

ANUL 44 Revista INGINERIA INSTALATIILOR

NR. 3/2022
ANUL II/XLIV



ÎNCĂLZIRE • RĂCIRE • VENTILARE • CLIMATIZARE • SANITARE • PROTECȚIE ACTIVĂ LA FOC ȘI DESFUMARE • GAZE • SISTEME DE ALIMENTARE CU APĂ ȘI CANALIZARE • ILUMINAT • ELECTRICE • AUTOMATIZĂRI • DETECTARE, SEMNALIZARE ȘI AVERTIZARE INCENDIU BMS ȘI TEHNOLOGII DE COMUNICARE ȘI INFORMARE • SURSE NOI DE ENERGIE • GESTIONAREA DEȘEURILOR • PROTECȚIA MEDIULUI

UT
CB



Universitatea
Tehnică de Construcții
București

up



Universitatea
Politehnică
Timișoara



Universitatea
Tehnică
Cluj-Napoca



Universitatea
Tehnică
"Gheorghe Asachi"
Iași



Universitatea
Transilvania
din Brașov

CONFERINȚA NAȚIONALĂ A INGINERILOR DE INSTALAȚII

EDIȚIA 57/2022

Facultatea de Construcții
Universitatea Transilvania
din Brașov
13-14 oct. 2022

REHVA
3E

Federation of
European Heating,
Ventilation and
Air-conditioning
Associations

ASHRAE

Parteneri



- Performanța energetică a clădirilor și instalațiilor
- Calitatea mediului construit
- Prezentarea rezultatelor și impactului proiectului European U-CERT
- Concursul studențesc REHVA
- Adunarea Generală AIIR

Sponsori



GOLD



SILVER



Instalațiile dau viață clădirilor



Dr.ing.
Ioan Silviu DOBOȘI
PREȘEDINTE

ASOCIAȚIA INGINERILOR DE INSTALAȚII DIN ROMÂNIA

MEMBRII CONSILIULUI DIRECTOR MANDAT 2020 - 2024



Conf. univ. dr. ing.
Cătălin LUNGU
PRIM VICEPREȘEDINTE
Președinte
Filiala AIIR Valahia



Prof. univ. dr. ing.
Ioan AȘCHILEAN
VICEPREȘEDINTE
Președinte
Filiala AIIR Transilvania
Cluj-Napoca



Conf. univ. dr. ing.
Vasilică CIOCAN
VICEPREȘEDINTE
Președinte
Filiala AIIR Moldova
Iași



Dr. ing.
Ștefan DUNĂ
VICEPREȘEDINTE
Președinte
Filiala AIIR Banat
Timișoara



Conf. univ. dr. ing.
Nicolae IORDAN
VICEPREȘEDINTE
Președinte
Filiala AIIR Transilvania
Brașov



Prof. univ. dr. ing.
Rodica FRUNZULICĂ
VICEPREȘEDINTE



Conf. univ. dr. ing.
Dana TEODORESCU
VICEPREȘEDINTE



Conf. univ. dr. ing.
Cătălin POPOVICI
VICEPREȘEDINTE



Conf. univ. dr. ing.
Silvana BRATA
VICEPREȘEDINTE



Șl. dr. ing.
Andrei BOLBOACĂ
VICEPREȘEDINTE



Șl. dr. ing.
Gheorghe DRAGOMIR
VICEPREȘEDINTE



Șl. dr. ing.
Anagabriela DEAC
VICEPREȘEDINTE



Dr. ing.
Remus Retezan
VICEPREȘEDINTE



Ing.
Radu ROMAN
VICEPREȘEDINTE



Ing.
Adrian TIGHICI
VICEPREȘEDINTE



Prof. univ. dr. ing.
Liviu DRUGHEAN
DIRECTOR EXECUTIV

ASOCIAȚIA INGINERILOR DE INSTALAȚII DIN ROMÂNIA

Bd. Pache Protopopescu nr. 66
email: office@aiiro.ro

Biroul Executiv al AIIR

Ioan Silviu Doboși
Președinte
Cătălin Lungu
Prim Vicepreședinte AIIR
Președinte Filiala AIIR Valahia
Ioan Așchilean
Vicepreședinte AIIR
Președinte Filiala AIIR Transilvania Cluj-Napoca
Vasilică Ciocan
Vicepreședinte AIIR
Președinte Filiala AIIR Moldova Iași
Ștefan Dună
Vicepreședinte AIIR
Președinte Filiala AIIR Banat Timișoara
Nicolae Iordan
Vicepreședinte AIIR
Președinte Filiala AIIR Transilvania Brașov

Comisia AIIR pentru relații publice, media și publicații

Marius Adam
AIIR Filiala Banat Timișoara
Ana Diana Ancaș
AIIR Filiala Moldova Iași
Carmen Maria Mărza
AIIR Filiala Transilvania Cluj

Redactor șef Tiberiu Catalina

Recenzori științifici

Prof. univ. em. dr. ing. Gheorghe Badea
Prof. univ. em. dr. ing. Iolanda Colda
Prof. univ. em. dr. ing. Adrian Retezan

Comitet editorial

Cristian Cherecheș
Veronica Gagea
Adriana Tokar

Grafică și tehnoredactare Sorin Lipoveanu

Editura Matrixrom
Director Iancu Ilie
021.411.36.17, 0733.882.137
www.matrixrom.ro

ISSN: 2810-5303
ISSN-L: 2810-5303



Proiectul "ȘCOLI SĂNĂTOASE"

Preocupările membrilor AIIR în elaborarea de normative este binecunoscut iar anul acesta prin noul Normativ privind proiectarea, realizarea și exploatarea construcțiilor pentru școli și licee, indicativ NP 010-2022 aprobat de MDLPA inginerii de instalații și nu numai au toate informațiile esențiale pentru a pregăti un mediu curat și sănătos pentru copii.

Este bine cunoscut că o pondere mare în performanța și sănătatea elevilor o are atât calitatea aerului din interior, iluminatul sălilor, temperatura și nivelul de umiditate cât și starea generală a clădirii. Într-o incintă școlară optimizată energetic, elevii și profesorii vor beneficia de un mediu adecvat pentru a susține orele dedicate studiului, astfel încât performanța nu va fi afectată, dimpotrivă, va fi păstrată la cele mai înalte standarde.

O școală care asigură aer proaspăt filtrat, temperatură și umiditate optimă, precum și cantitatea de lumină ideală reprezintă un mediu sănătos și prin urmare se va reduce riscul de îmbolnăvire și implicit și numărul de absențe din motive medicale.

Sindromul de clădire bolnavă are un număr ridicat de cauze posibile, printre care vom menționa:

- a) concentrațiile mari de dioxid de carbon și alți compuși organici volatili periculoși pentru sănătate (ex. benzen, formaldehidă - prezentă în mobilă, parchet etc);
- b) nivelurile ridicate de praf;
- c) ventilația deficitară sau chiar inexistentă în sălile de cursuri;
- d) petrecerea unui timp îndelungat în spații având niveluri de iluminare insuficiente;

- d) prezența mușcăliului și a altor tipuri de ciuperci în spațiile interioare;
- e) inhalarea vaporilor din produsele de curățenie; expunerea la un nivel ridicat de radon (gaz radioactiv cancerigen);
- f) valori prea mici sau prea mari ale temperaturii și/sau umidității; acustica slabă a sălilor (ecou prea mare, nivel mare de zgomot exterior).

Instalațiile joacă un rol crucial nu doar în eficientizarea energetică dar în primul rând cel mai important rol îl au în asigurarea confortului și sănătății ocupanților.

Clădirile școlare eficiente energetic sunt proiectate în mod conștient pentru a avea un impact redus asupra mediului. Acestea sunt eficiente din punct de vedere al consumului redus pentru încălzire, apă caldă, iluminat, climatizare și se construiesc sau renovează cu materiale durabile, non-toxice și ignifuge.

În parteneriat strâns cu AIIR România și alți parteneri instituționali (Primăria Sector 3, UTCB, UTCN, UBB, UAIM, URBAN-INCERC, Institutul de Antropologie „Francisc I. Rainer”, al Academiei Române, REHVA, OAER, ROGBC, VolunDar) proiectul "Școli Sănătoase" este un proiect unic în România inițiat pentru a testa și promova cele mai bune soluții tehnice (sistem de ventilare, iluminat LED inteligent, utilizare pompe de căldură, panouri fotovoltaice, etc) pentru eficientizarea energetică a clădirilor educaționale având ca scop final asigurarea unui mediu curat și sănătos pentru copii.

Descoperiți mai multe despre această inițiativă unicat aici:
<https://www.facebook.com/aercuratscoli/>

Cuprins

Evaluarea calității aerului interior într-o școală primară și soluții de îmbunătățire prin utilizarea de purificatoare de aer.....	4
Procedura simplificată de evaluare a performanțelor energetice ale pompelor de căldură pentru prepararea apei calde de consum. Analiza energetică și economică.....	10
Analiza eficienței unui recuperator de căldură cu tuburi termice de tip apă-aer prin simulare numerică.....	20
Studiu privind simularea numerică a propagării unui incendiu în cazul unui imobil.....	28
Sănătatea locuirii, confortul și plata energiei utilizate pentru încălzirea și răcirea spațiilor la clădirile utilizate în comun - analiză și propuneri.....	34
Conferința tehnico-științifică "Instalații pentru construcții și economia de energie" Ediția XXXII - Fotoreportaj.....	36

EVALUAREA CALITĂȚII AERULUI INTERIOR ÎNTR-O ȘCOALĂ PRIMARĂ ȘI SOLUȚII DE ÎMBUNĂTĂȚIRE PRIN UTILIZAREA DE PURIFICATOARE DE AER

¹Universitatea Tehnică de Construcții București,
Facultatea de Inginerie a Instalațiilor

²DAIKIN Europa-Centrală România

contact: tiberiu.catalina@gmail.com



Tiberiu Catalina¹



Andrei Damian¹



Andreea Vartires¹



Marius Niță¹



Vicențiu Racovițeanu¹



Cătălin Negruțiu²

1. INTRODUCERE

Elevii își petrec o bună parte a timpului lor în sala de clasă (aproximativ 25%), făcând ca sălilor de clasă să li se acorde o foarte mare importanță, considerat ca și un al doilea camin. Gradul de ocupare al sălilor de clasă este foarte ridicat, sunt cele mai aglomerate în comparație cu oricare altă clădire din lume, de aceea este vital ca climatul interior să nu afecteze confortul, sănătatea sau performanța intelectuală a ocupanților.

Proiectele de școli vizează atingerea unor norme minime de siguranță, sănătate, confort și încadrarea într-un buget minim, fără a avea drept scop optimizarea sănătății și a confortului utilizatorilor.

Început în ianuarie 2022, proiectul Școli Sănătoase (scolisanatoase.ro) reunește o echipă interdisciplinară de experți formată din ingineri de instalații, ingineri constructori, arhitecți, antropologi, cercetători, chimiști, medici, profesori și este coordonată de Tiberiu Catalina,

conferențiar la Universitatea Tehnică de Construcții București.

Dimensiunea de cercetare aplicativă a proiectului Școli Sănătoase are ca obiectiv implementarea și testarea într-o școală-pilot din București a unor soluții eficiente energetic de asigurare a calității aerului interior, a confortului termic, acustic și vizual.

Proiectul propune, ca primă etapă, o serie de măsurători experimentale ale parametrilor interiori: temperatura, umiditatea, nivelul de praf, nivelul de compuși organici volatili, nivelul de radon, nivelul de dioxid de carbon și a altor poluanți interiori, nivelul de zgomot, nivelul iluminatului natural și artificial etc.

Dilema în cercetarea privind clădirile de școală provine din încercarea de a găsi un echilibru în triunghiul: eficiență energetică – confort termic – calitatea aerului interior.

Confortul termic se bazează pe un cumul de 6 factori: temperatura aerului, temperatura radiantă, rata de ventilare a aerului, umiditatea relativă, calitatea îmbrăcăminții și rata metabolică de bază.

Aerisirea naturală prin intermediul ferestrelor exclusiv în timpul pauzelor nu este suficientă. Iar majoritatea școlilor nu deține sisteme de ventilare mecanică.

Controlul ventilării poate fi însă dificil de realizat, din cauza condițiilor variabile (vânt, temperatură, presiune). Astfel că, în timpul unor temperaturi foarte ridicate vara sau foarte

scăzute iarna, soluția nu este aplicabilă. Aparatele de climatizare utilizate în mod curent în școli nu îmbunătățesc calitatea aerului interior, iar ventilarea exclusiv naturală induce pierderi necontrolate de energie.

Pe măsură ce dovezile din studii de cercetare se acumulează, acestea trebuie nu doar arhivate, cât mai ales menținute la un nivel ușor accesibil, pentru a putea fi aplicate în noi proiecte. Iar pe măsură ce ne antrenăm și din ce în ce mai multe organizații vor utiliza proiectarea bazată pe dovezi (Evidence-based Design – EBD), va crește încărcătura de responsabilitate de pe umerii arhitecților și inginerilor.

REFERINȚE

Copiii sunt deosebit de sensibili și în dezvoltare fizică (plămânii acestora nu sunt ajunși la maturitate) și în comparație cu un adult sănătos, vor suferi mult mai devreme consecințele unui mediu interior neadecvat. Școlile sunt ocupate de un număr mare de elevi care produc poluanți precum CO₂, umiditate și praf.

În plus, componentele clădirii, mobilierul și echipamentele contribuie la eliberarea de poluanți, cum ar fi compușii organici volatili (COV), formaldehida. Este necesară o ventilație adecvată pentru a elimina acești poluanți din aerul interior, totodată elevii produc și căldură, care, fără o ventilație adecvată, crește temperatura în clasă. Numărul copiilor cu probleme de sănătate legate de calitatea aerului este adesea subestimat, la nivel mondial, astmul este cea mai răspândită boală cronică la copii.

Un mediu sănătos și curat, lipsit (pe cât posibil) de alergeni (acarieni de casă, alergeni de pisică, polen etc.) și alte substanțe iritante (considerând de exemplu vapori chimici sau praful din aer) reduce considerabil șansa de astm bronșic.

Expunerea copiilor cu astm bronșic și alte tulburări ale căilor respiratorii cât mai puțin posibil, reduce dezvoltarea bolii, ceea ce aduce beneficii funcționării lor zilnice și sănătății pe viitor. „În ultimii ani, au fost efectuate diverse studii privind relația dintre ventilație și performanța de învățare (Bakó-Biró et al., 2008; De Gids et al., 2008; De Gids et al., 2006; Shaughnessy și colab., 2006; Wargocki și colab., 2005).” Performanța de învățare scade puternic când debitul de ventilare alocat unei singure persoane este sub 4 l/s pers.

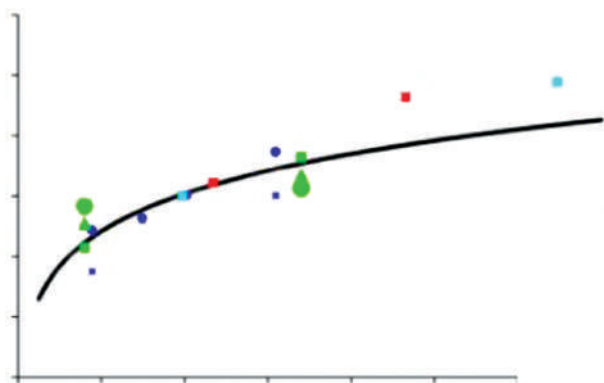


Fig. 1. Relația dintre rata de ventilare și performanța relativă a învățării (Franchimon et al., 2009; Jacobs et al., 2007)

În figura 1 se poate observa că un mediu interior bun se realizează printr-o bună proiectare a clădirii și a sistemelor, dar și managementul și întreținerea adecvată împreună cu utilizarea responsabilă a dotărilor de către utilizatorii clădirii.

Prevalența calității aerului interior într-o clădire școlară, ca exemplu, o școală elementară din Finlanda, este evidențiată în articolul "Indoor environmental quality in school buildings, and the health and wellbeing of students" și are ca scop studiul la nivel de școală sau de clasă a simptomelor auto-raportate folosind date colectate printr-un chestionar de sănătate care cuprinde 37 de întrebări.

În urma chestionarului au rezultat următoarele:

Cele mai frecvente simptome săptămânale în semestrul de primăvară au fost oboseala (7,7%), nasul înfundat (7,3%) și durerea de cap (5,5%).

„La nivel de grup, valorile cele mai frecvent găsite, peste 95%, au fost respirația îngreunată, tusea cu respirație îngreunată și febra peste 37°C.”

„Factorii IEQ cei mai frecvent raportați care cauzează disconfort zilnic în sălile de clasă au fost zgomotul (11,0%) și calitatea slabă a aerului din interior (IAQ – Indoor air quality) (7,0%), care au fost, de asemenea, cele mai frecvent găsite, peste 95% la nivel de grup, împreună cu temperatura interioară ridicată resimțită și praf sau murdărie.”

„Deoarece elevii sunt principala sursă de poluare interioară în sălile de clasă, evaluarea calității aerului s-a bazat pe măsurători ale concentrației de dioxid de carbon.”

Particulele de nivel microscopic pătrund adânc în plămâni, ocolind apărarea naturală a organismului și pot intra în sânge provocând boli pulmonare, cancer, accidente vasculare, cerebrale și atacuri de cord. După ce particulele sunt inhalate, soarta fiecărei particule depinde de dimensiunea acesteia: cu cât particulele sunt mai fine, cu atât pătrund mai departe în corp. PM10, particule cu diametre mai mici de 10 micrograme (μg), sunt suficient de mici pentru a trece prin firele de păr din nas.

Acestea călătoresc în tractul respirator și în plămâni, unde elementele metalice de pe suprafața particulelor oxidează

celulele pulmonare, lezându-le ADN-ul și crescând riscul de cancer. Interacțiunile particulelor cu celulele pulmonare pot duce, de asemenea, la inflamație, iritație și blocarea fluxului de aer, crescând riscul sau agravând bolile pulmonare care îngreunează respirația, cum ar fi tulburarea pulmonară obstructivă cronică (BPOC), boala pulmonară chistică și bronșectazia.

2. STUDIU DE CAZ

2.1 DESCRIERE ȘCOALĂ-PILOT

Clădirea pilot este situată în București are regimul de înălțime Sp+P+2E, are amprenta la sol de aproximativ 765 m² și din informațiile primite de la administratorul imobilului reiese că a fost construită în jurul anului 1967, proiectul fiind un proiect tip re folosibil la mai multe școli.

Construcția are o formă dreptunghiulară (cu excepția zonelor de capăt) cu laturile exterioare de 18.80 m x 45.50 m, având o deschidere marginală de 6.20m și patru deschideri cu mărimea cuprinsă între 3.00m și 3.20m și 15 travee cu mărimea cuprinsă între 3.00 m și 3.10 m. Înălțimile de nivel sunt: 1.80 m subsolul tehnic parțial și 3.40 m parterul, etajul 1 și etajul 2.



Fig. 2. Poză exterioară clădire și poză interior sală de curs

Au avut loc lucrări de reabilitare cu scopul de a crește performanța energetică a unității de învățământ, respectiv reducerea consumurilor energetice pentru încălzirea spațiilor, în condițiile asigurării și menținerii climatului termic interior, modernizarea acestora precum și ameliorarea aspectului urbanistic al localităților.

Lucrările s-au făcut conform celor menționate în auditul energetic întocmit pentru această unitate de învățământ.

Lucrările de intervenție au presupus modificări ale elementelor de clădire care afectează consumurile energetice și calitatea învățământului în această unitate.

Aceste lucrări au fost concepute încât să asigure o imagine arhitecturală îmbunătățită, integrare în ansamblul urban, precum și o creștere a confortului utilizatorilor.

Obiectivele articolului sunt de a analiza calitatea aerului prin măsurări ale concentrației de CO₂ dar și a particulelor de praf PM2.5, PM10.

Un al doilea obiectiv important a fost impactul unor purificatoare produse de DAIKIN asupra reducerii particulelor de praf.

Clădirea are acoperiș de tip pod cu șarpană din lemn.

Din punct de vedere funcțional clădirea cuprinde săli de clasă, laboratoare pentru chimie, biologie și informatică, cancelarie, bibliotecă, grupuri sanitare, spații administrative (birouri pentru director, secretariat, etc.), cabinet medical, spații tehnice, anexe și depozitări.

Este de tip șarpantă acoperită cu tablă zincată și sisteme de jgheaburi și burlane din tablă zincată.

Tâmplăria exterioară din PVC și geam termopan este parțial degradată.

