

Revista Română de Inginerie Civilă

Indexată în bazele de date internaționale (BDI)
ProQuest, INSPEC, EBSCO
INDEX COPERNICUS, ULRICH'S și JOURNALSEEK

Volumul 9 (2018), Numărul 4

Solar decathlon middle east competition house of team twist box <i>Andrej Črnica, Aleksandra Sretenović, Stefan Milanović</i>	315-321
Aspecte privind propagarea zgomotului cauzat de curgerea aerului Aspects of noise propagation caused by aerodynamic flow <i>Carmen Mârza, Georgiana Corsiuc</i>	322-328
Sistem sursă utilizând energia solară și pompa de caldura pentru încălzirea unei clădiri. Analiza energetică Source system using solar energy and heat pump to heat a building. Energy analysis <i>Florin Iordache, Mugurel Talpiga</i>	329-339
Numerical thermal analysis of wall structure of a sustainable building <i>Mykola Savytskyi, Babenko Maryna, Berezyuk Anatoliy, Kuzmenko Oleksandra</i>	340-346
Impactul performanțelor elementelor de înveliș vitrate asupra performanțelor energetice ale clădirii, confortului (termic & luminos) și calității mediului interior Impact of vitreous tire performance on the energy performance of the building, comfort (thermal & light) and indoor environment <i>Victoria Cotorobai, Iulia Negară, Silvana Brata, I.C. Cotorobai</i>	347-360
Sisteme de ventilație și climatizare - Grinzi de răcire vs. Ventilatoare - Ventilation and air conditioning systems - Cooling Beams vs. Ventilation Convectors - <i>Raul Girsis, Ionuț Vasile Nicoraș</i>	361-369
Modelare funcțională și energetică a unui sistem compus din pompa de caldura, instalație de încălzire centrală și clădire Functional and energetic modeling of a system consisting of a heat pump, a central heating installation and a building <i>Florin Iordache, Mugurel Talpiga</i>	370-381
Designing the “mind the gap” project – investigating the difference, in performance, between design and the building “in-use” <i>Andy Lewry, Lorna Hamilton, Mindy Hadi, Jaie Bennett, Richard Peters</i>	382-390
The value of sustainability <i>Andy Lewry, James Fisher, Matt Holden</i>	391-396
Influența confortului termic și a calității aerului asupra randamentului sportivilor în spații închise Influence of thermal comfort and air quality on performance of athletes in enclosed spaces <i>Marius Adam, Olga Bancea, Adriana Tokar, Cristian Păcurar</i>	397-403

Domestic hot water - cost effective legionella treatment. Perfect comfort and hygiene <i>Szilveszter Geyer Ehrenberg, Adrian Retezan</i>	404-411
Sistem de climatizare utilizand energia solara. Analiza energetica Air conditioning using solar energy. Energy analysis <i>Florin Iordache</i>	412-421
Performanța energetică a unei pompe de căldură aer-apă alimentată de la un sistem de panouri fotovoltaice de tip off-grid The energy performance of an air-to-water heat pump powered by an off-grid photovoltaic panel system <i>Călin Sebarchievici, Ioan Sârbu</i>	422-427

MATRIX ROM
OP CHIAJNA CP 2
077040 – ILFOV
Tel. 021 4113617 Fax. 021 4114280
e-mail: office@matrixrom.ro
www.matrixrom.ro

COLEGIUL EDITORIAL

Prof.dr.ing. Ioan BORZA, *Universitatea Politehnica Timișoara*
Conf.dr.ing. Lucian CÂRSTOLOVEAN, *Universitatea Transilvania Brașov*
Conf.dr.ing. Vasilică CIOCAN, *Universitatea Tehnică Gh. Asachi Iași*
Prof. dr. Stefano CORGNATI, *Politecnico di Torino, Italy*
Conf. dr. ing. Andrei DAMIAN, *Universitatea Tehnică de Construcții București*
Prof.dr. Yves FAUTRELLE, *Grenoble Institute of Technology, France*
Prof.dr.ing. Carlos Infante FERREIRA, *Delft University of Technology, The Netherlands*
Prof.dr. Manuel GAMEIRO da SILVA, *University of Coimbra, Portugal*
Prof.dr.ing. Dragoș HERA, *Universitatea Tehnică de Construcții București, membru onorific*
Dr. Jaap HOGELING, *Dutch Building Services Knowledge Centre, The Netherlands*
Prof.dr.ing. Ovidiu IANCULESCU, *membru onorific*
Prof.dr.ing. Anica ILIE, *Universitatea Tehnică de Construcții București*
Prof.dr.ing. Gheorghe Constantin IONESCU, *Universitatea Oradea*
Prof.dr.ing. Florin IORDACHE, *Universitatea Tehnică de Construcții București – **director editorial***
Prof.dr.ing. Vlad IORDACHE, *Universitatea Tehnică de Construcții București*
Prof.dr.ing. Karel KABELE, *Czech Technical University, Prague, Czech Republic*
Prof.dr.ing. Ioan MOGA, *Universitatea Tehnică Cluj Napoca*
Prof.dr.ing. Nicolae POSTĂVARU, *Universitatea Tehnică de Construcții București*
Prof.dr.ing. Daniela PREDA, *Universitatea Tehnică de Construcții București*
Prof.dr.ing. Adrian RETEZAN, *Universitatea Politehnica Timișoara*
Conf.dr.ing. Daniel STOICA, *Universitatea Tehnică de Construcții București*
Ș.l.dr.ing. Ionuț-Ovidiu TOMA, *Universitatea Tehnică Gh. Asachi Iași*
Prof.dr.ing. Ioan TUNS, *Universitatea Transilvania Brașov*
Conf. dr. ing. Constantin ȚULEANU, *Universitatea Tehnică a Moldovei Chisinau, Republica Moldova*
Conf.dr.ing. Eugen VITAN, *Universitatea Tehnică Cluj Napoca*

Revista Română de Inginerie Civilă este publicată și finanțată de editura

MATRIX ROM

Director executiv: mat. Iancu ILIE

Online edition ISSN 2559-7485

Print edition ISSN 2068-3987; ISSN-L 2068-3987

Solar decathlon middle east competition house of team twist box

Andrej Črnica, Aleksandra Sretenović, Stefan Milanović

University of Belgrade, Faculty of Mechanical Engineering, Serbia

Abstract:

The Solar House "Twist Box" is a project of the Belgrade University, run by the Faculty of Architecture; School of Electrical Engineering; Faculty of Technology and Metallurgy and Faculty of Mechanical Engineering.

This project has been launched for the purpose of the "Solar Decathlon Middle East" competition and is now in the final stage in which the documentation for carrying out the works is being prepared. Here we will be talking about the HVAC equipment that will be designed for this building, the way they are selected and solutions that are developed in order to reduce heat load. The first problem we encounter is location and climatic conditions. The location where this house will be built in November 2018 is 30km from Dubai UAE. Climatic conditions at this location are very unfavorable from the standpoint of air conditioning because they represent a combination of very high temperatures and intense solar radiation. In order to achieve comfort conditions inside the building, it is necessary to provide the required amount of fresh air of the appropriate temperature. In order to select an adequate system, it was first necessary to calculate the heat load based on climatic influences, the architectural and construction model, the number of people envisaged to be in premises, electrical installations and other factors. In addition to the calculated heat flow, a simulation was performed that showed a more realistic picture throughout the year. After calculating the heat load, equipment is selected for covering the total heat load, which ensures the design temperature in the room and provides the required amount of fresh air. The preparation of air-conditioned air is carried out using a heat recovery, and high-static ducted indoor units. The heat recovery serves to cool the fresh outside air at the expense of heating the waste air from the room. The high-static ducted indoor units are supplied with the refrigerant from the outdoor unit. Prepared air is supplied to the living space by means of supply air equipment which has been selected so that it fits best into the interior, while ensuring sufficient levels of noise and, more importantly, to provide an adequate air flow inside the space. The second task is the preparation of domestic hot water, which is done by solar energy receiver. Space is allocated on the roof for the solar energy receiver, and it is connected with the hot water boiler inside the house.

Key words: SDME; HVAC; Solar; Efficiency; Sustainability.

1. Introduction

The Solar Decathlon Middle East is a competition held in Dubai in November 2018, in which universities around the world compete with the goal of designing and building a solar house. The competition is held every two years and every time it is set in a different location so the challenges are different every time. Teams from colleges

and universities across the globe participate in the Solar Decathlon. The Solar Decathlon encourages students to incorporate energy efficiency and clean energy into their future professional projects and personal lives. Like Olympic athletes, the solar decathletes draw on all their strengths, including design and architecture, engineering and performance, and education and promotion. The teams rely on expertise from many disciplines as they spend months fundraising, planning, designing, analyzing, and finally building and improving their houses. Future engineers work with future architects to create affordable, energy-efficient houses. The competition has now entered its final phase where competitors need to develop final documentation for the house construction and supply materials, machinery and personnel for actually building the house. At this point only 21 universities from across the world have a chance to build their house in November 2018. To get to this point each team has gone through two years of research and development and has successfully completed 5 deliverables of which some included hundreds of pages of drawings and calculations. Team from the university of Belgrade “Twist BOX” is proud to be one of these 21 teams that have a chance of building our vision of the house of tomorrow. Our team is comprised of students and mentors from 4 faculties: Faculty of Architecture; School of Electrical Engineering; Faculty of Technology and Metallurgy and Faculty of Mechanical Engineering. Each faculty contributed to development of the area of the house that it specializes in but teamwork is essential to actually make the house.

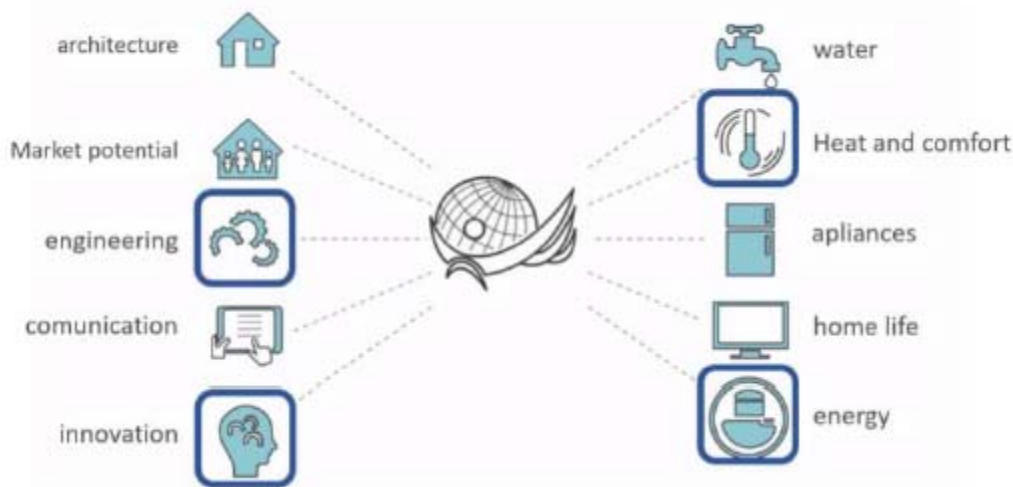


Figure 1: Disciplines of solar decathlon [1]

Within each of the above categories, certain requirements are set by the organizer. The main task of the team from the Faculty of Mechanical Engineering is to maintain the thermal comfort in the space in the most energy efficient way. The students, together with their faculty advisor are given the task to design the ventilation and air conditioning system as well as the domestic hot water preparation system. Temperature, relative humidity and CO₂ concentration inside the house are required to be inside the range defined by the organizer. These requirements coincide with general views on the comfort conditions inside the room, for example, the temperature is limited in the range of 23 to 25 °C. For each deviation from the given values, the

number of points achieved is reduced. Diagrams in Figure 1 show how number of points awarded changes in respect to the temperature, relative humidity and CO₂ concentration inside the house.

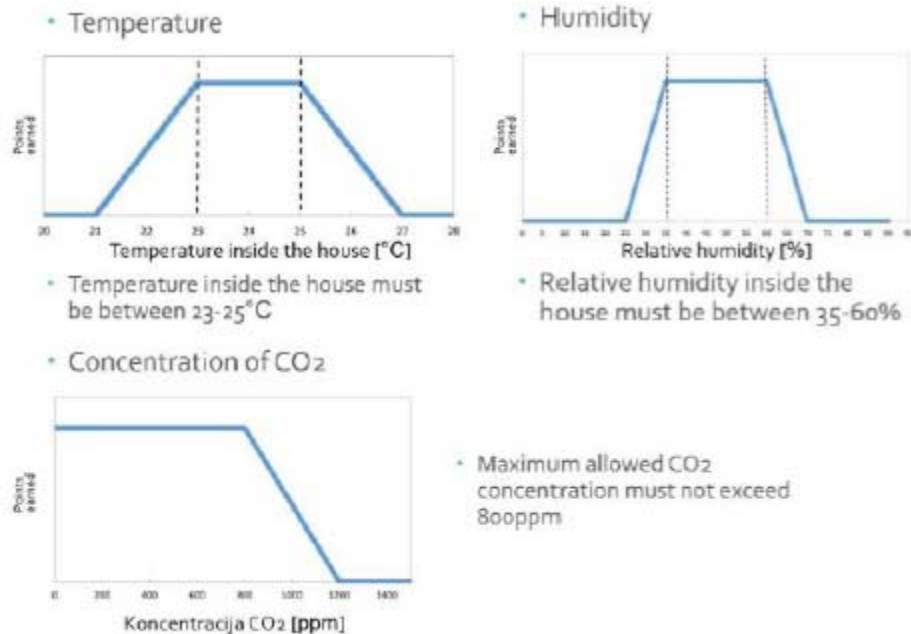


Figure 1: Points earned in relation to task completion [1]

2. Climate conditions

Climate conditions are one of the most important factors affecting the energy consumption of the air conditioning system. The location on which the house will be built is characterized by desert climate. The effects of the climate conditions are mitigated by utilizing smart architectural concepts that will be discussed further in the text.

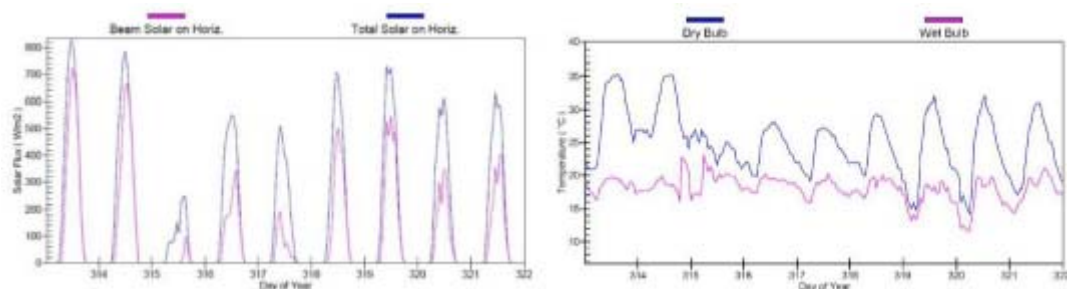


Figure 2: Solar and temperature profiles for dates between 10.11.-18.11. [3]

3. Architecture-Building model

The house is mainly constructed from lightweight prefabricated materials that are easy to set up and transport. The weight aspect is very important because the house needs to be shipped from Serbia to Dubai so the lighter the material the lower the cost of shipping will be. Low weight materials also have the property of low thermal accumulation, so when the house is constructed in Dubai, and the air

conditioning system is turned on for the first time, it will not require that much energy to cool the walls down to room temperature. Walls are also equipped with insulation layers that greatly reduce transmission heat gains. In Dubai, the biggest challenge for achieving the comfort conditions inside the house is solar radiation. In order to minimize this effect, a brisesoleil system is created (Figure 4). This system has the role of blocking most of the direct solar radiation that would fall on the outside walls of the house and penetrate through the glass surfaces. Brise soleil are rotated throughout the day so as to completely block the Sun's radiation at the places where it is needed and provide an unobstructed view at places where there is no direct sun radiation. By installing the brise soleil, it is possible to place larger windows, without compromising the concept of the thermal efficiency of the house. Although brise soleil block a large part of the solar radiation, it is necessary that large glass surfaces have good thermal characteristics because direct solar radiation is not the only way to get heat into the room. In order to reduce the transmission load, windows with dual or even triple glass with inert gases between the glass layers are used to minimize transmission gains. The south facade of this building is covered with windows so it is necessary that these windows have the best thermal properties. Due to the weight, a compromise was made, so the windows with double glass with a heat transfer coefficient of $1,2 \text{ [W / m}^2\text{K]}$ were selected instead of the windows with triple glass.



Figure 3: House model

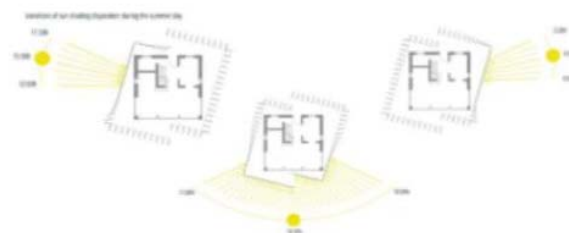


Figure 4. Functioning of brise soleil

4. Air conditioning system

In order to achieve comfort conditions in the climate conditions that are in Dubai, it is necessary that the air in the room is cooled and a certain amount of fresh air is continuously supplied. Supply air is prepared separately for each zone and distributed to all the rooms through insulated duct system. Each zone has its own high-

static ducted indoor unit that cools the air to designated temperature. Fresh air is first prepared inside

the heat recovery and then distributed to all duct units. The ducted indoor units are part of the multi split VRF (Variable Refrigerant Flow) heat pump system. The advantage of a variable refrigerant flow system is that it has much better control of heat load and the heat pump much more rarely enters the on/off mode. The variable refrigerant flow is enabled by the inverter compressor. The inverter compressor is a compressor drive technology that ensures the control of refrigerant flow in order to maintain the air temperature in a very narrow range close to the set temperature. The COP of the selected device is 5,34 [2]. This COP is obtained from the manufacturer and it is defined on the basis of the design temperature of the outside air (in this case, this temperature is 41.1°C) and the design air temperature in the room (in this case temperature is 25°C). The heat pump selected has temperature and pressure control so it can further optimize its work to best fit the conditions inside and outside the house.

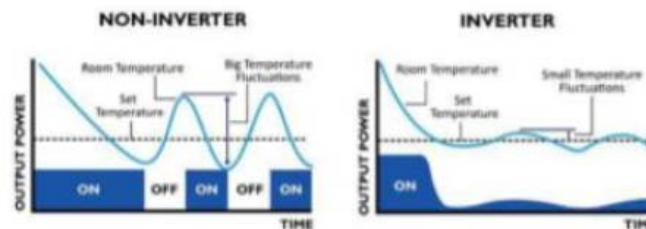


Figure 5: Difference between inverter and non-inverter heat pump

4.1. Heat recovery system

Heat recovery systems enable using of waste heat, which significantly reduces the required energy for heating or cooling. In the summer, the outside air is warmer than the exhaust air. When they pass through the heat exchanger, heat is transferred from the outside air to the exhaust air and by doing so the outside air is cooled. In this way ventilation heat load is reduced, so the cooling system consumption is lower.

In the winter mode, the heat recovery works on the same principle, only now the return air, which is at a higher temperature than the outside air, transfers the heat to the outside air. If the device operates in summer mode, and the outside temperature is lower than the temperature inside the house, the return air will be directed so that it does not pass through the heat exchanger. By doing this unnecessary heating of the outside air is avoided and energy is conserved.

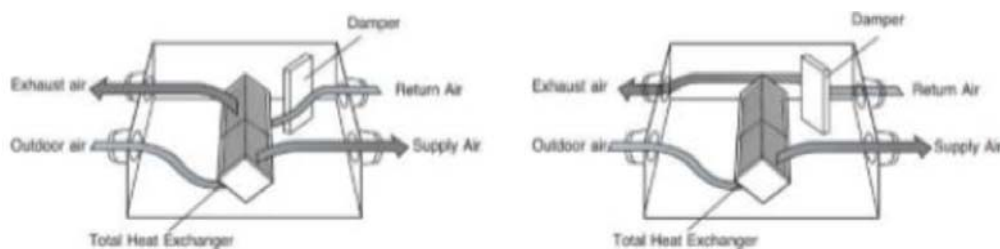


Figure 6: Heat recovery system in heat exchange mode (left image) and in by-pass mode (right image) [2]

4.2. Heat pump

The heat pump is selected based on the maximum heat load that occurs during the year. The heat load was calculated in the “Hourly Analysis Program”(HAP). The program performs a calculation of heat load and energy simulation for every hour of the year (8760 hours per year). This program works on the transfer function method, which is one of the most accurate methods for calculating heat load. The maximum load occurs in September at 15h and it is 8,8[kW] [3]. The duct units are supplied with fresh air which is pre-cooled in the heat recovery. This is also done to ensure the proper operation of the heat pump because the temperature of air that is entering the evaporator is limited (in this case 30 °C). The prepared air is supplied to the rooms using slot diffusers. Slot diffusers are chosen because they are the most suitable for mitigating heat loads at large glass surfaces and provide the best flow inside the living space. Using this equipment, it is possible to achieve sufficient ventilation and temperature in all parts of the living space, assuring that there are no dead zones. Air is distributed to the diffusers using lightweight pre-insulated ducts.

Duct size is determined so that the pressure drop in them does not exceed the capabilities of the fans inside duct units. Air is drawn out of the rooms using the exhaust air grilles and is then sent to duct units and to the heat recovery. Kitchen and bathroom are under vacuum pressure so that contaminated air does not leak into surrounding spaces.

5. Domestic hot water preparation

Domestic hot water preparation is a significant energy consumer in households. Considering that solar energy is a very abundant resource in Dubai it was rational to use this form of energy to prepare domestic hot water. The system chosen for this purpose consists of solar energy absorber, a tank where water is heated and stored and all the necessary equipment to insure stable operation.

5.1. Solar collectors

The main parts of the flat plate solar collector are: absorber, transparent cover and insulated casing. The absorber is usually a layer of highly conductive metal with integrated or added channels or tubes. The surface of the absorber is colored or coated in black to maximize the absorption of solar radiation. The transparent cover lets the Sun's radiation pass through to the absorber, but also isolates the space above the absorber from cold air entering into the enclosure. The insulated casing is a support for a complete plate collector assembly and reduces heat losses from the back or side.

The main element of the flat plate solar collector is the absorber plate. The absorber plate covers the complete base of the collector and fulfills 3 functions: it absorbs the maximum possible amount of solar radiation, transfers the heat collected to the heat transfer fluid, and reduces heat losses to a minimum.

The solar radiation passes through the transparent cover and is absorbed directly into the absorber. The surface of the absorber is coated with materials that absorb short wavelength radiation and have low emission of long wavelength radiation.

The second role of the absorber plate is to transfer the collected heat to the fluid flowing through the pipe. The heat transfer fluid can be water or water mixed with antifreeze.

Since the temperature of the surface of the absorber is higher than the ambient air temperature, a part of the heat is lost to the environment. By carefully selecting the material from which the absorber is made and the coating of the absorber, heat loss can be reduced. The absorber is usually covered with one or more transparent covers in order to reduce heat losses. The cover ensures that the air above the absorber is stagnant which reduces convection heat losses.

Each additional cover increases the efficiency of the collector in operation at high temperatures as it reduces heat losses but reduces efficiency at lower temperatures. Solar collector that was chosen for this house has selective coating that prevents the solar collector from overheating when the heat load is small but the Solar radiation is high. This improves efficiency of the Solar collector drastically. Total surface area of solar collector is around 4,15 m²[4] and the volume of the collection tank is 250 liters.



Figure 7: Flat plate Solar collector

References:

- [1] Solar decathlon Middle east, Rules and building code.
- [2] LG Electronics, Total HVAC solution provider engineering product data book 2017.
- [3] Hourly Analysis Program Carrier, Report [4] Viessman, Engineering product data boo

Aspecte privind propagarea zgomotului cauzat de curgerea aeraulică

Aspects of noise propagation caused by aeraulic flow

Carmen Mârza, Georgiana Corsiuc

Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca

Abstract:

The terms of comfort and "well-being" are concepts that includes a cumulus of people requirements regarding the environment in which they operate. In this paper, the authors propose a debate on acoustic comfort in buildings, more specifically aspects of the propagation of noise in the ventilation / air conditioning ducts and the measures required to attenuate them, even if the value of the acoustic pressure due to this cause has no extreme values.

Key words: *acoustic comfort, noise sources, aeraulic flow, noise attenuation.*

Rezumat:

Noțiunea de confort sau „starea de bine” reprezintă concepte care înglobează un cumul de exigente ale indivizilor vis-a-vis de mediul în care își desfășoară activitatea. În această lucrare, autoarele își propun o dezbatere privind confortul acustic în clădiri, mai concret aspecte legate de propagarea zgomotelor în canalele de ventilare/climatizare și măsurile care se impun pentru atenuarea acestora, chiar dacă valoarea presiunii acustice datorată acestei cauze nu are valori extrem de mari.

Cuvinte cheie : *confort acustic, surse de zgomot, curgere aeraulică, atenuare zgomote.*

1. Noțiuni introductive.

Clădirea constituie mijlocul de protejare al omului împotriva acțiunii factorilor de mediu exterior și are rolul de a asigura ocupanților confortul necesar desfășurării unei multitudini de activități: productive, casnice, culturale, de tratament, de odihnă etc.

Noțiunea de **confort** este o noțiune abstractă, subiectivă și relativ greu de apreciat, care se poate defini simplist prin senzația de armonie sau de bine a organismului vis-a-vis de mediul ambiant. De altfel, aprecierea noțiunii de confort ambiental este dificilă și datorită faptului că înglobează un cumul de cerințe, care pot fi grupate în următoarele categorii fundamentale:

- Confortul termic (higrotermic),
- Confortul acustic,
- Confortul olfactiv,
- Confortul vizual.

În ultima perioadă s-a definit așa numitul concept complex denumit „senzația de bine” (well being) care reflectă nevoile fundamentale fiziologice, psihologice și sociale ale omului în raport cu mediul. Definiția stării de bine este dificilă deoarece simțurile și așteptările indivizilor variază de la un individ la altul sau chiar pentru același individ, dacă se schimbă condițiile.

În această lucrare, după o prezentare generală despre sunet ca fenomen fizic și fiziologic, autoarele dezvoltă aspecte legate de producerea și propagarea zgomotelor în clădiri precum și modalități de realizare a exigentei referitoare la **confortul acustic**. De altfel, proiectarea clădirilor civile trebuie să se realizeze, în acord cu Legea 10/1995 și Directiva Europeană 89/106 privind calitatea în construcții.

Zgomotul reprezintă o suprapunere de sunete pure de frecvențe și amplitudini variabile producând o senzație auditivă considerată ca dezagreabilă, desigur dacă depășește un anumit prag acceptabil. Cercetările din domeniul medical și al igienei muncii au dovedit

acțiunea vătămătoare a zgomotelor asupra activităților intelectuale în primul rând dar și productive, a facultăților de concentrare, somnului, respirației și chiar asupra metabolismului [4].

Principalele surse de zgomot care pot afecta ocupanții unei clădiri sunt: zgomotele din exterior (trafic, activitate seismică), zgomotele provenite din exploatarea curentă a instalațiilor, zgomotele provenite de la spațiile tehnice sau comerciale din clădiri și zgomotele ocazionale, datorate însăși ocupanților [1].

Odată cu creșterea pretențiilor oamenilor relativ la crearea unui ambient confortabil, rolul instalațiilor din cadrul construcțiilor a crescut foarte mult. Pe lângă beneficiile de necontestat ale acestora, apare ca efect secundar negativ generarea zgomotelor și transmiterea acestora de la sursă la receptor, prin următoarele căi [2,6]:

- Prin radiația suprafeței proprii în contact cu aerul, ca și zgomot aerian;
- Prin vibrația elementelor de construcții și a instalațiilor;
- Prin vibrațiile induse în fluidul vehiculat în conducte.

Cu alte cuvinte, funcționarea instalațiilor este însoțită în cele mai multe cazuri de zgomote și vibrații care au ca efect poluarea sonoră a încăperilor.

2. Noțiuni fizice și fiziologic despre sunet

Sunetul ca **fenomen fizic** este rezultatul vibrației particulelor materiale și este caracterizat de următoarele mărimi fizice [2,4]:

- **presiunea acustică**, cauzată de o sursă sonoră și se adaugă presiunii statice p_0 a aerului; în calcule și măsurători se utilizează **presiunea acustică eficace** p_{ef} [N/m^2 sau dyn/cm^2];

- **energia acustică** W [J; erg]; energia sursei se transmite mediului elastic care o propagă odată cu undele acustice; legat de această mărime definim:

- o **densitatea de energie** w ; se obține raportând energia acustică la volumul mediului [J/m^3 ; erg/cm^3];

- o **fluxul de energie acustică** Φ ; reprezintă cantitatea de energie acustică care străbate în unitate de timp o suprafață dată [W ; erg/s];

- **intensitatea acustică** I :

$$I = \frac{\phi}{A} = \frac{W}{At} \quad [\text{W/m}^2 \text{ sau } \text{erg/s cm}^2] \quad (1)$$

• **nivelul de intensitate acustică** N_i (notat L_i în anumite cărți de specialitate) utilizată pentru ordonarea intensității acustice ale diferitelor surse și raportarea la o intensitate de referință I_0 .

Deoarece urechea nu percepe sunetele ca intensitate după o scară aritmetică (1, 2, 3, ...) ci după o scară logaritmică (1, 10, 100, 1000,...), s-a definit nivelul de intensitate acustică N_i a unui sunet de intensitate I :

$$N_i = \lg \frac{I}{I_0} \quad (2a)$$

$$N_i = 10 \lg \frac{I}{I_0} \quad [\text{decibel}] \quad (2b)$$

Scara de măsurare a nivelului de intensitate acustică și sensibilitatea urechii omenești este cuprinsă între 0 și 120 dB.

• **nivelul de presiune acustică** N_p (notat L_p în anumite cărți de specialitate), se exprimă prin analogie:

$$N_p = 10 \lg \left(\frac{p}{p_0} \right)^2 = 20 \lg \frac{p}{p_0} \quad [\text{dB}] \quad (3)$$

Dacă zgomotul este produs de mai multe surse, nivelul presiunii acustice se calculează cu relația [3,6]:

$$N_p = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^n 10^{N_{pi}/10} \right) \quad [\text{dB}] \quad (4)$$

unde, N_{pi} =nivelul presiunii acustice a sursei de zgomot i ;
 n = numărul de surse.

Diferența între mărimile N_i și N_p în condiții normale de temperatură și presiune este de circa 0.2 dB, astfel încât în practica curentă se poate utiliza oricare dintre aceste mărimi.

Din punct de vedere **fiziologic**, energia sonoră de tip mecanic, pentru a fi recepționată și analizată de creier este convertită în energie de tip electric prin intermediul celor 30 000 ÷ 40 000 de celule senzoriale din organul Corti [5]. Sistemul auditiv este foarte complex și e structurat pe trei părți: urechea externă – formată din pavilion și care colectează undele sonore și le conduc la timpan; urechea medie – conține cele trei oscioare scărița, ciocanul și nicovala prin care se transmit vibrațiile de la timpan la poarta de intrare în urechea internă; și în fine, urechea internă – în care se efectuează trecerea undelor sonore din mediu gazos în mediu apos.

Deci, variațiile de presiune ale aerului produse de **undele acustice** sunt transformate prin organul auditiv al omului în **senzații auditive**.

Domeniul de audibilitate cuprinde vibrațiile acustice cu frecvențe cuprinse între 16 Hz și 16000 Hz. Vibrațiile cu frecvență sub 16 Hz se numesc infrasunete, iar cele cu frecvență peste 16000 Hz se numesc ultrasunete.

În Fig. 1 s-a reprezentat **domeniul de audibilitate** pentru urechea umană [1,4]. De exemplu, un sunet cu frecvența de 1000 Hz, va avea următoarele limite [5]:

- pragul de audibilitate inferior caracterizat prin:

$$I_{\min} = 10^{-12} \text{ W/m}^2 = 10^{-9} \text{ erg/s cm}^2;$$

$$p_{\min} = 2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2 = 2 \times 10^{-4} \text{ dyN/cm}^2.$$

- pragul senzației dureroase caracterizat prin:

$$I_{\max} = 1 \text{ W/m}^2 = 10^3 \text{ erg/s cm}^2;$$

$$p_{\max} = 2 \times 10 \text{ N/m}^2 = 2 \times 10^2 \text{ dyN/cm}^2.$$

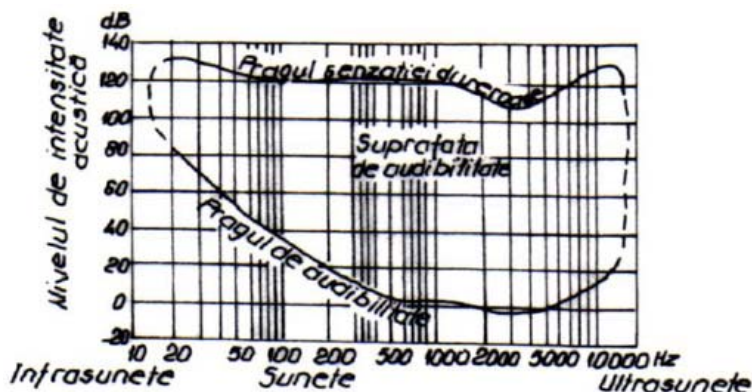


Fig.1 Domeniul de audibilitate

Dacă se depășește pragul senzației dureroase, organul auditiv este afectat, astfel încât se poate ajunge în extremis la spargerea timpanului, hemoragii, pierderea parțială sau totală a auzului, etc. Senzația auditivă se caracterizează din punct de vedere fiziologic prin:

- **nivelul de tărie sau amplitudine**, care se măsoară în **foni** și este o mărime similară cu nivelul de intensitate.

La frecvențe de 1000 Hz, respectiv pentru combaterea zgomotelor în încăperi cu destinații curente se acceptă aproximarea $1 \text{ dB} = 1 \text{ fon}$. Pentru săli care necesită o acustică specială se fac alte echivalențe între sunetul ca fenomen fizic și cel fiziologic [3], prin intermediul curbelor de egală tărie sonoră stabilite de *Fletcher- Munson*.

- **înălțimea sunetului**, are ca unitate de măsură **mel-ul** și este o însușire a senzației auditive după care sunetele percepute pot fi ordonate pe o scară, de la sunete joase – de frecvențe mici, la sunete înalte – de frecvență ridicată; senzația de înălțime a sunetului variază cu logaritmul frecvenței.

- **timbrul** sau nuanța sunetului.

3. Zgomotul produs în canale de aer și măsuri pentru reducerea acestuia

Zgomotul produs în canale este cauzat în principal de acțiunea aerodinamică la schimbarea direcției și/sau secțiunii canalului prin vibrațiile induse în fluidul vehiculat datorită frecărilor care intervin atât în interiorul fluidului, cât și între fluid și pereții canalului. La tubulatura rectangulară, reflexiile undelor sonore sunt mai ridicate decât în cazul canalelor de secțiune circulară [3,8].

Nivelul presiunii acustice **în canale drepte** se determină cu relația [6]:

$$N_{pa} = 10 + 50 \lg v + 10 \lg A \text{ [dB]} \quad (5)$$

în care, v = viteza aerului [m/s],

A = aria secțiunii canalului [m²].

Menționăm că în piesele aferente tubulaturii cum sunt coturi, curbe, ramificații, piese de legătură, nivelul zgomot indus este diferit și poate fi amplificat sau redus în anumite condiții, după forma geometrică a piesei, respectiv după modul de curgere a fluidului, respectiv gradul de turbulență. Deoarece varietatea acestor piese este mare, zgomotul produs și propagat prin acestea a fost studiat, fără a acoperi toate situațiile întâlnite în situ. S-a constatat că acele piese sunt mai avantajoase la care lățimea canalelor corespunde cu lungimea de undă a propagării sunetului.

Zgomotul produs de instalația de ventilare/climatizare, la trecerea prin tubulatură se diminuează într-o oarecare măsură dacă instalația este corect dimensionată și aerul se deplasează cu anumite valori, care evident variază în funcție de destinația clădirilor – vezi Tabelul 1 [7]. Acest proces se numește atenuare naturală, care de regulă este insuficientă, depășind nivelul acustic acceptat. Astfel, e necesară o atenuare suplimentară, numită artificială, prin apelarea la atenuatoare de zgomot, căptușirea canalelor etc.

Tabelul 1

Valori admise ale intensității sonore

Destinația clădirilor	Nivelul admis al intensității sonore [dB]
1. Clădiri de locuit	35
2. Săli de studiu, biblioteci	35
3. Săli de restaurant	50
4. Birouri de administrație	45
5. Amfiteatre, săli conferințe	40

Atenuarea zgomotului în canale drepte ΔN_p se calculează cu relația:

$$\Delta N_p = 1.5 \cdot \alpha \cdot \frac{P}{A} \text{ [dB/m]} \quad (6)$$

unde, α = coeficient de absorbție sonoră a peretelui, care depinde de forma și materialul conductei, de dimensiunile conductei și de frecvența zgomotului;

P = perimetrul interior al canalului căptușit [m];

A = secțiunea liberă a canalului după căptușire [m²].

În ceea ce privește atenuarea zgomotelor prin canalele de aer, se recomandă prevederea unor măsuri începând cu faza de proiectare [6,7, 8]:

- la dimensionarea canalelor, utilizarea vitezelor de circulație moderate, conform Tabelului 2 (extras din [7]);

Viteze recomandate pentru deplasarea aerului în canale

Tipul canalului	Viteza aerului [m/s]	
	Clădiri civile, social-culturale	Clădiri industriale
Canal principal	5... 8	8...12
Canal secundar	3...5	5...8

- evitarea canalelor cu muchii ascuțite [6];
- rigidizarea laturilor mari ale canalelor;
- căptușirea la interior a canalelor de ventilare cu materiale fonoabsorbante.

Legat de aceasta din urmă măsură, specificăm că materialele utilizate trebuie să aibă anumite proprietăți, dintre care amintim: să fie rezistente la foc, la bacterii, să nu absoarbă umiditatea aerului vehiculat, să fie inodore, să nu se descompună astfel încât să genereze particule de praf etc.

Materialele fonoabsorbante se fixează pe pereții interiori în lungul canalului, paralel cu latura mică sau cu latura mare, respectiv pot fi dispuse lamelar [2, 8] compartimentând conducta.

În Fig. 2 sunt prezentate posibilitățile de dispunere a materialelor pentru realizarea atenuării zgomotului. Există și varianta dispunerii în zig-zag a plăcilor, dar nu este recomandată datorită neajunsurilor care le implică: dificultatea execuției și creșterea pierderilor de sarcină.

