



UNIVERSITATEA TEHNICA DE CONSTRUCTII BUCURESTI

Facultatea de Inginerie a Instalatiilor

Departamentul de Sisteme Termo-Hidraulice si Protectia Atmosferei

RAPORT DE CERCETARE 3

STUDIU NUMERIC PRIVIND COLECTOARE SOLARE CU
AER VITRATE SI INTEGRAREA ACESTORA IN SISTEME DE
FATADE INTELIGENTE

Doctorand

Ing. Catalin-Ionut SIMA

Coordonator stiintific

Conf. univ. dr. ing. Catalin TEODOSIU

BUCURESTI

2021

Cuprins

Lista de figuri	3
Lista de tabele.....	4
Rezumat	5
1. Introducere	6
2. Modele de calcul CFD	8
2.1 Discretizarea domeniului de calcul	10
2.1.1 Metoda Octree	11
2.1.2 Metoda Delaunay	11
2.1.3 Metoda de tip frontal	11
2.2 Optimizarea rețelor de discretizare	12
2.3 Adaptarea rețelelor de discretizare	12
2.4 Modele de turbulenta.....	12
2.4.1 Modelul de turbulenta k- ϵ	12
2.4.2 Modelul de turbulenta k- ω	13
2.4.3 Modelul de turbulenta Reynolds Stress(RSM)	13
3. Studiul numeric al colectoarelor solare vitrate in literatura de specialitate	14
4. Studiul numeric.....	18
4.1 Realizarea geometriei.....	18
4.2 Realizarea mesh-ului	18
4.3 Realizarea simularilor in Fluent	19
4.4 Condițiile la limita utilizate in cadrul simularilor	20
4.5 Geometria modelului experimental	25
4.5.1 Influența iteratiilor asupra simularilor realizare.....	25
4.5.2 Influența debitului asupra colectorului solar vitrat.....	27
4.5.3 Influența distanței dintre sticla și placă absorbantă.....	28
4.5.4 Influența coeficientului de absorbție al plăcii perforate și a coeficientului de transmisie al sticlei.....	30
4.5.5 Influența modelelor de turbulenta	32
5. Studiu numeric comparativ pentru determinarea configurației optime a colectorului solar vitrat.....	35
5.1 Rezultatele simularilor	36
6. Concluzii	39
7. Conferințe și publicații	40
8. Referințe Bibliografice:	41

Lista de figuri

Figura 1 Relatia dintre CFD, teorie si modelul experimental [23]	8
Figura 2 Discretizare de tip structurata [24].....	10
Figura 3 Structura colectorului solar folosit in simularile lui Charvart[28]	14
Figura 4 Modelele de colectoare utilizate de Gao et al. in simularile realizate[11]	15
Figura 5 Modelul matematic si mesh-ul incaperii in care s-au realizat simularile[29]	16
Figura 6 Temperatura obtinuta prin utilizarea colectorului solar ca sistem de ventilatie pentru 27 decembrie [29]	16
Figura 7 Diferenta de temperatura si eficienta colectorului functie de temperatura de introducere si temperatura aerului[29]	16
Figura 8 Diferenta de temperatura si eficienta colectorului functie de debitul de aer si intensitatea radiatiei solare [29]	17
Figura 9. Geometria colectorului solar si reprezentarea mesh-ului.....	19
Figura 10 Geometria realizata in DesignModeler(a), Profilul de viteza (b)	20
Figura 11 Conturul de temperatura pentru modelul preliminar geometria de 30mm si 100mm	22
Figura 12 Conturul de viteza pentru modelul preliminar geometria de 30mm si 100mm	22
Figura 13 Geometria finala si evolutia calculelor in ANSYS Fluent.....	25
Figura 14 Temperatura la iesire din colectorul solar in functie de numarul de iteratii.....	26
Figura 15 Viteza la iesirea din colectorul solar in functie de numarul de iteratii.....	26
Figura 16 Profilul de temperatura in functie de debitele studiate.....	27
Figura 17 Evolutia temperaturii in functie de debitul de aer	28
Figura 18 Evolutia eficacitatii si a eficientei colectorului solar in functie de debit	28
Figura 19 Profilul de temperatura si viteza pentru configuratiile de 30mm si 50mm	29
Figura 20 Influenta distantei fata de diferenta de temperatura	29
Figura 21 Inflenta distantei fata de temperatura placii perforate	29
Figura 22 Eficienta si eficacitatea colectorului solar	30
Figura 23 Influenta coeficientului de absorbtie al placii perforate asupra temperaturii placii si temperaturii de iesire	31
Figura 24 Influenta coeficientului de transmisie al sticlei asupra temperaturii placii si temperaturii de iesire	31
Figura 25 Modele de turbulente - profilul temperaturilor in colectorul solar.....	32
Figura 26 Modele de turbulente - profilul vitezei in colectorul solar.....	32
Figura 27 Diferenta de temperatura intre intrarea si iesirea din colectorul solar in functie de modelul de turbulenta	33
Figura 28 Temperatura medie a placii perforate in functie de modelul de turbulenta.....	33
Figura 29 Eficacitatea colectorului solar in functie de modelul de turbulenta.....	33
Figura 30 Eficienta colectorului solar in functie de modelul de turbulenta.....	34
Figura 31 Geometria colectorului solar studiat.....	35
Figura 32 Realizarea mesh-ului 2 950 000 de elemente tetraedrale	35
Figura 33 Caldura extrasa in functie de debit - studiul distantei.....	37
Figura 34 Eficienta colectorului solar in functie de debit - studiul distantei.....	38
Figura 35 Pierderea de presiune in functie de debitul de aer - studiul distantei.....	38

Lista de tabele

Tabelul 1 Condițiile la limita	21
Tabelul 2 Parametrii utilizați în simularile numerice – studiul distanței	21
Tabelul 3 Rezultatele simularilor în ANSYS Fluent – studiul distanței	23
Tabelul 4 Calculul parametrilor – studiul distanței.....	24
Tabelul 5 Parametrii utilizați în simularile numerice – influența iteratiilor.....	25
Tabelul 6 Influența numărului de iterații față de temperatura și viteză.....	26
Tabelul 7 Parametrii utilizați în simularile numerice - influența debitului de aer	27
Tabelul 8 Parametrii utilizați în simularile numerice - influența distanței dintre sticlă și placă absorbantă.....	28
Tabelul 9 Parametrii utilizați în simularile numerice - influența coeficientului de absorbție al plăcii perforate și coeficientul de transmisie al sticlei	30
Tabelul 10 Câmpul de temperatură și viteză pentru configurația de 30mm	36
Tabelul 11 Câmpul de temperatură și viteză pentru configurația de 50mm	37

Rezumat

Prezenta lucrare reprezinta al treilea si ultimul raport de cercetare din cadrul studiilor doctorale și prezinta studiul numeric realizat pana in prezent.

Lucrarea este compusa din analiza bibliografica a colectoarelor solare vitrate, prezentarea si constructia modelul numeric colectorului solar vitrat, studiul si prelucrarea datelor numerice cat si concluziile obtinute in urma studiului numeric.

Sectorul cladirilor este un mare consumator de energie la nivel mondial, avand un impact foarte mare asupra mediului prin emisii de CO₂ ridicate, de aceea este importanta implementarea unor solutii care sa contribuie la reducerea gazelor cu efect de sera, solutii performante cum ar fi colectoarele solare vitrate perforate ce utilizeaza energia primita de la soare.

Prezenta lucrare evidentiaza oportunitatea implementarii colectoarelor solare vitrate perforate in cladiri, sistem ce are potentialul de a contribui la reducerea consumurilor de energie pentru incalzirea spatiilor, reducerea consumurilor de energie pentru incalzirea aerului proaspat necesar ocupantilor cladiril, pastrarea unei temperaturi de garda in interiorul cladirilor si imbunatatirea confortului termic interior.

Prezentul raport de cercetare are drept scop analiza numerica a colectoarelor solare vitrate perforate cat si imbunatatirea eficientei colectoarelor solare prin studierea diferitelor configuratii de colectoare solare.

Dupa finalizarea studiilor numerice s-a constatat ca GTC-ul avand configuratia de 30 mm este mai eficient decat GTC-ul avand configuratia de 50 mm. Astfel eficienta schimbului de caldura in cazul configuratiei de 30mm fiind cuprinsa intre 50% si 61% iar pentru configuratia de 50mm fiind cuprinsa intre 41% si 54%. In ceea ce priveste eficienta globala a colectorului cu distanta mai mica dintre placa absorbanta si stratul de sticla s-a dovedit a fi mai mare cu o valoare cuprinsa intre 5% si 10%.

Ultimul capitolul al acestui raportul numeric surprinde concluziile si perspectivele de dezvoltare a cercetarii precum si directiile viitoare de cercetare. De asemenea au fost prezentate metodele prin care s-au diseminat rezultatele obtinute. Acest studiu numeric va continua in cadrul programului de studii doctorale cu studiul economic si de amortizare a investiei cu perspectiva viitoare de implementare colectoarelor solare vitrate perforate in cladiri, parte a unui proiect de cercetare dezvoltat in cadrul laboratoarelor Facultatii de Inginerie a Instalatiilor, Universitatea Tehnica de Constructii din București.

S-au utilizat urmatoarele surse pentru realizarea studiului bibliografic cat si pentru studierea altor lucrari experimentale: www.sciencedirect.com, www.anelis.ro, www.e-nformation.ro, www.scholar.google.com și www.researchgate.net.

1. Introducere

Consumul de energie la nivel Mondial este intr-o continua crestere se estimeaza ca pana in anul 2040 consumul total de energie va creste cu 25% fata de anul 2014 si cu 48% fata de valoril din anul 2012. [1][2]

Analizele realizate anticipeaza o crestere medie anuala in ceea ce priveste utilizarea surselor de energie regenerabile de 2,6% pentru anii 2012 si 2014, astfel se mizeaza pe faptul ca sursele de energie regenerabila vor avea o pondere din ce in ce mai importanta in acoperirea acestei cerinte energetice globale.[2]

O analiza a evolutiei climei arata ca s-a atins un nou record de cresteri de temperature medii la nivel global pe baza valorilor inregistrate pentru anul 2016. Anul 2021 fiind anul in care s-a inregistrat un nou record de temperatura fata de anii precedenti, principala cauza a acestei cresteri fiind cresterea gradului de poluare al atmosferei planetei noastre.[3]

Sectorul cladirilor se numara printre principalele domenii consumatoare de energie reprezentand aproximativ 40% din consumul total de energie si 36% din emisiile totale de gaze cu efect de sera. Astfel sectorul cladirilor se bucura de un interes deosebit in ceea ce priveste implementarea de solutii pentru cresterea eficientei energetice, solutii ce utilizeaza sursele regenerabile de productie a energiei. [4][5]

Soarele reprezinta o sursa importanta de energie regenerabila, un astfel de echipament care utilizeaza radiatia provenita de la soare sunt colectoare solare termice. Aceste colectoare sunt caracterizate de fluidul utilizat pentru utilizarea energiei provenite de la soare, in general aceste colectoare se impart in doua mari domenii: colectoare solare cu aer si colectoare solare cu apa. In timp ce variantele de colectoare solare cu apa au fost studiate in amanunt si optimizate, folosite cu precadere in cazul prepararii apei calde menajere, colectoarele solare cu aer sunt foarte putin exploatate, fiind utilizate in general pentru aplicatii de uscare si pentru preincalzirea aerului de ventilare pentru sere si alte constructii.

Colectoarele solare cu aer prezinta un avantaj in comparatie cu cele care utilizeaza ca fluid apa, in varianta colectoarelor ce utilizeaza apa exista posibilitatea de inghet, pot avea impact asupra mediului datorita scurgerii fluidului, investitia fiind mai ridicata si necesita mentenanta. [6]

Din punct de vedere constructiv, colectoarele solare termice cu aer se clasifica in urmatoarele tipuri principale [7]:

- 1) colectoare solare opace
- 2) colectoare solare transparente (vitrate)

Colectoarele solare vitrate pot avea element absorband plan sau cu rol de masa termica cum sunt colectoare ce au integrate in interior materiale cu schimbare de caldura, dar pot fi si elemente de constructii cum este peretele Trombe.[8] Principiul de functionare a tuturor colectoarelor este acelasi, radiatia solara este captata de un element absorband care poate fi perforat, metallic etc, ulterior caldura este cedata aerului care circula prin interiorul colectorului solar ulterior fiind introdus in cladire sau in sistemele din care face parte. Variantele de colectoare cu materiale cu schimbare

de faza imbunatatesc performanta colectorului acestea oferind o stabilizare a temperaturii aerului introdus. Pe perioada verii acestea pot fi folosite ca spatii tampon care sa reduca consumul de energie.

Colectoarele solare pot atinge temperaturi destul de ridicate, aerul introdus ajungand pana la 65 °C[9], studiile din literatura arata astfel ca aceste solutii pot avea un potential ridicat in reducerea consumului de energie si pot fi utilizate pentru diferite aplicatii cum ar fi incalzire/racire, preincalzire aer, uscare etc[10].Utilizarea colectoarelor solare avand placa absorbanta perforata se recomanda pentru zonele in care sunt utilizate temperaturi ridicate si in climate in care nu sunt foarte reci, avand vanturi cu o intensitate redusa.[11]

Colectoarele solare pot fi integrate cu usurinta in anvelopa constructiilor, acestea se pot realiza la nivelul peretelui exterior cat si la nivelul acoperisului formand fatade sau acoperisuri ventilate[12]–[15], aceste putand fi utilizate si in cadrul cresterii eficientei unor sisteme cum sunt pompele de caldura.[16][17]

Practic, colectoarele solare termice cu aer reprezinta solutii cu costuri de investitie reduse, variantele opace cu element absorbant perforat fiind caracterizate printre cele mai bune rezultate în ceea ce priveste raportul costuri/beneficii în termen de reducere a consumurilor de energie pentru incalzire si ventilare. [18]

Studiile din literatura de specialitate arata ca performanta termica a colectoarelor solare cu aer ce utilizeaza sticla sunt cu mult mai mari decat colectoarele solare simple. Colectoarele solare cu sticla ajuta la reducerea consumurilor de energie acestea dovedindu-se a fi mult mai eficiente in climatele reci decat colectoarele solare perforate. [19][20]

Problema principala identificata de Bohumi Nabilek et al [20] este aceea ca colectoare solare perforate sunt sensibile la conditiile meteo exterioare, astfel pentru zile cu temperatura exterioara mai scazuta (situata intre 10°C si 23°C) eficienta colectorul de tip GTC s-a mentinut in jurul valorii de 60,1%, in schimb colectorul de tip TSC a obtinut o eficienta de doar 21%.

