\tau} \cdot \left(\frac{\eta_{ex,itg}}{\eta_{ex,itg} - 1} \right)^{n_{itg}} \cdot P^{m_k - 1} + \omega_{itg} + \frac{R_{itg}}{\tau \cdot P} \quad \text{[Euro/kWh]} \quad (18)$$

Costul exergetic unitar minim al energiei electrice se află prin diferenţierea ecuaţiei de mai sus si anularea primei derivate:

$$\frac{dc_9}{d\eta_{ex,itg}} = 0 \quad (19)$$

Analizând curba de variaţie a costului exergetic unitar al energiei electrice produse, în funcţie de randamentul exergetic al instalatiei de turbină cu gaze, se constată că prezintă un minim, corespunzător costului minim, iar randamentulexergetic este randamentul optim al zonei respective.

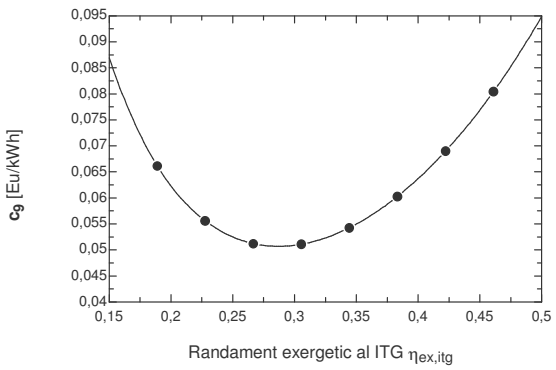


Fig.4. Costul optim pe unitatea de exergie a energiei electrice produse, în funcţie de randamentul exergetic al itg

Pentru valori mici ale randamentului exergetic al itg, cu creşterea acestuia pană la valoarea optima, costul exergetic unitar al energiei produse scade, deoarece, prin perfecţionarea termodinamică a sistemului, scad cheltuielile de operare. Pentru valori ale randamentului exergetic, mai mari decât cea optimă, devin preponderente cheltuielile de capital investit, motiv pentru care costul unitar se măreşte odată cu randamentul exergetic.

Costul minim pe unitatea de exergie al energiei produse (c_{9min}) are valoarea de 0.05069 Euro/kWh şi corespunde unui randament exergetic al instalaţiei de turbină cu gaze de 0.287. Randamentul exergetic al itg din instalaţia studiata se situează in jurul valorii de 0.2681, căruia îi corespunde un cost pe unitate de exergie de 0,052 Euro/kWh. Pentru a obţine în instalaţie un randament mai mare, căruia să îi corespunda un cost minim, (condiţiile în care exergia produsului să ramană constantă) trebuie luate măsuri pentru reducerea fluxului exergetic distrus la nivelul itg, şi în special a fluxului exergetic distrus în procesul de ardere.

3.2 Minimizarea costului aburului produs de instalaţia studiată

În cadrul acestui subcapitol se urmăreşte determinarea costului minim pe unitatea de exergie, al aburului produs în sistem, urmând procedura de optimizare descrisă anterior.

În scopul minimizării costului aburului produs în instalaţia studiata se consideră ca subsistem generatorul recuperator de caldura.

Ecuaţia de bilanţ exergoeconomic pentru generatorul recuperator de caldură are forma:

$$c_4 pc \cdot \dot{E}_{4pc} - c_6 \cdot \dot{E}_6 + \dot{Z}^{CI}_{GRC} + \dot{Z}^{OM}_{GRC} = \\ = c_8 \cdot (\dot{E}_8 - \dot{E}_{Vap}) - c_7 \cdot \dot{E}_7 \quad (20)$$

unde *"combustibilul"* este reprezentat de: $\dot{E}_{4pc} - \dot{E}_6$ iar *"produsul"* de $\dot{E}_8 - \dot{E}_7 - \dot{E}_{Vap}$.

Funcţia care trebuie minimizata în acest caz este: Minimizare

$$\dot{C}_{produs,total,GRC} = \dot{C}_{comb,GRC} + \dot{Z}^{CI}_{GRC} + \dot{Z}^{OM}_{GRC} \text{ [Euro/h]}$$

Costul anual al investiţiei asociat Generatorului recuperator de caldură poate fi obţinut cu relaţia:

$$Z^{CI}_{GRC} = TCI_{GRC} \cdot \beta_{GRC} \text{ [Euro/an]}$$

unde β_{GRC} este factorul de recuperare a capitalului. Investiţia totală de capital trebuie exprimată într-o formă similara ecuaţiei (3):

$$TCI_{GRC} = B_{GRC} \cdot \left(\frac{\eta_{ex,GRC}}{\eta_{ex,GRC} - 1} \right)^{n_{GRC}} \text{ [Euro]} \quad (23) \\ \cdot \left(\dot{E}_8 - \dot{E}_7 - \dot{E}_{Vap} \right)^{m_{GRC}}$$

Valorile coeficientilor B_{GRC}, m_{GRC} si n_{GRC} sunt prezentate in tabelul 5.

Tabel 5.
Valorile coeficienţilor B_{GRC}, m_{GRC} si n_{GRC}

Parametru	B_{GRC},	n_{GRC}	m_{GRC}
Valoare	98646	0,78	0,669

Valoarea anuală medie a costurilor de operare şi mentenanţă pentru generatorul recuperator de căldura, conform ecuaţiei (4) :

$$Z^{OM}_{GRC} = \gamma_{GRC} (TCI)_{GRC} + \\ + \omega_{GRC} \cdot \tau \cdot \dot{E}_{P,GRC} + R_{GRC} \text{ [Euro/an]} \quad (24)$$

Valorile coeficienţilor R_{GRC}, ω_{GRC} şi *y* s-au luat aceleaşi ca şi la instalatia de turbina cu gaze. Rata de cost corespunzătoare se obţine prin divizarea ecuaţiei la timp:

$$\dot{Z}_{GRC} = \frac{(\gamma_{GRC} + \beta) \cdot B_{GRC}}{\tau} \cdot \left(\frac{\eta_{ex,GRC}}{\eta_{ex,GRC} - 1} \right)^{n_{itg}} \cdot \\ \left(\dot{E}_8 - \dot{E}_7 - \dot{E}_{Vap} \right)^{m_{GRC}} + \omega_{GRC} \cdot \left(\dot{E}_8 - \dot{E}_7 - \dot{E}_{Vap} \right) + \frac{R_{GRC}}{\tau} \\ \text{[Euro/h]} \quad (25)$$

Costul unitar al aburului produs, (c_8), se va exprima în funcţie de randamentul exergetic al generatorului recuperator de caldură:

$$c_8 = c_{4pc} \cdot \frac{1}{\eta_{ex,GRC}} \cdot \frac{\dot{E}_8 - \dot{E}_7 - \dot{E}_{vap}}{\dot{E}_8 - \dot{E}_{Vap}} + \\ + c_7 \cdot \frac{\dot{E}_7}{\dot{E}_8 - \dot{E}_{Vap}} + + \frac{\dot{Z}^{CI}_{GRC} + \dot{Z}^{OM}_{GRC}}{\dot{E}_8 - \dot{E}_{Vap}} \text{ [Euro/kWh]}$$

$$c_8 = c_{4pc} \cdot \frac{1}{\eta_{ex,GRC}} \cdot \frac{\dot{E}_8 - \dot{E}_7 - \dot{E}_{vap}}{\dot{E}_8 - \dot{E}_{Vap}} + c_7 \cdot \frac{\dot{E}_7}{\dot{E}_8 - \dot{E}_{Vap}} + \frac{(\gamma_{GRC} + \beta) \cdot B_{GRC}}{\tau \cdot \dot{E}_8} \cdot \left(\frac{\eta_{ex,GRC}}{\eta_{ex,GRC} - 1} \right)^{n_{itg}} (\dot{E}_8 - \dot{E}_7 - \dot{E}_{vap})^{m_{GRC}} + \omega_{GRC} \cdot (\dot{E}_8 - \dot{E}_7 - \dot{E}_{vap}) + \frac{R_{GRC}}{\tau \cdot \dot{E}_8}$$

[Euro/kWh] (26)

Costul exergetic unitar al energiei termice se obţine prin diferenţierea ecuaţiei si anularea primei derivate:

$$\frac{dc_8}{d\eta_{ex,GRC}} = 0$$

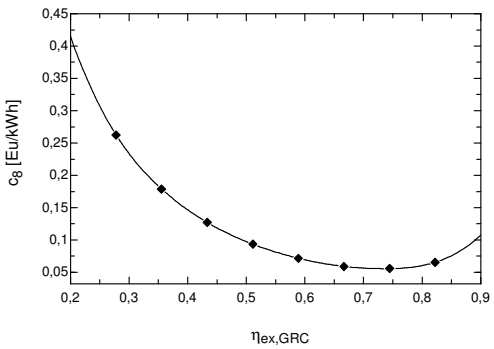


Fig.5 Costul pe unitatea de exergie al aburului, în funcţie de randamentul exergetic al GRC

Reprezentarea grafică a minimizării costului exergetic unitar al aburului produs în instalaţie este evidenţiata în figura 5. Se constată că această curbă prezintă un minim, corespunzător costului minim, iar randamentul este randamentul exergetic optim al generatorului recuperator de caldură. Costul minim pe unitatea de exergie al energiei produse (c_9 min) are valoarea de 0.05536 Euro/kWh şi corespunde unui randament exergetic al generatorului recuperator de căldura de 0.7317.

Randamentul exergetic al generatorului recuperator de căldura din instalaţia studiată, (determinat in condiţii similare cu cele experimentale) are valorea de 0.6413, căruia ii corespunde un cost exergetic unitar de 0.0601 Euro/kWh.

Măsurile de ordin fizic care se impun pentru a creşte randamentul exergetic trebuie să vizeze reducerea distrugerii de exergie la nivelul generatorului recuperator de căldură, care are un randament exergetic scăzut.

4. CONCLUZII

Optimizarea celor doi produşi ai sistemului scoate in evidenta următoarele:

a) Cercetările efectuate demonstrează existenţa unui randament exergetic optim corespunzător unui cost minim al centralelor de cogenerare cu itg, la care trebuie să se tindă în proiectare şi exploatare pentru generarea produselor la costuri minime.

b) Din analiza variaţiei curbei costului pe unitatea de exergie al energiei electrice produsă în funcţie de randamentul exergetic al itg se constată că la valori mici ale randamentului exergetic al itg, cu creşterea acestuia pană la valoarea optimă, scade costul exergetic al produsului pentru că prin perfecţionarea termodinamică a sistemului scad cheltuielile de operare. Pentru valori ale randamentului exergetic mai mari decât valoarea optima devin preponderente cheltuielile de capital investit, fapt pentru care costul unitar se măreşte odată cu randamentul exergetic.

REFERINŢE

[1] M. Tsatsaronis - *Design optimization using exergoeconomics Bejan and E. Mamut*, "Thermodynamic Optimization of Complex Energy Systems", NATO Science Series, Kluwer Academic Publishers, 1999 P.

[2] A. Dobrovicescu - *Metode de contabilizare exergoeconomică şi de optimizare a construcţiei şi operării sistemelor energetice complexe (Exergoeconomic methods and optimization of design of complex energetic systems)*" – review Termotehnica, nr.2/2002

[3] Unguresan - *Cercetări privind optimizarea centralelor termice de cogenerare cu motoare cu ardere internă, prin analiza exergoeconomică a schimbătoarelor de căldură*; teză de doctorat, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, 2008

[4] L. Vieira, J.L. Donatelli, M. Cruz - *Mathematical exergoeconomic optimization of a complex cogeneration plant aided by a professional process simulator*, Applied Thermal Engineering 26 (2006)

CREŞTEREA EFICIENŢEI SISTEMELOR PENTRU VALORIFICAREA ENERGIEI DIN SURSE REGENERABILE

Gabriel IVAN, R. CALOTĂ

UNIVERSITATEA TEHNICA DE CONSTRUCTII BUCURESTI, România

Rezumat. Utilizarea energiei din surse regenerabile de potential termic scazut este astazi o necesitate. Energia preluata din sursa rece este cedata la utilizator la un potential termic ridicat spre a fi utilizata pentru realizarea confortului termic in cladiri si pentru prepararea apei calde de consum. Problemele create de criza energetica aduc in atentia specialistilor aceste energii care for asigura necesitatile de confort pentru casa viitorului..
Cuvinte cheie: energie, confort termic, casa viitorului.

Abstract. Today, the energy recovery from the renewable sources of low thermal potential is a necessity. The recovered energy is used at a high thermal potential to create the comfort conditions and to prepare the warm water for consumption. In the house of future, the comfort is ensured by these systems.
Keywords: energy, thermal comfort, house of the future.

1. INTRODUCERE

Recuperarea energiei din sursele de potential termic scazut cu ajutorul pompelor de caldura si utilizarea acesteia drept efect util in sistemele pentru crearea confortului in cladiri aduce in atentia utilizatorilor problema eficientei proceselor.

Confortul in cladire poate fi realizat utilizand sisteme traditionale de incalzire si respectiv racire sau sisteme noi, neconventionale. Pentru obtinerea aceluiasi efect util la consumator se pot utiliza energia sistemului traditional, spre exemplu cea produsa cu un cazan pentru incalzire, sau energia obtinuta cu ajutorul unei pompe de caldura.

Cu cat eficienta, respectiv COP-ul pompei de caldurea este mai mare cu atat mai mica va fi energia consumata pentru realizarea confortului.

Din acest punct de vedere devine foarte importanta realizarea unei valori cat mai ridicate a COP. Aceasta se poate realiza prin doua metode. O prima metoda vizeaza cresterea performantei fiecarui aparat component al pompei de caldura. A doua metoda vizeaza masurile ce trebuie luate asupra ansamblului sistemului de pompa de caldura pentru cresterea COP-ului.

Dezvoltarea larga a aplicatiilor tehnice cu pompe de caldura face problema de mai sus tot mai actuala si creste interesul corpului tehnic pentru rezolvarea acesteia. De modul in care este rezolvata problema performantelor aparatelor depinde consumul in exploatarea sistemului si implicit cheltuielile pentru perioada de functionare.

Cresterea performantelor sistemelor de pompa de caldura este o problema aflata in atentia inginerilor de specialitate, ea reprezentand o directie europeana prioritara de cercetare.

In ultimii 5 ani sistemele de pompa de caldura au evoluat exponential, instalatiile de acest fel diversificandu-se foarte mult. De la pompele de caldura de tip aer-aer, evolutia a condus la sistemele de tip aer-apa, apa-apa, sol-apa, soare-apa ce sunt astazi larg raspandite si oferite pe piata pompelor de caldura. Piata ofera astazi, in principal, sisteme cu compresie mecanica de vapori, in masura mai mica sisteme cu absorbtie si adsorbtie.

Pentru definirea performantelor pompelor de caldura se utilizeaza coeficientul de performanta al acesteia COP pentru cele actionate cu energie de tip mecanic (motor electric), iar pentru cele actionate cu motor termic sau de catre un flux de caldura, pompe de caldura cu absorbtie/adsorbtie se utilizeaza exprimarea performantelor cu ajutorul coeficientul PER (primary energy ratio), coeficient de energie primara. Cei doi coeficienti se definesc in mod similar prin rapoarte ce implica

energia utila si energia consumata pentru actionare.

$$COP = \frac{W_U}{W_C} \quad (1)$$

in care:

W_U – energia utila cedata de sistem catre utilizator;

W_C – energia consumata pentru actionarea sistemului, atat energia consumata de compresor cat si energia consumata de aparatele auxiliare: pompe, circuite de automatizare, comanda si control.