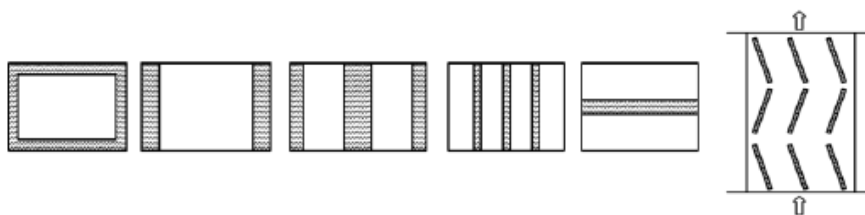


Fig.2. Modalități de căptușire a canalelor rectangulare

4. Concluzii

Confortul acustic reprezintă o componentă importantă a confortului, cu un impact semnificativ asupra randamentului intelectual (și nu numai) al ocupanților unui spațiu indiferent de destinația lui.

Studiul referitor la propagarea zgomotului într-o instalație la modul general, respectiv la instalațiile de ventilare/climatizare în particular, este laborios deoarece fiecare instalație trebuie particularizată după datele de proiectare, iar incidența tipizării este minimă. De aceea, soluțiile trebuie analizate cu maximă responsabilitate.

Partea referitoare la confortul acustic și propagarea zgomotului necesită cunoștințe avansate de fizică și inginerie. Atenuarea la zgomot pentru clădirile cu destinații comune se face simplificat, pentru frecvențe de 250 Hz. Dar pentru clădirile cu destinații speciale, ca de exemplu săli de operă, de concerte, studiouri etc. calculul se face pentru întreaga gamă de frecvență.

Bibliografie:

- [1] Comşa, E., Construcţii civile – Elemente de higrotermica şi acustica clădirilor, 1992.
- [2] Domniţa, F., Popovici, T, Huţupan, A, Instalaţii de ventilare şi condiţionare, vol.II, Ed. UTPRESS Cluj-Napoca, 2011.
- [3] Iordache, V., Protecţie la zgomot, acustica clădirii şi a instalaţiilor, Ed. Matrix Bucureşti, 2007.
- [4] Mârza, C., Aspecte teoretice privind confortul acustic în clădiri civile (I), Conferinţa “Ştiinţa modernă şi energia”, Cluj-Napoca, mai 2006, Ed.Risoprint, ISBN 973-751-215-4.
- [5] Recknagel, Sprenger, Honmann, Manuel pratique du genie climatique, PYC Edition, 1995.
- [6] Sârbu, I., Păcurar, C., Confortul ambiental, Ed. Politehnica, Timişoara, 2013.
- [7] ***Normativ privind acustica în construcţii şi în zone urbane, Indicativ C 125, 2012.
- [8] ***Manualul de Instalaţii, Volumul Instalaţii de ventilare şi climatizare, Ed. ARTECNO Bucureşti, 2010.

Sistem sursa utilizand energia solara si pompa de caldura pentru incalzirea unei cladiri. Analiza energetica

Source system using solar energy and heat pump to heat a building. Energy analysis

prof. dr. Ing. Florin Iordache¹, drd. ing. Mugurel Talpiga²

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

Rezumat

Lucrarea de fata urmareste analiza energetica a unui sistem neconventional compus dintr-o bucla de captare a energiei solare legata in paralel cu o pompa de caldura, ambele pompano puteri termice care se insumeaza in contul agentului termic vehiculat in instalatia de incalzire centrala a unei cladiri. In lucrare se prezinta procedura de evaluare a performantelor energetice ale acestui sistem utilizand energia solara si energia mediului exterior si se realizeaza o aplicatie pe un studiu de caz. Rezultatele sunt prezentate tabelar si grafic in cateva diagrame. In final se fac aprecieri asupra parametrilor importanti capabili sa conduca la cresterea performantelor energetice aferente acestor tipuri de sisteme de utilizare a surselor regenerabile.

Cuvinte cheie : energie solara, pompe de caldura, surse regenerabile

Abstract

The present paper follows the energy analysis of an unconventional system consisting of a solar energy capture loop connected in parallel with a heat pump, both pumping thermal energies that are summed up in the account of the thermal agent circulated in the central heating installation of a building. The paper presents the procedure for assessing the energy performance of this system using solar energy and the energy of the external environment, and an application is made on a case study. The results are presented tabularly and graphically in some diagrams. Finally, we assess the important parameters able to increase the energy performance of these types of systems for the use of renewable sources.

Keywords: solar energy, heat pumps, renewable sources

1. Introducere

Lucrarea de fata trateaza ca si [4] problema stabilirii metodei de evaluare a performantelor energetice a unui sistem sursa neconventional de preparare a agentului termic pentru incalzirea unei cladiri. Sistemul sursa neconventional este compus din bucla de captare solara si pompa de caldura ca si in [4], insa de aceasta data bucla

solara si pompa de caldura sunt componente legate in paralel pe circuitul agentului termic vehiculat in instalatia de incalzire a cladirii. Pompa de caldura considerata este o pompa cu compresie de tip aer-apa. Sistemul complet presupune desigur si o sursa clasica (centrala termica) introdusa si ea in paralel fata de cele doua mentionate, pe circuitul agentului termic din instalatia de incalzire a consumatorului. Pentru a se oferi o functionare cat mai eficienta a componentei solare si pompei de caldura instalatia de incalzire a cladirii este o instalatie de joasa temperatura de pardoseala.

2. Descrierea sistemului. Modelarea proceselor de transfer. Procedura de evaluare

Sistemul sursa se compune din 2 subsisteme neconventionale, primul bucla solara compusa din suprafata de captare si schimbatorul de caldura imersat intr-un rezervor de acumulare la partea de jos si reprezentand prima treapta de incalzire a agentului termic din instalatia de incalzire a cladirii. La mijlocul rezervorului de acumulare sau in partea superioara a lui se gaseste imersat condensatorul pompei termice cu compresie de tip aer-apa. Vaporizatorul pompei termice extrage caldura din aerul exterior, fiind o baterie cu aripioare transversale. Instalatia de incalzire centrala a cladirii este de tip de joasa temperatura de pardoseala, nivelul scazut de temperatura favorizand captarea de energie termica prin bucla solara si captarea de energie termica din mediul exterior (fig.1).

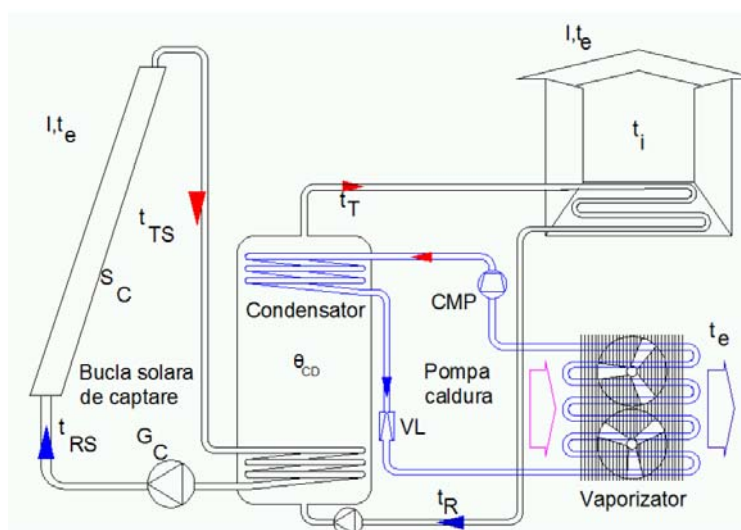


Fig.1

Puterea termică captată de suprafața colectoarelor solare este livrată agentului termic din rezervorul de acumulare prin schimbatorul de caldura imersat. In continuare, prin condensatorul pompei de caldura se adauga o noua transa de putere termica care conduce la cresterea temperaturii agentului termic din instalatia de incalzire centrala a cladirii. Aceasta a doua transa este compusa in principal din puterea termica absorbita la vaporizatorul pompei de caldura si dintr-o cota mica

Sistem sursa utilizand energia solara si pompa de caldura pentru incalzirea unei cladiri. Analiza energetica

provenita din energia electrica furnizata motorului compresorului pompei termice. Instalatia de incalzire centrala a cladirii preia suma celor doua puteri termice mentionate si o livreaza cladirii prin intermediul suprafetei de incalzire mentinand temperatura interioara pe valoarea normata, t_{i0} . Dat fiind variatia permanenta a conditiilor climatice in cadrul sezonului rece al anului, puterea termica livrata de rezervorul de acumulare este si ea reglata corespunzator. Se respecta graficul de reglaj termic calitativ centralizat corespunzator (in acord cu temperatura exterioara).

Puterea termică captată de suprafața solară se poate exprima prin [3], [4], [7]:

$$P_{CS} = S_c \cdot I \cdot \eta = S_C \cdot I \cdot F_R \cdot [(\alpha \cdot \tau) - k_C \cdot \beta_0] \quad (1)$$

Unde :

$$\beta_0 = \frac{t_{RS} - t_e}{I} \quad (2)$$

$$F_R = \frac{a \cdot \rho \cdot c}{k_C} \cdot (1 - E_C) \quad (3)$$

$$E_C = \exp(-NTU_C) = \exp\left(-\frac{F' \cdot k_C}{a \cdot \rho \cdot c}\right) \quad (4)$$

In continuare se poate exprima temperatura de retur din bucla solară in funcție de temperatura medie a agentului termic din secundarul schimbătorului de căldură aferent buclei solare și relațiile (1) și (2) iau formele :

$$P_{CS} = S_C \cdot I \cdot \eta = S_C \cdot I \cdot F_R^B \cdot [(\alpha \cdot \tau) - k_C \cdot \beta_B] \quad (5)$$

Unde :

$$\beta_B = \frac{t_S - t_e}{I} \quad (6)$$

$$F_R^B = \frac{\alpha \cdot \rho \cdot c}{k_C} \cdot (1 - E_{CS}) \quad (7)$$

$$E_{CS} = \frac{E_C \cdot (1 - E_S) + E_S \cdot (1 - E_C)}{1 - E_C \cdot E_S} \text{ unde :}$$

$$E_S = \exp(-NTU_S) = \exp\left(-\frac{k_S}{\alpha \cdot \rho \cdot c} \cdot \frac{S_S}{S_C}\right) \quad (8)$$

Mergand pe aceeași linie a apelării în relația (6) la o temperatură reprezentativă pentru consumator se trece succesiv prin niste etape de exprimare a temperaturii t_S în funcție de temperatura t_R și mai departe a lui t_R în funcție de t_{i0} . Rezultă în final pentru puterea termică captată și livrată de buclă solară expresia :

$$P_{CS} = S_C \cdot I \cdot \eta_{BC} = S_C \cdot I \cdot F_R^{BC} \cdot [(\alpha \cdot \tau) - k_C \cdot F_{INC} \cdot \beta_{i0}] \quad (9)$$

În care :

$$\beta_{i0} = \frac{t_{i0} - t_e}{I} \quad (10)$$

$$F_R^{BC} = \left(\frac{1}{F_R^C} + \frac{1}{F_R^B} \right)^{-1} \quad (11)$$

$$F_R^C = 2 \cdot \frac{H}{k_C \cdot S_C} \cdot \frac{t_{i0} - t_{e0}}{t_{T0} - t_{R0}} \quad (12)$$

$$F_{INC} = \frac{t_{R0} - t_{e0}}{t_{i0} - t_{e0}} \quad (13)$$

În ceea ce privește pompa de caldura cu compresie, al cărei condensator reprezintă treapta a 2-a de încălzire pentru agentul termic care circula prin instalația de încălzire a consumatorului, se va porni de la relația (14), care permite exprimarea puterii termice livrate la condensatorul pompei de caldura în funcție de temperatura medie a agentului termic încălzit în vecinătatea condensatorului și de puterea electrică absorbită de motorul compresorului pompei de caldura. Relația a fost stabilită în cadrul [5] și [4] :

$$P_{CD} = 0,7 \cdot \frac{\theta_{CD} + (273.15 + \Delta t)}{\theta_{CD} - t_0 + 2 \cdot \Delta t} \cdot P_{EL} \quad (14)$$

Coreland relațiile specifice pompei de caldura cu cele specifice instalației de încălzire centrală a clădirii rezultă în final relația operativă de lucru :

$$COP_{CD} = \frac{t_T - C \cdot P_{CD} + 273.15 + \Delta t}{t_T - C \cdot P_{CD} + 2 \cdot \Delta t - t_e} \cdot 0,7 \quad (15)$$

În care :

$$C = \frac{1}{k_C \cdot S_C \cdot F_R^C} \quad (15)$$

Sistem sursa utilizand energia solara si pompa de caldura pentru incalzirea unei cladiri. Analiza energetica

Procedura practica de evaluarea a performantelor energetice presupune urmatoorii pasi :

a. Se stabileste puterea termica necesara a fi livrata de instalatia de incalzire:

$$P_{INC} = H \cdot (t_{i0} - t_e) \quad (16)$$

b. Se stabileste temperatura echivalenta cu :

$$t_E = \frac{\alpha \cdot \tau}{k_C} \cdot I + t_e \quad (17)$$

c. Se stabilesc parametrii de reglaj termic calitativ al agentului termic din instalatia de incalzire a cladirii conform relatiilor:

$$t_T = \frac{t_{T0} - t_{e0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot t_{i0} - \frac{t_{T0} - t_{i0}}{t_{i0} - t_{e0}} t_e$$
$$t_R = \frac{t_{R0} - t_{e0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot t_{i0} - \frac{t_{R0} - t_{i0}}{t_{i0} - t_{e0}} t_e \quad (18)$$

d. Se stabilesc parametrii : F_R , F_R^B , F_R^C , F_R^{BC} , F_{INC} , C conform relatiilor prezentate mai inainte;

e. Se stabileste β_{i0} conform relatiei (10);

f. Se stabilesc in continuare η_{BC} , si P_{CS} conform relatiilor corespunzatoare;

g. Se stabileste P_{CD} conform :

$$P_{CD} = P_{INC} - P_{CS} \quad (19)$$

h. Se stabileste coeficientul de performanta al pompei de caldura utilizand relatia (15) pentru care puterea termica necesar a fi livrata de catre condensatorul pompei de caldura tocmai a fost stabilit.

i. Se stabileste puterea electrica preluata din retea de motorul compresorului pompei de caldura cu :

$$P_{EL} = \frac{P_{CD}}{COP_{CD}} \quad (20)$$

j. Si urmeaza in continuare stabilirea aspectelor energetice prin calcularea energiilor lunare si anuale la nivel de bucla solara, instalatie de incalzire consumator condensator pompa termica, motorul compresorului pompei de caldura si totodata gradele de acoperire energetica realizate de cele 2 componente neconventionale ale sistemului sursa descrie.

3. Studiu de caz. Analiza energetică

Pentru evaluarea necesarului de căldură al spațiului interior al clădirii, s-a definit clădirea prin factorul de cuplaj termic complex al clădirii H , care cuprinde în el: suprafața anvelopei termice a clădirii, rezistența termică medie a anvelopei clădirii, numărul de schimburi de aer cu mediul exterior și volumul spațiului climatizat. Pentru evaluarea efectivă a necesarului de căldură s-a utilizat o procedură conformă cu metodologia de evaluare a performanțelor energetice ale clădirilor, Mc001. Temperatura exterioară de echilibru, t_{ee} , este o temperatură elaborată în ipoteza neutilizării instalației de încălzire, concomitent cu realizarea unei temperaturi interioare normate pe perioada sezonului rece al anului, t_{i0} . Pentru intensitatea radiației solare utile în evaluarea aporturilor exterioare de căldură în perioada sezonului cald atât pe plan vertical (diverse orientări) și pe plan orizontal s-a utilizat Mc001, iar pentru stabilirea temperaturilor exterioare medii lunare s-a utilizat SR 4839/1997. Astfel s-a considerat o clădire rezidențială colectivă având 16 apartamente de 3 camere caracterizată de o valoare $H = 2288 \text{ W/K}$. Sezonul rece al anului s-a considerat compus din 5 perioade (lunile noiembrie, decembrie, ianuarie, februarie și martie însumând 151 zile). Pentru aceste 5 perioade ale sezonului rece s-au stabilit temperaturile exterioare, t_e , și s-au calculat temperaturile exterioare de echilibru t_{ee} .

Suplimentar a mai fost necesar a se stabili suprafața de captare a energiei solare și unghiul de înclinare al acestora, orientarea fiind spre sud. Unghiul de înclinare al captatorilor solari a fost considerat 45° și pentru aceasta înclinare s-au stabilit intensitățile globale ale radiației solare. În tabelul 1 se prezintă sintetic câteva din datele de baza aferente clădirii și instalației solare. Suprafața de captare solară a fost considerată de 320 m^2 , captatoarele solare fiind caracterizate de următorii parametrii: $F' = 0.9$, $\alpha = 0.9$, $\tau = 0.9$, $kC = 3.0 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

Tabel 1

	zi	W/m^2	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$
luna	Nr zile	I_45_S	t_e	t_{ee}
noi	30	105	5,99	14,04
dec	31	99	0	14,3
ian	31	89	-2,15	14,39
feb	28	95	0,34	14,28
mar	31	115,5	5,61	14,06
Total	151			

Alegerea efectivă a pompei de căldură se va face pe baza valorii maxime rezultate din analiza energetică ce va fi prezentată în continuare.

În tabelul 2 se prezintă sintetic rezultatele obținute. Puterea termică livrată de bucla solară este livrată agentului termic în prima treaptă care este bucla solară și la ea

Sistem sursa utilizand energia solara si pompa de caldura pentru incalzirea unei cladiri. Analiza energetica

se adauga o a doua transa de putere termica de la condensatorul pompei de caldura tip aer-apa. În tabelul 2 alături de puteri se prezintă situația lunară a energiilor rezultate pe baza acestor puteri.

Tabel 2

	kW	kW	kW	kW	MWh	MWh	MWh	MWh	%	%	%
luna	Pinc	PCS	PCD	PEL	Einc	ECS	ECD	EEL	Gae-cs	Gae-cd	COPsy
noi	18.43	7.18	11.25	1.87	13.27	5.17	8.10	1.34	38.95	61.05	9.87
dec	32.71	0.71	32.01	6.84	24.34	0.52	23.81	5.09	2.16	97.84	4.79
ian	37.84	0.00	37.84	8.72	28.16	0.00	28.16	6.49	0.00	100.00	4.34
feb	31.90	0.26	31.64	6.67	21.44	0.17	21.26	4.49	0.81	99.19	4.78
mar	19.33	8.80	10.53	1.78	14.38	6.55	7.84	1.32	45.52	54.48	10.86
Total					101.58	12.41	89.17	18.72	12.22	87.78	5.43

O imagine mai clară o avem din reprezentarea grafica a valorilor prezentate în tabelul 2.

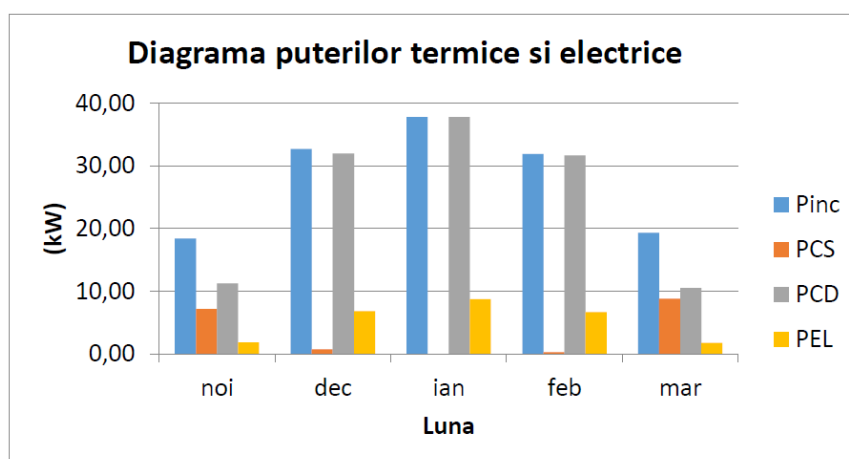


Fig. 2

În fig. 2 se prezintă diagrama puterilor termice de la bucla solara și de la condensatorul pompei de caldura și a energiei electrice consumate de pompa de caldura. Se observă că în perioada de tranziție energia solara apare cu o cota vizibilă, iar în perioada de mijloc de sezon rece, pompa de caldura acoperind marea parte a necesarului de caldura al clădirii.

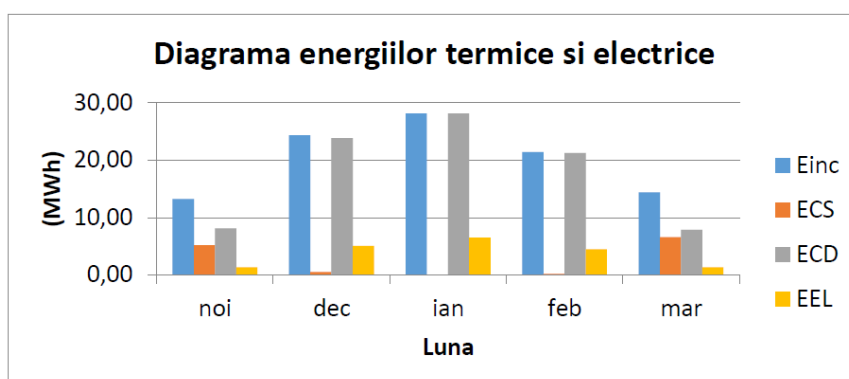


Fig. 3

In fig.3 se prezinta diagrama energiilor termice si electrice furnizate de sistemul neconventional de utilizare a surselor regenerabile. Se observa la fel ca si din fig. 2 contributia majora a pompei de caldura fata de bucla solara si de asemenea cota de contributie a energiei electrice.

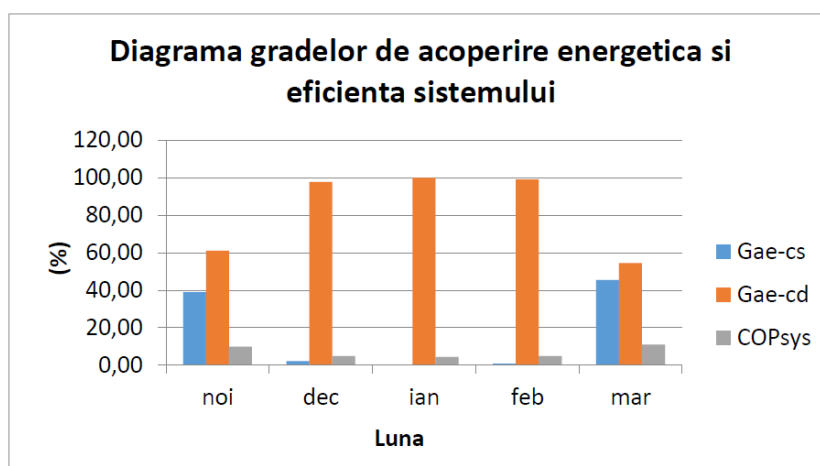


Fig. 4

In fig. 4 se prezinta diagrama gradelor de acoperire energetica pe care cele doua componente ale sistemului sursa, le ofera consumatorului. Tot in fig. 4 se prezinta coeficientul de performanta al sistemului sursa in ansamblu. Coeficientul de performanta definit ca raportul dintre consumul energetic aferent incalzirii cladirii si energia electrica consumata de pompa de caldura.

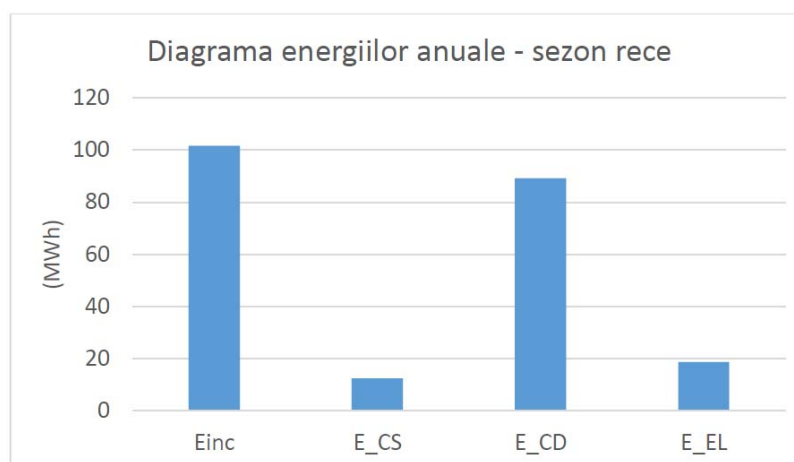


Fig. 5

In fig.5 se prezinta situatia anuala (sezonul rece) a contributiilor energetice ale celor doua componente ale sistemului sursa neconventional.

4. Concluzii

Sistemul sursa neconventional compus din bucla solara si pompa de caldura aer- apa, reprezinta o alternativa fezabila de economie de energie in alimentarea cu energie termica a cladirilor pentru incalzirea spatiilor si prepararea apei calde de consum. In configuratia considerata a sistemului neconventional ponderea energetica majoritara survine din partea pompei de caldura aceasta acoperind 87,8% din necesarul de energie termica a cladirii, iar bucla solara acoperind 12,2%. Cresterea cotei componentei solare presupune implicarea intr-o astfel de aplicatie a unor captatoare solare superioare din punct de vedere calitativ, caracterizate de coeficienti globali de transfer termic avand valori de cca. $2,0 \dots 2,5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

In ceea ce priveste pompa de caldura aer-apa o caracteristica calitativa importanta este factorul de utilizare a energiei electrice absorbite de pompa termica. In cazul lucrarii de fata acesta a fost considerat de 0,7, dar in multe situatii practice acesta este de 0,4...0,6.

O alta parghie de ridicare a performantelor energetice ale acestui sistem sursa este cea de adoptare din partea consumatorului a unui sistem de incalzire bazat pe un nivel scazut al temperaturilor de calcul ale agentului termic (necesare in dimensionarea capacitatii sistemului de incalzire). In acest sens in cazul lucrarii de fata s-a considerat ca este vorba de un sistem de incalzire de joasa temperatura de pardoseala.

Lista de Notății

t_T – temperatura de intrare a agentului termic în instalația de încălzire a clădirii, °C;
 t_{T0} – temperatura de intrare de calcul, a agentului termic în instalația de încălzire a clădirii, °C;
 t_R – temperatura de ieșire a agentului termic din instalația de încălzire a clădirii, °C;
 t_{R0} – temperatura de ieșire de calcul a agentului termic din instalația de încălzire a clădirii, °C;
 t_S - temperatura medie a agentului termic din secundarul schimbătorului de căldură aferent buclei solare, °C;
 t_{RS} - temperatura de retur din bucla solară, °C;
 t_e – temperatura exterioară, °C;
 t_{e0} – temperatura exterioară de calcul, °C;
 t_{ee} – temperatura exterioară de echilibru, °C;
 t_{i0} – temperatura interioară de calcul în sezonul rece al anului, °C;
 t_E – temperatura echivalentă – temperatura maximă realizabilă pe placa absorbantă a captatorilor solari °C;
 Δt – diferența medie de temperatură la vaporizatorul și la schimbătorul pompei termice, K;
 I – intensitatea radiației solare, W/m²;
 S_C – suprafața de captare solară, m²;
 S_S – suprafața schimbătorului de căldură al buclei solare, m²;
 k_C – coeficientul global de transfer termic al captatoarelor solare, W/m².K;
 k_S – coeficientul global de transfer termic al schimbătorului de căldură al buclei solare, W/m².K;
 H – factorul de cuplaj termic complex al clădirii (capacitatea de transfer termic a clădirii), W/K;
 a – debitul specific de agent termic în bucla solară, m³/s.m²;
 ρ - densitatea agentului termic, kg/m³;
 c – căldură specifică masică a agentului termic, J/kg.K;
 F' - factorul de corecție al fluxului termic captat, conform tip captator solar, -;
 α - coeficientul de absorbție al radiației solare pe placa plană absorbantă a captatoarelor solare, -;
 τ - coeficientul de transparență al elementului vitrat al captatoarelor solare, -;
 NTU_C – numărul de unități de transfer termic aferent suprafeței de captare solară, -;
 NTU_S – numărul de unități de transfer termic aferent schimbătorului de căldură al buclei solare, -;
 E_C – modulul termic aferent suprafeței de captare solară, -;
 E_S – modulul termic aferent schimbătorului de căldură al buclei solare, -;
 E_{CS} – modulul termic aferent buclei solare în ansamblu, -;
 β_0 – raportul parametrilor termici aferenți suprafeței de captare, care implică temperatura de retur din bucla solară, m².K/W;

β_B – raportul parametrilor termici aferenți buclei de captare, care implică temperatura medie a agentului termic din secundarul schimbătorului de căldură aferent buclei solare, $m^2.K/W$;

β_{BC} – raportul parametrilor termici aferenți sistemului buclă de captare consumator, care implică temperatura interioara normata a clădirii, $m^2.K/W$;

η - randamentul de captare a energiei solare, -;

F_R – factor de corecție flux termic captat corelat cu β_0 , -;

F_R^B – factor de corecție flux termic captat corelat cu β_B , -;

F_R^C - factor de corecție aferent consumatorului, -;

F_R^{BC} - factor de corecție flux termic captat corelat cu β_{BC} , -;

COP_{CD} – coeficientul de performanță al pompei de căldură, -; Nr.zile – număr zile, zi;

P_{cs} – puterea termică captată de instalația solară, kW;

P_{INC} – puterea termică a instalației de încălzire a clădirii, kW;

P_{CD} – puterea termică cedată la condensatorul pompei termice, kW;

P_{EL} – puterea electrică absorbită de motorul compresorului pompei termice, kW;

E_{inc} – energia termică necesară clădirii pentru încălzire, MWh;

E_{CS} - energia termică captata si livrata de bucla solara, MWh;

E_{CD} – energia termică livrata la condensatorul pompei termice, MWh;

E_{EL} – energia electrică absorbită din rețea de pompa termică, MWh;

G_{ae_cs} – grad de acoperire energetică al buclei solare, -;

G_{ae_cd} – grad de acoperire energetică al pompei de caldura, -;

COP_{SYS} – coeficientul de performanta energetica al sistemului in ansamblu, -;

Bibliografie

1. SR 4839/1997 – Instalații de încălzire – Numărul anual de grade zile;
2. Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor - Mc001/2006;
3. Energetica echipamentelor și sistemelor termice din instalații – Florin Iordache - Editura Conspreess, Bucuresti, 2010;
4. Sistem de utilizare a surselor regenerabile pentru încălzirea unei clădiri rezidențiale. Metoda de evaluare a performanțelor energetice. Analiza energetica
- Florin Iordache, Mugurel Talpiga – Revista Română de Inginerie Civilă – editura Matrixrom 2018 (în curs de publicare);
5. Echipamente și sisteme termice. Metode de evaluare energetică și funcțională – Florin Iordache – editura Matrixrom, București 2017, (pag 99-113 - Sistem sursă cu captatoare solare și pompă de căldură – Florin Iordache, Mugurel Talpiga);
6. Modelare funcțională și energetică a unui sistem compus din pompă de căldură, instalație de încălzire centrală și clădire – Iordache Florin, Mugurel Talpiga – Revista Română de Inginerie Civilă – editura Matrixrom 2018 (în curs de publicare);
7. Solar Engineering of Termal Processes – John A. Duffie, William A. Beckman –John Wiley & Sons, Inc.2006;

Numerical thermal analysis of wall structure of a sustainable building

Mykola Savytskyi¹, Babenko Maryna², Berezyuk Anatoliy³,
Kuzmenko Oleksandra⁴,

¹ Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture
Dnipropetrovsk, Ukraine, 24-A Chernishevskogo str., tel. +38 (0562) 47-02-98
E-mail: sav@pgasa.dp.ua

² Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture
Dnipropetrovsk, Ukraine, 24-A Chernishevskogo str., tel. +38 (0562) 47-02-98
E-mail: interscience.psacea@gmail.com

³ Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture
Dnipropetrovsk, Ukraine, 24-A Chernishevskogo str., tel. +38 (0562) 46-98-76
E-mail: berezykanatoliy@gmail.com

⁴ Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture
Dnipropetrovsk, Ukraine, 24-A Chernishevskogo str., tel. +38 (0562) 46-98-76
E-mail: aleksandra_kuzmenko@i.ua

Abstract. *The straw-wooden panel became an integral part of eco-building in the 21st century. Combined with wooden frame, interior and exterior protective layers, this technology allows to achieve passive house and nearly zero energy standard. This paper represents the numerical analysis of simplified fragments of straw-wooden panel in two variants: with and without accumulation layer and heating. The obtained data will be compared with the next investigations concerning the detailed structure with wooden frame and expected thermal bridges.*

Key words: straw-wooden panels, insulation, numerical analysis, housing construction, green building, sustainable development in constructions

1. Introduction

Natural conditions and local building materials had a great influence on the formation of folk architecture, the types of residential buildings, their placement. The use of local materials, such as straw, reeds, etc., has been practiced in housing construction in Ukraine since ancient times.

Each natural landscape forms its own modes of dwelling. In forests, ancient buildings have been built from wood, in the forest steppe - from clay, straw and wood, in the steppe - from clay and stone. By the nature of natural building materials, the territory of Ukraine can be divided into three lanes. The forest zone occupies the north

of Ukraine to the Volodymyr-Volynsky, Lutsk, Rivne, Zhytomyr, Kyiv, Nizhyn, and Glukhiv lines. The main building material here it was wood. Clay had an auxiliary value; the cover was made of straw. The Forest-Steppe belt harbors the central part of Ukraine to the Balta, Kremenchug, Poltava, and Kharkiv lines. In the building here, there were used wood, clay, cane and straw; straw or cane cover (Fig. 1.) [1].

Along with the well-known advantages of such dwelling (ecology, economy, accessibility), the traditional constructive solutions are inherent in the shortcomings, in the first place, the failure to ensure the implementation of modern standards for energy efficiency in constructions [2].



Fig. 1.Types of Ukrainian Dwelling (Poltava region, end of the XIX century) [3]

Under the conditions of the global environmental, social and economic crisis, widespread use of local materials and energy-saving technologies in the construction industry can solve a number of urgent social problems in providing the population with quality affordable housing that meets the criteria of the sustainable development policy.

For the introduction of mass ecological construction in design practice, it is necessary to adapt existing effective, unique technologies in the conditions of modern standards and norms.

For the existing material and cultural base of Ukraine, a promising construction technology is the technology of low-rise construction with the use of a wooden frame and local organic materials such as straw of cereals, hemp, reeds as insulation. Ukraine has especially considerable potential for the use of straw cereals in construction. Annually its available volume for use is about 5 million tons. [4]

Today, in the world, a wooden frame is widely used in the construction of low-rise ecological housing. The construction of the wall from local organic materials and the choice of structural details depends on the type of frame chosen - the racks are located in the center of the organic insulation, either on the outside or on the inside - and on the type of racks - simple or double ladder type or I-section (Fig. 2, Fig.3, Fig. 4). [5].

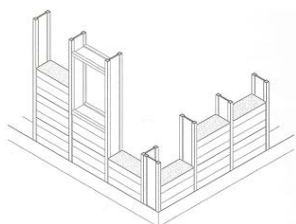


Fig. 2. I-section rack

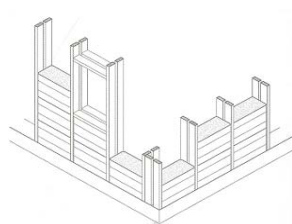


Fig. 3. Rack made of solid wood

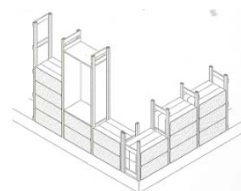


Fig. 4. "Ladder" type rack

2. Case study and general assumptions

The most versatile of these technologies, suitable for any type of organic insulation (both in straw pressed blocs and in bulk packed) - is a "ladder" type frame. The main elements of external enclosing structures of this type used in the design of low-rise buildings from ecological local materials are shown in Fig. 5. [6]

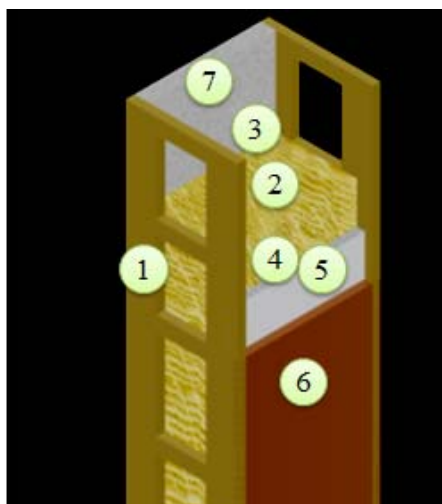


Fig.5. The main elements of external enclosing structures used in the design of low-rise buildings from environmental local materials

1 - "ladder" type rack; 2 - insulation from ecological local materials (straw cereals, light or traditional adobe, hemp or cane), 400 mm; 3 - vapor barrier; 4 - wind protection; 5 – grid; 6 - outer layer of clay plaster, 50 mm; 7 - moisture resistant gypsum board, 12.5 mm

As the insulation material it can be used any ecological plant origin local material. Meanwhile, the theoretic calculation of the presented model on energy-efficiency in the different architectural-planning context application according to the existing Ukrainian standards showed, that the most effective local ecological material from the point of view of energy saving is the pressed straw of cereal crops, although a lightweight concrete of hemp and lightweight adobe make it possible to reach the level that corresponds to the highest energy conservation class A. [7]

For the research, we have chosen the wall structure for a sustainable building containing a wooden frame, a thermal insulation layer from materials of straw origin, an internal massive heat accumulation layer and an outer protective layer. The

considered element is the fragment of pre-fabricate straw-wooden panel of 250 mm of width and the overall dimensions - 1000x1000 mm (thermal insulation layer); info red heating film (heating layer) and brick accumulation layer of width of 120 mm. Characteristics of materials are summarized in the Table 1.

The analysis is carried out in two general stages:

1. First stage – test of prefabricated straw-wooden panel without accumulation layer and heating under the conditions precise in the Table 2 (temperature in external camera).
2. Second stage – test of composed wall with insulation, heating and accumulation layers under the conditions precise in the Table 2 (temperature in external camera).

Table 1

Characteristics of materials

Material	Thickness, m	Thermal conductivity λ , W/m·K	Thermal capacity, J/(kg·K)	Density, kg/m ³
1.External clay plaster layer	0,02	0,15	880	1600
2. Straw panel	0,25	0,062	600	220
3.Heat-reflecting material (eg Izolon, Penofol, etc.)	0,005	0,037	1950	33
4.Electric heating film	0,00034	0,42	1800	1000
5.Masonry of ceramic brick	0,120	0,17	2070000	1800

3. Numerical thermal analysis of the specimens using ANSYS workbench

This paper represents the numerical analysis of simplified fragments without elements of wooden frame in order to examine the main field of the structure. The obtained data will be compared with the next investigations concerning the detailed structure with wooden frame and expected thermal bridges; and also with results of described samples testing under mentioned conditions in climate chamber. Experiment of the thermo-technical properties study of the proposed structure element is planned to realize in the big climate chamber TiR32 in the laboratory of building physics of Civil Engineering Faculty (Slovak University of Technology in Bratislava). The disposition and numbers of measurement points are represented on the Fig. 6 and 7.

