

Clădire cu consum redus de energie termică. Surse regenerabile – recuperare de căldură și pompă termică

Low-energy building. Renewable Sources - Heat Recovery and Heat Pump

Prof. dr. ing. Florin Iordache¹, Drd. ing. Eugen Mandric²

^{1, 2, 3} Universitatea Tehnica de Constructii Bucuresti
Facultatea de Inginerie a Instalatiilor
Bdul. Pache Protopopescu, 66, Romania
flord@yahoo.com

Rezumat

Lucrarea are ca obiectiv o analiză energetică care se referă la o clădire bine izolată termic, astfel încât puterea termică livrată prin intermediul debitului de aer proaspăt încălzit are contribuția de bază în acoperirea necesarului de căldură al clădirii. Restul contribuției de putere termică aparține unei instalații de încălzire de joasă temperatură. În prima parte a lucrării se stabilește o corelație între numărul de schimburi de aer al volumului spațiului încălzit, coeficientul global de izolare termică al clădirii și gradul de acoperire energetică oferit de secțiunea de ventilare.

Analiza energetică se referă distinct la secțiunea de ventilare, la secțiunea de încălzire centrală și pe ansamblul clădirii. Fiecare din cele două secțiuni menționate prin care se livrează putere termică în spațiul clădirii în vederea acoperirii necesarului de căldură este dotată atât cu sursă clasică cât și cu sursă regenerabilă: secțiunea de ventilare cu roată recuperatoare iar secțiunea de încălzire cu pompă de căldură tip aer-apă.

Rezultatele obținute sunt prezentate tabelar, grafic și printr-un set de diagrame referitoare la puterile termice și la energiile livrate prin fiecare din componentele celor două secțiuni și pe ansamblul lor. Diagramele prezintă comparativ situația lunară și anuală a puterilor și energiilor pe cele două secțiuni menționate.

Cuvinte cheie: roată termică recuperatoare, sistem cu debit de aer constant, încălzire de joasă temperatură, rată ventilație, coeficient global de izolare termică.

Abstract

The paper focuses on the thermal analysis of a well insulated building, where most of the heating energy that compensates the heat losses during the winter time is delivered through the dedicated fresh air system. The rest of the heating energy is provided by a low temperature heating system. The first part of the paper establishes a correlation between the

building's hourly air changes value, the global thermal insulation coefficient and the energy coverage ratio of the ventilation system.

The thermal analysis deals separately with the ventilation part, the central heating part and the building's ensemble. Both heating systems designed to cover the heat losses of the building are connected to a classical heating source and also to a renewable one. The dedicated fresh air system has as a renewable source a heat recovery thermal wheel and the low temperature system an air-water heat pump.

The results are presented in tabular form, graphically and through a set of diagrams which depict the heating power and heating energy separately for each component and for the ensemble. The diagrams show a comparison for the monthly and annual thermal analysis.

Key words: thermal recovery wheel, dedicated fresh air system, low temperature heating system, ventilation rate, global thermal insulation coefficient.

1. Introducere

Realizarea consumurilor reduse de energie pe bază de combustibili fosili în cazul clădirilor de tip rezidențial sau nerezidențial este o preocupare continuă a cercetătorilor în domeniu care durează deja de mai mulți ani. În acest timp s-au identificat o serie de soluții care pot fi adoptate. Parte din ele au fost deja adoptate în diverse investiții, fiind și expertizate energetic. Acesta este domeniul la care se referă și lucrarea de față. Atingerea unor consumuri reduse de energie pe bază de hidrocarburi se realizează printr-o serie de măsuri care vizează atât creșterea gradului de izolare termică al clădirii cât și sisteme de încălzire de joasă temperatură cu utilizarea surselor regenerabile.

În cadrul lucrării, utilizarea surselor regenerabile se referă la recuperarea căldurii din aerul viciat evacuat și la utilizarea pompei de căldură aer-apă. După cum se prezintă și în cadrul lucrării se pot face corelații între gradul de izolare termică al clădirii și posibilitatea de acoperire energetică pe baza energiei din surse regenerabile.

2. Descrierea soluțiilor. Modelarea proceselor

După cum este cunoscut, necesarul de căldură pe perioada sezonului rece a anului are două componente și anume necesarul de căldură care trebuie să acopere pierderile termice prin transmisie prin anvelopa clădirii și necesarul de căldură care trebuie să acopere pierderile de căldură datorate infiltrațiilor de aer sau ventilării spațiilor încălzite. În ceea ce privește ventilarea spațiilor se va impune realizarea numărului schimburilor de aer normat, în funcție de destinația spațiilor clădirii.

Pe partea de asigurare a cotei de aer proaspăt necesar ventilării spațiilor încălzite se va considera ca posibilitate de utilizare a surselor regenerabile recuperarea de căldură din aerul interior, viciat, evacuat.

În ceea ce privește necesarul de căldură pentru acoperirea pierderilor termice prin transmisie prin anvelopa clădirii, se impune utilizarea unui sistem de încălzire de joasă temperatură astfel încât să poată oferi o eficiență bună utilizării ca sursă regenerabilă unei pompe de căldură aer-apă.

Atât în ceea ce privește recuperarea de căldură în cazul cotei de aer proaspăt cât și în cazul utilizării pompei de căldură pentru acoperirea pierderilor termice prin transmisie rămâne ca sursele neregenerabile să fie utilizate atât pe partea de încălzire a aerului cât și pe partea de alimentare a instalației de încălzire de joasă temperatură. Se va aborda pe rând fiecare din cele două categorii de necesar de căldură menționate.

Astfel pe partea de aer se poate scrie următorul bilanț termic în regim staționar [1]:

$$L_0 \cdot \rho_a \cdot c_a \cdot (t_{r0} - t_{i0}) = G_{AEv} \cdot H \cdot (t_{i0} - t_{e0}) \quad (1)$$

Considerăm că se cunoaște H și setul temperaturilor nominale, adică: t_{r0} , t_{i0} , t_{e0} . Din (1) rezultă:

$$L_0 = \frac{G_{AEv} \cdot H}{\rho_a \cdot c_a} \cdot \frac{(t_{i0} - t_{e0})}{(t_{r0} - t_{i0})} \quad (2)$$

Raportând ambii termeni ai relației (2) la volumul V al spațiului încălzit rezultă:

$$\frac{L_0}{V} = \frac{G_{AEv} \cdot H}{V \cdot \rho_a \cdot c_a} \cdot \frac{(t_{i0} - t_{e0})}{(t_{r0} - t_{i0})} \quad (3)$$

Cum $H/V = G$ – coeficientul global de izolare termică al incintei în discuție, rezultă:

$$\frac{L_0}{V} = \frac{G_{AEv} \cdot G}{\rho_a \cdot c_a} \cdot \frac{(t_{i0} - t_{e0})}{(t_{r0} - t_{i0})} \quad (4)$$

Dat fiind că s-a lucrat în sistemul SI de unități de măsură s-au înmulțit ambii termeni cu 3600 (s/h) pentru a obține debitul de aer în (m^3/h) și avem:

$$\frac{3600 \cdot L_0}{V} = \frac{3600 \cdot G_{AEv} \cdot G}{\rho_a \cdot c_a} \cdot \frac{(t_{i0} - t_{e0})}{(t_{r0} - t_{i0})} \quad (5)$$

Remarcând faptul că primul termen din relația (5) este numărul de schimburi de aer al spațiului încălzit în (sch/h), iar $(\rho_a \cdot c_a / 3600) = 0,335$ (W.h/ m^3 .K). Rezultă în consecință că:

$$n_a = \frac{G_{AEv} \cdot G}{0,335} \cdot \frac{(t_{i0} - t_{e0})}{(t_{r0} - t_{i0})} \quad (6)$$