Coeficientul de energie primara, PER, se defineste prin:

$$PER = \frac{W_U}{W_{DC}} \quad (2)$$

W_U – energia utila cedata de sistem catre utilizator

W_{DC} – energia dezvoltata de combustibil sau energia termica de actionare introdusa in sistem

In general, pentru sistemele de pompa de caldura valorile coeficientilor de performanta se inscriu in intervalele urmatoare:

PC functie de natura energiei de actionare	COP	PER
Mecanica (cu motor electric, tc = 50°C, t_0= 0°C)	2.5 - 5	
Termic (sisteme cu absorbtie/adsorbtie tc = 50°C, t_0= 0°C))		1-1.8
Sisteme cu compresor actionat de un motor termic (tc = 50°C, t_0= 0°C)		0.8-2

Performantele PC sunt afectate de urmatorii factori:

- parametrii climatici ai mediului ambiant
- temperatura sursei reci
- temperatura sursei calde
- consumurile auxiliare de energie (pompe, ventilatoare, automatizare)
- gradul de supradimensionare a PC in raport cu scopul pentru care a fost proiectata
- tipul de sistem de automatizare
- tipul pompei de caldura

2. COEFICIENTI DE PERFORMANTA

Pentru caracterizarea performantelor pompelor de caldura se folosesc mai multe tipuri de coeficienti de performanta, functie de procesele termodinamice din sistem, de corelatia pompa de caldura-utilizator, functie de sursele pompei de caldura, de perioada de exploatare.

Tinand cont de aceste conditionari in practica se intalnesc urmatorii coeficienti de performanta:

1. Coeficientul de performanta teoretic al pompei de caldura
2. Coeficientul real de performanta al pompei de caldura
3. Coeficientul global al instalatiei de pompa de caldura
4. Coeficientul de performanta al surselor
5. Coeficientul de performanta sezonier al pompei de caldura
6. Coeficientul optimal de exploatare al pompei de caldura

2.1 Coeficientul de performanta teoretic al pompei de caldura - COP_T

Este definit ca raportul dintre energia teoretic cedata la condensator si livrata utilizatorului si energia de actionare folosita de sistem.

$$COP_T = \frac{Q_{PC}}{E_A} \quad (3)$$

In care

Q_{PC} – energia teoretica livrata de PC

E_A – energia teoretica utilizat pentru actionarea PC

Coeficientul teoretic de performanta al pompei de caldura nu ia in calcul energiile suplimentare ce apar datorita fenomenele reale din aparatele sistemului. Nu sunt luate in consideratie nici energiile utilizate in aparatele auxiliare din instalatie, pompe , etc.

Acest coeficient teoretic este raportul care a definit initial caracteristicile termice ale sistemelor de pompe de caldura, a carui denumire a suferit cateva transformari in timp trecand prin formele:

- randament termic al pompei de caldura (η_{PC});
- eficienta termica a pompei de caldura (ε_{PC});
- coeficient de performanta al pompei de caldura (COP).

Initial coeficientul a fost denumit „randament termic al pompei de caldura”, notat uzual pentru acel moment cu η_{PC}, dar s-a constata ca valorile

acestui „randament” pot fi atat subunitare cat si supraunitare, de neacceptat pentru notiunea de randament termic, care atinge doar teoretic o valoare unitara.

Din acest motiv denumirea notiunii a fost schimbata in „eficienta termica a pompei de caldura”, coeficient notat in literatura de specialitate din tara noastra cu ε_{PC}.

Curentul europen privind notatii si denumiri pentru marimile din domeniul termic a condus la intrarea in uz in literatura tehnica si in practica de la noi a notiunii de „coeficient de performanta al pompei de caldura” notat in general cu COP, denumire si notatie folosite astazi in mod curent.

2.2 Coeficientul de performanta real al pompei de caldura - COP_R

Deficientele coeficientului teoretic de performanta sunt partial corectate de coeficientul real de performanta al pompei de caldura, care ia in consideratie si energiile auxiliare consumate in sistem.

Exprimat cu relatia:

$$COP_T = \frac{Q_{CD}}{E_K + E_{AUX}} \qquad (4)$$

In care:

Q_{CD} – energia transferata la condensator

E_K – energia de actionare utilizata de compresor

E_{AUX} – energia consumata de aparatura auxiliara

2.3 Coeficientul global al instalatiei de pompa de caldura - COP_G

Coeficientul global al instalatiei de pompa de caldura ia in calcul reducerea de energie livrata catre utilizator prin pierderile pe traseu pana la acesta. Se defineste prin raportul:

$$COP_G - \frac{Q_F}{E_K + E_{AUX}} - \frac{Q_{CD} - Q_P}{E_K + E_{AUX}} \qquad (5)$$

unde:

Q_F – energie furnizata utilizatorului

$Q_F = Q_{CD} - Q_P$

Q_P – pierderi de energie pe circuitul PC - utilizator

Q_{CD} – energia cedata la condensator

E_K – energie consumata de compresor

E_{AUX} – consumuri auxiliare de energie

2.4 Coeficientul de performanta al surselor - COP_S

Performantele energetice ale sistemelor de pompa de caldura sunt dependente de parametrii termodinamici ai celor doua surse, cea rece si cea calda. Se defineste coeficientul de performanta al surselor prin relatia:

$$COP_S = \frac{T_{SC}}{T_{SC} - T_{SR}} \qquad (6)$$

in care:

T_{SC} –temperatura sursei calde

T_{SR} –temperatura sursei reci

2.5 Coeficientul de performanta sezonier al pompei de caldura- COP_{SZ}

$$COP_{SZ} = \frac{W_{SZ}}{L_{AC} + W_{AUX}} \qquad (7)$$

in care:

W_{SZ} – energia livrata de PC pentru intreg sezonul de functionare

L_{AC} – consumul de energie al PC pe intreg sezonul

W_{AUX} - consumurile auxiliare de energie pe sezon

2.6 Coeficientul optimal de exploatare al pompei de caldura – COE, denumit si coeficient mediu anual de performanta

In anumite situatii tehnice, incalzirea unor spatii sau imobile se realizeaza cu ajutorul energiei electrice, complet transformabila in caldura. Coeficientul optimal de exploatare al pompei de caldura, denumit si coeficient mediu anual de performanta al acesteia, apare din necesitatea evaluarii consumurilor energetice in cazul in care energia electrica este utilizata pentru incalzire, comparativ cu cele inregistrate in cazul utilizarii pompelor de caldura.

Coeficientul optimal de exploatare al pompei de caldura, notat cu COE, este definit de relatia:

$$COE = \frac{E_{EI}}{E_{PAC} + E_{AUX}} \qquad (8)$$

in care:

E_{EI} – consumul de energie electrica pentru incalzire

E_{PAC} – consumul de energie al pompei de caldura

E_{AUX} – consumurile auxiliare de energie ale sistemului

Valorile COE sunt functie de sursa rece a PC, de tipul si performantele acesteia. Valorile maximale ale COE pentru imobile de locuit sunt:

Surse reci utilizate	Valori maxime ale COE
aer viciat evacuat	1,8
aer exterior	2,3
apa	3,2

3. METODE DE CRESTERE ALE COP-ULUI POMPEI DE CALDURA

Metodele de crestere a COP-ului pompelor de caldura implica masuri de luat atat pentru *circuitul agentului frigorific* cat si pentru *circuitele auxiliare*.

Astfel se vizeaza ameliorarea caracteristicilor:

- compresorului
- condensatorului
- vaporizatorului
- aparaturii auxiliare pompei de caldura

Daca pentru condensator si vaporizator metodele sunt in principal de tip termic, pentru compresor acestea sunt in principal de tip energetic. In continuare vom analiza pe rand fiecare aparat si economiile energetice realizate prin diverse metode de crestere a performantelor acestora in functionare.

3.1 Compresorul

Compresorul este aparatul cu consumul energetic cel mai important din instalatie. Masurile luate pentru optimizarea functionarii lui conduc la cele mai mari economii in functionare.

Dintre metode amintim:

1. adaptarea puterii livrate de compresor la necesarul utilizatorului ;
2. cresterea pragului presiunii de declansare la refulare la compresor.

3.1.1 Adaptarea puterii livrate de compresor la necesar

Masurile pe care le putem lua vizeaza impartirea puterii instalate pentru a fi usor adaptata la cerintele utilizatorului.

Economiile ce rezulta provin din faptul ca supradimensionarea instalatiei duce la pierderi suplimentare in instalatie:

- daca puterea ceruta de consumator este mai mica decat cea nominala (scade COP instalatiei foarte mult);
- creste riscul de defectare a instalatiei odata cu cresterea numarului de poniri opriri;
- la toate aparatele auxiliare (pompe, ventilatoare).

In mod curent instalatia este supradimensionata. In acest caz trebuie observat regimul de functionare al instalatiei. Trebuie vazut contorul orar de porniri, pentru a urmarii timpii de functionare. Se va urmari modul de intrare in functiune a diferitelor elemente din instalatie, functionarea diverselor etaje ale masinii, corelarea cu paramerii exteriori de reglaj.

Acolo unde este cazul se pot aplica cateva metode de limitare a pierderilor de putere ale pompei de caldura dupa cum urmeaza:

- reglarea automatizarii pentru a se evita pornirile si functionarile de scurta durata (cateva minute), ar rezulta porniri si opriri dese ;
- automatizarea pornirii instalatiei functie de cerinte si parametrii de conditionare asa incat aceasta sa nu porneasca decat temporizat si NUMAI in cazul in care cererea de putere sa fie importanta (instalatia sa nu porneasca la cresteri mici ale cererii, pentru timp scurt);
- se poate realiza viteza variabila la compresorul existent.

In mod curent, in functionarea PC in regim de IF, daca regulatorul este de tip proportional (P) va actiona functie de temperatura returului apei racite. Daca regulatorul este de tip proportional-integral (PI) va actiona functie de temperatura turului apei racite.

Reducerea turatiei compresorului scade debitul de agent frigorific dar si debitul de ulei antrenat si atunci este necesara realizarea conditiilor nominale de functionare ca se se faca o ungere buna cu ulei.

Trebuie montat un temporizator care sa poata instala puterea nominala periodic si sa antreneze uleiul in circuit.

Dimensionarea PC se face pentru conditiile extreme de functionare. Puterea nominala este mai mare decat sarcina ceruta de utilizator intr-o lunga perioada din an. Functionarea la puterea nominala pentru o perioada indelungata conduce la consumuri suplimentare.

3.1.2 Cresterea pragului presiunii de declansare la refulare la compresor

Daca compresorul declanseaza regulat in perioade foarte calde este mai bine sa se creasca pragul de presiune decat sa se creasca puterea instalata.

Aceasta masura este rentabila deoarece nu necesita investitii suplimentare. Are drept scop evitarea inlocuirii compresorului cu altul de putere mai mare ce ar consuma energie suplimentar.

Compresorul declanseaza regulat in afara perioadelor de lucru in sarcina crescuta.Este de interes sa se creasca pragul de presiune de declansare la refulare. Instalatia va lucra o perioada cu o putere putin diferita de cea nominala, iar consumul suplimentar va fi limitat. Procedura se va aplica numai cu acordul fabricantului.

A se verifica daca condensatorul nu este cumva subdimensionat in raport cu compresorul. Cresterea suprafetei CD va ameliora consumurile anuale.

3.2 Condensatorul

Condensatoarele pompelor de caldura sunt racite in principal cu aer sau cu apa. Pentru a creste eficienta in functionare a condensatorului pot fi luate masuri legate de:

1. Starea suprafetei de schimb;
2. Reglarea parametrilor de functionare ai aparatului;
3. Conditiile de amplasare si functionare ale condensatorului pentru instalatii cu functionare reversibila, regim de functionare IF

3.2.1 Starea suprafetei de schimb de caldura a condensatorului

Starea suprafetei de schimb a condensatorului determina valoarea rezistentelor termice conductive ale acesteia si a pierderilor de sarcina pe circuitele fluidelor. Reducerea rezistentelor conductive si a pierderilor de sarcina conduce la economii energetice specifice fiecarui tip de condensator.

3.2.1.1 Condensatorul racit cu aer

Curatarea condensatorului racit cu aer pe suprafata exterioara:

Curatarea cu aer:

→ e curata regulat aripioarele SC, in special la sfarsitul primaverii, pentru a curata depunerile de polen, seminte, etc, antrenate de aer.

→ uprafata condensatorului se curata cu ajutorul unui compresor cu aer de joasa presiune.

Operatia trebuie efectuata cu mare atentie, sufland aerul cu compresorul in sens invers curgerii aerului de racire peste suprafata de schimb. Mare atentie la aripioare ce au rezistenta mecanica redusa si se pot deforma sau desprinde de pe teava.

Curatarea cu apa:

→ aca se curata cu apa calda pentru a degresa suprafetei, temperatura apei utilizate trebuie sa fie mai mica decat cea de condensare pentru a se evita cresterea presiunii (suprapresiune) in condensator.

→ e va decupla de la reteaua electrica si se va lasa sa se usuce bine inainte de repornire.

Parametrii de functionare ai aparatului

Pentru condensatorul racit cu aer ecartul de temperatura intre temperatura de condensare si temperatura aerului la intrarea in condensator trebuie sa fie de 15°C pana la 20°C la functionarea in sarcina nominala, sau redus proportional cu reducerea de puterea dezvoltata de masina.

Temperatura de condensare se determina functie de presiunea de condensare utilizand diagrame sau tabele cu proprietati termodinamice.

Verificarea functionarii masinii se face prin masurarea acestui ecart intre temperatura de condensare si temperatura aerului la intrarea in condensator.

Daca ecartul este modificat,aceasta permite detectarea depunerilor din condensator.

Curatarea condensatorului racit cu aer scade consumul de energie de antrenare a sistemului. Castigul de energie este de:

- 10% pentru un strat de depuneri mic, pentru cazul curatirii anuale;
- 30% pentru cazul in care stratul de depuneri este gros, caz in care nu s-a

facut niciodata curatarea, intretinerea aparatului.

3.2.1.2 Condensatorul racit cu apa

***Curatarea condensatorului racit cu apa*.**

Curatarea depunerilor de saruri la cele racite cu apa conduce la reducerea rezistentelor termice conductive. Curatarea de depuneri se face chimic prin spalare cu solutii.

Pentru condensatoarele de puteri mari apare si problema depunerii uleiului pe suprafata de schimb de caldura, care desi in strat foarte subtire introduce o rezistenta termica conductiva foarte mare.

Aceasta rezistenta este de *8 pana la de 14* ori mai mare decat rezistentele termice conductive ale peretelui suprafetei de schimb de caldura si ale depunerii de piatra.

Curatarea condensatorului racit cu apa de depunerile de pe suprafata de schimb conduce la o economie de 15% pana la 25% din energia de actionare.

Parametrii de functionare ai aparatului

Ecartul dintre temperatura de condensare si temperatura apei la iesirea din condensator trebuie sa ia valori de la 6 la 10°C. Ecartul modificat indica existenta depunerilor din condensator.

3.2.2 Reglarea parametrilor de functionare ai aparatului

Reglarea parametrilor de functionare ai aparatului poate aduce cresteri de eficienta. Printre metodele de reglare se regaseste si aceea a scaderii temperaturii la condensator.

Scaderea temperaturii la condensator

Aceasta masura are in vedere situatiile tehnice in care exista posibilitatea reducerii temperaturii de condensare fara a afecta procesul termodinamic, scopul si functionarea instalatiei. Se presupune ca aceasta scadere de temperatura nu afecteaza interesul utilizatorului pompei de caldura.

Cresterea eficientei adusa de aceasta metoda este evidentiata de faptul ca reducerea cu 1°C a temperaturii la condensare conduce la aproximativ 3% economie de energie de actionare.

3.2.3 Conditiile de amplasare si functionare

In cazul functionarii reversibile a pompei, in anumite perioade ea functioneaza in regim de instalatie frigorifica. In aceste conditii performantele instalatiei depind de modul in care este amplasat condensatorul. Asigurarea unor conditii corespunzatoare de functionare, amplasarea condensatorului, pozitionarea acestuia intr-un loc adecvat conduce la cresterea performatelor acestuia.