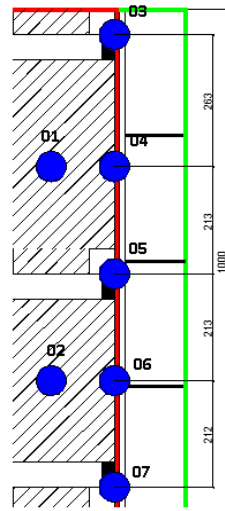


Fig.6. Disposition of measurement elements for the first stage of experiment

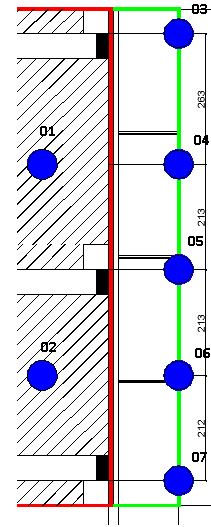


Fig.7. Disposition of measurement elements for the second stage of experiment

The numerical analysis was carried out by ANSYS workbench, a program to calculate the three-dimensional steady-state temperature distribution and heat transfer. The numerical approach permitted also to verify required dimensions of the samples in order to avoid distortion of the temperature field caused by edge effects during the experiment. The thermal conductivities of the materials are summarized in Table 1. Heat transfer coefficient of the interior surface is $\alpha_{int}=8,7 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ and for exterior surface $\alpha_{ext}=23 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. The calculations were done by choosing an appropriate grid [7] resulting in 5853 nodes for the first stage of experiment and 11055 nodes for the second stage. The power capacity of the electric heating film is 10 W/m^2 .

The exterior temperature is varying from -15 to $+10^\circ\text{C}$. The figure 8 represents prefabricated straw panel without accumulation layer and heating. The figure 9 represents composed wall with insulation of straw, heating and accumulation layers. For the illustrated example for the both variants we imposed -15°C on the cold side and 20°C on the hot side with the purpose to obtain a maximal temperature difference of 45°C .

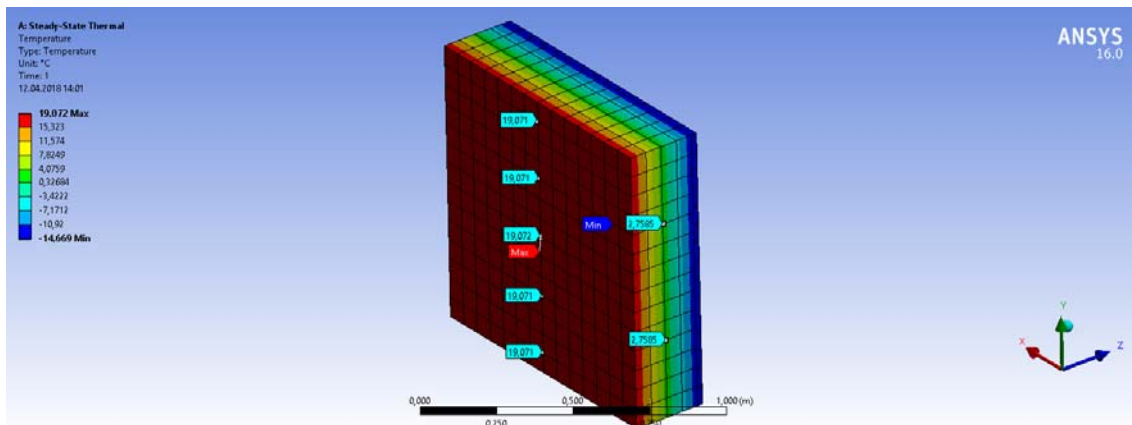


Fig. 8. Prefabricated straw panel without accumulation layer and heating.

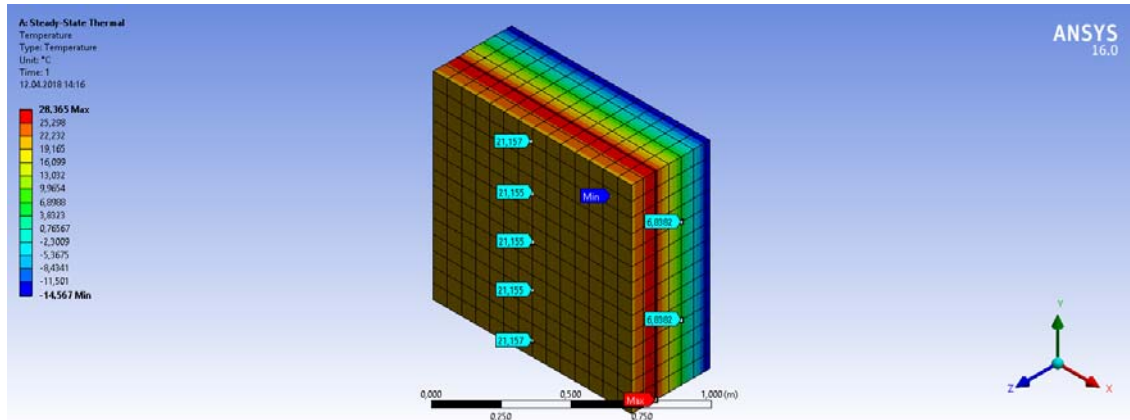


Fig. 9. Composed wall with insulation of straw, heating and accumulation layers.

2. The results of modelling for all variants of temperature conditions are represented in the Table

Table 2

Results of numerical thermal analysis

Stage (type of sample)	Temperature in external camera*, t_{ex} , °C	Temperature values, °C						
		01	02	03	04	05	06	07
First stage prefabricated straw-wooden panel	-15	2,769	2,76	19,071	19,071	19,072	19,071	19,071
	-10	5,222	5,22	19,204	19,204	19,205	19,204	19,204
	-5	7,685	7,68	19,336	19,336	19,337	19,336	19,336
	0	10,148	10,148	19,469	19,469	19,467	19,469	19,469
	+5	12,611	12,611	19,602	19,602	19,602	19,602	19,602
	+10	15,074	15,074	19,735	19,735	19,735	19,735	19,735
Second stage composed eco wall with insulation, heating and accumulation layers	-15	6,8382	6,8382	21,157	21,155	21,155	21,155	21,157
	-10	9,7151	9,7151	21,268	21,266	21,266	21,266	21,268
	-5	12,593	12,593	21,379	21,377	21,377	21,377	21,379
	0	15,47	15,47	21,49	21,489	21,489	21,489	21,49
	+5	18,347	18,347	21,602	21,6	21,6	21,6	21,602
	+10	21,224	21,224	21,713	21,711	21,711	21,711	21,713

The temperature difference between values for the first and for the second stage of point № 05 (under -15°C in external camera) located in the middle of the straw insulation layer reaches $2,083^{\circ}\text{C}$. In other words the presence of heating film and an accumulation layer assure higher temperature on the hot side of the wall and protect it additional heat losses. Those results will be compared with experimental data from climate chamber.

6. Conclusion

The paper was dedicated to the study of two variants of the wall structure for a sustainable building containing: for the first stage - a wooden frame, a thermal insulation layer from materials of straw origin and an outer protective layer; for the second stage – mentioned components plus a heat-reflecting material, an electric heating film and a masonry of ceramic brick as an accumulating layer. This paper represents the numerical analysis of simplified fragments without elements of wooden frame in order to examine the main thermal field of the structure. The presence of heating film and an accumulation layer assure higher temperature on the hot side of the wall and protect it from additional heat losses. The obtained data will be compared with the next investigations concerning the detailed structure with wooden frame and expected thermal bridges. And also the obtained data will be compared with results of described samples testing under mentioned conditions in climate chamber.

References

- [1] Traditional architecture. Types of Ukrainian dwellings. The album of national architecture // Available at: <http://cult.gov.ua/news/2008-06-03-342>
- [2] Traditional Ukrainian house – khata. Advantages and errors // Available at: <http://toloka.info/oldtech/220-hata.html>
- [3] Lapin J.A. Straw against brick and concrete. Comparative complex evaluation of various building systems// Available at: [https://www.apd-ukraine.de/images/AgPP_31_ukr.pdf](http://expert.ru/exprealty/2011/03/soloma-protiv-kirpicha-i-betona/V. I. Arnold, „Metodele matematice ale mecanicii clasice”, Editura Științifică și Enciclopedică, București, 1980.
[4] Using of straw in Ukraine – possibilities and perspectives. Anna Kuznetsova / German-Ukrainian Agrarian Dialogue. Institute for Economic Research and Policy Consulting. A series of advisory works [AgPP № 31]// Available at: <a href=)
- [5] Maison en paille/ Minke, 2009
- [6] Estimation of strength characteristics of elements of a wooden frame of an ecological low-rise building from local materials / Savitsky N.V., Shekhorkina S.E., Babenko MM // Construction. Material science. Mechanical engineering. – Collected articles. – Dnipro: PSACEA, 2013. – № 68 - P. 375 - 382.
- [7] Indicators of energy efficiency of ecological low-rise building of local materials / Savitsky MV, Babenko MM.// Construction. Material science. Mechanical engineering. - Collected articles. – Dnipro: PSACEA, 2014. – №77 - P. 168-172.

Impactul performanțelor elementelor de anvelopă vitrate asupra performanțelor energetice ale clădirii, confortului (thermic & luminos) și calității mediului interior

Impact of vitreous tire performance on the energy performance of the building, comfort (thermal & light) and indoor environment

Conf. dr. ing. Victoria COTOROBAI¹, Lec. S. Iulia NEGARĂ²,
conf. dr. ing. Silviana BRATA³, I.C. COTOROBAI¹,

¹ U. T. Gheorghe Asachi, Iași, România

² U. T. din Moldova

³ Universitatea Politehnica Timișoara

Abstract:

The imposition of new requirements for future buildings (NZBEs and others) requires much more powerful and effective design tools than usual tools to predict their dynamic behavior in climatic conditions specific to amplitude in the context of neighborhoods and to provide a climate and a quality indoor environment appropriate to occupant requirements. The paper presents the results of a case study that aimed at optimal configuration of vitreous exterior construction elements in dynamic climatic conditions to achieve the NZEB building envelope. The advantage of the instrument used is the possibility of using the latest models of dynamic behavior of the glazed elements, which can simulate light and energy transfer from the outside to the inside and vice versa with different structures (different glasses: classical, clear, intelligent, integrated PV, solar control ...; number of different coupled windows, different gas cavities, associated or integrated shading systems) under standard climate or real climate conditions. The study also focused on the impact of glazed systems on energy and visual comfort. The classic glazed systems with 2 and 3 clear glasses found: a strong dynamics of the temperature on the internal surface of the glass, respectively the effect of cold / warm radiation from the window; the blindness effect at certain times of the day and year; the greenhouse effect in the window cavity; a positive effect during the winter and a negative one during the summer. For recent special glasses it was possible to control the visible light and the energy transmitted externally-inside and vice versa.

Keywords: vitreous tire elements, energy performance, thermal comfort, indoor environment quality

Rezumat:

Impunerea unor noi exigențe pentru clădirile viitorului (NZBE, și altele) necesită instrumente de concepere mult mai puternice și eficiente în raport cu instrumentele uzuale care să permită previzionarea comportamentului dinamic al acestora în condiții climatice specifice amplasamentului, în contextul vecinătăților și care să poată oferi un climat și o calitate a mediului interior adecvat cu cerințele ocupanților. În lucrare se prezintă rezultatele unui studiu de caz care a vizat configurarea optimă a elementelor de construcție exterioare vitrate, în condiții climatice dinamice, pentru clădirile noi și

îmbunătățirea elementelor de construcție existente pentru a realiza anvelopa clădirilor NZEB. Avantajul instrumentului utilizat constă în posibilitatea utilizării celor mai recente modele de comportament dinamic a elementelor vitrate, care pot simula transferul de lumină și energie, dinspre exterior spre interior și invers, cu diferite structurări (diferite sticle: clasice, clare, inteligente, cu PV integrate, cu control solar...; număr de geamuri cuplate diferite, cu cavitate cu gaze diferite; tâmplărie din materiale și cu dimensiuni diferite; sisteme de umbrire asociate sau integrate), în condiții climatice standard sau în condiții climatice reale. S-a vizat și studiul impactului sistemelor vitrate asupra confortului energetic și vizual. S-a vizat și studiul impactului sistemelor vitrate asupra confortului energetic și vizual. S-a constatat: a) la sistemele vitrate clasice cu 2 și 3 sticle clare s-a constatat: o puternică dinamică a temperaturii pe suprafața internă a geamului, respectiv efectul radiației reci/calde din partea geamului; efectul de orbire în anumite momente din zi și an; efectul de seră în cavitatea dintre geamuri; b) pentru geamurile termopan un efect pozitiv pe perioada iernii și unul negativ pe perioada verii; c) Pentru geamuri speciale recente s-a constatat posibilitatea controlului luminii vizibile și a energiei transmise exterior-interior și invers.

Cuvinte cheie : *elemente de anvelopă vitrate, performanță energetică, confort termic, calitatea mediului interior*

1. Introducere

Sistemele vitrate pot fi structurate după dorința (și experiența proiectantului/cercetătorului) prin cuplarea adecvată a două sau mai multe vitraje, cu caracteristici identice sau diferite, amplasate la distanțe diferite unele de altele și închizând cel puțin o lamă de gaz - aer/argon/Kripton, cu ventilare naturală sau mecanică.

Performanțele energetice (termice și optice) ale vitrajelor sunt dependente și se determină în raport cu următoarele caracteristici: *coeficientul de transmitanță termică: U ; fracția din radiația ultra violetă transmisă: τ_{UV} ; coeficientul de transmitanță uminoasă: τ_V , notată și cu TL ; fracția din energia absorbită re-emisă spre exterior și interior: $RL_{exterior}$, $RL_{interior}$; factorii energetici de transmisie, absorbție și refracție: TE , RE , AE ; factorul global de însorire, g ; coeficienții de umbrire T_{SC} și S_{SC} .*

Aceste caracteristici diferă foarte mult de la un vitraj la altul. Se pot determina, conform metodelor standard normate în SR EN 410: 2011, SR EN 673:2011 și ISO 9050, cu diverse instrumente ajutătoare sau cu ajutorul softurilor special concepute care în general au și o bază de date cu informații acreditate, ale furnizorilor individuali sau grupurilor de furnizori.

2. Obiectivele cercetării

În cadrul lucrării sunt prezentate rezultatele unei analize comparate a performanțelor unor sisteme de anvelopă vitrate (uzuale și de ultimă generație), cu impact major asupra dinamicii confortului energetic, vizual și biologic din spațiile deservite.

Analiza a fost realizată pe baza simulării comportamentului dinamic (respectiv transferul de energie și lumină dinspre exterior spre interior și invers) a diferite sisteme de geamuri, (clasice cu geam dublu și triplu clar, triple cu geam low-e, plasat spre exterior și geam triplu cu o foaie de geam termocrom), în condiții *climatice*

Impactul performanțelor elementelor de anvelopă vitrate asupra performanțelor energetice ale clădirii, confortului (termic & luminos) și calității mediului interior

(*temperatură, radiație solară*) dinamice. Ferestrele termocromice sunt tehnologia cea mai avansată și cea mai simplă de fereastră dinamică disponibilă. Sticla termochromică utilizează pur și simplu căldură din lumina directă a soarelui pentru a tenta ferestrele atunci când este necesar. Cu cât lumina soarelui este mai directă și mai intensă pe geam, cu atât devine mai întunecată. Se reduce puternic transferul de căldură spre interiorul clădirii iar procesul de transfer se adaptează continuu într-o gamă de temperaturi, obținându-se un echilibru natural și utilizarea maximă a luminii de zi. Prin design, ferestrele termocromice ajută la reducerea orbirii, atenuarea zgomotului și la creșterea siguranței.

3. Ipoteze de lucru

În prezenta cercetare, caracteristicile (energetice și optice) ale vitrajelor s-au determinat cu ajutorul softurilor specializate performante WINDOW 7.5.12., Optics 6, Radiance, Confen, care conțin: bazele de date pentru caracteristicile optice și energetice ale tuturor geamurilor omologate în lume (inclusiv cele active/inteligente); bazele de date ale tâmplăriei; bazele de date ale sistemelor de umbrire; bazele de date ale straturilor de gaze dintre geamuri și care prezintă și avantajul că pot fi apelate de platformele de simulare ale clădirilor (Trnsys, Lesosai, ...).

Analiza comparată a performanțelor energetice ale diferitelor sisteme vitrate s-a realizat pe baza simulării structuri și configurației acestora și al comportamentului în condiții climatice standard. Pentru analiză s-a considerat un mediu climatic standard, care ia în considerare datele climatice pentru perioada de vară și cea de iarnă (respectiv standardul NFRC 100-2010).

Analiza permite studiul comportamentului sistemului vitrat în condițiile interacțiunii fiecărei componente spectrale a radiației cu gemurile & lamele de aer & tâmplărie & sistem umbrire. Se poate analiza transmiterea radiației luminoase și termice prin sistemul de geamuri, într-un sens și în celălalt.

Caracteristicile luminoase și energetice ale geamurilor sunt conforme cu certificatele de testare.

4. Variante de alcătuire a sistemelor vitrate analizate

În cadrul studiului s-au analizat performanțele luminoase și termice pentru sistemele vitrate delimitatoare ale unei încăperi (un laborator de cercetare din U.T.M.- Chișinău), în 5 variante de alcătuire, Tab. 1. și Tab. 2.:

- V1-sistem vitrat cu geam dublu clar
- V2-sistem vitrat cu geam triplu clar
- V3-sistem vitrat cu geam triplu cu un strat low-e (joasă energie/termopan) exterior;
- V4-sistem vitrat cu geam triplu cu un strat low-e (joasă energie/termopan), interior;
- V5- sistem vitrat cu geam triplu cu un strat termocromatic exterior.

Baza de date a software Window și algoritmi de evaluare a transferului luminos și termic prin suprafețele vitrate dinspre exterior spre interior și dinspre interior spre exterior, respectiv a energiei valorificate de sistemele vitrate active sunt incluse în Software Trnsys.

5. Rezultate cercetare

Rezultatele extrase sunt prezentate centralizat în:

- Tab. 3.: Factorul de transmitanță termică U în centrul geamului
- Tab. 4.: Evoluția temperaturii în secțiunea transversală a sistemului vitrat
- Tab. 5.: Caracteristicile optice ale sistemului de geamuri
- Tab. 6, 7: Reprezentarea grafică a fluxului luminos și energetic prin sistemele analizate pe parcursul anului.

Tabelul 1.

Variante de alcătuire a sistemelor vitrate

Variantă	V1	V2	V3	V4	V5
Schemă alcătuire					
Simbol	1+1	1+2	1+2	2+1	1+2
Structură	Geam clar	Geam clar	Geam low-e	Geam clar	Geam thermocrom
	Lamă aer	Lamă aer	Lamă aer	Lamă aer	Lamă aer
	Geam clar	Geam clar	Geam clar	Geam clar	Geam clar
		Lamă aer	Lamă aer	Lamă aer	Lamă aer
		Geam clar	Geam clar	Geam low-e	Geam clar

Tabelul 2.

Caracterizare sisteme vitrate-Structură

V			ID	Name	Mode	Thick	Flip	Tsol	Rsol1	Rsol2	Tvis	Rvis1	Rvis2	Tir	E1	E2	Cond
V1			103	CLEAR_6.DAT	#	5.7	☐	0.771	0.070	0.070	0.884	0.080	0.080	0.000	0.840	0.840	1.000
			1	Air		12.0											
			103	CLEAR_6.DAT	#	5.7	☐	0.771	0.070	0.070	0.884	0.080	0.080	0.000	0.840	0.840	1.000
V2			102	CLEAR_3.DAT	#	3.0	☒	0.834	0.075	0.075	0.899	0.083	0.083	0.000	0.840	0.840	1.000
			1	Air		12.7											
			102	CLEAR_3.DAT	#	3.0	☒	0.834	0.075	0.075	0.899	0.083	0.083	0.000	0.840	0.840	1.000
			1	Air		12.7											
			102	CLEAR_3.DAT	#	3.0	☒	0.834	0.075	0.075	0.899	0.083	0.083	0.000	0.840	0.840	1.000
V3			19528	CET13-65_4.CSG.CSG	#	3.9	☒	0.289	0.530	0.399	0.692	0.087	0.083	0.000	0.045	0.840	1.000
			1	Air		12.7											
			102	CLEAR_3.DAT	#	3.0	☒	0.834	0.075	0.075	0.899	0.083	0.083	0.000	0.840	0.840	1.000
			1	Air		12.7											
			102	CLEAR_3.DAT	#	3.0	☒	0.834	0.075	0.075	0.899	0.083	0.083	0.000	0.840	0.840	1.000
V4			102	CLEAR_3.DAT	#	3.0	☐	0.834	0.075	0.075	0.899	0.083	0.083	0.000	0.840	0.840	1.000
			1	Air		12.7											
			102	CLEAR_3.DAT	#	3.0	☐	0.834	0.075	0.075	0.899	0.083	0.083	0.000	0.840	0.840	1.000
			1	Air		12.7											
			19528	CET13-65_4.CSG.CSG	#	3.9	☐	0.289	0.399	0.530	0.692	0.083	0.087	0.000	0.840	0.045	1.000
V5			30020	Thermochromic2_24.LB	#	12.0	☒	0.229	0.054	0.045	0.545	0.065	0.065	0.000	0.840	0.840	1.000
			1	Air		12.7											
			102	CLEAR_3.DAT	#	3.0	☒	0.834	0.075	0.075	0.899	0.083	0.083	0.000	0.840	0.840	1.000
			1	Air		12.7											
			102	CLEAR_3.DAT	#	3.0	☒	0.834	0.075	0.075	0.899	0.083	0.083	0.000	0.840	0.840	1.000

Impactul performanțelor elementelor de anvelopă vitrată asupra performanțelor energetice ale clădirii, confortului (thermic & luminos) și calității mediului interior

Tabelul 3.

Caracterizare sistem vitrat - Factorul de transmitanță termică U în centrul geamului

V1	Ufactor	SC	SHGC	Rel. Ht. Gain	Tvis	Keff	Layer 1 Keff	Gap 1 Keff	Layer 2 Keff
	W/m2K			W/m2		W/m-K	W/m-K	W/m-K	W/m-K
	2.646	0.807	0.702	531	0.786	0.1172	1.0000	0.0636	1.0000

V2	Ufactor	SC	SHGC	Rel. Ht. Gain	Tvis	Keff	Layer 1 Keff	Gap 1 Keff	Layer 2 Keff	Gap 2 Keff	Layer 3 Keff
	W/m2K			W/m2		W/m-K	W/m-K	W/m-K	W/m-K	W/m-K	W/m-K
	1.746	0.786	0.684	511	0.742	0.0881	1.0000	0.0632	1.0000	0.0697	1.0000

V3	Ufactor	SC	SHGC	Rel. Ht. Gain	Tvis	Keff	Layer 1 Keff	Gap 1 Keff	Layer 2 Keff	Gap 2 Keff	Layer 3 Keff
	W/m2K			W/m2		W/m-K	W/m-K	W/m-K	W/m-K	W/m-K	W/m-K
	1.732	0.310	0.270	210	0.571	0.0902	1.0000	0.0633	1.0000	0.0698	1.0000

V4	Center of Glass Results		Temperature Data	Optical Data	Angular Data	Color Properties	Radiance Results				
	Ufactor	SC	SHGC	Rel. Ht. Gain	Tvis	Keff	Layer 1 Keff	Gap 1 Keff	Layer 2 Keff	Gap 2 Keff	Layer 3 Keff
	W/m2K			W/m2		W/m-K	W/m-K	W/m-K	W/m-K	W/m-K	W/m-K
	1.322	0.467	0.406	306	0.577	0.0872	1.0000	0.0616	1.0000	0.0668	1.0000

V5	Center of Glass Results		Temperature Data	Optical Data	Angular Data	Color Properties	Radiance Results	Dynamic Properties			
	Ufactor	SC	SHGC	Rel. Ht. Gain	Tvis	Keff	Layer 1 Keff	Gap 1 Keff	Layer 2 Keff	Gap 2 Keff	Layer 3 Keff
	W/m2K			W/m2		W/m-K	W/m-K	W/m-K	W/m-K	W/m-K	W/m-K
	1.744	0.191	0.166	135	0.086	0.1088	1.0000	0.0634	1.0000	0.0700	1.0000

Tabelul 4.

Caracterizare sistem vitrat - Evoluția temperaturii în secțiunea transversală a sistemului vitrat

V1		Layer 1			Layer 2		
		Outside Air	Outer Surface	Inner Surface	Outer Surface	Inner Surface	Inside Air
	Ufactor	-18.0	-14.5	-13.9	5.6	6.2	21.0
	SHGC	32.0	37.9	38.2	37.0	36.7	24.0

V2		Layer 1		Layer 2		Layer 3			
		Outside Air	Outer Surface	Inner Surface	Outer Surface	Inner Surface	Outer Surface	Inner Surface	Inside Air
	Ufactor	-18.0	-15.7	-15.5	-1.8	-1.6	10.8	11.0	21.0
	SHGC	32.0	36.9	37.1	40.4	40.3	35.1	34.9	24.0

V3		Layer 1		Layer 2		Layer 3			
		Outside Air	Outer Surface	Inner Surface	Outer Surface	Inner Surface	Outer Surface	Inner Surface	Inside Air
	Ufactor	-18.0	-15.4	-15.2	-1.6	-1.4	10.9	11.1	21.0
	SHGC	32.0	39.9	40.1	35.9	35.8	30.3	30.2	24.0

V4		Layer 1		Layer 2		Layer 3			
		Outside Air	Outer Surface	Inner Surface	Outer Surface	Inner Surface	Outer Surface	Inner Surface	Inside Air
	Ufactor	-18.0	-16.2	-16.1	-5.5	-5.3	4.5	4.7	21.0
	SHGC	32.0	42.2	42.7	57.5	57.8	61.5	61.3	24.0

V5		Layer 1		Layer 2		Layer 3			
		Outside Air	Outer Surface	Inner Surface	Outer Surface	Inner Surface	Outer Surface	Inner Surface	Inside Air
	Ufactor	-18.0	-15.7	-14.9	-1.2	-1.0	11.3	11.5	21.0
	SHGC	32.0	60.2	63.3	51.3	51.0	37.3	37.0	24.0

Observații.	• Evoluția temperaturii este prezentată distinct pentru perioada rece și cea caldă. • Pe suprafața interioară a sistemului vitrat se manifestă – <i>Efectul suprafețelor radiante reci la toate sistemele vitrate analizate în următoarea ordine : V4, V1, V2, V3, V5</i> – <i>Efectul suprafețelor radiante calde la toate sistemele vitrate analizate în următoarea ordine : V4, V5, V1, V2, V3</i>	Iarnă Vară

Tabelul 5.

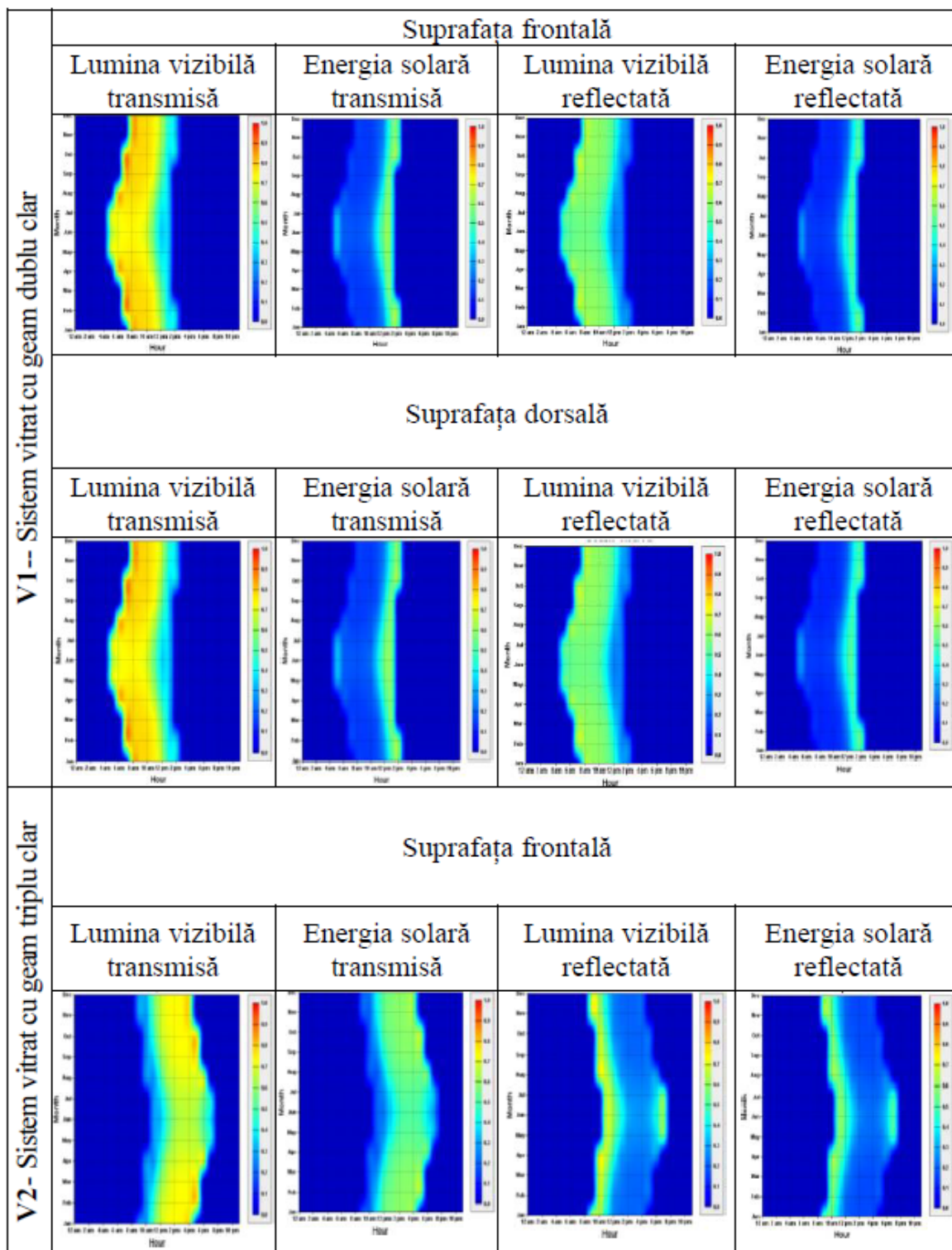
Caracterizare sistem vitrat - Caracteristicile optice ale sistemului de geamuri

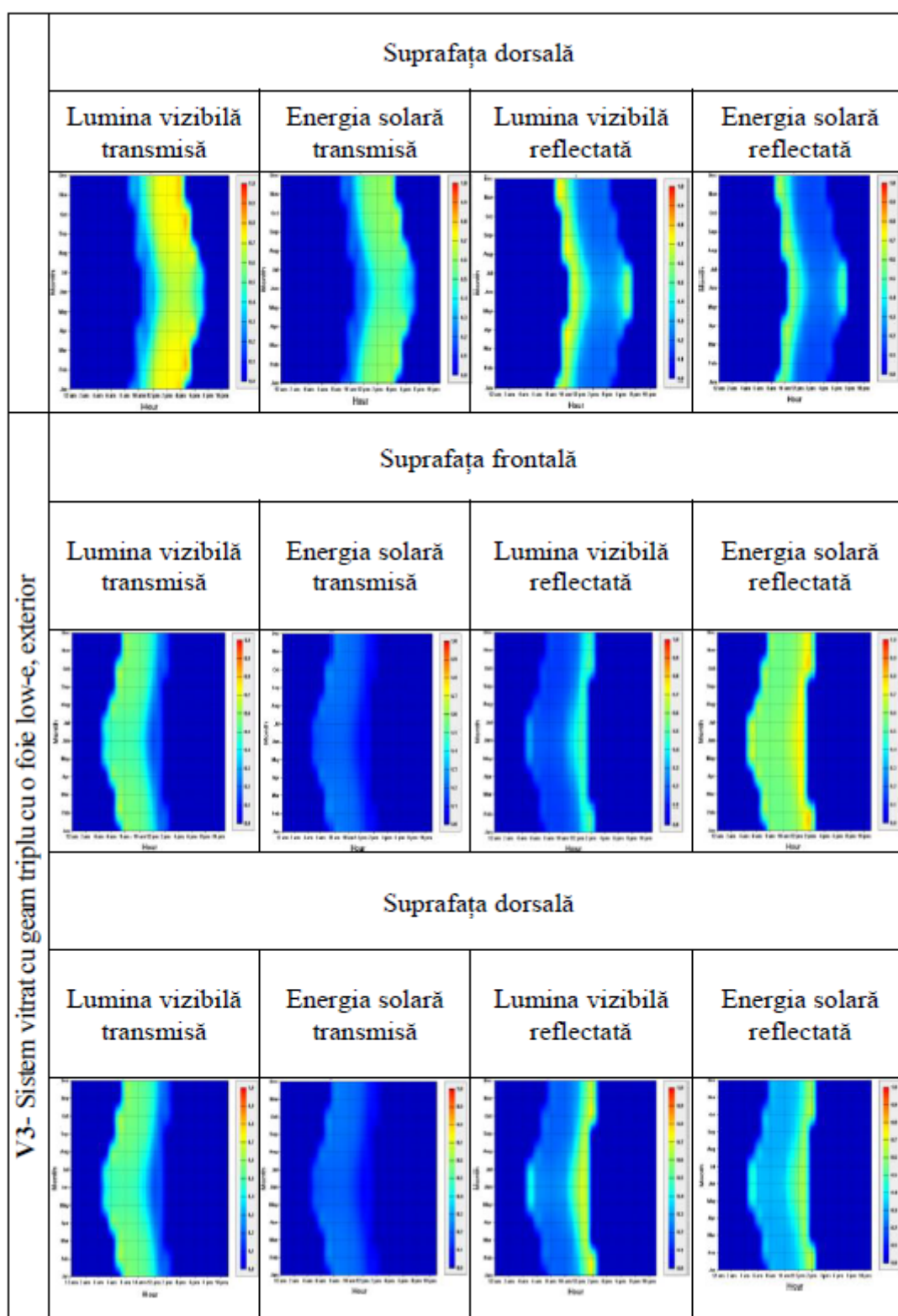
V1	Visible			Solar					UV			
	Tvis	Rfvis	Rbvis	Tsol	Rfsol	Rbsol	Abs1	Abs2	TdwK	TdwISO	Tuv	
	0.7861	0.1436	0.1436	0.6069	0.1141	0.1141	0.1664	0.1126	0.5242	0.6899	0.4626	
V2	Visible			Solar					UV			
	Tvis	Rfvis	Rbvis	Tsol	Rfsol	Rbsol	Abs1	Abs2	Abs3	TdwK	TdwISO	Tuv
	0.7415	0.2053	0.2053	0.5984	0.1671	0.1669	0.0998	0.0766	0.0682	0.5104	0.6573	0.4626
V4	Center of Glass Results Temperature Data Optical Data Angular Data Color Properties Radiance Results											
	Visible			Solar					UV			
	Tvis	Rfvis	Rbvis	Tsol	Rfsol	Rbsol	Abs1	Abs2	Abs3	TdwK	TdwISO	Tuv
	0.5771	0.2012	0.1549	0.2352	0.3106	0.5540	0.1229	0.1071	0.2241	0.2358	0.4177	0.0994
Observații.	Caracteristicile sticlelor utilizate în sistemele vitrate precum și structura acestora are un mare impact asupra mediului interior:											
	– Sticlele clare conduc la creșterea efectului de seră al cavității sistemului vitrat											
	– Prezența geamului termopan într-o poziție fixă (exterior/interior) poate avea efecte benefice într-un sezon și negative în alt sezon : este recomandat să se utilizeze un geam cu posibilitate de schimbare a suprafeței cu geam low-e interior/exterior în raport cu sezonul ;											
	– Prezența geamurilor low-e poate diminua substanțial radiația ultravioletă ajunsă la interior (T_{UV}) ceea ce se poate constitui într-un dezavantaj, cu impact asupra dezvoltării unor organisme biologice indezirabile ;											

Impactul performanțelor elementelor de anvelopă vitratre asupra performanțelor energetice ale clădirii, confortului (thermic & luminos) și calității mediului interior

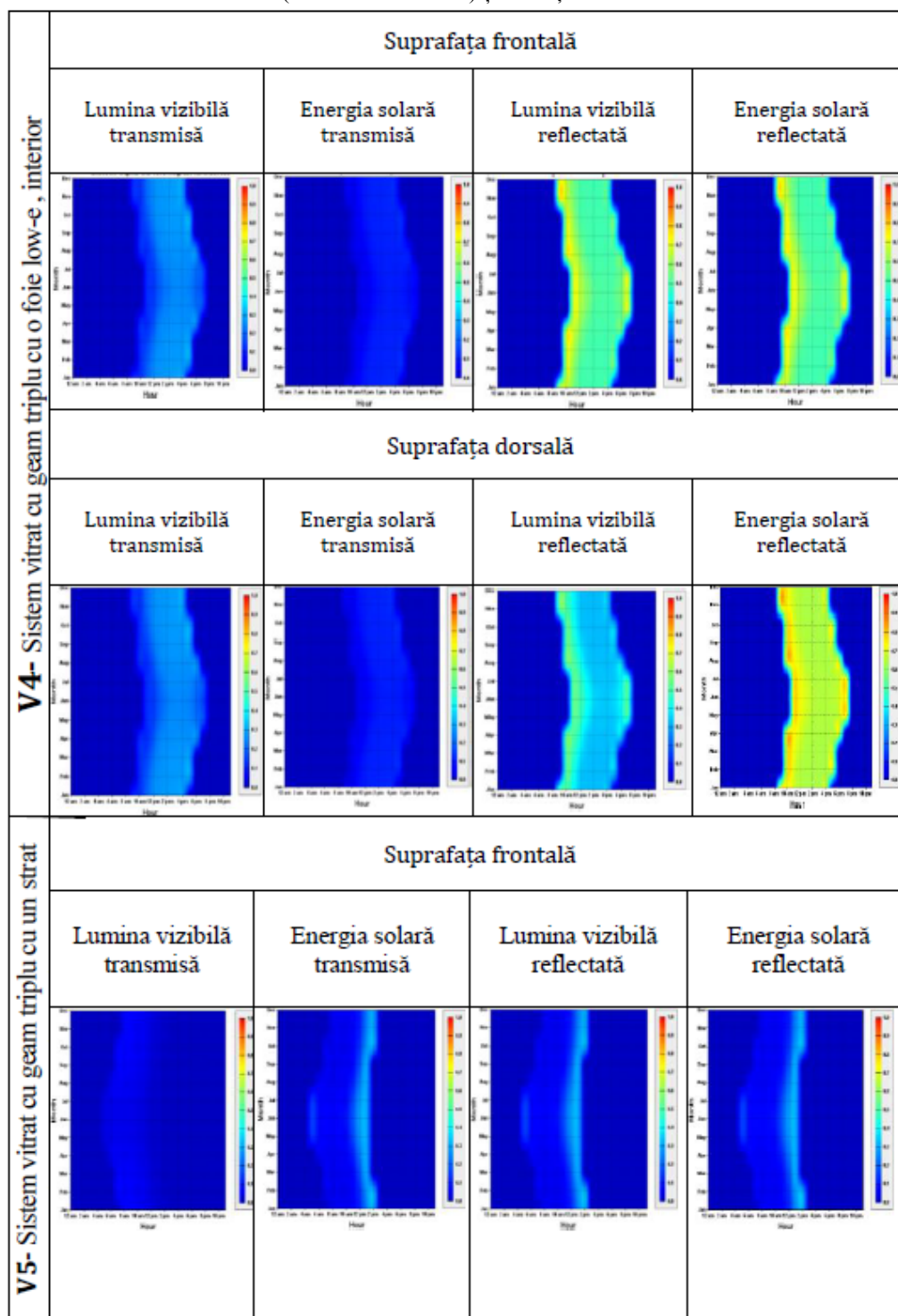
Tabelul 6

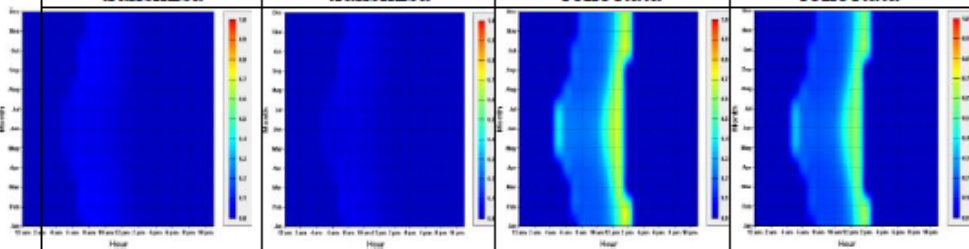
Caracterizare sistem vitrat





Impactul performanțelor elementelor de anvelopă vitrată asupra performanțelor energetice ale clădirii, confortului (thermic & luminos) și calității mediului interior