Din relația (6) rezultă că termenul al doilea al relației trebuie să conducă la o valoare de număr de schimburi de aer al incintei respective, n_a , în acord cu reglementările din Mc001 conform categoriei de spațiu încălzit. Astfel între coeficientul global de izolare termică, G , și raportul diferențelor nominale de temperatură să existe o corelație astfel încât să rezulte n_a recomandat de Mc001. De exemplu dacă se consideră $t_{i0} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{e0} = -15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ și $t_{r0} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, atunci relația (6) devine:

$$G = \frac{0,096}{G_{AEv}} \cdot n_a \quad (7)$$

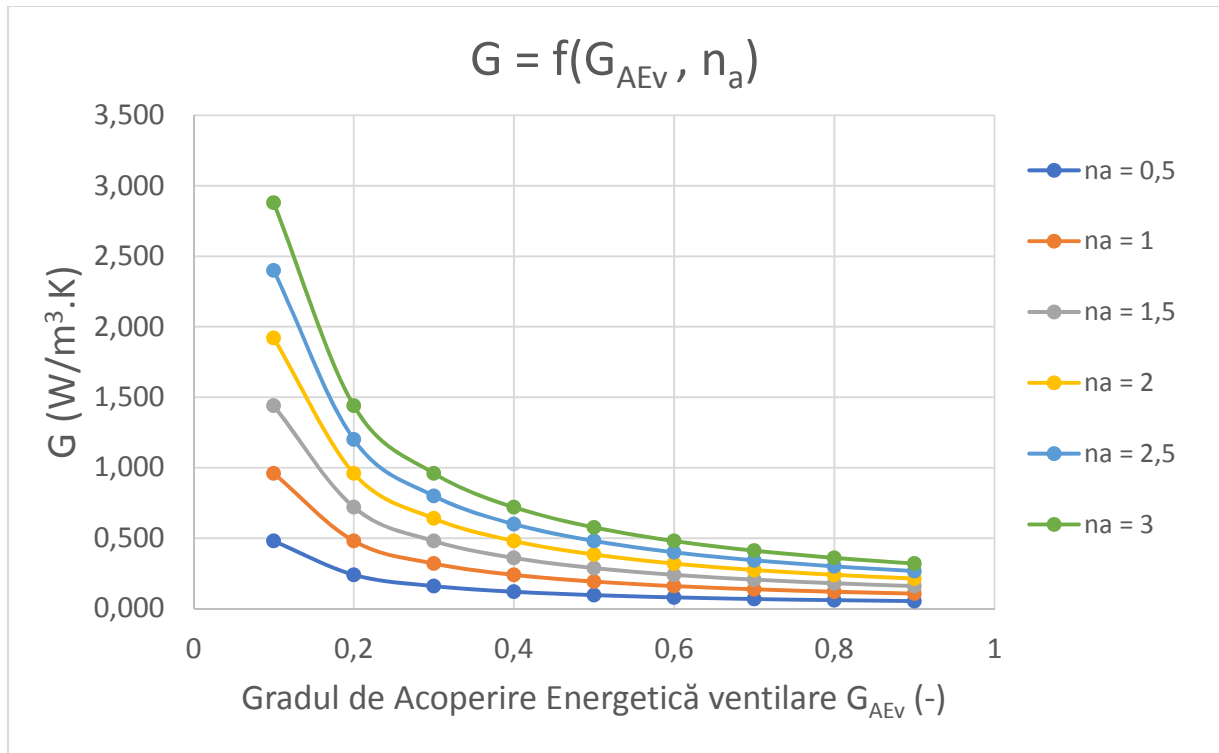


Fig. 1

Diagrama din fig. 1 este o reprezentare grafică a relației (7) din care se observă că impunerea unui număr de schimburi de aer, n_a , mai mic și a unui grad de acoperire energetică pe ventilare, G_{AEv} , mai mare necesită un coeficient global de izolare termică al clădirii, G , care să fie cât mai scăzut.

Pe de altă parte ținând seama de faptul că:

Clădire cu consum redus de energie termică. Surse regenerabile – recuperare de căldură și pompă termică

$$G = \frac{S/V}{R_m} + 0.335 \cdot n_a \quad (8)$$

Eliminând coeficientul global de izolare termică G al clădirii între relațiile (7) și (8), rezultă în final o relație de legătură între parametrii constructiv funcționali ai clădirii (S/V , n_a , R_m) și gradul de acoperire energetică pe ventilare (G_{AEv}):

$$G_{AEv} = \left(3,49 + 10,42 \cdot \frac{S/V}{n_a \cdot R_m} \right)^{-1} \quad (9)$$

Gradul de acoperire energetică pe partea de ventilare, G_{AEv} , conform relației (9) este valoarea maximă care poate fi vizată. Factorul de compactitate S/V , poate fi evaluat (cu un grad de aproximare care ar trebui verificat) funcție de volumul clădirii utilizând relația:

$$\frac{S}{V} = \frac{4,84}{V^{0,33}} \quad (10)$$

În regim curent de exploatare trebuie menținut debitul de aer proaspăt însă puterea termică furnizată de debitul de aer proaspăt încălzit va fi conform unui reglaj termic de tip calitativ. Astfel în regim curent de exploatare bilanțul termic din relația (1) se scrie:

$$L_0 \cdot \rho_a \cdot c_a \cdot (t_r - t_{i0}) = G_{AEv} \cdot H \cdot (t_{i0} - t_e) \quad (11)$$

Rezultă pentru temperatura aerului refulat în incintă expresia:

$$t_r = \left(1 + \frac{G_{AEv} \cdot H}{L_0 \cdot \rho_a \cdot c_a} \right) \cdot t_{i0} - \frac{G_{AEv} \cdot H}{L_0 \cdot \rho_a \cdot c_a} \cdot t_e \quad (12)$$

Însă din relația (2) se observă că:

$$\frac{G_{AEv} \cdot H}{L_0 \cdot \rho_a \cdot c_a} = \frac{(t_{r0} - t_{i0})}{(t_{i0} - t_{e0})} \quad (13)$$

Înlocuind relația (13) în relația (11) se obține:

$$t_r = \frac{(t_{r0} - t_{e0})}{(t_{i0} - t_{e0})} \cdot t_{i0} - \frac{(t_{r0} - t_{i0})}{(t_{i0} - t_{e0})} \cdot t_e \quad (14)$$

Utilizarea pentru recuperarea căldurii din aerul interior evacuat a unei roți recuperatoare oferă posibilitatea încălzirii aerului exterior proaspăt până la o temperatură inferioară temperaturii interioare, t_{i0} . Ridicarea în continuare a temperaturii aerului proaspăt până la temperatura de refulare în spațiul interior t_r se face prin intermediul unei baterii de încălzire alimentate cu agent termic fie de la o centrală termică fie de la o pompă de căldură de tip aer-aer. Eficiența roții recuperatoare depinde de valorile relative ale suprafeței de schimb de căldură și de viteza de rotație a roții raportate la debitul de aer proaspăt.

În ceea ce privește grosul necesarului de căldură care acoperă pierderile prin transmisie ale spațiului încălzit se utilizează un sistem de încălzire cu corpuri statice de joasă temperatură având ca sursă o pompă de căldură de tip aer-apă și ca sursă de rezervă o centrala termică.

Studiul aspectelor energetice se prezintă pe situația particulară a unui studiu de caz.

3. Studiu de caz

Se va considera cazul unei clădiri al cărui spațiu necesită un număr de schimburi de aer $n_a = 1$ sch/h și care este caracterizată de un coeficient global de izolare termică, G , de circa $0,5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Conform diagramei din fig. 1 rezultă că se poate considera o valoare maximă pentru gradul de acoperire energetică pe ventilare de circa 20%. În ceea ce privește cota de necesar de căldură aferentă ventilării ea este de circa 66% și 34% revine transmisiei prin anvelopă, ceea ce atestă faptul că anvelopa clădirii are o rezistență termică medie apreciabilă ($> 3 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$).