Purificatoarele de aer Daikin filtrează particulele, alergenii și mirosurile neplăcute, pentru a furniza aer curat pentru respirație, optimizând nivelurile de confort și reducând riscurile asupra sănătății.

2.2 DESCRIERE PURIFICATOARE DE AER DAIKIN

Purificatoarele de aer vă permit să controlați în totalitate locația și momentul de furnizare a aerului curat.

Dimensiunile compacte și greutatea ușoară vă permit să amplasați puricatorul de aer acolo unde este nevoie, iar comenzile sofisticate, dar ușor de utilizat, vă permit să controlați pe deplin debitul, nivelurile de umiditate și utilizarea programată.

Modurile diferite au funcții prestabilite, care pot fi utilizate în caz de situații speciale.

Asemenea tuturor produselor și sistemelor Daikin, purificatoarele de aer au eficiență energetică ridicată, grație senzorilor speciali, care detectează nivelul de poluanți din aer și pornesc și opresc unitatea în funcție de necesitate, în timp ce programatoarele permit programarea purificării automate a aerului.



Fig. 3. - Purificatoare de aer DAIKIN

Puricatorul de aer MCK55W de la Daikin are o capacitate de purificare a aerului de la 54m³/h în modul Silențios până la 330m³/h în modul Turbo, o capacitate de umidificare a acestuia de la 200ml/h până la 500ml/h și un consum maxim de energie de 56W în modul Turbo.

Din punct de vedere acustic, acesta produce un nivel de zgomot cuprins în intervalul 19-53dB(A), depinzând de modul de funcționare ales.

Caracteristicile puricatorului de aer MCK55W:

- **Funcția de umidificare**
Puricatorul are funcția de umidificare pentru menținerea unui raport optim de umiditate și protecție împotriva virusurilor.
- **Structura inovatoare**
Datorită noii structuri inovatoare pe verticală, aparatul este

compact, eficient și silențios, iar grație roților incluse în pachet, aparatul este portabil și ușor.

- **Filtru HEPA electrostatic**
Elimină 99,97% particule fine de 0,3 μm de praf și poluanți. Filtrul are o durată de viață de 10 ani.
- **Modul antipolen**
Prin crearea unei turbulențe ușoare în aerul din încăpere, polenul este prins înainte de a ajunge pe podea.
- **Funcție de monitorizare praf PM2.5**
Controlează și afișează nivelul de praf și miros.

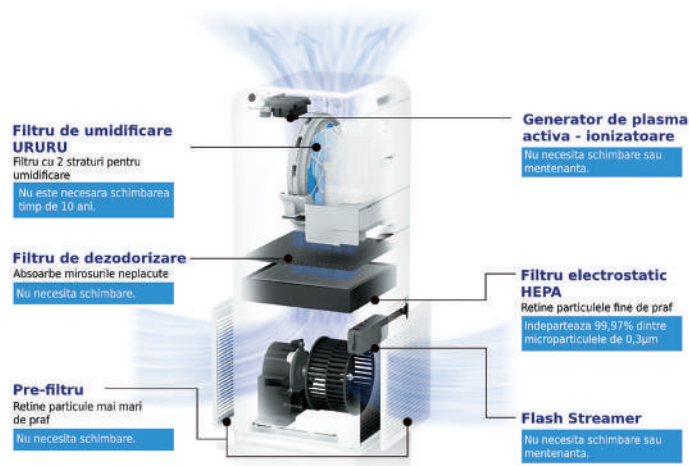


Fig. 4. - Componenta unui puricator de aer Daikin MCK22W

- **Child lock - protecție pentru copii**
Previne operarea necorespunzătoare a puricatorului de aer de către copii.
- **Modul economic**
În modul de economisire a energiei, setarea ventilatorului se mută automat pe Silențios sau Încet. Consumul de energie și zgomotul de funcționare sunt reduse.
- **Aer curat și purificat**
Aer curat obținut prin descărcarea ionilor de plasmă activi, cu ajutorul tehnologiei Flash Streamer.
- **Modul Auto**
Setarea ventilatorului (Silențios, Încet, Standard, Mare) este reglată automat în funcție de gradul de impuritate al aerului și de umiditate (când funcția de umidificare este activă). Capacitatea de purificare crește odată cu puterea ventilatorului.

3. REZULTATE

Prima etapă de măsură a constat în evaluarea concentrației de CO₂ și a temperaturii interioare așa cum se poate observa din Figura 5. Putem observa că se depășește pragul maxim admisibil, iar concentrația de CO₂ ajunge la valori de 3000 ppm în mare parte a timpului de ocupare.

Concentrația de CO₂ crește în momentul în care elevii se adună în sala de clasă (cu aproximativ 30 de minute înainte de începerea orelor). Creșterea este una rapidă, înregistrându-se valori mari la aproximativ 2 ore de la începerea orelor.

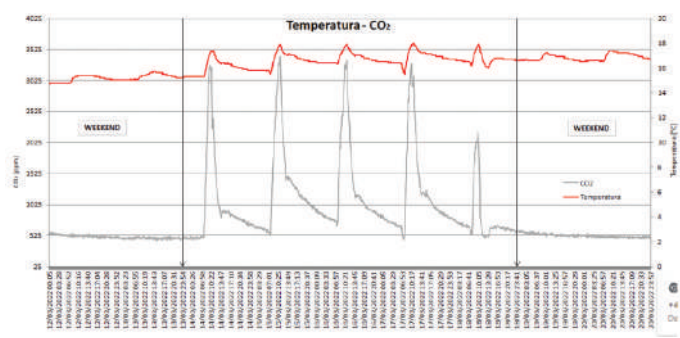


Fig.5. - Măsurări CO₂ și temperatură sală de curs săptămâna 12.03-20.03.2022

Conform ASHRAE (The American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers) nivelul de concentrații de CO₂ interior nu trebuie să depășească valoarea de 1000 ppm. La finalul orelor concentrația de CO₂ scade brusc, scădere datorată elevilor ce părăsesc încăperea și ferestrelor ce sunt deschise în vederea aerisirii sălii de curs. În momentul în care sursa de poluare interioară principală (oamenii) nu mai sunt prezenți și ferestrele sunt deschise, concentrația de dioxid de carbon scade destul de rapid (în 2 ore), atingând valori cuprinse între aproximativ 950ppm și 1500ppm.

Practic, aerul interior viciat a fost "spălat" de aerul exterior curat, astfel concentrația de dioxid de carbon din aerul interior a fost diminuată. După închiderea ferestrelor, concentrația de CO₂ continuă să scadă lent, această scădere este datorată neetanșeităților (infiltrațiilor de aer), realizându-se permanent schimburi de aer cu încăperile vecine și/sau exteriorul. La finalul zilelor din cursul săptămânii, la ora 23:00, s-au înregistrat valori cuprinse între 460 ppm și 687 ppm, valori la care calitatea aerului interior se consideră ca fiind una bună.

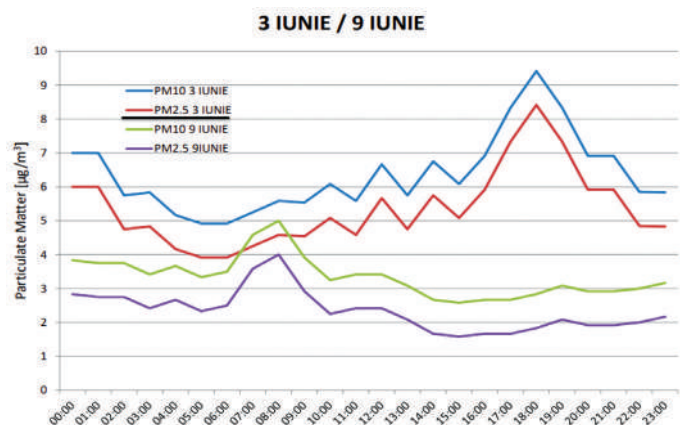
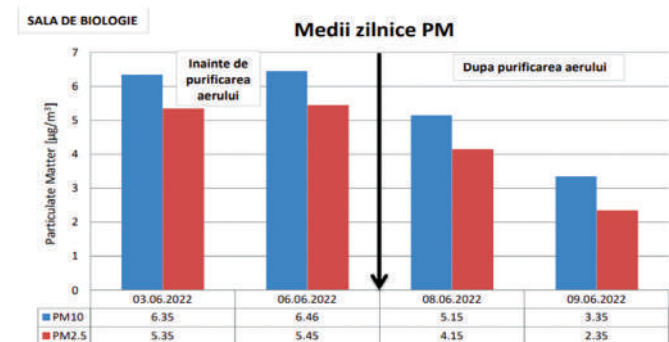


Fig.6. - Analiză particule de praf PM2.5 și PM10 cu și fără purificatoare – Sala de Biologie

S-a ales ca și perioadă de analizare a datelor înregistrate de senzorii Daikin IAQ zilele de până în montarea purificatoarelor de aer Daikin MCK55W, zilele de 3 și 6 iunie, respectiv zilele de după montarea acestora, acestea fiind zilele de 8 și 9 iunie. În ziua de 7 iunie, la aproximativ ora 15:00 au fost instalate purificatoarele de aer, datele înregistrate în această zi nefiind luate în calcul în cadrul comparației.

În sala de Biologie se poate observa o îmbunătățire a calității aerului prin scăderea concentrației particulelor de praf PM2.5 de la o medie de 5.45μg/m³ înregistrată înaintea instalării purificatoarelor de aer, la o medie de doar 2.35μg/m³ după instalarea acestora.

În ceea ce privește concentrația de particule de praf mai mari PM10, aceasta a scăzut de la valoarea medie înregistrată de 9.91 μg/m³ la o valoare medie de 5.06 μg/m³. Practic, concentrațiile de particule de praf PM2.5 și PM10 au fost reduse cu aproximativ 50% în cazul sălii de Biologie.

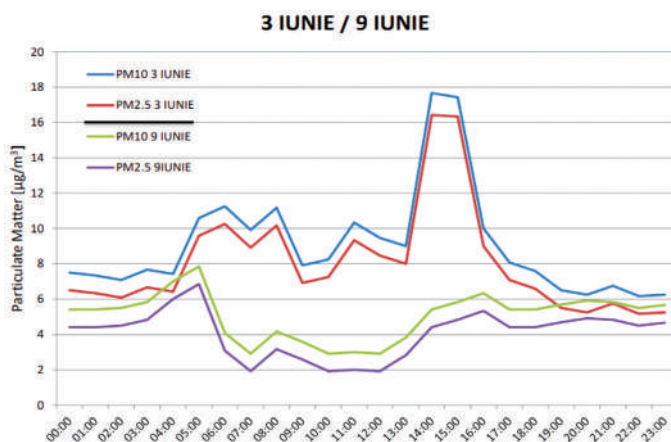
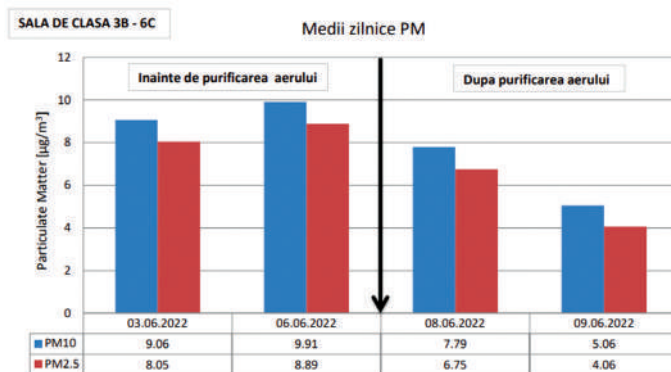


Fig.6. - Analiză particule de praf PM2.5 și PM10 cu și fără purificatoare – Sala 3B/6C

În sala de clasă 3B - 6C s-au înregistrat valori mai mari ale concentrației de particule de praf, acest lucru este datorat numărului mai mare de elevi prezenți și de o activitate a acestora mai ridicată în timpul orelor.

O activitate fizică mai ridicată conduce la o rată mai mare de antrenare a particulelor de praf în aerul interior (particulele de praf de PM10 sau mai mici sunt mai ușoare și implicit sunt menținute în aer un timp mai îndelungat, acestea pot rămâne cu ușurință în aer timp de câteva ore).

Conform datelor înregistrate în perioada premergătoare instalării purificatoarelor de aer s-au observat valorii medii ale concentrației de particule de praf de până la $9.91 \mu\text{g}/\text{m}^3$ în cazul PM10, și de până la $8.89 \mu\text{g}/\text{m}^3$ în cazul PM2.5.

Ca și în cazul sălii de Biologie, valorile medii ale concentrației de PM10 și PM2.5 se înjumătățesc, acestea reducându-se până la o valoare medie a PM10 de $5.06 \mu\text{g}/\text{m}^3$ și o valoare medie a PM2.5 de $4.06 \mu\text{g}/\text{m}^3$.

4. CONCLUZII

Calitatea aerului în școala generală "Alexandru Ioan Cuza" din București, conform studiului realizat, este una redusă. Acest studiu a avut ca scop urmărirea parametrilor aerului de-a lungul timpului prin folosirea senzorilor ce au permis stocarea datelor referitoare la concentrația de dioxid de carbon, temperatură, umiditate, particule de praf și prelucrarea acestora pentru stabilirea calității aerului interior (IAQ).

În urma acestui studiu s-au observat concentrații ridicate de dioxid de carbon în timpul orelor, valorile acestora au depășit cu mult concentrațiile de CO_2 maxime admise conform ASHRAE, concentrații de 1000ppm peste concentrația de CO_2 de la exterior.

Au fost atinse valori de până la 3500ppm, cu 3000ppm peste valoarea concentrației de CO_2 din mediul exterior, valoarea acesteia fiind de aproximativ 420ppm în zona școlii.

În ceea ce privește praful la interiorul sălilor de clasă, rezultatele arată faptul că sunt prezente particule de praf PM10 și PM2.5 în cantități destul de ridicate, acest lucru putând duce la probleme grave de sănătate în rândul elevilor, aceștia fiind foarte vulnerabili mai ales la particulele fine de praf precum este PM2.5 și PM10 (particule cu un diametru sub 2.5 microni, respectiv sub 10 microni), acestea nefiind filtrate de nas și gât (precum sunt particulele mai mari de 10 microni) și se pot infiltra cu ușurință în căile respiratorii și în plămâni.

Recomandarea pentru creșterea calității aerului este implementarea unui sistem de ventilare mecanică cu recuperare de căldură, folosind energia extrasă din aerul viciat pentru încălzirea sau răcirea aerului proaspăt introdus din mediul exterior.

În acest fel se realizează o economie de energie pentru ventilarea sălilor de clasă, eliminarea pierderilor necontrolate de energie prin deschiderea manuală a ferestrelor și eliminarea disconfortului termic la deschiderea acestora.

Totodată, prin introducerea unui sistem de ventilare mecanică se reduce variația bruscă a temperaturii în planurile paralele cu ferestrele (în momentul deschiderii acestora), ducând la o mai bună omogenitate a temperaturilor aerului în toată sala de clasă.

În acest caz, problema disconfortului creat de curenții de aer la deschiderea ferestrelor este eliminată și ea, sistemul de ventilare mecanică introduce aerul proaspăt cu o viteză setată constantă pe la partea superioară a încăperii, neinfluențând negativ activitatea elevilor.

Conform datelor prezentate în Fig.6 și Fig.7 - concentrația particulelor de praf din aerul interior al sălilor de clasă este redusă cu până la 50% de purificatoarele de aer Daikin, acest lucru contribuind la o creștere a calității aerului în școală și implicit o creștere a calității vieții elevilor și a personalului din cadrul școlii.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Asociația de Standardizare din România (ASRO). SR EN 7730 - Ambianțe termice moderate. Determinarea analitică și interpretarea confortului termic prin calculul indicilor PMV și PPD și specificarea criteriilor de confort termic local, 2006.
- [2] M.El Asmar, A.Chokor, I.Srour. Are Building Occupants Satisfied with Indoor Environmental Quality of Higher Education Facilities?. Energy Procedia, Vol. 50, 2014, Pag. 751-760, 2014.
- [3] M. Turunena, O. Toyinbo, T. Putus, A. Nevalainen, R.Shaughnessy, U. Haverinen-Shaughnessy. Indoor environmental quality in school buildings, and the health and wellbeing of students. International Journal of Hygiene and Environmental Health, Vol. 217, Issue 7, Pag. 733-739, 2014.
- [4] F.R d'Ambrosio Alfano, L. Bellia, A. Boerstra, F. Van Dijken, E. Ianniello, G. Lopardo, F. Minichiello, P. Romagnoni, M.C.G. da Silva. Indoor Environment and Energy Efficiency in schools, REHVA Guidebook no.13, 2010.
- [5] M.C. Lee, K.W. Mui, L.T. Wong, W.Y. Chan, E.W.M. Lee, C.T. Cheung. Student learning performance and indoor environmental quality (IEQ) in air-conditioned university teaching rooms. Building and Environment, Vol.49, Pag. 238-244, 2012.
- [6] E.A Burdova, S. Vilcekova, L. Meciariova. Investigation of particulate matters of the university classroom în Slovakia. Energy Procedia, Vol. 96, Pag. 620-627, 2016.
- [7] S. Vilcekova, L. Meciariova, E. Kridlova Burdova, J. Katunska, D. Kosicanova, S. Doroudiani. Indoor environmental quality of classrooms and occupants' comfort in a special education school in Slovak Republic. Building and Environment, Vol.120, 1 Pag. 29-40, 2017.
- [8] Ministerul Dezvoltării Regionale și Turismului. Normativ privind proiectarea și execuția instalațiilor de ventilare și climatizare. Indicativ 15/2010, 2011.

PROCEDURA SIMPLIFICATĂ DE EVALUARE A PERFORMANȚELOR ENERGETICE ALE POMPELOR DE CĂLDURĂ PENTRU PREPARAREA APEI CALDE DE CONSUM.

ANALIZA ENERGETICĂ ȘI ECONOMICĂ

¹Universitatea Tehnică de Construcții București
Facultatea de Inginerie a Instalațiilor

contact: flord@yahoo.com



Mugurel Tălpiga¹



Florin Iordache¹

Rezumat. Lucrarea are ca obiectiv principal prezentarea unei proceduri simplificate de evaluare a performanțelor energetice ale unui sistem sursă-consumator folosind o pompă de căldură cu comprimare mecanică de vapori. Un al doilea obiectiv îl constituie identificarea capacității termice a pompei de căldură funcție de capacitatea instalației de preparare a apei calde de consum, ACC, a consumatorului. Justificarea raportului dintre capacitatea pompei de căldură și capacitatea instalației de preparare a apei calde de consum se face atât pe bază energetică cât și pe bază economică ținând seama de costurile de investiție și de exploatare.

1. INTRODUCERE

Utilizarea pompelor de căldură pentru rezolvarea aspectelor energetice în domeniul utilităților termice în clădiri (prepararea apei calde de consum) este din ce în ce mai recomandată în contextul actual în care se vorbește despre clădirile nZEB.

În acest sens a rezultat ca o problemă importantă alegerea corespunzătoare a capacității pompei de căldură vis-à-vis de capacitatea consumatorului deservit. În acest sens s-a considerat un consumator de tip preparare a apei calde de consum și o pompă de căldură de tip aer-apă prin care

se alimentează instalația de preparare a apei calde a consumatorului. Corelația dintre capacitățile energetice ale consumatorului și pompei de căldură este o problemă destul de complexă care implică o serie de parametri de funcționare ai instalației de preparare a apei calde, domeniul de temperaturi exterioare pe lunile anului și alții.

În lucrarea de față ne propunem să prezentăm în principal procedura de analiză care să conducă la identificarea raportului optim între capacitățile energetice ale consumatorului și pompei de căldură.

2. DESCRIEREA UNEI PROCEDURI NOI, SIMPLIFICARE DE EVALUARE A PERFORMANTELOR ENERGETICE ALE POMPEI DE CĂLDURĂ DESERVIND UN CONSUMATOR DE ACC.

Procedura se bazează pe corelația care există între eficiența frigorifică CARNOT și diferența între temperaturile mediilor cald și rece către care se livrează putere termică, și respectiv, din care se extrage putere termică.

$$\varepsilon_{VP}^C = \frac{T_{VP}}{T_{CD} - T_{VP}} = \frac{\theta_{VP} - \Delta t_{VP} + 273.15}{\theta_{CD} - \theta_{VP} + \Delta t_{CD} + \Delta t_{VP}} \quad (1)$$

O reprezentare grafică a eficienței frigorifice CARNOT conform relației (1) o regăsim în fig.1 care urmează:

Pentru valori ale diferențelor medii de temperatură la vaporizatorul și condensatorul pompei de căldură de cca. 5 °C se obține o corelație destul de bună între eficiența CVP și diferența de temperatură $\Delta\theta = \theta_{CD} - \theta_{CD}$ după cum se observă din fig. 2.