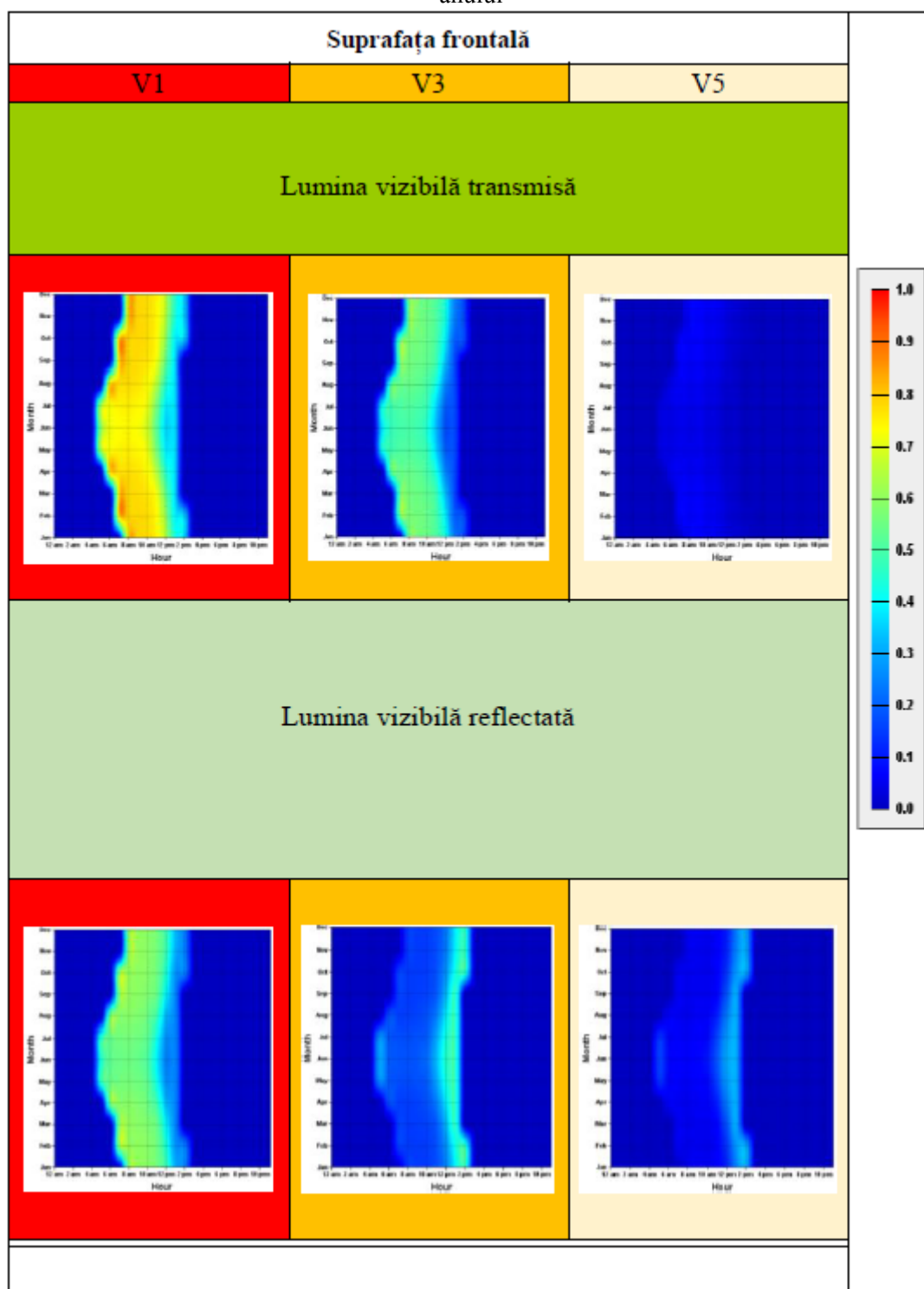


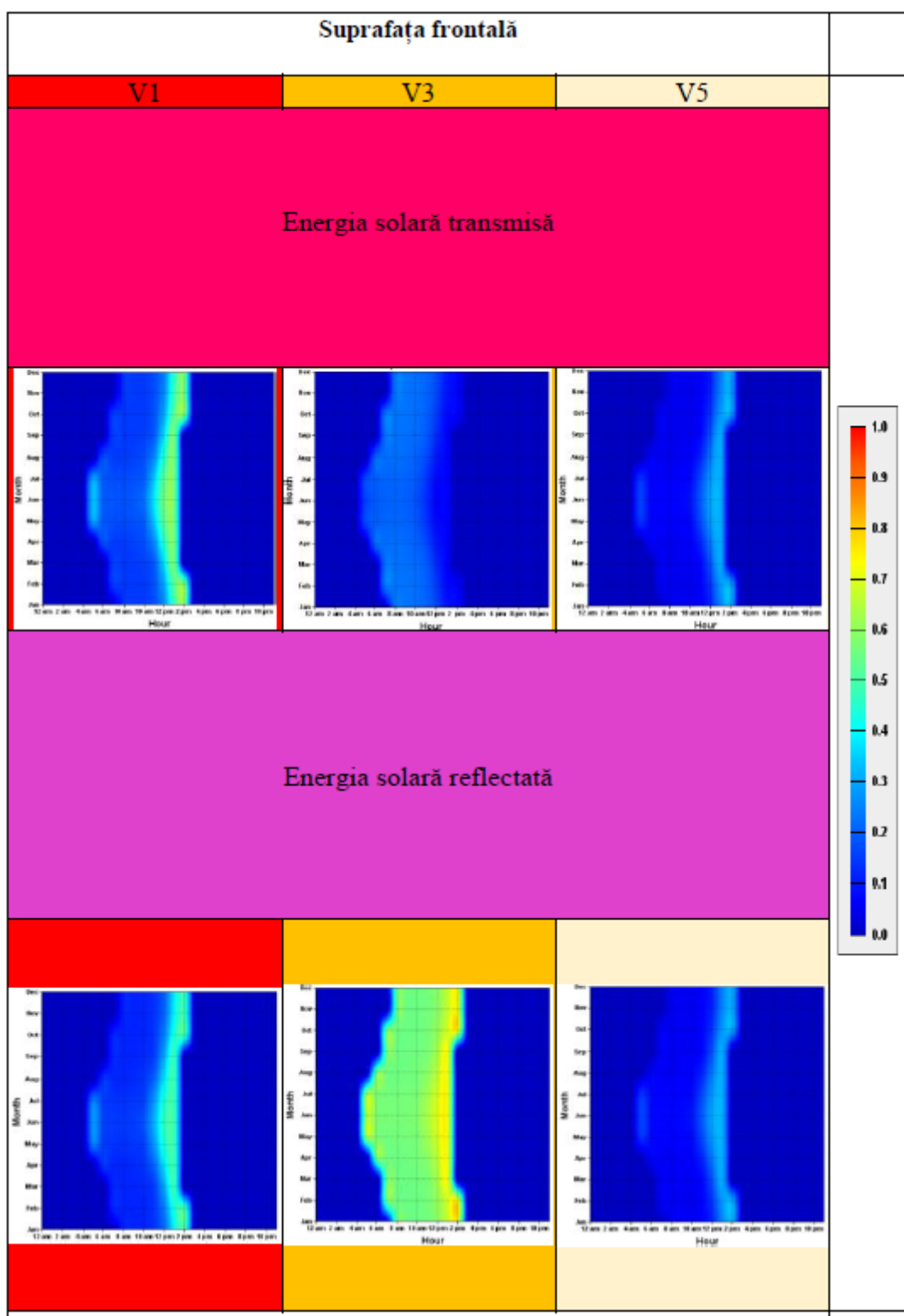
Suprafața dorsală				
	Lumina vizibilă transmisă	Energia solară transmisă	Lumina vizibilă reflectată	Energia solară reflectată
				
Observații				
V1 - Sistem vitrat cu geam dublu clar				
– Lumina este transmisă și de geamul frontal și de cel dorsal în proporție relativ mare: apare riscul de orbire pentru persoanele aflate în vecinătatea geamurilor ; – Energia solară transmisă este relativ mai mică și este reflectată aproape complet de geamul dorsal : efect de capcană solară				
V2- Sistem vitrat cu geam triplu clar				
– Lumina este transmisă și de geamul frontal și de cel dorsal în proporție relativ mare: apare riscul de orbire pentru persoanele aflate în vecinătatea geamurilor ; – Energia solară transmisă prin fața frontală este relativ mai mică decât radiația luminoasă, dar în proporție mai mare în raport cu V1. – Radiația luminoasă și energia solară transmisă de fața dorsală este mult mai mare în raport cu V1 – Radiația luminoasă reflectată de fața dorsală este mai redusă în raport cu V1 iar energia solară reflectată mai mare.				
V3 Sistem vitrat cu geam triplu cu un strat low-e (joasă energie/termopan) exterior;				
– Favorizează efectul de seră în cavitatea dintre geamuri				
V4. Sistem vitrat cu geam triplu clar sistem vitrat cu geam triplu cu un strat low-e (joasă energie/termopan), interior;				
– Efectul de seră este mult amplificat în raport cu v3.				
V5. Sistem vitrat cu geam triplu clar				
– Blochează trecerea luminii și energiei solare prin fața frontală peste limitele fixate : controlează deci fluxul luminos și energetic prin sticla specială (heliotropă/termotropică/termocromă).				

Impactul performanțelor elementelor de anvelopă vitrată asupra performanțelor energetice ale clădirii, confortului (thermic & luminos) și calității mediului interior

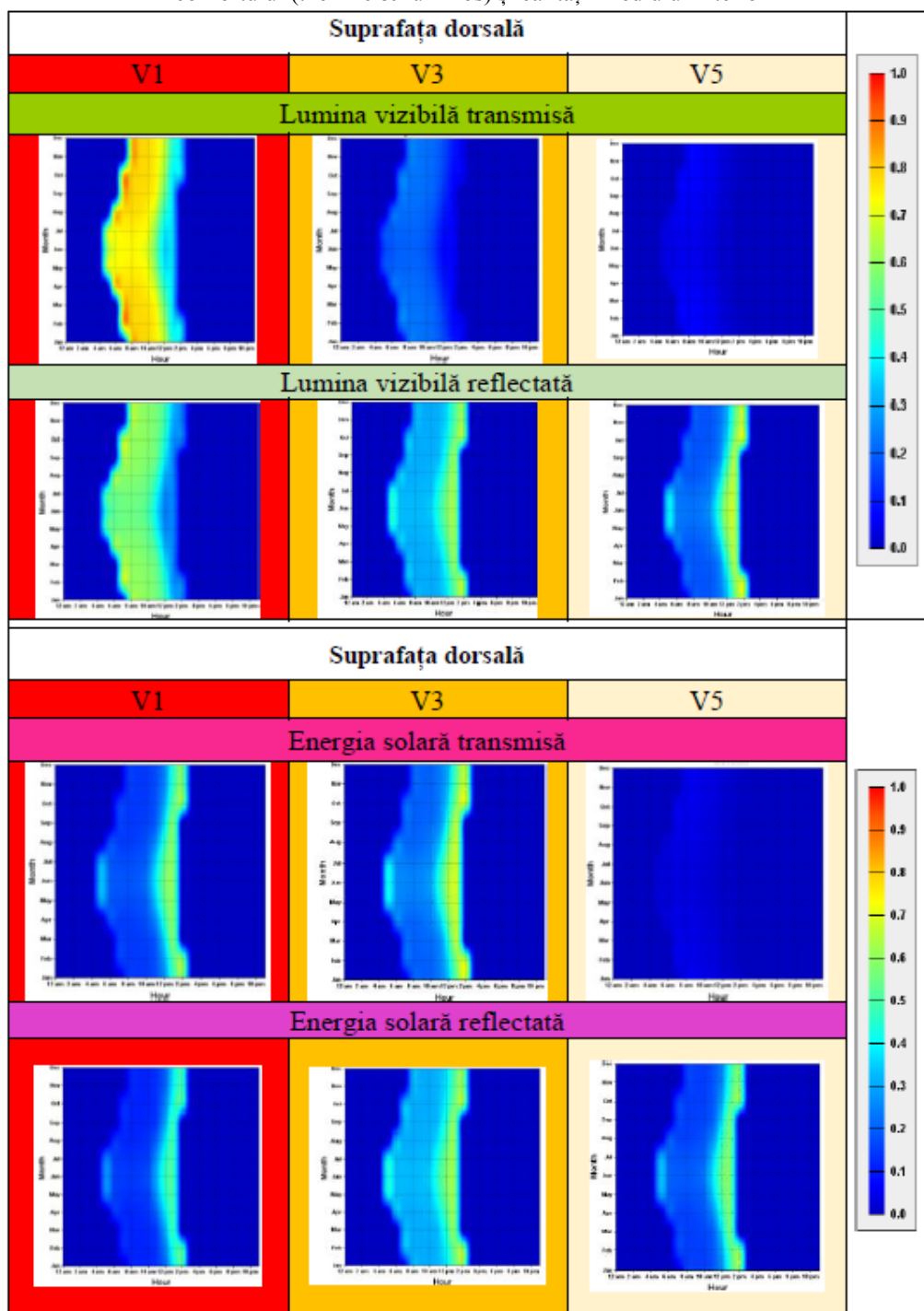
Tabel 7.

Reprezentarea grafică a fluxului luminos și energetic prin sistemele de geamuri analizate pe parcursul anului





Impactul performanțelor elementelor de anvelopă vitrată asupra performanțelor energetice ale clădirii, confortului (thermic & luminos) și calității mediului interior



5. Concluzii.

- Elementele de anvelopă vitrate au un mare impact asupra performanțelor energetice ale unei clădiri și asupra confortului termic și vizual al spațiului interior precum și asupra calității biologice a aerului interior;
- Analizele realizate au pus în evidență urătoarele aspecte:
 - V1-Geamurile duble vitrate, cu sticlă clară, au un coeficient de transmitanță termică ridicată ceea ce conduce la o pierdere de energie mare pe timp de noapte, iarna și

la creșterea aporturilor pe timp de vară și transformarea cavității dintre geamuri într-o capcană solară. În condițiile de climat considerat nu pot fi utilizate pentru clădirile NZEB.

– V2- Geamurile triplu vitrate, cu sticlă clară, au un coeficient de transmitanță termică mai mic în raport cu varianta v1, dar totuși ridicat ceea ce conduce la o pierdere de energie mare pe timp de noapte, iarna și la creșterea aporturilor pe timp de vară și creșterea efectului de seră în cavitatea dintre geamuri. În condițiile de climat considerat nu pot fi utilizate pentru clădirile NZEB.

– V3- Geamurile triplu vitrate, cu o foaie de geam low-e plasată la exterior, au un coeficient de transmitanță mai mic în raport cu varianta v, ceea ce conduce la o pierdere de energie mare pe timp de noapte, iarna și la creșterea aporturilor pe timp de vară și transformarea cavității dintre geamuri într-o capcană solară. În condițiile de climat considerat nu pot fi utilizate pentru clădirile NZEB.

– V4- Geamurile triplu vitrate, cu o foaie de geam low-e plasată la interior, au cel mai mic coeficient de transmitanță termică, un comportament bun pe perioada de iarnă, dar deficitară în perioada estivală. O soluție posibilă de creștere a performanțelor energetice ar consta în inversarea poziției exterior-interior a geamului termopan prin rabatarea geamului.

– V5- Utilizarea unui geam special (heliotrop, termocromic, termotrop, electro-cromic, ...) permite controlul pasiv sau activ al sistemului de geamuri respectiv controlul transferului luminii și energiei solare. Se reduce puternic transferul de căldură spre interiorul clădirii iar procesul de transfer se adaptează continuu într-o gamă de temperaturi, obținându-se un echilibru natural și utilizarea maximă a luminii de zi. Prin design, ferestrele termocromice ajută la reducerea orbirii, atenuarea zgomotului și la creșterea siguranței.

Bibliografie:

- [1]. Victoria Cotorobai, Theodor Mateescu, Magda-Maria Munteanu, Metode de caracterizare a ambianței termice interioare în activitatea de concepere a clădirilor pasive. Conferința Instalații pentru Construcții și economia de energie, Iași, 2009, Editura Cermi, ISSN 1843-3510
- [2]. ASHRAE Standard 55-2004. Thermal environment conditions for human occupancy.
- [3]. SR EN 15251, 2007, Criteria for the Indoor Environment including thermal, indoor air quality, light and noise.
- [4]. ASHRAE Standard 55-1992, 2004. Thermal environment conditions for human occupancy.
- [5]. ASHRAE Handbook, 2013.
- [6]. CIBSE Guide A. 2006.
- [7]. CIBSE Guide A3, Appendix 3.A6.
- [8]. STAS 13149. Fizica construcțiilor, ambianțe termice moderate. Determinarea indicilor PMV și PPD și nivele de performanță pentru ambianțe.
- [9]. <https://windows.lbl.gov/tools/window>
- [10]. www.energyplus.com
- [11]. <http://comfort.cbe.berkeley.edu/>
- [12]. <https://www.epa.gov/indoor-air-quality-iaq>
- [13]. http://www.Californian_energy_code
- [14]. <http://www.energy-design-tools.aud.ucla.edu/>
- [15]. www.meteonorm.com, ID client EEKF-NABE-HIGN-HHED

Sisteme de ventilație și climatizare - Grinzi de răcire vs. Ventilconvectoare -

Ventilation and air conditioning systems
- Cooling Beams vs. Ventilation Convectors -

MD stud. Raul GIRCSIS, MD stud. Ionuț Vasile NICORAȘ

Universitatea Politehnica Timișoara

Abstract:

The paper presents a comparative study between a ventilation and air conditioning system consisting of cooling beams and a system composed of fan coils, regarding the advantages and disadvantages of the two solutions, as well as the value for the "life cycle cost" for each solution.

Key words: HVAC installations, cooling beams, fan coils, life cycle cost.

Rezumat:

Lucrarea prezintă un studiu comparativ între un sistem de ventilare și climatizare compus din grinzi de răcire și un sistem compus din ventilconvectoare, privind avantajele și dezavantajele celor două soluții, precum și o valoare pentru „life cycle cost” pentru fiecare soluție în parte.

Cuvinte cheie: instalații HVAC, grinzi de răcire, ventilconvectoare, life cycle cost.

1. Introducere

Instituțiile medicale sunt organe cu caracter social dedicate menținerii sănătății și oferă atât îngrijire pe o perioadă de scurt timp cât și pentru o perioadă medie și chiar de lungă durată. Conceptul de spital dedicat vindecării populației a fost făcut public restului lumii de către locuitorii Sri Lankăi.

Lucrarea are în vedere o clădire publică având destinația de clinică și trebuie să respecte normele și standardele în vigoare astfel încât să fie asigurate condițiile și nivelurile de performanță și igienă necesare ocupanților, iar din punct de vedere al investitorului să

asigure costuri minime care vor fi amortizate în timp.

2. Formule care au stat la baza determinării sarcinii termice și de răcire în vederea selecției de echipamente.

a. Sarcina termică de iarnă s-a determinat cu relația:

$\Phi_i = \Phi_{cons} - \Phi_{Si}$ [W], unde:

Φ_{cons} - consumurile de căldură [w];

Φ_{Si} - degajările de căldură de la sursele interioare [w].

Consumurile de căldură se calculează cu relația:

$\Phi_{cons} = \Phi_{pc} + \Phi_{aru} + \Phi_{imr}$ [w], unde:

Φ_{pc} - pierderile de căldură prin elementele constructive ale încăperii în cauză [w];

Φ_{aru} - consumul de căldură pentru încălzirea aerului rece pătruns prin uși, porți sau goluri tehnologice;

Φ_{imr} - consumul de căldură pentru încălzirea materialelor reci aduse în încăpere.

b. Sarcina termică de vară (sarcina de răcire) s-a determinat prin efectuarea unui bilanț termic care în forma generală se poate scrie:

$\Phi_v = \Phi_{ap} + \Phi_{deg}$ [w] , unde:

Φ_{deg} - degajările de căldură de la sursele interioare (oameni, iluminat, mașini, aparaturi sau alte utilaje acționate electric) [w];

Φ_{ap} - aporturile de căldură din exterior prin elemente inerțiale (pereți, terase), neinerțiale (ferestre, luminatoare) și de la încăperile vecine [w], putându-se scrie sub forma:

$\Phi_{ap} = \Phi_{PE} + \Phi_{FE} + \Phi_{iv}$ [w], conform SR 6648/1

Φ_{PE} - aporturile de căldură din exterior prin elemente inerțiale [w];

Φ_{FE} - aporturile de căldură pătrunse prin elementele neinerțiale [w];

Φ_{iv} - fluxurile termice pătrunse prin elementele de delimitare de la încăperile vecine [w];

3. Studiu de caz

a. Date tehnice

În această lucrare s-au tratat două soluții de ventilare și climatizare pentru o clinică în regim de înălțime **P+3E+Et. tehnic**.

OBS. 1: Centrala de tratare a aerului, respectiv chiller-ul se vor amplasa în exterior, pe învelitoarea clădirii.

OBS. 2: Lucrarea nu tratează planul parter al clinicii.

b. Calcule

În tabelul 1 se prezintă calculele în urma cărora s-a stabilit necesarul de cald pentru încăperile tratate în acest studiu.

Calculul necesarului de căldură

Denumire spațiu	Suprafață	Temperatura interioară iarnă	Temperatura ambientală iarnă	Înălțime încăpări	Capacitate de încălzire pe m ²	Necesitatea de căldură calculată
	m ²	gr C	gr C	m	(W/m ²)	(W)
Etaj 1 (Total)	504					25.740
Hol principal	185,00	20	-15	3,20	26 W / m ²	4.810
11 x Cabinet	20,00	22	-15	3,20	83 W / m ²	1.660
Sală tratamente	16,50	22	-15	3,20	74 W / m ²	1.221
Birou	7,50	22	-15	3,20	11 W / m ²	83
Vestiar personal	8,50	22	-15	3,20	27 W / m ²	230
Grup sanitar personal	4,20	22	-15	3,20	73 W / m ²	307
Grup sanitar public	11,50	20	-15	3,20	24 W / m ²	276
Casă scară	50,40	20	-15	3,20	11 W / m ²	554
Etaj 2 (Total)	504					25.740
Hol principal	185,00	20	-15	3,20	26 W / m ²	4.810
11 x Cabinet	20,00	22	-15	3,20	83 W / m ²	1.660
Sală tratamente	16,50	22	-15	3,20	74 W / m ²	1.221
Birou	7,50	22	-15	3,20	11 W / m ²	83
Vestiar personal	8,50	22	-15	3,20	27 W / m ²	230
Grup sanitar personal	4,20	22	-15	3,20	73 W / m ²	307
Grup sanitar public	11,50	20	-15	3,20	24 W / m ²	276
Casă scară	50,40	20	-15	3,20	11 W / m ²	554
Etaj 3 (Total)	494					27.742
Hol principal	85,80	20	-15	3,20	38 W / m ²	3.260
6 x Salon	22,70	22	-15	3,20	94 W / m ²	2.134
Cameră asistenți	19,90	22	-15	3,20	60 W / m ²	1.194
Birou	17,10	22	-15	3,20	34 W / m ²	581
Grup sanitar public	11,50	22	-15	3,20	27 W / m ²	311
Lounge	223,10	22	-15	3,20	43 W / m ²	9.593
TOTAL	1.501					79.222

În tabelul 2 se prezintă calculele în urma cărora s-a stabilit necesarul de frig pentru încăperile tratate în acest studiu.

Tabelul 2.

Calculul necesarului de frig

Denumire spațiu	Suprafață	Temperatura interioară vara	Temperatura ambientală vara	Înălțime încăperei	Capacitatea de răcire pe m ²	Necesar de frig calculat
	m ²	gr C	gr C	m	(W/m ²)	(W)
Etaj 1 (Total)	504					30.518
Hol principal	185,00	26	32	3,20	44 W / m ²	8.140
11 x Cabinet	20,00	26	32	3,20	94 W / m ²	1.880
Sală tratamente	16,50	26	32	3,20	67 W / m ²	1.106
Birou	7,50	26	32	3,20	79 W / m ²	593
Vestiar personal	8,50	26	32	3,20	0 W / m ²	0
Grup sanitar personal	4,20	26	32	3,20	0 W / m ²	0
Grup sanitar public	11,50	26	32	3,20	0 W / m ²	0
Casă scară	50,40	26	32	3,20	0 W / m ²	0
Etaj 2 (Total)	504					30.518
Hol principal	185,00	26	32	3,20	44 W / m ²	8.140
11 x Cabinet	20,00	26	32	3,20	94 W / m ²	1.880
Sală tratamente	16,50	26	32	3,20	67 W / m ²	1.106
Birou	7,50	26	32	3,20	79 W / m ²	593
Vestiar personal	8,50	26	32	3,20	0 W / m ²	0
Grup sanitar personal	4,20	26	32	3,20	0 W / m ²	0
Grup sanitar public	11,50	26	32	3,20	0 W / m ²	0
Casă scară	50,40	26	32	3,20	0 W / m ²	0
Etaj 3 (Total)	494					41.136
Hol principal	85,80	26	32	3,20	58 W / m ²	4.976
6 x Salon	22,70	26	32	3,20	102 W / m ²	2.315
Cameră asistenți	19,90	26	32	3,20	74 W / m ²	1.473
Birou	17,10	26	32	3,20	81 W / m ²	1.385
Grup sanitar public	11,50	26	32	3,20	0 W / m ²	0
Lounge	223,10	26	32	3,20	87 W / m ²	19.410
TOTAL	1.501					102.172

4. Prezentarea soluțiilor alese

4.1. Din punct de vedere tehnic

a. Grinzi de răcire

Grinzile de răcire sunt folosite de regulă pentru răcire și ventilare în spații unde este nevoie de o calitate ridicată a aerului și unde e nevoie de control individual.

Este recomandată folosirea lor mai ales în spații cu umiditate interioară moderată.

Acestea asigură un confort termic foarte bun, conservarea energiei și utilizarea eficientă a spațiului. Pentru funcționarea acestora este necesar a fi prevăzută o centrală de tratare a aerului. În figura 1 este prezentată o schemă elementară de funcționare a grinzilor de răcire.

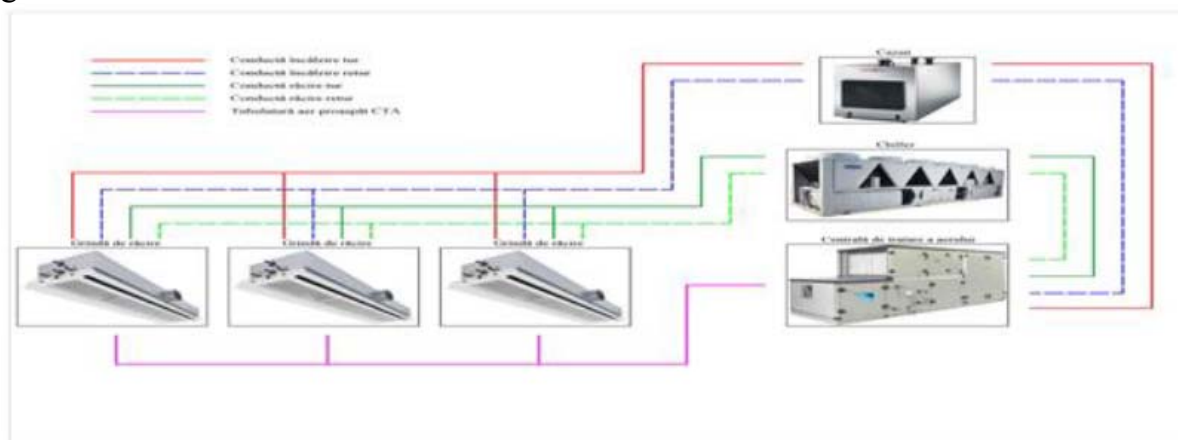


Figura 1. Schema de funcționare a grinzilor de răcire

b. Ventilconvectoare

Ventilconvectoarele (de parapet și necarcasate – pentru zona perimetrală a spațiului comun; refularea aerului se face prin grile pentru spălarea suprafeței vitrate exterioare) sunt folosite fie pentru încălzire **sau** răcire (sistem pe 2 țevi), fie pentru încălzire **și** răcire (sistem pe 4 țevi), având bateriile separate pe încălzire și răcire (baterii dedicate cerinței de climatizare).

Folosesc răcirea umedă și apa ca agent de răcire (7/13°C) și au în componența lor un ventilator care refulază aerul prin baterii, urmând ulterior să distribuie aer cald sau rece în încăperi.

Ventilatorul (cu 3 trepte de frecvență) funcționează permanent, iar temperatura este controlată de apă prin baterii.

În cadrul aceste soluții nu este obligatoriu a fi prevăzută o centrală de tratare a aerului.

În figura 2 este prezentată schema de bază de funcționare a ventilconvectoarelor.

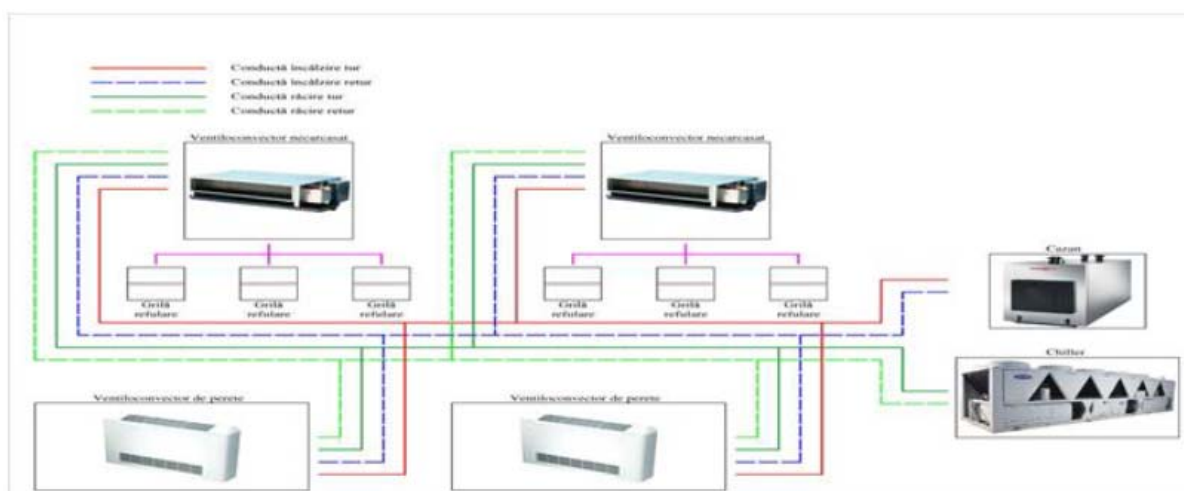


Figura 2. Schema de funcționare a ventiloconvectoarelor

În tabelul 3 se prezintă avantajele și dezavantajele din punct de vedere tehnic ale celor două sisteme analizate pentru clădirea descrisă anterior.

Tabelul 3

Avantajele și dezavantajele celor două sisteme

	Grinzi de răcire	Ventiloconvectoare
Avantaje	- nivel de zgomot redus - costuri de exploatare reduse (fără părți în mișcare și fără filtru) - risc minim de apariție a curenților - consum de energie redus - grad igienic ridicat deoarece nu există condens - fără racord electric (ventilator) - nu necesită colectarea condensului - costuri de instalare reduse - înălțime mică (sub 120 mm) - integrare foarte bună în orice tavan fals - ventilare integrată (introducere și evacuare) - ușor de curățat	- sistem foarte cunoscut pe piață - putere de răcire ridicată - funcționează cu răcire umedă, nu necesită cerințe speciale d.p.d.v. al umidității - nu necesită aer primar - răspuns rapid la schimbarea parametrilor - la echipamentele mici prețul este comparabil cu echipamentele tip „split”
Dezavantaje	- necesitatea unui sistem de ventilare - putere limitată (răcire uscată / viteze mici) - grinzi lungi sunt greu de manevrat - spațiile cu nivelul umidității ridicat reduc puterea grinzilor din cauza răcirii uscate	- nivel de zgomot ridicat - costuri de întreținere mari (ventilator + schimb filtru) - consum de energie - riscul apariției curenților de aer - necesitatea colectării condensului - riscul de scurgeri de condens

Din punct de vedere al costurilor, investiția inițială pentru un ventiloconvector sau o grindă de răcire este aproximativ aceeași, în funcție de cerințele din proiect.

În cazul instalării ventilconvectoarelor, acestea necesită în plus față de grinzele de răcire montarea conductelor de preluare a condensului dar și asigurarea cu energie electrică pentru funcționarea ventilatorului integrat în acestea.

Ventilconvectoarele necarcasate necesită suplimentar grile de introducere și evacuare, tubulaturi flexibile etc, lucru ce duce la creșterea costurilor de investiție (și de manoperă).

Din punct de vedere al exploatării, grinzele de răcire, spre deosebire de ventilconvectoare, nu au părți în mișcare sau filtru rezultând în acest sens mai puține cerințe legate de întreținere.

În schimb, la ventilconvectoare filtrele (sintetice, clasa de filtrare G1) trebuie înlocuite de cel puțin două ori pe an (în zone ocupate).

Având părți în mișcare, durata de viață a unui ventilconvector este mult mai mică comparativ cu cea a grinzii de răcire. Motorul ventilatorului trebuie înlocuit odată la aproximativ 10 ani.

4.2. Din punct de vedere financiar pentru un ciclu de viață de 20 ani – Life Cycle Cost

a. Grinzi de răcire:

Costuri de achiziție:

Conform calcule a rezultat un număr de 101 grinzi de răcire având prețul per unitate egal cu 1083 Euro.

Date tehnice:

- capacitate încălzire: 2220 [w];
- capacitate răcire: 1480 [w];
- temperatura de calcul a apei iarna: 50 [°C];
- temperatura de calcul a apei vara: 16 [°C];
- temperatura punctului de rouă: 13.9 [°C];
- debit de aer: 150 m³/h.

Suplimentar, acest sistem necesită și o centrală de tratare a aerului a cărei cost de achiziție este de 32.659 Euro.

$$Ca = 101 \times 1083 + 32659 = \mathbf{142.042 \text{ Euro.}}$$

OBS.: Chiller-ul și centrala termică nu se iau în considerare în aceste calcule deoarece se consideră că au aceleași capacități de răcire, respectiv de încălzire în ambele cazuri.

Costuri de întreținere:

- curățarea grinzilor de răcire odată la 5 ani, 15 minute/oră 2020 Euro.

$$Ci = \mathbf{2020 \text{ Euro}}$$

$$\mathbf{Total: Ca + Ci = 144.062 \text{ Euro.}}$$

b. Ventilconvectoare:

Costuri de achiziție:

Ținând cont de calculele efectuate s-au ales 98 ventilconvectoare de perete și 6 ventilconvectoare necarcasate cu prețurile unitare de 387 Euro, respectiv 438 Euro.

Date tehnice ventiloconvectoare de perete:

- număr trepte de frecvență ventilator: 3;
- debit de aer (1 / 2 / 3): 255 / 315 / 430 [m³/h];
- consum electric ventilator (1 / 2 / 3): 11 / 15 / 47 [W];
- capacitate răcire pentru 7/13°C (1 / 2 / 3): 1700/2000/2500 [W];
- capacitate încălzire pentru 50/30°C (1 / 2 / 3): 600/720/900 [W];
- clasă filtru: G1.

Date tehnice ventiloconvectoare necarcasate:

- număr trepte de frecvență ventilator: 3;
- debit de aer (1 / 2 / 3): 205 / 280 / 360 [m³/h];
- consum electric ventilator (1 / 2 / 3): 16 / 42 / 50 [w];
- capacitate răcire pentru 7/13°C (1 / 2 / 3): 1300/1700/2100 [W];
- capacitate încălzire pentru 50/30°C (1 / 2 / 3): 1100/1400/1700 [W];
- clasă filtru: G1.

$$Ca = 98 \times 387 + 6 \times 438 = 40.554 \text{ Euro.}$$

Costuri de întreținere:

- înlocuire filtre: 25 Euro/filtru de două ori pe an 104000 Euro
- 15 minute manoperă pentru înlocuire 20800 Euro
- 15 minute manoperă curățare sistem de condens 3 ori/an 31200 Euro
- intervenție asupra motoarelor: 250 Euro/motor 26000 Euro
- 2 ore manoperă pentru înlocuire: 20 Euro/oră 4160 Euro
- consum el. mediu ventilator 24 [w], 8 oh/zi: 0,11 Euro/kW 10800 Euro

$$Ci = 196.960 \text{ Euro}$$

$$\text{Total: } Ca + Ci = 237.514 \text{ Euro.}$$

În figura 3 sunt centralizate toate datele referitoare la costuri pentru cele două soluții alese și este prezentată amortizarea investiției. Se poate observa că după 10 ani de funcționare costurile se intersectează, iar după această perioadă soluția mai eficientă din punct de vedere economic este soluția cu grinzi de răcire.