Dat fiind faptul că refularea aerului proaspăt încălzit în spațiul ce pierde căldură către mediul exterior se va face în condiții nominale la o temperatură t_{r0} , pe care o putem considera ca având valoarea de 30°C , rezultă că și o parte din necesarul de căldură pentru acoperirea pierderilor prin transmisie se face pe baza aerului proaspăt încălzit refulat în spațiile încălzite ale clădirii. Cota acoperită în acest fel este de $10/35$ din cota de necesar de căldură aferentă ventilării (care este de circa 66% din necesarul total al clădirii), aceasta reprezentând $18,86\%$ din necesarul de căldură al clădirii. Practic, instalației de încălzire cu corpuri statice nu îi mai rămâne să acopere decât $34\% - 18,86\% = 15,14\%$ din necesarul total de căldură al clădirii. Se poate spune că practic $84,86\%$ din necesarul de căldură al clădirii va fi asigurat prin aerul proaspăt încălzit și refulat în clădire și $15,14\%$ prin instalația de încălzire de joasă temperatură.

Asupra acestei cote se va considera că se intervine printr-o pompă termică tip aer-apă, sistemul de încălzire cu corpuri statice (sau pardoseală încălzitoare) fiind de joasă temperatură $t_{T0}/t_{R0} = 50/30^\circ\text{C}$. Acoperirea vârfurilor de necesar de căldură în perioadele cu temperaturi exterioare scăzute (ex. $t_e = -7,5 \div -17,5^\circ\text{C}$) se va face prin intermediul unei centrale termice, care deservește în paralel și bateria de încălzire a aerului proaspăt încălzit în roata recuperatoare până la valoarea temperaturii de refulare. Bateria de încălzire suplimentară a aerului proaspăt încălzit în recuperator este alimentată cu agent termic preparat de către centrala termică pe toată perioada de încălzire, adică și în perioadele caracterizate de temperaturi exterioare cuprinse între $+12,5 \div -7,5^\circ\text{C}$.

Clădire cu consum redus de energie termică. Surse regenerabile – recuperare de căldură și pompă termică

Considerând că se utilizează o roată recuperatoare care lucrează cu o eficiență de 85% rezultă că încălzirea aerului proaspăt exterior în roată se va face până o temperatură $t_{eir} = 14,75$ °C. În continuare de la temperatura t_{eir} la temperatura t_r încălzirea se face în bateria de încălzire alimentată de către centrala termică. În consecință, puterea termică furnizată prin aerul proaspăt încălzit până la temperatura de refulare în spațiul încălzit, este parțial în proporție de 66% preparată prin recuperare și 34% preparată prin consum de combustibil fosil, în centrala termică.

Se va considera un volum al spațiului încălzit al clădirii de 13210 m³, ceea ce conduce la un factor de transmitanță al clădirii în valoare de 6605 W/K din care putem spune că necesarul de căldură aferent părții de 1000 W/K revine a fi deservită de către puterea termică transmisă prin instalația de încălzire de joasă temperatură (având ca sursă pompa de căldură și centrala termică) iar necesarul de căldură aferent părții de 5605 W/K revine a fi deservită de aerul proaspăt încălzit (având ca sursă roata recuperatoare și centrala termică). Descrierile privind acoperirile energetice prezentate până în prezent se referă la situația condițiilor nominale.

În continuare, analizele energetice ce vor fi prezentate vor ține cont, pe toată perioada sezonului rece, de cele două tipuri de instalații de furnizare a puterii termice în spațiul încălzit, fiecare din instalații având două surse de căldură, recuperare și centrala termică pe aerul proaspăt încălzit și pompa de căldură și centrala termică pe instalația de încălzire de joasă temperatură cu corpuri statice (sau pardoseală încălzitoare).

În continuare se prezintă situația distribuției puterilor termice necesare, recuperate și consumate pentru bateria de încălzire și a energiilor aferente pentru perioada de încălzire din sezonul rece, toate furnizate spațiului încălzit prin intermediul aerului proaspăt încălzit.

Tabel 1

te	dte	ti0 - te	Nr. Zile	tr	Qvn (kW)	Evn (kWh)	teir	Qvr (kW)	Evr (kWh)	Qvc (kW)	Ev (kWh)
-15	(-17.5/-12.5)	35	2	30,000	252,225	12106,8	14,75	166,749	8003,94	94,974	4558,7333
-10	(-12.5/-7.5)	30	11	28,571	216,193	57074,9143	15,5	142,928	37732,86	81,406	21491,171
-5	(-7.5/-2.5)	25	32	27,143	180,161	138363,429	16,25	119,106	91473,6	67,838	52099,81
0	(-2.5/+2.5)	20	60	25,714	144,129	207545,143	17	95,285	137210,4	54,271	78149,714
5	(+2.5/+7.5)	15	53	24,286	108,096	137498,657	17,75	71,464	90901,89	40,703	51774,186
10	(+7.5/+12.5)	10	24	22,857	72,064	41509,0286	18,5	47,643	27442,08	27,135	15629,943
			182		972,868	594097,971		643,174	392764,770	366,327	223703,557

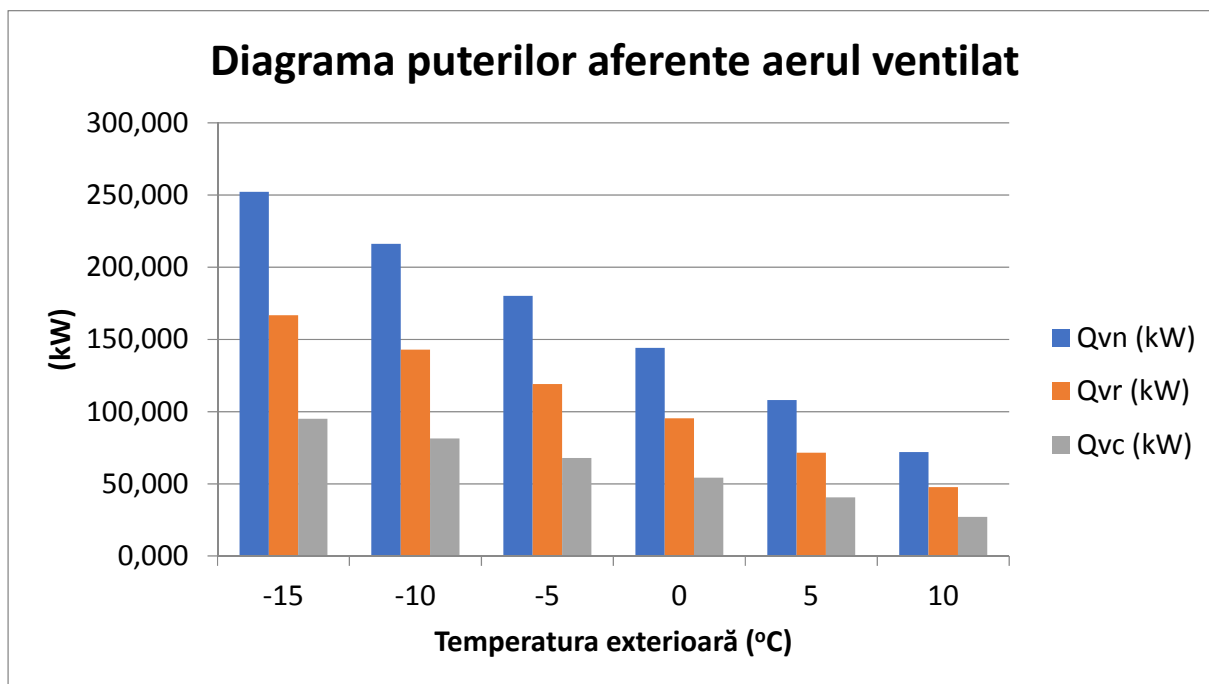


Fig. 2

Conform tabelului 1 și fig. 2, dat fiind că s-a considerat o eficiență a roții recuperatoare de 85%, rezultă că valoarea contribuției recuperării este sensibil mai mare decât contribuția centralei termice. Trebuie menționat faptul că s-a luat în considerare și un randament de lucru al centralei termice de 90%. De asemenea, trebuie menționat faptul că nu s-a luat în considerare puterea și energia electrică consumată pentru circulația aerului evacuat și a celui proaspăt și nici energia mecanică utilizată la învârtirea roții recuperatoare.