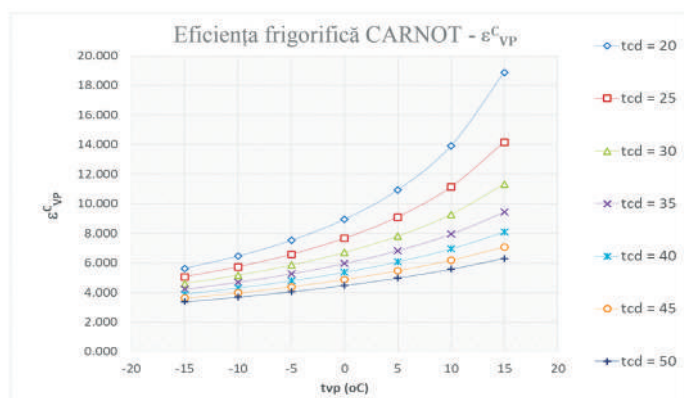


Fig. 1

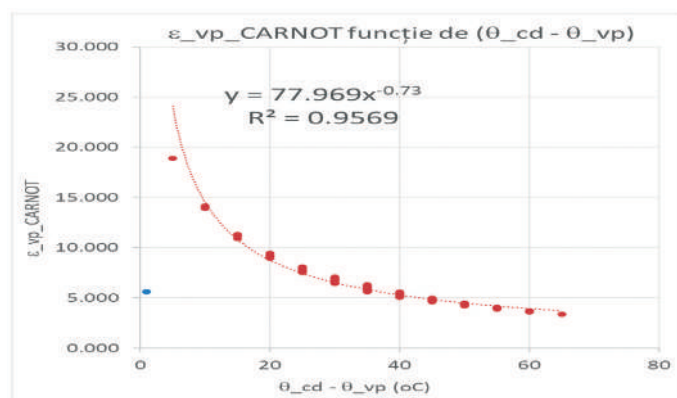


Fig. 2

Adică:

$$\varepsilon_{VP}^C = 77.969 \cdot \Delta\theta^{-0.7236} = \frac{77.969}{\Delta\theta^{0.7236}} \quad (2)$$

Ținând seama de corelația dintre eficiența frigorifică izentropică și eficiența frigorifică CARNOT pusă în evidență în mai multe lucrări anterioare [1], [2], [3].

$$\begin{aligned} \varepsilon_{VP}^{IZ} &= M \cdot \varepsilon_{VP}^C - N = 0.958 \cdot \varepsilon_{VP}^C - 1.5321 \\ \varepsilon_{VP}^{IZ} &= 0.958 \cdot \frac{77.969}{\Delta\theta^{0.7236}} - 1.5321 \end{aligned} \quad (3)$$

Rezultă pentru coeficientul de performanță al pompei de căldură, COP expresia:

$$\begin{aligned} COP &= (1 + \varepsilon_{VP_iz}^* \cdot \eta_{iz}) \cdot \eta_{EL} \\ COP &= \left[1 + \left(0.958 \cdot \frac{77.969}{\Delta\theta^{0.7235}} - 1.5321 \right) \cdot \eta_{iz} \right] \cdot \eta_{EL} \end{aligned} \quad (4)$$

Evaluarea efectivă a COP-ului presupune cunoașterea sau determinarea prealabilă a randamentelor izentropic, η_{IZ} , și electric η_{EL} . Pe de altă parte în ceea ce privește puterea electrică, avem expresia:

$$P_{EL} = \frac{P_{CD}}{COP} \quad (5)$$

Dacă pompa de căldură se alege astfel încât $P_{cd} = P_{nec}$, iar:

$$P_{nec} = H_{ACC} \cdot (t_{ac} - t_{ar}); P_{CD} = H_{ACC} \cdot (t_{ac} - t_{ar}); H_{ACC} = 1.163 \cdot G_{ACC} \quad (6)$$

Debitul de apă caldă de consum este un debit orar, mediu zilnic.

Pe de altă parte conform procedurii de lucru prezentate pe larg în [4], temperaturile mediilor rece și cald se stabilesc conform :

$$\theta_{VP} = t_e; \theta_{CD} = t_m = \frac{1}{2} \cdot (t_{ac} + t_{ar}) \quad (7)$$

Relațiile (7) se scriu:

$$\theta_{VP} = t_e; \theta_{CD} = t_m; \Delta\theta = \theta_{CD} - \theta_{VP} = t_m - t_e \quad (8)$$

Astfel între puterea electrică și puterea termică emisă la condensator există relațiile:

$$P_{EL} = \frac{P_{CD}}{COP} = \frac{P_{CD}}{\left[1 + \left(0.958 \cdot \frac{77.969}{\Delta\theta^{0.7236}} - 1.5321 \right) \cdot \eta_{iz} \right] \cdot \eta_{EL}}$$

$$P_{CD} = P_{EL} \cdot COP = \left[1 + \left(0.958 \cdot \frac{77.969}{\Delta\theta^{0.7236}} - 1.5321 \right) \cdot \eta_{iz} \right] \cdot \eta_{EL} \cdot P_{EL}$$

$$\Delta\theta = t_m - t_e \quad (9)$$

Dacă avem în vedere dependența puterii termice necesare consumatorului și a puterii termice livrate de condensatorul pompei de căldură funcție de temperatura exterioară prezentate în relațiile (10), atunci:

$$P_{nec} = H_{ACC} \cdot (t_{ac} - t_{ar})$$

$$P_{CD} = P_{EL} \cdot COP = \left[1 + \left(0.958 \cdot \frac{77.969}{\Delta\theta^{0.7236}} - 1.5321 \right) \cdot \eta_{iz} \right] \cdot \eta_{EL} \cdot P_{EL}$$

$$\Delta\theta = t_m - t_e \quad (10)$$

Acestea pot fi reprezentate grafic după cum se observă în fig. 3.

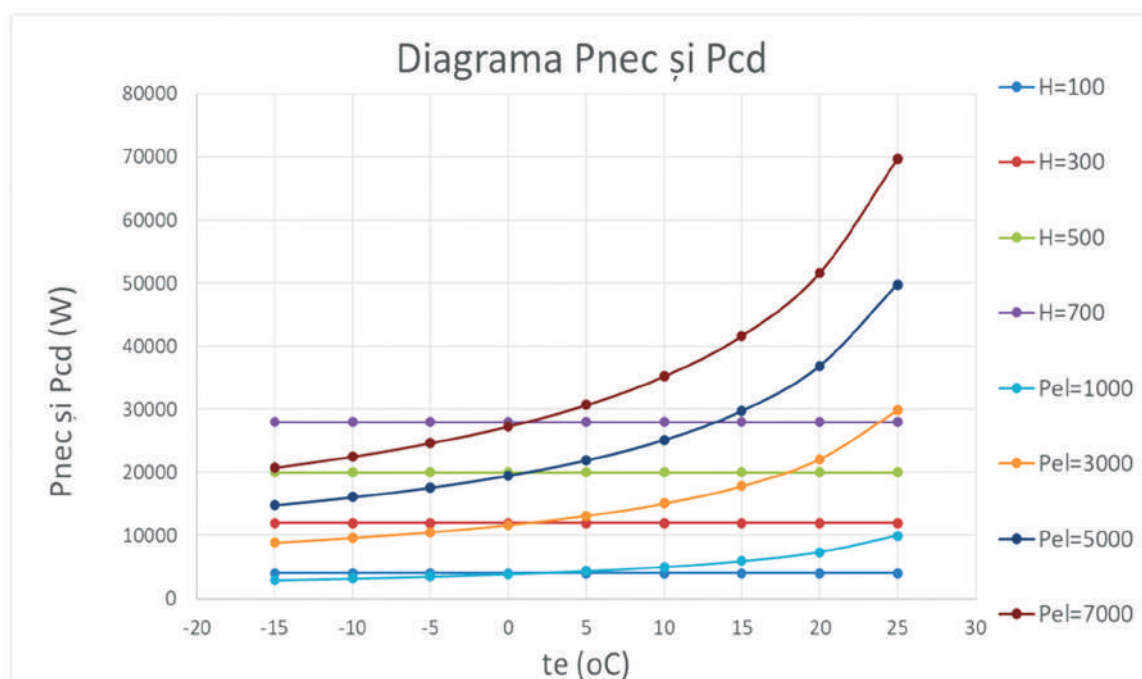


Fig. 3

Atât din relațiile (10) cât și din fig.3 se observă că fiecare din cele 2 familii de curbe depind de câte un parametru. Astfel puterea termică necesară a consumatorului depinde de capacitatea termică a consumatorului de apă caldă, HACC, iar puterea termică livrată de condensatorul pompei de căldură depinde de puterea electrică de alimentare a compresorului pompei de căldură. În fig. 3 se observă cum cele 2 familii de curbe se intersectează în puncte caracterizate pe abscisă de temperatura exterioară de echilibru.

Considerăm că există o asociație optimă între curbele din cele 2 familii. Fiecare dreaptă din fasciculul puterilor necesare $P_{nec} = P_{nec}(te, HACC)$ își are curba pereche optimă din fasciculul $PCD = PCD(te, PEL)$. Această curbă, pereche optimă, va rezulta în urma unei analize energetice și economice.

În vederea acestei analize s-a ales o valoare pentru capacitatea de transfer termic a consumatorului, $HACC = 500 \text{ W/K}$ ceea ce corespunde aproximativ unei scări de bloc cu 10 etaje. În continuare s-a cautat în fasciculul de curbe ale puterii livrate de pompă de căldură acele curbe care intersectează dreapta corespunzătoare puterii consumatorului pentru $H = 500 \text{ W/K}$ în punctele de temperatură exterioară de echilibru, $teE = -15, -10, -5, 0, +5$ și $+10, +15, +20, +25 \text{ }^{\circ}\text{C}$. În plus se va considera că aceste valori de temperatură exterioară sunt reprezentative (medii) pe domenii de $5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ și pe întreaga perioadă a anului cu durate după cum rezultă din tabelul 1.

Tabel 1

teE (oC)	Δte (oC)	Nz (zile)
-15	-17.5 ... -12.5	2
-10	-12.5 ... -7.5	11
-5	-7.5 ... -2.5	32
0	-2.5 ... +2.5	60
5	+2.5 ... +7.5	53
10	+7.5 ... +12.5	24
15	+12.5 ... +17.5	75
20	+17.5 ... +22.5	84
25	+22.5 ... +27.5	24

Tabel 2

teE (oC)	Pcd (W)	Pel (W)
-15	20000	6737.985
-10	20000	6212.179
-5	20000	5675.411
0	20000	5125.485
5	20000	4559.454
10	20000	3973.186
15	20000	3360.545
20	20000	2711.612
25	20000	2008.063

Va trebui găsit parametrul putere electrică din expresia corespunzătoare a puterii termice livrate de pompa de căldură în situația în care valoarea acesteia devine egală cu puterea

termică necesară a consumatorului pentru temperaturile exterioare de echilibru adică $teE = -15, -10, -5, 0, +5$ și $+10, +15, +20, +25 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Rezolvarea este simplă utilizând relațiile (10). Se obțin valorile prezentate în tabelul 2.

În fig.4 se prezintă o variantă de tip exemplu pentru o intersecție între cele 2 tipuri de curbe menționate. Punctul de intersecție indică egalitatea dintre puterea necesară a consumatorului și puterea termică livrată de pompa de căldură, având abscisa teE . Se disting cele 3 zone: Z1, Z2 și Z3. Zona Z1 este corespunzătoare puterii termice livrate consumatorului de centrala termică, zona Z2 corespunzătoare puterii termice livrate de pompa de căldură și zona Z3 corespunzătoare puterii termice livrate de pompa de căldură în condițiile scăderii puterii electrice utilizate de compresorul mașinii.

După cum se observă zonele menționate sunt zone de puteri termice a căror valori depind de temperatura exterioară. Astfel pentru $te < teE$ pompa de căldură va funcționa cu puterea electrică corespunzătoare temperaturii teE și cu un COP corespunzător temperaturii exterioare respective, te , iar pentru $te > teE$ pompa de căldură va funcționa cu $PCD = PACC$ și cu un COP corespunzător temperaturii exterioare respective, te . Trebuie menționat faptul că în cazul preparării apei calde de consum scăderea puterii electrice se datorează creșterii valorii COP în domeniul $te > teE$. În fig.5 se prezintă tot cu caracter calitativ o diagramă a puterilor termice și electrice pentru cazul în care temperatura exterioară de echilibru este $teE = -5 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Se observă că în zona temperaturilor exterioare, te , mai mici decât temperatura exterioară de echilibru, teE , puterea electrică se va păstra constantă pe valoarea maximă.

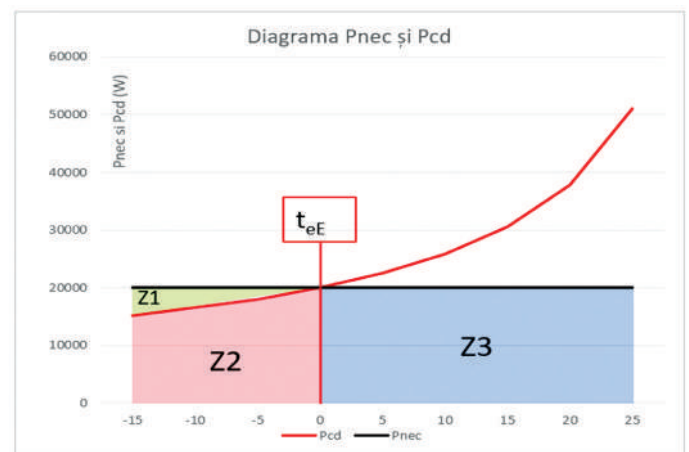


Fig. 4

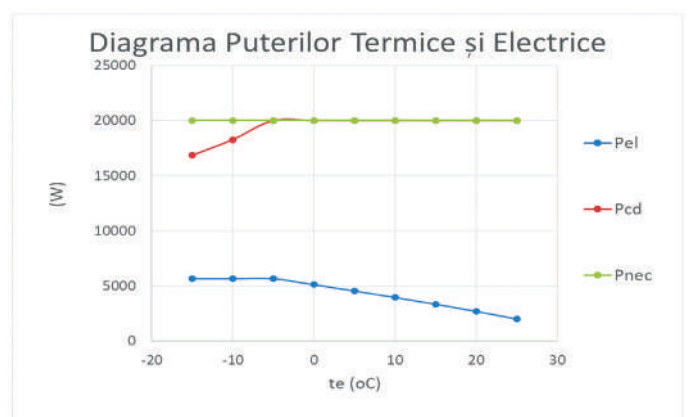


Fig. 5

3. ASPECTE ENERGETICE

O imagine mai concretă o avem în fig. 6 care corespunde unei temperaturi $teE = 0^\circ\text{C}$. O imagine asemănătoare omologă celei din fig.6 este cea prezentată în fig. 7 care se referă acum la energiile termice corespunzătoare acestor zone. Se observă o scădere a ponderii energiei furnizate de centrala termică în timp ce ponderea energiei termice furnizate de pompa de căldură a crescut. Acest lucru se datorează frecvenței de apariție a temperaturilor exterioare care sunt mai mari în domeniul $te = -5 \dots 0^\circ\text{C}$ față de domeniul $te = -15 \dots -10^\circ\text{C}$. În figurile 8 și 9 se prezintă diagramele puterilor electrice și termice la vaporizator și respectiv diagramele energiilor electrice și la vaporizator.

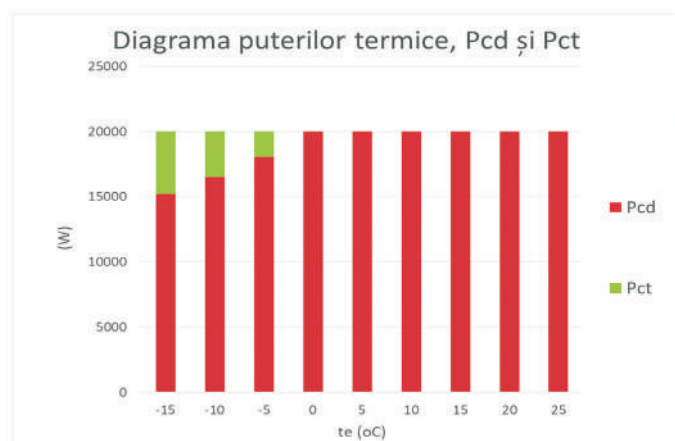


Fig. 6

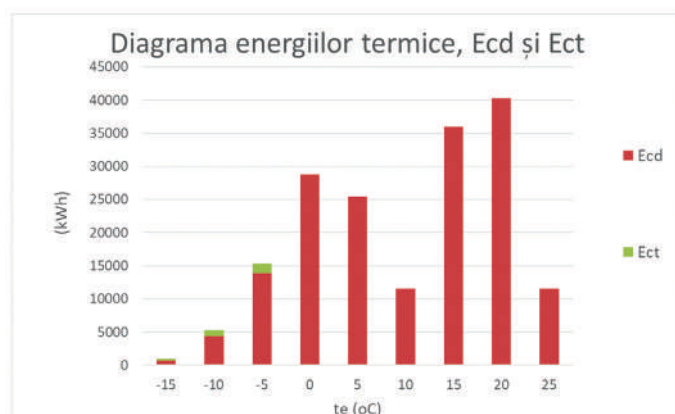


Fig. 7

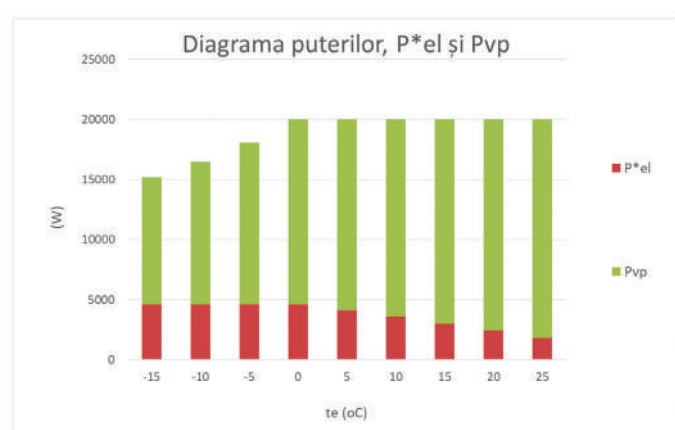


Fig. 8

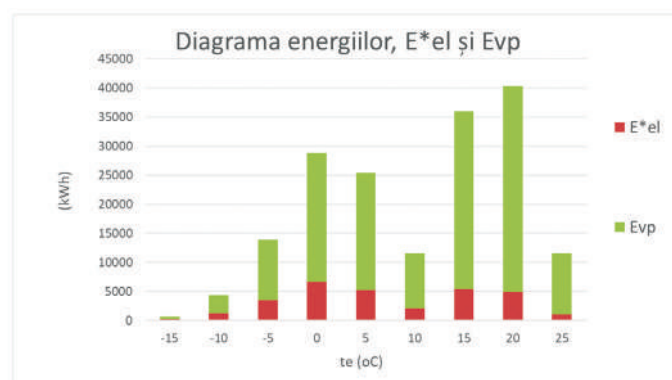


Fig. 9

S-a procedat în acest fel pentru toate variantele de dimensionare a pompei de căldură și în final a rezultat următoarea situație generală privind consumurile de energie:

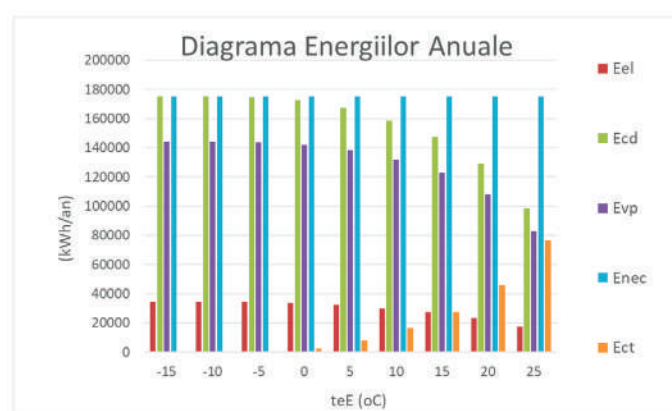


Fig. 10

În fig.10 se prezintă toate categoriile de energii absorbite și consumate de sistemul sursă – consumator. Bara corespunzătoare energiei absorbite din mediu (regenerabilă) considerăm că este acceptabilă pentru o temperatură exterioară de echilibru, teE , în domeniul $teE = 0 \dots 5^\circ\text{C}$ ceea ce înseamnă un raport HACC/PEL = 0.12 și 0.18.