Pe de alta parte s-a demonstrat ca amplasarea stratului de sticla la exterior nu modifica performanta captatorului solar, ci aceasta duce la cresterea temperaturii captatorului solar.[21]

Studiile din literatura de specialitate prezentate mai sus arata importanta aplicarii unui strat de sticla si anulara efectului introdus de vant astfel stratul de sticla poate creste eficienta colectorului solar cu peste 13% si temperatura de introducere a acestuia cu 3-4 °C.[15][19]

In concluzie pentru rezolvarea problemelor introduse de climatul rece al Romaniei si probleme introduse de vitezele ridicate ale vantului exercitate asupra colectoarelor solare perforate, o solutie viabila si usor de implementat este introducerea unui strat de sticla la fata colectorului solar.

Aceasta solutie a fost aplicata si studiata in cadrul acestui raport, raport ce vizeaza studiul numeric al comportamentului unui colector solar cu sticla.

2. Modele de calcul CFD

Computational Fluid Dynamics sau CFD este o ramura a mecanicii fluidelor care studiaza curgerea fluidelor si proprietatile termodinamice a acestora utilizand modele matematice. Modelarea numerica a fluidelor au la baza ecuatiile curgerilor care au fost definite de cei doi cercetatori Navier-Stokes, pe langa aceasta daca din aceste ecuatii se elimina vascozitatea fluidului atunci vor rezulta ecuatiiile lui Euler.

CFD este o simulare pe calculator ce analizeaza fenomenele si predictiile asociate cu sistemele care implica fluxul de fluid, transferul de caldura si fenomenele asociate(reactiile chimice), acoperind astfel o gama larga de domenii atat industriale cat si neindustriale cum ar fi[22]:

- Aerodinamica, atat pentru avioane cat si masini;
- Hidro-dinamica vaselor;
- Racirea si incalzirea spatiilor;
- Ventilarea spatiilor;
- Studiul eolienele;
- Distributia poluantilor in mediu;
- Predictia vremii;
- Biomedicina prin curgerea sangelui prin interiorul venelor.[22]

CFD-ul are un rol important in realizarea predictiilor in ceea ce priveste dinamica fluidelor, este considerat ca fiind "a treia dimensiune" in dinamica fluidelor, celelalte doua dimensiuni fiind cea experimentală si teoretică, astfel se creaza o relatie intre cele trei elemente importante, starea experimentală, teoretică si numerica (CFD) fiind definita si in imaginea de mai jos.[23]

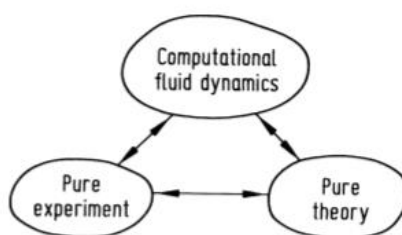


Figura 1 Relatia dintre CFD, teorie si modelul experimental [23]

Prin utilizarea CFD, Chapman a aratat in 1979 ca se reduc semnificativ investitiile in comparatie cu un tunel de vant, calculatorul modern avand o putere de calcul mult mai mare decat in anul 1979 si cu un cost relativ scazut acesta fiind la indemana tuturor. CFD-ul s-a dovedit a fi o unealta care face legatura dintre teoria pura si modelul experimental, prin validarea modelului numeric se pot realiza ulterior calcule si predictii cu o usurinta mult mai mare fata de situatia experimentală in care trebuie creat mediul propice simularilor.[23]

Unul dintre domeniile in care CFD-ul s-a dezvoltat cel mai mult este domeniul aerodinamic in care s-a dovedit ca este mult mai economic de a crea si masura diferite modele de aeronave fata de masurarea intr-un tunel cu vant.[23]

Principalele avantaje care au ajutat si incurajat dezvoltarea CFD-ului fata de abordarile care se bazeaza pe studiul experimental au fost:

- Reducerea timpului de realizare si a costurilor pentru construirea de noi modele;
- Controlarea mediului extern si intern pentru sistemele cu un gabarit ridicat;
- Crearea de situatii la limita fara a pune in pericol personalul, realizarea de studii pe diferite accidente, studii de siguranta etc;
- Controlul rezultatelor si detalirea acestora.[22]

Principalele etape in cadrul modelarii si simularii CFD care rezolva probleme de curgere a fluidelor este impartita in trei mari etape:

1. **„Pre-procesor”** este etapa care implica definirea sistemului studiat, domeniului de utilizare, definirea mesh-ului sau a discretizarii, numarul de celule, volumul acestor, geometria, selectarea tipului de model, fizic, chimic, definirea proprietatilor fluidului cat si a conditiilor initiale sau a conditiilor la limita[22]
2. **Solver** este etapa care implica efectiv rezolvarea numerica a ecuatiilor introduse mai sus. In aceasta etapa are loc integrarea ecuatiilor ce guverneaza miscarea fluidului pe toate elementele finite, conversia ecuatiilor integrale in ecuatii algebrice si rezolvarea acestora printr-o metoda iterativa.[22]
3. **Post-procesor** reprezinta etapa de prelucrare si analiza a rezultatelor si transformarea acestora in elemente grafice sau metode de interpretare.[22]

Curgerea fizica a oricarui fluid este bazata pe cele trei principii fundamentale:

1. Conservarea masei
2. A doua legea a lui Newton ($F=ma$)
3. Energia se conserva

Daca acestor trei principii se aplica ipoteze simplificatoare ca fiind un fluid monofazic, newtonian, se afla intr-un camp gravitational are o viscozitate constanta si este incompresibil aceste principii se pot transcrie in urmatoarele ecuatii[22]:

1. Ecuatia de continuitate sau conservare a masei unui fluid[22]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

Scrisa in forma vectoriala:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (2)$$

Pentru $\rho=\text{constant}$, adica fluide incompresibile ecuatia se simplifica:

$$\text{div} \mathbf{u} = 0 \quad (3)$$

Scrisa in forma numerica:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4)$$

2. Ecuatia Navier-Stokes pentru conservarea cantitati de miscare[22]:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } u) + S_{Mx} \quad (5)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } v) + S_{My} \quad (6)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad } w) + S_{Mz} \quad (7)$$

3. Ecuatia conservarii energiei[22]:

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_i \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + q''' + \mu \Phi \quad (8)$$

2.1 Discretizarea domeniului de calcul

O etapa importanta in realizarea unei simulari CFD o reprezinta discretizarea domeniului de calcul, acest procedeu fiind bazat pe ecuatii cu derivate partiale, astfel un prim pas pentru realizarea unei simulari de tip CFD reprezinta discretizarea modelului geometric.[24]

O retea de discretizare reprezinta inlocuirea acestor ecuatii de tip fizico-matematic cu o multime de elemente finite. Modelele geometrice folosite in procesul de discretizare pot avea diferite forme, cele mai intalnite forme de ale elementului finit sunt triunghi si patrulate pentru problemele care utilizeaza modele 2D iar pentru modele 3D se utilizeaza forme de tip tetraedru sau paralelipiped.[24]

O alta clasificarea a tipului de discretizare poate fi realizata in functie de tipul de realizarea a acestei retele care poate fi structurata sau nestructurata. Retelele structurate sunt formate in general din dreptunghiuri, avand o conectivitate finita, acestea se pot identifica si ca retele de tip grila. Retelele nestructurate sunt formate in general din elemente de tip triunghi sau tetraedru, conectivitatea acestei retele fiind oarecare. Fiecare varf dintr-o retea de tip structurata are acelasi numar de elemente in schimb pentru o retea de tip nestructurata aceasta este formata dintr-un numar finit dar diferit.[24]

Tipul elementului si retea de discretizare se alege in functie de geometria studiata, in general retele structurate se folosea printre primele tehnici de discretizare, dar datorita evolutiei puterii de calcul si pentru o surprindere mai buna a fenomenelor studiate, in general se utilizeaza retelele nestructurate.[24]

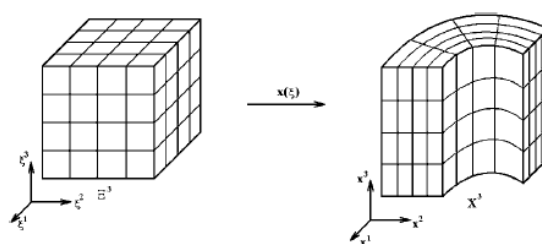


Figura 2 Discretizare de tip structurata [24]

De-a lungul timpului pentru generarea rețelelor de discretizare nestructurate s-au utilizat mai multe metode de generare a acestor tipuri de rețele cele mai cunoscute metode de generare se identifică trei metode: metoda octree, metoda Delaunay și metoda de tip frontal.[25]

2.1.1 Metoda Octree

Metoda octree reprezintă o metoda de generare a rețelelor nestructurate, aceasta se bazează pe o rețea normală de celule cubice care sunt împartite recursiv până se ajunge la o discretizare necesară calcului, la final aceste celule fiind trecute printr-un proces de triangularizare. Aceasta metoda are un dezavantaj foarte mare în ceea ce privește surprinderea fenomenelor la nivelul stratului limită, fiind o metoda veche dezvoltată acum 30-40 de ani.[25][24]

2.1.2 Metoda Delaunay

A fost dezvoltată de Delaunay, ce se bazează pe conectivitatea punctelor unui formă teraedrică astfel încât toate cele patru noduri ale acestei celule tetraedrice dezvoltate se înscriu într-o sferă închisă și nu conțin alte puncte. Este una dintre cele mai folosite metode de generare a rețelelor nestructurate, fiind o metoda clasică de generare a discretizărilor grosiere. Un avantaj pe care îl are această metoda de discretizare îl reprezintă inserarea punctelor interne de discretizare, procedeu ce duce la realizarea unei rafinări a discretizării realizate, o soluție ce poate rezolva problemele stratului limită. Acesta metoda de inserare a noilor puncte se realizează cu algoritmi de incrementare ai lui Watson și Rebay[24][25]

2.1.3 Metoda de tip frontal

Metoda de tip frontal se bazează pe discretizarea geometriei plecând de la un front inițial, acest tip de discretizare se realizează pas cu pas prin inserarea de noi puncte bazate pe cele existente. În cazul acestui tip de discretizare apar probleme de convergență, în general întâlnite la modelele 3D. Trebuie avut în vedere că pentru acest tip de discretizare trebuie să se analizeze configurațiile realizate dacă acestea sunt finalizate. În cazul acestor discretizări pot exista zone de “blocaje” unde se vor insera puncte necesare finalizării noii discretizări.[24]

Toate metodele prezentate mai sus sunt metode ce generează automat discretizarea geometriei dar acestea nu asigură o calitate suficientă pentru efectuarea simulărilor numerice. De aceea este nevoie de intervenția utilizatorului pentru rafinarea modelului de discretizare. Pentru a defini nivelul de calitate al discretizării există criterii definite, un exemplu este “cell equivolume skew” fiind definit de următoare formula[24]:

$$CES = \frac{V_{element-optimal} - V_{element}}{V_{element-optimal}} \quad (9)$$

unde:

$V_{element-optimal}$ -> reprezintă volumul elementului echilateral optim;

$V_{element}$ -> volumul elementului studiat.

Valoarea coeficientului CES egal cu 0 reprezintă valoarea optimă, ceea ce înseamnă că un model cu un CES aproape de 0 este un model cu o calitate ridicată.[24]

2.2 Optimizarea rețelor de discretizare

Pentru optimizarea rețelor de discretizare se identifica doua metode de optimizare:

- Metoda de optimizare cu conectivitate fixa, metoda ce pastreaza conectivitatea dar va schimba pozitia varfurilor.
- Metoda de optimizare cu pozitie fixa, aceasta metoda pastreaza pozitia varfurilor dar va modifica conectivitatea dintre acestea.[24]

2.3 Adaptarea rețelor de discretizare

Un ultim procedeu in ceea ce priveste definirea unui model de discretizare corect il reprezinta procedeul de adaptare a rețelor de discretizare, acest procedeu ia in considerare marimea si densitatea nodurilor de calcul. Astfel de metode se utilizeaza pentru zonele in care avem de surprins diferite fenomene zice locale cum este si stratul limita.[24]

Pentru o adaptare corecta a modelului de discretizare trebuie studiata natura si fenomenele care se pot petrece in cadrul geometriei. Aceasta adaptare se poate realiza si dupa finalizarea modelului si rulara programul a cateorva iteratii. In general exista 3 moduri de adaptare a rețelor de discretizare[24]:

- Subdivizarea laturilor elementelor de discretizare, metoda ce se realizeaza prin impartirea unei laturi in doua elemente de discretizare;
- Subdiviziunea directa a elementelor de discretizare, metoda ce se realizeaza prin inserarea de puncta pe fiecare dintre laturi;
- Inserarea de puncta noi in rețeau de discretizare, ce se realizeaza efectiv prin introducerea de noi puncte si rafinarea locala a rețelor de discretizare, trebuie avut in vedere ca acest procedeu aplicat repetitive poate afecta calitatea elementelor din structura de discretizare.[24]

2.4 Modele de turbulenta

Printre cele mai cunoscute modele de turbulenta aplicate in cadrul programului de calcul se identifica urmatoarele modele:

- Modelul $k-\epsilon$ (2 ecuatii)
 - $k-\epsilon$ Standard
 - $k-\epsilon$ RNG
 - $k-\epsilon$ Realizable
- Modelul $k-\omega$ (2 ecuatii)
 - $k-\omega$ standard
 - $k-\omega$ SST
- Modelul Reynolds Stress (7 ecuatii)