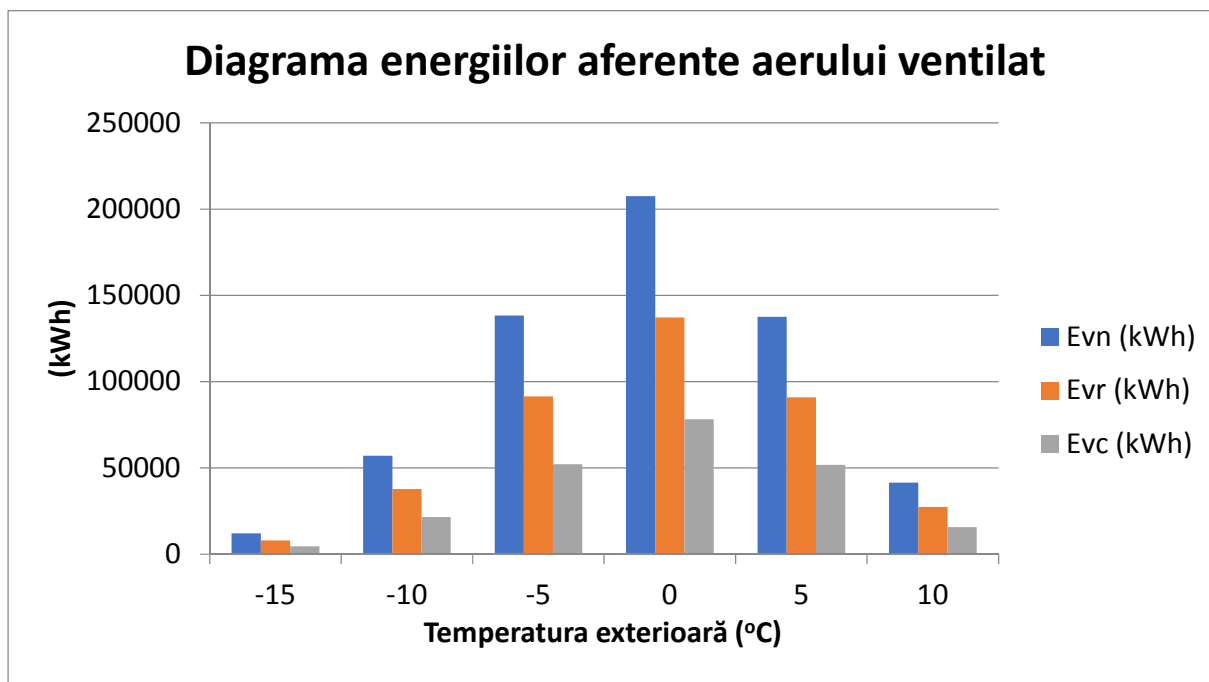


Fig. 3

Dacă se face un bilanț pe întreg anul în ceea ce privește consumul energetic furnizat prin debitul de aer ventilat se constată că din totalul celor 594,097 MWh, 392,765 MWh sunt furnizați prin recuperare și 223,704 MWh sunt furnizați prin consum de combustibil fosil, adică 66% prin recuperare și 34% prin centrala termică.

În ceea ce privește puterea și energia furnizată prin intermediul instalației de încălzire centrală de joasă temperatură cu sursă de bază pompa de căldură și sursă de rezervă centrala termică, s-a realizat și publicat o lucrare cu explicații detaliate în ceea ce privește analiza energetică, exact pentru o clădire caracterizată de un factor de transmitanță $H = 1000 \text{ W/K}$ [2]. În consecință se vor prelua direct concluziile din [2] prin tabelul și diagramele corespunzătoare.

Al doilea caz analizat a fost cel al utilizării unei pompe de căldură tip aer-apă în care temperatura sursei reci este temperatura aerului exterior, variabilă pe parcursul sezonului rece. În tabelul 2 se prezintă rezultatele obținute. Primele 2 linii semnifică acoperirea energetică parțial de pompa de căldură și parțial de centrala termică care lucrează cu un randament de 90%, iar următoarele 4 linii semnifică acoperirea energetică integral de pompa de căldură. Pentru evaluarea gradelor de acoperire energetică realizate de pompa de căldură în domeniul temperaturilor exterioare reprezentate prin mediile de -10°C și -15°C, s-a considerat că motorul compresorului pompei nu poate absorbi din

rețeaua electrică o putere mai mare decât cea nominală corespunzătoare zonei de temperaturi exterioare reprezentate de media de -5°C , pentru care după cum se vede din tabelul 2 este în valoare de 5509,85 W. De asemenea temperatura medie a agentului termic încălzit de către condensatorul pompei de căldură se menține pe valoarea corespunzătoare unei temperaturi exterioare de -5°C , adică 33°C . Puterea livrată la condensatorul pompei de căldură la temperaturi exterioare de -10°C și -15°C de această dată scade față de valoarea corespunzătoare temperaturii exterioare de -5°C datorită scăderii temperaturii aerului exterior.

Tabel 2

t_e ($^{\circ}\text{C}$)	θ_{CD0} ($^{\circ}\text{C}$)	θ_{CD} ($^{\circ}\text{C}$)	COP_{CD} (-)	P_{cs} (W)	P_{cd+th} (W)	P_{el+cb} (W)	P_{vp} (W)	E_{cs} (kWh)	E_{et} (kWh)
-15	38.20	33,00	3,755	35000	35000	26870,97	11573,76	1680	1433,118
-10	35.60	33,00	4,110	30000	30000	19824,28	12915,78	7920	5815,121
-5	33.00	33.00	4.54	25000	25000	5509.85	21143.11	19200	4231.56
0	30.40	30.40	5.35	20000	20000	3741.22	17381.15	28800	5387.36
5	27.80	27.80	6.53	15000	15000	2297.42	13391.80	19080	2922.32
10	25.20	25.20	8.43	10000	10000	1186.81	9169.24	5760	683.60
								82440	20473,08
								COP_{sis}	4,027

Până la temperatura exterioară în zona -5°C pompa de căldură are capacitatea de a acoperi necesarul de căldură al consumatorului, urmând ca la temperaturi mai scăzute să intervină și centrala termică pentru completarea surplusului de putere termică. Pompa de căldură lucrează însă cu un COP aferent temperaturii exterioare de -5°C iar acoperirea surplusului de către centrala termică făcându-se cu un randament de 90%. Se observă că se poate vorbi de un coeficient de performanță global anual, SPF, valoarea acestuia fiind de data aceasta 4,03. Energia utilizată la nivelul clădirii este în majoritate energie electrică (76,5%) și doar în mică măsură energie termică (23,5%). O imagine mai clară o putem obține grafic din figurile 4 și 5.