4. ASPECTE ECONOMICE

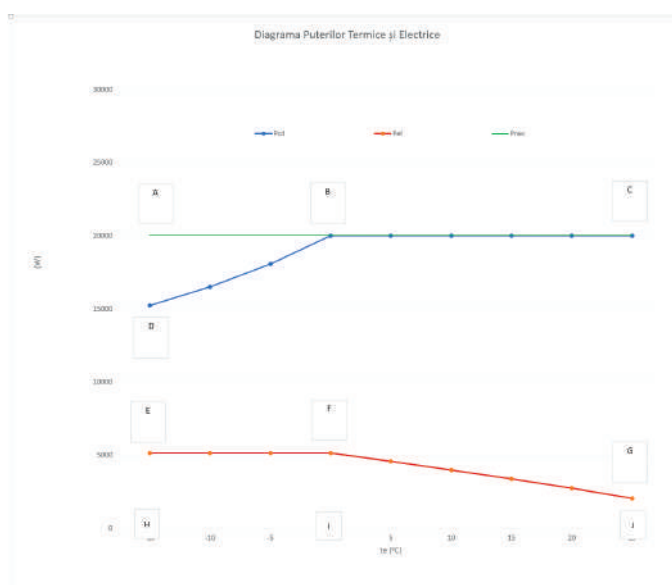


Fig. 11

Pentru evaluarea economică s-a utilizat Fig.11 care este practic identică cu fig.5 în care însă s-au făcut o serie de notații a punctelor importante. Astfel dreptunghiul AHCJ conține diagrama puterilor termice necesare consumatorului pe toată perioada. Poligonul curbiliniu DBCJH conține diagrama puterilor termice livrate de pompa de căldură consumatorului, iar poligonul curbiliniu EFGJH conține diagrama puterilor electrice utilizate de pompa de căldură.

Triunghiul curbiliniu ABD conține diagrama puterilor termice livrate de centrala termică către consumator. Segmentul de dreaptă BI reprezintă puterea termică maximă livrată de pompa

de căldură, iar segmentele EH și FI reprezintă puterea electrică maximă utilizată de pompa de căldură. Segmentul de dreaptă AD reprezintă puterea maximă a centralei termice. Pentru orice temperatură exterioară de echilibru, t_{eE} , rezultă puterea electrică maximă utilizată de pompa de căldură și diagramele puterilor termice livrate de către pompa de căldură și de către centrala termică și diagrama puterii electrice utilizate de către pompa de căldură. Aceste diagrame le corespund diagrame omoloage prin evaluarea energiilor asociate obținute prin înmulțirea valorilor puterilor cu durata în ore a acestora. Costurile asociate acestor energii termice și electrice se obțin prin înmulțirea cu valorile costurilor specifice (lei/kWh_{th} sau lei/kWh_{el}).

În ceea ce privește costurile de investiție pentru pompa de căldură s-au utilizat costuri specifice (RON/W_{th} sau RON/W_{el}). Astfel pentru costurile de investiții rezultă relațiile:

$$CI_{PC} = cth_{PC} \cdot csi_{PC} ; CI_{CT} = cth_{CT} \cdot csi_{CT} \quad (12)$$

Iar pentru costurile de exploatare:

$$CE_{CT} = cse_{th} \cdot N_{an} \cdot \sum_{BIN(-15)}^{BIN(+10)} 24 \cdot Nz_{BIN} \cdot pth_{CT_{BIN}}$$

$$CE_{PC} = cse_{el} \cdot N_{an} \cdot \sum_{BIN(-15)}^{BIN(+10)} 24 \cdot Nz_{BIN} \cdot pel_{PC_{BIN}} \quad (13)$$

Pentru costurile de investiție și exploatare rezultă expresiile:

$$CI_{total} = CI_{CT} + CI_{PC}$$

$$CE_{total} = CE_{CT} + CE_{PC} =$$

$$= cse_{th} \cdot N_{an} \cdot \sum_{BIN(-15)}^{BIN(+10)} 24 \cdot Nz_{BIN} \cdot pth_{CT_{BIN}} +$$

$$+ cse_{el} \cdot N_{an} \cdot \sum_{BIN(-15)}^{BIN(+10)} 24 \cdot Nz_{BIN} \cdot pel_{PC_{BIN}} \quad (14)$$

Și în final costul total global:

$$C_{total} = CI_{total} + CE_{total} = CI_{total} +$$

$$+ cse_{th} \cdot N_{an} \cdot \sum_{BIN(-15)}^{BIN(+10)} 24 \cdot Nz_{BIN} \cdot pth_{CT_{BIN}} +$$

$$+ cse_{el} \cdot N_{an} \cdot \sum_{BIN(-15)}^{BIN(+10)} 24 \cdot Nz_{BIN} \cdot pel_{PC_{BIN}}$$

$$C_{total} = CI_{total} + CE_{total} = CI_{total} +$$

$$+ N_{an} \cdot \left(cse_{th} \cdot \sum_{BIN(-15)}^{BIN(+10)} 24 \cdot Nz_{BIN} \cdot pth_{CT_{BIN}} + \right.$$

$$\left. + cse_{el} \cdot \sum_{BIN(-15)}^{BIN(+10)} 24 \cdot Nz_{BIN} \cdot pel_{PC_{BIN}} \right) \quad (15)$$

Din relația (15) se observă că graficul costului total este compus din 2 segmente de dreaptă: un segment vertical la $\tau = 0$ (investiția inițială) și în continuare o dreaptă crescătoare funcție de τ (exploatarea). Și asta pentru fiecare din variantele $teE = -15, -10, -5, 0, +5, +10, +15, +20, +25$ °C. Sumele din cadrul relațiilor (13)–(15) au ca unități de măsură (kWh/an).

Datele concrete pe baza cărora au rezultat costurile implicate în timp pentru diverse variante de configurare a sistemului sursă au fost:

Costurile specifice de investiție:

Tabel 3

Tip Sursă	Cost specific	(RON/kW)
Pompa de Căldură	csi_PC	1000.0
Centrala Termică	csi_CT	100

Costurile specifice de exploatare:

ΔTabel 4

Tip Energie	Cost specific	Var.1 (RON/kWh)	Var.2 (RON/kWh)
Energie electrică	cse_el	0.75	1,401
Energie termică	csi_th	0.31	0.61

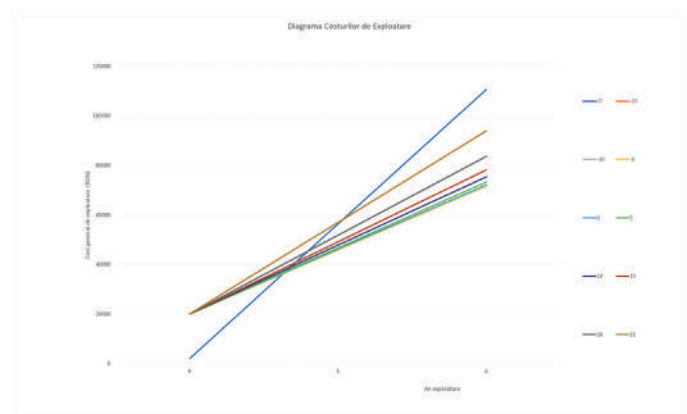


Fig. 12

O analiză făcută asupra datelor prezentate în fig.12 arată că timpii de recuperare a investiției făcute pentru implementarea unei pompe de căldură pentru deservirea consumatorului de tip încălzirea spațiilor este funcție de puterea electrică, implicit puterea de condensare aleasă în momentul instalării echipamentelor.

Așadar, în situația exploatării unei pompe de căldură pentru prepararea apei calde de consum, recuperarea investiției este rapidă, pentru pompa de caldura care ar satisface totalul necesar al consumatorului, în comparație cu o sursă clasică, s-ar realiza în aproximativ 1 an.

În calculele aferente diagramei din fig. 12, prețul energiei utilizat este constant pe toată perioada, fluctuațiile posibile nefiind evaluate.

Așa cum considerăm că s-a înțeles, o temperatură exterioară de echilibru, teE , mai scăzută înseamnă o pompă de căldură mai mare.

Conform rezultatelor prezentate în fig.13 optăm pentru o alegere a pompei de căldură astfel încât ea să permită o acoperire a consumului energetic de cca. 60% – 65% din maximul posibil de cca. 80%. Astfel rezultă și o recuperare a investiției de cca. 18 luni.

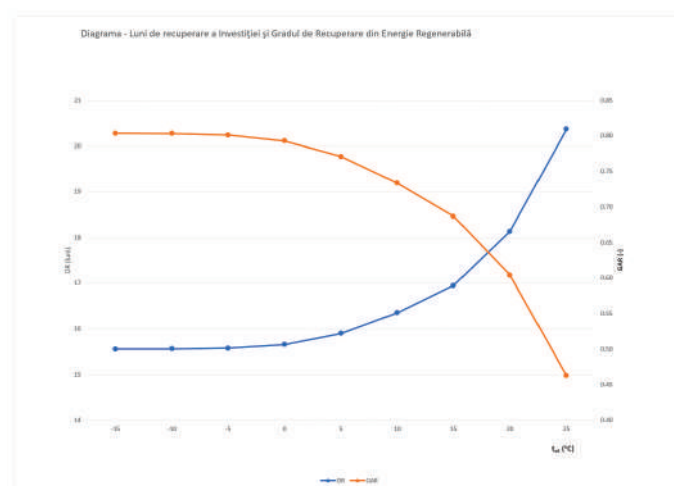


Fig. 13

5. CONCLUZII

Procedura simplificată prezentată în lucrarea de față are la bază procedura detaliată prezentată în lucrări anterioare [1]–[4], aspectul de noutate constând în dependența COP-ului pompei de căldură de diferența între temperaturile mediilor cald și rece. θ_{CD} și θ_{VP} . Simplificarea constă în renunțarea la procesul iterativ de determinare a COP-ului pentru situațiile în care $te < teE$ rezultatul fiind o ușoară subestimare a valorii COP-ului. Rezultă în acest fel o estimare rapidă a performanțelor pompei de căldură indiferent de valoarea temperaturii exterioare. Relația (2) care exprimă dependența eficienței frigorifice Carnot de diferența de temperaturi $\lambda\theta$, putem spune că este specifică cazului în care consumatorul este, de exemplu, prepararea apei calde de consum putând rezulta o relație de corelare mai adecvată.

Utilizarea pompei de căldură pentru prepararea apei calde de consum conduce la concluzia că alegerea capacității pompei de căldură față de capacitatea instalației de preparare ACC a consumatorului trebuie făcută astfel încât temperatura exterioară de echilibru, teE , să se situeze în domeniul $te = [0...5]$ °C, ceea ce corespunde unor valori ale raportului $HACC/Pel = 0.12...0.18$, ceea ce înseamnă că pompa de căldură trebuie să acopere necesarul de preparare ACC al consumatorului la o temperatură exterioară în domeniul $te = [0...5]$ °C. Acest lucru se datorează în principal faptului că frecvența de apariție a temperaturilor exterioare este majoritară după temperatura exterioară $te > 0$ °C. Altfel spus raportul optim între capacitatea pompei de căldură și capacitatea instalației de preparare ACC ar trebui să fie cuprinsă în domeniul 0.12 și 0.18.

ANEXĂ

Considerăm util să prezentăm în această ANEXA procedura simplă prin care se poate determina randamentul izentropic, η_{IZ} , atunci când se dispune de o serie de informații privind valorile de catalog pentru COP_0 , θ_{VP0} , θ_{CD0} , P_{CD0} , η_{EL} . Această procedură simplă a fost prezentată și în [4].

Se stabilește puterea electrică de catalog posibil a fi absorbită din rețea :

$$P_{EL0} = \frac{P_{CD0}}{COP_0} \quad (A.1)$$

Se stabilește eficiența frigorifică CARNOT de catalog, ε_{CVP0} și eficiența frigorifică izentropică de catalog:

$$\varepsilon_{VP0}^C = \frac{\theta_{VP0} - \Delta t_{VP} + 273.15}{\theta_{CD0} - \theta_{VP0} + \Delta t_{CD} + \Delta t_{VP}}$$
$$\varepsilon_{VP0}^{IZ} = M \cdot \varepsilon_{VP0}^C - N \quad (A.2)$$

Se stabilește randamentul izentropic al compresorului:

$$\eta_{IZ} = \frac{COP_0 - \eta_{EL}}{\varepsilon_{VP0}^{IZ} \cdot \eta_{EL}} \quad (A.3)$$

LISTĂ DE NOTĂȚII

t_{i0} – temperatura interioară normată, °C;
 t_{e0} – temperatura exterioară de calcul, °C;
 t_{T0} – temperatură agent termic tur de calcul, °C;
 t_{R0} – temperatură agent termic retur de calcul, °C;
 t_{m0} – temperatură medie agent termic de calcul, °C;
 t_e – temperatură exterioară, °C;
 t_{eE} – temperatură exterioară de echilibru, °C;
 T_{VP} – temperatură absolută a agentului frigorific la vaporizare, K;
 T_{CD} – temperatură absolută a agentului frigorific la condensare, K;
 Δt_{VP} – diferența medie logaritmică de temperatură la vaporizatorul pompei, °C;
 Δt_{CD} – diferența medie logaritmică de temperatură la condensatorul pompei, °C;
 θ_{VP} – temperatura mediului rece, °C;
 θ_{VP0} – temperatura mediului rece de catalog, °C;
 θ_{CD} – temperatura mediului cald, °C;
 θ_{CD0} – temperatura mediului cald de catalog, °C;
 P_{VP} – puterea termică absorbită la vaporizatorul pompei de căldură, W;
 P_{CD} – puterea termică livrată la condensatorul pompei de căldură, W;
 P_{CD0} – puterea termică de catalog livrată la condensatorul

pompei de căldură, W;
 P_{nec} – puterea necesară pentru încălzire a consumatorului, W;
 P_{EL} – puterea electrică absorbită din rețea de pompa de căldură, W;
 P_{EL0} – puterea electrică de catalog absorbită din rețea de pompa de căldură, W;
 P_{CT} – puterea termică livrată de centrala termică, W;
 E_{VP} – energia termică absorbită la vaporizatorul pompei de căldură, kWh;
 E_{CD} – energia termică livrată la condensatorul pompei de căldură, kWh;
 E_{EL} – energia electrică absorbită de pompa de căldură, kWh;
 E_{nec} – energia termică pentru încălzire necesară consumatorului, kWh;
 E_{CT} – energia termică livrată de centrala termică, kWh;
 H – capacitatea de transfer termic pe încălzire, a consumatorului, W/K;
 ε_{CVP} – eficiența frigorifică Carnot a pompei de căldură;
 ε_{CVP0} – eficiența frigorifică Carnot de catalog a pompei de căldură;
 ε_{IZVP} – eficiența frigorifică izentropică a pompei de căldură;
 ε_{IZVP0} – eficiența frigorifică izentropică de catalog a pompei de căldură;

COP – coeficientul de performanță energetică al pompei de căldură;
COP₀ – coeficientul de performanță energetică de catalog al pompei de căldură;
 η_{iz} – randamentul izentropic al compresorului pompei de căldură;
 η_{EL} – randamentul electric al motorului compresorului pompei de căldură;
M = 0.958, N = 1.5321 – parametrii constanți de lucru la eficiența frigorifică izentropică;
csi_{CT} – costul specific de investiție pentru centrala termică, lei/kWh;
csi_{PC} – costul specific de investiție pentru pompa de căldură, lei/kWh;
cse_{th} – costul specific de exploatare pentru gaze naturale

(en. termică), lei/kWh;
cse_{el} – costul specific de exploatare pentru energia electrică, lei/kWh;
cth_{CT} – capacitatea termică instalată a centralei termice, kW;
cth_{PC} – capacitatea termică instalată a pompei de căldură, kW;
pel_{PC} – puterea electrică absorbită de pompa de căldură, kW;
pth_{CT} – puterea termică livrată de centrala termică, kW;
NzBIN – numărul de zile din BIN, zile;
N_{an} – numărul de ani de exploatare al sursei hibrid, an;
CI_{CT} – costul de investiție pentru centrala termică, lei;
CI_{PC} – costul de investiție pentru pompa de căldură, lei;
CE_{CT} – costul de exploatare pentru centrala termică, lei;
CE_{PC} – costul de exploatare pentru pompa de căldură, lei;
CI_{total} – costul de investiție total, lei;
CE_{total} – costul de exploatare total, lei;
C_{total} – costul total, lei.

BIBLIOGRAFIE

- [1] – Florin Iordache, Alexandru Drăghici – Procedura de evaluare a indicatorilor de performanță pentru mașini frigorifice sau pompe de căldură – Revista Română de Inginerie Civilă, volumul 10 (2019) nr.4 – editura Matrixrom, București;
- [2] – Florin Iordache, Alexandru Drăghici, Mugurel Tălpiga – Comportamentul termic dinamic al unei pompei de căldură funcționând între 2 rezervoare de acumulare – Revista Română de Inginerie Civilă – volumul 10 (2019) nr.4 – editura Matrixrom, București;
- [3] – Florin Iordache, Mugurel Tălpiga – Aspecte privind optimizarea constructiv funcțională a unui sistem de pompă de căldură cu compresie (cu sursă de rezervă) pentru încălzirea unei clădiri rezidențiale sau prepararea apei calde de consum – Revista Română de Inginerie Civilă, volumul 10 (2019) nr.2 – editura Matrixrom, București;
- [4] – Florin Iordache, Mugurel Tălpiga, Alexandru Drăghici - Hybrid system energetic performance evaluation composed by vapor compression heat pump used in building heating and daily hot water – Revista Română de Inginerie Civilă, volumul 13 (2022) nr.2 – editura Matrixrom, București.



**CONFERINȚA
NAȚIONALĂ
A INGINERILOR
DE INSTALAȚII**

2023

**12-13 OCTOMBRIE
BRAȘOV**

EDIȚIA 58



CINE TE SUSȚINE LA GREU?

Află mai multe despre cel
mai nou sistem Hilti MW cu
cablu pentru susținerea
suportilor de instalații.



ANALIZA EFICIENȚEI UNUI RECUPERATOR DE CĂLDURĂ CU TUBURI TERMICE DE TIP APĂ-AER PRIN SIMULARE NUMERICĂ



Ștefănica-Eliza Vizitiu¹



Robert-Ștefan Vizitiu¹



Andrei Burlacu¹



Marius Brănoaea¹

¹Universitatea Tehnică
"Gheorghe Asachi" din Iași
Facultatea de Construcții și Instalații

contact: verdesmarina2003@yahoo.com



Marina Verdeș¹



Vasilică Ciocan¹



Marius-Costel Bălan¹

Rezumat: În cadrul lucrării au fost realizate o serie de simulări în programul Autodesk CFD Simulation, cu scopul de a investiga eficiența unui recuperator de căldură cu tuburi termice de tip apă-aer. S-au analizat un număr de 7 scenarii, păstrându-se o temperatură și un debit constant pentru agentul primar, apa caldă, cu o variație a vitezei agentului secundar, aer, menținându-se o temperatură de intrare constantă. Cu cât viteza aerului a fost mai mică, cu atât temperatura acestuia la ieșirea din recuperator a fost mai mare. Cu toate acestea, calculând analitic eficiența recuperatorului, pe baza rezultatelor din simulări, s-a observat că cea mai ridicată eficiență a fost înregistrată în scenariul 5, când viteza de intrare a aerului a fost de 5m/s. De asemenea, și scenariile 6 și 7 au avut eficiențe apropiate, de 55.44%, respectiv 55.23%.

Una dintre problemele majore din zilele noastre este reducerea emisiilor globale de dioxid de carbon (CO₂) până în 2050 la o valoare apropiată de zero. Potrivit unei noi analize a IEA (IEA, 2022), emisiile globale de CO₂ asociate energiei au atins în 2021 cel mai ridicat nivel anual din istorie, cu o creștere de 6 % față de anul 2020. În vederea realizării acestei provocări globale până în 2050, este necesară în primul rând o schimbare a modului în care energia este produsă, transportată și consumată (IEA, 2021). Când vine

vorba de diminuarea emisiilor de carbon și de asigurarea sustenabilității, recuperarea căldurii reziduale are un potențial puternic (Firth, et al., 2019).