2.4.1 Modelul de turbulenta $k-\epsilon$

Modelul de turbulenta $k-\epsilon$ este un model ce utilizeaza doua ecuatii ce rezolva doua variabile, k energia cinetica a turbulentei si rata de dispersie a energie cinetice ϵ (epsilon) si pleaca de la premisa ca regimul de turbulenta este stabil un intregul domniu iar viscozitatea este neglijabila, bazandu-se pe ipoteza lui Boussinesq.[26]

Acest model nu calculeaza foarte precis campurile de debit care prezinta gradienti de presiune nefavorabil comportandu-se bine cu geometriile complexe pentru probleme de flux etern, mai departe el se imparte in 3 tipuri de modele:

- **Modelul k- ϵ Standard** este un model usor de utilizat care nu consuma multa memorie pentru simulari, nu este exact dar se pot obtine rezultate aproximative pentru un prim studiu preliminar.[26]
- **Modelul k- ϵ RNG** tine cont de scari mai mici de turbulente in cadrul modelului de calcul oferind astfel rezultate mai bune pentru zone unde se petrec turbulente langa perete.[26]
- **Modelul k- ϵ Realizable** este un model introdus de Lumley, astfel conceptul de „realizable” se refera la faptul ca modelul respecta anumite constrangeri matematice in modelul fizic de turbulenta. Astfel acest model poata sa prezica mai precis rata de raspandire atat a jeturilor plane cat si a celor turbulente de tip vortex(rotunde). De asemenea acest model de turbulenta ofera performante superioare simularilor care implica straturi limita, turbulente, gradienti de presiune etc.[26]

2.4.2 Modelul de turbulenta k- ω

Al doilea model de turbulenta corespunde modelului k- ω fiind un model similar cu modelul de turbulenta k- ϵ , dar acesta rezolva variabila ω (omega) – reprezentand rata de dispersie a energiei cinetice. Acesta este un model cu un numar redus de Reynolds fiind utilizat impreuna cu functiile de perete. Este mult mai neliniar fata de modelul k- ϵ , fiind mai sensibil pentru calcularea/prezicerea valorii initiale. Acest model fiind utilizat in detrimentul modelului k- ϵ care nu este precis pentru calculul curgerilor de aer interioare, curgerilor de aer care prezinta o curbura separata sau sub forma de jeturi, ca de exemplu curgerea prin interiorul unei conducte avand o forma curbata.[27]

Acest model fiind caracterizat la randul sau de alte doua modele prezente mai jos:

- **Modelul k- ω Standard** este bazat pe modelul lui Wilcox incorporand modele cu care au un Reynolds redus, rezolvand astazi problemele de separare a straturilor limita ale modelului standard k- ϵ [26]
- **Modelul k- ω SST(Shear-Stress Transport)** a fost dezvoltat de Menter pentru a surprinde in mod eficient acuratetea modelul k- ω la limita peretelui cu independenta curgerii libere a **modelului k- ϵ** in camp indepartat. Aceste caracteristici fac ca modelul k- ω SST sa fie mai precis si mai fiabil pentru o gama mai larga de curgeri, fiind coniderat un model complet pentru toate fluxurile.[26]

2.4.3 Modelul de turbulenta Reynolds Stress(RSM)

Ultimul model de turbulenta il reprezinta moldeul **Reynolds Stress Model sau RSM** fiind cel mai elaborat model de turbulenta, acesta rezolvand cinci ecuatii de transport in modele 2D si sapte ecuatii de transport in modelele 3D. Intrucat acesta surprinde mai multe fenomene prin rezolvarea a mai multor ecuatii decat modelele anterioare cu doua ecuatii, avand un potential mai mare de a oferi predictii ale curgerilor complexe. In unele situatii este posibil ca modelul RSM poate sa nu produca intotdeauna rezultate care sunt net superioare modelelor mai simple din aceste clase, astfel adaugand costuri suplimentare pentru realizarea calculelor.[26]

3. Studiul numeric al colectoarelor solare vitrate in literatura de specialitate

O etapa importanta in optimizarea colectoarelor solare il reprezinta studiul bibliografic si stadiul actual in cadrul cercetarilor intreprinse in literatura de specialitate. Mare parte din studiile realizate pe colectoare solare sunt studii experimentale si se refera la studiile colectoarelor solare perforate, colectoare ce sunt utilizate in climate cu ierni mai blande.

Studiul numeric propus de noi face referire la colectoarele solare perforate la care s-a atasat o foaie de sticla pentru a anula efectele vantului asupra pierderilor de caldura, cat si pentru optimizarea si cresterea temperaturii interioare de introducere.

Studiile numerice din literatura de specialitate sunt destul de reduse in ceea ce priveste colectoarele solare vitrate perforate, aceste studii fiind realizate recent, multe dintre aceste studii fac referire si la integrarea materialelor cu schimbare de faza. Integrarea materialelor cu schimbare de faza in cladiri fiind studiate in amanunt in teza lui Andrei Bejan si nu face obiectul acestui raport.

Un prim studiu realizat de catre P. Charvart et al [28] a fost realizat in programul de calcul TRNSYS, acesta a realizat o comparatie intre doua colectoare solare vitrate unul simplu si unul avand integrate in interior placii absorbante PCM-uri.

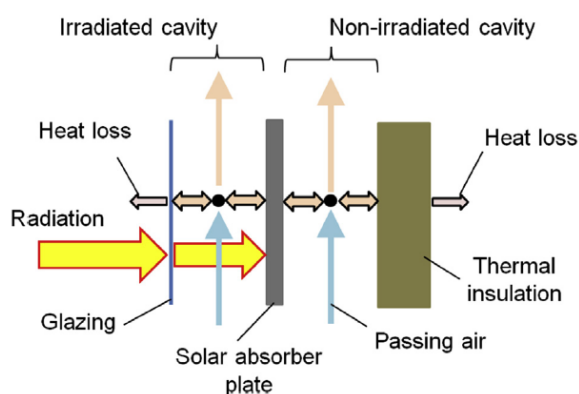


Figura 3 Structura colectorului solar folosit in simularile lui Charvart[28]

O prima concluzie a acestui studiu a fost aceea ca pentru colectorul solar avand PCM-uri integrate eficienta este mai scazuta decat a colectorul solar vitrat simplu. Una dintre problemele colectoarelor solare avand PCM-uri integrate este aceea ca in anumite conditii temperatura de admisie nu reuseste sa atinga temperatura de topire a colectoarelor solare, acesta ramanand in stare solida. Pentru aceasta investigatie s-au ales PCM-uri cu temperatura de topire avand 41°C si o temperatura de introducere de 20°C . [28]

Rezultatele studiilor realizate de Charvart et al indica faptul ca prin utilizarea PCM-urilor se reduc fluctuatiile datorate radiatiei solare, dar acesta reduce eficienta colectorului solar fata de un colector simplu vitrat. Cu toate acestea colectoarele solare vitrate cu PCM pot fi utilizate in sisteme unde este necesara furnizarea unei temperaturi constante cum ar fi sistemele de uscare a diferitelor produse. [28]

O analiza numerica realizata de Gao et al.[11] in care prezinta simularea a trei tipuri de colectoare solare cu ajutorul programului de calcul Matlab, acesta prezice performanta termica a acestor 3 tipuri ilustrate in figura de mai jos.

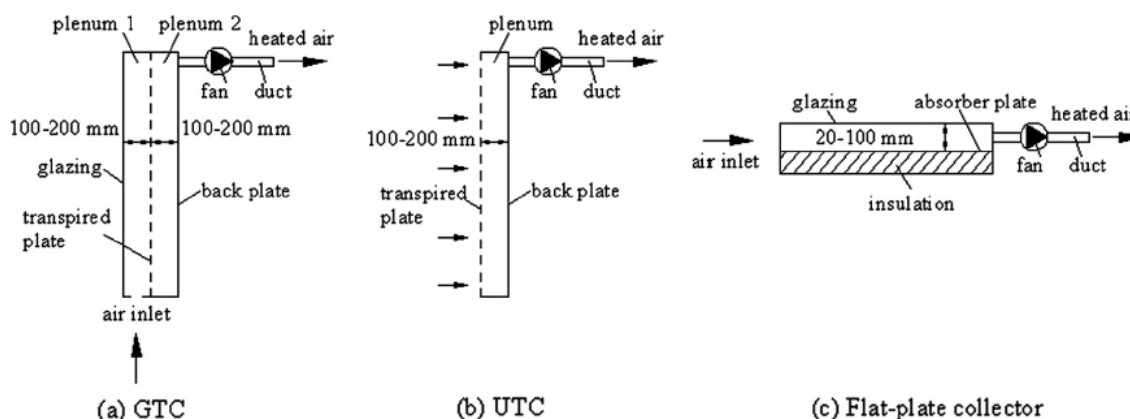


Figura 4 Modelele de colectoare utilizate de Gao et al. in simularile realizate[11]

Acesta observa ca prin utilizarea unui foi de sticla se pot reduce pierderile de caldura datorate convecției provenite de la vitezele mari de vant. Astfel pentru o radiatie de 400W/m^2 si o temperature de -10°C si un vant de cuprins intre 3-3,5 m/s: temperaura la iesire din colectorul solar de tip GTC este mai mare decat cea a UTC si randamentul termic creste de la 0,36 pana la 0,56% in functie de pasul perforatiilor.[11]

Astfel pentru colectoarele solare vitrate, radiatia si debitul de aer au impact ridicat, de aceea debitul de aer trebuie selectat cu atentie pentru idenplinirea cerinte de incalzire a spatiului interior.[11]

Prin utilizarea suprafetei vitrate se arata o imbunatatire a temperaturii de introducere mai exact o crestere de 9°C respectiv 70% fata de colectoarele solare simple, pentru o radiatie de 400W/m^2 si o temperature exterioara de -10°C .[11]

Gao et al a observat ca pentru o cladire de referinta utilizarea colectoarelor solare vitrate(a) a redus consumul de energie cu 20% fiind de doua ori mai mare pentru colectoarele solare vitrate plate(c), si de noua ori mai mare decat colectoare solare simple (b), prin urmare se va obtine o reducere semnificativa prin utilizarea captatoarelor solare de tip GTC in climatele reci.[11]

Zhang et al a realizat un studiu numeric utilizand programul de simulare Fluent, acesta a realizat o simulare a unui sistem de captator solar vitrat pentru o incapere(dormitor) avand dimensiunile de $5,45\text{m} \times 4,18\text{m} \times 3,0$, cu o suprafata vitrata ca in imaginea de mai jos(figura 4). [29]

Studiul a vizat monitorizarea calitatii aerului interior si a poluantilor mediului interior mai exact monitorizarea concentratiei de CO_2 provenita de la oameni si concentratia de CO_2 si CO provenita de la sistemul traditional de incalzire “kang” (echivalentul unei sobe cu preparare a mancarii din Romania).Pentru studiul CFD s-au utilizat ca model de turbulenta k- ϵ realizabile, modelul de evaluarea a transferului radiatiei a fost DO(Discrete Ordinates), utilizand un mesh de 881 500 elemente.[29]

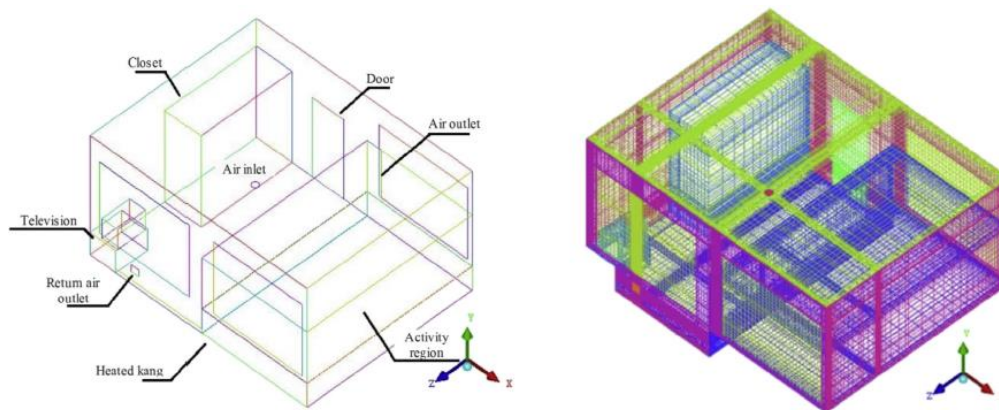


Figura 5 Modelul matematic si mesh-ul incaperii in care s-au realizat simularile[29]

Pentru utilizarea colectorului solar s-a observat ca pentru temperaturi exterioare cuprinse intre $-15,8$ si $-7,92^{\circ}\text{C}$ se obtine o crestere de la $15,81$ la $26,42^{\circ}\text{C}$ avand un impact asupra temperaturii interioare, acesta fiind cuprinsa intre $15,40$ si $18,20^{\circ}\text{C}$, acest studiu fiind realizat intre ora 9:00 si 15:00 in data de 27 decembrie. [29]

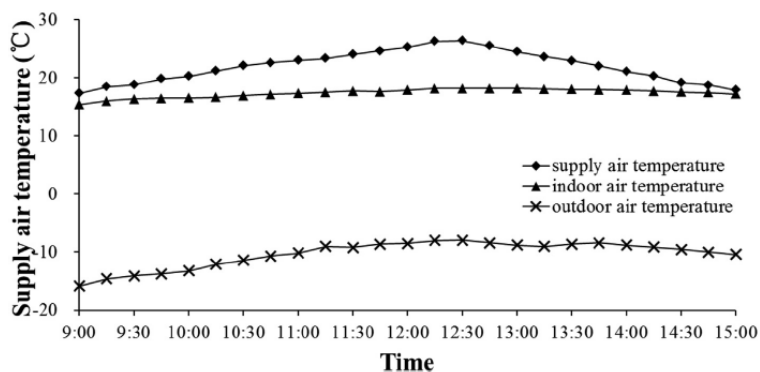


Figura 6 Temperatura obtinuta prin utilizarea colectorului solar ca sistem de ventilatie pentru 27 decembrie [29]