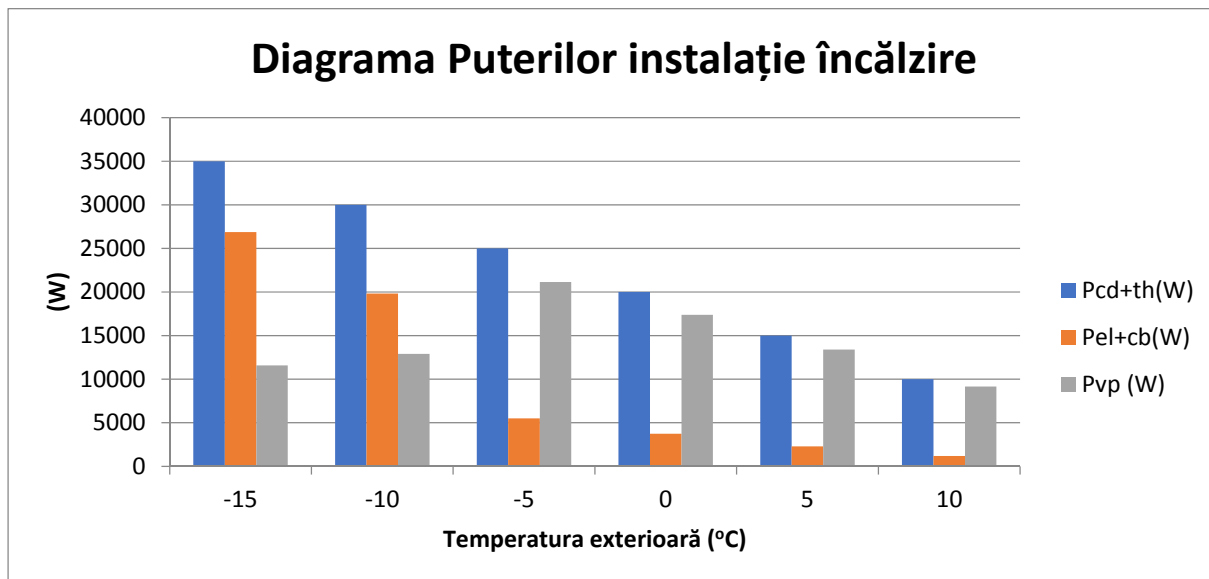


Fig. 4

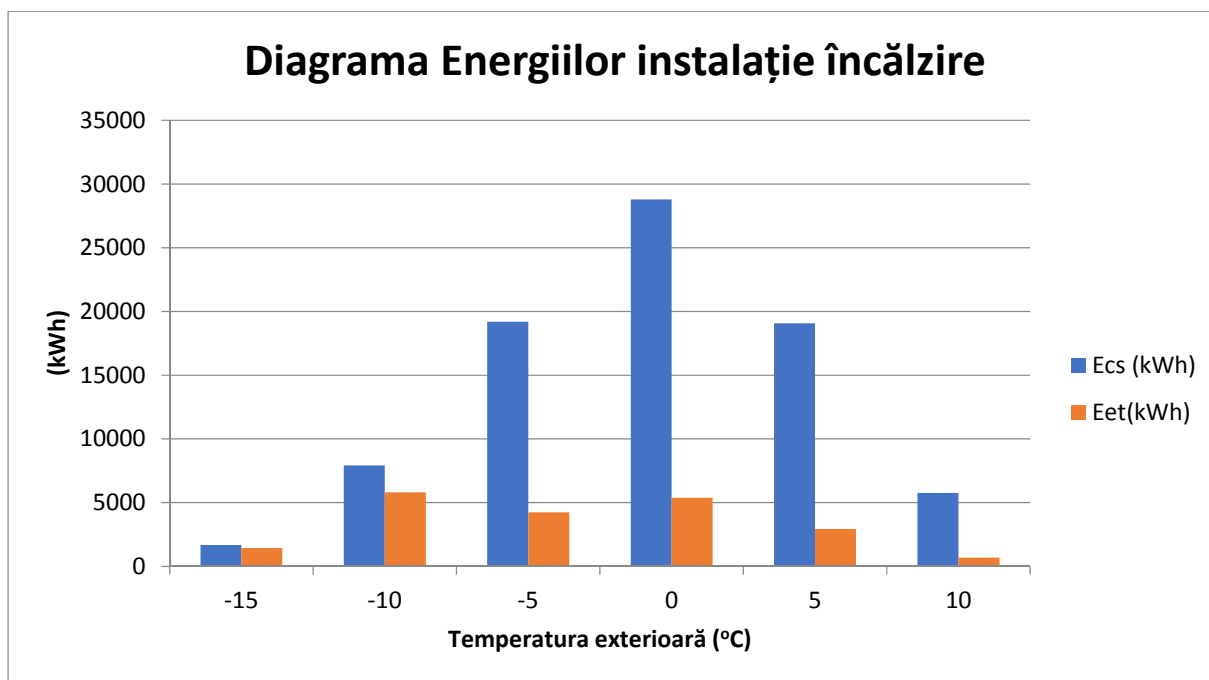


Fig. 5

Este interesant de prezentat situația energetică pe ansamblul clădirii atât prin intermediul aerului încălzit cât și prin instalația de încălzire de joasă temperatură.

Tabel 3

	incalzire aer			incalzire apa			incalzire aer + apa		
	Ev _n (kWh)	Ev _r (kWh)	Ev _c (kWh)	Ec _d (kWh)	Ep _c (kWh)	Et _h (kWh)	Ec _s (kWh)	Er _p (kWh)	Ee _t (kWh)
-15	12106,8	8003,94	4558,733	1680	246,882	1433,118	13786,8	8250,822	5991,852
-10	57074,9143	37732,86	21491,17	7920	2104,879	5815,121	64994,91	39837,739	27306,293
-5	138363,429	91473,6	52099,81	19200	14968,437	4231,563	157563,4	106442,04	56331,372
0	207545,143	137210,4	78149,71	28800	23412,642	5387,358	236345,1	160623,04	83537,072
5	137498,657	90901,89	51774,19	19080	16157,679	2922,321	156578,7	107059,57	54696,507
10	41509,0286	27442,08	15629,94	5760	5076,399	683,601	47269,03	32518,479	16313,544
IARNA	594097,971	392764,8	223703,6	82440	61966,918	20473,082	676538	454731,69	244176,639

În tabelul 3 se prezintă necesarurile de căldură, energiile regenerabile livrate și energiile neregenerabile livrate prin aerul ventilat, prin instalația de încălzire de joasă temperatură și pe ansamblu pentru fiecare perioadă din sezonul rece și pentru întreg sezonul rece. O imagine mai clară se poate observa din transpunerea grafică a datelor din tabelul 3 în diagramele din figurile 6...11.

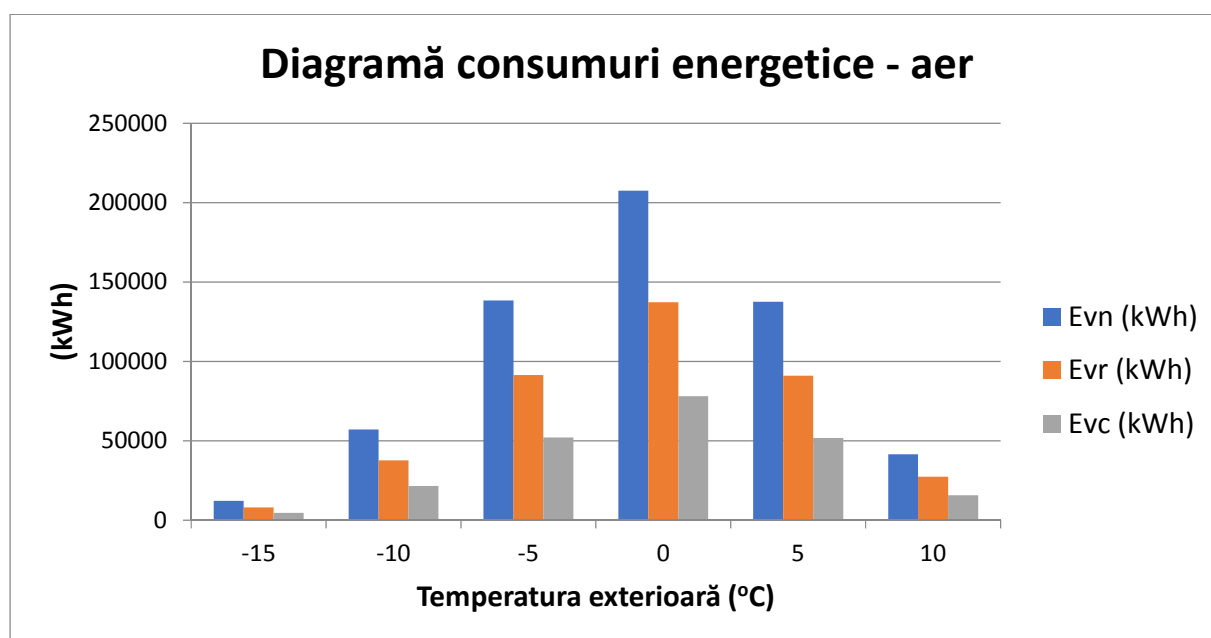


Fig. 6

Clădire cu consum redus de energie termică. Surse regenerabile – recuperare de căldură și pompă termică

Diagrama din fig. 6 prezintă pe parte de aer ventilat - necesarul de energie al clădirii, energia regenerabilă și energia neregenerabilă.