Acest studiu are ca scop analizarea prin simulare numerică a unui recuperator de căldură tip apă-aer ce utilizează tuburi termice gravitaționale pentru a extrage energie termică reziduală din ape uzate și a o ceda către un flux de aer proaspăt.

1.1 STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR

În ultimii ani, cercetări promițătoare au scos la iveală un potențial semnificativ de utilizare a energiei termice reziduale în numeroase sectoare, prin urmare, un număr mare de studii se concentrează asupra eficienței sistemelor de recuperare a căldurii reziduale cu ajutorul tuburilor termice.

Există o gamă variată de sisteme disponibile de recuperare a căldurii, printre care schimbătoare de căldură cu plăci ondulate (Faizal & Ahmed, 2012), boilere de recuperare a căldurii reziduale (Men, et al., 2021), schimbătoare de căldură cu tuburi termice (Xie, et al., 2019) și altele, sisteme care permit captarea și reutilizarea surplusului de căldură din cadrul operațiunilor în curs de desfășurare pentru alte aplicații, precum încălzirea, dar și generarea de energie (Farhat, et al., 2022).

(Alizadeh, et al., 2022) a efectuat mai multe experimente și a proiectat un schimbător de căldură cu tuburi termice care recuperează energia reziduală din gazele de ardere rezultate în urma preparării apei calde menajere cu combustibili fosili.

Conform rezultatelor obținute prin simulare, cantitatea de energie recuperată cu ajutorul tuburilor termice a fost de 354W. Un avantaj major a fost că, prin utilizarea tuburilor termice, consumul de gaze naturale a fost redus la minimum cu 510,132 SCM pe an și a putut fi evitată emiterea a 756 de tone de CO₂.

În industria ceramicii, a fost investigat potențialul de recuperare a căldurii reziduale din cuptoarele de ceramică prin utilizarea schimbătoarelor de căldură cu tuburi termice. (Jouhara, et al., 2021) au efectuat o analiză atât teoretică, cât și experimentală, care a fost validată prin rezultate numerice, arătând că, în regim staționar, schimbătorul de căldură cu tuburi termice care a fost instalat în fabrică a fost capabil să recupereze până la 100 kW.

Aplicațiile solare sunt printre cele mai răspândite în ceea ce privește utilizarea tuburilor termice. Colectoarele termice solare funcționează ca un schimbător de căldură, absorbind radiația solară și transformând-o în energie termică.

Deoarece colectoarele solare tradiționale au limitări, tuburile termice au fost integrate ca urmare a numeroase cercetări care au evidențiat avantajele acestora. În cadrul studiului efectuat, (Diao, et al., 2021) au proiectat un nou sistem solar de colectare a aerului care utilizează rețele de microtuburi de căldură cu plăci plate pentru a îmbunătăți transmiterea căldurii. Un impact major asupra performanței

termice a sistemului este dat de debitul de aer, arată rezultatele experimentale. În ceea ce privește stocarea și transferul de căldură, sistemul obține puterea medie maximă de colectare a căldurii de 542,0W și eficiența de 35,8%, pentru un debit de aer de 220m³/h. În acest scenariu, puterea medie de stocare a căldurii rezultată pentru unitatea I este de 175,1W și 67,5% pentru eficiența medie de stocare a căldurii, în timp ce unitatea II are 136,0W și 87,5%.

Desalinizarea și reutilizarea apei sunt două strategii viabile pentru creșterea resurselor de apă dulce, fiind analizate numeroase tehnici în acest sens. (Zhang, et al., 2018) au studiat un sistem de desalinizare bazat pe un tub termic în buclă deschisă pentru a transforma căldura de joasă-temperatură pentru producerea de apă dulce. Ceea ce este nou la acest sistem este faptul că, fără niciun fel de energie suplimentară de intrare, apa de mare este pompată în evaporator de către forța capilară a fitilului poros NiO, iar vaporii rezultați sunt împinși spre condensator. Rezultatele au arătat că eficiența conversiei căldurii este de 65,2% la 34°C și de 90,7% la 60°C, ceea ce arată că sistemul propus este mult mai eficient decât majoritatea metodelor tradiționale de desalinizare.

Tuburile termice pot fi utilizate într-o gamă foarte variată de moduri în sectorul recuperării căldurii reziduale. (Peng & Jia, 2022) au realizat un studiu experimental folosind un sistem de tuburi termice care este capabil să extragă căldura internă din zona de adâncime a unui deal cu minerale de gangă. Eficiența conversiei termoelectrice a atins o valoare de 7,39%, iar prin adăugarea plăcii de absorbție, eficiența a crescut până la 9,02%, au arătat rezultatele experimentale. S-a demonstrat că un tub termic gravitațional are un impact notabil asupra răcirii în zonele de exploatare minieră, iar această cercetare oferă o perspectivă mai bună în domeniul tehnicilor de recuperare a căldurii reziduale.

Într-un set de simulări numerice realizate în 2019, s-a analizat transferul termic pentru un schimbător de căldură dual cu tuburi termice, ce prepară doi agenți termici concomitent, apă și aer. Energia termică din apa caldă reziduală este recuperată cu ajutorul tuburilor termice și transferată în cele din urmă, către agenții secundari. Eficiența recuperatorului de căldură s-a dovedit a crește invers proporțional cu debitele agenților secundari (Vizitiu, et al., 2019).

În cadrul acestui studiu s-au realizat simulări numerice pe un recuperator de căldură cu tuburi termice apă-aer, ce recuperează energia termică din ape reziduale.

2. MATERIALE ȘI METODE

2.1 DESIGNUL RECUPERATORULUI DE CĂLDURĂ APĂ-AER

Recuperatorul de căldură de tip apă-aer este conceput astfel încât să extragă energia termică din ape reziduale și să o utilizeze pentru a încălzi un flux de aer proaspăt.

Echipamentul este format din 2 zone principale: evaporatorul și condensatorul. Cele două zone sunt separate cu o flanșă despărțitoare pentru a evita amestecul celor două fluide. În interiorul recuperatorului sunt introduse 14 tuburi termice verticale care acționează ca un super conductor atunci

când baza lor este în contact cu o sursă de energie termică.

Tuburile termice sunt de tip gravitațional și utilizează apă ca fluid de lucru.

Acestea au fost concepute special pentru acest recuperator, gradul lor de umplere cu fluid fiind optimizat în urma mai multor încercări experimentale. Detaliile constructive ale recuperatorului de căldură sunt prezentate în tabelul 1.

Tabel 1. Detaliile constructive ale echipamentului

Componentă	Componentă	Diametru [m]
Evaporator	0.400	0.250
Condensator	0.645	0.250
Flanșă despărțitoare	0.010	0.300
Tuburi termice	1.000	0.015
Diametru intrare/ieșire agent primar	-	0.015
Diametru intrare/ieșire agent secundar	-	0.150

Modelul 3D a fost realizat cu ajutorul software-ului Inventor Autodesk și importat în mediul de simulare Autodesk

CFD Simulation. În figura 1 sunt prezentate schematic componentele recuperatorului de căldură descris.

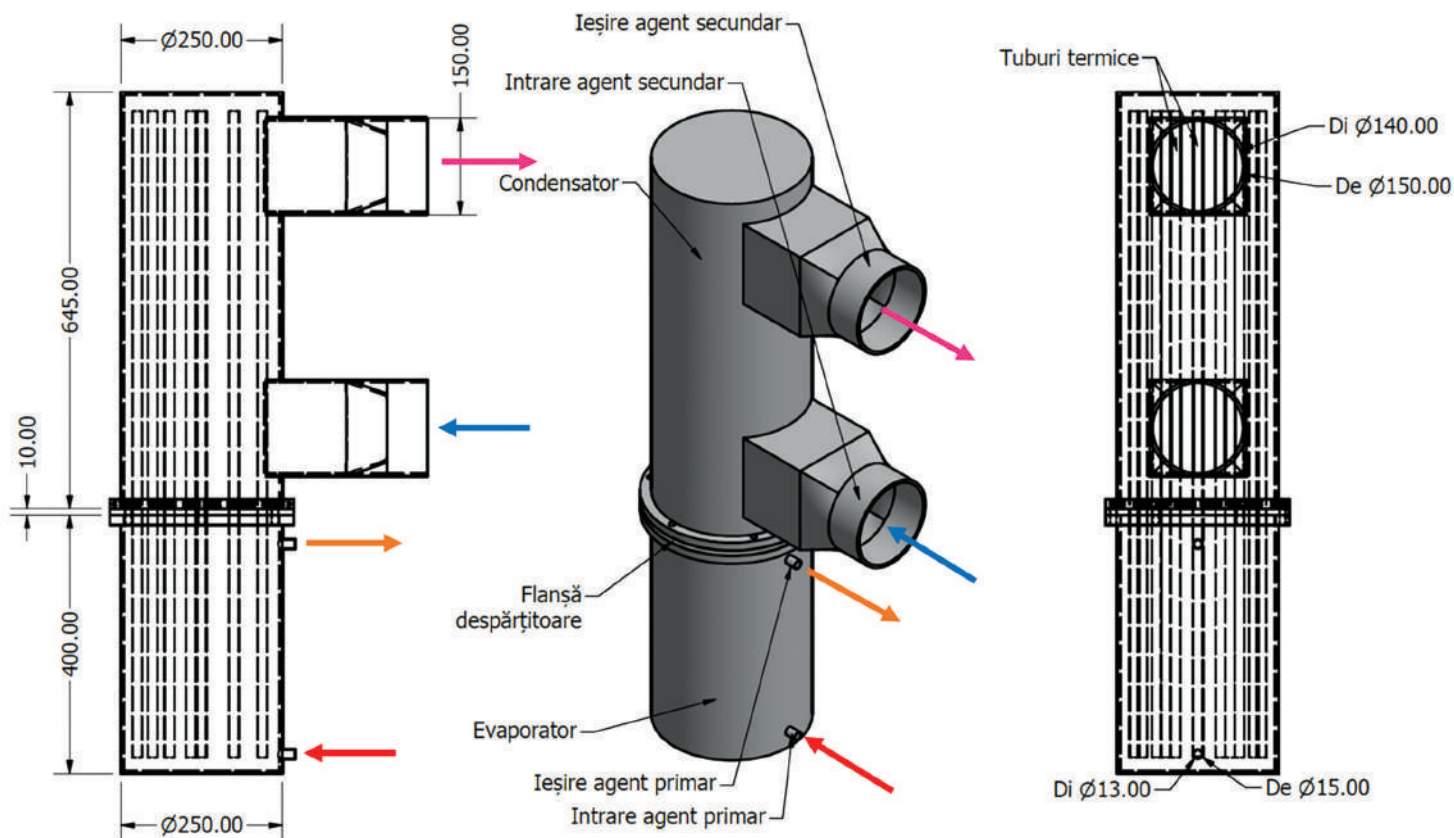


Fig. 1. Model 3D al recuperatorului de căldură apă-aer

2.2 STANDUL EXPERIMENTAL

Recuperatorul de căldură apă-aer a fost construit și s-a realizat un stand experimental pentru testarea acestuia. Agentul primar, apă caldă, este preparat de o centrală termică electrică cu o putere de 8 kW, la temperatura necesară experimentului. Debitul acestuia este asigurat de pompa integrată în centrală. Circuitul primar se realizează prin legarea evaporatorului la centrală prin intermediul unor conducte de inox izolate termic cu diametrul de $\frac{3}{4}$ țoli

Circuitul agentului secundar aer se realizează printr-o tubulatură de inox cu diametrul de 125 mm. Circulația aerului este asigurată de un ventilator cu 9 trepte de viteză.

Viteza aerului pentru fiecare treaptă a fost testată cu un anemometru digital iar valorile sunt centralizate în tabelul 2. Zona de intrare a aerului în tubulatură este plasată în exteriorul clădirii, temperatura aerului depinzând astfel de temperatura atmosferică. Scopul echipamentului este preîncălzirea sau încălzirea aerului introdus în clădire în timpul perioadelor reci iar date fiind temperaturile ridicate din această perioadă nu s-au realizat încă experimente.

În figura 2 este prezentat un model al standului experimental, așa cum este el prezent în laborator. Acesta urmează a fi testat prin încercări experimentale în sezonul rece.

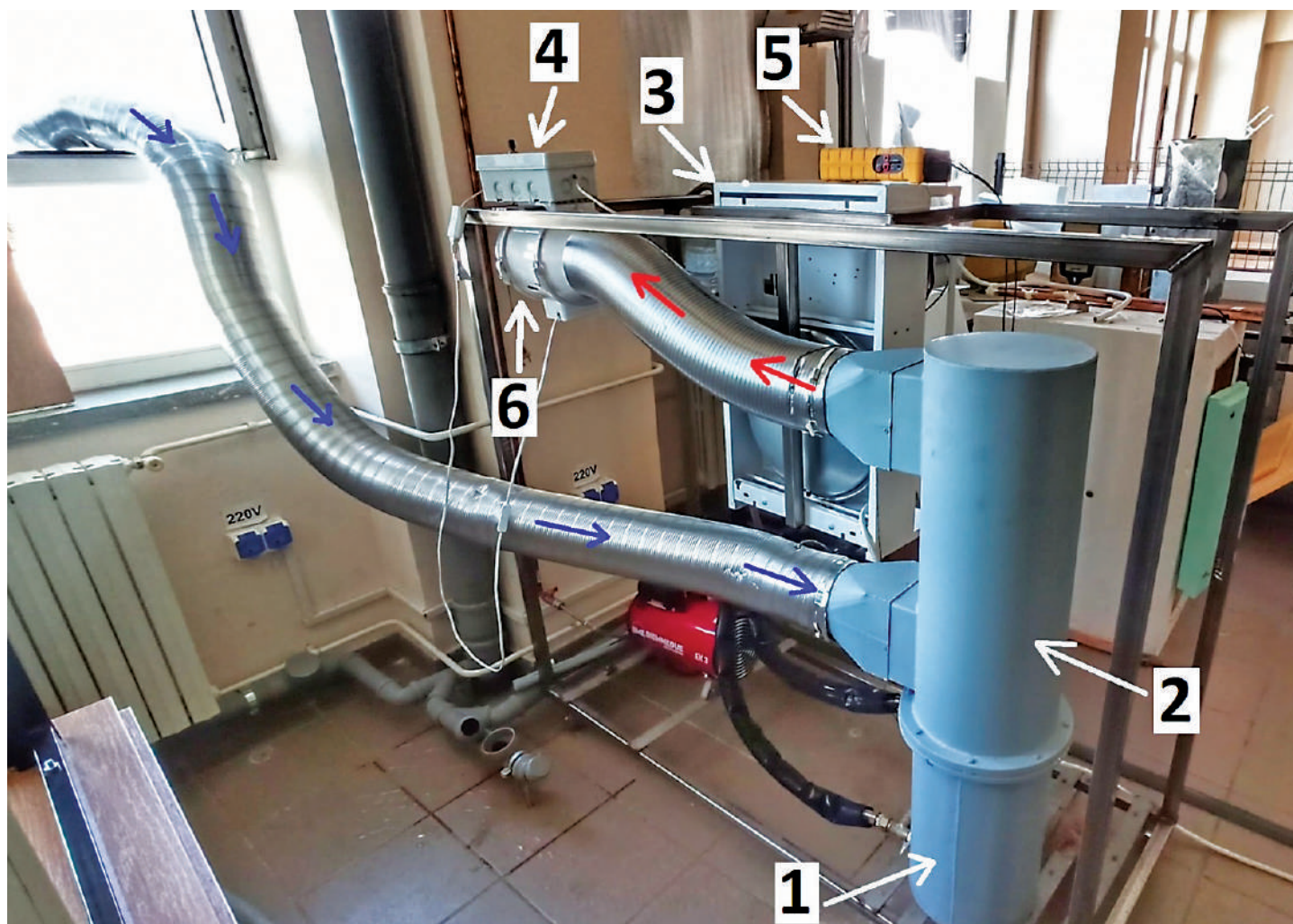


Fig. 2. Stand experimental: 1 – Evaporator; 2 – Condensator; 3 – Centrala termică; 4 – Comutator de viteze; 5 – Termometru electronic; 6 – Ventilator.

2.3 SIMULĂRI NUMERICE

Modelul 3D a fost importat în mediul de simulare Autodesk CFD Simulation unde i-au fost atribuite materialele corespunzătoare fiecărei componente. Evaporatorul, condensatorul și flanșa despărțitoare sunt realizate din oțel, tuburile termice din cupru, iar volumului din interiorul evaporatorului i-a fost atribuit apă, pe când volumului din interiorul condensatorului i-a fost atribuit aer. În următoarea fază au fost alese condițiile la limită la care va fi supus echipamentul

în simulările numerice. Temperatura agentului primar apă caldă la intrarea în evaporator va fi de 60 °C, iar temperatura agentului secundar aer la intrarea în vaporizator va fi impusă la 1 °C. Debitul apei va fi de 24 l/min, iar debitul aerului va fi variat după parametrii prezentați în tabelul 2. Vitezele alese sunt treptele de viteză ale ventilatorului ce va fi utilizat ulterior în partea experimentală pentru impunerea debitului de aer.

Tabel 2. Parametri de simulare

Nr. scenariu	Viteză aer [m/s]	Temperatură aer [°C]	Temperatură apă [°C]	Debit apă [l/min]
Scenariul 1	3.1	1	60	24
Scenariul 2	3.4			
Scenariul 3	3.7			
Scenariul 4	4.4			
Scenariul 5	5.0			
Scenariul 6	5.3			
Scenariul 7	5.8			

În următoarea etapă modelul 3D a fost discretizat într-o rețea de noduri, obținându-se un număr de 890K elemente.

Este binecunoscut faptul că dacă numărul de elemente este mai mic, acuratețea rezultatelor va crește.

Astfel, numărul de elemente a fost ales la un nivel optim ținându-se cont și de timpul computațional de calcul. În figura 3 este prezentat modelul cu rețeaua mesh aplicată.

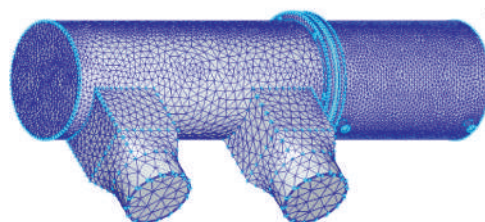


Fig. 3. Mesh al recuperatorului de căldură apă-aer

2.4 REZULTATE

După cum putem observa în tabelul 3, temperatura aerului la ieșirea din condensator este cu 13-16 grade Celsius mai mare decât la intrarea în acesta. Se poate observa că dacă viteza aerului este mai mică, atunci agentul termic secundar preia mai multă temperatură extrasă din agentul primar, cu ajutorul tuburilor termice.

Tabel 3. Rezultatele simulării

Nr. scenariu	Viteză aer intrare [m/s]	Temperatură aer ieșire [°C]
Scenariul 1	3.1	16.9
Scenariul 2	3.4	16.7
Scenariul 3	3.7	16.3
Scenariul 4	4.4	16.1
Scenariul 5	5.0	15.5
Scenariul 6	5.3	14.4
Scenariul 7	5.8	13.2

În figura 4 avem prezentate contururi 3D de temperatură rezultate în urma simulărilor. Se pot observa ușoare schimbări de temperatură în zona superioară a condensatorului, la scenariile cu viteze de intrare superioare.

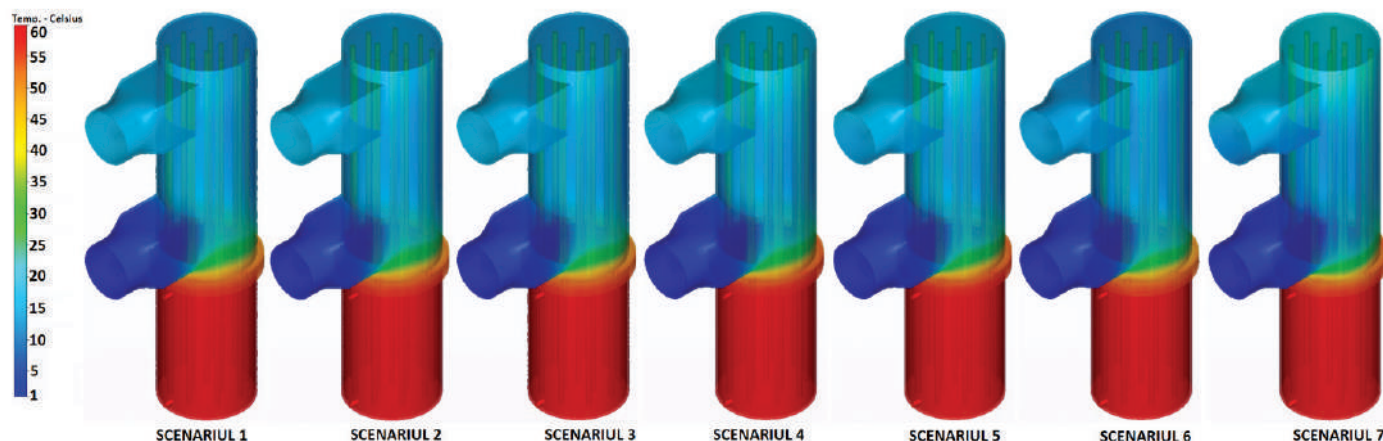


Fig. 4. Contururi ale temperaturii statice pentru toate scenariile – 3D - 60 [°C]

În figura 5, au fost extrase planuri transversale pe mijlocul recuperatorului, pentru a vizualiza transferul termic din interiorul condensatorului.