Aceste conditii presupun:

- sa se realizeze procesul de condensare in mod corect;
- sa se pastreze regimului de temperaturi pentru agentul de racire (aer de racire);
- sa fie ferit de radiatia solara

Amplasarea lui intr-un mod defectuos conduce la scaderea performantelor acestuia. Condensatorul trebuie amplasat intr-o zona in care sa fie realizata o racire corespunzatoare. De exemplu nu este indicat sa se produca o recirculare a aerului peste suprafata de schimb, ce ar conduce la modificarea regimului de temperaturi a aerului de racire, proces ce se petrece in cazul in care spatiul este inchis sau este protejat de suprafete de inchidere, paravane, fie ele si transparente. Se poate constata existenta regimului defectuos de functionare prin masurarea temperaturii aerului din incinta. Evitarea expunerii aparatului la radiatia solara este necesara in cazul in care condensatorul este amplasat pe o terasa. Este bine sa se amplaseze un parasolar pentru protejarea condensatorului de radiatia solara. In cazul in care terasa este acoperita cu un strat hidroizolator de culoare neagra (carton asfaltat …etc) este bine sa fie acoperit acest strat cu pietris alb pentru a se evita cresterea temperaturii aerului din cauza radiatiei solare. Aceste masuri conduc la reducerea temperaturii aerului de racire si implicit a celei de condensare, ceea ce determina scaderea presiunii de condensare si reducerea lucrului mecanic de compresie consumat.

3.3 Vaporizatorul

Ca si la condensator, trebuie sa luam niste masuri ce privesc suprafata de schimb de caldura si apoi reglarea parametrilor de functionare ai aparatului. Pentru aceasta trebuie realizate permanent:

1. conditii bune de transfer de caldura la vaporizare;

2. reglarea parametrilor de functionare ai vaporizatorului;
3. controlul permanent al parametrilor agentilor din vaporizator.

3.3.1 Realizarea unor conditii bune de transfer de caldura la vaporizare

Ca si la condensator si suprafata vaporizatorului trebuie intretinuta si curatata, in caz contrar depunerile de piatra,ulei sau oxizi pot reduce fluxul de caldura transferat din cauza rezistentelor termice conductive suplimentar introduse.

Odata cu reducerea fluxului de caldura transferat intre agentul frigorific si apa racita, temperatura de vaporizare scade, compresorul lucreaza suplimentar si COP-ul scade.

Daca este foarte murdar (cu depuneri multe), curatarea vaporizatorului poate conduce chiar la 15% economie energetica la comprimare.

3.3.2 Reglarea parametrilor de functionare ai vaporizatorului

Cresterea temperaturii de vaporizare

In general vaporizatorul functioneaza la o temperatura de vaporizare constanta pentru conditiile cele mai grele de lucru. In cele mai multe situatii fluxul preluat in vaporizator excede puterea necesara a fi preluata. Consumul suplimentar conduce la scaderea performantelor pompei de caldura. Procedura se aplica in cazul in care usoara crestere a temperaturii de vaporizare nu strica echilibrul termodinamic la sursa rece. Alegerea corecta a parametrilor de functionare ai vaporizatorului conduce la cresterea performantelor sistemului, de exemplu: cresterea temperaturii de vaporizare cu 1°C conduce la cresterea cu 3% in medie a economiilor, respectiv:

- cu 2% pentru instalatiile cu compresor cu piston;
- cu 3% pentru instalatiile cu compresor centrifugal;
- cu 4% pentru instalatiile cu compresor elicoidal.

3.3.3 Controlul permanent al parametrilor agentilor din vaporizator

Este util sa verificam ecartul intre temperatura de vaporizare si cea a agentului primar la iesirea din aparat. Trebuie sa fie, in general, de 6 la 10°C. Daca nu se respecta ecartul :

- aparatul are suprafata cu depuneri. Este rentabil sa fie curatata chimic;
- aparatul are suprafata de schimb de caldura micsorata, (redusa)(de ex tevi sparte cu debit redus de apa, agent de lucru.

3.4 Aparatura auxiliara

3.4.1 Ventilul de laminare

La ventilul de laminare urmarim imbunatatirea procesului de detenta. Ventilele de laminare sunt :

- de tip termostatic
- de tip electronic

Detentorul termostatic este dimensionat sa lase sa treaca un anumit debit de fluid – daca diferenta de presiune scade, scade si debitul laminat. De aceea constructorul de compresoare impune o presiune minima la iesirea din CD, deci o temperatura minima de condensare de atins functie de agentul de lucru. In aceasta situatie ne propunem urmatoarele masuri:

- sa inlocuim ventilul termostatic cu unul electronic.
- sa racim mai intens condensatorul, de exemplu cu o baterie de ventilatoare in cascada, cu turatie variabila in scopul de a limita cresterea temperaturii de condensare, se reduce cu 3% lucrul mecanic de comprimare.

Inlocuirea detentorului termostatic cu unul electronic trebuie insotita de inlocuirea regulatorului instalatiei.

Reglajul trebuie sa asigure o buna evaporare a fluidului asa incat sa se evite accesul picaturilor de lichid in compresor, conform curbei de reglaj. La vaporizator trebuie corelata supraincalzirea cu debitul si respectiv puterea frigorifica. Astfel se poate regla sectiunea de trecere a agentului, deschiderea ventilului, functie de temperatura la iesirea din vaporizator, masurata cu un senzor montat direct pe teava si presiunea de vaporizare, senzorul de presiune fiind montat pe conducta de aspiratie a compresorului.

3.4.2 Ventilatoare

Optimizarea functionarii ventilatoarelor implica reducerea puterii consumate prin:

- evita astfel pornirile si intreruperile dese, la aproximativ 2 minute, cu efect negativ asupra motorului si consumului de energie;

- folosirea unui ventilator cu turatie variabila (cu regulator de turatie);
- Instalarea sistemelor cu turatie variabila la ventilatoarele existente necesita uneori schimbarea motoarelor acestora, dar investitia in variatorul de turatie conduce la atenuarea zgomotului.

Puterea consumata de ventilator este proportionala cu turatia conform curbei ventilatorului. Reducand turatia la jumatate se reduce consumul de 8 ori.

4. METODE DE CRESTERE A COP-ULUI POMPEI DE CALDURA – CIRCUITE AUXILIARE

Sunt metode simple ce trebuie aplicate dar ele conduc la realizarea de economii importante. Amintim urmatoarele:

- reducerea debitelor de agenti auxiliari – acolo unde este oportun;
- echilibrarea circuitelor hidraulice auxiliare pompei de caldura;
- aplicarea de metode practice de ameliorare a consumurilor energetice pe circuitele auxiliare pentru eliminarea supraconsumului energetic inutil.

4.1 Reducerea debitelor de agenti auxiliari

Dependent de regimul de functionare al pompei de caldura, in masura in care exista posibilitatea, reducerea puterilor consumate de agenti auxiliari imbunatateste COP-ul.

Pentru aceasta putem lua urmatoarele masuri:

- alegerea unei viteze mai mici la pompa de circulatie cu selector
- schimbarea pompelor cu turatie fixa, cu pompe cu turatie variabila (debit variabil)

De exemplu, daca debitul din instalatie este de 2 ori mai mare decat debitul necesar pompele consuma energie electrica de 6 ori mai mult.

5. CONCLUZII

Eliminarea supraconsumului energetic inutil atat la paratele principale cat si la cele secundare canduce al economii importante de energie de actionare ce se cuantifica in economii banesti. Prin metode aparent fara importanta se pot reduce consumurile cu valori importante asa cum am vazut anterior. Este datoria specialistului sa puna in evidenta aceste metode si sa realizeze aplicarea lor in cat mai larga masura.

REFERINŢE

[1] G. Ivan - *Pompes a chaleur* – Matrix Rom, 2000;
[2] G. Ivan - *Saving energy with heat pumps*. Buletinul Stiintific al UTCB Nr.2/ 2003
[3] G. Ivan, D. Chisalita, N. Ivan - *Critères de choix d'un système pour assurer l'énergie nécessaire au confort thermique et a la production de l'eau chaude sanitaire*. Conférence IBPSA 2008, Lyon, 6 – 7 nov. 2008.

EVOLUTIA CLIMATULUI INTERIOR AL UNEI CASE PASIVE DIN ROMANIA

Gabriel IVAN[1], R. CALOTA[1], R. CRUTESCU[2]

[1]UNIVERSITATEA TEHNICA DE CONSTRUCTII BUCURESTI, Romania.
[2]PASSIVHAUS INSTITUT BUCUREŞTI, Romania.

Rezumat. Lucrarea de fata prezinta evolutia parametrilor interiori, pentru prima casa pasiva de birouri din Romania. Casa are peretii realizati din cofraje termoizolante, din neopor, in care s-a turnat beton. La exterior este prevazut suplimentar un strat de polistiren expandat, iar la interior un strat de vata minerala, astfel incat pierderea de caldura catre exterior este foarte scazut. Casa este prevazuta cu captatori solari, cu sisteme de recuperare a caldurii din aerul interior, viciat, evacuat catre exterior. Aerul proaspat exterior este trecut printr-un schimbator de caldura ingropat in sol in care este incalzit iarna si racit vara, dupa care este introdus in agregatul de climatizare. In procesele de tratare a aerului sunt folosite energii preluate din surse de potential termic scazut.
Cuvinte cheie: casa pasiva, performanta energetica.

Abstract. The present paper presents the thermal performances and the evolution of indoor parameters in a passive house from Romania. The passive house which is studied has the outside walls made by reinforced concrete placed in thermal insulating formworks, over which, at the exterior, is fitted with an additional layer of thermal insulation from expanded polystyrene. The inside walls have an additional layer of thermal insulation from mineral wool. All these actions lead to a reduction of thermal loss. Moreover, the passive house is provided with modern plants with solar collectors, heat recovery systems from vitiated air, pre cooling of the air in the cold season, by its passing through a soil exchanger and ground to water heating pumps.
Keywords: passive house, thermal performances.

1. INTRODUCERE

Cladiri pasive au fost construite in general in scop rezidential. Cele cu alte destinatii nu au fost in atentia specialistilor intr-o prima etapa. In Romania a fost construita o casa pasiva cu destinatia de cladire de birouri, in comuna Bragadiru, SAI. La construirea acesteia au fost avute in vedere atat structura anvelopei cat si utilizarea unor sisteme pentru crearea confortului interior care sa puna in valoare energii din surse regenerabile. Sursele de potential termic scazut utilizate au fost solul si energia solara. A fost utilizata si energia dintr-o sursa deseu locala, apa calda rezultata dintr-un proces de productie.

2. DESCRIEREA ANVELOPEI

Anvelopa casei analizate este realizata din beton armat, izolat termic la exterior si interior cu neopor. Suplimentar, peretii exteriori sunt izolati cu un strat de styropor la exterior, iar la interior cu un strat de celuloza ignifugata protejata cu placi de rigips.

Suprafata vitrata este realizata din geamuri tip termopan, cu trei foi de geam, doua fiind de joasa emisivitate, iar spatiul dintre foile de geam este umplu cu krypton. Usa de la intrare este de tip termopan cu windfang. Ferestrele termopan sunt prevazute cu jaluzele reglabile pentru reducerea aporturilor din radiatie, in sezonul cald.

3. SISTEME UTILIZATE PENTRU ASIGURAREA CONFORTULUI INTERIOR

Incalzirea spatiilor se realizeaza cu aer cald si cu un sistem de incalzire in pardoseala. In

timpul verii, un agregat de climatizare asigura aerul conditionat necesar spatiilor de lucru. In perioada dintre sezonul cald si cel rece, respectiv primavara si toamna, agregatul de climatizare asigura confortul interior.

Constructia este dotata cu:

- sistem de incalzire in pardoseala;
- agregat de climatizare;
- schimbator de caldura cu solul ce realizeaza incalzirea aerului introdus iarna si racirea acestuia vara;
- sistem de pompa de caldura de tip sol-apa ce prepara apa calda, agent de lucru atat pentru bateriile din centrala de climatizare, cat si pentru sistemul de incalzire in pardoseala;
- panouri solare pentru prepararea apei calde de consum.

Recuperarea caldurii din sol se realizeaza printr-un schimbator de caldura cu solul (SCS), amplasat la o adancime de 3.5 m, format din distribuitor si colector cu diametrul de 400 mm fiecare, iar intre ele este pozat un fascicul de 8 tevi cu L = 8x5.5 = 44 m.

Cele 8 tevi din care este format gratarul au diametrul de 200 mm. Elementele componente ale schimbatorului de caldura cu solul sunt pozate in plan orizontal.

In acest schimbator de caldura se realizeaza preincalzirea aerului exterior inainte de introducerea in sistemul de climatizare, in sezonul rece si preracirea aerului in sezonul cald.

Coeficientul de conductivitate termica de valoare scazuta al materialului din care este realizat schimbatorul si coeficientul convectiv de schimb de caldura aer – suprafata de schimb redus conduc la o suprafata mare a acestui aparat. SCS are priza de aer exterior amplasata in spatiul verde, prevazuta cu doua filtre de aer.

De asemenea, ansamblul este prevazut cu o pompa de caldura tip sol-apa pentru alimentarea bateriilor de incalzire a aerului si a sistemului de incalzire prin pardoseala, pentru care au fost realizate doua foraje la o adancime de 120 m. Fiecare foraj este dotat cu doua sonde fiecare, doua conducte tur si doua pentru returul agentului de alimentare a pompei de caldura. Sondele sunt legate la un distribuitor si la un colector de agent termic ce va fi racit in vaporizatorul pompei.

Acest sistem functioneaza reversibil, in sezonul rece in regim de pompa de caldura, iar in sezonul cald in regim de instalatie frigorifica. In primul caz sondele preiau caldura din sol, iar in al doilea se realizeaza disiparea in sol a caldurii preluate de la instalatie.

Recuperarea caldurii din aerul viciat este realizata in agregatul de climatizare prevazut cu un schimbator de caldura recuperativ.

In acest aparat se preia caldura continuta de aerul viciat ce este cedata apoi aerului proaspat, realizandu-se astfel o economie energetica.

Agregatul de climatizare are sistemul de filtrare ce impiedica patrunderea pariculelor cu diametru mai mare de 0,3 μm in aerul climatizat.

Casa este prevazuta cu *panouri solare*, cu rol in prepararea apei calde de consum. Panourile sunt conectate la un rezervor de acumulare cu serpentina pentru reducerea variatiilor de temperatura datorate conditiilor climatice. In total sunt 10 colectori solari, pozati pe doua randuri pe acoperisul constructiei.

Pentru partea de instalatii electrice se utilizeaza *sisteme de iluminat economice*, si echipamente electronice de eficienta energetica ridicata.

4. ANALIZA EVOLUTIEI CLIMATULUI INTERIOR

In continuare se prezinta o analiza a evolutiei temperaturii interioare si umiditatii relative din interiorul casei analizate, in raport cu variatia temperaturii exterioare. Analiza s-a desfasurat pe perioada 29.10.2010 - 15.11.2010.

S-au analizat din cadrul cladirii parterul si trei etaje din cele patru, care sunt de tip open-office, cu destinatia de birouri. Ultimul nivel este utilizat drept spatiu de locuit pentru personalul firmei.

Parametrii au fost monitorizati cu ajutorul unor senzori, cate patru pe etaj, iar graficul de

variatie a temperaturii exterioare provine din datele procurate de la Statia Meteo Filaret.

In continuare se prezinta sub forma grafica (Fig. 1.), evolutia temperaturii exterioare precum si valorile temperaturilor si umiditatii relative pentru spatiul interior.