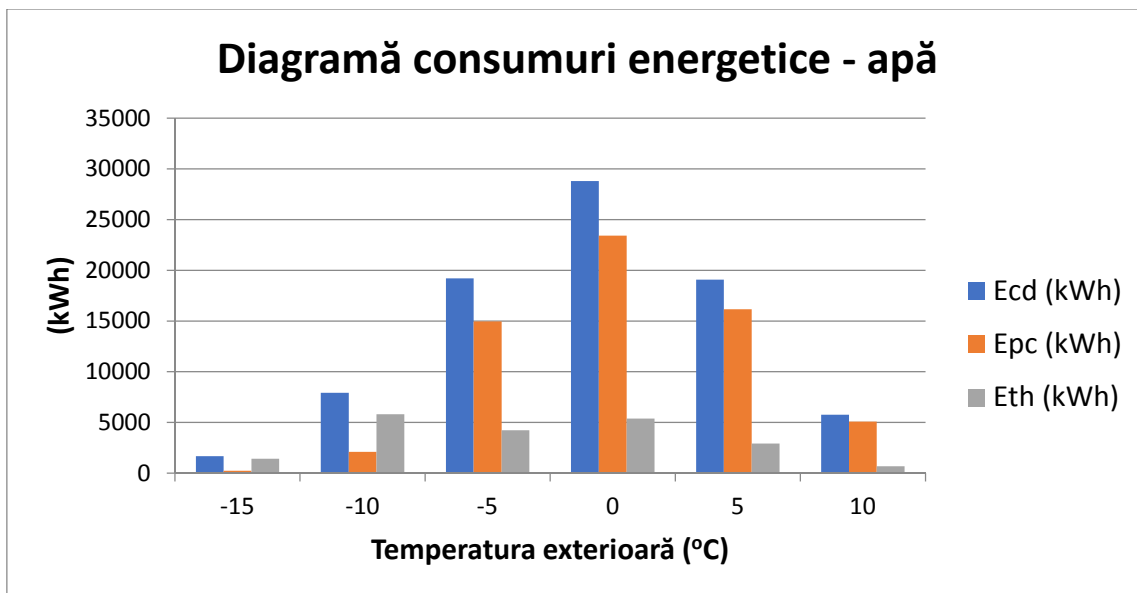


Fig. 7

Diagrama din fig. 7 prezintă pe partea ce revine instalației de încălzire – necesarul de energie al clădirii, energia regenerabilă și energia neregenerabilă.

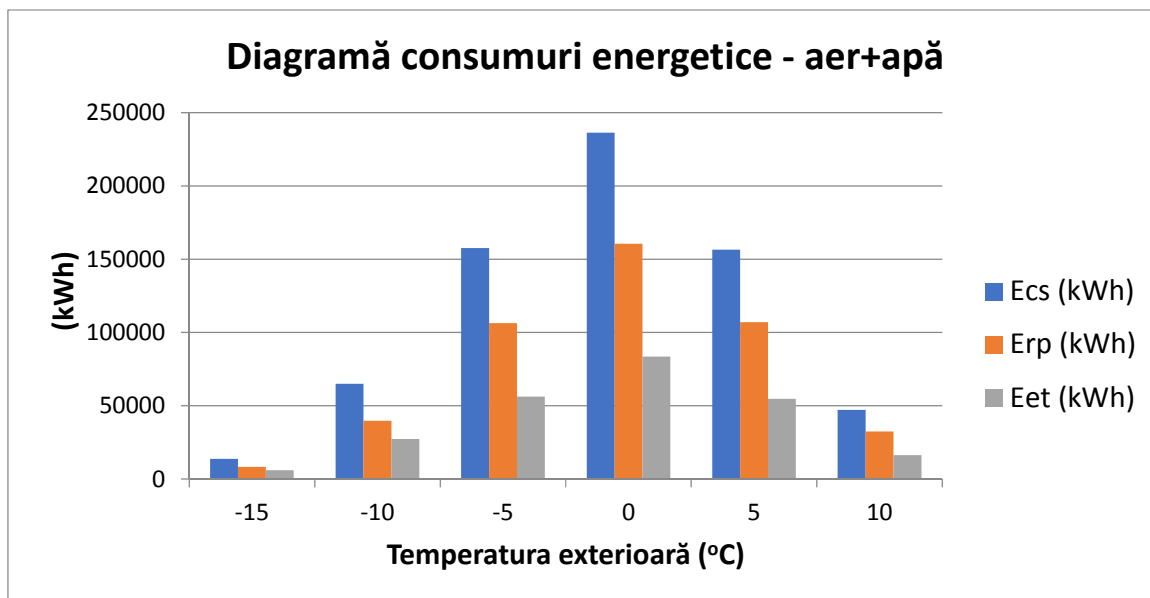


Fig. 8

Diagrama din fig. 8 prezintă atât pe partea de ventilare cât și pe cea de încălzire – necesarul de energie al clădirii, energia regenerabilă și energia neregenerabilă.

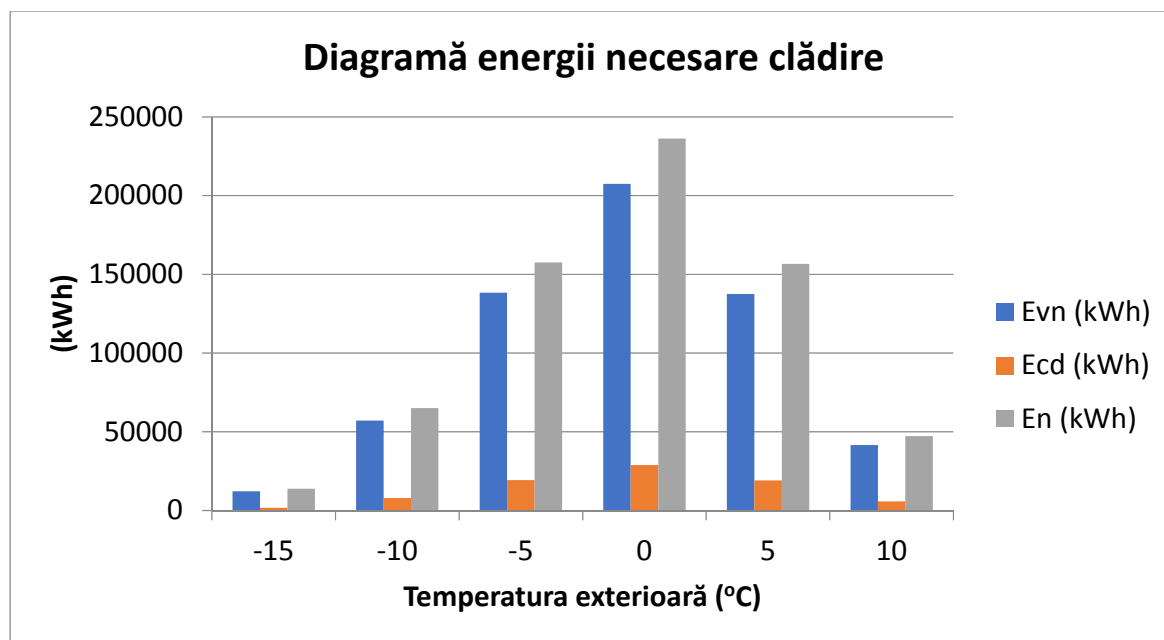


Fig. 9

Diagrama din fig. 9 prezintă global, ventilare și încălzire, comparativ situația energiilor – necesar total clădire, necesar ventilare și necesar încălzire.