Ca o concluzie generala asupra studiului realizat, GTC aduce reduceri semnificative pentru consumul de energie, dar mai important acesta sporeste calitatea aerului interior, pentru casele situate in zonele rurale si care utilizeaza sistemul traditional de soba ("kang"). Sistemul de GTC fiind o solutie pretabila si utilizabila in paralel cu alte sisteme solutie avand o investie foarte redusa.[29]

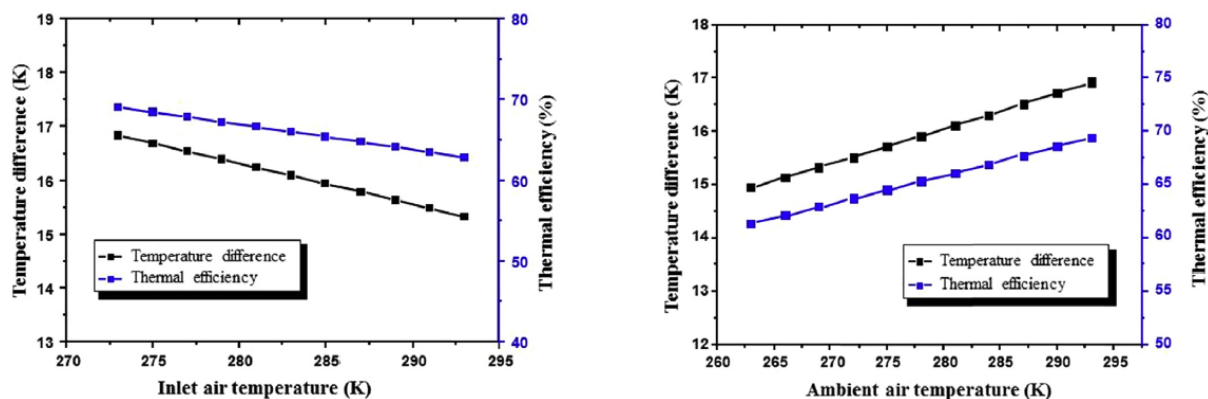


Figura 7 Diferenta de temperatura si eficienta colectorului functie de temperatura de introducere si temperatura aerului[29]

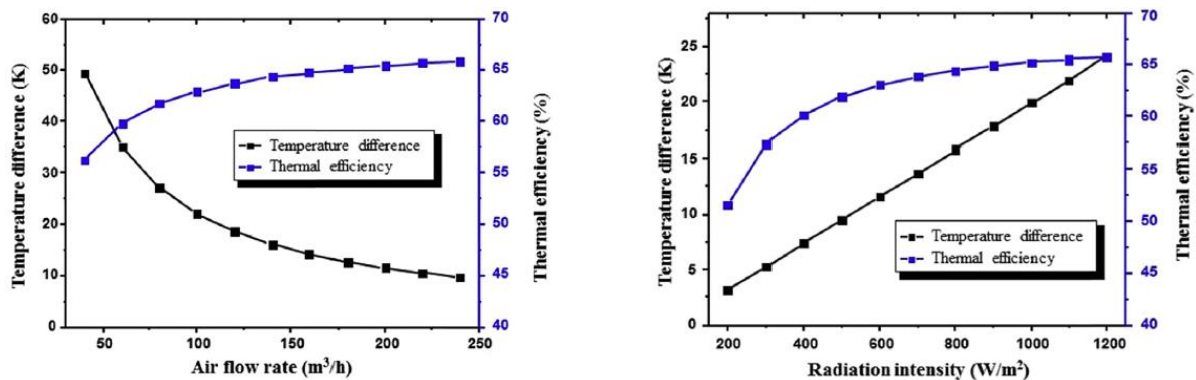


Figura 8 Diferenta de temperatura si eficienta colectorului functie de debitul de aer si intensitatea radiatiei solare [29]

Un studiu numeric realizat cu ajutorul programului de calcul Matlab, prezinta influenta temperaturii la iesirea din colectorul solar si a eficientei acestor in functie de anumite conditii. Astfel eficienta termica a GTC-ului scade pe masura ce temperatura de introducere creste, aceasta fiind datorata pierderii de caldura si scaderii diferentei de temperatura dintre placa absorbanta si temperatura aerului exterior. [19]

Cresterea debitului de aer influenteaza diferenta de temperature dintre temperatura de intrare in colector si temperatura de iesire din colector, o crestere importanta a eficientei se intampla pentru debitele cuprinse intre 40 m³/h si 50 m³/h astfel pentru debitele de 200 m³/h pana la 240 m³/h cresterea este nesemnificativa de doar 0,43%, acest lucru se poate observa in figura 8.[19]

Eficienta termica a colectorului solar creste pe masura radiatiei si temperatura creste, dar aceasta imbunatatire nu este asa de rapida ca in cazul temperaturilor si radiatie scazute.[19]

4. Studiul numeric

Pentru realizarea modelului numeric al colectorului solar s-a utilizat soft-ul de simulări ANSYS – FLUENT, prin care s-au comparat diferite modele ale colectorului solar. Soft-ul de calcul Fluent dezvoltat de ANSYS poate realiza simulări numerice de mecanica a fluidelor și poate obține rezultate apropiate de realitate cu un cost redus.

Până la realizarea simularilor numerice în cadrul programului de calcul ANSYS – Fluent este necesar parcurgerea mai multor pași ce vor fi prezentați în continuare:

1. Realizarea geometriei stand-ului studiat;
2. Realizarea mesh-ului;
3. Definirea ecuațiilor de calcul și a condițiilor la limită;
4. Realizarea simulării propriu-zise.

ANSYS este o interfață care facilitează toți acești pași prin intermediul programelor integrate în cadrul acestuia și mai exact: ANSYS Workbench, ANSYS Meshing și ANSYS Fluent.

4.1 Realizarea geometriei

Primul pas pentru studierea modelului numeric al colectorului solar vitrat este de a defini geometria corectă a modelului experimental studiat. Realizarea geometriei se face cu ajutorul soft-ului Design Modeler sau cu soft-ul SpaceClaim, disponibil în cadrul Workbench-ului ANSYS.

O a doua posibilitate de definire a geometriei este soft-ul SolidWorks din cadrul platformei CAD, care ulterior este importată în cadrul soft-ului ANSYS, varianta ce a fost aleasă și în cazul de față.

Realizarea geometriei s-a făcut în cadrul programului SolidWorks ca mai apoi să fie importată în cadrul soft-ului DesignModeler unde a avut loc definirea componentelor și asamblarea acestora. Un detaliu important care trebuie avut grijă este acela de a fi atent ca toate componentele din cadrul geometriei să fie interconectate pentru a evita fenomenul de gol în cadrul modelului geometric, care ulterior va duce la imposibilitatea rularii simulării.

Această problemă a fost întâlnită și în cadrul definirii componentelor colectorului solar, dat fiind că modelul colectorului solar utilizează o placă perforată, iar soluția pentru rezolvarea problemei a fost utilizarea unor elemente de dimensiuni reduse care să fie corespunzătoare aerului pentru umplerea perforațiilor din cadrul modelului geometric.

4.2 Realizarea mesh-ului

Următorul pas după finalizarea geometriei este acela de creare a mesh-ului în programul ANSYS Meshing, unde se introduc parametrii necesari mesh-ului cum ar fi programul utilizat la simulări și tipul de element finit, liniar, patratic sau tetraedric. Pentru modelul de captator solar s-a ales elementul de tip tetraedric deoarece ilustrează mai bine fenomenele în apropierea golurilor din placă perforată. Mesh-ul utilizat a fost de tip CFD (Computational Fluid Dynamics) necesar simulării în cadrul programului ANSYS Fluent, dimensiunea elementelor fiind redusă de 20 mm. Pentru obținerea unui

mesh care sa ilustreze cat mai bine fenomenele care se produc la nivelul placii perforate si pentru a obtine o simulare cat mai precisa a transferului de caldura intre aer si placa la nivelul perforatiilor s-a utilizat functia de “inflation”. Prin utilizarea acestei functii va creste numarul de elemente din vecinatatea placii pentru a surprinde mai bine regiunea stratului limita pentru o curgere a aerului in regim turbulent.

Un aspect important in cadrul construirii mesh-ului este acela de a defini suprafetele modelului studiat pentru a impune ulterior conditiile la limita in cadrul soft-ului Fluent. In cazul colectorului solar vitrat s-au impus conditii la limita pentru intrarea si iesirea aerului din colector, pentru sticla, placa perforate sau pentru peretii colectorului solar. In figura 9 a fost ilustrata geometria realizata in SolidWorks si mesh-ul realizat in cadrul ANSYS Meshing, pentru modelul cu distanta intre placa perforate si sticla de 50 mm.

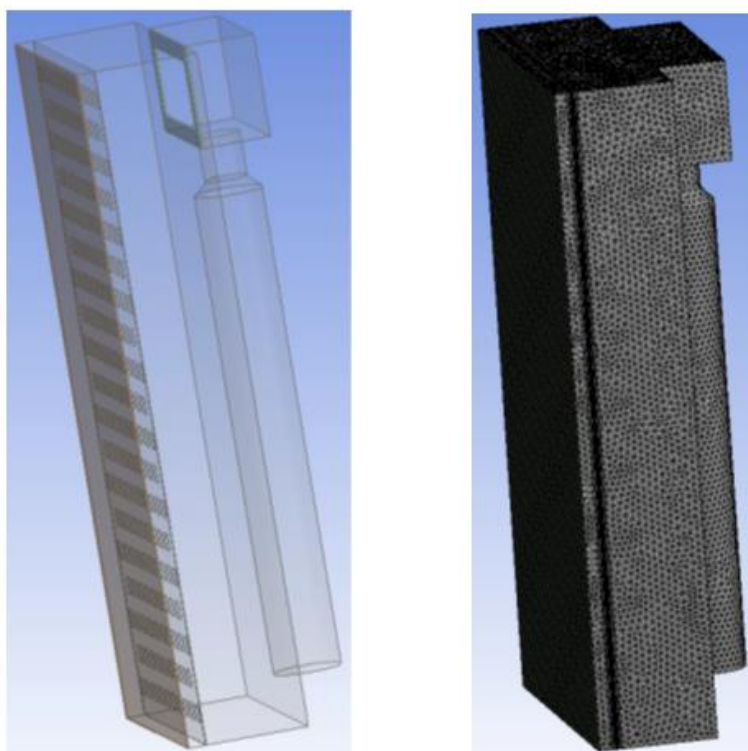


Figura 9. Geometria colectorului solar si reprezentarea mesh-ului

4.3 Realizarea simularilor in Fluent

Ultimul soft utilizat pentru simulari este Ansys Fluent, in acest soft are loc definirea ecuatiilor utilizate in cadrul simularilor si conditiile la limita utilizate. Dupa introducerea ecuatiilor si a conditiilor la limita, urmeaza ultimul pas in definirea simularii si acela de definire a iteratiilor. Numarul iteratiilor din timpul simularii poate avea o influenta foarte mare asupra rezultatelor finale, astfel incat este important ca valorile inregistrate converg si ca astfel numarul iteratiilor este suficient.

Dupa finalizarea corecta a numarului de iteratii si obtinerea unor rezultate a caror valorile converg, programul de simulare ofera posibilitatea de vizualizare a rezultatelor sub forma grafica, in cazul nostru a fost realizata o sectiune in interiorul colectorului solar in care este ilustrat profilul de viteza.

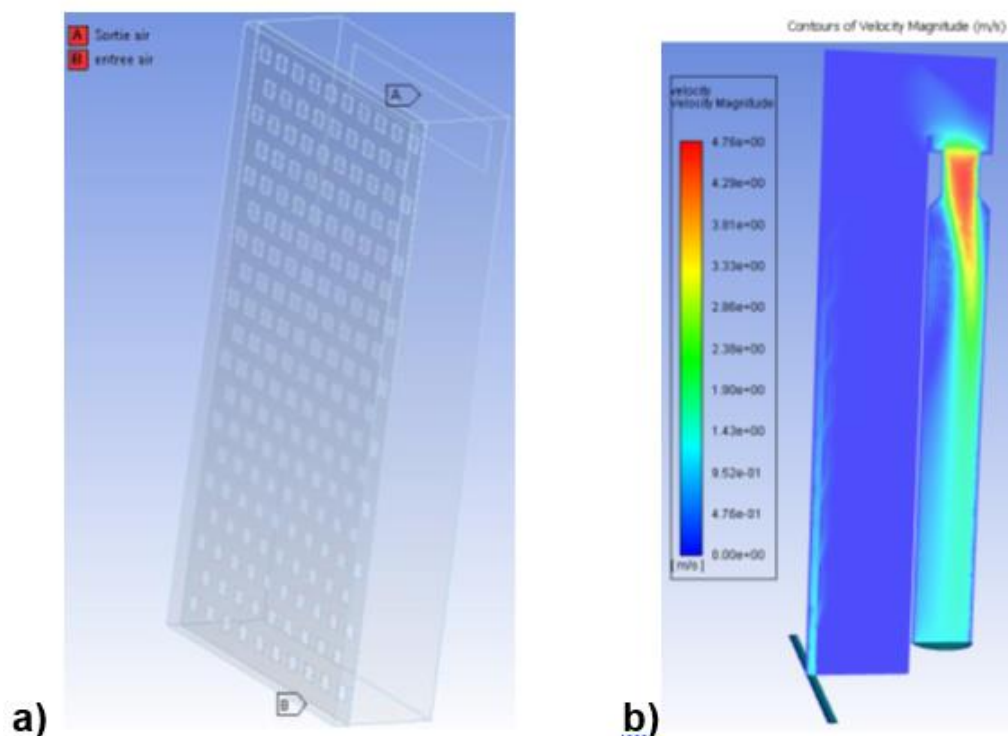


Figura 10 Geometria realizata in DesignModeler(a), Profilul de viteza (b)

Aceasta metoda de vizualizare poate ajuta la compararea calitativa a simulatiilor realizate prin surprinderea fenomenelor din interiorul colectorului solar studiat. O a doua metoda de comparare o reprezinta metoda cantitativa prin compararea valorilor medii de temperatura, viteza sau transferului termic al unui element din colectorul solar cum ar fi placa perforata sau iesirea din colectorul solar.