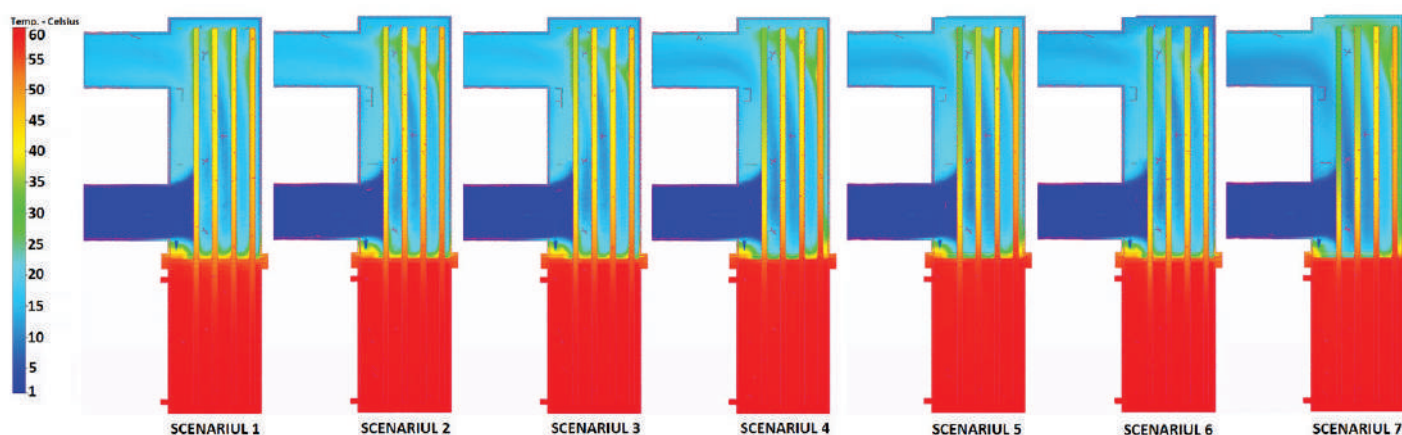


Fig. 5. Contururi ale temperaturii statice pentru toate scenariile – 2D - 60 [°C]

Pentru vizualizarea mai detaliată a transferului termic din interiorul condensatorului, am redus ecartul de temperatură din legendă la intervalul 1-17 grade Celsius și am extras câte un plan transversal pentru fiecare scenariu, din zona condensatorului.

Astfel, se poate observa mai clar diferența de temperatură între scenariile cu viteze mai mici ale aerului, față de cele cu viteze mai mari.

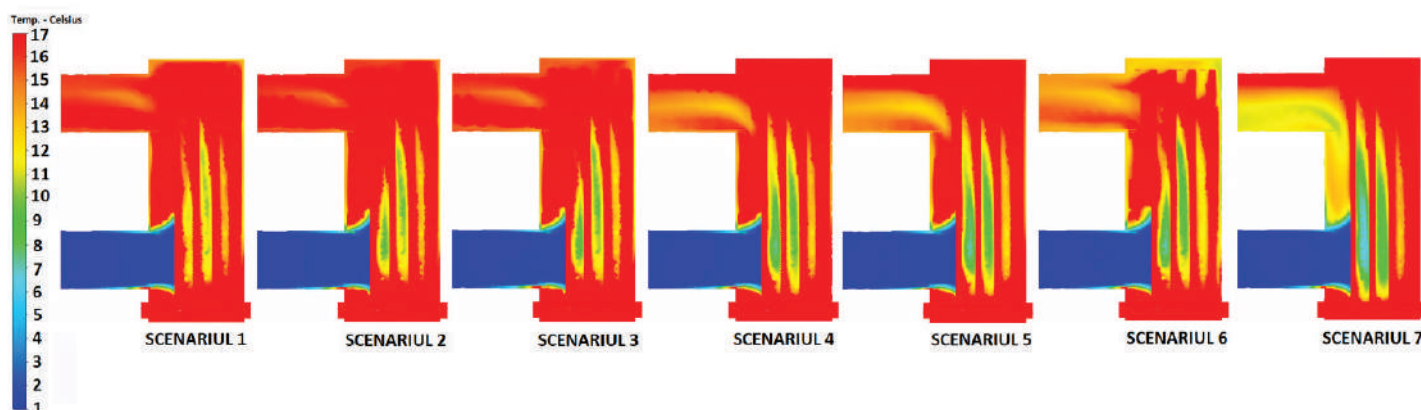


Fig. 6. Detaliu temperatură în condensator

Analizând figurile 6 și 7, se poate observa impactul vitezelor superioare asupra temperaturii aerului la ieșirea din condensator.

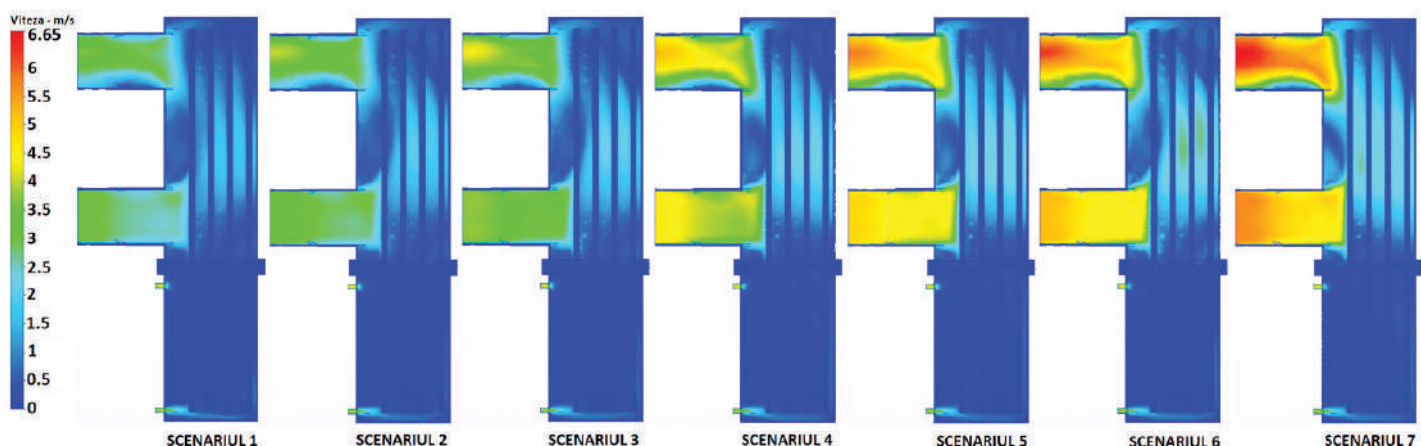


Figura 7. Contururi ale vitezei pentru toate scenariile – 2D

2.5 EFICIENȚA RECUPERATORULUI

Eficiența recuperatoului de căldură de tip apă-aer poate fi evaluată ca eficacitatea termică a acestuia, care este raportul dintre rata transferului de căldură, Q , și rata transferului maxim de căldură a echipamentului, $Q_{\max}$. Ecuația poate fi exprimată sub forma:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (1)$$

$$Q = C_{Ev}(T_{Ev,1} - T_{Ev,2}) = C_{Co}(T_{Co,2} - T_{Co,1}) \quad (2)$$

Cu ajutorul ecuației (2), putem determina rata de transfer termic pentru sistemul de recuperare a căldurii. C_{Ev} și C_{Co} reprezintă rata capacității termice pentru secțiunea evaporatorului și a condensatorului și pot fi determinate ca produs al debitului masic și căldura termică specifică pentru secțiunea menționată.

$$C_{Ev} = \dot{m}_{Ev} \times c_{p,Ev} \quad (3)$$

$$Q_{\max} = C_{\min}(T_{Ev,1} - T_{Co,1}) \quad (4)$$

$$Q_{\max} = \dot{m}_{Co} \times C_{p,Co}(T_{Ev,1} - T_{Co,1}) \quad (5)$$

Pentru exprimare lui $Q_{\max}$, am utilizat $C_{\min}$ în loc de $C_{\max}$ deoarece $Q_{\max}$ reprezintă rata maximă de transfer de căldură pentru recuperatorul de căldură, dar în acest caz avem un factor limitativ reprezentat de rata minimă a capacității termice între cele două fluide. Prin aplicarea ecuațiilor (2) și (5), ecuația (1) poate fi scrisă sub forma:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{\dot{m}_{Ev} \times C_{p,Ev} \times (T_{Ev,1} - T_{Ev,2})}{\dot{m}_{Co} \times C_{p,Co} \times (T_{Ev,1} - T_{Co,1})} \quad (6)$$

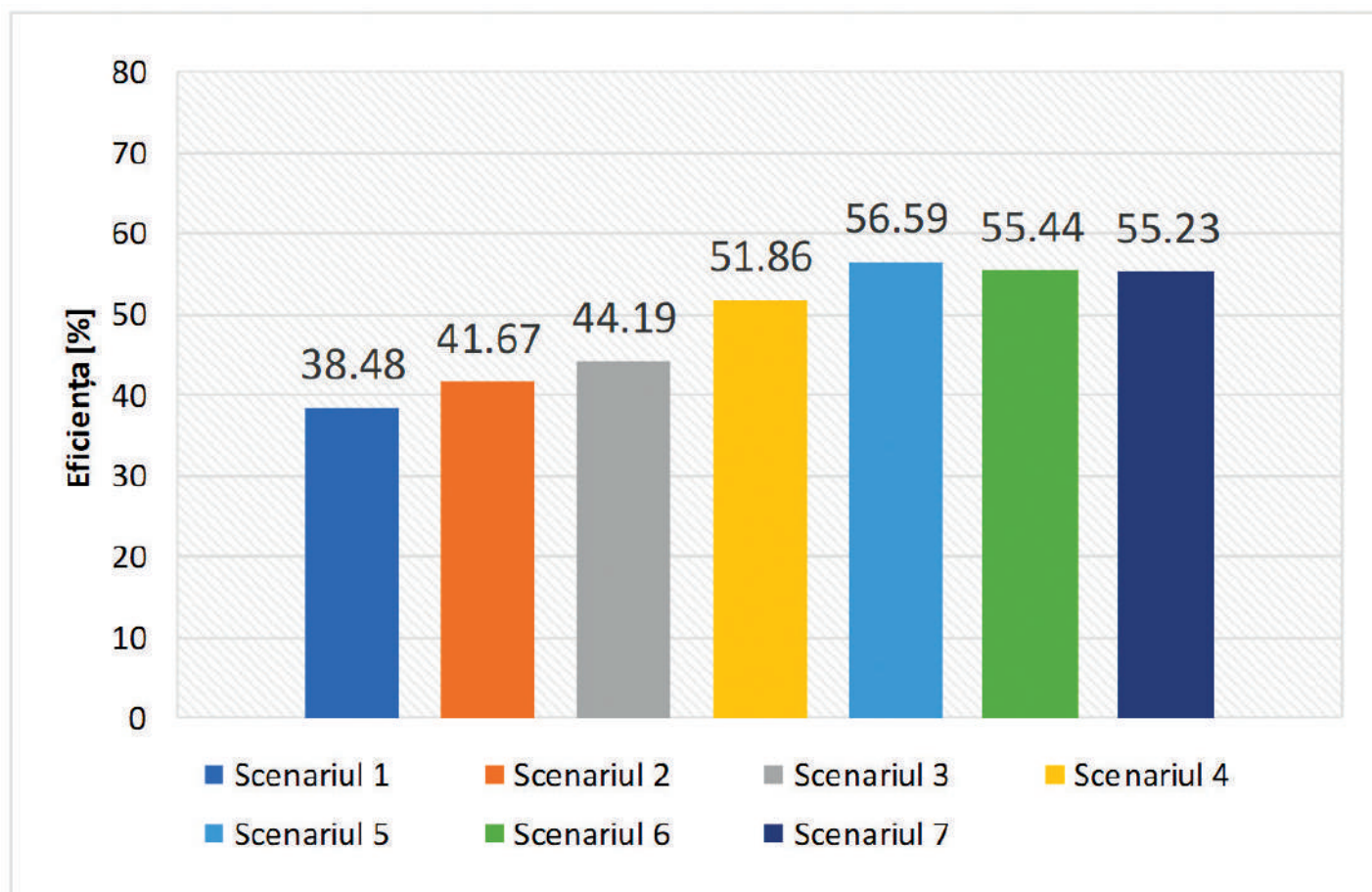


Fig. 8. Reprezentarea grafică a eficienței recuperatorului

Cu toate că cea mai mare temperatură a fost obținută atunci când viteza a fost cea mai mică, recuperatorul de căldură a fost cel mai eficient în scenariul 5, când viteza aerului a atins 5 m/s. Astfel, cantitatea de căldură recuperată în acest

scenariu, este mai mare decât în scenariile în care temperatura de ieșire este superioară. Putem observa că în scenariile 6 și 7, când viteza crește la 5.3 m/s, respectiv 5.8 m/s, eficiența recuperatorului se păstrează în parametri apropiați.

3. CONCLUZII

În cadrul acestei lucrări s-au efectuat un număr de 7 simulări numerice, pe un recuperator de căldură de tip apă-aer cu tuburi termice. S-a păstrat o temperatură și un debit constant pentru agentul primar, apa caldă, și s-a variat viteza agentului secundar, aer, menținându-se o temperatură de intrare constantă.

Cu cât viteza aerului a fost mai mică, cu atât temperatura acestuia la ieșirea din recuperator a fost mai mare. Cu toate acestea, calculând analitic eficiența recuperatorului pe baza

rezultatelor din simulări, s-a observat că cea mai ridicată eficiență a fost înregistrată în scenariul 5, când viteza de intrare a aerului a fost de 5m/s. De asemenea, și scenariile 6 și 7 au avut eficiențe apropiate, de 55.44%, respectiv 55.23%.

Putem concluziona că echipamentul poate fi un mijloc eficient de recuperare a căldurii din ape uzate, acesta având capacitatea de a încălzi un debit de aer proaspăt, la costuri relativ reduse. Recuperatorul urmează a fi analizat și experimental, în perioada rece a anului.



BIBLIOGRAFIE

Alizadeh, A. și alții, 2022. An experimental investigation on using heat pipe heat exchanger to improve energy performance in gas city gate station. *Energy*, Volumul 252, p. 123959.

Diao, Y. și alții, 2021. Thermal performance analysis of a solar air collection-cascade storage system integrated with micro-heat pipe arrays. *Solar Energy*, Volumul 224, pp. 1271-1290.

Faizal, M. & Ahmed, M. R., 2012. Experimental studies on a corrugated plate heat exchanger for small temperature difference applications. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volumul 36, pp. 242-248.

Farhat, O. și alții, 2022. A recent review on waste heat recovery methodologies and applications. *Cleaner Engineering and Technology*, Volumul 6, p. 100387.

Firth, A., Zhang, B. & Yang, A., 2019. Quantification of global waste heat and its environmental effects. *Applied Energy*, Volumul 235, pp. 1314-1334.

IEA, 2021. Net Zero by 2050, Paris: IEA.

IEA, 2022. Global Energy Review: CO2 Emissions in 2021, Paris: IEA.

Jouhara, H. și alții, 2021. Investigation on a full-scale heat pipe heat exchanger in the ceramics. *Energy*, Volumul 223, p. 120037.

Men, Y., Liu, X. & Zhang, T., 2021. A review of boiler waste heat recovery technologies in the medium-low temperature range. *Energy*, Volumul 237, p. 121560.

Peng, H. & Jia, X., 2022. Experimental study on heat energy recovery and utilization of coal gangue hill based on gravity heat pipe. *Energy Reports*, Volumul 8, pp. 220-229.

Vizitiu, R. Ș., Sosoi, G., Burlacu, A. & Turcanu, F. E., 2019. CFD analysis of a dual heat recovery system. *E3S Web of Conferences*, Volumul 85, p. 02007.

Xie, C.-Y., Tao, H.-Z., Li, W. & Cheng, J.-J., 2019. Numerical simulation and experimental investigation of heat pipe heat exchanger applied in residual heat removal system. *Annals of Nuclear Energy*, 133(11), pp. 568-579.

Zhang, X. și alții, 2018. Low-grade waste heat driven desalination with an open loop heat pipe. *Energy*, Volumul 163, pp. 221-228.

STUDIU PRIVIND SIMULAREA NUMERICĂ A PROPAGĂRII UNUI INCENDIU ÎN CAZUL UNUI IMOBIL



Iulian Enaru¹



Sebastian Hudișteanu¹



Emilian Țurcanu¹



Cristian Cherecheș¹



Diana Ancaș¹



Marina Verdeș¹



Cătălin Popovici¹



Vasilică Ciocan¹

¹Universitatea Tehnică
"Gheorghe Asachi" din Iași
Facultatea de Construcții și Instalații

contact: verdesmarina2003@yahoo.com

Rezumat: Modelul 3D a unui imobil a fost construit pentru a fi analizată scena unui incendiu cu referire la o situație reală. Procesul de evoluție al unui incendiu a fost simulat cu FDS. S-a analizat timpul de evoluție al incendiului, gradul de pericol, temperatura precum și vizibilitatea. S-au analizat totodată și soluții arhitecturale care ar putea fi luate în calcul pentru prevenirea și evoluția incendiilor în situațiile prezentate. Rezultatele simulărilor din scenariile propuse au arătat că pot fi găsite soluții care să prevină propagarea incendiilor. Rezultatele studiului oferă o bază reală pentru îmbunătățirea condițiilor de evacuare și limitare a pagubelor provocate de incendii în imobile de tip unifamilial.

1. INTRODUCERE

Focul este un fenomen natural, care de la începuturile existenței umane și până în prezent a constituit o amenințare serioasă a omului.

Incendiu: ardere autoîntreținută, care se desfășoară fără control în timp și spațiu, care produce pierderi de vieți omenești și/sau pagube materiale și care necesită o intervenție organizată în scopul întreruperii procesului de ardere.

Comburent: substanță a cărei natură chimică și prezență, permite unui corp să ardă.

Combustibil: substanță solidă, lichidă sau gazoasă capabilă să inițieze și să întrețină o ardere.

Fenomene de: transfer, transport, transmisie:

Conducția: fenomen de transfer de căldură între două puncte cu temperaturi diferite în masa aceluiași material sau între corpuri diferite prin contact direct unul cu altul, fără transfer de substanță.

Convecție: fenomen de transport a căldurii prin intermediul mișcării ascendente a unui fluid.

Radiație: fenomenul de transmisie a căldurii prin intermediul undelor electromagnetice emise în toate direcțiile de un corp încălzit.

Triunghiul arderii:

1. energia de declanșare; 2. combustibilul; 3. combustibilul;

Aceste trei elemente sunt necesare simultan în timp și spațiu pentru inițierea și menținerea arderii. Eliminarea (consumarea) unui element constitutiv al triunghiului arderii duce la întreruperea procesului arderii.



Fig. 1. - Locuința propusă spre studiu (P+E+M)
Fig. 2. - Triunghiul arderii

2. CONSIDERENTE TEORETICE

Criterii de performanță - (locuința studiată) privind securitatea la incendiu: fundația este din beton, structura de rezistență este alcătuită din pereți structurali din zidărie de cărămidă, cu planșeu din beton armat cu grosimea de 12 cm și șarpantă din lemn.