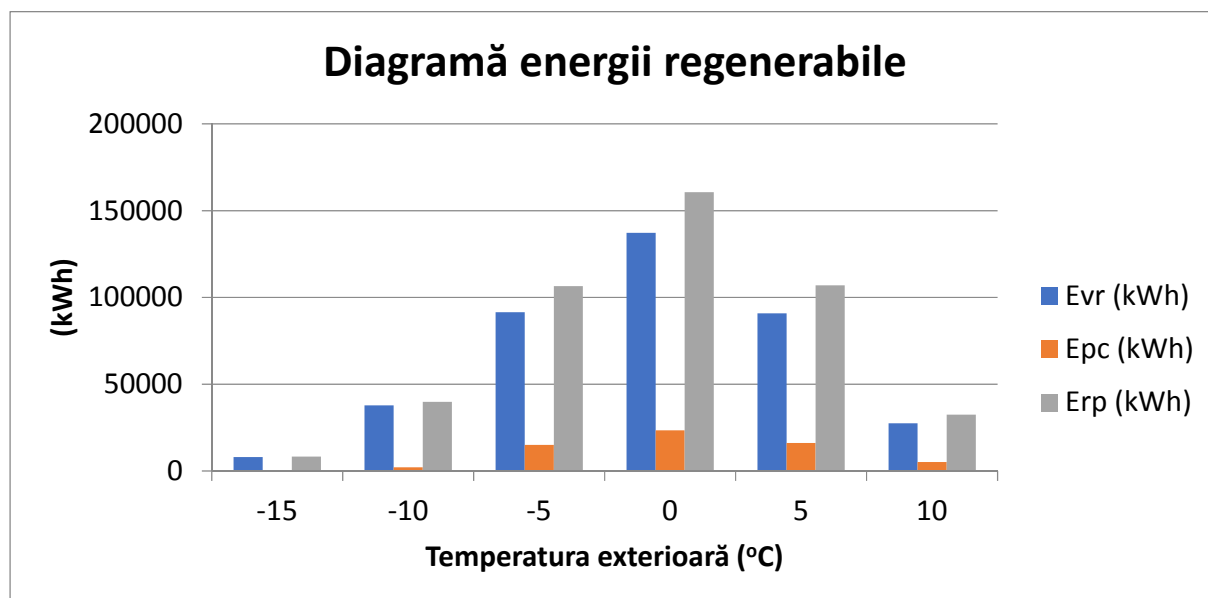


Fig. 10

Clădire cu consum redus de energie termică. Surse regenerabile – recuperare de căldură și pompă termică

Diagrama din fig. 10 prezintă situația energiilor regenerabile – total pe clădire, ventilare și încălzire.

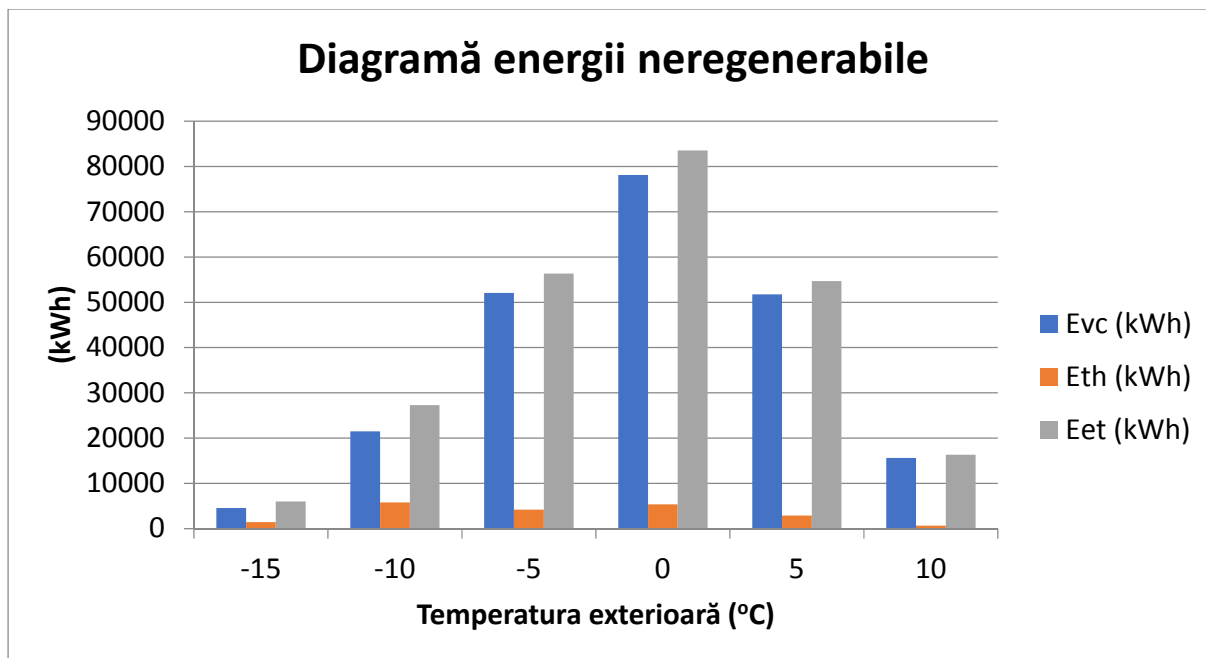


Fig. 11

Diagrama din fig. 11 prezintă situația energiilor neregenerabile – total pe clădire, ventilare și încălzire. Cumulând energiile la nivelul întregului sezon rece rezultă setul de diagrame din figurile 12...17 care urmează și care permit de asemenea o analiză comparativă.

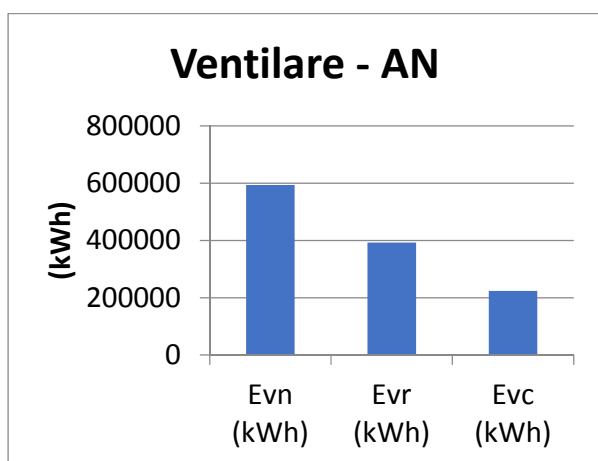


Fig. 12

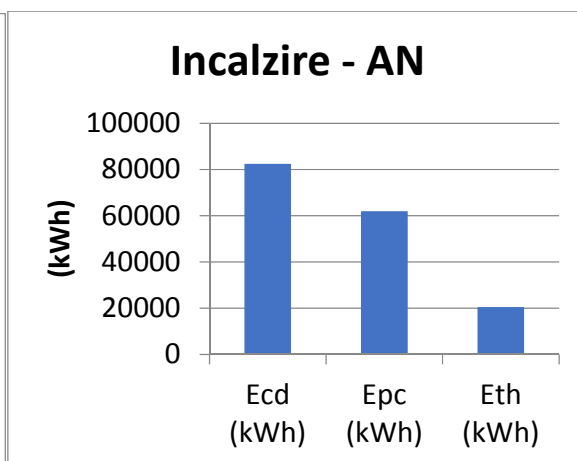


Fig. 13

Diagrama din fig. 12 prezintă situația anuală a energiilor pe partea de aer, iar diagrama din fig. 13 prezintă situația anuală a energiilor pe partea de încălzire.