Prin obtinerea unor valori medii putem observa daca simularea a fost corect realizata prin interpretarea acestora si daca acestea se incadreaza in intervalul nostru de interes. Valorile inregistrate in timpul simulatiilor au fost urmatoarele :

- Temperatura medie a placii perforate ($^{\circ}\text{C}$)
- Temperatura medie la iesirea din colectorul solar ($^{\circ}\text{C}$)
- Coeficientul de schimb de caldura al placii perforate h ($\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$)
- Transferul termic la nivelul placii perforate. ϕ (W / m^2)

Un parametru important in validarea rezultatelor este data de valoare y^+ a placii perforate, acesta este o valoare adimensionala care caracterizeaza comportamentul vitezei fluidului langa un perete. O valoare ridicata a coeficientului y^+ ar putea insemna ca soft-ul are probleme cu interactiunea fluidului cu un perete ceea ce va necesita un mesh cu o discretizare mai fina sau un model de turbulenta diferit.

4.4 Conditiiile la limita utilizate in cadrul simulatiilor

Un prim model numeric al colectorului solar a fost realizat cu o geometrie simplificata, avand astfel iesirea din colector nemodelata ca figura 10. Aceste simulari comparative au fost realizate pentru familiarizarea cu programului de calcul si pentru compararea modelelor numerice astfel, iesirea din colector fiind doar o zona de

transfer a aerului, fenomenul care este interesant pentru colectorul solar se petrece la nivelul sticlei si a placii perforate. Mai jos au fost ilustrate conditiile la limita :

Tabelul 1 Conditile la limita

Conditile la limita			
-	Parametrii	Valori	Observatii
Mesh	Numarul elemente	Intre 1,3 mil. si 1,5 mil. de elemente	Realizata cu Ansys Meshing cu cresterea numarului in apropierea placii « inflation »
General	Regim	Regim stationar	
	Gravitatie	- 9,81 m/s ²	
Modelul fizic	Energie	Model activ	
	Model de curgere	RNG k-ε turbulence model with Enhanced Wall Functions	
	Modelul de radiatie	Surface to Surface (S2S) model; radiatia solara extrasa din Solar Ray	Utilizarea coordonatelor pentru Bucuresti avand radiatia solara directa de 605.7 W/m ² si radiatia solara difuza de 150 W/m ²
	Aer	Gaz ideal	
Materialele utilizate	Sticla	ρ = 8030 kg/m ³ Cp = 502,48 J/kg K λ = 16,26 W/m K	Coeficientul de transmisie = 0,8
	Placa perforata	ρ = 8030 kg/m ³ Cp = 502,48 J/kg K λ = 16,26 W/m K	Coeficient de absorbtie = 0,8
	Sticla		
Conditii la limita	Anvelopa colectorului	Transferul de caldura este nul	Transferul de caldura este zero pentru datorita izolatiei exterioare, proces adiabatic
	Admisie colector	Viteza negativa impusa la intrarea in colectorul solar	

Principalul element studiat in cadrul modelului preliminar a fost acela de obtine o estimare cantitativa pentru cele trei solutii studiate 30 mm, 50 mm si 100 mm distanta intre placa perforata si sticla. In tabelul de mai jos au fost ilustrati parametrii introdusi pentru valorile de temperatura, debit de aer, radiatie solara si distantele studiate.

Tabelul 2 Parametrii utilizati in simularile numerice – studiul distantei

	Parametrii	Valori
Conditii impuse	Debitul de aer (m ³ /h)	200
	Temperatura la intrare (°C)	25
	Data	21 iunie ora 13 :00
	Radiatia solara	rad. solara 1000W
Parametrii variabili	Distanta (mm)	30, 50 si 100

Simularea a fost efectuata pentru 1500 de iteratii, fiind posibil sa se vizualizeze profilul de viteza si temperatura pentru cele 3 cazuri de mai sus, comparatia modelului cu distanta de 50 mm si distanta de 100 mm a fost ilustrata mai jos pentru profilele de viteza si temperatura :

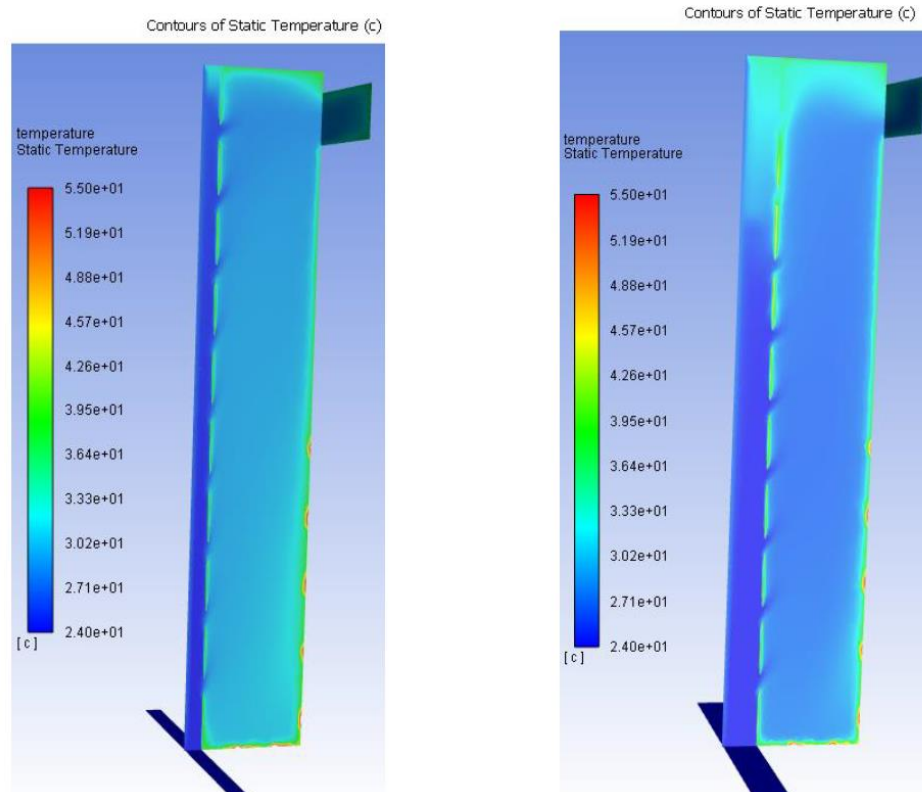


Figura 11 Conturul de temperatura pentru modelul preliminar geometria de 30mm si 100mm

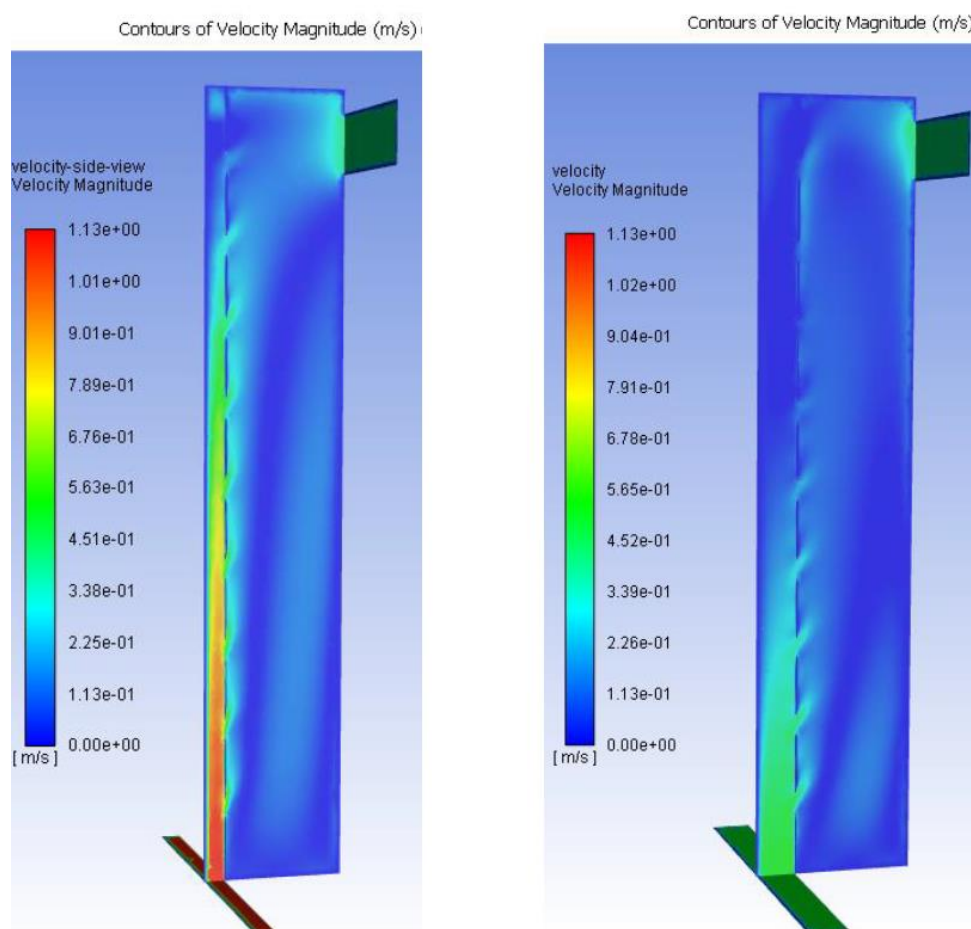


Figura 12 Conturul de viteza pentru modelul preliminar geometria de 30mm si 100mm

Dupa cum se poate observa in imaginile de mai sus pentru grosimea de 100 mm viteza aerul este mai mica cum este si normal, o concluzie care se poate trage din imaginile de mai sus este vorba de imbunatatirea fluxului de caldura pentru distante mai mici dintre sticla si placa perforata.

Astfel pentru a intarii aceste concluzii pentru fiecare dintre modelele (30 mm, 50mm si 100mm) au fost calculati mai multi parametrii ilustrati in tabelul de mai jos.

Tabelul 3 Rezultatele simularilor in ANSYS Fluent – studiul distantei

Distanța(mm)	100	50	30
Diferența de temperatură (°C)	5,98	6,78	7,24
Temperatura placii (°C)	40,76	39,56	38,13
Coeficientul de transfer la suprafața placii (W/m² K)	4,37	5,16	5,70
Fluxul de caldura (W/m²)	114,4	126,1	130,6
y+	0,7	1,03	1,43

Cu cat distanta dintre sticla si placa absorbanta este mai mica cu atat valorile de coeficientului de transfer sunt mai mare iar astfel rezulta o diferenta de temperatura mai mare la iesirea din colector. Temperatura placii absorbante scade pe masura ce distanta dintre placa si sticla scade, acesta fiind datorat turbulentelor si schimbului mai intens la nivelul placii absorbante.

Pentru a putea compara modelele numerice a colectoarelor solare s-au comparat principalii parametrii care definesc performanta acestora acesti parametrii fiind definiti de Wang et al. [18]:

- eficienta schimbului de caldura (ε_{HX}),
- eficienta colectorului solar (η)

$$\eta = \frac{c_{p,aer} m_{aer} (T_{aer,ev} - T_{amb})}{I_T A_S} \quad (10)$$

$$\varepsilon_{HX} = \frac{T_{aer} - T_{amb}}{T_P - T_{amb}} \quad (11)$$

unde:

$c_{p,aer}$ -> este caldura specifica a aerului (J/kgK),

m_{aer} -> este debitul masic de aer prin colector (kg/s),

$T_{aer,ev}$ -> este temperatura aerului evacuat (K),

T_{amb} -> este temperatura ambientala a aerului (K),

I_T -> este radiatia solara incidenta pe colector (W/m²),

A_S -> este suprafata colectorului (m²)

T_P -> este temperatura medie a placi absorbante (K).

O alta formula de calcul pentru eficienta colectorului solar este propusa de Van Decker et al.[30] aceasta folosind eficienta schimbului de caldura :

$$\eta = \frac{\alpha_s}{1 + \frac{h_r}{\varepsilon_{HX} \rho_{aer} c_{p,aer} v_s}} \quad (12)$$

,unde:

α_s -> reprezinta coeficientul de absorbtie al placii,

h_r -> este coeficientul de transfer termic radiativ intre placa si ambient (W/m^2K),

ρ_{aer} -> este densitatea aerului (kg/m^3),

v_s -> este viteza superficiala de aspiratie a aerului (m/s)

Astfel termenul h_r din formula lui Van Decker provine din formula lui Stefan-Boltzmann pentru transferul de caldura schimbat intre o suprafata si mediul ambiant :

$$\phi = \varepsilon \times \sigma \times S \times (T_s^4 - T_a^4) \quad (13)$$

,unde:

ε -> emisivitatea materialului

σ -> este constanta Stefan-Boltzman ($W/m^2 K^4$),

S -> este suprafata placii (m^2),

T_s -> este temperatura placii sau a suprafetei (K)

T_a -> este temperatura aerului (K)

Deoarece expresia implica o forma neliniara (temperaturi la puterea a patra), in cazul in care diferenta de temperatura este foarte mica se poate realiza liniarizarea expresiei dupa cum urmeaza [30]:

$$\phi = \varepsilon \times \sigma \times S \times (T_s - T_a) \quad (14) \quad \text{cu} \quad h_r = 4 \times \varepsilon \times \sigma \times T_m^3 \quad (15)$$

,unde:

T_m -> este temperatura medie dintre temperatura aerului T_a si temperatura placii T_s (K)

Astfel formula exprimata de Van Decker pentru calculul randamentului colectorului se bazeaza pe faptul ca diferenta de temperatura dintre placa absorbanta este apropiata de temperatura aerului, ceea ce implica erori mari pentru cresterea diferentei. Mai departe au fost prezentati parametrii descrisi mai sus pentru modelul preliminar [30]:

Tabelul 4 Calculul parametrilor – studiul distantei

Distanta(mm)	100	50	30
Eficienta schimbului de caldura ε_{HX} (%)	37,9	46,5	55,1
Eficienta colectorului solar η (Wang) (%)	19,4	22,0	23,5
Randamentul colectorului solar η (Van Decker) (%)	77,5	77,9	78,3

In cadrul colectorului solar vitrat cu o distanta de 30mm diferenta de temperatura dintre intrare si iesire este mai mare, astfel se poate concluziona ca pentru modelul preliminar grosimea de 30 mm ofera cea mai buna eficienta si schimb de caldura intre placa si aerul din exterior.