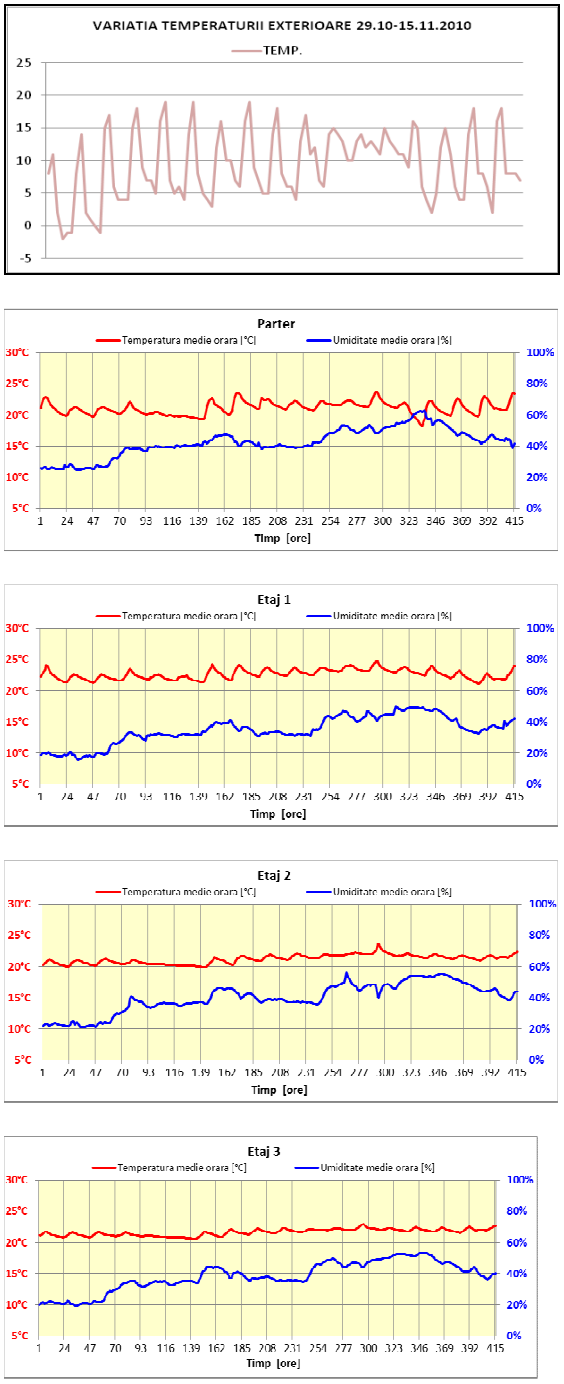


Fig.1. Date experimentale

Din analiza graficelor prezentate se poate observa ca, pentru perioada studiata, temperatura exterioara atinge, in medie, un minim de 5 grade in timpul noptii, iar in timpul zilei se ating maxim 18 °C.

Pentru realizarea confortului interior, in cladire au functionat pe aceasta perioada, instalatia de climatizare si instalatia de incalzire prin pardoseala.

Temperaturile interioare au fost mentinute la o medie de confort, fara fluctuatii importante, de 21°C pentru parter, etajele 2 si 3, si de 22 °C pentru etajul 1, dotat cu un numar mai mare de echipamente electronice. Umiditatea relativa, variaza intre 20 - 60 %.

In cazul parterului fluctuatia mai pronuntata a temperaturii se explica prin numarul mare de deschideri a usii de acces in cladire, urmare circulatiei pesonalului.

Peretii exteriori ai cladirii au urmatoarea structura de la exterior spre interior;

- styropor, 20 mm, de densitate 24 kg/m^3, conductivitate termica 0,037 W/mK;
- neopor, 63 mm, de densitate 24 kg/m^3, conductivitate termica 0,03 W/mK;
- beton Armat, 203 mm, conductivitate termica 1 W/mK;
- styropor, 63 mm, de densitate 24 kg/m^3, conductivitate termica 0,037 W/mK;
- celuloza ignifugata,70 mm, conductivitate termica 0,039 W/mK;
- gipscarton, 13 mm, conductivitate termica 0,038 W/mK.

Datorita unei foarte bune izolari, atat pe exterior cat si pe interior va rezulta o rezistenta termica a peretilor exteriori de R_1= 6,683 m^{2}K/W. Suprafata peretilor exteriori din zona analizata este de 6610,8 m^2 din care 198,9 m^2 ii constituie suprafata vitrata. Fatada laterala dreapta a cladirii este invecinata, pe o suprafata de 58,33 m^2 cu garajul.

Pentru ansamblurile rama si vitraj ale tamplariei exterioare, este data o rezistenta termica de R_2 = 1,25 m^{2}K/W de catre producator.

Peretii interiori sunt realizati din gipscartons cu termoizolatie din vata minerala iar planseele sunt din beton armat, polistiren expandat si din gresie pentru circulatie intensa.

Inaltimea structurii analizate (P+3 etaje) este 13,87 m. Nu a fost analizata evolutia parametrilor interiori din spatiile de la ultimul etaj al cladirii.

Din valorile masurate rezulta media pentru temperatura interioara si cea pentru temperatura exterioara, respectiv: t_{int}= 21,25 °C si t_{ext}= 9,89 °C.

Clădirea este compusă din parter având înălţimea de 4.12 m şi patru etaje, fiecare având înălţimea de 3.25 m. Pentru zonele analizate, a caror suprafata este de 1905,55 m^2 rezulta un necesar de incalzire de Q = 12,71 kW.

5. CONCLUZII

Necesarul de incalzire rezultat este mult mai mic decat in mod uzual. Pentru o cladire a carei anvelopa ar fi fost executata in structura de tip vechi necesarul ar fi fost de aproximativ 5 - 10 ori mai mare.

Evolutia temperaturii interioare, prezentata in grafice, evidentiaza conditii sporite de confort, o mai mare variatie prezentand la parter din cauza frecventei ridicate de deschidere a usilor de catre personal.

Consumul specific anual rezultat din masurarile facute este de 13,93 kWh/m^2*an, ceea ce justifica definirea acestei constructii ca si o casa pasiva.

REFERINŢE

[1] G. Ivan, S. Dimitriu, R. Crutescu, M. Crutescu, N. Ivan - *The first Romanian passive office building.* Congrès CLIMA 2010, Antalya, 9 - 12 may 2010.

[2] V. Badescu, D. Hera, M. Crutescu, R. Gherasim Crutescu, N. Costache, G. Ivan, L. Drughean, A. Ilie, F. Iordache, V. Iordache, M. Marinescu, S. Dimitriu, N. Boriaru, D. Isvoranu, M. Cazacu, S. Budea, G. Constantin - *Cladire pasiva cu destinatie administrative.* The Conference on Energy Efficiency and Buildings, A. A. E. C. Bucuresti, 3-4 december 2007; ARTECNO Bucuresti.

REGENERATIVE BRAKES – A VIABLE SOLUTION FOR SAVING ENERGY

Gabriel Cătălin MARINESCU, Oana Victoria OŢĂT , Ionuţ Silviu DUMITRACHE

UNIVERSITY OF CRAIOVA, Romania.

Rezumat. Lucrarea de faţă tratează problema adoptării din ultimii ani, pe o scară largă si in continuă extindere a unor tehnologii capabile sa reducă pierdrile energetice întâlnite la transportul cu automobile. Una din aceste solutii tehnice o reprezintă frânele regenerative, ce preiau o parte din energia disipată la frânare, o stocheaza sub diverse forme si o reintroduc in circuitul de alimentare al vehiculului. Sunt descrise câteva modele de astfel de sisteme, împreuna cu modalitatea de funcţionare si aportul economic pe care acestea il aduc.
Cuvinte cheie: frânare, energie, disipare, stocare, KERS.

Abstract. The peaper describes some technical solutions that have continuously been developed and adopted over the past years, capable of reducing energy losses in vehicle transportation. One of them is represented by regenerative brakes, that store a certain amount of the energy lost during the braking process and then release it in order to power the vehicle. Here are described some models, their working principles and there are also explained the benefits they bring to vehicles' working.
Keywords: braking, energy, losses, storage, KERS.

1. INTRODUCTION

1.1. Need and application of regenerative brakes

Car manufacturers became more and more intrested in the efficiency of their vehicles over the past years. This is the reason why alternative fuel solutions were developed and together with them, various means of saving energy. They were first experimented, tested and then applied on mass production vehicles.

As a result, the latest models can now be equipped with devices like solar pannels, hybride power systems and even with totally elctric power units, in order to offer an alternative to internal combustion engines. They also have LED lights, stop and go systems for the engines or regenerative brakes, in order to improve the energetic efficiency of the vehicle. Cars that use electric engines are continuously tested with various battery types that rise their autonomy.

The paper is an approach on regenerative brakes solutions, headlining the working principles and the main advantages that this technology brings.

The needs mentioned before have determined the development of regenerative braking systems, mainly for hybrid and electric cars. The technology has been recently introduced not only on mass production hybrid cars, but also on the latest Formula 1 racing cars.

Various applications of this new technology can be found on prototypes, designed not only like urban passanger cars, but also on larger transport vehicles, like busses or trains.

2. REGENERATIVE BRAKES – TYPES AND WORKING PRINCIPLES

2.1. Electric regenerative brakes

The use of electricity to power a car or a train means a cyclic energy conversion from various forms of energy, like thermal, eolian, mechanical or solar to electricity that is then coverted to mechanical work.

Regenerative brakes are in fact a mean of reducing fuel consumption, by recovering the energy that is normally lost by friction, during the braking process.

Generally, every time the braking pedal is pushed, energy is lost through the heat that is transfered to the air. That means an useless fuel consumption at every slow down of a vehicle.

An economical solution is to store braking energy during this process into a device and then reuse it to power the engine of the car or for at

least other auxiliary systems inside a car. There are several types of regenerative braking devices that convert the kinetical energy of the vehicle in motion into potential electrical or pneumatic energy types.

Electrical regenerative brakes are suitable for electric and hybrid cars and they work by slowing the vehicle down while using the electric motor not as a consumer, but as a charging unit for the battery. This method is very efficient and also simple, but not sufficient to stop the car. So it can reduce with around 30 % the losses caused by friction between the brake's components. In figure 1 there is briefly shown the energetic transfer from the wheels to the battery while slowing down, for a hybrid vehicle.

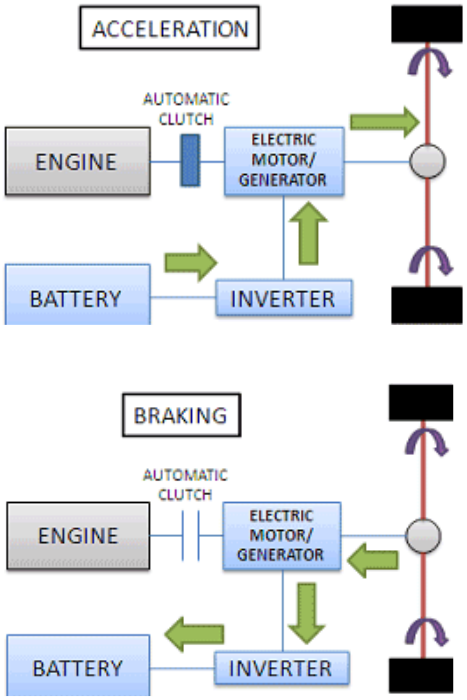


Fig.1 . Energy transfer between the wheels and the battery of a hybrid car while accelerating and braking

The combustion engine and the electric motor that power the vehicle are connected by an auxiliary electromagnetic clutch. By working together with the thermal engine, the electric motor rises the power of the vehicle when accelerating. On the other hand, when the vehicle is slowing down, the clutch is disconnected and the braking energy is transferred directly to the battery. The process can take place due to the possibility to change the function of the electric engine into motor or generator.

2.2. Flywheels

A flywheel is a device consisting of a solid wheel, usually attached to an engine's shaft or another shaft in spinning motion and has the purpose to store energy due to the spinning inertia, when the shaft is not spinning by itsself. These elements are very common in every internal combustion engine. Technology is adapting to transport and environmental needs, and as energy storing devices start to equip new generation vehicles, flywheels are used as part of these efficient systems. In order to understand the function of a flywheel, there is described its working principle on a racing car.

The flywheel is connected to the drivetrain through a continuous variable transmission. Energy is stored when the gearbox is moved to a ratio specific to a high speed of the flywheel. Energy is then released when the gearbox is moved to a ratio where the flywheel si slowed down. A clutch is integrated in order to disconnect the system when speeds become too high.

Even if the ideea of using such a device is not new, solutions had to be found in order to obtain a sufficient power storage in a light and low dimension unit, to be also implemented on F1 race cars. The speed of the flywheel for this model is around 64,500 rpm. It can be reached due to the low dimensions of the wheel, but it also means that the housing structure has to be very solid to prevent damage in case of a failure. The drawbacks are the windage losses and the heat created. These problems could be solved by working in vacuum conditions. Vacuum has its own disadvantage by making it difficult to get power in and out because of air leaking, a problem that was also solved, this time by addopting a hermetic shaft seal.

So it was obtained a flywheel that reamins intact after a crash or failure, having a vaccum seal and a bearing sollution.

Several sollutions were developed for this system. One of them uses a flywheel made of a carbon filament wrapped round a steel hub that weights 5 kilograms. A property of the carbon is the tensile strength that prevents shattering under the goals at very high speeds. Because of the flexibility of the designing tools, there can be produced cylinders of many dimensions, from long thin cylinders, to slim ones that have a large diameter.

Technology has allowed to create flywheels that can generate up to 60 kW, with torques over 18 Nm.

The main composing elements of a flywheel system are shown in figure 2.

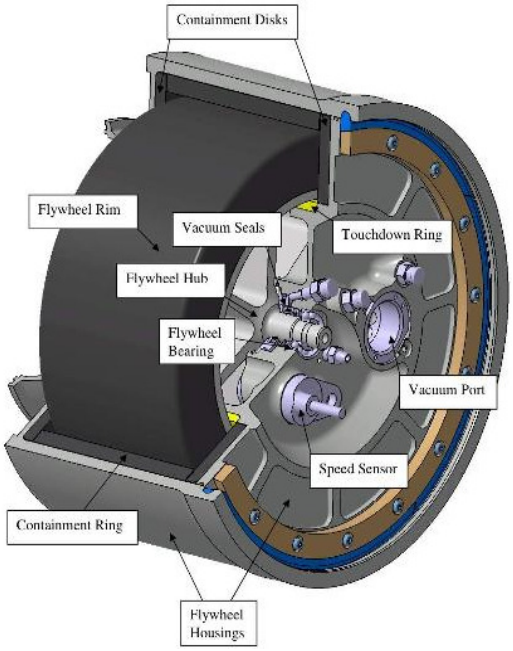


Fig.2 . Elements of a flywheel energy recovery system

2.3. Hydraulic fluids and compressed gas

Another mean of storing the energy produced by speed reduction is to use hydraulics or compressed gas. There were developed devices that contain pumps, pipes and tanks, in order to store energy as pressure. One of these systems is the HLA (Hydraulic Launch Assist) developed by Eaton.

The device is mounted on a truck and is located between the rear axis of the car and the transmission. At a push of the brake pedal, the motion of the wheels is used to compress hydraulic fluid, reducing the vehicle's speed. During acceleration, energy flow is reversed back to the wheels.

By using this system it is obtained a reduction of around 30% of the fuel consumption, being suitable for garbage trucks that stop often.

Another advantage consists of a longer life span of the brake disks. They have a life five times longer than the ones of a hybrid vehicle.

The main elements of this system can be seen in figure 3.

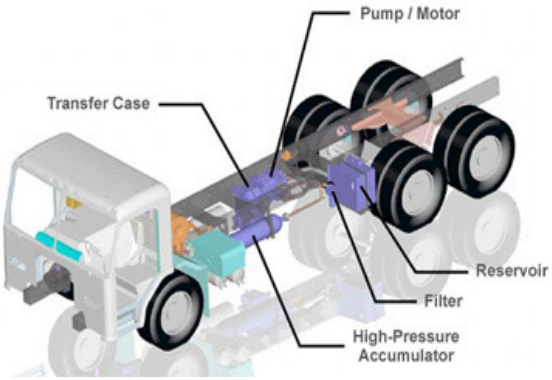


Fig.3 . Elements of a compressed gas energy recovering system

2.4. Formula 1 braking innovations – KERS

The KERS stands for Kinetic Energy Recovery System and is a system designed to allow the recovery of the braking energy. The energy is stored into a battery or a flywheel and it is released later at the driver's choice by a press of a button placed on the steering wheel.

The system has a high speed flywheel that is connected to an electric motor Another electric motor is connected to the gearbox. When braking, the electric motor on the gearbox works as a generator, speeding up the flywheel.

When the vehicle accelerates the process is reversed, the flywheel working as a generator, providing power to the motor on the gearbox, that works as a consummer.