- Caracteristicile clădirii:
- Clasa de importanță a clădirii III;
- Categoria de importanță a clădirii „C”;
- Nivelul de stabilitate la foc III;
- Natura activităților ce se desfășoară în spațiile construite: “Clădire de locuit”

Bucătăria se încadrează la risc mijlociu de incendiu, conform destinației. Prin urmare toate ușile de acces ce delimitează zona bucătăriei vor avea rezistență la foc El minim 15 minute, pereții sunt din zidărie de cărămidă cu grosimea de 25 cm având REI minim 180 minute.

Sarcina termică - cantitatea de căldură ce o poate degaja prin combustie completă totalitatea materialelor combustibile, fixe și mobile, existente în spațiul afectat de incendiu.

$$S_Q = \sum_{i=1}^n Q_i * M_i \text{ în } [MJ]$$

M_i - masa materialelor combustibile de același fel, aflat în spațiul luat în considerare [kg];

Q_i - este puterea calorică inferioară a unui material, în MJ/kg sau MJ/m³N;

Denumire încăpere	Material	Puterea calorică (MJ/kg)	Cant. (kg)	S_Q -sarcina termică (MJ)
	3.1	1	60	24
Bucătărie	lemn (mobilier)	19,25	250	5390
	mase plastice	42,6	180	7668
	hârtie, cărți	16,3	25	407

Clasele de incendiu:

- **Clasa A** - incendii de solide (lemn, bumbac, hârtie, ruloari de țesături, cărbuni);
- **Clasa B** - incendii de lichide (lichide sau solide lichefiate: hidrocarburile, vopselurile, alcoolul, smoala, lacul);
- **Clasa C** - incendii de gaze (sunt reprezentate de incendii de produse combustibile care sunt în stare gazoasă la o temperatură ambiantă de peste 15 °C);
- **Clasa D** - incendii de metale (aluminu, zinc, magneziu, potasiu, fosfor alb);
- **Clasa E** - incendii de natură electrică;
- **Clasa F** - incendii de uleiuri vegetale și animale (grăsimi vegetale sau animale, ulei vegetal și animal);

Densitatea sarcinii termice - constituie cel mai important parametru al pericolului (riscului) de Incendiu.

$$q_s = \frac{S_Q}{A_s} \text{ în } [MJ/m^2]$$

S_Q - sarcina termică

A_s - suma ariilor pardoselilor încăperilor ce alcătuiesc spațiul luat în considerare [m²];

$$q_s = \frac{13465}{16} = 840,20 \text{ } [MJ/m^2]$$

Riscul de incendiu	Densitatea de sarcina termica (MJ/mp)
mic	q<420 MJ/mp 840,20
mijlociu	q=420-840 MJ/mp [MJ/mp]
mare	q>840 MJ/mp

Fig. 3. - Bucătărie (risc de incendiu mijlociu)

Parametri introduși în programul de simulare - densitatea de sarcină termică:

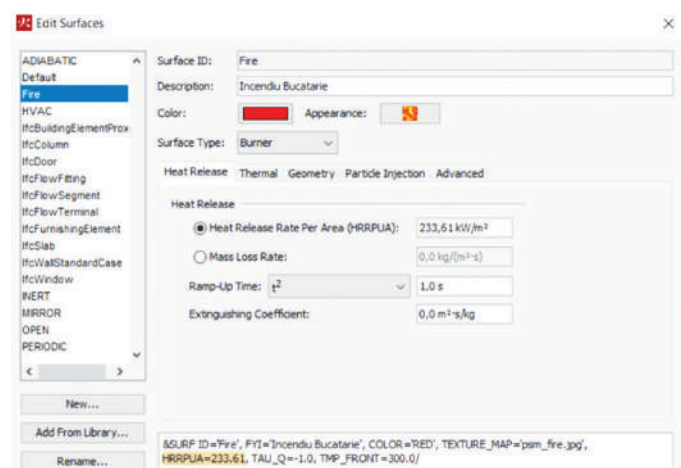


Fig. 4. - Incendiu - densitatea sarcinii termice-soft Pyrosim

Parametrii incendiului au fost introduși în programul de simulare după realizarea calculelor (sarcina termică, densitatea de sarcină termică).

3. MATERIAL ȘI METODĂ

a. Situația reală expusă (spațiu deschis plan parter: sufragerie, hol și casa scării) prin fazele dezvoltării incendiului:



Fig. 5. - Situația reală (compartimentare existent-plan parter)

Noțiuni despre incendiul propus spre studiu
Fazele dezvoltării unui incendiu:

- inițierea;
- dezvoltarea;
- arderea generalizată;
- regresia.

Inițierea incendiului - reprezintă procesul de inflamare a produselor combustibile, această fază inițială a combustiei este direct legată de cantitatea de combustibil supusă arderii. În acest stadiu căldura degajată este în cantități moderate, iar fumul mai puțin abundent.

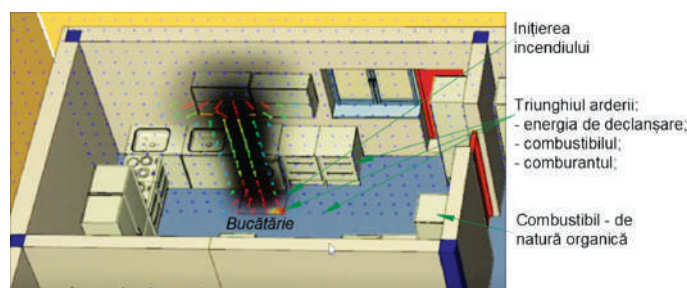


Fig. 6. - Inițierea incendiului (simulare program Pyrosim)

Numai combustibilul influențează dezvoltarea incendiului. Se poate spune că incendiul este limitat de combustibilul existent în spațiul incendiat. În această etapă, volumul încăperii în care se dezvoltă fenomenul nu are influență asupra dezvoltării incendiului.

Dezvoltarea incendiului - în această etapă focarul crește în importanță, cantitatea de căldură degajată crește considerabil, fapt ce duce la mărirea progresivă a temperaturii în încăpere. În același timp, volumul de fum produs în urma arderii este din ce în ce mai însemnat și se acumulează prin convecție în partea de sus a spațiului incendiat.

Această fază, a cărei durată în timp variază, poate fi accelerată de următorii factori ce influențează viteza de ardere:

- gradul de afânare, divizare sau granulozitate al materiei;
- dispunerea geometrică a materialelor în încăpere;
- temperatura;
- alți factori.

Factorii enumerați mai sus direct au o importanță deosebită în această fază, (dezvoltarea incendiului).

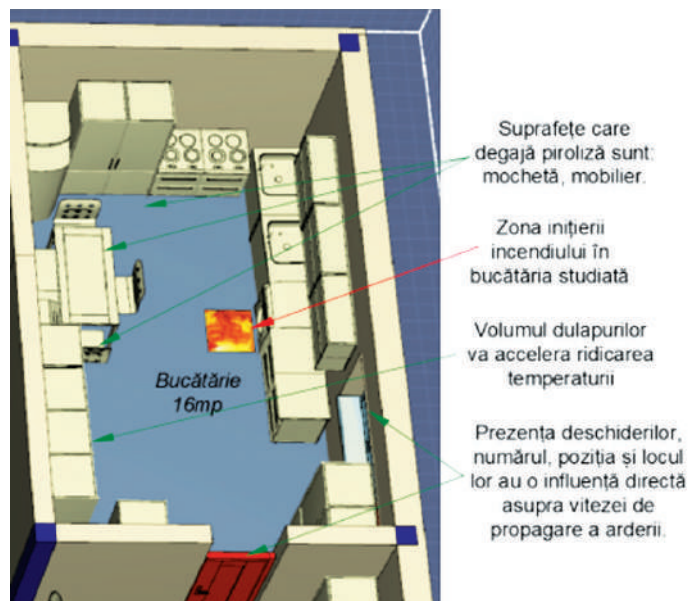


Fig. 7. - Factori ce influențează viteza de ardere în dezvoltarea incendiului (soft Pyrosim)

Temperatura influențează viteza reacțiilor chimice, care este primordială în stabilirea vitezei de propagare a incendiului.

Viteza de propagare a arderii unui material depinde de forma geometrică a acestuia și de dispunerea lui în spațiu și față de celelalte elemente din încăpere.

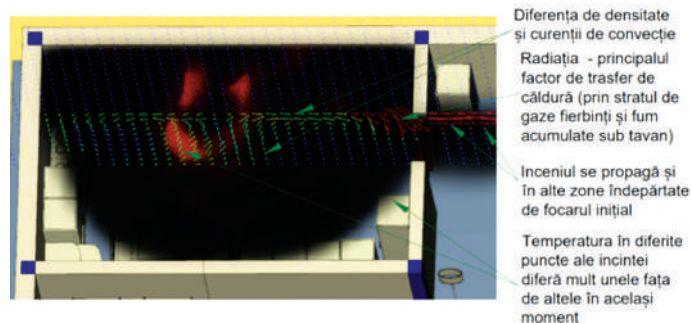


Fig. 8. - Dezvoltarea incendiului (simulare program Pyrosim)

Fumul, prin componenții săi, constituie o nouă sursă de combustibil în ecuația dezvoltării incendiului. Obiectele care vin în contact cu căldura degajată de incendiu prin radiație și conducție se încălzesc și se aprind. Etapa de dezvoltare a incendiului constituie momentul cel mai instabil al evoluției unei arderi.

Arderea generalizată - faza denumită ardere generalizată este cea mai importantă etapă a incendiului, astfel că intensitatea și riscul de propagare ale acestuia sunt maxime.



Fig. 9. - Fenomenul de flash-over

După producerea fenomenului de flash-over (sau, mult mai rar - backdraft) arderea se generalizează în întreaga încăntă.

Temperaturile se uniformizează spre valori maxime, transferul de căldură prin radiație devenind net preponderent. În cursul acestei faze, structurile de rezistență sunt cele mai afectate de incendiu: se fisurează și se dislocă pereții, se lărgesc deschiderile, având ca urmare propagarea incendiului în incintele alăturate și apoi în întreaga clădire.

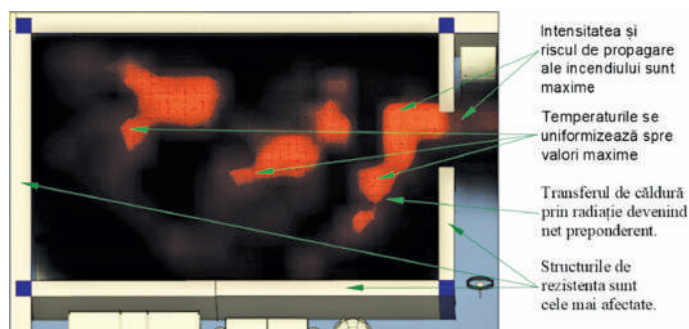


Fig. 10. - Arderea generalizată (simulare program Pyrosim)

Regimul de ardere se stabilizează și este condiționat fie de suprafața materialelor combustibile, fie de dimensiunile deschiderilor, deci de regimul admisiei aerului.

a) În primul caz, viteza de ardere este limitată de mărimea suprafeței combustibilului, când aerul circulă în exces, în raport cu suprafața de contact dintre combustibil și aer (incendii ventilate- care sunt intense și de mică durată).

b) În al doilea caz, când cantitatea de aer din încăntă este mai mică decât valoarea critică necesară combustiei (incendii neventilate) viteza de ardere depinde de dimensiunile deschiderilor (ferestrelor) din încăntă.

Regresia arderii - în cursul acestei faze, temperatura încetează să mai crească, apoi începe să scadă, datorită epuizării combustibilului, dar scăderea nu este bruscă, acționând în continuare distructiv asupra structurilor. Regresia incendiului este legată de lipsa de combustibil și/sau de combustibil.



Fig. 11. - Regresia Arderii (imagine din incendiul studiat)

Evoluția incendiului în spațiu închis este reprezentată în diagrama următoare:

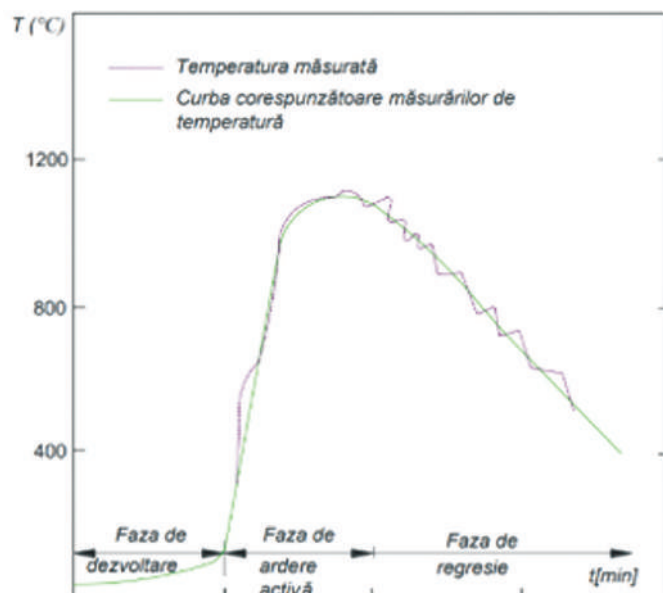


Fig. 12. - Variația estimativă a temperaturii în timpul unui incendiu

Curba din figură indică corelația dintre temperatură, gazele calde și durata incendiului convențional izbucnit într-un spațiu închis. În faza de dezvoltare a incendiului are loc, în principal, propagarea arderii, pierderea de greutate a materialelor combustibile echivalând cu 5-7%. Pe timpul arderii se majorează suprafața incendiată, se generalizează suprafața de ardere, se depășește temperatura de 900°C; pierderea de greutate a materialelor combustibile ajunge la 80-85%. Durata fazei de regresie este determinată de intensitatea de manifestare a fazei de ardere activă.

b. Situația propusă:

Situația propusă se regăsește prin compartimentarea sufrageriei față de hol și casa scării, printr-un perete de zidărie și o ușă normală de interior din pvc.

Compartimentarea la foc - reprezintă construcția sau o parte a unei construcții conținând una sau mai multe încăperi sau spații, delimitate prin elemente de construcții destinate să izoleze focarul, în scopul limitării propagării incendiului, pe o durată determinată.

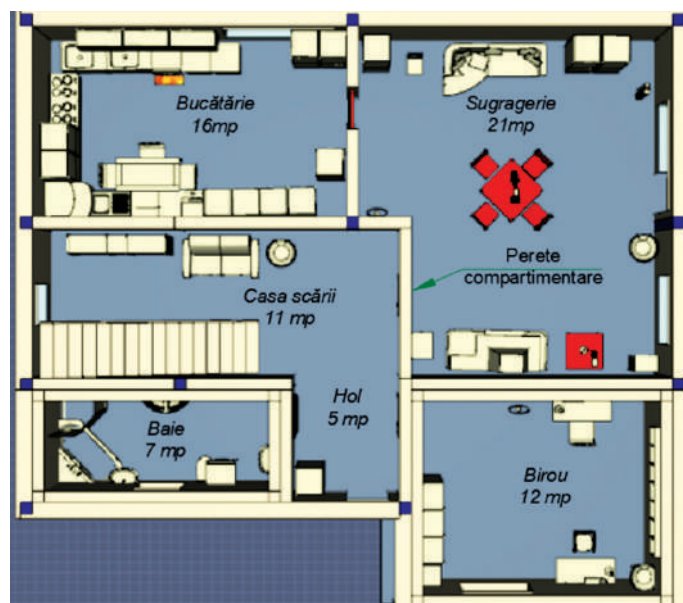


Fig. 13. - Situația propusă (compartimentarea spațiului - plan parter)

4. REZULTATE OBȚINUTE

a) **Situația reală** - incendiu (fumul, temperatura, compuși ai arderii) se propagă din zona inițială (bucătărie) către zona de sufragerie, apoi în zona holului și casa scării (spații superioare). În situația expusă timpul de evacuare a persoanelor surprinse la etaj și mansardă scade datorită propagării fumului către casa scării de la parter și ulterior spre etaj și mansardă.

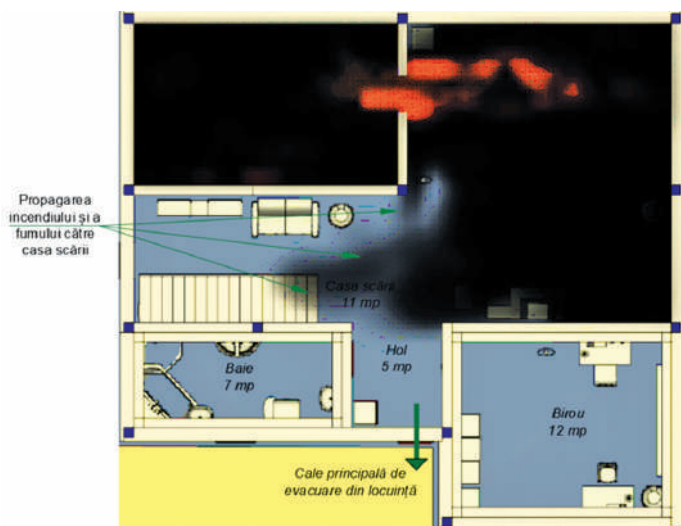


Fig. 14. - Manifestarea și propagarea incendiului (situația reală)

Se observă expansiunea compuşilor de ardere (particule componente ale fumului) spre calea principală de evacuare din locuință, îngreunând posibilitatea persoanelor de a se autoevacua în condiții de siguranță.

b) **Situația propusă** - incendiu (fumul, temperatura, compuși ai arderii) se propagă din zona inițială (bucătărie) către zona de sufragerie, apoi este limitat temporar de către peretele de compartimentare din holului și casa scării.

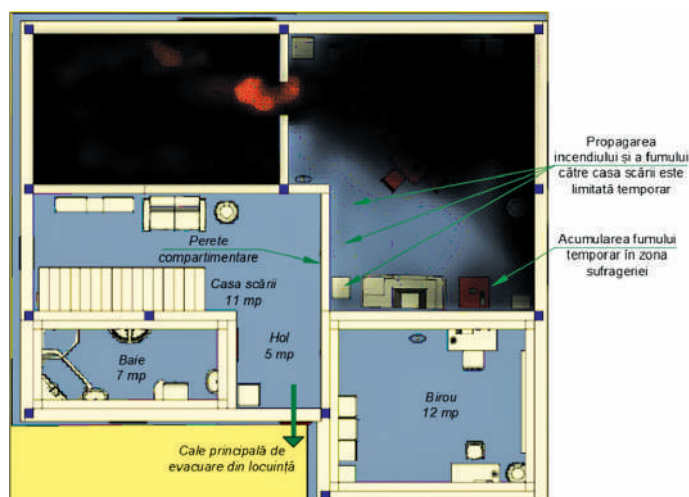


Fig. 15. - Manifestarea și propagarea incendiului (situația propusă)

Se observă limitarea temporară a propagării incendiului spre zona holului și casa scării, prin această limitare, persoanele surprinse în interiorul locuinței la etaj și mansardă se pot autoevacua în condiții de siguranță

b.1) **Evoluția temperaturii în timpul incendiului** - (situația propusă)

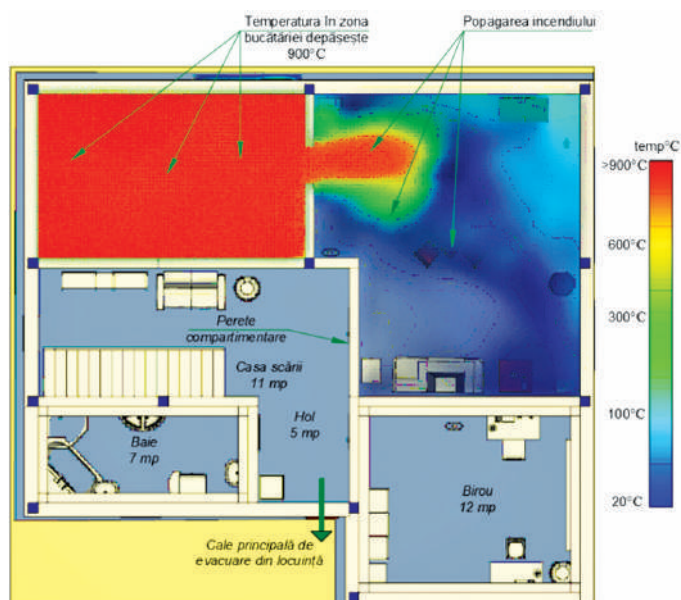


Fig. 16. - Propagarea temperaturii în timpul dezvoltării incendiului (situația propusă)

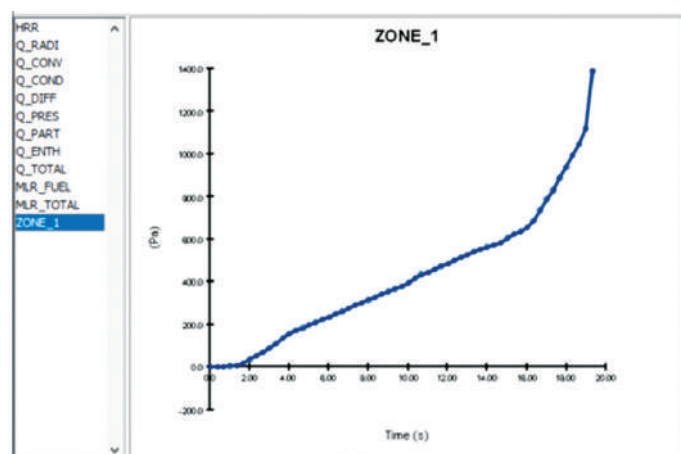


Fig. 17. - Variația presiunii în timpul incendiului

5. CONCLUZII

Elemente privind stabilirea cauzei probabile de producere a evenimentului:

1. locul focarului - bucătărie;
2. sursa probabilă de aprindere (la incendiu) - efect termic al curentului electric;
3. mijlocul care poate produce aprinderea - cablu electric, conductor electric;
4. primul material care s-a aprins - mase plastice;
5. împrejurarea determinată - conductor, cablu electric defect, neizolat corespunzător sau cu izolație deteriorată în urma unei acțiuni mecanice sau fizice;
6. condiții care au favorizat dezvoltarea și propagarea incendiului: cantitatea de materiale combustibile și dispunerea acestora în încăpere.