4.5 Geometria modelului experimental

Pentru validare modelului numeric un model geometric a fost realizat dupa dimensiunile reale ale standului colectorului solar vitrat. Obiectivul acestui studiu este acela de a studia influenta anumitor parametrii asupra colectorului solar cum ar fi:

- numarul de iteratii;
- radiatia solara;
- debitul de aer;
- distanta dintre sticla si placa perforate.

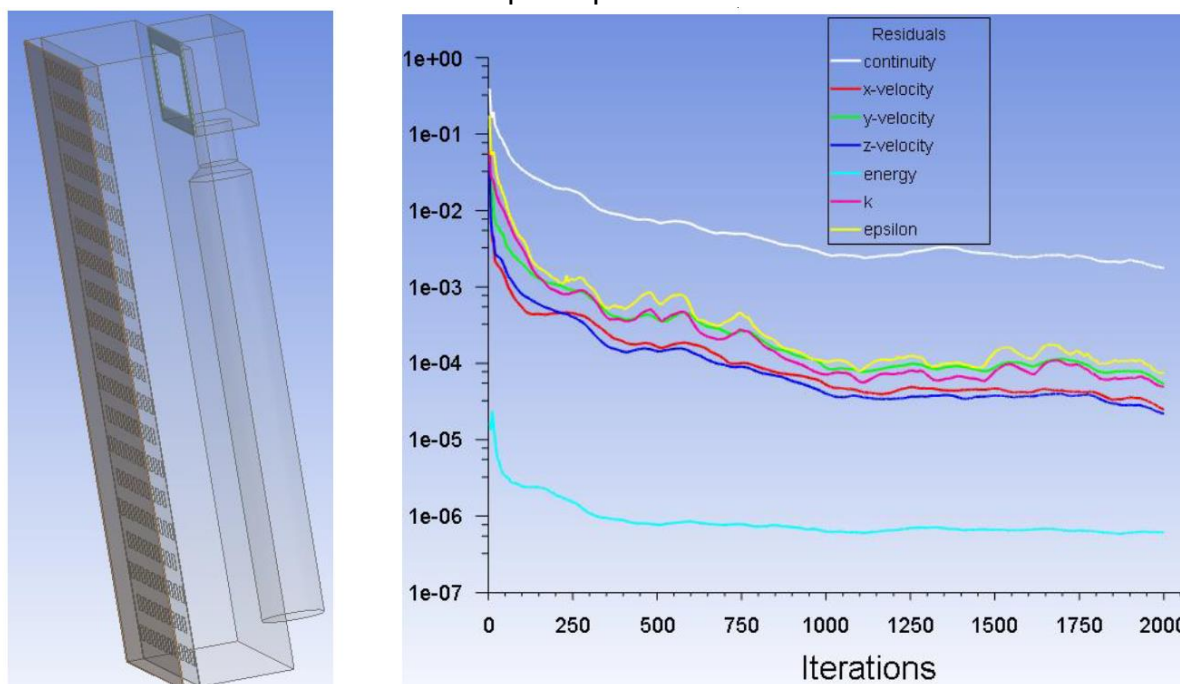


Figura 13 Geometria finala si evolutia calculelor in ANSYS Fluent

Prin adaugarea unui plenum si prelungirea conductei pana la stabilizarea vitezei in conducta, va permite o ilustrare mai buna a parametrilor la iesirea din colectorul solar vitrat, ducand astfel la rezultate mai precise pentru temperaturile masurate.

4.5.1 Influenta iteratiilor asupra simularilor realizate

Un prim studiu il reprezinta studierea numarului de iteratii, acest studiu fiind esential pentru prezentarea cat mai corecta a rezultatelor din programul Fluent. Solver-ul soft-ului Fluent porneste de la solutia initiala iar printr-un sistem de algoritmi matriciali obtinuti prin discretizare itereaza aceasta solutie, o simulare corecta este considerata atunci cand reziduurile sunt foarte mici si rezultatele converg figura 13.

Solutia este considerata a fi convergenta daca reziduurile se stabilizeaza in timpul iteratiilor, mai jos au fost ilustrati parametrii utilizati in simularile realizate.

Tabelul 5 Parametrii utilizati in simularile numerice – influenta iteratiilor

	Parametrii	Valori
Conditii impuse	Debitul de aer (m^3/h)	203
	Temperatura la intrare ($^{\circ}\text{C}$)	26,8
	Distanța(mm)	30
	Data	12 oct. ora 13 :00
	Radiatia solara	rad. solara 785W
Parametrii variabili	Numarul de iteratii	de la 200 la 2000

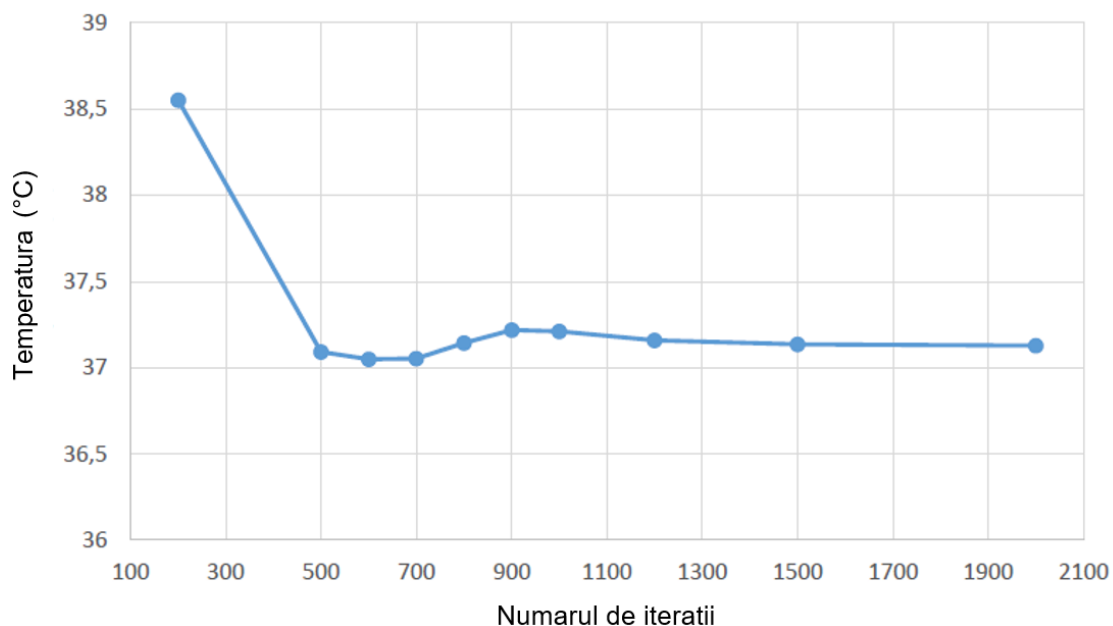


Figura 14 Temperatura la iesire din colectorul solar in functie de numarul de iteratii

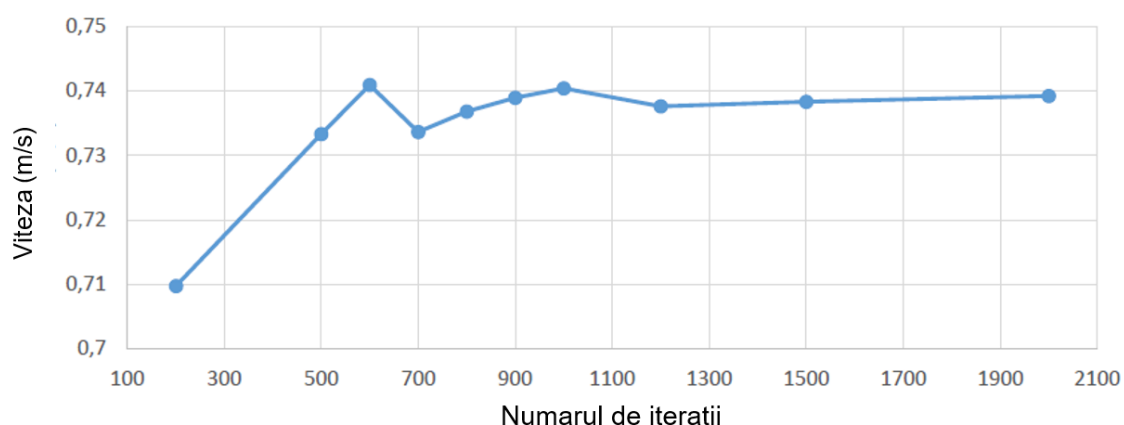


Figura 15 Viteza la iesirea din colectorul solar in functie de numarul de iteratii

Conform graficelor atasate mai sus, stabilizarea vitezei si a temperaturii se realizeaza dupa 1000 de iteratii, astfel eroare fiind numai de 0.02% pentru temperatura si de 0,21% pentru viteza. Pentru simularile viitoare vom considera ca pentru peste 1500 de iteratii este suficient pentru a obtine rezultate reale, valorile pentru graficele de mai sus fiind atasate in tabelul ce urmeaza.

Tabelul 6 Influenta numarului de iteratii fata de temperatura si viteza

Numar de iteratii	Temperatura (°C)	Eroare(%)	Viteza(m/s)	Eroare(%)
200	38,552	-	0,710	-
500	37,091	3,79	0,733	-3,325
600	37,049	0,109	0,741	-1,071
700	37,052	-0,008	0,734	1,029
800	37,144	-0,239	0,737	-0,451
900	37,218	-0,192	0,739	-0,296
1000	37,210	0,021	0,740	-0,211
1200	37,158	0,135	0,738	0,395
1500	37,135	0,060	0,738	-0,099
2000	37,127	0,021	0,739	-0,127

4.5.2 Influenta debitului asupra colectorului solar vitrat

Debitul de aer este un parametru important care poate influenta schimbul de caldura aceste simulari au fost realizate pentru configuratia de 30 mm pentru a vedea influenta debitului asupra acestei configuratii, fiind configuratia optima pentru transferul de caldura intre placa si aerul provenit din exterior. Mai jos au fost ilustrati parametrii introdusi in studiul debitului de aer.

Tabelul 7 Parametrii utilizati in simularile numerice - influenta debitului de aer

	Parametrii	Valori
Conditii impuse	Temperatura la intrare (°C)	25
	Distanta(mm)	30
	Data Radiatia solara	11 oct. ora 13 :00 rad. solara 1000W
Parametrii variabili	Debitul de aer (m ³ /h)	158; 203; 296; 354

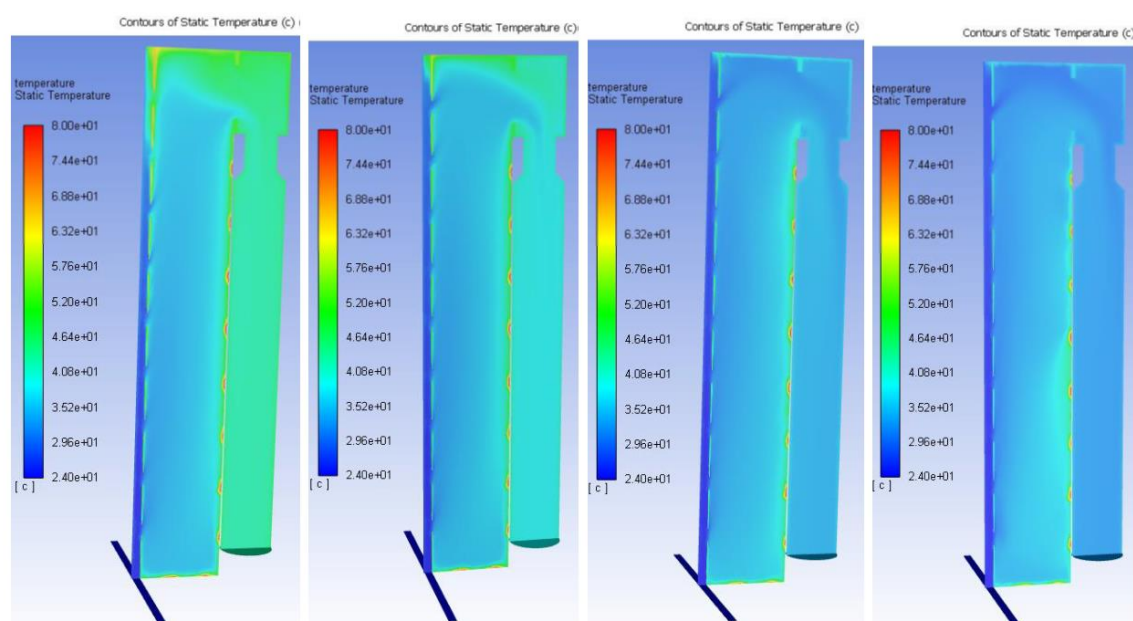


Figura 16 Profilul de temperatura in functie de debitele studiate

Dupa cum se observa in imaginile de mai sus o data cu cresterea debitului temperatura la iesire din colector scade, schimbul de caldura la nivelul placii absorbante creste. Deoarece prin cresterea debitului de aer temperatura aerului scade eficienta colectorului scade, cu toate acestea eficienta globala a colectorului creste deoarece extrage mai multa cladura.

De aceea trebuie gasit un echilibru intre eficienta globala a colectorului si eficienta schimbului de caldura, dupa cum se poate observa debitul de aer de 250 m³/h – 300 m³/h reprezinta debitul optim pentru acesta configuratie de colector solar vitrat. Pe langa acestea trebuie luat in considerare ca pentru un debit mai mare de aer ventilatorul utilizat va consuma mai multa energie, ceea ce se reflecta intr-un radament mai scazut al colectorului solar vitrat.