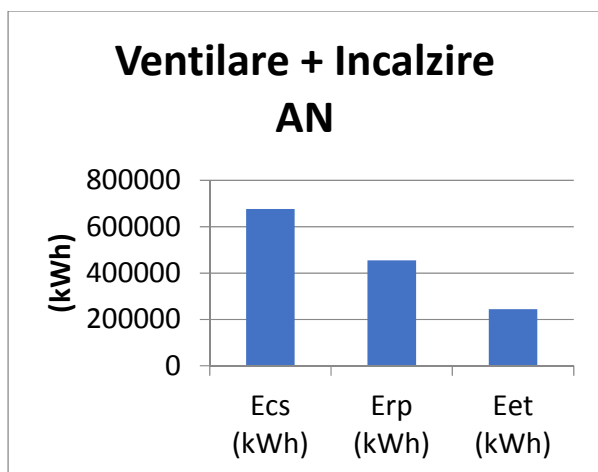


Fig. 14

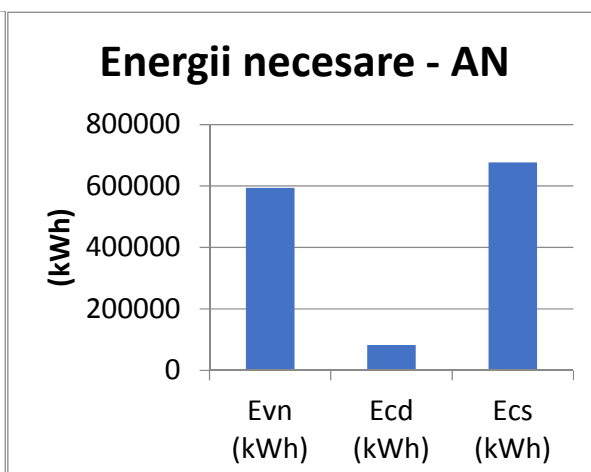


Fig. 15

Diagrama din fig. 14 prezintă situația anuală a energiei totale necesare, energiei regenerabile și a energiei neregenerabile, iar diagrama din fig. 15 prezintă situația anuală a energiilor necesare pe parte de ventilare, de încălzire și totale.

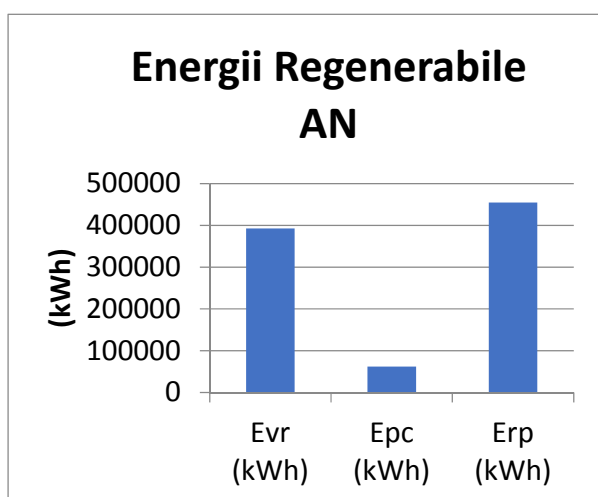


Fig. 16

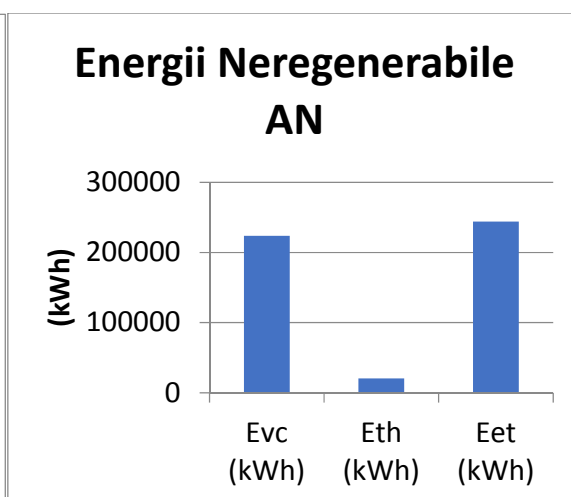


Fig. 17

Diagrama din fig. 16 prezintă situația anuală a energiilor regenerabile pe parte de ventilare, de încălzire și totale, iar diagrama din fig. 17 prezintă situația anuală a energiilor neregenerabile pe parte de ventilare, de încălzire și totale.

4. Concluzii

Analiza energetică efectuată în cadrul lucrării se referă la o clădire bine izolată termic, astfel încât puterea termică livrată prin intermediul debitului de aer proaspăt încălzit are o contribuție majoritară în acoperirea necesarului de căldură al clădirii. Este importantă și contribuția de putere termică a instalației de încălzire de joasă temperatură însă contribuția acesteia este minoritară. Acest lucru reprezintă un rezultat al primei părți a lucrării unde se stabilește o corelație între numărul de schimburi de aer al volumului spațiului încălzit, coeficientul global de izolare termică al clădirii și gradul de acoperire energetică oferit de secțiunea de ventilare.

Analiza energetică se referă distinct la secțiunea de ventilare, la secțiunea de încălzire centrală și pe ansamblul clădirii. Fiecare din cele două secțiuni menționate prin care se livrează putere termică în spațiul clădirii în vederea acoperirii necesarului de căldură este dotată atât cu sursă clasică cât și cu sursă regenerabilă: secțiunea de ventilare cu roată recuperatoare iar secțiunea de încălzire cu pompă de căldură.

Rezultatele obținute sunt prezentate tabelar și grafic printr-un set de diagrame referitoare la puterile termice și la energiile livrate prin fiecare din componentele celor două secțiuni și pe ansamblul lor. Diagramele prezintă comparativ situația lunară și anuală a puterilor și energiilor pe cele două secțiuni menționate.

Lista de Notatii

- t_{i0} – temperatura interioară normată, °C;
- t_{e0} – temperatura exterioară de calcul, °C;
- t_e – temperatura exterioară, °C;
- t_{r0} – temperatura de refulare a aerului proaspăt încălzit nominală, °C;
- t_r – temperatura de refulare a aerului proaspăt încălzit, °C;
- L_0 – debitul de aer proaspăt refulat, m³/s;
- H – transmitanța clădirii, W/K;
- G – coeficientul global de izolare termică al clădirii, W/m³.K;
- R_m – rezistența termică medie a anvelopei clădirii, m².K/W;
- n_a – numărul orar de schimburi de aer, h⁻¹;
- V – volumul spațiului încălzit, m³;
- S – suprafața anvelopei clădirii, m²;
- ρ_a – densitatea aerului, kg/m³;
- c_a – căldura specifică masică a aerului, J/kg.K;
- G_{AEv} – grad de acoperire energetică din ventilare, -;
- Q_{vn} – puterea termică necesară pe parte de ventilare, kW;

Q_{vr} – puterea termică regenerabilă pe parte de ventilare, kW;
 Q_{vc} – puterea termică neregenerabilă pe parte de ventilare, kW;
 P_{cs} – puterea termică necesară totală, kW;
 P_{vp} – puterea termică regenerabilă pe parte de încălzire, kW;
 P_{el+cb} – puterea neregenerabilă, kW;
 θ_{CD0} – temperatura nominală a agentului termic din instalația de încălzire, °C;
 θ_{CD} – temperatura curentă a agentului termic din instalația de încălzire, °C;
 COP_{CD} – coeficientul de performanță al pompei de căldură, -;
 E_{vn} – energia lunară, anuală necesară pe parte de ventilare, kWh;
 E_{cd} – energie lunară, anuală necesară pe parte de încălzire, kWh;
 E_{cs} – energia lunară anuală necesară totală, kWh;
 E_{vr} – energia lunară, anuală regenerabilă pe parte de ventilare, kWh;
 E_{pc} – energia lunară, anuală regenerabilă pe parte de încălzire, kWh;
 E_{rp} – energia lunară, anuală regenerabilă totală, kWh;
 E_{vc} – energia lunară, anuală neregenerabilă pe parte de ventilare, kWh;
 E_{th} – energie lunară, anuală neregenerabilă pe parte de încălzire, kWh;
 E_{et} – energia lunară, anuală neregenerabilă totală, kWh;

Bibliografie

- [1] Florin Iordache – Echipamente și sisteme termice. Metode de evaluare energetică și funcțională (culegere de articole) – editura Matrixrom 2017 – pag. 18-28;
[2] Florin Iordache, Mugurel Tălpigă – Modelare funcțională și energetică a unui sistem compus din pompă de căldură, instalație de încălzire centrală și clădire – Revista Română de Inginerie Civilă, editura Matrixrom, 2018 (în curs de publicare);