The flywheel is made of a composite material, allowing to speed faster than other flywheels, having in the same time the advantage of a reduced mass. This improves the power – weight ratio.

Such a technology allows the race to be more spectaculous, because of the increased number of overtaking maneuvers.

The extra amount of energy per lap is about 60 bhp for around 6 seconds.

This innovation is a technological solution that gives a suitable response to energy problems.

The reason why this system is not applied on many normal vehicles at the moment is that it is not yet developped, but it will become a standard equipment in the next years.

3. PERSPECTIVES AND IDEEAS FOR FURTHER DEVELOPMENT

The research done until now has proved that in the transportation sector, specially for autovehicles there have been done significant improvements regarding fuel efficiency and

energetic waste reduction. The use of kinetic recovering systems led to further results that can become a standard equipment for future vehicles. Similar to regenerative brakes, there has been developed a regenerative suspension, that uses kinetic energy due to bumps in the road, to produce power for the vehicle. Electromagnetic impulses can recharge the electric circuit of the car at every vertical motion of the car body. The same ideea can be applied by using air that is pressured in order to save energy. A pneumatic system using pipes, air tanks and valves can be adopted for this. Another possible ideea is to use piezoelectric materials or other solutions to recover energy lost through various types of vibrations, for example the vibrations in the engine compartment.

4. CONCLUSIONS

Vehicle transport is continuously changing and adapting to human demands. The need of pollution and energy waste reduction has determined the development of several innovative systems, that represent sollutions to these problems. Regenerative brakes represent the beginning of a new technological trend of optimising the energy consumption inside vehicles. They can be adapted to concept cars, hybrid vehicles and Formula 1 racecars. Having various design principles, working with motion, electricity or different fluids, regenerative brakes are a step forward in increasing the number of systems that make a vehicle more fuel efficient.

The goal is not necessary to change the fuels, but to optimise energetic consumption and develop a new tachnology that assures low, affordable costs for every vehicle user.

ACKNOLEGMENT

This work was partially supported by the strategic grant POSDRU/88/1.5/S/50783, Project ID50783 (2009), co-financed by the European Social Fund – Investing in People, within the Sectoral Operational Programme Human Resources Development 2007-2013.

REFERENCES

[1] Ralf Stroph; Mario Teitzer; Alfred Pruckner – *Simulation of an ABS System in Combination with Regenerative Braking Using E-Powertrains*, ATZelektronik worldwide Edition: 2011-02
[2] Markus G. Kliffken; Matthias Beck; Christine Ehret; Robert Stawiarski – *Put the Brake on Costs and Preserve the Environment with Hydraulic Hybrid Drive*, ATZelektronik worldwide Edition: 2009-03
[3] Dr. Keith Pullen; Chris Ellis - *The Vehicle as Kinetic Energy System*, ATZ autotechnology Edition: 2008-10
[4] www.explainthatstuff.com
[5] www.fiatmio.cc
[6] www.cvel.clemson.edu/auto
[7] www.racecar-engineering.com
[8] www.solarcellcentral.com

ANALIZA UNEI INSTALAȚII SOLARE STIRLING CU OGLINZI FRESNEL ȘI STOCAJ ÎN HIDROGEN DESTINATĂ ALIMENTĂRII CU ELECTRICITATE A CONSUMATORILOR CASNICI

Stoian PETRESCU[1], Vlad MARIȘ[1], Camelia STANCIU[1], Michel FEIDT[2], Monica COSTEA[1], Octavian MĂLĂNCIOIU[1], Iosif DURĂ[1]

[1]UNIVERSITATEA POLITEHNICA BUCUREȘTI, Romania.
[2]UNIVERSITATEA HENRY POINCARE DE NANCY, France.

Rezumat. În această lucrare este prezentat un sistem solar Stirling, capabil să producă energie electrică, astfel putându-se susține din puct de vedere energetic o casă, reducându-se consumul din rețeaua electrică și surplusul de energie fiind stocat în hidrogen. Instalația solară este proiectată pentru a producer energie electrică prin schema SEHE descrisă în trecut de autori. Această schemă descrie următoarele transformări: energie solară – energie electrică - electroliza apei - hidrogen – pila de combustie – energie. Această schemă este completată cu un electrolizor, butelii de stocare, pilă de combustie, pe filiera alimentării cu energie electrică prin utilizarea hidrogenului produs anterior şi stocat. Avantajul este că sistemul poate funcționa direct prin producerea energiei electrice din energia solară, în cazul consumului obișnuit al unei case. Instalația solară prezentată aici este alcătuită dintr-un set de oglinzi Fresnel poligonale folosite cu un motor Stirling solar, aşeza la pământ. Ansamblul este proiectat cu dublă mişcare pentru a se putea ține cont de poziția Soarelui, în funcție de azimut şi de zenit. Modelul de calcul SEHE prezentat porneşte de la o schemă de calcul a instalaţiei solare dezvoltată, studiată, optimizată şi validată anterior pentru sistemele solare Stirling cu oglindă parabolică. Aici schema este extinsă şi adaptată pentru un motor Stirling stationar, folosind oglinzi Fresnel, prin considerarea variaţiilor zilnice, sezoniere şi geografice ale insolaţiei (precum în schema precedentă descrisă de autori). Astfel, simularea funcţionării ansamblului solar, respectiv estimarea energiei electrice produse, să poată fi aplicată cu succes în oricare locaţie geografică şi în orice perioadă a anului. În plus, pe filiera de producere a energiei electrice prin utilizarea hidrogenului stocat, modelul este mai departe dezvoltat prin calculele aferente estimării performanţelor electrolizorului şi pilei de combustie, conducând astfel la estimarea performanţelor întregului sistem. Această analiză evidenţiază modul în care poate fi acoperit consumul în cazul zilelor înnorate, putând fi folosit hidrogenul stocat şi modul în care consumul de energie din rețea este redus, prin folosirea energiei „verzi” de la Soare.
Cuvinte cheie: sistem solar Stirling, energie, schema SEHE.

Abstract. The paper presents the analysis of a solar Stirling assembly produceing electrical energy for household utility and storing the excess energy into hydrogen. The assembly is conceived to produce electrical energy through the SEHE scheme previously introduced by the authors. This scheme consists of the following successive transformations: solar energy → electricity → water electrolysis → solar energy storage into hydrogen → fuel cell → electricity. This scheme is developed by adding to the solar assembly the following components: electrolyzer, hydrogen storage tanks and fuel cells, the latter generating electricity from the previously produced and stored hydrogen to cover the peak demand or the cloudy period during the day. The solar part of the assembly consists of a set of polygonal Fresnel mirrors designed with double tracking in order to take into account the position of the Sun, depending on the azimuth and zenith. The mathematical model of the SEHE scheme is based on the model of the solar installation, which was developed, optimized and validated in previous reported work for the Dish-Stirling engine. This model is expanded here and adapted for a stationary Solar Sirling engine using Fresnel Mirrors, by taking into account the daily, seasonal and geographical variations of the solar insolation. Thus the solar assembly operation simulation and the electrical energy production can be successfully estimated in any geographical location and at any time of the year. Furthermore, on the electrical energy production pathway by using the stored hydrogen, the model is developed by taking into account the estimated efficiencies of the electrolyzer and of the fuel cells, this leading to the estimation of the efficiency of the whole system. This analysis emphasizes the way in which the peak consumption is covered in the case of cloudy days, by using the stored hydrogen and how the grid energy consumption is reduced by using “green” energy from the sun.
Keywords: Stirling solar system, energy, SEHE scheme

1. INTRODUCERE

Modelul de calcul al sistemului propus porneşte de la o schemă de calcul a instalaţiei solare dezvoltată, studiată, optimizată şi validată anterior [1-5] cu ajutorul datelor experimentale existente în literatură [6], care este completată aici prin considerarea variaţiilor zilnice, sezoniere şi geografice ale insolaţiei (intensităţii radiaţiei solare, *E*), precum şi prin calculul perioadei de funcţionare a sistemului în funcţie de insolaţia disponibilă. Originalitatea sistemului constă în folosirea unei oglinzi Fresnel în locul oglinzii parabolice pentru a putea alimenta un motor Stirling solar 4-95 MARK II [6].

1.1 Prezentarea ansamblului solar şi a schemei de realizare a alimentării consumatorului cu energie electrică pe cele două filiere

În *Fig. 1* este prezentat ansamblul solar alcătuit din concentrator (oglinda Fresnel) – receptor – motor Stirling (4-95 MARK II) [6] – generator electric. Cea de a doua parte a instalaţiei reprezintă cuplarea primei părţi la un sistem de producere a hidrogenului prin procesul de electroliză a apei şi apoi la un ansamblu de pile de combustie pentru producerea energiei electrice din hidrogenul stocat, pentru perioadele în care energia electrică nu poate fi produsă direct din energie solară (pe timpul nopţii, zile noroase, etc) sau în perioadele de consum de vârf când este nevoie de un supliment de energie electrică pentru acoperirea cerinţelor. De asemenea, instalaţia este astfel concepută încât o parte din hidrogen să poată fi utilizat direct pentru anumite aplicaţii (alimentarea autoturismului, încălzirea apei menajere, etc).

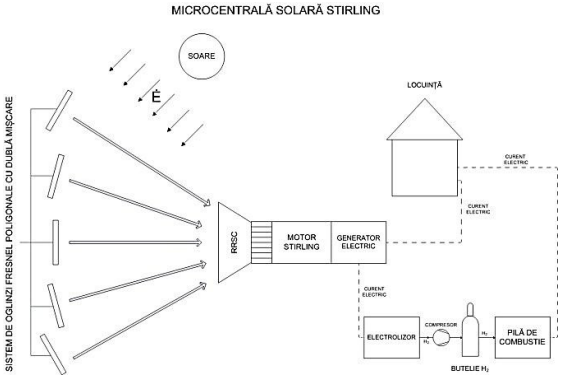


Fig. 1. Reprezentarea ansamblului solar cu concentrare şi a schemei de alimentare cu energie electrică a consumatorului

Deoarece nu este eficient ca o formă de energie să treacă prin prea multe conversii, producerea de energie electrică direct din energie solară este evident de preferat. Însă cum energia solară nu este tot timpul disponibilă şi în plus există perioadele de vârf în ceea ce priveşte consumul de electricitate, hidrogenul este o variantă total ecologică de a suplini acest necesar.

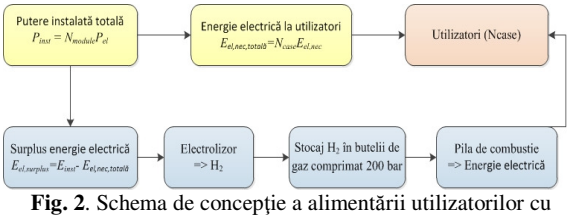


Fig. 2. Schema de concepţie a alimentării utilizatorilor cu energie electrică produsă din energie solară, fie direct, fie prin intermediul hidrogenului ca purtător de energie

În *Fig. 2* se poate analiza schema de calcul a unei aplicaţii de producere de energie electrică simultan din energie solară şi hidrogen. Astfel, puterea instalată electrică totală a ansamblului solar este parţial utilizată direct pentru alimentarea utilizatorilor, iar surplusul este utilizat pentru producerea hidrogenului prin electroliza apei într-un electrolizor. Hidrogenul astfel produs este stocat sub formă de gaz comprimat la 200 bar în butelii speciale, ca atunci când este necesar, să fie utilizat în pila de combustie pentru producerea energiei electrice.

2. CALCULUL RADIAŢIEI DIRECTE

Formula folosită pentru a estima radiaţia directă este:

$$E_d = E_0 \cdot \tau \qquad (1)$$

unde:

E_0 este fluxul solar în afara atmosferei la distanţa medie Pământ - Soare, numit constanta solară. Constanta solară variază estimativ între 1338 - 1368 Wm^{-2}. In urma unor măsurători mai precise, Comisia pentru instrumente şi metode de observare a fost de acord, în 1981, să adopte valoarea constantei solare folosită de către World Radiation Center (CMR), aceasta fiind 1367 Wm^{-2}. Constanta solară fluctuează uşor, cu câteva zecimi de procent pe an [1];

τ – transmisivitatea atmosferică, ce este calculată cu ajutorul formulei:

$$\tau = g^{k \cdot \tau_{LK} \cdot m_{(h,r)} \cdot \delta_m} \qquad (2)$$

k – coeficientul de ajustare a factorului de turbiditate Linke (având valoarea -0,8622) [2]

T_{LK} – factorul de turbiditate Linke, care reprezintă unitatea de atenuare pe întreg spectrul (≥1) a radiației produse într-o atmosferă fără aerosoli, vapori de apă sau nori. Kasten a furnizat orientativ valori tipice ale factorului de turbiditate în Europa [3]: 2 – aer rece foarte curat, 3 – aer cald curat, 4-6 – aer umed cald sau stagnant, >6 – aer poluat.

$m_{(\theta)}$ – Lungimea relativă optică este determinată de unghiul zenital şi de altitudine (deasupra nivelului mării). Pentru unghiuri zenitale mai mici de 80°, aceasta poate fi calculată cu ajutorul ecuației următoare [4]:

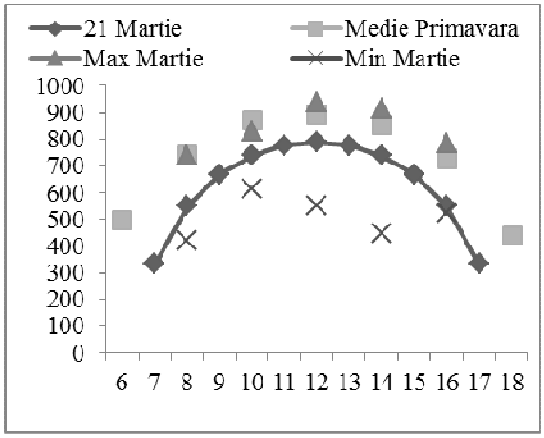
$$m_{(\theta)} = e^{-0{,}000118 \cdot alt - 1{,}638 \cdot 10^{-9} \cdot alt^2} \quad (3)$$

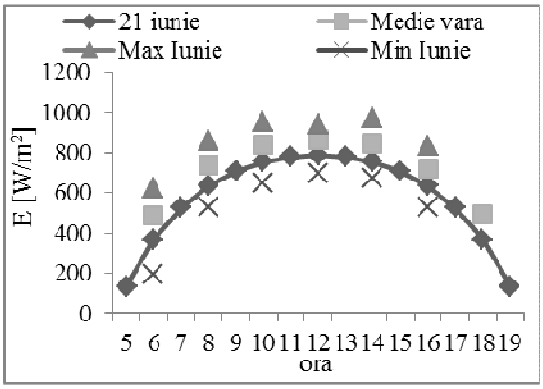
alt – altitudinea deasupra nivelului mării, în metri.

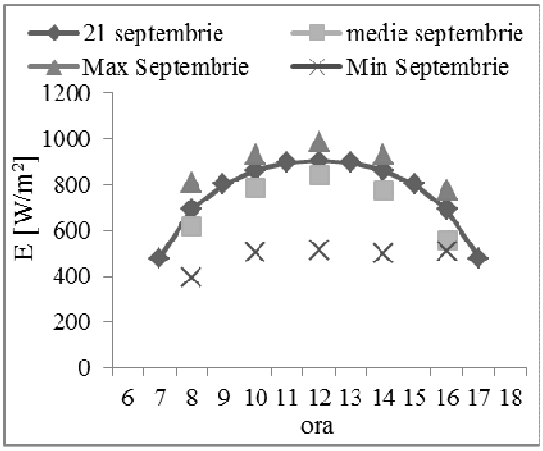
δ_m – densitatea optică, se calculează după formula [2]:

$$\delta_m = \frac{1}{6{,}6296 + 1{,}7513 \cdot m_{(\theta)} - 0{,}1202 \cdot m_{(\theta)}^2 + 0{,}0065 \cdot m_{(\theta)}^3 - 0{,}00013 \cdot m_{(\theta)}^4} \quad (4)$$

Ca exemplu, s-au estimat valorile radiației solare directe pentru solstițiile și echinocțiile unui an. Aceste rezultate sunt prezentate în figurile de mai jos (Fig. 3). Datele estimate au fost comparate cu datele masurate de catre observatorul București-Afumați [9] (minimul și maximul prezentat în grafic) si au fost comparate cu datele medii anotimpuale ale densității puterii radiației solare directe, la București-Afumați, pe o suprafață normală [9].