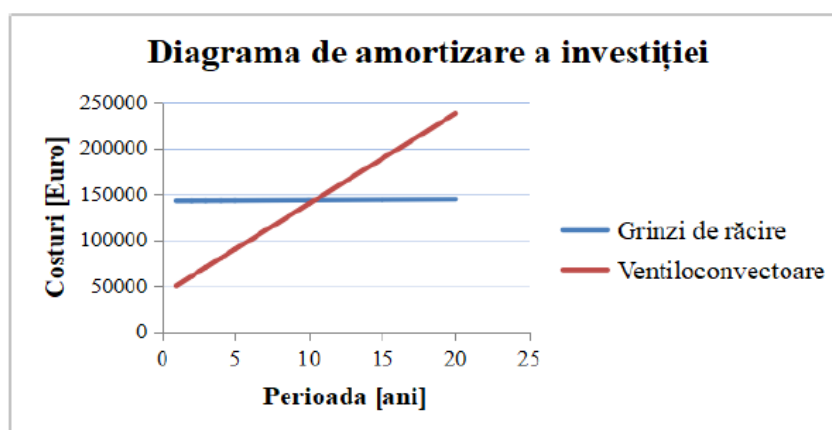


Figura 3. Prezentarea diagramei de amortizare a investiției pentru cele două sisteme

5. Concluzii

În urma celor prezentate concluzionăm faptul că deși grinziile de răcire presupun un cost de investiție mult mai ridicat (diferență de 101.488 Euro), în timp, din punct de vedere al exploatării, întreținerii și a eficienței energetice prezintă multiple beneficii comparativ cu sistemul bazat pe ventilconvectoare, investiția amortizându-se (în cazul acesta) în aproximativ 10 ani.

Bibliografie:

- [1] IS – 2010 – Normativ privind proiectarea, executarea și exploatarea instalațiilor de ventilare și climatizare.
- [2] Enciclopedia tehnică de instalații. Manual de instalații pentru ventilare și climatizare, ediția a II-a, editura Artecno București.
- [3] Instalații de ventilare și condiționare a aerului – Îndrumător de proiectare – autori: Francisc Neiss, Olga Bancea, editura Institutului Politehnic “Traian Vuia” Timișoara. Facultatea de Construcții, 1989.
- [4] SR 1907-1 – 1997 – Instalații de încălzire. Necesarul de căldură de calcul. Prescripții de calcul.
- [5] SR 1907-2 – 1997 – Instalații de încălzire. Necesarul de căldură de calcul. Temperaturi interioare convenționale de calcul.

Modelare functionala si energetica a unui sistem compus din pompa de caldura, instalatie de incalzire centrala si cladire

Functional and energetic modeling of a system consisting of a heat pump, a central heating installation and a building

prof. dr .ing. Florin Iordache¹, drd. ing. Mugurel Talpiga²

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

Abstract

This paper review the energetic analyze of two different heat pumps, used to prepare the primary thermal agent of a building heating system. Two types of heat pump with mechanical compression were simulated, the chosen types being water to water and air to water. The building heating system consist of a low temperature.

In brief, the basic mathematical equations are presented, to be used in energetic analyze for cold season when heating is required for inside thermal comfort. The results, functional and energetic, are presented in tables also graphical, to be easy seen the heat-pumps performances. For critical temperatures, also a classical heating system, to cover the entire heating demand in those periods.

Key words : renewable sources, heat pumps, building with energy saving

Rezumat

Lucrarea are ca obiectiv principal efectuarea unei analize energetice privind utilizarea unei pompe de caldura pentru incalzirea agentului termic vehiculat in cadrul instalatiei de incalzire centrala a unei cladiri. S-au considerat 2 tipuri de pompe de caldura cu compresie mecanica si anume una tip apa-apa si alta tip aer-apa. Instalatia de incalzire centrala s-a considerat de tip de joasa temperatura.

In lucrare se prezinta pe scurt relatiile care au stat la baza realizarii analizei energetice pe perioada sezonului rece al anului. Rezultatele energetice si functionale sunt prezentate tabelar si grafic astfel incat sa rezulte destul de usor performantele pompei de caldura. In perioadele de solicitare climatica intense ale cladirii intra in functiune si o centrala termica pe combustibil gazos, acoperindu-se astfel varfurile de sarcina ale consumatorului.

Cuvinte cheie: surse regenerabile, pompe de caldura, casa cu economie de energie

1. Introducere

Lucrarea are ca obiectiv modelarea functionarii in regim de exploatare a unui

sistem termic compus din pompa de caldura ca sursa si instalatia de incalzire si cladire ca si consumator. Pompa de caldura analizata este o pompa de caldura aer- apa sau o pompa de caldura apa-apa. Instalatia de incalzire considerata este o instalatie de incalzire de joasa temperatura.

In cadrul lucrarii se urmaresc atat aspecte functionale precum variatia temperaturilor si a fluxului termic livrat de pompa de caldura cat si aspecte energetice cum ar fi performanta energetica a sistemului si gradul de acoperire energetica al consumatorului.

Se urmareste totodata si identificarea unor repere privind dimensionarea sursei in vederea unei acoperiri energetice rezonabile a consumatorului. Trebuie precizat faptul ca sursa neconventionala avuta in vedere este o pompa de caldura cu compresie mecanica.

2. Schema sistemului. Modelarea proceselor termice specifice

In figura 1 se prezinta schematic sistemul sursa consumator, compus din rezervorul de acumulare a agentului termic vehiculat in instalatia de incalzire centrala a cladirii, in care se pompeaza energie termica prin intermediul condensatorului pompei de caldura cu compresie ca o prima treapta, urmata de o a doua treapta prin care se pompeaza energie termica de la sursa de rezerva – o centrala termica. Instalatia de incalzire centrala trebuie sa fie dimensionata conform unui nivel scazut al temperaturilor agentului termic astfel incat sa ofere posibilitatea pompei de caldura sa lucreze la eficiente cat mai ridicate.

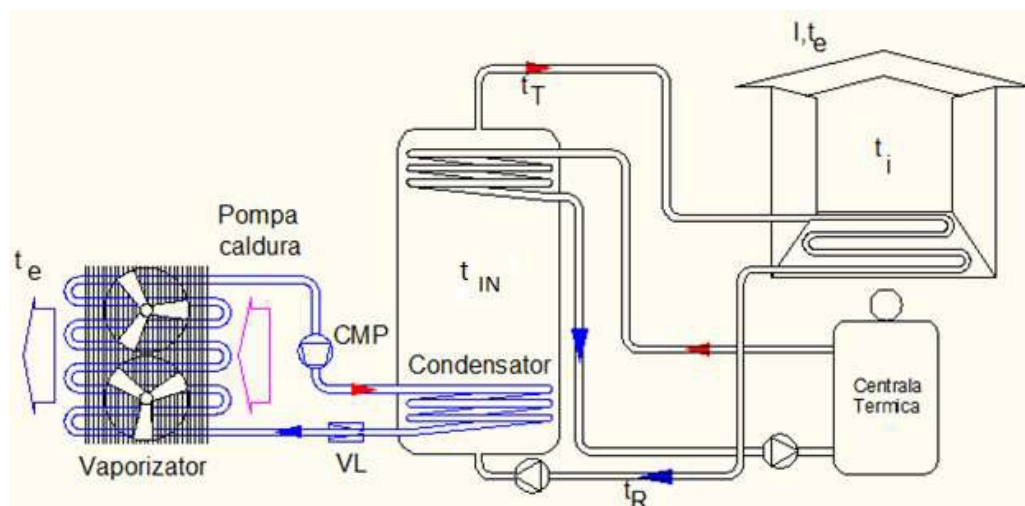


Fig. 1

Puterea termica ceruta de consumator corespunzator unei anumite temperaturi exterioare, t_e , curente, trebuie sa fie acoperita partial de catre sursa neconventionala de caldura, pompa termica, mai precis prin fluxul termic preluat la condensatorul pompei de caldura [1] :

Modelare functionala si energetica a unui sistem compus din pompa de caldura, instalatie de incalzire centrala si cladire

$$P_{CD} = G_{AE} \cdot P_{INC} = G_{AE} \cdot H \cdot (t_{i0} - t_e) \quad (1)$$

Gradul de acoperire energetica oferit consumatorului (incalzirea cladirii), G_{AE} , rezulta ca fiind urmatorul raport de diferente de temperaturi ale agentului termic vehiculat in instalatia de incalzire central :

$$\frac{t_{IN} - t_R}{t_T - t_R} = G_{AE} \quad (2)$$

Unde :

$$t_T = \frac{t_{T0} - t_{e0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot t_{i0} - \frac{t_{T0} - t_{i0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot t_e$$

$$t_R = \frac{t_{R0} - t_{e0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot t_{i0} - \frac{t_{R0} - t_{i0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot t_e \quad (3)$$

Temperatura θ_{CD} este temperatura medie a agentului termic incalzit de catre condensatorul pompei de caldura, agent incalzit in continuare de catre sursa clasica de rezerva, pana la temperatura necesara conforma cu graficul de reglaj termic calitativ asociat marimii suprafetei de instalatiei de incalzire centrala a consumatorului. Astfel definim :

$$\theta_{CD} = \frac{1}{2} \cdot (t_{in} + t_R) \quad (4)$$

Rezulta in final dupa cateva prelucrari pentru θ_{CD} expresia :

$$\theta_{CD} = t_R + \frac{1}{2} \cdot G_{AE} \cdot \frac{t_{T0} - t_{R0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot (t_{i0} - t_e) \quad (5)$$

Pe de alta parte, daca ne referim la pompa de caldura, conform [2] s-a stabilit expresia :

$$COP_{CD} = \frac{P_{CD}}{P_{EL}} = \eta_{EL} \cdot \frac{\theta_{CD} + \Delta_{CD} + 273.15}{\theta_{CD} - \theta_{VP} + \Delta_{CD} + \Delta_{VP}} \quad (6)$$

Considerand $\Delta_{CD} = \Delta_{VD} = \Delta$ si $\theta_{VP} = t_0$ si $\eta_{EL} = 0,7$, in cazul pompei de caldura aer-apa, si relatia (6) devine :

$$COP_{CD} = \frac{P_{CD}}{P_{EL}} = \eta_{EL} \cdot \frac{\theta_{CD} + \Delta + 273.15}{\theta_{CD} - t_0 + 2 \cdot \Delta} \quad (7)$$

De asemenea sunt cunoscute relatiile :

$$P_{EL} = \frac{P_{CD}}{COP_{CD}} \quad (8)$$

$$\eta_{EL} \cdot P_{EL} = P_{CD} - P_{VP}$$

Si

$$(9)$$

$$P_{EL} = \frac{P_{CD} - P_{VP}}{\eta_{EL}}$$

In ceea ce priveste implicatia energetica a centralei termice ca sursa de rezerva avem:

$$P_{CT} = (1 - G_{AE}) \cdot H \cdot (t_{i0} - t_e) \quad (10)$$

Si :

$$P_{TH} = \frac{P_{CT}}{\eta_{CT}} \quad (11)$$

cu $\eta_{CT} = 0,9$.

In cazul unei pompe de caldura aer-apa $t_0 = t_e$, iar in cazul pompei apa-apa t_0 este temperatura sursei reci utilizate efectiv.

Scenariul de functionare pe care il propunem este compus din 2 etape si anume: prima etapa este cea a temperaturilor exterioare pana la -5°C inclusiv si a doua etapa cea a temperaturilor exterioare de -10°C si -15°C . In prima etapa se va merge pe un grad acoperire energetica $G_{AE} = 1$, iar in a doua etapa pe mentinerea puterii electrice care rezulta pentru temperatura exterioara de -5°C si vor rezulta $P_{CD} < P_{INC}$ si deci un $G_{AE} < 1$. Pentru prima etapa procedura de lucru este :

1. Se propun temperaturile nominale ale agentului termic, t_{T0} si t_{R0} ;
2. Se stabilesc temperaturile de reglaj termic calitativ conform (3);
3. Se propune t_e si G_{AE} :
4. Se calculeaza θ_{CD} cu (5);
5. Se calculeaza P_{CD} conform (1);
6. Se calculeaza COP_{CD} cu (7);
7. Se calculeaza P_{EL} cu (8);
8. Se calculeaza P_{CT} cu (10);
9. Se calculeaza P_{TH} cu (11);

Pentru a doua etapa procedura de lucru va trebui sa inceapa printr-un calcul iterativ :

1. Se propune o valoare inițială pentru P_{CD_0} ;
2. Se stabilește G_{AE} conform (1);
3. Se calculează θ_{CD} cu (5);
4. Se calculează COP_{CD} cu (7);
5. Și tot cu (7) se calculează P_{CD_1} ;
6. Se reia calculul până când diferența dintre P_{CD_1} și P_{CD_0} este mai mică decât 1W;
7. În continuare se calculează G_{AE} și θ_{CD} , pentru valoarea stabilită la lui P_{CD} ;
8. Se calculează COP_{CD} cu (7);
9. Se calculează P_{EL} cu (8);
10. Se calculează P_{CT} cu (10);
11. Se calculează P_{TH} cu (11);

În continuare urmează calculul energiilor lunare termice și electrice.

În acest fel se poate urmări evoluția coeficientului de performanță al pompei de caldura alese la diverse temperaturi exterioare din cadrul sezonului rece și totodată evoluția puterii electrice absorbite din rețea de motorul compresorului și implicit a puterii termice absorbite la vaporizatorul pompei de caldura.

Din punct de vedere energetic necesarul clădirii în zona temperaturii exterioare de calcul, t_{e0} este destul de scăzut, cca. 2%. Consumul energetic mai substanțial apare în zona temperaturilor superioare valorii de cca. -5°C , fapt datorat în principal duratei semnificative de apariție a acestor valori de temperatură exterioară pe durata sezonului rece de cca. 182 zile.

Ținând seama de acest aspect se consideră că nu este oportună alegerea unei pompe termice care să acopere puterea termică necesară a consumatorului la solicitări climatice sub -5°C . Și acest aspect devine mai evident în situația utilizării unei pompe termice de tip aer-aer când diferența dintre temperaturile la condensator și vaporizator devin destul de mari. În fig. 2 se prezintă distribuția frecvenței de apariție a temperaturilor exterioare într-o iarnă medie, caracteristică pentru zona 2 din România.

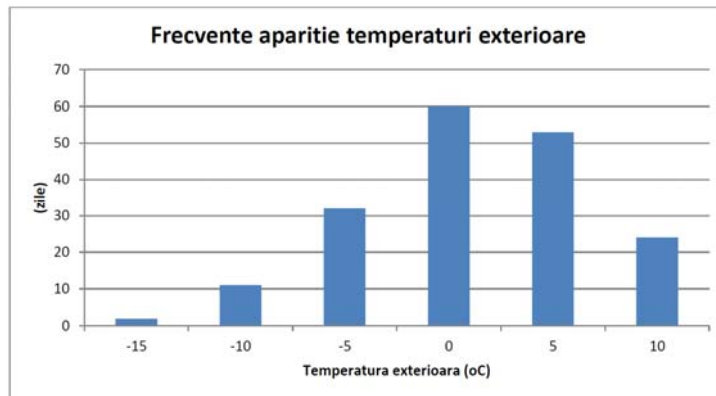


Fig. 2

Asa cum s-a mentionat in cazul pompei de caldura apa-apa alegerea se va face pentru o putere termica maxima de acoperit corespunzatoare unei temperaturi exterioare de -5°C , iar in cazul pompei de caldura aer-apa alegerea se poate face tot pentru o putere termica maxima de acoperit corespunzatoare unei temperaturi exterioare de -5°C . Optiunea pentru acoperirea necesarului de caldura al casei la o temperatura exterioara de -5°C se datoreaza faptului ca sub aceasta temperatura exterioara chiar daca necesarul termic este mai mare, consumul energetic nu este mare dat fiind frecventa de aparitie a acestor temperaturi care este relativ scazuta. Alegerea pompei de caldura se face pentru puterea maxima si valoarea COP corespunzatoare ei. Asta presupune ca pompa nu va lucra peste aceasta putere insa va lucra la puteri inferioare ei si cu valori COP eventual mai mari.

3. Studiu de caz

Analiza energetica se va efectua pe 2 situatii in care o cladire caracterizata de un coeficient de transmitanta termica $H = 1000 \text{ W/K}$. De asemenea se va considera un coeficient global de transfer termic al instalatiei de incalzire constant: $k = 1,5 \text{ W/m}^2.\text{K}$. In tabelul 1 se prezinta o situatie des intalnita in zona 2 de temperaturi exterioare din Romania.

Tabel 1

t_{i0} ($^{\circ}\text{C}$)	t_e ($^{\circ}\text{C}$)	dt_e ($^{\circ}\text{C}$)	$t_{i0} - t_e$ ($^{\circ}\text{C}$)	$(t_{i0} - t_e)$ %	Nr. Zile zile	nr.zile %	Q_n (kwh)	Energie %	t_T ($^{\circ}\text{C}$)	t_R ($^{\circ}\text{C}$)
20	-15	(-17.5/-12.5)	35	100.00	2	1.10	1680	2.04	50.00	30.00
20	-10	(-12.5/-7.5)	30	85.71	11	6.04	7920	9.61	45.71	28.57
20	-5	(-7.5/-2.5)	25	71.43	32	17.58	19200	23.29	41.43	27.14
20	0	(-2.5/+2.5)	20	57.14	60	32.97	28800	34.93	37.14	25.71
20	5	(+2.5/+7.5)	15	42.86	53	29.12	19080	23.14	32.86	24.29
20	10	(+7.5/+12.5)	10	28.57	24	13.19	5760	6.99	28.57	22.86
					182	100	82440	100		

Din tabelul 1 este de retinut faptul ca daca dimensionarea pompei de caldura se face corespunzator acoperirii necesarului de caldura pentru temperatura exterioara de -5°C , insemna ca din punct de vedere energetic se impune acoperirea necesarului de caldura de calcul in proportie de 71,43 %. Puteri superioare putand fi acoperite pe baza utilizarii ca sursa a unei centrale termice.

In fig. 3 se prezinta distributia consumurilor energetice ale cladirii pentru incalzire spatiilor in perioada sezonului rece.

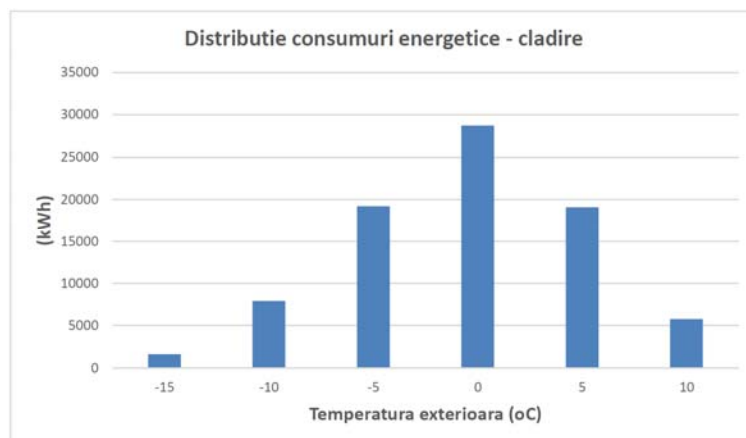


Fig. 3

In fig. 4 se prezinta alura considerata a curbelor de reglaj termic calitativ ale instalatiei de incalzire centrala a cladirii.

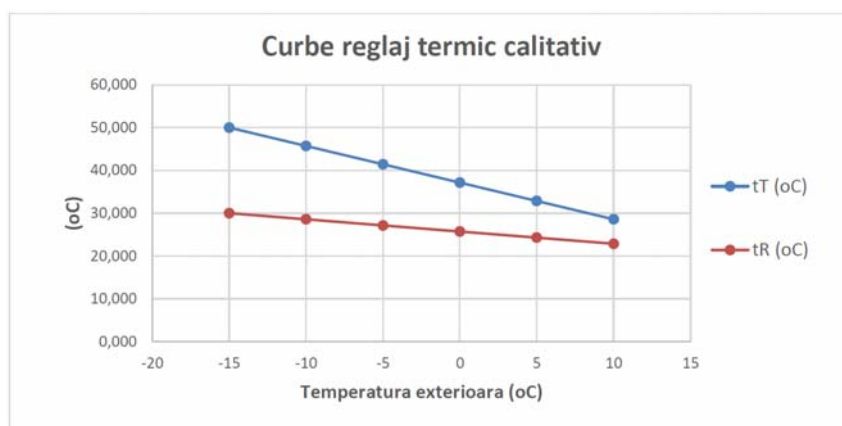


Fig. 4

Primul caz analizat a fost cel al utilizarii unei pompei de caldura tip apa-apa in care temperatura sursei reci este de $+10^{\circ}\text{C}$. In tabelul 2 se prezinta rezultatele obtinute. Primele 2 linii corespunzatoare temperaturilor exterioare -15°C si -10°C se asociaza cu acoperirea energetica partial de catre pompa de caldura si partial de centrala termica care lucreaza cu un randament de 90%, iar urmatoarele 4 linii corespunzatoare temperaturilor exterioare -5°C , 0°C , $+5^{\circ}\text{C}$, $+10^{\circ}\text{C}$ se asociaza cu acoperirea energetica integral de pompa de caldura. In ceea ce priveste evaluarea acoperiri energetice

realizate de pompa de caldura in domeniul temperaturilor exterioare reprezentate prin mediile de -10°C si -15°C , s-a considerat ca motorul compresorului pompei nu poate absorbi din reseaua electrica o putere mai mare decat cea nominala (corespunzatoare zonei de temperaturi exterioare reprezentate de media de -5°C , pentru care dupa cum se vede din tabelul 2 este in valoare de 3920 W. Temperatura medie a agentului termic incalzit de catre condensatorul pompei de caldura se ridica la o valoare de cca. $35,5^{\circ}\text{C}$.

Tabel 2

t_e	P_{INC}	G_{AE}	θ_{CD}	P_{CD}	COP_C	P_{EL}	P_{CT}	P_{TH}	E_{INC}	E_{CD}	E_{EL}	E_{CT}	E_{TH}
$^{\circ}\text{C}$	kW		$^{\circ}\text{C}$	kW		kW	kW	kW	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh
-15	35	0.671	36.714	23.5	6.003	3.919	11.5	12.778	1.68	1.13	0.19	0.55	0.61
-10	30	0.808	35.497	24.24	6.185	3.920	5.76	6.400	7.92	6.40	1.03	1.52	1.69
-5	25	1	34.286	25	6.379	3.919	0	0	19.2	19.20	3.01	0	0
0	20	1	31.429	20	6.895	2.901	0	0	28.8	28.80	4.18	0	0
5	15	1	28.571	15	7.515	1.996	0	0	19.08	19.08	2.54	0	0
10	10	1	25.714	10	8.272	1.209	0	0	5.76	5.76	0.70	0	0
									82.44	80.37	11.65	2.07	2.30

Pana la temperatura exterioara in zona -5°C pompa de caldura are capacitatea de a acoperi necesarul de caldura al consumatorului, urmand ca la temperaturi mai scazute sa intervina si centrala termica pentru completarea surplusului de putere termica care lucreaza cu un randament de 90%. Se observa ca se poate vorbi de un coeficient de performanta glogal anual - SPF, valoarea acestuia fiind 5,91. Stabilirea lui s-a facut raportand energia totala anuala necesara la consumator la energia electrica si termica anuala utilizata. Energia utilizata la nivelul cladirii este in marea majoritate energie electrica (83,5%) si doar in mica masura energie termica (16,5%). O imagine mai clara o putem obtine grafic din figurile 5 si 6.

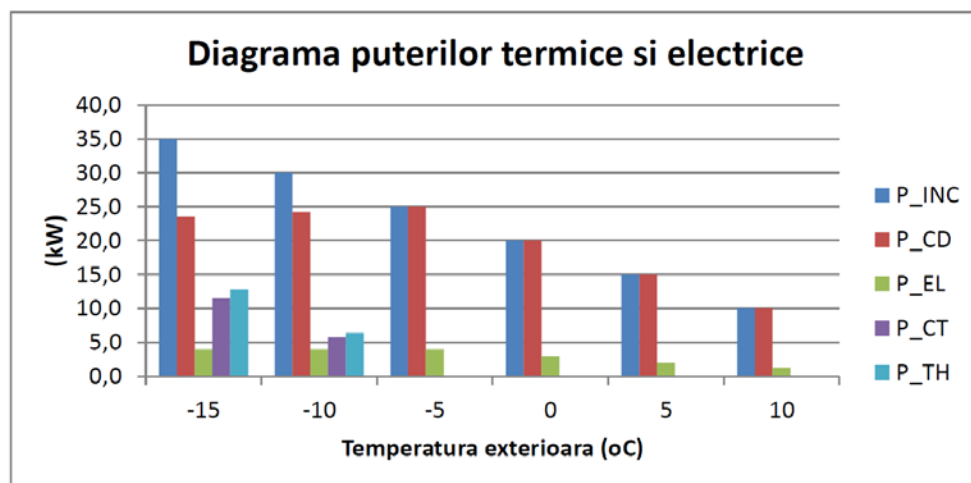


Fig. 5

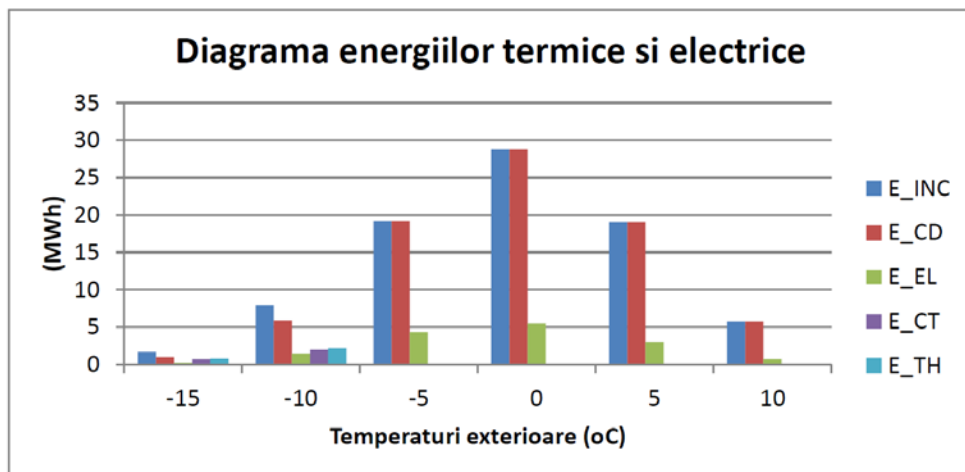


Fig. 6

Al doilea caz analizat a fost cel al utilizarii unei pompe de caldura tip aer-apa in care temperatura sursei reci este temperatura aerului exterior, variabila pe parcursul sezonului rece. In tabelul 3 se prezinta rezultatele obtinute. Primele 2 linii corespunzatoare temperaturilor exterioare -15°C si -10°C se asociaza cu acoperirea energetica partial de pompa de caldura si partial de centrala termica care lucreaza cu un randament de 90%, iar urmatoarele 4 linii corespunzatoare temperaturilor exterioare -5°C , 0°C , $+5^{\circ}\text{C}$, $+10^{\circ}\text{C}$ se asociaza cu acoperirea energetica integral de pompa de caldura. La fel ca in situatia anterioara evaluarea acoperiri energetice realizate de pompa de caldura in domeniul temperaturilor exterioare reprezentate prin mediile de -10°C si -15°C , s-a considerat ca motorul compresorului pompei nu poate absorbi din retea electrica o putere mai mare decat cea nominala (corespunzatoare zonei de temperaturi exterioare reprezentate de media de -5°C , pentru care dupa cum se vede din tabelul 3 este in valoare de 5634 W. Temperatura medie a agentului termic incalzit de catre condensatorul pompei de caldura se mentine pe valoarea de cca. $35,5^{\circ}\text{C}$. Puterea livrata la condensatorul pompei de caldura la temperaturi exterioare de -10°C si -15°C scade fata de valoarea corespunzatoare temperaturii exterioare de -5°C datorita scaderii temperaturii aerului exterior.

Tabel 3

t_e	P_{INC}	G_{AE}	θ_{CD}	P_{CD}	COP_{CD}	P_{EL}	P_{CT}	P_{TH}	E_{INC}	E_{CD}	E_{EL}	E_{CT}	E_{TH}
$^{\circ}\text{C}$	kW		$^{\circ}\text{C}$	kW		kW	kW	kW	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh
-15	35	0.581	35.814	20.35	3.614	5.634	14.65	16.278	1.68	0.98	0.27	0.70	0.78
-10	30	0.749	34.989	22.46	3.986	5.634	7.54	8.378	7.92	5.93	1.49	1.99	2.21
-5	25	1	34.286	25	4.437	5.634	0	0	19.2	19.20	4.33	0	0
0	20	1	31.429	20	5.231	3.823	0	0	28.8	28.80	5.51	0	0
5	15	1	28.571	15	6.395	2.345	0	0	19.08	19.08	2.98	0	0
10	10	1	25.714	10	8.272	1.209	0	0	5.76	5.76	0.70	0	0
									82.44	79.75	15.27	2.69	2.99

La fel ca in cazul anterior, pana la temperatura exterioara in zona -5°C pompa de caldura are capacitatea de a acoperi necesarul de caldura al consumatorului, urmand ca la temperaturi mai scazute sa intervina si centrala termica pentru completarea surplusului de putere termica. Pompa de caldura lucreaza insa cu un COP aferent temperaturii exterioare de -5°C iar acoperirea surplusului de catre centrala termica facandu-se cu un randament de 90%. Se observa ca se poate vorbi de un coeficient de performanta glogal anual - SPF, valoarea acestuia fiind de data aceasta 4,51. Energia utilizata la nivelul cladirii este in majoritate energie electrica (83,6%) si doar in mica masura energie termica (16,4%). O imagine mai clara o putem obtine grafic din figurile 7 si 8.

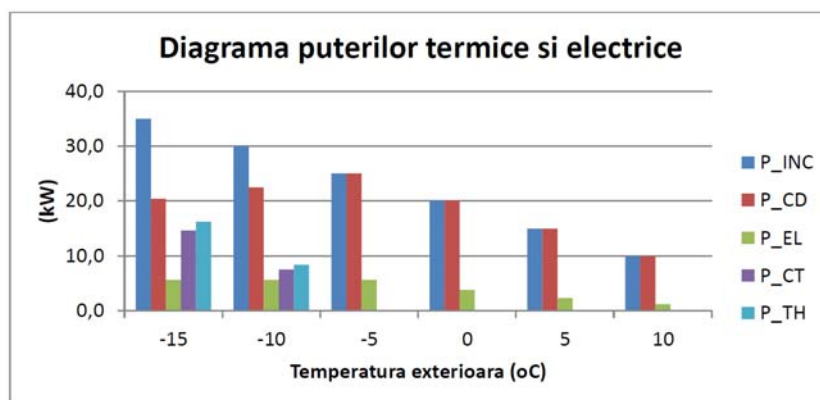


Fig. 7

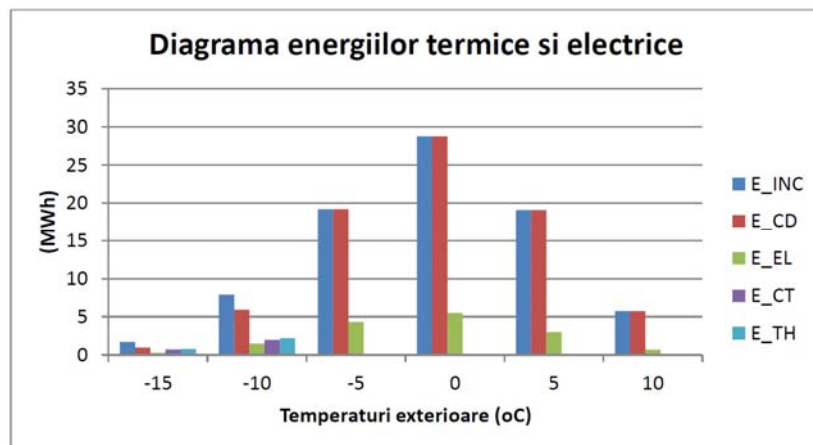


Fig. 8

4. Concluzii

O prima concluzie care rezulta dupa analiza energetica asupra celor 2 variante de utilizare a unei pompe termice tip apa-apa si tip aer-apa este ca pompa tip apa-apa conduce la performante energetice superioare 5,90 fata de 4,5 in cazul pompei de caldura tip aer-apa. Justificarea firesca, cunoscuta, rezulta din temperatura mai ridicata a sursei reci in cazul pompei de caldura de tip apa-apa fata de cazul pompei de caldura de tip aer-apa.

O a doua concluzie importanta consta in ponderea energiilor electrice si termice implicate in acoperirea necesarului energetic anual al consumatorului. In cazul utilizarii pompei de caldura tip apa-apa si chiar de tip aer-apa ponderea electric/termic este 84% / 14%, In valoare absoluta insa consumul de energie fosila este de cca. 13 MWh in cazul pompei de caldura tip apa-apa fata de 18 MWh in cazul pompei de caldura tip aer-apa.

Lista de Notatii

t_{i0} - temperatura interioara normata, °C;
 t_{e0} - temperatura exterioara de calcul, °C;
 t_{T0} - temperatura agent termic nominala la intrare, °C;
 t_{R0} - temperatura agent termic nominala la iesire, °C;
 t_e - temperatura exterioara, °C;
 t_T - temperatura agent termic la intrare, °C;
 t_R - temperatura agent termic la iesire, °C;
 t_{IN} - temperatura agentului termic realizata dupa condensatorul pompei de caldura, °C;
 θ_{CD} - temperatura medie agent incalzit la condensator, °C;
 θ_{VP} - temperatura medie agent incalzit la vaporizator, °C;
 $\Delta_{CD} = \Delta_{VP}$ - diferente medii de temperatura la condensator si vaporizator, °C;
 k - coeficient termic global instalatie incalzire, W/m².K;
 S - suprafata instalatiei de incalzire centrala, m²;
 H - capacitatea de transfer termic a cladirii incalzite, W/K;
 P_{INC} - puterea termica necesara la consumator, kW;
 P_{CD} - puterea termica livrata la condensator; kW;
 P_{VP} - puterea termica captata la vaporizator, kW;
 P_{EL} - puterea electrica absorbita de motorul compresorului, kW;
 P_{CT} - puterea termica livrata de centrala termica, kW;
 P_{TH} - puterea combustibilului utilizat de centrala termica, kW;
 E_{INC} - energia necesara aferenta consumatorului, MWh;
 E_{CD} - energia livrata de pompa de caldura, kWh;
 E_{EL} - energia livrata electric, MWh;
 E^{CT} - energia livrata de central termica, MWh;
 E_{TH} - energia aferenta combustibilului utilizat de central termica, MWh;
 η_{EL} - randamentul compresorului, - ;
 G_{AE} - gradul de acoperire energetica, - ;
 COP_{CD} - coeficientul de performanta al pompei termice, - ;

Bibliografie

1. Florin Iordache - Energetica echipamentelor si sistemelor termice din instalatii – Editura Conspreess, Bucuresti, 2010;
2. Florin Iordache – Echipamente si sisteme termice. Metode de evaluare energetica si functionala – Editura Matrixrom, Bucuresti 2017, pag. 99-110;

Designing the “mind the gap” project – investigating the difference, in performance, between design and the building “in-use”

Dr. Andy Lewry¹, Ms. Lorna Hamilton², Mrs. Mindy Hadi³,
Mr. Jaie Bennett⁴, Dr. Richard Peters⁵

¹CEng, CSci, FIMMM, CEnv, MSocEnv, FEMA; Principal Technical Consultant, BREEAM Existing Buildings Team, BRE Global, Watford, WD25 9XX, UK; Email: Andy.Lewry@bre.co.uk.

² Systems Developer, Digital Products, BRE, Bucknalls Lane, Watford, Hertfordshire, WD25 9XX, UK; Email: HamiltonL@bre.co.uk.

³ Head of Social Research, BRE, Bucknalls Lane, Watford, Herts WD25 9XX, UK; Email: hadim@bre.co.uk

⁴ ESOS & ISO Lead Auditor, GreenRock Energy, 11 Dunkirk Business Park, Southwick, Trowbridge Wiltshire, BA14 9NL, UK; email: jbennett@greenrockenergy.co.uk.

⁵ MD, Peters Research Ltd., Boundary House, Missenden Road, Great Kingshill, Bucks, HP15 6EB, UK; Email: Richard.Peters@peters-research.com.

Abstract: *We have the ability to design good buildings and the knowledge to operate them in an effective and efficient manner – so why doesn't it happen?*

The “Mind the Gap” project intends to collect evidence from exemplar office buildings with a range of performance; investigate the reasons for their performance; determine the underpinning causes; and then present practical solutions to solve any underperformance.

The first phase will to produce a methodology based on the learnings from the trial buildings. This will be streamlined with the process then rolled out in a second phase over a larger number of buildings to produce a statistically significant sample which covers office buildings with a full range of servicing and age.

This paper:

- *Introduces the performance gap.*
- *Describes the “Mind the Gap” project and its methodology.*
- *Presents some initial data and findings.*

Keywords: Performance gap; Asset performance; Operational performance

1. Introduction

The construction industry has in general been “designing for compliance” using software with “standardised driving conditions” – see below. We know how to build good performance buildings but the issue seems to be having the design feed through to performance-in-use [1].

This has led to what has been termed the performance gap. In reality this has two components (see Figure 1):

- The compliance gap; and
- Actual performance gap.

The overall gap has been estimated at between 200-450% [2] of which the modelers estimate 50-70% is the compliance gap [3] and can be solved with more realistic modelling mirroring the conditions in operation more closely.

However, the underpinning reasons for the second and larger actual performance gap are generally unknown. There is a lot of speculation and hypothesis but little investigation and hard evidence.