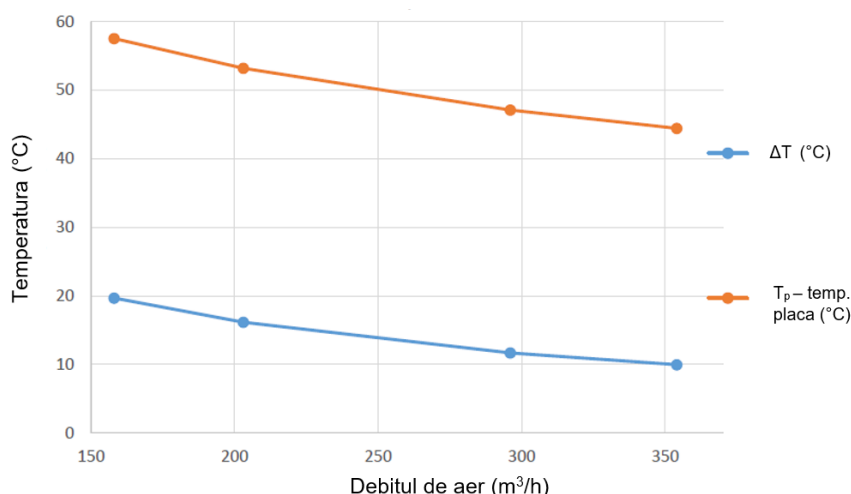


Figura 17 Evolutia temperaturii in functie de debitul de aer

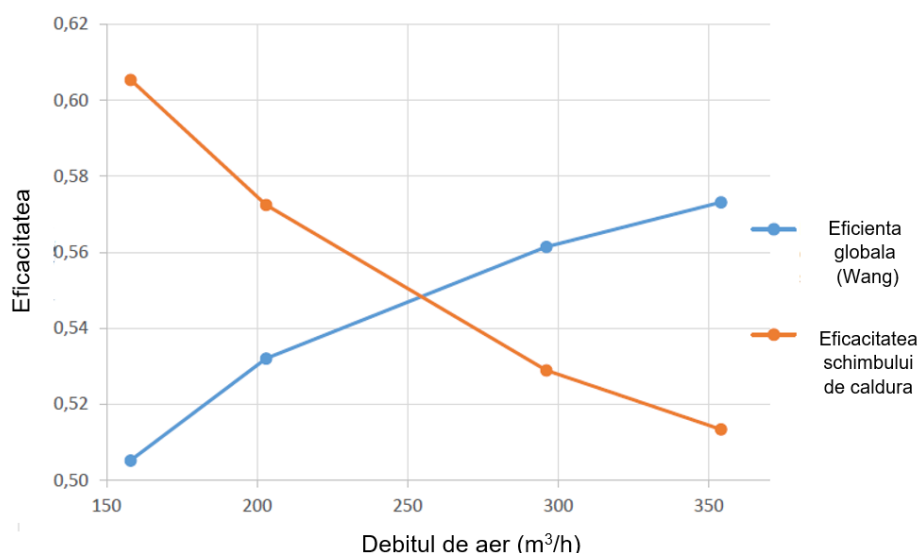


Figura 18 Evolutia eficacitatii si a eficientei colectorului solar in functie de debit

4.5.3 Influenta distantei dintre sticla si placa absorbanta

În cele ce urmează a fost realizată o simulare pentru a observa influența distanței dintre sticla și placa absorbantă perforată, parametrii utilizați în cadrul simulării au fost prezentați în tabelul de mai jos :

Tabelul 8 Parametrii utilizați în simulările numerice - influența distanței dintre sticla și placa absorbantă

	Parametrii	Valori
Conditii impuse	Temperatura la intrare (°C)	25
	Debitul de aer (m³/h)	158
	Data	11 oct. ora 13 :00
	Radiatia solara	rad. solara 1000W
Parametrii variabili	Distanța (mm)	30 ; 50 ; 70

Aceeași observație a fost trasă ca și în cazul modelului preliminar, temperatura fiind mai ridicată în cazul distanței mai mici, viteza fiind diferită doar în zona "golului" de aer dintre placa și sticla.

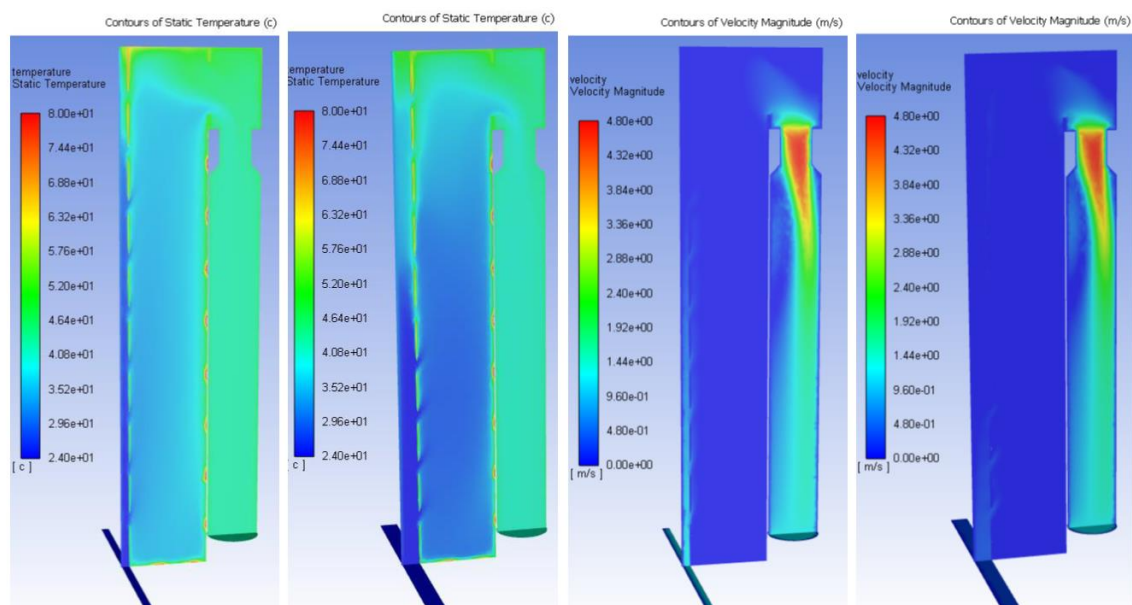


Figura 19 Profilul de temperatura si viteza pentru configuratiile de 30mm si 50mm

Pentru o analiza mai buna a diferentelor dintre configuratii studiate se vor trasa graficele pentru studiul diferentei de temperatura dintre intrare si iesire, temperatura placii absorbante, eficienta globala si eficacitatea schimbului de caldura, dupa cum urmeaza.

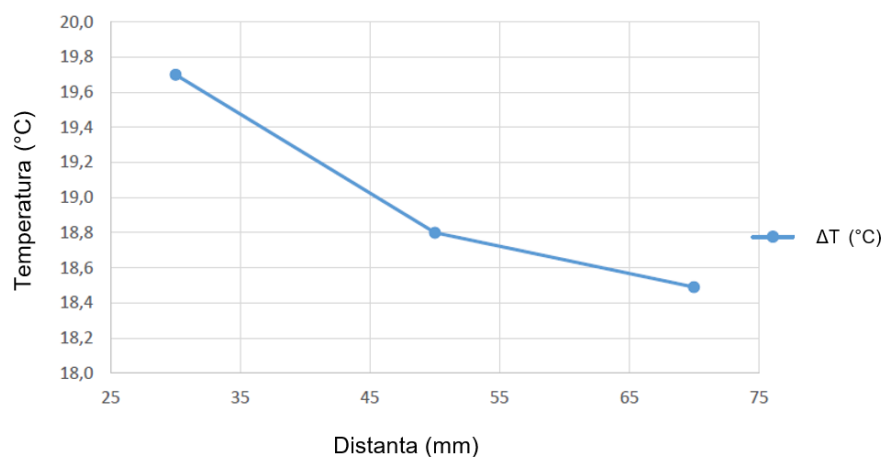


Figura 20 Influenta distantei fata de diferenta de temperatura

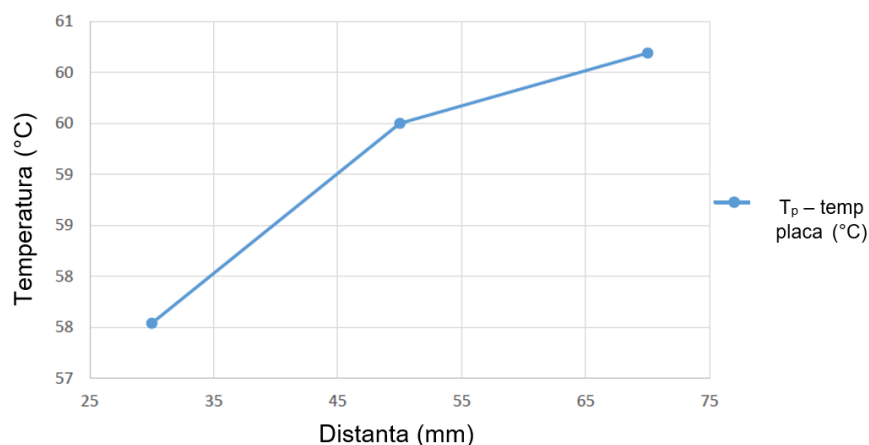


Figura 21 Inflenta distantei fata de temperatura placii perforate

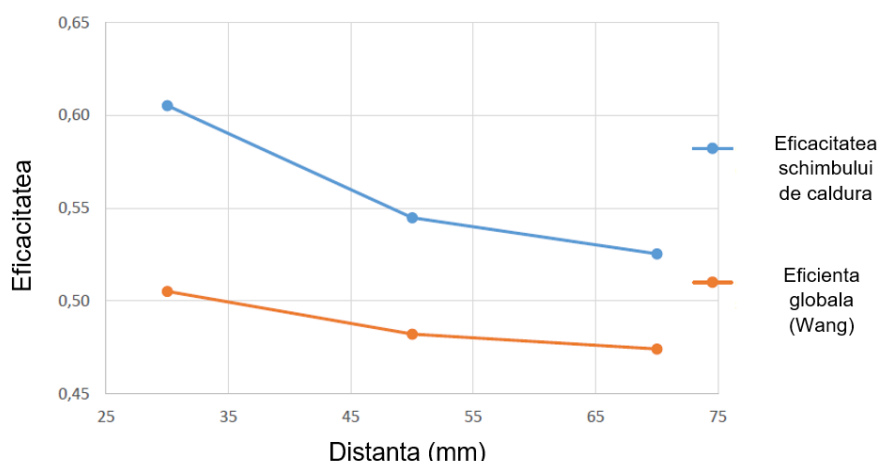


Figura 22 Eficienta si eficacitatea colectorului solar

Ca si in cazul studiului preliminar si in acest caz putem concluda ca o data cu cresterea distante dintre sticla si placa absorbanta, temperatura aerului de la iesire scade, astfel crescand temperatura medie a placii absorbante, randamentele si eficienta pentru distantele mai mici fiind mai ridicate.

In capitolul ce urmeaza se va studia indeaproape atat din punct de vedere cantitativ cat si calitativ cele doua configuratii pentru 30 mm si 50 mm.

4.5.4 Influenta coeficientului de absorbtie al placii perforate si a coeficientului de transmisie al sticlei.

Un ultim studiu a fost realizat pentru a afla cum poate influenta coeficientului de absorbtie al placii perforate si coeficientul de transmisie a sticlei eficienta colectorului solar. Acesti doi parametri sunt constante ce tin de proprietatile materialelor si de culoarea acestora. Coeficientul de absorbtie reprezinta proprietatea unui material de a absorbi radiatia solara, valoare maxima fiind de 1, aceasta apartind „corpului negru”, iar cel de al doilea parametru reprezinta proprietatea sticlei de a transmite mai departe radiatia solara si implicit energia primita. In cele ce urmeaza au fost descrisi parametrii care s-au modificat si parametrii care s-au mentinut la aceeasi valoare pentru simularile realizate.

Tabelul 9 Parametrii utilizati in simularile numerice - influenta coeficientului de absorbtie al placii perforate si coeficientul de transmisie al sticlei

	Parametrii	Valori
Conditii impuse	Temperatura la intrare (°C)	25
	Debitul de aer (m ³ /h)	158
	Distanța(mm)	30
	Data Radiatia solara	11 oct. ora 13 :00 rad. solara 785 W
Parametrii variabili	Coeficientul de absorbtie al placii perforate	0,6; 0,8; 0,9
	Coeficientul de transmisie al sticlei	0,4; 0,7; 0,8; 0,9

Mai jos au fost reprezentate grafic influenta acestor parametri asupra temperaturii placii si temperaturii de iesire din colectorului solar vitrat.