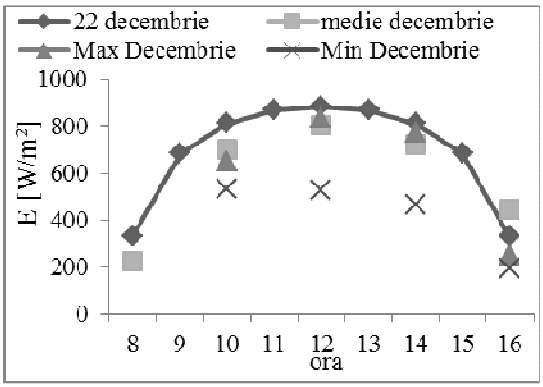


Fig. 3. Estimarea radiației directe pentru echinocții și solstiții folosind algoritmul de calcul prezentat. Comparație cu date măsurate de către observatorul București-Afumați

3. ALGORITMUL DE CALCUL

Modelul de calcul al sistemului propus porneşte de la o schemă de calcul a instalaţiei solare dezvoltată, studiată, optimizată şi validată anterior [1-5] cu ajutorul datelor experimentale existente în literatură [6], care este completată aici prin considerarea variaţiilor zilnice, sezoniere şi geografice ale insolaţiei (intensităţii radiaţiei solare, *E*), precum şi prin calculul perioadei de

funcţionare a sistemului în funcţie de insolaţia disponibilă.

Se efectuează calculul performanţelor ansamblului solar propus, şi anume: randamentul global al instalaţiei (care este egal cu produsul randamentelor subansamblelor: concentrator, receptor de radiaţie solară concentrată, motor Stirling cu generator electric):

$$\eta_{global} = \eta_{conc} \cdot \eta_{rec} \cdot \eta_{MS} \cdot \eta_{GE} \quad (5)$$

precum şi puterea electrică total instalată (produsă din energia solară disponibilă, utilizând formula de estimare a radiaţiei directe descrise mai sus):

$$P_{el} = E \cdot A_{og} \cdot \eta_{global} \quad (6)$$

Se calculează necesarul de energie electrică pentru consumator, pe ore: $E_{el,nec}$ [kJ] şi totalul de energie electrică (pentru toţi consumatorii – fie case particulare, fie clădiri pentru birouri, acest număr este desemnat prin N_{case}):

$$E_{el,nec,totala} = N_{case} \cdot E_{el,nec} \text{ [kJ]} \quad (7)$$

Diferenţa dintre energia electrică produsă şi cea necesară va fi un surplus sau un deficit, astfel că:

$$E_{inst} - E_{el,nec,total} \begin{cases} > 0, & \text{surplus} \\ < 0, & \text{deficit} \end{cases} \quad (8)$$

Surplusul de energie electrică este utilizat în *electrolizor*:

$$E_{el,surplus} = E_{inst} - E_{el,nec,totala} \text{ [kJ]} \quad (9)$$

pentru care considerarea randamentului său ne conduce la expresia potenţialului Gibbs ce s-ar obţine din arderea higrogenului produs:

$$E_{H_2G} = \eta_{elect} \cdot E_{el,surplus} \text{ [kJ]} \quad (10)$$

cu ajutorul căreia aflăm cantitatea de hidrogen produsă:

$$n_{M,H2} = \frac{E_{H2,G}}{\overline{w}_{H2,\max}} = \frac{\eta_{elect} E_{el,surplus}}{\overline{w}_{H2,\max}} \text{ [kmol]} \quad (11)$$

$$m_{H2} = n_{M,H2} M_{H2} \text{ [kg]} \quad (12)$$

Energia consumată pentru stocarea H_2 produs este:

$$E_{stocare} = m_{H_2} \cdot w_{stocare} \, [kWh] \xrightarrow{*3600} [kJ] \quad (13)$$

în care $w_{stocare} = 0{,}47\, kWh/kg\ H_2$.

Energia utilă a H_2 stocat este calculată funcţie de pierderile la stocare ($m_{scapari,H_2} = 1{,}2\%\, m_{H_2}$):

$$E_{H_2} = \frac{m_{H_2} - m_{scapari,H_2}}{M_{H_2}} \cdot \overline{w}_{H_2,max} \text{ [kJ]} \quad (14)$$

Energia electrică produsă de pila de combustie într-o zi din H_2 stocat este calculată luând în considerare randamentul pilei:

$$E_{PC} = \eta_{PC} \cdot E_{H_2} \text{ [kJ]} \quad (15)$$

Alimentarea utilizatorilor cu energie electrică este acum posibilă şi în perioadele de indisponibilitate a energiei solare, energia electrică disponibilă din ansamblul stocaj - pila de combustie fiind:

$$E_{el,H_2} = E_{PC} - E_{stocare} \text{ [kJ]} \quad (16)$$

Per ansamblu, furnizarea energiei electrice va fi:

$$E_{el,\,furnizata} = \begin{cases} E_{el,nec,totala}, \text{consum moderat} \\ E_{el,nec,totala} + E_{el,H2}, \text{consum de varf} \end{cases} \quad (17)$$

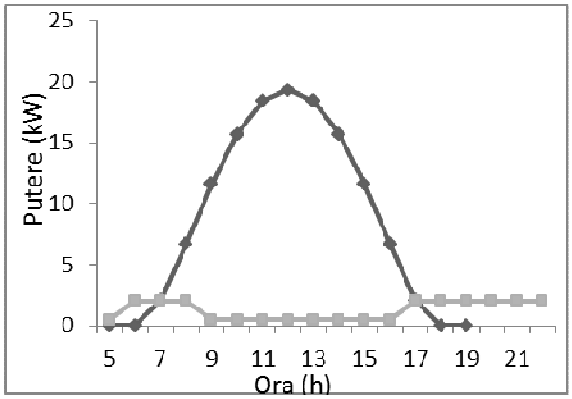
4. REZULTATE

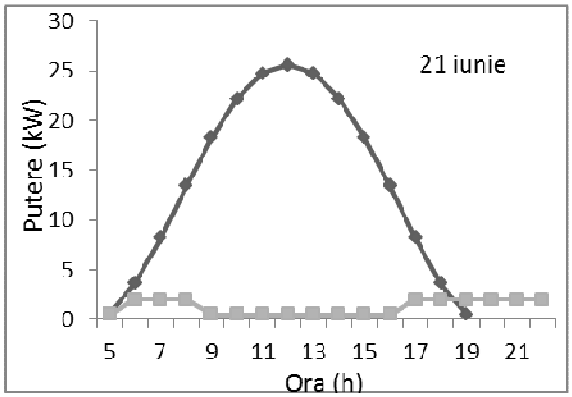
Suprapunând două informaţii esenţiale (necesarul de putere electrică şi cea instalată) în acelaşi grafic, la aceeaşi scară, (Fig. 4) se poate uşor sesiza faptul că necesarul de energie electrică pentru perioada de prânz este total acoperit direct din energia electrică produsă de modulul solar, cu un surplus utilizat pentru producerea hidrogenului.

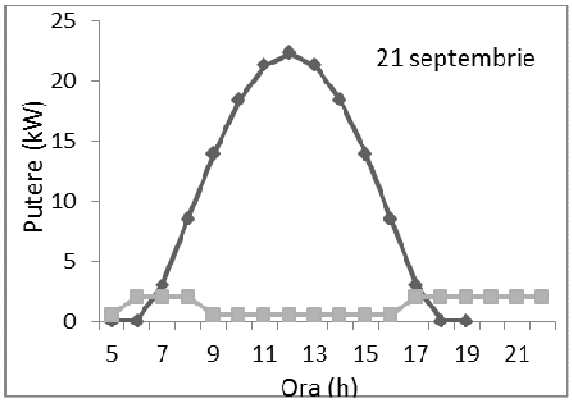
De asemenea, se poate calcula timpul de funcţionare al instalaţiei solare (în acest caz el este de 12 ore). Din integrarea curbelor de putere funcţie de timp, se obţin valorile energiilor instalate, necesară, în surplus şi respectiv deficit, calculate pentru fiecare oră din zi, şi reprezentate grafic în Fig. 5 – 7.

Acest lucru facilitează interpretarea funcţionării întregului ansamblu prin vizualizarea perioadelor

în care energia solară nu este suficientă pentru alimentarea directă a consumatorului cu energie electrică. Acolo unde apare un deficit acesta este suplinit prin utilizarea hidrogenului produs anterior şi stocat.







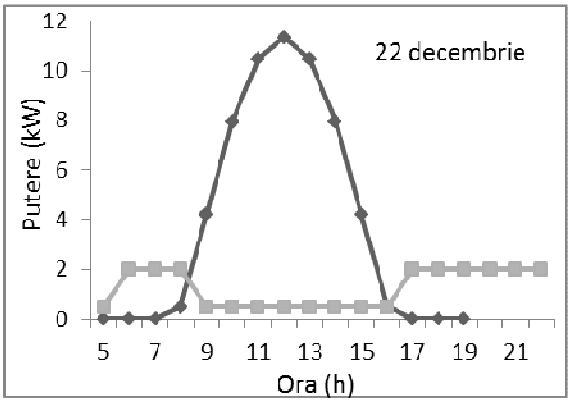
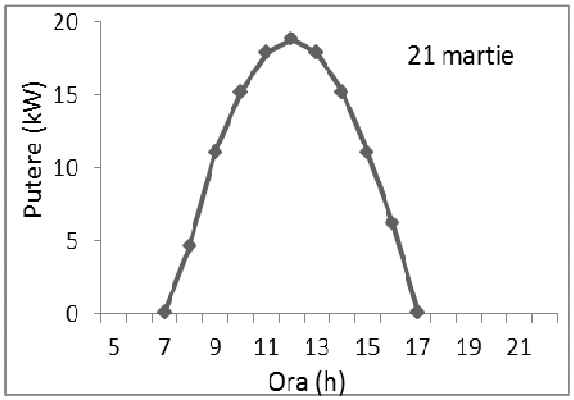
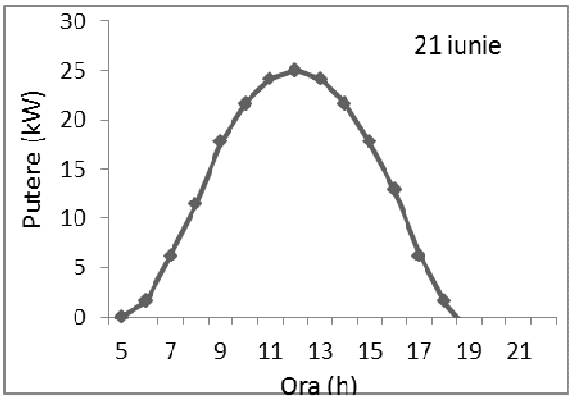
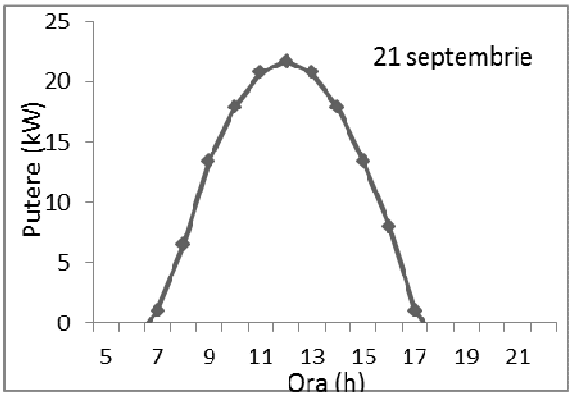


Fig. 4. Necesarul de putere electrică şi puterea electrică instalată pentru România, vara, utilizând 1 modul Solar pentru alimentarea unei case







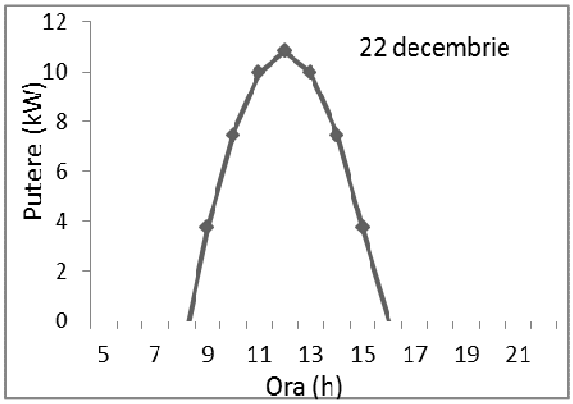


Fig. 5. Surplusul de energie electrică rezultat din energia electrică disponibilă după alimentarea unei case, în România

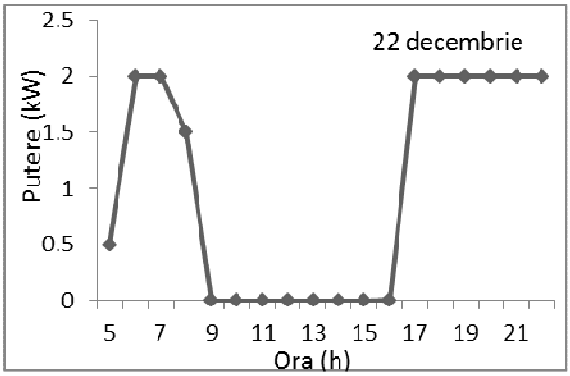
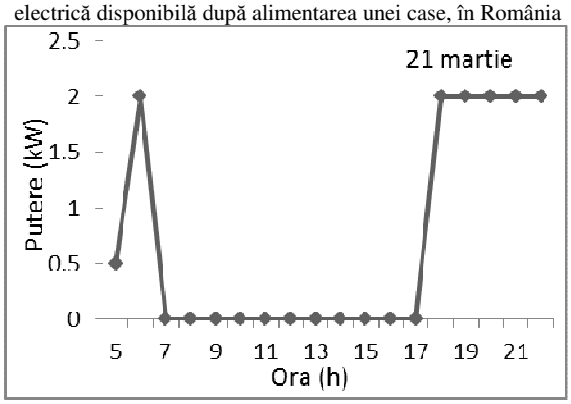
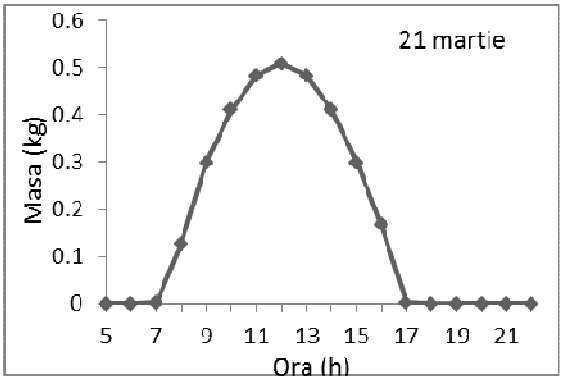
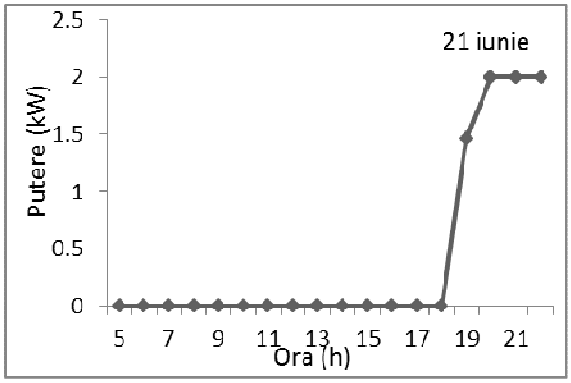
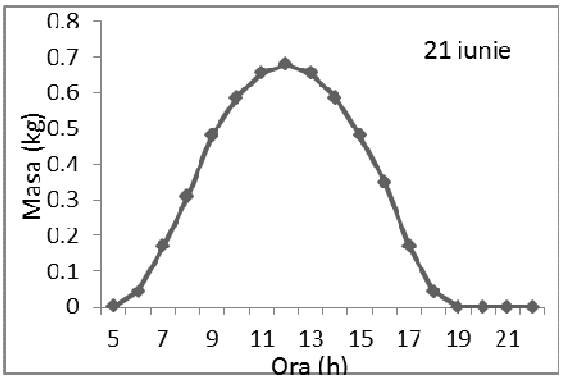