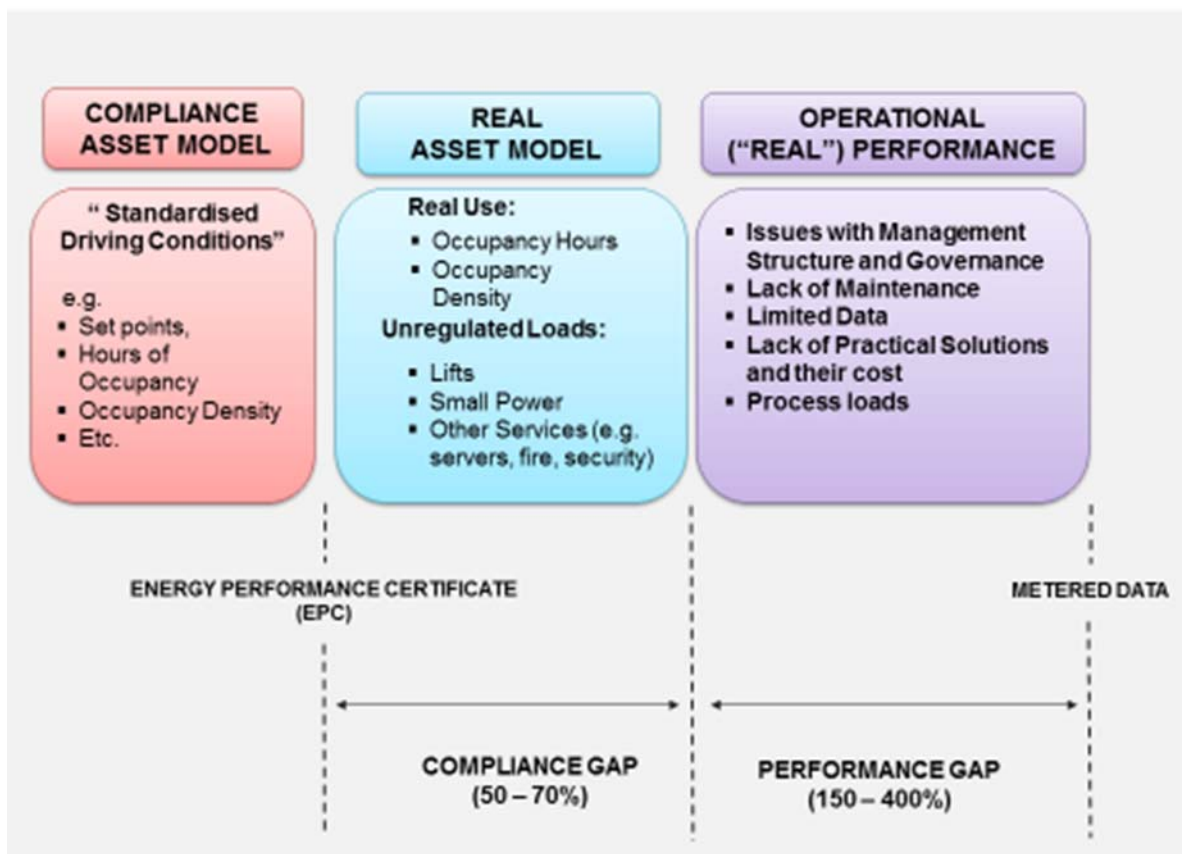


Figure 1. The difference between design and the building "in-use"

2. Why is the important?

The Management of real estate investments aimed at maximising property value and return on investment [4] via

Designing the “mind the gap” project – investigating the difference, in performance, between design and the building “in-use”

- Effective risk management;
- Efficient property management;
- Identification and implementation of valuable improvements.

A high-performing building generates maximum profit via:

- High and continuous rental income;
- Low operating & maintenance cost;
- Low depreciation.

However, poor operational management undermines the aims of asset management and leads to:

- Increased tenant complaints regarding comfort conditions and loss of reputation;
- Higher service charges;
- Longer void periods leading to a reduction of income;
- Lower and shorter rental values, as a consequence of high service charges and poor comfort conditions;
- Capital expenditure on HVAC equipment failures, due to poor maintenance;
- Tenants wanting to renegotiate rent values based on comfort and maintenance issues.

On a pure cost basis, the operation energy or the energy used in using a building is up to 50% of the operation costs or 40% of the total cost of a building; see Figure 2 below:

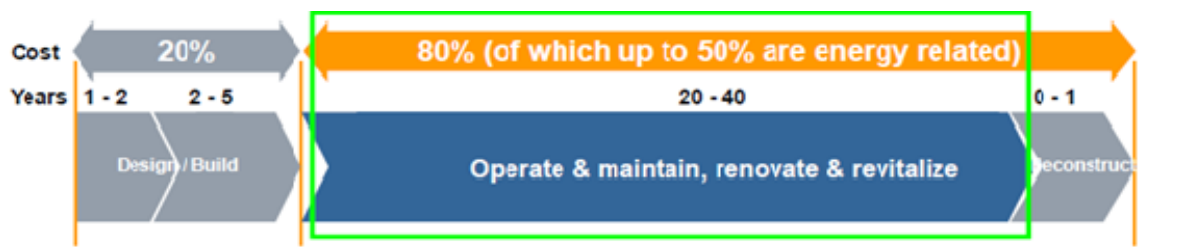


Figure 2. The life costs of a building

If this is inflated by a multiple of 2 to 4.5 the cost to the end user is considerable. However, if the occupier is leasing these may just be passed onto them and they more not have much say in the management of the building.

The effect on the asset and its value is just as dramatic with:

- Deterioration of value;
- Service life of plant reduced;
- Fabric lifetime reduced;

- Costly remedial works to maintain value;
- In ‘void’ periods there is likely to be still further deterioration through lack of use;
- Loss of reputation.

3. Investigating the gap

BRE have previously attempted to close the gap by using the Green Deal Tool to map Energy Performance Certificates (EPCs) onto Meters readings [5,6], although this approach has merit the sliding energy management scale has little underpinning research to support the assumptions and no verification has been carried out to support these judgement calls by expert groups.

Anecdotal evidence from the asset management industry has indicated a number of possible reasons:

- Issues with the management structure and governance;
- Lack of maintenance due to resource and skills shortage;
- Limited data;
- Lack of practical solutions and their costs.

However, the real truth is nobody knows and this present an opportunity for whoever finds the evidence for the underpinning causes and then presents practical solutions to solve them. This has been recognised by the construction industry and priorities that were fed back from the UKGBC Delivering Building Performance task group; the UK Innovate building performance project and a BSRIA workshop on Building Performance were:

- There was data on the performance gap but no systematic investigation of the reasons why and the magnitude of the issues – what was needed was a controlled study to investigate this; not attempting to link datasets;
- Design was not an issue but operation and the associated issues seemed to be the cause, however there is only anecdotal evidence to support this. A study is needed to codify and quantify the causes of poor performance in use;
- The “gap” seems to increase with time, again anecdotal evidence is available with no quantification of the underlying reasons; with a long-term study needed to identify, qualify and quantify any affect;
- Health and wellbeing is associated with this effect but, as before, there is not true quantification, model or tool; as a result, a monetary value cannot be assigned to the loss/gain of productivity leading to an incomplete business case. A desk study is needed to identify knowledge gaps following by field study producing data leading to a model/tool for quantification of productivity loss/gains.

Designing the “mind the gap” project – investigating the difference, in performance, between design and the building “in-use”

The main barrier to this is quality data from a large enough sample with full access to the building and their occupants – we have now been presented with that opportunity. What was missing is “real-life” exemplars to investigate the actual causes of the performance gap and propose practical solutions.

3. The “Mind the Gap” research project

This research project is in two stages where the on-going first stage defines the methodology using trial buildings to determine the correct data to collect and the right questions to ask; with a proposed second stage rolling this out over a larger number of buildings.

The objective of this project will be:

1. Scope proposed buildings and choose suitable exemplars for the purpose of collection and analysis of metered, asset and energy audit data.
2. Using the results, from 1., propose reasons for the performance gap; produce operational and asset recommendations; and model the benefits.
3. Based on the learning from these trial buildings produce a methodology that can be rolled out to a larger number of buildings.
4. Propose a second phase covering more office buildings, which covers the breath of the building stock in this sector and aims to produce a tested generic methodology for the office sector, which includes
 - a. Fully air-conditioned;
 - b. Mechanical vented;
 - c. Naturally ventilated.

3.1. The initial Methodology

The initial methodology:

1. Scope proposed buildings and choose suitable exemplars – see figure 3.
2. Hold an inception workshop for each of the buildings, along with targeted follow-up, to map the data and produce a data gap analysis. From this and consideration of the other research questions produce a full project action plan for the project.

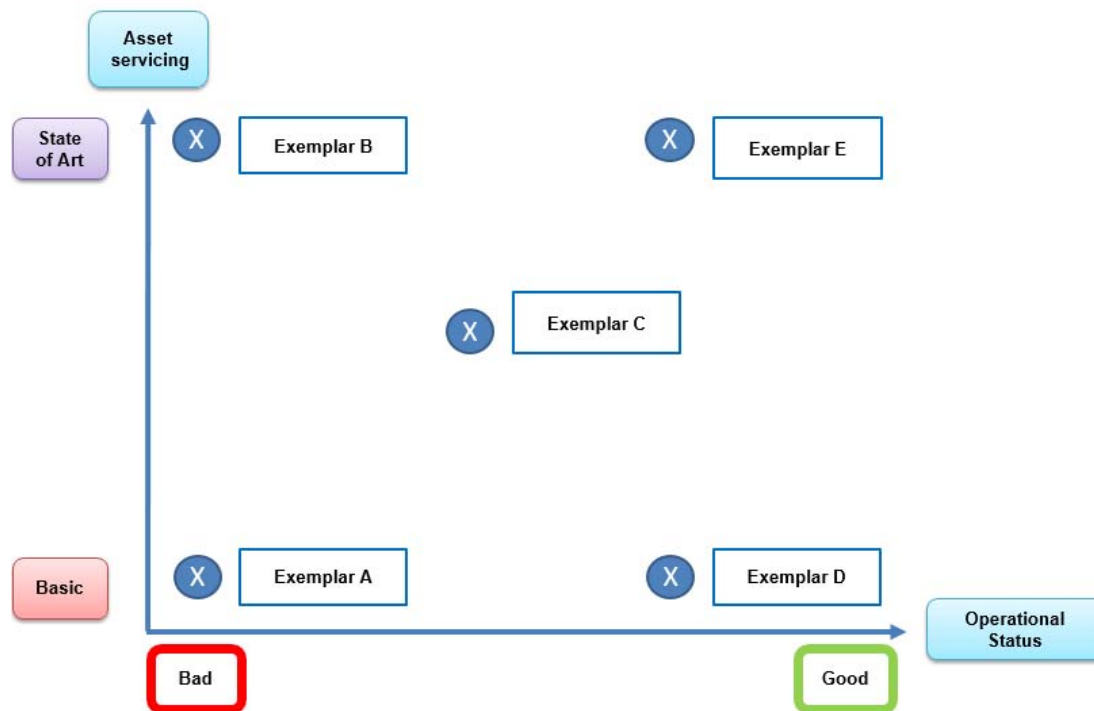


Figure 3. The choice of exemplar buildings

3. The modelled data will be in the form of a NCT file from the Interface to Simplified Energy Model (iSBEM) software. The NCT file will be checked to ensure it reflects the buildings current geometry, usage and servicing.
 - a. The metered data will be in a ½ hourly form and transferred into a spreadsheet.
 - b. At this point operational data will be required and will be collected by a mini-audit including interviewing key members of the operational, facilities and maintenance staff.
4. Basic information about the population and lifts were sourced from the building operators. These inputs were used to run simulations using the generic Energy Model in the Elevate elevator simulation software [7]. Calibration of the model is based on measurements made as part of a research project with ThyssenKrupp [8]. The simulations were run applying a full day traffic demand template, reflecting the rise and fall of passenger demand during a typical day, and the impact this has on energy consumption. Out of hours and weekend energy consumption was assumed to reflect standby load only. Lifts of the same basic specification from different sources have dramatically different energy performance, thus the results are indicative only. There is insufficient measurement data in the public domain at this point to be able to give a range of expected results.
5. Determine any data gaps and proposed how they will be filled.
6. On the basis of the gap analysis above install and commission sub-metering if required.

Designing the “mind the gap” project – investigating the difference, in performance, between design and the building “in-use”

7. Collect additional data if required, especially with respect to energy management activities – this will include the use of “energy matrices [9].
8. Analyse the modelled data and input into the Green Deal (GD) Tool along with Energy management, operational and bill data [6] to join the asset and operational data up. If carry out a calculation of the lift energy usage.
9. Analyse the metered and produce energy profiles [9] for day/night; weekday/weekend and seasonal; look for high base consumption and any unusual usage patterns. Compare to the Real Estate Environmental Benchmark (REEB) for energy [10] – these are produced by Better Building Partnership (BBP) and are:
 - Based on the performance of buildings ‘in-use’;
 - Publicly available operational benchmarks;
 - Based on the annual consumption data of BBP members property portfolios;
 - based on a 3-year rolling average;
 - Updated each year;
 - Office sample size for air-condition can be considered representative (185);
 - Limited sample (25) for naturally ventilated offices;
 - Can probably be seen to represent good practice.
10. Carry out a targeted energy audit, in line with BS EN 16247 [11] and best practice [12], to:
 - a. Investigate user behavior;
 - b. Investigate working practices including maintenance regimes;
 - c. Examine high and unusual energy consumption patterns.
11. From consideration of the analysis of the asset and operations data, use the GD to run recommendations based on business case parameters and best practice [13].
12. The methodology will be based on the learnings from the trial buildings and aims to streamline the process with the aim of designing a second phase where this will be run out over a larger number of buildings to produce a statistically significant sample which covers office buildings with a full range of servicing and age.

4. Initial results and discussions

The initial results in terms of energy performance are given in Table 1.

This table shows energy performance in terms of:

- the modelled asset usage including lift energy;
- the operational usage from metered data; and
- the performance gap in terms of a percentage.

Observations from this initial data are:

- The performance gap was confirmed as real and in the range 209 to 491%.
- The values observed were similar to that observed by previous studies which were between 200 and 450% (see Figure 1).
- There was no relationship between the perceived operational status (Figure 3) and that observed;
- o Exemplar E was perceived to have good operational status; has one of the best two asset ratings (61 C) and the lowest metered usage. However, it has a performance gap of 280% which is around the average of 300% for the 5 buildings.
- o Exemplar C on the other hand was perceived to have averaged operational status; has the best asset rating (58 C); the highest metered usage; which results in the highest value for the performance gap at 490%.

Table 1

Exemplar building energy performance

	Exemplar	A	B	C	D	E
Metered data						
2017 unadjusted gas data KWh/yr.		1,098,666	1,062,816	95,184	212,242	4,176,555
Total 2017 electricity KWh/yr.		775,445	1,675,704	788,268	775,445	9,424,437
Total unadjusted usage KWh/yr.		1,874,111	2,738,520	883,452	987,687	13,600,992
Total unadjusted usage KWh/m²/yr.		340	268	527	340	264
Asset rating & iSBEM Version		79 D - 5.3.a	96 D - 5.3.a	58 C - 5.3.a	114 E - 5.3.a	61 C - 5.3.a
building environment		Air Conditioning	Air Conditioning	Air Conditioning	Air Conditioning	Air Conditioning
floor area (m ²)		5515	10211	1676	2906	51608
Total KWh/m ² /yr.		118	97.0	87.6	146.7	89.2
Lift energy KWh/m ² /yr.		8.80	10.12	19.87	16.29	5.90
Total asset model KWh/m ² /yr.		127	107	107	163	95.0
Performance gap (%)		267	250	491	209	277

Designing the “mind the gap” project – investigating the difference, in performance, between design and the building “in-use”

5. Conclusion

The initial data collection was difficult to collect and the remaining data required for the first phase will be collected or measured on-site. Current data collection and storage processes are ineffective due to the lack of management and a dedicated resource.

The second stage will concentrate on investigating both the asset, operational and management features of 5 buildings in order to obtain more granularity in terms of key performance aspects/indicators and the underpinning reasons/drivers for the poor performance.

6. References

- [1] UK Green Building Council Task group report – “Delivering Building Performance”, 11th May 2016, <http://www.ukgbc.org/sites/default/files/UK-GBC%20Task%20Group%20Report%20Delivering%20Building%20Performance.pdf>
- [2] Innovate UK – “Building Performance Evaluation Programme: Getting the best from buildings - Findings from non-domestic projects”, January 2016, <https://www.gov.uk/government/publications/low-carbon-buildings-best-practices-and-what-to-avoid>
- [3] CIBSE Building Simulation Group event, “IES Faculty: Intelligent Big Data in Building Services”, Dr. Naghman Khan, IES, London, 27th April 2016.
- [4] Mind the Gap: Quantifying Principal-Agent Problems in Energy Efficiency, International Energy Agency (2007), https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/mind_the_gap.pdf
- [5] A. J. Lewry, J. Ortiz; A. Nabil; N. Schofield; Mr. R. Vaid, S. Hussain, and P. Davidson, “Bridging the gap between operational and asset ratings – the UK experience and the green deal tool”, BRE briefing paper KN5477, <http://www.bre.co.uk/energyguidance>
- [6] A. J. Lewry, “Bridging the performance gap - Understanding predicted and actual energy use of buildings”, BRE IP 1/15, February 2015, IHS press, ISBN 978-1-84806-408-9, <http://www.bre.co.uk/energyguidance>
- [7] Elevate™ traffic analysis and simulation software, www.peters-research.com.
- [8] Al-Sharif L, Peters R D, Smith R, Elevator Energy Simulation Model Elevator Technology 14, Proceedings of ELEVCON 2004 (The International Association of Elevator Engineers) (2004) (republished by Elevator World November 2004).
- [9] Lewry, Andrew J, Energy Management in the Built Environment – A review of best practice. BRE FB 44. Bracknell, IHS BRE Press, 2012.
- [10] Better Buildings Partnership, 2015 real estate environmental benchmarks May 2016, <http://www.betterbuildingspartnership.co.uk/sites/default/files/media/attachment/REEB%20Benchmarks%202015%20-%20Final.pdf>
- [11] BS EN 16247-1 (2012): Energy audits - Part 1: General requirements, British Standards Institute.
- [12] Lewry, Andrew J., Energy surveys and audits – A guide to best practice. BRE IP 7/13, Bracknell, IHS BRE Press, 2013.
- [13] Lewry, Andrew J., Producing the business case for investment in energy efficiency. BRE IP 2/15. Bracknell, IHS BRE Press, 2015.

The value of sustainability

Dr. Andy Lewry¹, Mr James Fisher², Mr Matt Holden³

¹ CEng, CSci, FIMMM, CEnv, MSocEnv, FEMA; Principal Technical Consultant, BREEAM Existing Buildings Team, BRE Global, Watford, WD25 9XX, UK; Email: Andy.Lewry@bre.co.uk.

² Team Leader, BREEAM Existing Buildings Team, BRE Global, Watford, WD25 9XX, UK; Email: James.Fisher@bre.co.uk.

³ Economic Consultant, BREEAM - Operations, Management & Strategic R&D, BRE Global, Watford, WD25 9XX, UK; Email: Matt.Holden@bre.co.uk.

Abstract:

As the market place becomes increasingly competitive and there is a need to be able to differentiate oneself as a high performer. From Andrew Vaughan the CEO of Redevco 'Greening our portfolio over the next two years is not only environmentally the right thing to do, it also makes sound business sense.' One of the barriers to this is the result of split responsibilities within the real estate sector.

Buildings built and/or managed to sustainability standards, such as BREEAM have been shown to minimise risk and generate maximum profit via:

- *High and continuous rental income;*
- *Low operating & maintenance cost;*
- *Low depreciation.*

Through certification and verification all parties can be confident in:

- *The performance of assets and portfolios;*
- *It allows comparability across building types and countries;*
- *The analysis is based on sound science and standards;*
- *Allows you to be one step ahead of legislation and industry best practices.*

*The UK RICS Valuation Sustainability Working Group do not think we are paying a premium for green buildings **but having to give a discount** because the building is not performing well.*

This paper presents the business case and value gained by being sustainable and how certification gives credibility to process and performance of portfolios and buildings.

Keywords: Sustainability; value case; Asset management; Asset performance; Operational performance

1. Introduction

The management of real estate investments is aimed at maximising property value and return on investment [1] via:

- Effective risk management;

- Efficient property management;
- Identification and implementation of valuable improvements.

In the current highly competitive market place the “Challenges for Real Estate Clients” are:

- Increasing profit;
- Maintaining competitive edge;
- Driving asset yield;
- Minimising voids;
- ‘Being the best on the street’;
- High productivity workspaces.

2. What is the value of sustainable buildings?”

An interesting question and all the relevant stakeholders need to be considered as illustrated in Figure 1:

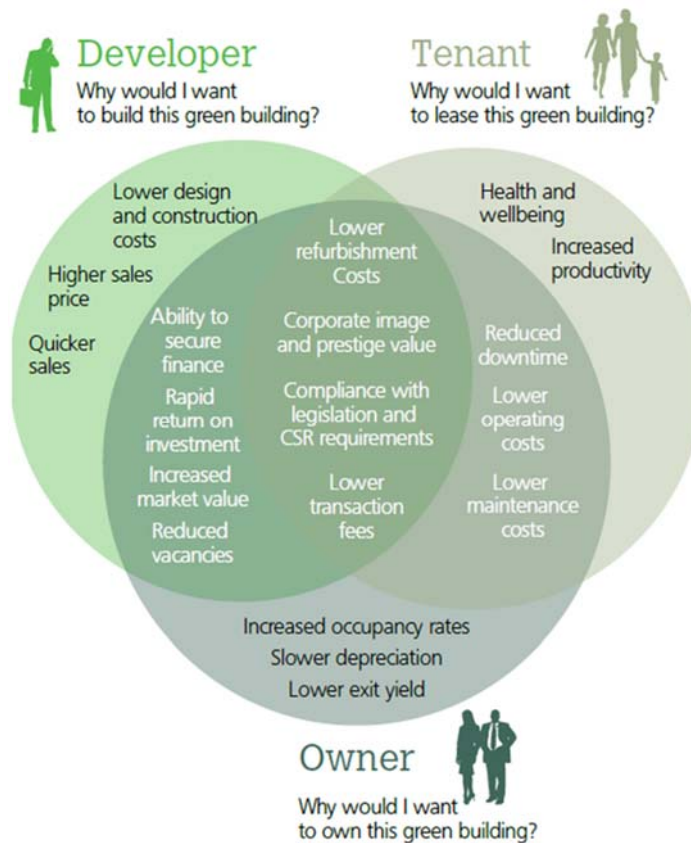


Figure 1. Stakeholders in Real estate asset management [2]

These split responsibilities within the real estate sector and the positions are now being challenged as the valuers now are changing their position from “*paying a premium for green buildings*” to “*having to give a discount because the building is not performing well*”.

3. High performance assets

High-performing buildings provide a solution in that they have been shown to generate maximum profit via:

- Asset protection
- High and continuous rental income
- Low operating & maintenance cost
- Low depreciation.

The increase in rentable value is shown by studies to be a maximum of 25% but an average of between 5-10% is more realistic (see Figure 2).

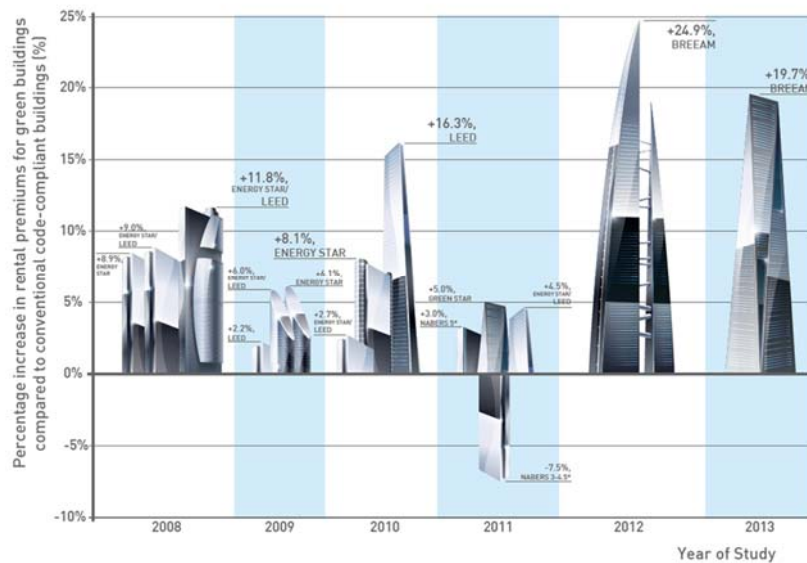


Figure 2. Studies on the rentable value for green buildings [3]

This is further illustrated by the case study below [4]:

Case study: Increased yield with lower risk

From an investment perspective, it also bolstered marketability and reduced obsolescence risk. On launch, we were able to advertise the letting at £65 per square foot – an improvement of some 20% on our expectations when we first undertook the project.'

*Dr Steve Waygood, Chief Responsible Investment Officer
Aviva Responsible investment update, Spring/Summer 2015*



The earlier you engage with sustainable design principles the more chance you have to influence the sustainability of the project at a lower cost – see Figure 3.

At the planning and pre-design stages there are opportunities through economies of scale, site-wide solutions and greater flexibility in design or decisions to be made.

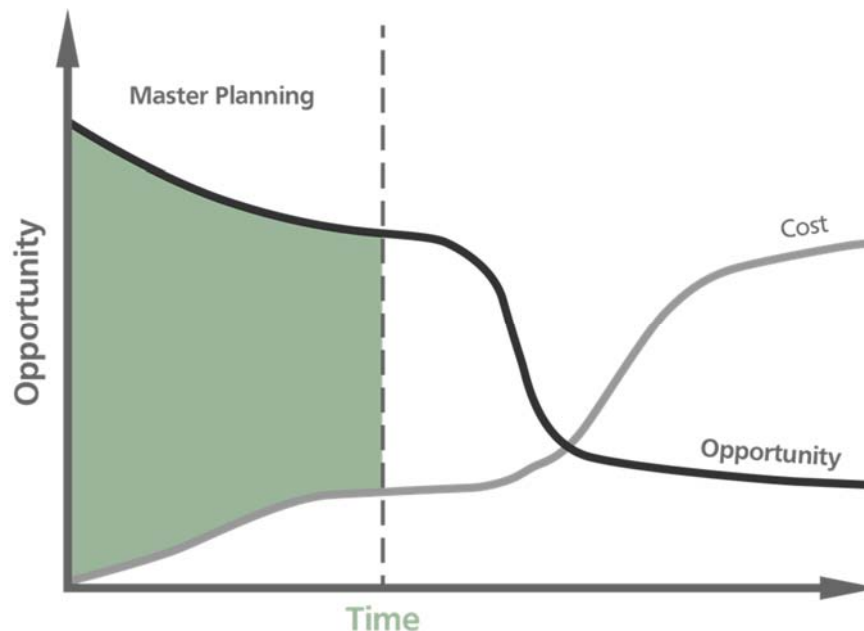


Figure 3. The window of opportunity for high performance design

The benefits of high performance buildings can be realised by the use of certification.

As a process it facilitates:

- Client engagement;
- Communication within project team and between developers and their clients;
- Common language: standards, methods and data flows.

With 3rd party certification it realises the following benefits:

- Assurance for clients, investors & other stakeholders;
- Comparability across building types and countries;
- Based on sound science and standards;
- One step ahead of legislation and industry best practices.

However, you also need to consider the operational phase with schemes such as:

- BREEAM in Use (BiU);
- Non-Domestic Refurbishment & Fit-Out (RFO).

The reason for this are that 80% of the life costs of a building are embedded in the operational phase and generally non-domestic buildings have a design lifetime of 20-40 years. With UK new built being approximately 1% per annum means the majority of the

stock are in the operational phase with its associated costs. Therefore, the opportunities for providing an improved environment for the occupants and lowering running cost are substantial.

However, poor operational management [5,6] undermines the aims of asset management and leads to:

- Increased tenant complaints regarding comfort conditions and loss of reputation;
- Higher service charges;
- Longer void periods leading to a reduction of income;
- Lower and shorter rental values, because of higher service charges and poor comfort conditions;
- Capital expenditure on Heating, Ventilation and Air Conditioning (HVAC) equipment failures, due to poor maintenance;
- Tenants wanting to renegotiate rent values based on maintenance issues.

Again, sustainable certification can be seen to reduce running costs as illustrated by the average reductions shown in Figure 4:

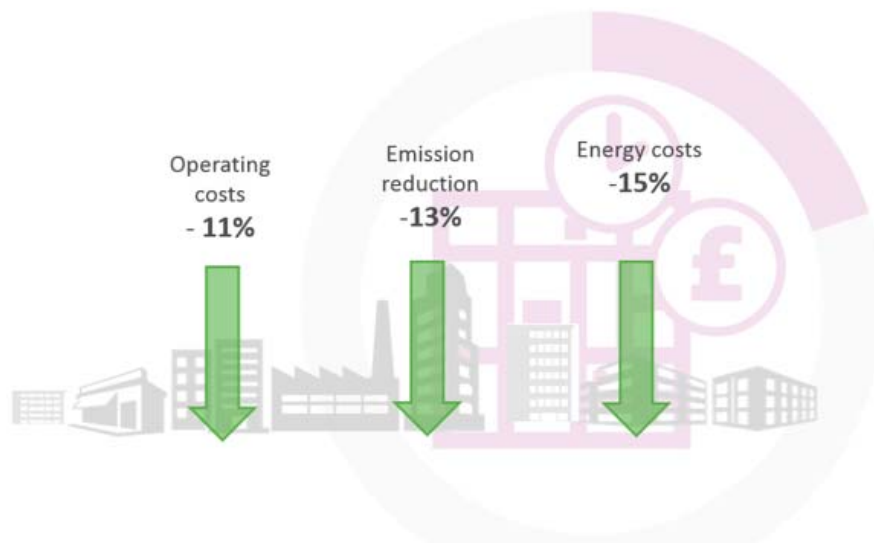


Figure 4. Studies on the operational cost for green buildings [2,3]

4. Conclusion

With sustainability in general and the third-party certification of sustainability becoming more mainstream across institutional grade real estate. In reviewing the latest literature, we have noted a shift in the argument in recent times away from a “green premium” to a “brown discount”, especially within the London office market, that seems to indicate a shift from a developing market for sustainability to a mature market where sustainable credentials come hand in hand with top level assets.

To reflect this ever-evolving issue, BRE is actively engaged with a number of industry partners to update the existing, empirical body of evidence that exists around BREEAM and a link to increased property prices. Over the course of the next twelve months we plan on updating the work carried out by RICS in partnership with Maastricht University “Supply, Demand and the Value of Green Buildings” [7]. In updating, we also aim to broaden the breadth of this work to include evidence and insights into the other factors mentioned above as well as including more lifecycle stages and locations for the first time. We are also actively exploring ways of communicating value to a wider selection of stakeholders by measuring value at a more aggregate level than just looking at individual asset value. We are exploring the feasibility of creating an index of publicly listed companies who have a commitment to BREEAM within their strategy against those who don’t. The methodology for this piece of work is still taking shape but we anticipate an analysis of publicly available data on company value, such as market capitalisation of publicly listed firms. It would then be determined through reviewing company literature on strategy such as Environmental, Social and Governance (ESG) strategies and Annual Reports whether the company has a defined strategy for implementing or investing in BREEAM. We would then compare those that do with those that don’t to compare profitability and market value. If available we would like to explore comparative yields and other measures in addition to the standard metrics.

5. References

- [1] Mind the Gap: Quantifying Principal-Agent Problems in Energy Efficiency, International Energy Agency, 2007, https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/mind_the_gap.pdf.
- [2] ‘Towards a greener future’, DLA Piper report, 2014, <https://www.dlapiper.com/~media/Files/Insights/Publications/2014/03/towardsagreenerfuture.pdf>.
- [3] ‘Business case for green building’, World Green Building Council report, 2013, <http://www.ukgbc.org/sites/default/files/World%20GBC%20Business%20Case%20for%20Green%20Buildings.pdf>.
- [4] BREEAM case studies, <https://www.breeam.com/case-studies/>.
- [5] UK Green Building Council Task group report – “Delivering Building Performance”, 11th May 2016, <http://www.ukgbc.org/sites/default/files/UK-GBC%20Task%20Group%20Report%20Delivering%20Building%20Performance.pdf>.
- [6] Innovate UK – “Building Performance Evaluation Programme: Getting the best from buildings - Findings from non-domestic projects”, January 2016, <https://www.gov.uk/government/publications/low-carbon-buildings-best-practices-and-what-to-avoid>.
- [7] RICS research report, “Supply, Demand and the Value of Green Buildings”, March 2012, http://www.breeam.es/images/recursos/inf/informe_rics_supply_demand_and_the_value_of_green_buildings.pdf.

Influența confortului termic și a calității aerului asupra randamentului sportivilor în spații închise

Influence of thermal comfort and air quality on performance of athletes in enclosed spaces

Ș. I. dr. ing. Marius ADAM, Conf. univ.dr. ing. Olga BANCEA,
Conf. univ.dr. ing. Adriana TOKAR, Ș. I. dr. ing. Cristian PĂCURAR

Universitatea Politehnica Timișoara

Abstract:

The paper presents a case study in which the parameters of the indoor air were measured in a sports hall and was determined their influence on the sport performances of the participants.

Keywords: thermal comfort, air quality, sports performance, sports halls

Rezumat:

Lucrarea prezintă un studiu de caz în care s-au măsurat parametrii aerului interior într-o sală de sport și s-a determinat influența acestora asupra performanțelor sportive ale participanților.

Cuvinte cheie: confort termic, calitatea aerului, randament sportivi, săli de sport.

1. Introducere

Majoritatea oamenilor desfășoară 85–90% din viață în clădiri, iar mai mult de 60% din forța de muncă lucrează în birouri, care trebuie să satisfacă cerințelor obiective și subiective legate de funcțiile vitale ale ocupanților. De aceea spațiile închise trebuie să asigure posibilitatea efectuării cu eficiență maximă atât a muncii fizice cât și a celei intelectuale, precum și a unor activități de recreere și sport în condiții optime. Realizarea acestor condiții depinde de foarte mulți factori, care influențează hotărâtor senzația resimțită de confort, capacitatea de muncă și regenerare a omului, iar în cazul sportivilor senzația de confort influențează performanța acestora.

2. Descrierea spațiului experimental, sală de cycling, și a echipamentelor utilizate pentru efectuarea măsurărilor

Studiul de caz s-a desfășurat într-o sală de cycling din Timișoara, România, cu o capacitate de 30 de biciclete cu lungimea de 11,8 m, lățimea de 7,3 m și înălțimea de 4,3 m (fig.1). Această sală este dotată cu instalație de ventilare/climatizare formată dintr-un Rooftop tip TRANE și tubulatura aferentă de ventilare de introducere și evacuare.



Fig. 1 Sala de cycling și sondele de măsurare

Perioada de desfășurare a măsurătorilor a fost în luna februarie 2018. Pe parcursul măsurătorilor au fost controlate temperatura și debitul aerului introdus, iar cu ajutorul echipamentelor de măsurare au fost înregistrați parametrii aerului interior și la sfârșitul orei de activitate sportivă s-au înregistrat și rezultatele finale ale sportivilor.

Sondele de măsurare a aparametriilor aerului interior au fost amplasate în ”zona de lucru”, la o înălțime de 1,5 m față de sol, iar cele pentru măsurarea temperaturii și vitezei aerului introdus au fost amplasate în zona tubulaturii de ventilare. Instrumentele folosite pentru înregistrarea parametrilor aerului interior au fost: Testo 350 XL – testo 454 cu sondele pentru măsurarea temperaturii aerului interior (t_i), viteza aerului interior (v_i), temperatura globului negru sau temperatura medie de radiație ($t_g=t_{mr}$), concentrația de CO_2 (CO_2), umiditatea relativă a aerului interior (ϕ_i); Testo 405i pentru măsurarea temperaturii aerului introdus (t_{gr}) și viteza aerului introdus (v_{gr}). Pentru înregistrarea rezultatelor finale ale sportivilor s-a folosit aparatura tip IC – TKIC7B încorporată în bicicleta tip Tomahawk ICG. Rezultatele finale ale sportivilor indică valoarea maximă și medie pentru energia metabolică, M , în Watts și pentru viteza de deplasare, w , în m/s.

3. Determinarea confortului termic folosind metoda de evaluare PMV-PPD

Această metodă de evaluare a confortului este constituită din indici prin care se poate prevedea senzația termică resimțită de un subiect, pentru orice combinație între cei patru parametri microclimatici (t_i , t_{mr} , ϕ_i , v_i) și orice nivel de activitate și îmbrăcăminte. Senzația termică previzibilă a corpului în ansamblu se evaluează prin indicele PMV numai pentru valori cuprinse între +2 și -2. Gradul de disconfort (insatisfacție termică) se evaluează prin indicele PPD. Pentru evaluarea confortului termic general într-o încăpere se recomandă modelul PMV-PPD sau temperatura operativă, iar verificarea se poate face pentru parametrii confortului termic local: diferența de temperatură pe verticală, temperatura suprafețelor considerate și radiația asimetrică, ce apare în cazul în care temperatura elementelor de construcție este cu mult diferită de temperatura medie de radiație. În studii recente [3] s-a dezvoltat un

model de evaluare și verificare a confortului termic în clădiri pe baza Standardului European CEN 1752. Expresia indicelui PMV stabilită de Fanger este:

$$PMV = 3,155 \left(0,303E^{-0,114M} + 0,028 \right) L \quad (1)$$

unde M este energia metabolică produsă de corpul uman în unitatea de timp; L este sarcina termică a corpului uman. Indicele PMV are valoarea optimă egală cu zero, dar conform prescripțiilor ISO-7730 se consideră că domeniul de confort termic corespunde valorilor cuprinse între -0,5 și +0,5. Procentajul previzibil de insatisfacție PPD este în funcție de mărimea PMV și se determină cu relația [2]:

$$PPD = 100 - 95 \exp \left(-0,0335PMV^4 - 0,2179PMV^2 \right) \quad (2)$$

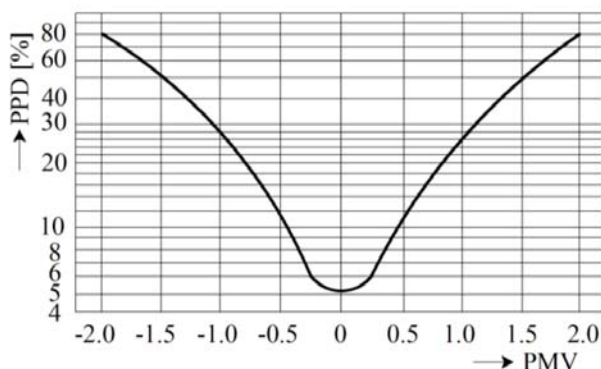


Fig. 2 Variația indicelui PPD în funcție de PMV

În Fig. 2 este reprezentată grafic relația (2) dintre indicii PPD și PMV. Se observă că valoarea optimă pentru PPD este de 5% și se poate obține doar cu ajutorul instalațiilor de climatizare, având un mare grad de automatizare.

4. Studiu de caz. Rezultatele măsurărilor și interpretarea acestora.

Măsurătorile au fost efectuate în două cazuri distincte. În prima perioadă a măsurărilor s-a controlat temperatura aerului introdus, t_{gr} , astfel încât în sala de cycling temperatura aerului interior, t_i , să fie egală cu $17,5 \pm 1^\circ C$ (caz A). Valorile parametrilor aerului interior au fost măsurate la un interval de 3 minute și au fost centralizate în tabelul 1.