Prin simularea de tip FDS a unui incendiu, precum și după adăugarea unei alte soluții arhitecturale, se poate vedea imediat rezultatul, crescându-se nivelul de siguranță, putându-se îndeplini cerința de evacuare în siguranță precum și limitarea efectelor cauzate de un incendiu.

BIBLIOGRAFIE

1. Ghid privind tehnica și tactica stingerii incendiilor - ISU 01
2. Ghid privind tehnica și tactica stingerii incendiilor ISU 04
3. LEGEA 307/12.07.2006 privind apărarea împotriva incendiilor
4. Normativ de siguranță la foc a construcțiilor - P118



Creăm spații de locuit pentru generațiile viitoare



Cine suntem

Suntem o familie și gândim în generații.

Viessmann a evoluat de la un producător de sisteme de încălzire la un furnizor de soluții pentru întregul spațiu de locuit în patru generații. Datorită celor 12300 de membri ai săi, familia Viessmann este bine echipată pentru provocările viitorului.



De ce existăm

Creăm cea mai înaltă calitate a vieții la nivel mondial.

Suntem curajoși. Considerăm digitalizarea și tranziția energetică ca o oportunitate și ne străduim în continuare să îmbunătățim calitatea vieții în și în afara clădirilor cu soluțiile noastre inteligente de climat și confort.

Ceea ce oferim

Viessmann dezvoltă și produce soluții climatice și energetice integrate pentru oameni, companii și comunități din întreaga lume. Cele patru domenii de activitate și două unități de afaceri de diversificare joacă un rol în succesul companiei.

Cum creăm împreună

Ne asumăm responsabilitatea în tot ceea ce facem.

Oamenii au încredere în marca Viessmann de mai bine de 100 de ani. Acest lucru ne inspiră să continuăm să ne îmbunătățim.

Acțiunile noastre se bazează pe valori clare: orientate spre echipă, responsabile și antreprenoriale.

Unde ne conectăm

Suntem acolo pentru tine - peste tot în lume.

Suntem acasă în Allendorf (Eder), în nordul Hesse, dar suntem activi la nivel global cu 22 de companii de producție din 12 țări și 120 de sucursale de vânzări. Oferim căldură, răcire și aer curat pe tot globul.

Suntem o afacere de familie la nivel global

Încălzire, răcire, ventilație: Viessmann asigură un climat optim și dezvoltă sisteme energetice inteligente și durabile alături de soluții de refrigerare - pentru clădiri rezidențiale, industriale și comerț. Ca o afacere de familie în a patra generație, ne gândim pe termen lung. Scopul nostru: creăm spații de locuit pentru generațiile viitoare. Toți cei 12750 de membri ai familiei Viessmann din 74 de țări urmează acest scop.



SĂNĂTATEA LOCUIRII, CONFORTUL ȘI PLATA ENERGIEI UTILIZATE PENTRU ÎNCĂLZIREA ȘI RĂCIREA SPAȚIILOR LA CLĂDIRILE UTILIZATE ÎN COMUN

- ANALIZĂ ȘI PROPUNERI



Călin Cebotaru¹



1. SITUAȚIA EXISTENTĂ

În domeniul locuirii, indiferent de locatar (proprietar sau chiriaș) sau de forma de proprietate (persoane fizice sau juridice), există clădiri utilizate în comun. Una din marile probleme legate de utilizarea în comun este sănătatea locuirii, confortul și plata energiei utilizate pentru încălzirea și răcirea spațiilor.

În majoritatea covârșitoare a acestor clădiri, în faza de proiectare, calculele privind necesarul de încălzire/răcire pentru atingerea parametrilor de confort și sănătatea locu-irii, au fost făcute în ipoteza locuirii tuturor spațiilor, deci a realizării unor temperaturi interioare reglementate în toate spațiile.

Astfel, pereții și planșeele care delimitează unitățile de locuire (apartamente, subdiviziuni de clădire, ...) au fost dimensionate, doar pe criterii de rezistență mecanică și fonică. Din punct de vedere energetic, elementele de construcție nu au fost dimensionate și în consecință nu constituie elemente de separare termică.

În situația în care în spațiile învecinate unei unități de locuire nu se mențin temperaturile de calcul, consumurile energetice pentru încălzire/răcire aferente spațiilor unității locuite vor fi mai mari.

Practic, prin elementele de construcție, spațiile neîncălzite/neracite învecinate unităților de clădire în care se mențin temperaturile reglementate, beneficiază de aporturi de căldură iarna și de frig vara, susținute de cheltuieli energetice pe care le plătesc cei care utilizează sistemele de încălzire și/sau răcire.

Este situația frecventă din toate clădirile utilizate în comun începând de la casele duplex sau alipite, până la blocurile de locuințe.

Această stare de lucruri este generată de cei care mențin unități de clădire (apartamente, spații comerciale, ...) în una sau mai multe din următoarele situații:

- achiziționate ca o modalitate de teaurizare și neutilizate;
- utilizate ca spații de închiriat pe perioade determinate;
- utilizate la parametri de temperatură interioară, alții decât cei prevăzuți în faza de proiectare;
- ocupate de proprietari sau chiriași doar o parte a anului;
- neutilizate datorită stării tehnice precare;
- abandonate din diferite cauze (deces, proprietar necunoscut, litigii, ...).

În concluzie locatarii care își mențin temperaturile reglementate în unitățile de locuire, în raport cu cei care nu mențin temperaturile reglementate în unitățile de locuire, sunt prejudiciați din cel puțin patru motive importante:

- financiar, deoarece suportă cheltuielile energetice generate de transferul de energie prin elementele de construcție spre spațiile din unitățile de clădire învecinate;
- sănătatea locuirii, deoarece suportă efectul de radiație rece al elementelor de construcție (pereți, planșee,...) generat de lipsa sau insuficiența încălzire pe timp de iarnă a spațiilor unităților de clădire învecinate;
- disconfortul provocat de neuniformitatea temperaturii elementelor de construcție;
- pericolul apariției condensului pe elementele de construcție reci în sezonul rece..

2 LEGISLAȚIE ȘI REGLEMENTĂRI APLICABILE

Definirea atributului de utilizare în comun se regăsește în legislație și reglementări în diferite forme:

- **unitate a clădirii:** o zonă/o parte a unei clădiri, un etaj sau un apartament dintr-o clădire, care este concepută/conceput sau modificată/modificat pentru a fi utilizată separat (Legea nr. 372/2005 privind performanța energetică a clădirilor modificată și actualizată cu Legea 101/23 septembrie 2020)
- **condominiu:** imobilul format din teren cu una sau mai multe construcții, dintre care unele proprietăți sunt comune, iar restul sunt proprietăți individuale, pentru care se întocmesc o carte funciară colectivă și câte o carte funciară individuală pentru fiecare unitate individuală aflată în proprietate exclusivă, care poate fi reprezentată de locuințe și spații cu altă destinație, după caz. Constituie condominiu: – un corp de clădire multietajat sau, în condițiile în care se poate delimita proprietatea comună, fiecare tronson cu una sau mai multe scări din cadrul acestuia; – un ansamblu rezidențial format din locuințe și construcții cu altă destinație, individuale, amplasate izolat, înșiruit sau cuplat, în care proprietățile individuale sunt interdependente printr-o proprietate comună forțată și perpetuă. (Legea nr. 114/11.1001996 privind locuințele)
- **condominiu** - imobil format din teren cu una sau mai multe construcții, în care există cel puțin 3 proprietăți individuale reprezentate de locuințe și locuințe sau spații cu altă destinație, după caz, și cote-părți indivize de proprietate comună; (Legea nr. 196 din 20 iulie 2018 privind înființarea, organizarea și funcționarea asociațiilor de proprietari și administrarea condominiilor)
- **unifamiliale, semicolective și colective** (Normativul de proiectare a clădirilor de locuințe) locuințele colective fiind asimilate clădirilor cu regim de înălțime mai mare de P + 2

- **locuință colectivă mică**, având regim de înălțime maxim P+2 (Regulament PUG București).

Din legislația și reglementările aplicabile rezultă că situația clădirilor utilizate în comun este surprinsă fragmentar și incoerent. În ceea ce privește obligativitatea menținerii temperaturilor reglementate, nu există nici o obligație formulată în mod expres.

Legea 372/2005, actualizată prin Legea 101/23 septembrie 2020, obligă investitorii să „asigure echiparea cu dispozitive de autoreglare” pentru clădirile noi și proprietarii/administratorii clădirilor vechi, „să instaleze în măsura în care este fezabil din punct de vedere tehnic și economic dispozitive de autoreglare a temperaturii” (art. 14).

În virtutea acestei legi există doar obligativitatea legată de instalarea dispozitivelor de autoreglare a temperaturii și nu de realizarea și monitorizarea temperaturilor reglementate. Legea 196/20 iulie 2018, privind înființarea, organizarea, asociațiilor de proprietari și administrarea condominiilor, are două articole în care are formulate față de proprietar doar obligativitatea „să întrețină în stare de funcționare și siguranță” printre alte instalații „și instalațiile de încălzire” (art. 30, alin. 4) precum și „montarea contoarelor pentru individualizarea consumurilor” (art. 32 alin. 1).

În virtutea acestei legi asociațiile de proprietari se pot constitui prin act de voință, deci nu este obligatorie constituirea, iar obligațiile enumerate sunt asumate tot printr-un act de voință al membrilor asociației (regulamentul de organizare și funcționare).

În acest context legislativ, unui locatar care utilizează corect din punct de vedere al energiei unitatea sa de locuire îi va fi extrem de greu, dacă nu imposibil să-și recupereze prejudiciul și să instituie situația de locuire sănătoasă și confort în spațiile utilizate.

3 PROPUNERI

3.1. Definirea unitară în legislație a situației în care se găsesc clădirile ale cărei părți se utilizează separat. Trebuie definit atât termenul de locuință colectivă precum și subdiviziunile acesteia. Pentru subdiviziunile clădirii colective definiția din Legea 372/2005, actualizată, este cea mai potrivită, adică: „unitate a clădirii”. În scopul unei utilizări lingvistice facile, se propune acceptarea utilizării termenului „unitate de clădire”

3.2. Locul cel mai adecvat instituirii obligativității menținerii temperaturilor în unitățile unei clădiri este în Legea 372/2005. Formularea în lege trebuie să fie clară, neinterpretabilă. O astfel de formulare poate fi: „proprietarii, administratorii, utilizatorii, după caz, sunt obligați să mențină temperatura medie orară în spațiile fiecărei unități de clădire în limita de $\pm 20^{\circ}\text{C}$ în raport cu temperaturile reglementate prin legislația în vigoare”.

3.3. Instituirea obligativității monitorizării permanente a evoluției temperaturii medii orare din spațiile proprii, învecinate cu alte unități de clădire, cu afișaj în loc accesibil utilizatorilor unităților de locuire învecinate, cu posibilitatea

inspecției corectitudinii montajului și a funcționării corecte aparaturii de monitorizare.

3.4. Înstituirea de măsuri de descurajare a menținerii temperaturii în unitățile de locuire în afara limitei precizate la punctul 3.2, prin aplicarea de sancțiuni severe și dreptul persoanelor vătămate de a recupera prejudiciul generat de consumurile energetice suplimentare de la cei care nu reprezintă aceste cerințe.

3.5. Renunțarea la contorizarea individuală a energiei consumate pentru încălzire în unitățile de clădire și blocurile de locuințe și repartizarea consumurilor proporțional cu suprafața utilă încălzită, în cazul sistemelor centralizate de furnizare a energiei. Aceasta poate fi o primă măsură pentru descurajarea celor care nu mențin temperaturile reglementate în spațiile unităților de clădire și o mai echitabilă participare la suportarea costurilor.

3.6. Mediatizarea intensă și pe înțelesul tuturor a prejudiciilor cauzate de nementinerea în spațiile unităților de locuire a temperaturilor reglementate.

CONFERINȚA TEHNICO-ȘTIINȚIFICĂ "INSTALAȚII PENTRU CONSTRUCȚII ȘI ECONOMIA DE ENERGIE" - Ediția XXXII

¹Universitatea Tehnică
"Gheorghe Asachi" din Iași
Facultatea de Construcții și Instalații

contact: verdesmarina2003@yahoo.com



Vasiliță Ciocan¹

În perioada 7-8 iulie 2022 s-a desfășurat, în Iași, sub patronajul Asociației Inginerilor de Instalații din România – Filiala Moldova, a Universității Tehnice "Gheorghe Asachi" din Iași (Facultatea de Construcții și Instalații, Departamentul de Ingineria Instalațiilor) și a partenerilor, cea de-a XXXII-a ediție a Conferinței tehnico-științifice "Instalații pentru Construcții și Economia de Energie"



Din dorința de întoarcere cât mai grabnică la normalitate, foarte mulți colegi au dorit să participe fizic la această manifestare. Lucrările s-au desfășurat în cadrul Complexului Hotelier Unirea din Iași.

Iașul, ca de fiecare data, și-a întâmpinat oaspeții într-o atmosferă plină de efervescență, deopotrivă intelectuală, romantică, spirituală și tinerească în același timp.

Deschiderea oficială a lucrărilor conferinței a fost făcută de Conf.univ.dr.ing. Vasiliță Ciocan, Președinte al Asociației Inginerilor de Instalații din România – Filiala Moldova.

La deschidere au participat, ca invitați de onoare: Dr.ing. Ioan-Silviu Doboși, Președinte al Asociației Inginerilor de Instalații din România, Prof.univ.dr.ing. Irina Lungu, Prorector al Universității Tehnice "Gheorghe Asachi" din Iași, Prof.univ.dr.ing. Dorina-Nicolina Isopescu, Decan al Facultății de Construcții și Instalații din Iași, Conf.univ.dr.ing. Marina Verdeș, Director al Departamentului de Ingineria Instalațiilor din Iași, Prof.em.dr.ing. Adrian Retezan, Președinte onorific al Asociației Inginerilor de Instalații din România – Filiala Banat, Conf.univ.dr.ing. Cătălin Lungu, Președinte al Asociației Inginerilor de Instalații din România – Filiala Valahia, Dr.ing. Ștefan Dună, Președinte al Asociației Inginerilor de Instalații din România – Filiala Banat, Conf.univ.dr.ing. Nicolae Iordan, Președinte al Asociației Inginerilor de Instalații din România – Filiala Transilvania Brașov, Dr.ing. Ludmila Vîrlan, Președinte al Asociației Inginerilor de Instalații din Republica Moldova.



Ziua a 2-a a fost dedicată unei mese rotunde având ca subiect: Stadiul revizuirii cadrului normativ în România. Implicarea AIIR în elaborarea și revizuirea reglementărilor tehnice ale MDLPA în perioada 2021-2022.

La discuții au participat specialiști din ingineria instalațiilor și personalități decidente în domeniul construcțiilor și instalațiilor: Dr. Ing. Ioan Silviu DOBOȘI – Președinte AIIR, Conf. Dr. Ing. Vasilică CIOCAN – Președinte AIIR - Filiala Moldova, Dr. arh. Anca GINAVAR - Director General, Direcția Generală Dezvoltare Regională și Infrastructură, MDLPA, Arh. Orsolya KÖVÉR - Consilier Ministru

MDLPA, Prof. Em. Dr. Ing. Radu DAMIAN- UTCB – București, Prof. Em. Dr. Ing. Gheorghe BADEA- UT - Cluj – Napoca, Prof. Em. Dr. Ing. Adrian RETEZAN - UPT – Timișoara, Prof. Dr. Ing. Radu VĂCĂREANU - Rector UTCB –București, Prof. Dr. Ing. Dorina ISOPESCU - Decan, FCI – Iași, Ing. Laurențiu PLOSCEANU - Președinte ARACO, Dr. Ing. Cristian ERBAȘU - Președinte FPSC, Ing. Adriana IFTIMIE - Director FPSC.

Discuțiile, uneori mai vehemente, au dezbatut stadiul de revizuire a reglementărilor de proiectare, execuție și exploatare care să poată răspunde multiplelor exigențe din domeniu.





Și pentru a nu se dezminți, AIIR-Filiala Moldova trage concluziile finale, unde în altă parte decât în zona plină de spirit și credință – Mănăstirea Neamț.

Invitații de onoare au adresat salutul lor participanților, exprimându-și considerațiile personale referitoare la manifestare subliniind necesitatea menținerii coeziunii între educație – activitatea profesională – execuție și cercetare.

În continuare manifestarea a fost dedicată prezentărilor în plen a

unor comunicări cu subiecte interesante și de actualitate.

În cele 4 sesiuni au fost prezentate 19 lucrări cu subiecte privind: eficiența energetică, valorificarea energiei din sursele regenerabile și recuperabile, metode de analiză a comportării clădirilor și instalațiilor, reducerea consumului de energie.

Pe lângă cele 19 lucrări prezentate în plen, alte 17 lucrări au fost publicate în volumul conferinței lansat cu această ocazie la Editura Matrix Rom.



O nouă traducere în limba română din cărțile publicate de ASHRAE



Cuprins



ISBN: 978-606-25-0726-8

1. INTRODUCERE
 2. PROIECTARE ARHITECTURALĂ
 3. SISTEME FAȚADĂ
 4. DATE CLIMATICE
 5. CALITATEA AERULUI INTERIOR ȘI CONFORT TERMIC
 6. SISTEME HVAC
 7. CAMERĂ CENTRALĂ DE ECHIPAMENTE MECANICE ȘI/SAU CAMERE PENTRU VENTILATOARE PE FIECARE ETAJ
 8. INSTALAȚII CENTRALE DE ÎNCĂLZIRE ȘI RĂCIRE
 9. SISTEME DE DISTRIBUȚIE A APEI
 10. MODELAREA ENERGIEI ȘI CERTIFICARE
 11. TRANSPORTUL PE VERTICALĂ
 12. SISTEME SANITARE
 13. SISTEME PENTRU SIGURANȚA VIEȚII
 14. CLĂDIRI REZIDENȚIALE ÎNALTE
 15. INTERFEȚELE SISTEMULUI ELECTRIC
 16. CLĂDIRI ȘI DISPOZITIVE DE CONTROL INTELIGENTE
- ANEXA A - Exemple de calcul climatic pentru patru orașe
ANEXA B - Analiza Energiei
ANEXA C - Criteriile de proiectare și descrierea sistemelor HVAC pentru o clădire de birouri cu mai mulți chiriași

Cititorii "Revistei de instalații" pot achiziționa cartea la prețul special de ~~99~~ 79 lei (plus cheltuieli de expediție) folosind codul **INSTAL1**

Din portofoliul nostru, vă mai recomandăm:



ISBN: 978-606-25-0343-7
Preț: 27 lei



ISBN: 978-606-25-0730-5
Preț: 27 lei



ISBN: 978-606-25-0643-8
Preț: 93 lei



ISBN: 978-606-25-0363-5
Preț: 57 lei

Pentru achiziții accesați www.matrixrom.ro



lentile
interscimbabile

Camera de
termoviziune
testo 883

ecran tactil

focus manual