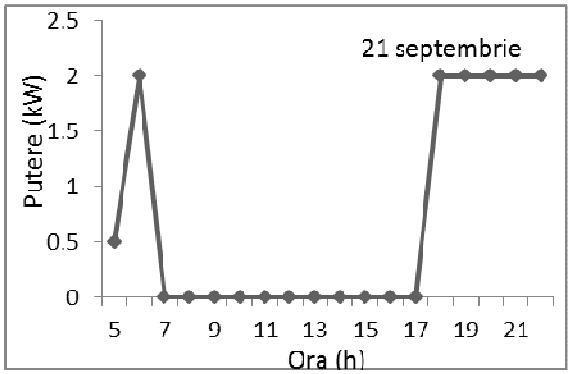
Fig. 6. Necesarul de energie electrică rămas neacoperit direct din energia electrică produsă de modulul Solar (deficit) pentru o casă, în România

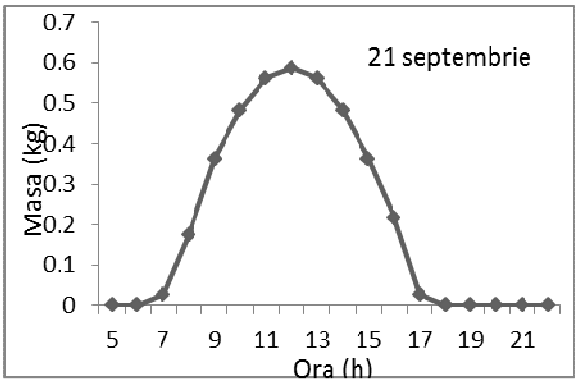












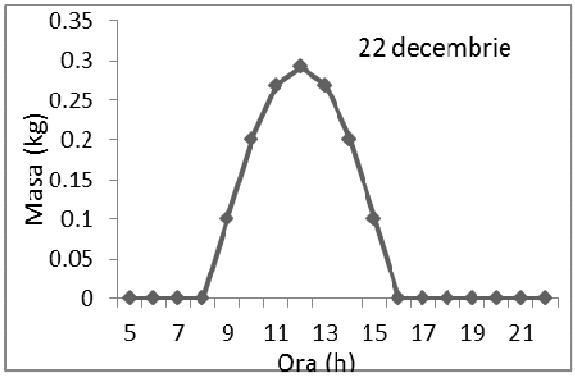


Fig. 7. Masa de hidrogen produsă în perioada de surplus de energie electrică produsă de modulul Solar de la o casă, în România

Tabel 1
Rezultate numerice privind alimentarea cu energie electrică şi producerea H_2 utilizând un modul Solar pentru alimentarea unei case în România

Ziua	21 martie	21 iunie	21 septembrie	22 decembrie
Ore de deficit	0 - 7 şi 18-24	0 - 5 şi 20-24	0 - 7 şi 18-24	0 - 8 şi 17-24
Energia totală produsă [kWh]	128,2	207,56	152,48	57,62
Energia totală necesară [kWh]	22,5	22,5	22,5	22,5
Deficit total de energie [kWh]	12,5	7,46	12,5	18
Masa totală de H2 produs [kg]	3,19	5,20	3,84	1,43
Energia totală stocată în H2 produs [kWh]	105,7	185,06	129,98	35,12

Tabel 2.
Studiu de sensibilitate: câte case se pot alimenta total (direct şi prin intermediul hidrogenului stocat, fără alte surse) pe durata unui an

Un modul solar Fresnel/motor Stirling ce alimentează:		Energia totală [kWh/zi]			Bilanţ total anual [kWh/an]
		stocată în H_2	deficit	bilanţ mediu	
1 casă	primavara	105.71	12.5	93.21	36487.8
	vara	185.07	7.46	177.61	
	toamna	129.99	12.5	117.49	
	iarna	35.12	18.01	17.11	
2 case	primavara	83.21	28.84	54.37	23075.1
	vara	162.57	16.7	145.87	
	toamna	107.49	26.95	80.54	
	iarna	12.62	37.01	-24.39	
3 case	primavara	60.71	45.34	15.37	9170.1
	vara	140.07	29.2	110.87	
	toamna	84.99	43.45	41.54	
	iarna	-9.88	56.01	-65.89	
4 case	primavara	38.21	63.15	-24.94	-4852.8
	vara	117.57	41.7	75.87	
	toamna	62.49	59.95	2.54	
	iarna	-32.38	75.01	-107.39	
5 case	primavara	15.71	81.65	-65.94	-19388.7
	vara	95.07	57.69	37.38	
	toamna	39.99	77.97	-37.98	
	iarna	-54.88	94.01	-148.89	

Din analiza rezultatelor numerice privind alimentarea cu energie electrică şi producerea H_2 utilizând un modul Fresnel/motor Stirling (4-95 MARK II) pentru alimentarea unei case sau a unui cartier de case în România (*Tabelul 1*, *Tabelul 2*), observăm că este posibilă folosirea acestei soluții în tot timpul anului. În urma unui studiu de sensibilitate ale cărui rezultate sunt prezentate în *Tabelul 2*, privind numărul de case alimentate numai din energia electrică produsă de un modul solare Fresnel/motor Stirling (direct şi prin utilizarea hidrogenului produs şi stocat), rezultă că numărul optim de case este de trei. Pentru a se ține cont de numărul mediu lunar de zile înnorate, se poate observa că, în cazul alimentării unui numar de trei case, exista un surplus de energie produsă/stocată. Putem presupune că acest surplus poate acoperi, în medie, zilele fără soare, caz în care motorul Stirling nu funcționează. În plus acestui sistem i se pot adăuga diverse soluții de cogenerare, de exemplu schimbătoare de căldură pentru producerea de apă caldă menajeră, sau o parte din energia termică poate fi stocată în săruri topite, pentru o continuitate a funcționării ansamblului, chiar şi în zilele înnorate. Astfel, randamentul instalației (împreună cu soluțiile de stocaj şi de cogenerare) poate ajunge până la 80%.

4. CONCLUZII

Avantajul major oferit de metoda de calcul dezvoltată constă în marea sa flexibilitate de a putea estima performanţele ansamblului solar în orice moment al zilei, în orice regiune geografică, prin faptul că atât randamentul receptorului cât şi puterea instalată depind de densitatea de radiaţe solară. În toate condiţiile, fie că e vorba de perioada verii, fie că e vorba de perioada iernii,

analiza realizată cu ajutorul modelului matematic dezvoltat arată că implementarea unei astfel de instalaţii Fresnel/motor Stirling pe teritoriul României ar fi de mare ajutor în acoperirea necesarului de energie electrică a caselor particulare, clădirilor de birouri şi alte instituţii. Această soluție se pretează în mod special în cazul aşezărilor izolate (sate sau cabane montane), deoarece se poate obține o independență față de astfel de modul solar tot timpul anului, pentru alimentarea continuă a trei case, cu stocaj în hidrogen (în cazul surplusului), investiția poate fi amortizată în aproximativ 10 ani.

BIBLIOGRAFIE

[1] Petrescu, S., Harman, C., Costea, M., Popescu, G., Petre, C., Florea, T., "*Analysis and Optimization of Solar-Dish/Stirling Engines*", Proc. of International Solar 2002 Conference, Reno, Nevada, USA, 2002.

[2] Petrescu, S., Harman, C., Costea, M., Petre, C., Florea, T., Feidt, M., "*A Scheme of Computation, Analysis, Design and Optimization of Solar Stirling Engines*", Proceedings of the 16th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Enviromental Impact of Energy Systems, ECOS'03, Copenhaga, Danemarca, Vol.I, p.1255-1262, iunie 2003.

[3] Petrescu, S., Harman, C., Costea, M., Florea, T., Petre, C., "*Advanced Energy Conversion*" – *Vol. I+II*, Bucknell University, Lewisburg, PA 17837, USA, 2006.

[4] Petrescu, S., Petre, C., Costea, M., Mălăncioiu, O., Boriaru, N., Dobrovicescu, A., Feidt M., "*Performance Analysis of Solar Stirling Systems Generating Hydrogen and Electricity*", Proceedings of the 20th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Enviromental Impact of Energy Systems, ECOS'07, Padova, Italia, p.27-34, 2007.

[5] Petre, C., "*Utilizarea Termodinamicii cu Viteza Finită în studiul şi optimizarea ciclului Carnot şi a maşinilor Stirling*", Teza de doctorat, UPBucureşti – UHPNancy, 2007, (Advisers: Petrescu, S., Feidt, M.)

[6] Stine, W.B., Diver, R.B., "*A Compendium of Solar Dish / Stirling Technology*", Sandia Laboratories Report, 1994.

[7] Dănescu, A., Bucurenciu, S., Petrescu, S., "*Utilizarea energiei solare"*, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1980.

[8] Feidt, M., Costea, M., Petre, C., Boussehain, R., "*Génie énergétique appliqué au solaire. Energie solaire thermique"*, Ed. Printech, Bucureşti, 2004.

[9] Stoenescu, ST., Tîrştea, D., „*Clima Republicii Socialiste România"*, C.A.S., Bucureşti, 1962

CERCETĂRI PRIVIND MODALITĂȚILE DE ALOCARE A RESURSELOR DE ENERGIE REGENERABILĂ ÎN VEDEREA ATINGERII UNUI OBIECTIV IMPUS

Constantin STOICA, Ioana STOICA , Sorin NEACȘU, Dana CÎRDEI

UNIVERSITATEA PETROL-GAZE DIN PLOIEȘTI, România.

Rezumat. Sursele regenerabile de energie, având ca element central energia furnizată de către soare, sunt în acelaşi timp cele mai vechi dar şi cele mai moderne surse de energie utilizate de omenire. Epuizarea combustibililor fosili şi preocupările tot mai mari referitoare la reducerea poluării generate prin utilizarea acestora, impun dezvoltarea strategiilor şi tehnologiilor necesare utilizării eficiente a resurselor energetice regenerabile. Resursele de energie regenerabilă abordate în această lucrare – energia solară, eoliană şi geotermică – sunt în general de mică intensitate şi cu excepția energiei geotermice sunt variabile în timp. În lucrare este prezentată strategia de cercetare experimentală a resurselor regenerabile în vedere definirii unei modalități de alocare a acestora in scopul utilizării lor pentru încălzirea unui rezervor de țiței.
Cuvinte cheie: energie, regenerabila, alocare.

Abstract. Renewable sources of energy, having as central element the energy provided by the Sun, are the oldest but also the most modern sources of energy used by mankind. The depletion of fossil fuels and the increasing safety concerns relating to the reduction of pollution generated by their use require the development of strategies and technologies necessary for the efficient use of renewable energy resources. The renewable energy resources discussed in this paper – solar, wind and geothermal energy - are generally of low intensity, and with the exception of the geothermal energy, they are variable over time. This paper presents the experimental research of renewable resources strategy in order to define a means of allocating them for the purpose of their use for heating oil reservoir.
Keywords: energy, renewable, allocation.

1. INTRODUCERE

Problematica resurselor energetice ale omenirii este un subiect pe care îl găsim în dezbatere din ce în ce mai des. Acest lucru îmbracă de obicei două aspecte: utilizarea resurselor energetice clasice (combustibilii fosili) şi promovarea soluțiilor noi – resursele energetice regenerabile.

În primul caz ne confruntăm pe de o parte cu o epuizare accelerată a cantităților de combustibili fosili iar pe de altă parte cu o amplificare a efectelor negative rezultate din utilizarea acestui tip de resurse (poluare, gaze cu efect de seră, etc.).

Dintre resursele regenerabile de energie, trei se disting cu precădere, acestea fiind caracterizate prin modularitate, disponibilitate şi eficienţă. Este vorba despre energia solară, resursele eoliene şi de cea geotermică. Cele trei resurse regenerabile de energie pot fi utilizate combinat, atât pentru consum casnic cât şi pentru consum industrial.

Valorificarea potenţialului surselor regenerabile de energie conferă premise reale de realizare a unor obiective strategice privind creşterea siguranţei în alimentarea cu energie prin diversificarea surselor şi diminuarea ponderii importului de resurse energetice, respectiv, de dezvoltare durabilă a sectorului energetic şi protejarea mediului înconjurător.

Utilizarea eficientă a resurselor energetice şi în special a celor regenerabile impune alocarea optimă a acestora funcţie de cerinţele existente.

2. LABORATOR PENTRU STUDIUL RESURSELOR ENERGETICE REGENERABILE

Pentru utilizarea eficientă a resurselor regenerabile acestea trebuiesc studiate şi cunoscute şi trebuie să se ţină cont de aspectul lor aleator, disponibilitatea resurselor nefiind constantă în timp. Un prim pas spre utilizarea şi alocarea eficientă a resurselor funcţie de cerinţe, îl reprezintă monitorizarea eficientă a parametrilor care caracterizează sursele regenerabile de energie.

Este considerată ca absolut necesară dezvoltarea complementară a dimensiunii practice asociate cercetărilor în domeniul surselor de energie regenerabilă. În acest sens, s-a dezvoltat la Universitatea Petrol-Gaze din Ploieşti, un laborator de cercetare orientat către studiul resurselor regenerabile de energie, în cadrul Catedrei Hidraulică, Termotehnică şi Inginerie de Zăcământ, catedră la care autorii prezentei lucrări îşi desfăşoară activitatea. Laboratorul oferă suportul necesar testării şi implementării practice a cercetărilor efectuate de autori în domeniul alocării eficiente a resurselor energetice regenerabile funcţie de cerinţe.

Resursele energetice regenerabile studiate în cadrul laboratorului de cercetare sunt: energia solară, energia eoliană, energie geotermică.

Energia solară este captată cu ajutorul a patru panouri fotovoltaice Shell S75. Panourile fotovoltaice Shell S75 se compun din 36 celule solare, 125 x 125 mm, conectate în serie. Acestea pot genera un maxim de putere de 75W la o tensiune de 17,6V. Datele prezentate în tabelul 1 sunt calculate în condiţii standard de testare: nivel de radiaţii 1000 W/m^2, spectrul AM 1,5 şi temperatura celulei fotovoltaice 25 °C.

Tabel 1
Caracteristicile tehnice ale panourilor solare Shell S75

Putere nominală	P_r=75W
Vârf de putere	P_{mpp} =75W
Tensiunea de vârf	V_{mpp}=17,6V
Tensiunea în gol	V_{OC}=21,6V
Curentul de scurtcircuit	I_{SC}=4,7A
Limita minimă vârf de putere	$P_{mpp\ min}$=71,25W
Toleranţă vârf de putere	±5%
Dimensiuni externe	1220 x 580 mm
Greutate	10 kg

Energia eoliană este captată cu ajutorul unui generator eolian HWG-400. În tabelul 2 sunt prezentate principalele caracteristici tehnice. Generatorul eolian HWG-400, atinge un maxim de putere generată (450W) în jurul vitezei vântului de 13,5 m/s.

Tabel 2
Caracteristicile tehnice ale generatorului eolian HWG-400

Diametrul rotorului	1,4 m
Viteza vântului pentru pornire	2,4 m/s
Viteza de cuplare	3,0 m/s
Viteza nominală de funcţionare	12,5 m/s
Puterea nominală generată	400W
Viteza maximă de funcţionare	60 m/s
Tensiunea de sarcină	12 V
Protecţie la supratensiune	15,2 V_{DC}
Protecţie la căderea tensiunii	10,0 V_{DC}

Panourile fotovoltaice şi generatorul eolian sunt conectate la consumatori prin intermediul unui tablou de monitorizare şi comandă (figura 1).