Tabel 1 Parametrii aerului, caz A

t_i [°C]	t_{mr} [°C]	v_i [m/s]	ϕ_i [%]
16.8	19.8	0.1	37
17.6	19.8	0.12	39
18.2	19.6	0.11	43.2
17.5	19.2	0.1	45
17.2	18.9	0.14	49
16.7	18.5	0.1	51
16.6	18.2	0.11	53
17.3	17.8	0.1	57.1
18.2	18.1	0.1	51
18.4	18.1	0.12	49.5
18.1	18.6	0.1	54.9
17.9	18.6	0.13	61
17.9	18.6	0.11	48.9
18	18.6	0.1	58

Tabel 2. Rezultate sportivi, caz A

M [Watt]		w [km/h]	
MAX	AVG	MAX	AVG
300	220	49	39
183	100	39	30
301	221	43	31
93	81	43	29
441	253	45	35
190	98	38	29
283	156	38	28
161	83	43	29
231	141	42	33
277	145	43	28
159	68	48	32
152	94	38	31

În Tabelul 2 sunt prezentate rezultatele finale ale sportivilor care indică valoarea maximă și medie pentru energia metabolică, M , în Watts, și valoarea vitezei de deplasare pe bicicleta fixă. Din Tabelul 2 rezultă o valoare medie a intensității $M=138,3$ W și o valoare maximă a lui $M=230,9$ W. Aplicând relațiile (1) și (2) asupra valorilor prezentate în Tabelul 1, au rezultat diferite valori pentru indicii de confort PMV și PPD, sintetizate în Tabelul 3, considerând rezistența termică a îmbrăcămînții $R_{cl}=0,6$ clo.

Tabel 3

Valori PMV – PPD – caz A

$t_f=17,5\pm 1^\circ\text{C}$	Max met		Avg met	
t_{mr} [°C]	PMV	PPD	PMV	PPD
19.8	1.95	74.3	0.33	7.3
19.8	1.98	75.8	0.35	7.6
19.6	2.05	79.2	0.43	8.8
19.2	1.99	76.5	0.37	7.9
18.9	1.88	71.3	0.23	6.1
18.5	1.9	72	0.27	6.5
18.2	1.86	69.8	0.22	6
17.8	1.93	73.3	0.29	6.7
18.1	2	76.8	0.37	7.8
18.1	1.98	75.7	0.33	7.3
18.6	2.04	78.7	0.41	8.5
18.6	2	76.5	0.34	7.4
18.6	1.98	75.9	0.35	7.5
18.6	2.05	78.9	0.41	8.5

Se poate observa că doar în situația în care considerăm o valoare medie a intensității activității depuse, obținem în sala de cycling valori pentru PMV de maxim 0,43, ceea ce asigură starea de confort termic pentru sportivi.

În celălalt caz, când se adoptă valori maxime pentru M (activitate metabolică), nu se obține starea de confort termic, PMV înregistrând valori apropiate de +2, iar PPD este aproximativ 77%. Aceste valori se pot îmbunătăți doar dacă valoarea lui R_{cl} tinde spre 0,1 și viteza aerului interior crește spre 0,25 m/s. În acest caz valoarea PMV-ului este 0,67.

În cealaltă perioadă a măsurărilor prin controlarea temperaturii aerului introdus, a rezultat o valoare pentru $t_i = 23,5 \pm 1^\circ\text{C}$ (caz B). S-au realizat aceleași măsurători pentru parametrii aerului interior și pentru rezultatele sportivilor. Aceste valori au fost centralizate în Tabelul 4, respectiv Tabelul 5.

Tabel 4. Parametrii aerului, caz B

t_i [°C]	t_{mr} [°C]	v_i [m/s]	ϕ_i [%]
18.3	19.3	0.1	40
24.7	23.6	0.15	31
24.5	23.9	0.11	41
24.6	24.1	0.1	33
24.7	24.2	0.17	45
24.6	24.3	0.12	51
24.1	24.3	0.1	38
23.7	24.1	0.1	41
23.5	24	0.13	43
23.3	23.9	0.1	42
23.1	23.6	0.11	48
23	23.5	0.1	45
22.8	23.4	0.15	38
22.2	22.6	0.15	30

Tabel 5. Rezultate sportivi, caz B

M [Watt]		w [km/h]	
MAX	AVG	MAX	AVG
316	222	42	31
186	100	37	25
164	93	40	25
241	102	27	25
374	203	41	30
153	91	39	27
240	155	40	24
310	139	37	25
282	179	37	27
244	118	42	29
400	193	40	25
247	128	40	28
275	114	39	27

Din Tabelul 5 rezultă o valoare medie a intensității $M=141,3$ W și o valoare maximă a lui $M=264$ W.

Aplicând relațiile (1) și (2) asupra valorilor prezentate în Tabelul 4, au rezultat diferite valori pentru indicii de confort PMV și PPD, sintetizate în Tabelul 6, considerând rezistența termică a îmbrăcămînții $R_{cl}=0,6$ clo.

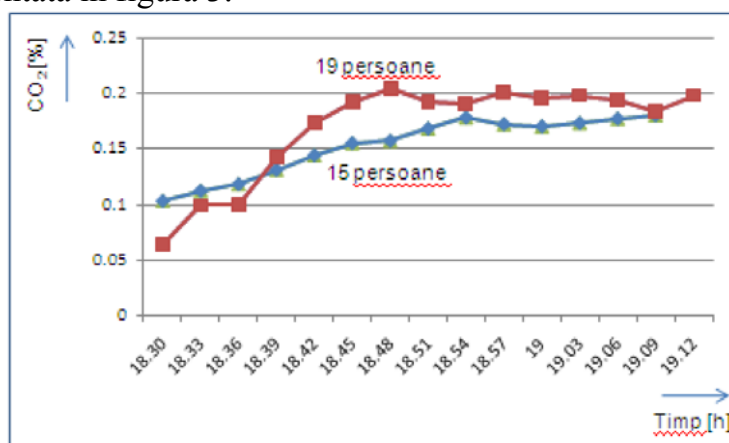
Valorile calculate pentru PMV, respectiv PPD, nu se încadrează în valorile de confort de +0,5 și -0,5. O singură excepție se înregistrează la începutul perioadei de măsurători, când atât t_i cât și t_{mr} nu depășesc valoarea de 20°C .

Tabel 6.

Valori PMV – PPD – caz B

$t_{ur}=23,5\pm1^{\circ}\text{C}$	Max met		Avg met	
$t_{ur} [^{\circ}\text{C}]$	PMV	PPD	PMV	PPD
19.3	2.07	79.7	0.48	9.9
23.6	2.84	98.2	1.25	37.8
23.9	2.93	98.8	1.35	42.7
24.1	2.91	98.6	1.34	42.5
24.2	2.96	98.9	1.35	42.9
24.3	3.02	99.2	1.43	46.9
24.3	2.91	98.7	1.34	42.4
24.1	2.88	98.4	1.31	40.6
24	2.84	98.1	1.25	37.7
23.9	2.84	98.1	1.26	38.3
23.6	2.82	98	1.23	36.9
23.5	2.8	97.8	1.12	31.2
23.4	2.68	96.5	1.09	30
22.6	2.53	94	0.94	23.6

Deasemenea în cele două cazuri s-au făcut măsurători și asupra concentrației de CO_2 din aerul interior pentru a determina calitatea aerului interior. În prima parte a măsurătorilor (caz A) au luat parte 15 sportivi (7 femei și 8 bărbați), iar în cea de-a doua parte (caz B) au fost 19 sportivi (7 femei și 12 bărbați). Variația concentrației de CO_2 este reprezentată în figura 3.

Figura 3. Variația concentrației de CO_2 din aerul interior

Concentrației de CO_2 are o creștere accentuată în prima parte a orei de cycling, atingând o valoare maximă de 0,2% (19 sportivi), respectiv 0,18% (15 sportivi), după care valorile oscilează foarte puțin.

5. Concluzii

Din măsurătorile prezentate rezultă că zona de confort termic pentru sportivi se asigură doar în cazul A, atunci când temperatura aerului interior, t_i , a fost menținută la valoarea de $17,5\pm1^{\circ}\text{C}$ și pentru activitatea metabolică a fost considerată o valoare medie de $M=138,3$ W. Dacă se face o comparație între viteza de deplasare a sportivilor în cele două cazuri se constată că în cazul A sportivii au înregistrat o viteză medie de 31,16 km/h, iar în cazul B s-a înregistrat o viteză medie de 26,7 km/h, ceea ce arată o

Influența confortului termic și a calității aerului asupra randamentului sportivilor în spații închise

creșterea vitezei de deplasare cu 14,3% pentru perioada în care sportivii s-au antrenat în condiții de confort termic.

Calitatea aerului interior nu a fost alterată deoarece concentrația de CO₂ nu a depășit valoarea de 2000 ppm în nici unul din cele două cazuri prezentate.

Bibliografie

- [1]. IS -2010 - Normativ privind proiectarea, executarea și exploatarea instalațiilor de ventilare și climatizare.
- [2]. *** Manualul de instalații – Instalații de ventilare și climatizare – Ed. ARTECNO București, 2010.
- [3]. Adam M., - “Optimizarea instalațiilor de ventilare/ climatizare în regim de răcire în scopul asigurării eficienței energetice și a confortului în clădiri de birouri”, Ed. Politehnica, 2014.
- [4]. Recknagel – Spernger – Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, Oldenbourg Verlag, 2013/2014.
- [5]. ASHRAE Handbook - Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, USA, 2009.
- [6]. ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipments Handbook, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, USA, 2012.

Domestic hot water - cost effective legionella treatment. Perfect comfort and hygiene

Drd. Ing. Szilveszter GEYER EHRENBURG,
Prof. Dr. Ing. Adrian RETEZAN

Universitatea Politehnica Timișoara

Abstract:

We use Domestic Hot Water on daily base, for personal and general hygiene. However, we rarely consider if the DHW is clean enough and if it serves us in a positive way. Looking forward for energy savings, sometimes we may overlook health aspects while we are focusing on low running costs and comfort level. Treating DHW is more and more actual subject, as we apply for low temperature heat sources. The paper is looking to make a comparison between heat- and chemical treatment of DHW and cost related issues.

Key words : Energy Savings, Comfort, Domestic Hot Water, Hygiene, Legionella.

Rezumat:

Folosim Apa Caldă Menajeră în mod constant, zilnic, pentru a asigura nivelul general de igienă. Cu toate acestea, doar rareori ne preocupă cât de igienică este Apa Caldă Menajeră, și dacă ne ajută realmente. În timp ce căutăm soluții de economisire, asigurarea unui confort ambiental, se mai întâmplă să ignorăm aspectele de sănătate generală. Igienizarea ACM este un subiect de actualitate având în vedere tendințele de utilizare a soluțiilor de încălzire cu temperaturi reduse. Lucrarea abordează calitatea ACM prin două metodologii, dezinfecția termică și dezinfecția chimică precum și costurile aferente.

Cuvinte cheie : Economisirea de energie, Comfort, Apă caldă menajeră, Igienă, Legionella.

1. Introduction

We use the domestic hot water (DHW) on daily base for shower, tooth brushing, cleaning and washing. We may generally say we use for hygiene applications, beside of food preparation. Water companies does make huge efforts to offer us drinking water from different sources. Considering the route of water from Water Company until the tap for consumer, there is a long journey. Due to public health regulations, the water we get at the tap as drinking water is always treated against different bacterias and microorganisms. From this point we can say that water leaves in perfect conditions the Water Company Treatment Plant. The distribution network is basicly under pressure, this avoids or at least reduces chances of getting anything outside in. We always have to be aware the fact that drinking water is not distillate water, so it does not contain only H₂O, but also other substances and also

microorganisms. As long as water is circulated and used the drinking water quality remains, but if the water stays for long time, it may start to change its chemical components and also developing different bacterias cultures.

Norms does allow only certain levels of bacterias and microorganism, as long as supplying distillate water does not help health of people neither. In EU the water quality level is set by 98/83/EC – article 5, Annex I.

2. Legionella – part of our life?

Some bacterias are part of the water as said before, so is for example Legionella, which is harmless in cold water, but is in the water most of the cases. What does happen, that Legionella in a low quantity in cold water is not going to be harmful unless the water settle for long period.

Legionella is a bacteria (figure.1), which has been discovered in 1976 in US, while the Air Conditioning system of a hotel infected over 221 persons, all of them veteran soldiers. Despite of the Hospital sever treatment and medical contribution, 34 persons died because of this [11.].

Legionella pneumophillas most dangerous version is subfamily Pontiac.



Figure 1 – Legionella culture – microscopic picture

Legionella is an aerob bacteria. It starts growing in steady water of 20-50C, highest division rate is between 30°C and 45°C (see fig. 2).

The Colony Forming Unit number (CFU) is the number that shows the bacteria content of the water. CFU number does not have a strict criteria regarding minimum number, to generate any healt issue or infection on humans. It is highly depending on the immune system of the peoples getting in contact with them. Legionella will remain harmless until it is a sever subfamily or it is in a significantly high number.

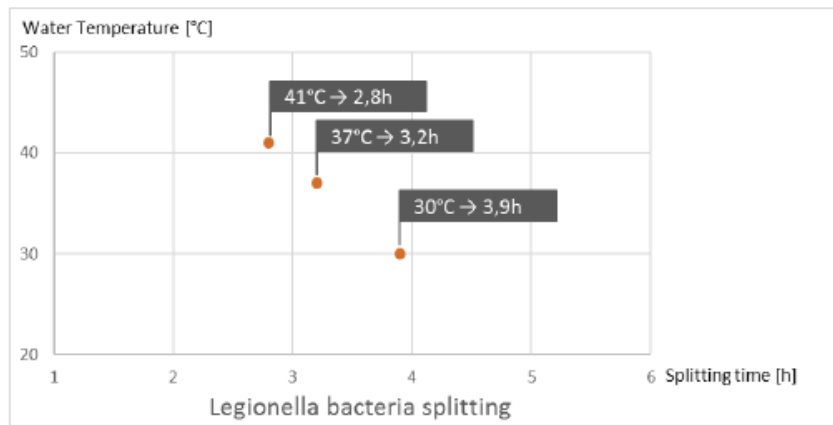


Figure 2 – Legionella culture – splitting speed depending on water temperature

In case of temperatures above 50°C Legionella bacteria stops splitting, so no more growth is recorded, while at temperatures of 60°C it resists only 30 minutes, after dies. If temperatures rises above 70°C Legionella lasts only 3 minutes.

During the time, some subfamilies of Legionella developed their resistance against high temperature. In this case, they either hide in biofilm layers on pipe walls or they uses amoebas to “cover themselves”.

However, temperature definitely reduces number of Legionella, but having that said, we can not say that water above 70°C does not contain any Legionella Bacteria.

For best results on reducing, eliminating the Legionella we can approach by new systems, that does not have biofilm layers on pipe walls, and pipes used are high quality pipe, reducing biofilm forming possibilities (e.g. stainless steel pipes).

Another solution in getting rid of the Legionella and other bacterias is UV filtering or chemical dosing of water, killing germs and bacterias.

Assuming that water is locally treated, softened (scale reduction) means that heating system (inside DHW storage tank and distribution pipe does not form).

If we use chemical treatment of water – to kill bacterias and germs, will consequently reduce or eliminate biofilm forming on pipes internal wall, so we can reduce to minimum possible Legionella in system.

3. Disinfection of DHW using thermal treatment.

As previously pointed we can reduce or mainly eliminate Legionella by using heat treatment, which means, that we have to increase DHW storage tank temperature above 60°C for a period of at least 1 hour. If we consider that Legionella does survive 30 minutes at 60°C, we can say that water with temperature of 60°C±5K will kill the Legionella.

German norms states in DVGW-W 551 that DHW systems with over 400l water content must be washed by 60°C water once a day. Same norms does also state, that all systems of water pipes where volume exceeds 3l must be equipped with recirculation. In this way the standard maximise the disinfection area of distribution loop.

This solution is quite easy, but some important issues pop up as follows:

- Using temperatures above 60°C in the distribution loop creates danger of injuries, scald. In this term, solution could be the use of protective mixing valves, which allow reduction of the temperatures. Control of the water leaving temperature at user interface tap is important to be controlled, especially at elderhomes, kindergardens, and hospitals. However, user water at tap should not exceed maximum 43°C for human use. In this case, the area of nonrecirculated DHW should be less or equal to 3l volume content.

- Heating up DHW in boiler is quite cost effective. Heating up 1000l water from 45°C to 60°C means about 17,5kW extra energy above the normal heating. Biggest challenge comes with renewable energy sources. For example where main heat energy generator is a Heat Pump solution, they typically works with up to 50-55°C heating water temperatures. This means, that they can't rise water temperature in DHW storage tank over 60°C, consequently needs to have additional heating solution, like electric resistance gas fired boiler. Nevertheless, the higher the heating water temperature is, the lower the COP of Heat Pump will be. In this case, we could assist at higher costs then estimated initially.

Our subject for evaluation will be a centralised DHW system for a smaller hotel with storage tank. DHW is prepared in several alternatives.

First alternative is classical solution, using gas fired boiler.

DHW production temperature is 80/60°C, Storage tank is 1000l, with insulated shell with external heat exchanger. Water in tank is stored at 60°C. The fresh water is heated up by a heat exchanger, that has got proper size to heat up 2,1/s flow rate at desired temperature. This can ensure to rebuild Domestic Hot Water stocks within 15 minutes, while using it.

Each tap in bathrooms is equipped with thermostatic mixing taps, ensuring proper use of temperature mixture for users. All outlets are equipped with safety mixing valves if temperature at tap could be over 45C. Peak flow is 2,1l/s for hot water, main distribution pipe is copper pipe 42x1.5mm with insulation shell of 9mm thickness, EF type insulation. Return pipe for recirculation we will consider a pipe of 28x1 mm overall pipe length is 200m for main distribution + 200m return pipe. *Figure 3* is showing a typical schematic of the above described system.

Second alternative is to use Gas fired boiler and to implement a secondary controller, that is heating up boiler for 65°C during night time, so it ensures extra energy availability at morning peak time also.

Third alternative will be the use of Heat Pump system combined with electric heater. In this case, the heating up of Legionella heat treatment is done during night time.

Solution number 4 and 5 does involve the presence of chemical treatment, so no Heat treatment is needed. Consequently, it is not needed either the use of the mixing protective valves, that could cut cost in case of new system.

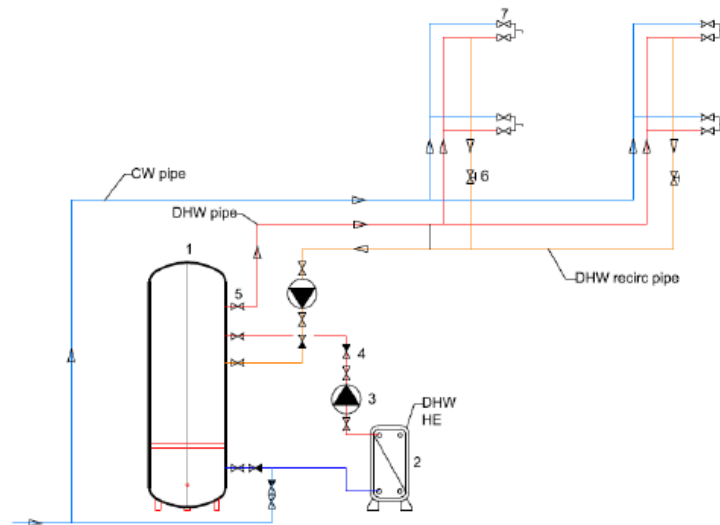


Figure 3 – Domestic Hot Water Distribution scheme with recirculation

1 – Domestic Hot Water Storage tank; 2 – DHW production Heat Exchanger; 3 – Circulating Pump; 4 – Non Return Valve; 5 – Closing Valve; 6 – Balancing Valve; CW Pipe – Cold water pipe from main supply; DHW Pipe – Domestic Hot Water distribution pipe; DHW recirc pipe – Domestic Hot water recirculation Pipe

Table nr.1 does show the comparison of the systems, and also daily average water use, and energy demand, as well as the yearly energy consumption. Since calculation is a theoretical calculation, heat generator systems efficiency has been considered fixed for full time.

Calculation does reflect only the energy demand for temperature rise, circulating pumps and recirculation losses are not included.

If we look on the 5 alternatives, we can see, that heat treatment as described above is effective against Legionella, but best solution could be to use scheduled heat treatment during night time. If we apply this solution, we can get as result a better energy consumption per year.

If we have a system where use of gas fired boiler is not possible we can see, that energy costs by using combined Heat Pump and electric solution will be very high. An another possibility could be the use of wood fired boiler as sources. Having that said in all cases the system will get extra investment price. If we plan to use Heat Pump System, we could also consider if possible the use of Gas Fired Boiler to cover peaks. In this case, we can overall reduce somehow the yearly consumptions.

Reflecting on a period of 10-15 years might change the point of view, using combined systems could be better.

We have to be aware anyhow, that using Heat treatment will only kill Legionella, but other germs and bacterias might still remain in water (like Pseudomonas).

Another important fact to consider, that in case of Heat Treatment against Legionella, the Biofilm on the pipe walls will remain. This is a very thin layer, that are remaining parts of bacterias and germs. If we apply the heat treatment solution for existing old system, prior chemical treatment could be considered.

Table 1

Domestic Hot Water system cost calculations – heating and Legionella Treatment

Solution	nr.1	nr.2	nr.3	nr.4	nr.5
DHW storage temperature [°C]	65	45	45	45	45
Night time heat up limit [°C]	-	65	65	-	-
Time to heat up [min]	-	20	20	-	-
Heating system	Gas Boiler	Gas Boiler	Heat pump	Gas Boiler	Heat pump
Auxiliar heating for heating up to 65	-	Gas Boiler	electric	-	-
Legionella treatment	heating	heating	heating	chemical	chemical
Cold water temp [°C]	10	10	10	10	10
Peak Load [l/s]	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1
Energy needed for peak load	133,98	85,26	85,26	85,26	85,26
Energy dem. For	0	48,72	48,72	0	0

Solution	nr.1	nr.2	nr.3	nr.4	nr.5
Legionella prot.					
Gas boiler efficiency	95%	95%	0	95%	0%
Heat pump efficiency (COP)	0	0	3,5	0	3,5
Electric heater efficiency	0	0	1	0	0
Daily av. DHW water use [m3/day]	3	3	3	3	3
Daily average en. Use for DHW heat. [kW]	191,4	121,8	121,8	121,8	121,8
Daily av. Energy use for Legionella heat. tr. [kW]	0	57,42	57,42	0	0
Energy Consumption gas					
Row en. Consumption gas (applied eff. Factor)	201,47	128,21	0,00	128,21	0,00
Row en. Cons. For Legionella heat tr.	0,00	60,44	0,00	0,00	0,00
Energy Consumption electric					
Row en. Consumption gas (applied eff. Factor)	0	0	34,8	0	34,8
Row en. Cons. For Legionella heat tr.	0	0	57,42	0	0
Annual energy consumption					
Gas [kWh]	73537,8	68858,2	0,00	46796,84	0,00
Electric [kWh]	0,00	0,00	33660,3	0,00	12702,00
Energy Prices					
Gas EUR/MWh	24,28				
Electircity EUR/kWh	0,1				
Annual Costs					
Total cost for DHW heating + Legionella heat. Tr.	1 785,50 EUR	1 671,88 EUR	3 366,03 EUR	1 136,23 EUR	1 270,20 EUR

4. Chemical Treatment

When it comes as alternative to this, chemical treatment could be considered for Antibacterial treatment.

Most common version is the pure Chlorine use, but this solution it could be also dangerous for health in case of overdosing.

Another solution that can be considered is using a combination of 2 components, that will result Chlorine Dioxide (ClO_2). This is a result of mixing Sodium Chlorite (NaClO_2 – 7,5% concentration) and Hydrochloric Acid (HCl – 9%). With the combination and reaction of these 2 components we will get as result the formula of Chlorine Dioxide.

Advantage of this Chlorine Dioxide use is that is effective against most of the germs and against Biofilm, as well as it does not change the taste of water like in case of pure Chlorine use and it also looks to be more effective than Hypochlorous acid. Figure nr.4 shows a comparison chart between the use of these 2 chemical agents for cleaning.

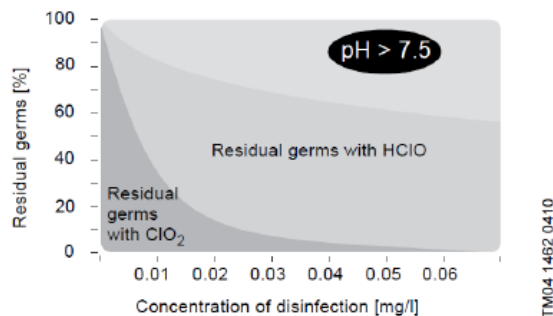


Figure 4 – Hypochlorous Acid effectiveness vs. Chlorine Dioxide

Using similar solutions does allow system cleaning and disinfection of the entire DHW system. Depending on where it is injected, the Chemical water treatment could threaten only the DHW used row water, or it could be also threaten the Cold Water as well.

According to specific manufacturer (Grundfos) datasheet, Chlorine Dioxide treatment system can inject the disinfection material of 0,4mg/l directly in the pipe, where it needs certain length for homogenisation in water, before it enters to consumer or to heat exchanger.

Using the solution it also eliminates the use of heat treatment of water. Finally this leads to reduction of energy demand. Cons for using the water treatment is, that needs extra space for storing and also needs periodic testing of concentration and water probes.

However, if we reflect on the costs of this system, it is about 9500 EUR including installation costs, and yearly cost of the Chlorine Dioxide is around 400 EUR including maintenance costs of service specialist.

If considered these costs, Return of investment would be around 4-6 years if we consider Heat Pump solution, where no extra heating is needed.

5. Conclusions

Legionella treatment is important for ensuring not only Ambiental Comfort, but also a full wellbeing, including healthy conditions.

German standard DVGW-W 551 clearly states how to design and build large DHW storage and distribution systems. It also states that as long as your water content is less than 3l until tap, it could be used without recirculation. Concluded calculations shows, that a large amount of energy is needed to treat against Legionella, but a good treatment algorithm, can also save large amount of energies.

If we consider to use renewable energy systems, our costs of heat treatment could be fearly high.

While using a chemical treatment against bacterias for example Chlorine Dioxide, we will face a larger investment (can compensate extra cost for auxiliar heating system) and in this case our energy consumption will be much lower, while not only Legionella is killed, but also other bacterias.

Ambiental Comfort not only includes daily cleaning and hygienisation, but also includes the fact that we are living in a healthy condition, we have comfortable DHW condntions.

No matter wich solution is used, we need to consider one of the solutions, so we can ensure healthy conditions.

Bibliografie:

- [1.] Enciclopedia Tehnică de Instalații. Manualul de Instalații Sanitare, ed.a II-a, Editura Artecno, București, 2010, cap.2.2.1,cap. 2.3, cap.2.4.1.
- [2.] Enciclopedia Tehnică de Instalații. Manualul de Instalații Încălzire, ed.a II-a, Editura Artecno, București, 2010, cap.6.4, cap.6.7.
- [3.] Das DVGW-Arbeitsblatt W551 und die 3-Liter-Regel, Dr. Carin Gerhardy, Energie Und Wasser-Praxis 2/2012.
- [4.] Directiva Europeana 98/83/EC – apa potabila.
- [5.] Honeywell, Ivóvíz Higiénia, Arnd Bürschgens, Matin Pagel.
- [6.] CEN/TR 16355:2012 – Recommendation for prevention of Legionella growth in installations inside buildings conveying water for human consumption.
- [7.] World Health Organisation, 2007, “Legionella and Prevention of legionellosis”.
- [8.] Épületechnikai Tudástár, Vízellátás, Csatornázás, Fűtés- és Hűtéstechnika, Klíma- és Légtechnika, Gázellátás – Editura TGA Consult, Budapesta, 2015, Cap. HMV Termelés.
- [9.] Evaluation Of Heat Losses From A Domestic Hot Water Circulation System, Pablo Salazar Navalon, 2015, University of Gavle, Sweden, Faculty Engineering and Sustainable Development.
- [10.] www.grundfos.com – Grundfos Water Desinfection <https://en.wikipedia.org/wiki/Legionella>

Sistem de climatizare utilizand energia solara. Analiza energetica

Air conditioning using solar energy. Energy analysis

Prof. dr. ing. Florin Iordache

Universitatea Tehnica de Constructii Bucuresti
Facultatea de Inginerie a Instalatiilor
Bdul. Pache Protopopescu, 66
fliord@yahoo.com

Rezumat

Lucrarea are ca obiectiv analiza energetica a unui sistem neconventional de utilizare a unei surse regenerabile (energia solara) in scopul climatizarii spatiilor unei cladiri in perioada sezonului cald al anului. Sistemul sursa considerat are o component neconventionala, reprezentata de instalatia de captare a energiei solare si o componenta clasica reprezentata de o centrala termica, ambele preparand un agent termic furnizat unei masini frigorifice de preparare a apei reci.

In lucrare se descrie pe scurt procedura de evaluare a puterilor termice furnizate de sistemul neconventional si de sistemul clasic unei cladiri pentru care se stabileste necesarul de frig.

Pe studiul de caz concret considerat se prezinta tabelar si grafic atat performantele energetice ale sistemului cat si gradul de acoperire energetica oferit consumatorului deservit

Cuvinte cheie: energie solara, chiller cu absorbtie, climatizarea cladirilor

Abstract

The paper aims at the energy analysis of an unconventional system of using a renewable source (solar energy) in order to air conditioning of a building during the warm season of the year. The considered source system has an unconventional component, represented by the solar energy system and a classic component represented by a thermal plant, both preparing a thermal agent supplied to a chiller with absorption.

The paper briefly describes the procedure for assessing the thermal powers provided by the unconventional system and the classical system to a building for which the demands cold is established.

On the concrete case study, the table shows both the energy performance of the system and the degree of energy coverage offered to the serviced customer

Key words: solar energy, absorption chiller, building, air conditioning of the building

1. Introducere

Utilizarea energiei solare in domeniul cladirilor de tip residential sau nerezidential are o serie de aplicatii dintre care cele mai cunoscute sunt prepararea apei calde de consum si incalzirea spatiilor. Pentru acestea, reglementarile tehnice privind dimensionarea si evaluarea performantelor energetice sunt deja puse la punct si o serie de aplicatii practice functioneaza cu rezultate foarte bune.

Mai putin cunoscute sunt solutii de sisteme utilizand energia solara pentru incalzirea piscinelor si climatizarea spatiilor cladirilor. In cadrul lucrarii de fata ne vom referi la ultima dintre aplicatiile mentionate, in care, climatizarea spatiilor se face prin intermediul unei masini frigorifice cu absorbtie in care se prepara apa rece cu temperatura de cca 7°C, care reprezinta agentul termic vehiculat in ventiloconvectoarele instalate in cladirea ce trebuie climatizata.

Prepararea agentului termic se face la vaporizatorul masinii frigorifice cu absorbtie prin utilizarea la fierbatorul masinii frigorifice a unui agent termic preparat de instalatia solara in combinatie cu o centrala termica. Nivelul de temperatura al agentului termic introdus in schimbatorul de caldura al fierbatorului masinii frigorifice este 90°C.

2. Descrierea sistemului. Stabilirea modelului matematic de lucru.

Sistemul sursa la care ne referim are 2 componente: componenta solara si componenta clasica. Componenta solara este alcatuita din suprafata solara de captare cuplata cu un schimbator de caldura. Componenta clasica este alcatuita din centrala termica si un al doilea schimbator de caldura. Schimbatorul de caldura atasat suprafetei de captare poate fi considerat schimbatorul de caldura de treapta 1 iar schimbatorul de caldura al centralei termice poate fi considerat schimbatorul de caldura de treapta 2, ambele contribuind la prepararea agentului termic cu temperatura de 90°C care intra in schimbatorul de caldura al fierbatorului masinii frigorifice cu absorbtie. Racirea agentului termic in cadrul acestui schimbator de caldura se face de regula pana la o temperatura de cca, 80°C, cu care agentul termic revine pe secundarul schimbatorului de caldura de treapta 1 (vezi fig. 1).

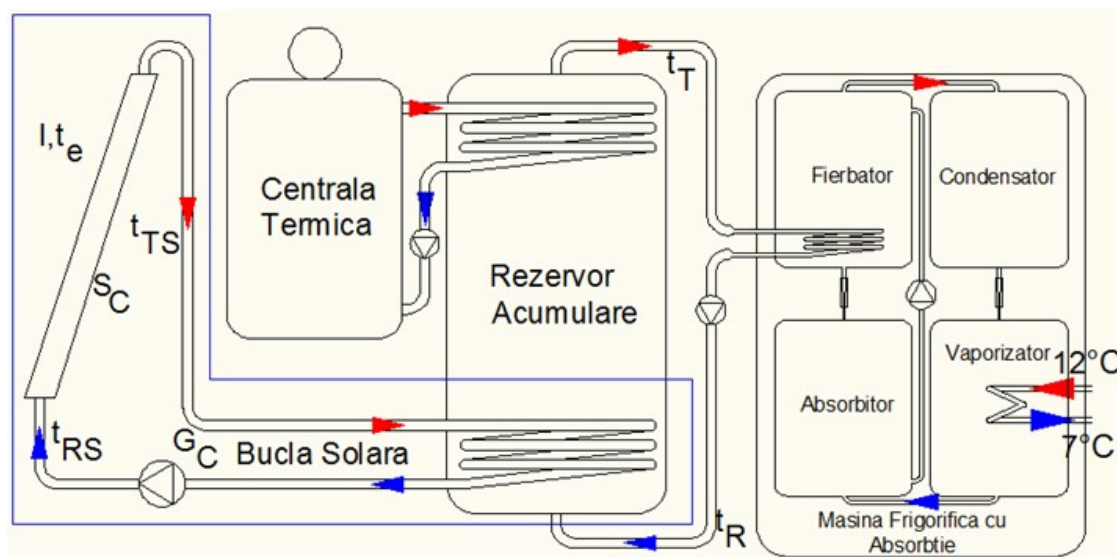


Fig. 1 – Schema instalatiei

Puterea termică captată de suprafața solară se poate exprima prin :

$$P_{CS} = S_C \cdot I \cdot \eta = S_C \cdot I \cdot F_R \cdot [(\alpha \cdot \tau) - k_C \cdot \beta_0] \quad (1)$$

Unde :

$$\beta_0 = \frac{t_{RS} - t_e}{I} \quad (2)$$

$$F_R = \frac{a \cdot \rho \cdot c}{k_C} \cdot (1 - E_C) \quad (3)$$

$$E_C = \exp(-NTU_C) = \exp\left(-\frac{F' \cdot k_C}{a \cdot \rho \cdot c}\right) \quad (4)$$

În continuare se poate exprima temperatura de retur din bucla solară în funcție de temperatura medie a agentului termic din secundarul schimbătorului de căldură aferent buclei solare și relațiile (1) și (2) iau formele :

$$P_{CS} = S_C \cdot I \cdot \eta = S_C \cdot I \cdot F_R^B \cdot [(\alpha \cdot \tau) - k_C \cdot \beta_B] \quad (5)$$

Unde :

$$\beta_B = \frac{t_S - t_e}{I} \quad (6)$$

$$F_R^B = \frac{a \cdot \rho \cdot c}{k_C} \cdot (1 - E_{CS}) \quad (7)$$

$$E_{CS} = \frac{E_C \cdot (1 - E_S) + E_S \cdot (1 - E_C)}{1 - E_C \cdot E_S}$$

unde:

$$E_S = \exp(-NTU_S) = \exp\left(-\frac{k_S}{a \cdot \rho \cdot c} \cdot \frac{S_S}{S_C}\right) \quad (8)$$

Mergand pe aceeasi linie logica s-a exprimat temperatura medie a agentului termic pe secundarul schimbatorului de caldura solar in functie de temperatura agentului termic la iesirea din schimbatorul de caldura din fierbatorul masinii frigorifice cu absorbtie, t_R , rezultand :

$$P_{CS} = S_C \cdot I \cdot \eta = S_C \cdot I \cdot F_R^{BC} \cdot [(\alpha \cdot \tau) - k_C \cdot \beta_{BC}] \quad (9)$$

Unde :

$$\beta_{BC} = \frac{t_R - t_e}{I} \quad (10)$$

$$F_R^{BC} = \left(\frac{1}{F_R^C} + \frac{1}{F_R^B} \right)^{-1} \quad (11)$$

$$F_R^C = 2 \cdot \frac{H}{S_C \cdot k_C} \cdot \frac{(t_e - t_{ee})}{(t_T - t_R)} \quad (12)$$

Puterea termica furnizata de sursa solara reprezinta doar o cota parte din puterea termica necesara la fierbatorul masinii frigorifice raportul dintre cele doua puteri termice reprezentand gradul de acoperire energetica oferit de componenta solara. Avand in vedere nivelul ridicat al temperaturilor agentului termic in schimbatorul de caldura din fierbatorul masinii frigorifice (80°C...90°C) este de asteptat ca randamentul de lucru al suprafetei de captare solara sa fie destul de scazut, astfel incat realizarea unui grad de acoperire energetica acceptabil sa se realizeze cu efortul investitional intr-o suprafata de captare solara relativ mare.

Centrala termica contribuie doar cu cota de putere termica necesara aducerii agentului termic din schimbatorul de caldura al fierbatorului masinii frigorifice la temperatura de 90°C.

3. Studiu de caz. Rezultate analiza energetica

Pentru evaluarea aporturilor de caldura in spatiul interior al cladirii a fost necesar sa se defineasca cladirea prin factorul de cuplaj termic complex al cladirii H , care cuprinde in el: suprafata anvelopei termice a cladirii, rezistenta termica medie a anvelopei cladirii, numarul de schimburi de aer cu mediul exterior si volumul spatiului climatizat. Pentru evaluarea aporturilor gratuite interioare si exterioare s-a utilizat o procedura conforma cu metodologia de evaluare a performantelor energetice ale cladirilor, Mc001. Temperatura exterioara de echilibru, t_{ee} , este o temperatura elaborata

in ipoteza neutilizarii instalatiei de climatizare, concomitent cu realizarea unei temperaturi interioare normate pe perioada sezonului cald al anului, t_{i0v} . Pentru intensitatea radiatiei solare utile in evaluarea aporturilor exterioare de caldura in perioada sezonului cald pe plan vertical (diverse orientari) si pe plan orizontal s-a utilizat Mc001, iar pentru stabilirea temperaturilor exterioare medii lunare s-a utilizat SR 4839/1997.