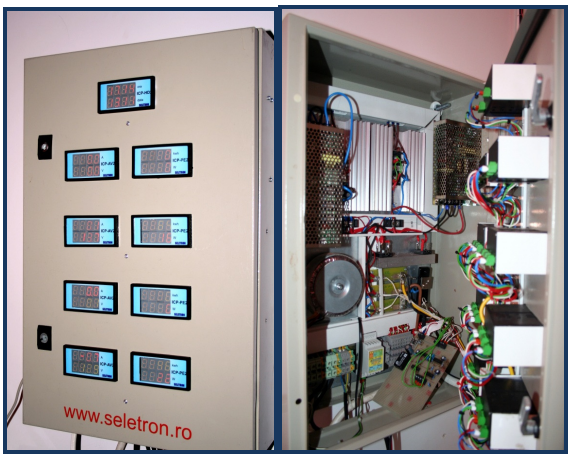


Fig. 1. Tabloul de monitorizare şi comandă

Energia furnizată de generatorul eolian şi de panourile fotovoltaice încarcă, prin intermediul tabloului de comandă, o baterie de acumulatori (figura 2). Aceasta este formată din doi acumulatori VARTA M16, de 12 V şi 180 Ah.

Fig. 2. Bateria de acumulatori utilizată pentru stocarea energiei electrice

Suplimentar, pentru cazurile în care nu este disponibilă energia electrică de la sursele regenerabile, tabloul preia energie din reţeaua electrică şi o trimite către consumatori.

Tabloul electric este prevăzut cu nouă dispozitive de măsură şi afişare a parametrilor.

Energia geotermică este captată cu ajutorul unei pompe de căldură având ca surse energetice pământul şi apa freatică.

Pompa de căldură (figura 3) este o pompă reversibilă cu compresie mecanică de vapori, compresor rotativ Hitachi SL 232 CV-C7LU şi două schimbătoare de căldură Alfa Laval AC-30-EQ-40H pe post de vaporizator şi condensator. Ventilul de laminare este un ventil reglabil.

Pompa de căldură poate să producă energie termică utilizând următoarele sisteme de extragere a căldurii:

- puţ cu apă freatică săpat la 15m având nivelul hidrostatic la 4m;
- buclă simplă din polietilenă având lungimea totală de 60m, îngropată la adâncimea de 1m;
- buclă în spirală din polietilenă având lungimea totală de 180m, îngropată la adâncimea de 2m;
- puţ vertical cu adâncimea de 40m în care este introdusă o buclă simplă de polietilenă.

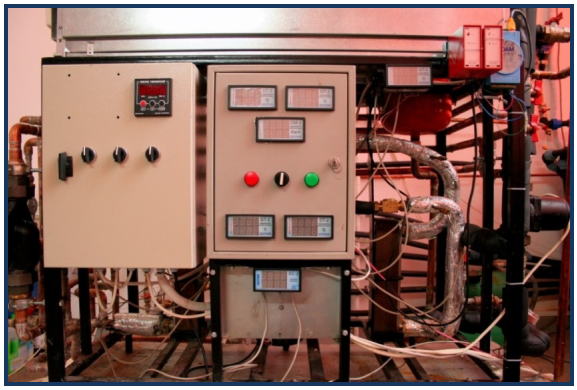


Fig. 3. Instalaţia de comandă a pompei de căldură

Avantajul acestor tipuri de schimbătoare de căldură constă în faptul că agentul purtător de căldură circulă prin ţevile de polietilenă, nu intră în contact cu solul şi nu se consumă. Faptul că agentul termic nu intră în contact cu solul exclude posibilitatea poluării. Datorită proprietăţilor polietilenei nu se pune problema coroziunii ţevilor, astfel că sistemul are un timp de utilizare îndelungat (peste 50 de ani). Circulaţia agentului termic prin ţevile de polietilenă realizează schimbul de căldură între acesta şi sol.

3. ARHITECTURA SISTEMULUI DE MONITORIZARE A RESURSELOR REGENERABILE

Arhitectura sistemului de monitorizare automată a resurselor energetice regenerabile este prezentată în figura 3.2. Aceasta este formată din următoarele entităţi software:

- aplicaţie pentru monitorizarea energiei solare şi eoliene (produsă de panourile fotovoltaice şi generatorul eolian);
- aplicaţie pentru monitorizarea parametrilor pompei de căldură;
- serverul de baze de date Microsoft SQL Server 2008;
- aplicaţii ASP, pentru vizualizarea parametrilor monitorizaţi, care rulează pe serverul web IIS.

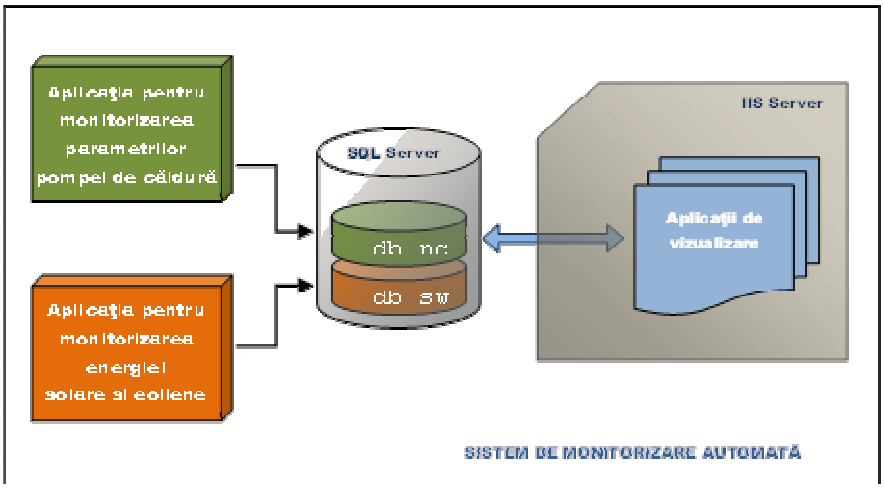


Fig. 4. Arhitectura sistemului de monitorizare automată

Aplicaţiile de monitorizare trimit datele pentru stocare către serverul de baze de date MS SQL 2008. Prin intermediul aplicaţiilor de vizualizare, se poate urmări evoluţia în timp a parametrilor monitorizaţi.

Fiecare dintre cele două aplicaţii au interfeţe grafice cu utilizatorul sugestive, astfel încât utilizatorul are în permanenţă o vedere clară, obiectivă, asupra procesului monitorizat.

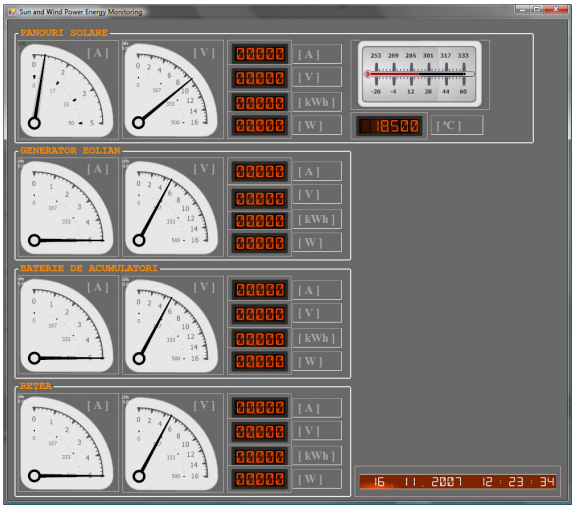


Fig. 5. Interfaţa grafică cu utilizatorul a aplicaţiei pentru monitorizarea energiei solare şi eoliene

Parametri monitorizaţi sunt următorii:

- curentul electric produs de panourile fotovoltaice;
- curentul electric produs de generatorul eolian;
- curentul electric din reţeaua electrică;
- curentul electric din bateria de acumulatori;
- tensiunea electrică produsă de panourile fotovoltaice;
- tensiunea electrică produsă de generatorul eolian;
- tensiunea electrică a reţelei;
- tensiunea la bornele bateriei de acumulatori;
- energia electrică produsă de panourile fotovoltaice;
- energia electrică produsă de generatorul eolian;
- energia electrică furnizată de reţeaua electrică;
- energia electrică provenită de la bateria de acumulatori;
- puterea electrică de la panourile fotovoltaice;
- puterea electrică de la generatorul eolian;
- puterea electrică de la reţea;
- puterea electrică de la bateria de acumulatori;
- temperatura la suprafaţa panourilor fotovoltaice;
- data şi ora curente.

Similar este implementată şi aplicaţia pentru monitorizarea parametrilor pompei de căldură. În figura 6 este prezentată interfaţa cu utilizatorul a acestei aplicaţii.

Achiziţia parametrilor prezentaţi mai sus se realizează la intervale de 10 secunde, timp ales în funcţie de inerţia proceselor monitorizate. Sunt interogate pe rând dispozitivele care măsoară curentul, tensiunea, puterea şi energia electrică.

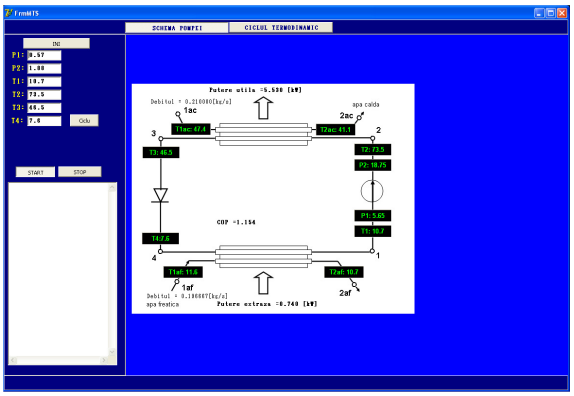


Fig. 6. Interfaţa cu utilizatorul a aplicaţiei de monitorizare a parametrilor pompei de căldură

Dispozitivele de măsură sunt interconectate între ele într-o reţea în care se utilizează protocolul RS485.

Legătura cu calculatorul pe care se află instalată aplicaţia de monitorizare, se realizează prin intermediul unui convertor RS485 – RS232.

4. CERCETĂRI PRIVIND ALOCAREA RESURSELOR REGENERABILE PENTRU ATINGEREA UNUI OBIECTIV IMPUS

Procesul concret care se doreşte a fi studiat în laboratorul de cercetare, îl constituie transportul ţiţeiului vâscos. Se cunoaşte faptul că pentru a putea fi transportat un produs petrolier cu asemenea particularităţi este necesar ca acesta să fie încălzit în prealabil. Energia necesară acestei operaţii se doreşte să se obţină utilizând sursele energetice regenerabile.

Autorii lucrării întreprind cercetări privind alocarea eficientă automată a resurselor regenerabile spre atingerea scopului propus, şi anume încălzirea rezervorului cu ţiţei vâscos.

Ca surse de energie, avem energie electrică furnizată de la panoul solar, generatorul eolian, reţea şi energie termică furnizată de pompa de căldură. Consumatorii sunt reprezentaţi de rezistenţele termice de încălzire.

În figura 7 este ilustrat principiul de alocare a resurselor la cerinţe.

Aşa cum reiese din figură, este nevoie de o strategie de alocare (o funcţie de planificare). Fiecărei resurse i se asociază o pondere şi o prioritate. În acest caz, consumatorul fiind unic, este caracterizat doar de cantitatea de energie necesară funcţionării.

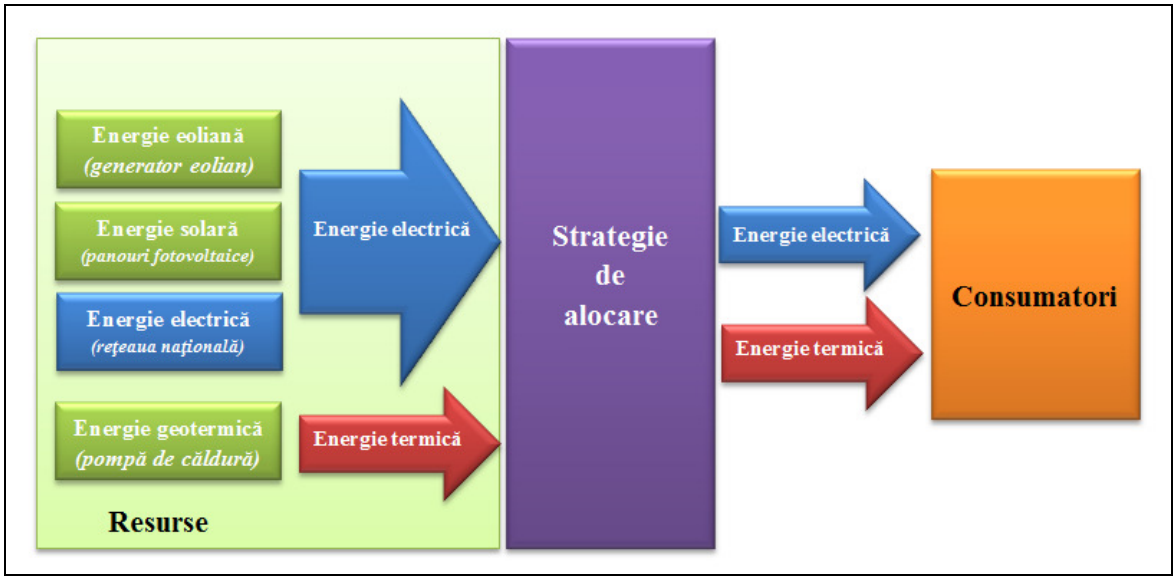


Fig. 7. Alocarea resurselor funcţie de cerinţe

Strategia de alocare implementată în momentul de faţă deserveşte consumatorul prin alocarea resursei energetice de valoare maximă. În situaţia în care una din resursele regenerabile lipseşte, energia este preluată direct de la reţea.

Direcţiile viitoare de cercetare urmăresc îmbunătăţirea strategiei de alocare prin elaborarea unui set de reguli pentru funcţia de planificare a resurselor funcţie de cerinţe.

5. CONCLUZII

Valorificarea potenţialului surselor regenerabile de energie conferă premise reale de realizare a unor obiective strategice privind creşterea siguranţei în alimentarea cu energie prin diversificarea surselor şi diminuarea ponderii importului de resurse energetice, respectiv, de dezvoltare durabilă a sectorului energetic şi protejarea mediului înconjurător.

Autorii prezintă în lucrarea de faţă elementele care stau la baza utilizării şi monitorizării resurselor energetice regenerabile. Se are în vedere o analiză amănunţită a principalelor resurse regenerabile de energie după care sunt caracterizate trei dintre acestea: energia solară, energia eoliană şi energia geotermală.

Pentru utilizarea eficientă a resurselor regenerabile acestea trebuiesc studiate şi cunoscute şi trebuie să se ţină cont de aspectul lor aleator, disponibilitatea resurselor nefiind constantă în timp.

BIBLIOGRAFIE

[1] G. Boyle – *Renewable Energy – Power for a sustainable future* second edition, Oxford University Press, United Kingdom, 2004

[2] S. Neacşu, M. Albulescu, C. Eparu, M. Pătărlăgeanu, F. Dinu, A. Conţ – *Analysis of the Thermal Power Decline Extracted from a Vertical Shaft Equipped with a Simple Polyethylene U-shaped Loop*, Revista Materiale plastice, Nr. 3, 2010

[3] S. Neacsu, M. Albulescu, C. Eparu, C. Stoica, I. Stoica – *Theoretical and experimental research regarding the dynamics of thermal power extraction from soil using heat pumps*, The 5th Francophone Colloquium in Energy, Environment, Economy and Thermodynamics, Iaşi, 2010

[4] S. Neacşu, C. Eparu, R. Rădulescu, G. Avramescu – *Experimental Analysis of Water-Water Heat Pump That Exploit Geothermal Energy*, Proceedings of The Internationally Attended national Conference on Technical Thermodynamics, Braşov, 2009

[5] B. Sorensen – *Renewable energy - Third Edition*, Elsevier Academic Press, United States, 2001

[6] L. Victor – *Surse nepoluante de producere a energiei electrice*, Ed. Agir, Bucureşti, 2005