Pentru analiza energetica urmarita s-a considerat un studiu de caz pe o cladire avand o valoare $H = 2288 \text{ W/K}$. Sezonul cald al anului s-a considerat compus din 5 perioade avand un numar de zile mai mare decat 30, impreuna insumand 183 zile., care au fost denumite : mai, iun, iul, aug, sep. Pentru aceste 5 perioade ale sezonului cald s-au stabilit temperaturile exterioare, t_e , si s-au calculat temperaturile exterioare de echilibru t_{ee} . O sinteza a necesarului de putere si energie al consumatorului considerat este prezentata sintetic in tabelul 1.

Tabelul 1

	CONSUMATORUL VARA - CLIMATIZARE				
	zile	oC	oC	kW	MWh
Perioada	Nz	t_e	t_{ee}	P_{clim}	E_{clim}
mai	35	16.7	16.582	0.270	0.227
iun	36	20.2	16.438	8.607	7.437
iul	41	22	16.57	12.424	12.225
aug	36	21.2	16.279	11.259	9.728
sep	35	16.9	16.468	0.988	0.830
Total	183				30.447

In fig. 2 si fig. 3 se prezinta grafic rezultatele numerice din tabelul 1 referitoare la puterile si energiile aferente aporturilor termice care trebuiesc evacuate din spatiul climatizat.

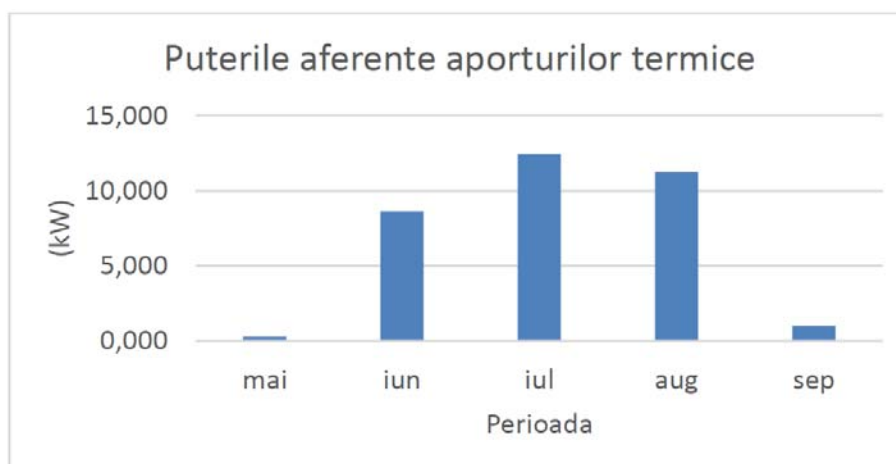


Fig. 2

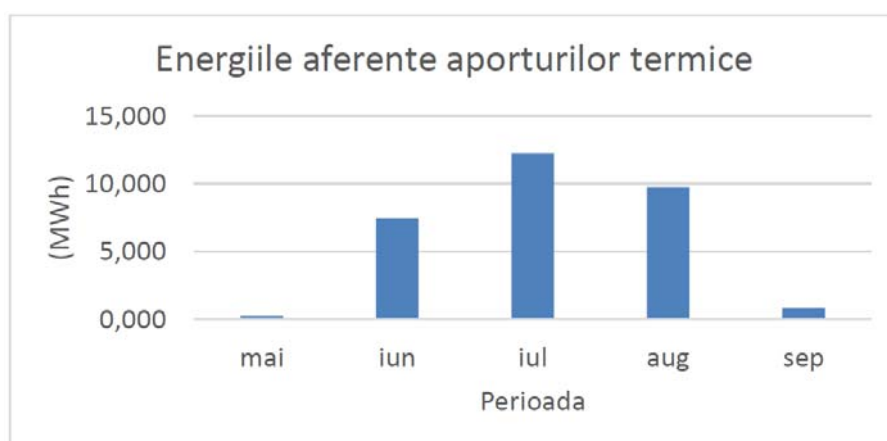


Fig. 3

Dupa cum se observa din tabelul 1 puterile termice necesare la climatizare in perioada mai si perioada sep, sunt destul de mici, motiv pentru care nu se va pune problema climatizarii spatiilor cladirii in aceste 2 perioade. Pentru cele 3 perioade centrale ale sezonului cald s-au stabilit intensitatile radiatiei solare pe un plan inclinat la 30° fata de planul orizontal avand orientarea sud. Au rezultat valorile medii zilnice pentru o perioada de 10 ore, valorile inscrite in tabelul 2. Puterea termica captata in perioada celor 10 ore cu soare a fost in continuare repartizata uniform pe cele 24 de ore ale zilei pentru a putea fi pusa in balanta cu puterea termica rezultata din aporturi pentru spatiul climatizat. Mai precis, puterea termica rezultata conform aporturilor interioare si exterioare a fost transformata in putere termica necesara la nivelul schimbatorului de caldura al fierbatorului masinii frigorifice prin raportare la eficienta ei ($COP = 0,6$). Analiza energetica prezentata in tabelul 2 presupune o suprafata de captare solara de 200 m², captatoarele solare fiind caracterizate de urmatoarii parametrii: $F' = 0,9$, $\alpha = 0,9$, $\tau = 0,8$, $kC = 3,5 \text{ W/m}^2.K$. Centrala termica care reprezinta sursa de rezerva se considera ca functioneaza cu un randament de 90%.

$$P_{csc} = \frac{P_{clim}}{COP} \quad (13)$$

$$G_{aes} = \frac{P_{cs}}{P_{csc}} \quad \text{si} \quad G_{aect} = \frac{0,9 \cdot P_{ct}}{P_{csc}} \quad (14)$$

Tabel 2

	SOLAR				CONS	CT	G _{AE}		ENERGII		
	W/m2	oC		kW	kW	kW	%	%	MWh	MWh	MWh
Perioada	I	tE	RND	Pcs	Pcsc	Pct	Gaes	Gaect	Ecs	Ecsc	Ect
mai											
iun	615	146.71	0.229	11.727	14.346	2.909	81.749	18.251	10.133	12.395	2.514
iul	620	149.54	0.257	13.276	20.706	8.256	64.116	35.884	13.064	20.375	8.124
aug	605	145.66	0.243	12.228	18.765	7.263	65.164	34.836	10.565	16.213	6.276
sep											
Total									33.761	48.983	16.913

In fig. 4 si fig. 5 se prezinta grafic rezultatele numerice din tabelul 2 referitoare la:

- puterile si energiile aferente aporturilor termice,
- puterile si energiile termice captate de instalatia solara,
- puterile si energiile termice livrate la fierbatorul masinii frigorifice,
- puterilor si energiile termice aferente centralei termice;

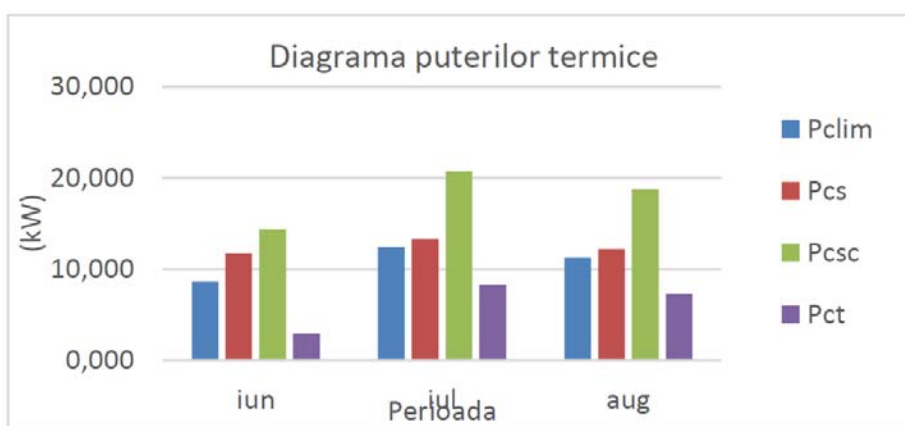


Fig. 4

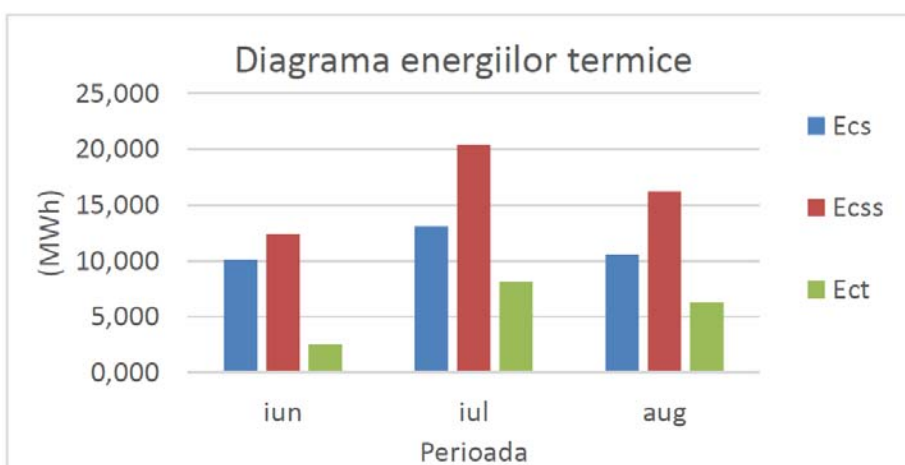


Fig. 5

In fig. 6 se prezinta o diagrama a gradelor de acoperire energetica oferite de catre instalatia solara avand suprafata de 200 m² oferit utilitatii de climatizare a spatiilor consumatorului.

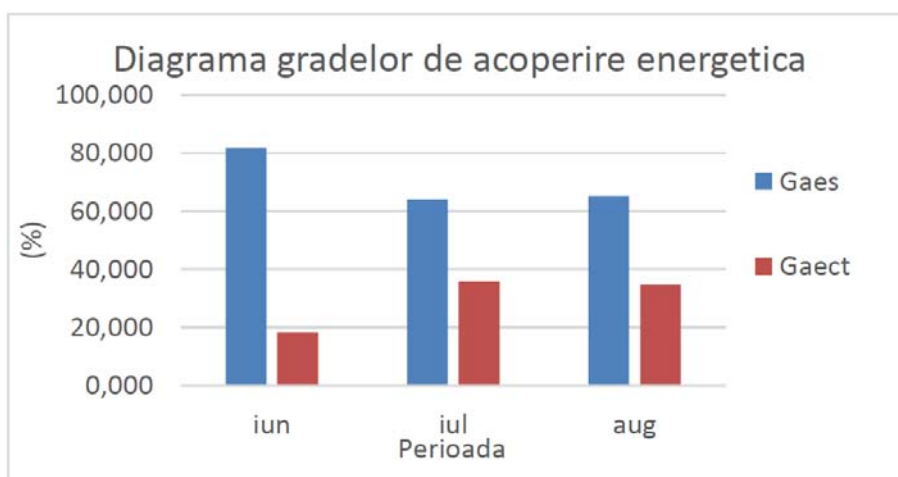


Fig. 6

Rezulta in final faptul ca pe intreg sezonul cald al anului gradul de acoperire energetica oferit de instalatia solara este de 69% la o suprafata de captare solara de 200 m² ceea ce inseamna un raport $H/(S_C \cdot k_C) = 3,27$ intre capacitatea de transfer termic a cladirii si capacitatea de transfer termic a suprafetei de captare.

4. Concluzii

Utilizarea energiei solare pentru climatizarea spatiilor in perioada sezonului cald al anului poate reprezenta o solutie viabila de utilizare a surselor regenerabile (energia solara). Dat fiind faptul ca nivelul de temperatura a energiei termice furnizate de instalatia solara masinii frigorifice cu absorbtie este destul de ridicat 90°C, randamentul de captare al energiei solare chiar in mijlocul sezonului cald este relativ scazut 23%...26% in cazul captatoarelor plane cu absorbtie utilizate in studiul de caz analizat. Rezulta de aici ca este important a se utiliza captatoare solare performante, caracterizate de coeficienti globali de transfer termic de cca .2...2,5 W/m².K.

Gradul de acoperire realizat, in cazul de fata cca. 70%, este in stransa corelatie cu numarul de captatoare solare si cu performanta energetica a acestora. Cum un anumit nivel, in ceea ce priveste performantele energetice ale acestor echipamente este strans legat de costul acestora, rezulta in continuare posibilitatea evaluarii financiare a oportunitatii implementarii acestei solutii neconventionale.

Existenta unei surse clasice de tip centrala termica este necesara dat fiind faptul unor posibile perioade de radiatie solara directa indisponibila. Mai mult consumatorul deservit are cu siguranta ca utilitate si prepararea apei calde consum care poate utiliza de asemenea un sistem neconventional de tip solar cu centrala termica.

Lista de Notatii

t_T - temperatura de intrare a agentului termic in schimbatorul de caldura al fierbatorului masinii frigorifice, °C;

t_R - temperatura de iesire a agentului termic din schimbatorul de caldura al

fierbatorului masinii frigorifice, °C;

t_s - temperatura medie a agentului termic din secundarul schimbatorului de caldura aferent buclei solare, °C;

t_{RS} - temperatura de retur din bucla solara, °C;

t_e - temperatura exterioara, °C;

t_{ee} - temperatura exterioara de echilibru, °C;

t_{i0v} - temperatura interioara normata in sezonul cald al anului, °C;

t_E - temperatura echivalenta - temperatura maxima realizabila pe placa absorbanta a captatorilor solari °C;

I - intensitatea radiatiei solare, W/m²;

S_C - suprafata de captare solara, m²;

S_S - suprafata schimbatorului de caldura al buclei solare, m²;

k_C - coeficientul global de transfer termic al captatoarelor solare, W/m².K;

k_S - coeficientul global de transfer termic al schimbatorului de caldura al buclei solare, W/m².K;

H - factorul de cuplaj termic complex al cladirii (capacitatea de transfer termic a cladirii), W/K;

a - debitul specific de agent termic in bucla solara, m³/s.m²;

ρ - densitatea agentului termic, kg/m³;

c - caldura specifica masica a agentului termic, J/kg.K;

F' - factorul de corectie al fluxului termic captat, conform tip captator solar, -;

α - coeficientul de absorbtie al radiatiei solare pe placa plana absorbanta a captatoarelor solare, -;

τ - coeficientul de transparenta al elementului vitrat al captatoarelor solare, -;

N_{TUC} - numarul de unitati de transfer termic aferent suprafetei de captare solara, -;

N_{TUS} - numarul de unitati de transfer termic aferent schimbatorului de caldura al buclei solare, -;

E_C - modulul termic aferent suprafetei de captare solara, -;

E_S - modulul termic aferent schimbatorului de caldura al buclei solare, -;

E_{CS} - modulul termic aferent buclei solare in ansamblu, -;

β_0 - raportul parametrilor termici aferenti suprafetei de captare, care implica temperatura de retur din bucla solara, m².K/W;

β_B - raportul parametrilor termici aferenti buclei de captare, care implica temperatura medie a agentului termic din secundarul schimbatorului de caldura aferent buclei solare, m².K/W;

β_{BC} - raportul parametrilor termici aferenti sistemului bucla de captare consumator, care implica temperatura de iesire a agentului termic din schimbatorul de caldura al fierbatorului masinii frigorifice, m².K/W;

η , RND - randamentul de captare a energiei solare, -;

F_R - factor de corectie flux termic captat corelat cu β_0 , -;

F_R^B - factor de corectie flux termic captat corelat cu β_B , -;

F_R^C - factor de corectie aferent consumatorului, -;
 F_R^{BC} - factor de corectie flux termic captat corelat cu β_{BC} , -;
COP - coeficientul de performanta al masinii frigorifice, -;
 N_z - numar zile, zi;
 P_{clim} - puterea termica aferenta aporturilor, W;
 E_{clim} - energia termica aferenta aporturilor, MWh;
 P_{cs} - puterea termica captata de instalatia solara, kW;
 P_{psc} - puterea termica livrata de schimbatorul de caldura la fierbatorul masinii frigorifice, kW;
 P_{ct} - puterea termica livrata de centrala termica, kW;
 E_{cs} - energia termica captata de instalatia solara, MWh;
 E_{csc} - energia termica livrata de schimbatorul de caldura la fierbatorul masinii frigorifice, MWh;
 E_{ct} - energia termica livrata de centrala termica, MWh;
Gaes - grad de acoperire energetica realizat de catre instalatia solara, -;
Gaect - grad de acoperire energetica realizat de catre centrala termica, -;

Bibliografie

1. SR 4839/1997 – Instalatii de incalzire – Numarul anual de grade zile;
2. Metodologie de calcul al performantei energetice a cladirilor - Mc001/2006;
3. Energetica echipamentelor si sistemelor termice din instalatii – Florin Iordache - Editura Conspreess, Bucuresti, 2010;
4. Utilizarea energiei solare pentru incalzirea spatiilor si prepararea apei calde de consum. Evaluarea performantelor energetice – Florin Iordache, Mugurel Talpiga, Eugen Mandric – Revista Romana de Inginerie Civila – editura Matrixrom, Bucuresti 2018 (in curs de publicare);
5. Solar Engineering of Thermal Processes – John A. Duffie, William A. Beckman –John Wiley & Sons, Inc.2006;

Performanța energetică a unei pompe de căldură aer-apă alimentată de la un sistem de panouri fotovoltaice de tip off-grid

The energy performance of an air-to-water heat pump powered by an off-grid photovoltaic panel system

Ș.l.dr.ing. Călin SEBARCHIEVICI, Prof.dr.ing.eur.ing. Ioan SÂRBU

Universitatea Politehnica Timișoara

Abstract:

Energy consumption for domestic hot-water production is particularly important when is wanted to assess the energy consumption in buildings. The paper presents the results of the experimental researches in order to determine the performance of an air-water heat pump, feeded by the electric energy produced by the photovoltaic solar panels in various scenarios for the preparation of hot water. Using photovoltaic panels leads to a significant reduction in energy consumption in residential buildings, an important source of renewable energy, namely the sun. Taking into account the different hot water cooking temperatures, the heat pump will have different energy performances highlighted by the experimental measurements.

Using photovoltaic panels to heat pump power, it can be said that these solar power plants have an important contribution to reducing the energy consumption of buildings and ensuring high comfort.

Keywords: photovoltaic panels, energy

Rezumat:

Energia consumată pentru prepararea apei de consum are o importanță deosebită atunci când se dorește evaluarea consumurilor energetice din clădiri. Lucrarea prezintă rezultatele cercetărilor experimentale în scopul determinării performanțelor pentru o pompă de căldură aer-apă, alimentată cu energia electrică produsă de panourile solare fotovoltaice în diferite scenarii de preparare a apei calde de consum. Utilizarea panourilor fotovoltaice conduce la o reducere considerabilă a consumurilor energetice în clădirile de locuit o importantă sursă de energie regenerabilă și anume soarele. Luând în considerare diferitele temperaturi de preparare a apei calde de consum pompa de căldură va avea diferite performanțe energetice reliefate prin măsurători experimentale. Utilizând panourile fotovoltaice la alimentarea cu energie electrică a pompei de căldură, se poate afirma că aceste sisteme solare de producere a energiei electrice au un aport important în reducerea consumurilor energetice ale clădirilor și în asigurarea unui confort ridicat.

Cuvinte cheie: panouri fotovoltaice , energie

1. Introducere

Energia necesară pentru prepararea apei calde de consum reprezintă un element important în evaluarea consumurilor energetice a clădirilor rezidențiale. Dacă energia necesară pentru acoperirea pierderilor de căldură prin anvelopa clădirii trebuie să fie asigurată în timpul sezonului de încălzire, cea pentru obținerea apei calde de consum trebuie asigurată pe întreaga perioadă a anului [1].

În cazul utilizării pompelor de căldură, temperatura apei calde de consum obținute este pentru clădirile rezidențiale de aproximativ 40...50 °C. Pentru evitarea consumurilor de energie ridicate rezultate din funcționarea în regim instant a preparării apei calde de consum, pompele de căldură funcționează în regim de acumulare, fiind dotate în cu un boiler. Acesta este prevăzut cu o serpentină prin intermediul căreia agentul termic ridică temperatura apei calde la valoarea corespunzătoare apei de consum.

Lucrarea prezintă rezultatele cercetărilor experimentale în scopul determinării coeficientului de performanță (COP) pentru o pompă de căldură aer-apă (AWHP) la încălzirea apei calde de consum utilizând energia electrică produsă de panourile fotovoltaice.

2. Calculul necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum

Sarcina termică Q_{ac} , în W, necesară pentru prepararea a.c.c. necesare zilnic se determină în regim de acumulare cu relația:

$$Q_{ac} = \frac{N_u C_{zn} \rho_w c_w (t_{ac} - t_{ar})}{3600\tau} \quad (1)$$

în care: N_u este numărul persoanelor ce utilizează apa caldă de consum; C_{zn} – consumul zilnic normat pentru unitatea de utilizare, în l/om.zi, cu valorile recomandate în STAS 1478 [2] sau Mc 001;

ρ_w , c_w – densitatea, în kg/m³ și căldura specifică, în J/(kgK) ale apei la temperatura medie între intrarea și ieșirea din boilerul pompei de căldură;

t_{ac} – temperatura apei calde la ieșire din boiler, în °C;

t_{ar} – temperatura apei reci la intrare în boiler, în °C;

τ – timpul în care este încălzită apa, în h.

Pentru a calcula sarcina termică necesară încălzirii în regim „instant” se poate folosi relația:

$$Q_{ac} = G_{ac} \rho_w c_w (t_{ac} - t_{ar}) \quad (2)$$

în care G_{ac} este debitul de apă caldă de consum considerat cu valoarea de 10 l/min.

Conform Mc 001 [3], volumul de apă caldă necesară consumului se determină în funcție de destinația clădirii, de tipul consumatorului și de numărul de utilizatori.

Pentru clădiri noi, volumul de apă caldă de consum V_{ac} , în m³, se calculează cu relația:

Performanța energetică a unei pompe de căldură aer-apă alimentată de la un sistem de panouri fotovoltaice de tip off-grid

$$V_{ac} = \frac{N_u C_{zn}}{1000} \quad (3)$$

Numărul de persoane N_u aferent clădirilor de locuit se determină ca valoare medie, în funcție de indicele mediu (statistic) de ocupare a suprafeței locuibile a clădirilor, utilizând următoarea procedură de calcul:

- se determină suprafața locuibilă S_{Loc} ;
- se determină indicele mediu de locuire i_{Loc} , în funcție de tipul clădirii și de amplasarea acesteia;
- se determină numărul mediu normat de persoane aferent clădirii, utilizând următoarea relație de calcul:

$$N_u = S_{LOC} i_{LOC} \quad (4)$$

Energia consumată E_{ac} , în J, pentru asigurarea sarcinii termice necesare la prepararea apei calde de consum se determină cu relația:

$$E_{ac} = \sum_{i=1}^n \rho_w c_w V_{ac} (t_{ac} - t_{ar}) \quad (5)$$

unde i este indicele de calcul pentru cele n categorii de consumatori.

Prepararea de apă caldă de consum presupune alte condiții decât încălzirea, deoarece prepararea apei calde funcționează de-a lungul întregului an cu aproximativ aceleași solicitări de căldură și cu același nivel de temperatură.

3. Tehnologia panourilor fotovoltaice și radiația solară

Datorită reacțiilor nucleare ce au loc în interiorul nucleului său, Soarele reprezintă o sursă energetică vitală pentru planeta noastră. Imensa cantitate de energie radiată sub forma undelor electromagnetice, demonstrează că această stea poate să fie considerată cu o bună aproximare un corp negru (radiant complet) cu o temperatură medie a suprafeței de circa 5780 K.

În interiorul Soarelui, prin intermediul fuziunii termonucleare, în fiecare secundă 600 de milioane de tone de hidrogen se transformă în 595,5 milioane de tone de heliu, iar cele 4,5 milioane de tone de hidrogen rămase (reprezentând 0,75% din total), se transformă direct în energie după ecuația lui Einstein: $E=mc^2$.

Energia astfel generată este de circa 405.000 miliarde de TJ, o cantitate de energie de neimaginat la nivelul scoarței terestre. Toată această extraordinară putere a stelei noastre este datorată conversiei în energie a unei părți infime din totalul cantității de materie a Soarelui, cantitate comparabilă cu greutatea unui mic lanț muntos de pe Terra.

Fluxul energiei radiante care atinge o arie unitară perpendiculară la razele din exteriorul atmosferei terestre se definește ca fiind constata solară, și are o valoare de 1367 W/m^2 . Valoarea acestei constante poate fi calculată plecând de la puterea radiată de soare, dată de formula:

$$L = 4\pi R_s^2 \sigma T_s^4 \cong 3,9 \cdot 10^{33} \left[\frac{\text{erg}}{\text{s}} \right] \cong 3,9 \cdot 10^{33} \left[\frac{10^{-7} \text{ J}}{\text{s}} \right] = 3,9 \cdot 10^{26} [\text{W}] \quad (1)$$

Considerând distanța $D=1$ AU între Terra și Pământ, unde 1 AU reprezintă o Unitate Astronomică, aproximativ 150.000.000 km, vom avea că fluxul de energie transportată (constanta solară) Φ va avea valoarea:

$$\Phi = \frac{L}{4\pi D^2} = \left(\frac{R_s}{D} \right)^2 \sigma T_s^4 \cong \left[1,366 \cdot 10^6 \left(\frac{\text{AU}}{D} \right)^2 \right] \left[\frac{\text{erg}}{\text{s} \cdot \text{cm}^2} \right] \cong 1371 \pm 5 [\text{W} / \text{m}^2] \quad (2)$$

unde:

$\sigma=5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ este constanta Stefan-Boltzmann;

$D=1$ AU este distanța medie Terra-Soare de aproximativ $1,496 \cdot 10^{11} \text{ m}$;

L este luminozitatea solară $3,9 \cdot 10^{26} \text{ W}$;

R_s este razele solare ($6,958 \cdot 10^8 \text{ m}$);

T este temperatura corpului negru (5780K).

Știind că distanța dintre Soare și Terra nu este constantă -datorită faptului că mișcarea de revoluție a Pământului este o elipsă ea schimbându-se cu $\pm 3\%$ în decursul unui an calendaristic - și ținând seama că petele solare influențează valoarea energiei transmise de Soare, se poate considera în calcule o valoare medie a energiei solare primite pe suprafața Terrei (fig.1).

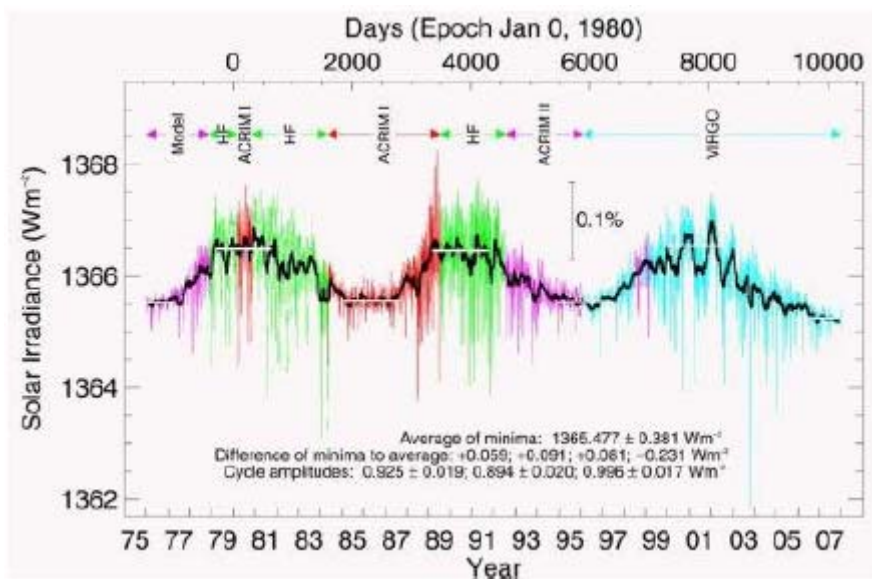


Fig. 1. Alternanța radiației solare în funcție de petele solare

Dacă se ține seama de faptul ca anual circa $1,51 \cdot 10^{17} \text{ kWh}$ ajung pe suprafața Pământului și că necesarul energetic primar mondial anual în 2006 este estimat la $5,39 \cdot 10^{13} \text{ kWh}$ de petrol, $2,7 \cdot 10^{13} \text{ kWh}$ de gaz, $3,1 \cdot 10^{13} \text{ kWh}$ de cărbuni, $8,47 \cdot 10^{12} \text{ kWh}$ de energie nucleară și $1,65 \cdot 10^{13}$ pentru valorificarea deșeurilor și resurselor regenerabile, rezultă că Soarele ne poate oferi de aproximativ 1100 ori mai multă energie decât avem nevoie.

Performanța energetică a unei pompe de căldură aer-apă alimentată de la un sistem de panouri fotovoltaice de tip off-grid

Cu toate acestea, cantitatea enormă de energie provenită de la Soare are un dezavantaj și anume este puțin concentrată și suferă de puține modificări de-a lungul drumului ei către Pământ.

4. Descrierea standului experimental

Standul utilizat pentru cercetările și măsurătorile efectuate este amplasat în laboratorul experimental și are în componență următoarele echipamente (Fig. 2):

- o pompă de căldură aer-apă tip WWK 300 SOL cu puterea termică de 1,65 W
- un boiler pentru acumularea apei calde de consum ($V=290$ litri);
- un lavoar;
- un sistem fotovoltaic tip off-grid de putere 1,5 kWp;

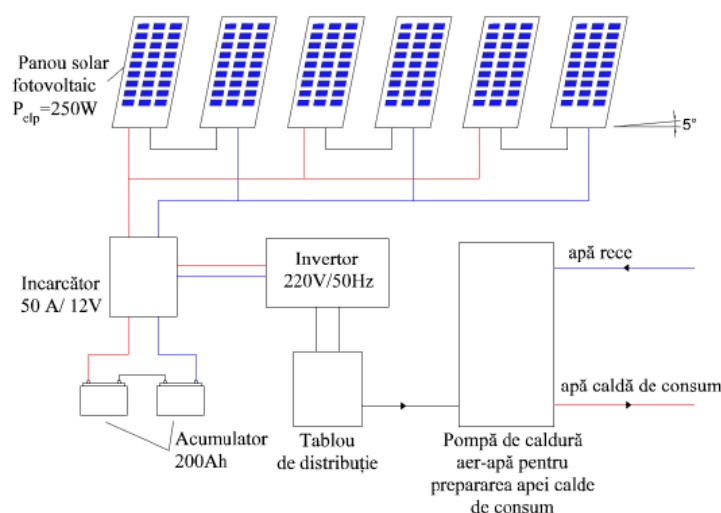


Fig. 2. Stand experimental – Sistem fotovoltaic off-grid și pompă de căldură aer-apă pentru prepararea apei calde de consum

5. Evoluția COP al pompei de căldură în funcție de ecartul de temperatură a apei calde din boiler

Performanța pompei de căldură este influențată de volumul de apă caldă consumat instantaneu, acesta conducând și la emisii de CO_2 mai ridicate.

În Tabelul 2 sunt centralizate valorile medii ale temperaturilor măsurate (t_{im} , t_{am} , t_{accm}), energia electrică consumată (E_{el}), energia termică (E_t) utilizată la prepararea apei calde de consum, COP al pompei de căldură, precum și emisiile de CO_2 pentru 6 experimente la diferite ecarturi de temperatură (Δt) pentru prepararea apei calde de consum [4].

Tabelul 2

Evoluția COP al pompei de căldură în funcție de ecartul de temperatură a apei calde din boiler

Nr. crt.	Δt [°C]	t_{im} [°C]	t_{fm} [°C]	$t_{acc\ m}$ [°C]	E_{el} [kWh]	E_t [kWh]	COP	CO ₂ [kg]
1.	3	33,19	22,05	19,87	0,185	0,445	2,405	0,00
2.	5	39,21	21,55	30,55	0,312	1,112	3,564	
3.	10	36,07	20,89	27,58	0,790	2,357	2,983	
4.	15	37,26	22,01	27,61	0,987	2,799	2,835	
5.	20	41,24	21,87	31,23	1,450	3,198	2,205	
6.	25	42,62	21,23	32,59	2,101	4,297	2,045	

6. Concluzii

Pentru un volum de apă caldă consumat instantaneu, performanța pompei de căldură poate scădea cu până la 27% când temperatura apei calde de consum trebuie ridicată cu 25 °C. În cazul utilizării pompei de căldură numai pentru prepararea apei calde de consum la diverse temperaturi între 40 și 60 °C, pentru o familie, COP este în jur de 2, iar emisiile de CO₂ sunt egale cu zero având în vedere faptul că avem un sistem de panouri fotovoltaice care asigură integral energia electrică pentru funcționarea pompei de căldură ce prepară apă caldă de consum.

Bibliografie:

- [1]. Georgescu, M. Aspecte privind evoluția consumurilor de energie în sectorul construcțiilor de locuințe din România, Antreprenorul, nr. 4-5, 1997.
- [2]. *** STAS 1478, Alimentarea cu apă la construcții civile și industriale. Prescripții fundamentale de proiectare, București, 1990.
- [3]. *** Mc 001/2, Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor (instalațiile din clădiri), București, 2006.
- [4]. Sârbu, I., Kalmár, F., Cîncă, M. Instalații termice interioare. Optimizare și modernizare energetică, Editura Politehnica, Timișoara, 2007.

REVISTA ROMÂNĂ DE INGINERIE CIVILĂ INCLUDE ARTICOLE DIN URMĂTOARELE DOMENII

ROMANIAN JOURNAL OF CIVIL ENGINEERING INCLUDE ARTICLES FROM THE FOLLOWING AREAS

- | | |
|--|---|
| . Mecanica structurilor | . Mechanics of structures |
| . Inginerie seismică și siguranța construcțiilor | . Seismic engineering and construction safety |
| . Inginerie urbană și dezvoltare regională | . Urban engineering and regional development |
| . Construcții civile | . Civil buildings |
| . Căi de comunicații, poduri și tunele | . Communication ways, bridges and tunnels |
| . Căi ferate | . Railways |
| . Drumuri și aeroporturi | . Roads and airports |
| . Construcții din beton armat | . Reinforced concrete buildings |
| . Construcții metalice | . Metal constructions |
| . Geotehnică și fundații | . Geotechnics and foundations |
| . Alimentări cu apă și canalizare | . Water supply and sanitation |
| . Tratarea apei | . Water treatment |
| . Epurarea apelor uzate | . Wastewater treatment |
| . Construcții hidrotehnice | . Hydro construction |
| . Îmbunătățiri funciare | . Land improvements |
| . Hidraulică și mecanica fluidelor | . Hydraulics and Fluid Mechanics |
| . Hidrologie, hidrogeologie și gospodărirea apelor | . Hydrology, hydrogeology and water management |
| . Protecția mediului în inginerie civilă | . Environmental protection in civil engineering |
| . Instalații pentru construcții | . Building services |
| . Management în construcții | . Construction Management |
| . Calitatea mediului interior | . Indoor environmental quality |
| . Acustica clădirilor și a instalațiilor | . Acoustic of buildings and installations |
| . Energetica clădirilor și instalațiilor | . Energy of buildings and installations |
| . Geodezie, fotogrammetrie, cartografie | . Geodesy, photogrammetry, cartography |
| . Termotehnică | . Thermotechnics |
| . Mașini și utilaje pentru construcții | . Constructions machinery |
| . Mecanică tehnică și vibrații | . Technical mechanics and vibrations |
| . Electrotehnică | . Electrotechnics |
| . Ingineria calității | . Quality engineering |
| . Științe fundamentale în inginerie civilă | . Fundamental science in civil engineering |

INFORMATION FOR AUTHORS

- For the works proposed for publication in the Romanian Journal of Civil Engineering, there are no costs for the author to analyze the manuscript and / or publish the article
- The publication of the article is conditional on its analysis in a peer-review process, as mentioned at <http://www.rric.ro/etica.php>; the author is required to participate in the peer-review process
- The article proposed for publication in the Romanian Journal of Civil Engineering has not been published and can no longer be published in another journal. If portions of content overlap with published content or for publication in another journal, the author must recognize and quote these sources
- Send to publish of an article implies that the study described in the article is original and does not infringe copyright. In the necessary circumstances, the author has to recognize and quote content reproduced from other sources after having previously obtained permission to reproduce the required content from other sources
- If there are more than one author, the content of the article is known and approved by all authors who contributed to writing the article and / or performing the research described in the paper
- All authors of an article should make a significant contribution to its writing
- The proposed article for publication will contain bibliographical references, as well as references to financial support, if any
- In the event of an error being reported in the paper after its publication, the author is required to cooperate with the Editorial Board and the publisher to publish an errata, an addendum, a corrigendum notice, or to withdraw the work if this is considered necessary.

At http://www.rric.ro/template/rric_template.doc there is the template where the proposed article should be sent for publication; the article is sent by email to office@matrixrom.ro or uploaded directly from the journal's website <http://www.rric.ro/autori.php>.

INFORMAȚII PENTRU AUTORI

- Pentru lucrările propuse spre publicare în Revista Română de Inginerie Civilă nu există costuri ale autorului pentru analiza manuscrisului și/sau pentru publicarea articolului
- Publicarea articolului este condiționată de analiza acestuia într-un peer-review proces, așa cum este menționat la <http://www.rric.ro/etica.php>; autorul este obligat să participe la procesul de peer-review
- Articolul propus pentru publicare în Revista Română de Inginerie Civilă nu a mai fost și nu mai poate fi publicat într-o altă revistă. Dacă porțiuni de conținut se suprapun cu conținut publicat sau trimis spre publicare la o altă revistă, autorul trebuie să recunoască și să citeze aceste surse.
- Trimiterea către publicare a unui articol implică faptul că studiul descris în articol este original și nu încalcă drepturile de autor. În situațiile necesare autorul trebuie să recunoască și să citeze conținutul reprodus din alte surse, după ce a obținut anterior permisiunea de a reproduce conținutul necesar din alte surse.
- În cazul în care există mai mulți autori, conținutul articolului este cunoscut și aprobat de toți autorii care au contribuit la scrierea articolului și/sau la realizarea cercetării descrise în lucrare.
- Toți autorii unui articol trebuie să aibă o contribuție semnificativă la elaborarea acestuia
- Articolul propus pentru publicare va conține referințe bibliografice, precum și mențiuni referitoare la suportul financiar, dacă este cazul
- În cazul semnalării unor erori în lucrare, după publicarea acesteia, autorul este obligat să coopereze cu Colegiul Editorial și cu editura pentru a publica o erată, o addendum, o notificare de corrigendum sau pentru a retrage lucrarea, în cazul în care acest lucru este considerat necesar.

La adresa http://www.rric.ro/template/rric_template.doc se găsește formatul (template) în care trebuie trimis articolul propus pentru publicare; articolul se trimite prin email la adresa office@matrixrom.ro sau se încarcă (upload) direct din website-ul revistei, secțiunea pentru autori <http://www.rric.ro/autori.php>.