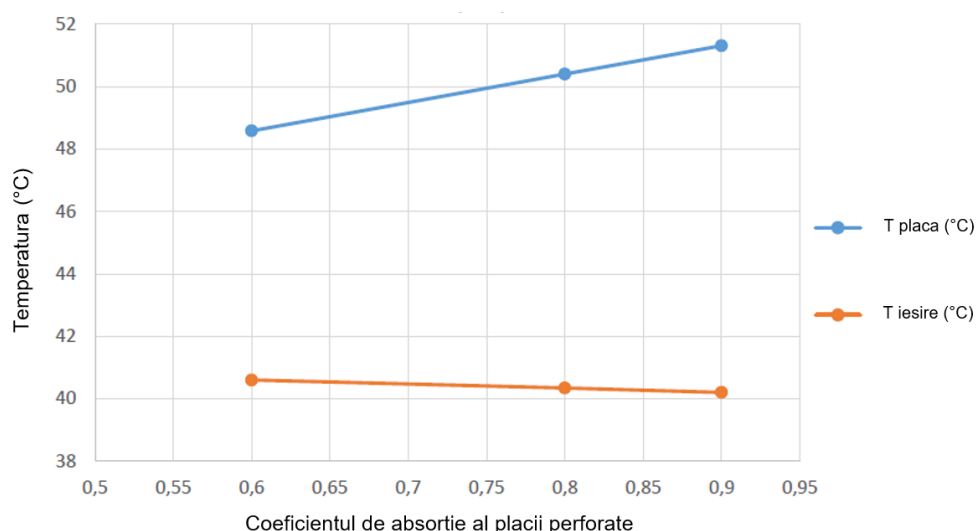


Figura 23 Influenta coeficientului de absorție al plăcii perforate asupra temperaturii plăcii și temperaturii de ieșire

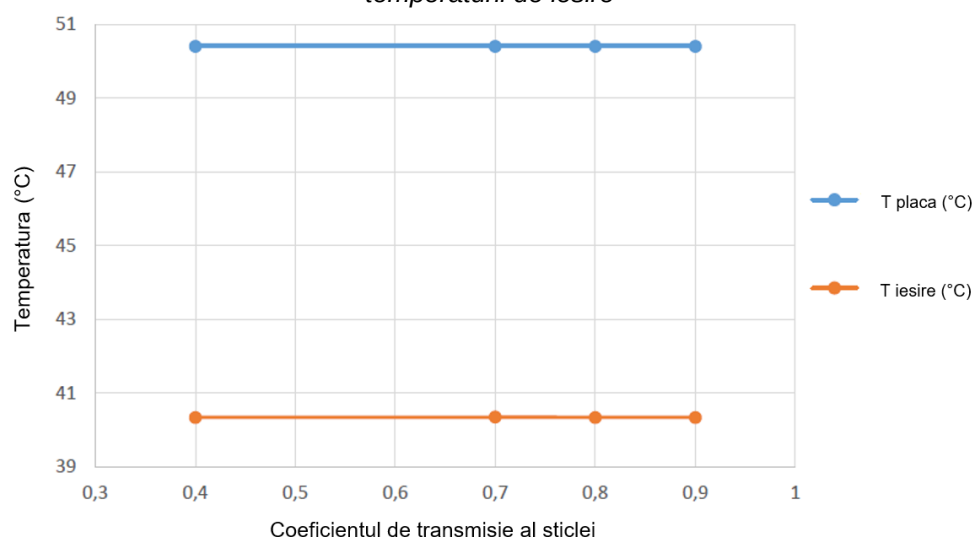


Figura 24 Influenta coeficientului de transmisie al sticlei asupra temperaturii plăcii și temperaturii de ieșire

O dată cu creșterea coeficientului de absorție al plăcii crește și temperatura plăcii după cum se vede în graficul de mai sus cu toate acestea temperatura la ieșire scade, o explicație pentru acest fenomen este că o dată cu creșterea coeficientului de absorție, coeficientul de transmisie și reflexie a plăcii scade în contactul cu aerului, acesta fiind explicat de ecuația:

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (16)$$

,unde:

α -> coeficientul de absorție al materialului

ρ -> coeficientul de reflexie al materialului

τ -> coeficientul de transmisie al materialului

Cât despre coeficientul de transmisie al sticlei, având în vedere rezultatele obținute în graficul de mai sus, acesta nu influențează valorile de temperatură, acest coeficient reprezintă fracția de lumină care intră prin sticla colectorului solar, aceste rezultate pot fi eronate datorită programului care nu surprinde toate fenomenele fizice ce se întâmplă la nivelul sticlei.

4.5.5 Influenta modelelor de turbulenta

Cunoscand unele dintre cele mai utilizate modele de turbulenta se propune a se compara valorile anterior obtinute cu un model care nu necesita o putere de calcul ridicata mai precis modelul $k-\omega$ SST, acesta surprinzand mai bine fenomenele in apropierea placii fata de $k-\omega$ standard.

Simularile anterioare au fost efectuate lunand in considerare conditiile la limita din cadrul standului experimental pentru cele 6 cazuri de debite de aer prin colectorul pentru temperatura de intrare, debitul si radiatia solara. Mai jos au fost ilustrate grafice comparative pentru modelele de turbulenta **$k-\epsilon$ realizabile cu $k-\omega$ SST**

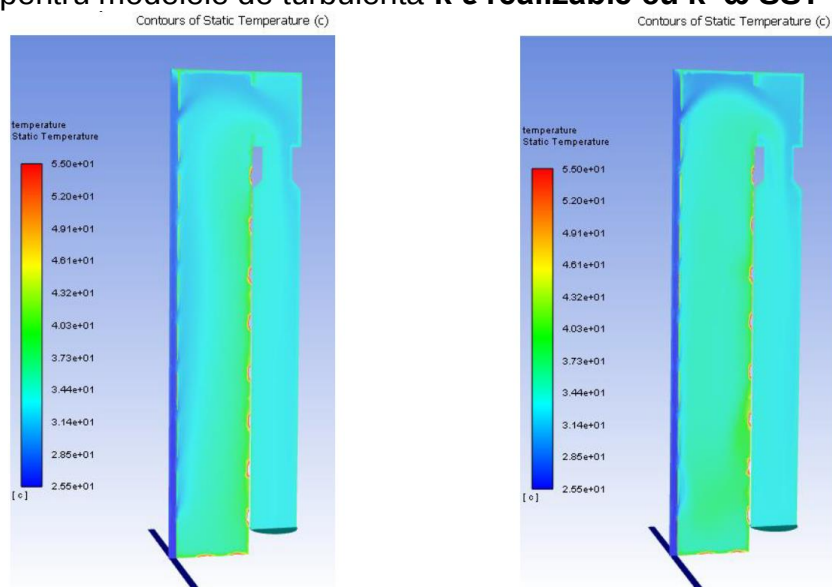


Figura 25 Modele de turbulente - profilul temperaturilor in colectorul solar

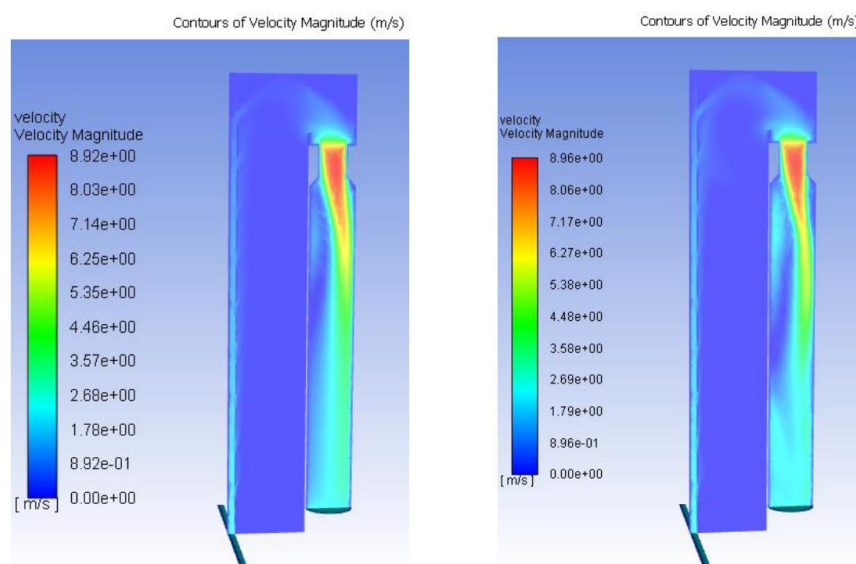


Figura 26 Modele de turbulente - profilul vitezei in colectorul solar

Se poate observa in imaginile de mai sus ca cele doua modele de turbulente obtin rezultate aproape identice, o diferenta mica se poate observa in profilul de viteza la iesirea din colector, astfel pentru model $k-\epsilon$ curgerea aerului este mai stabilizata la iesire. Ulterior fiind trasate grafic temperatura de iesire, temperatura medie a placii precum eficienta globala si eficacitatea schimbului de caldura.

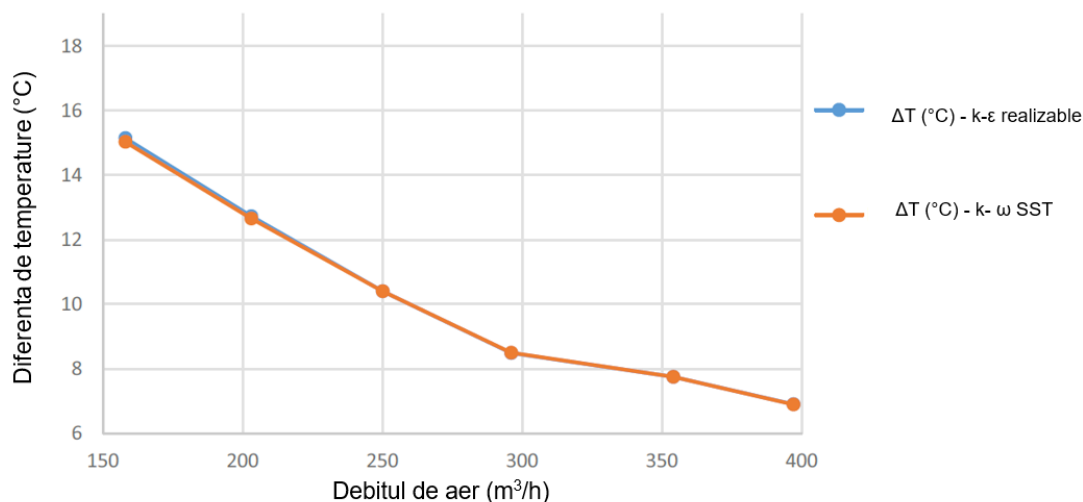


Figura 27 Diferenta de temperatura intre intrarea si iesirea din colectorul solar in functie de modelul de turbulenta

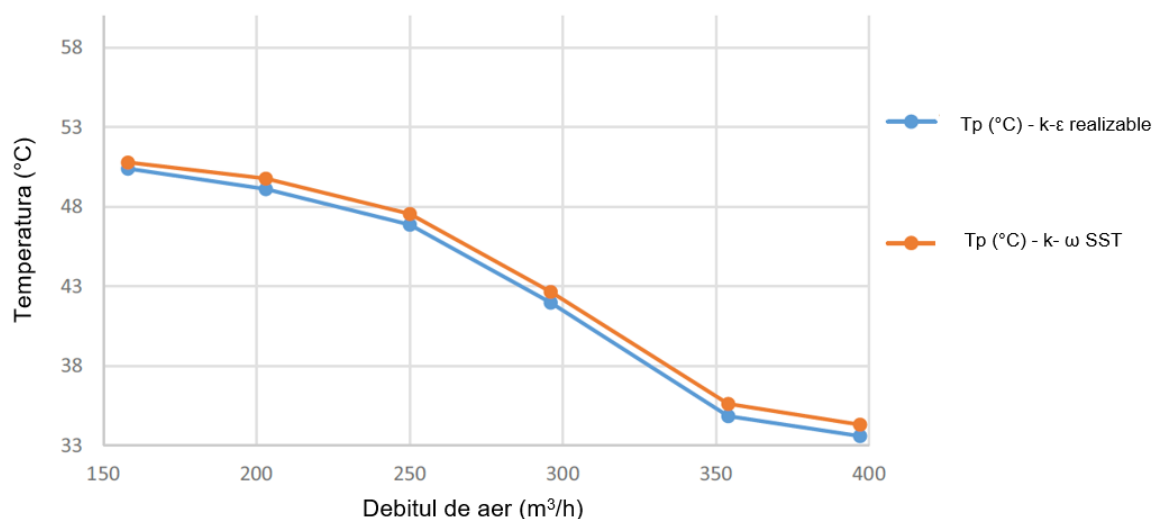


Figura 28 Temperatura medie a placii perforate in functie de modelul de turbulenta

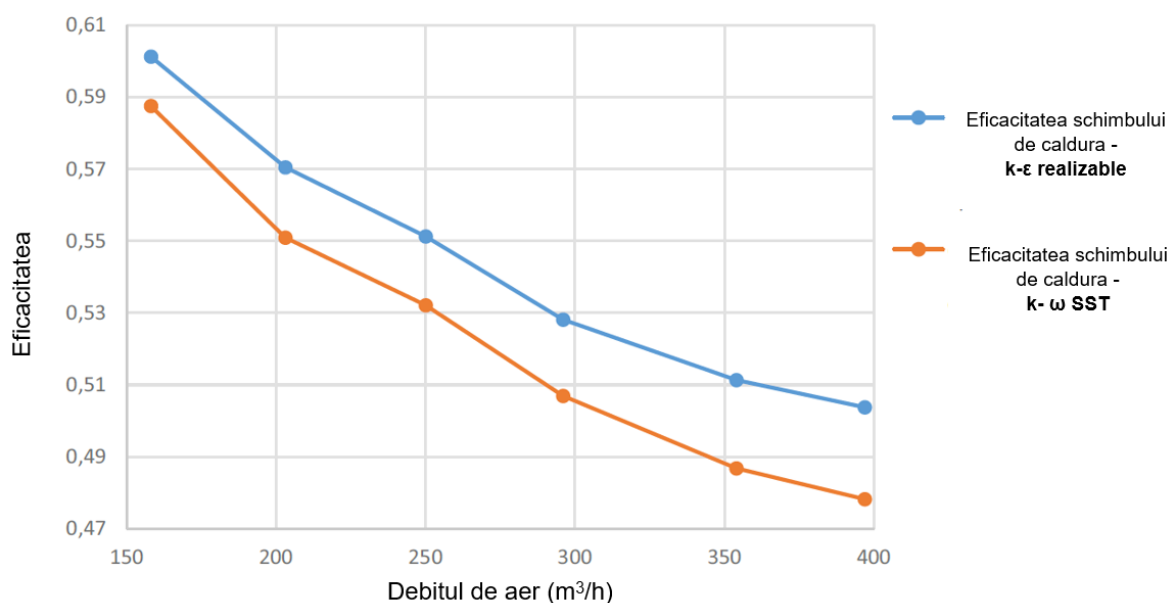


Figura 29 Eficacitatea colectorului solar in functie de modelul de turbulenta

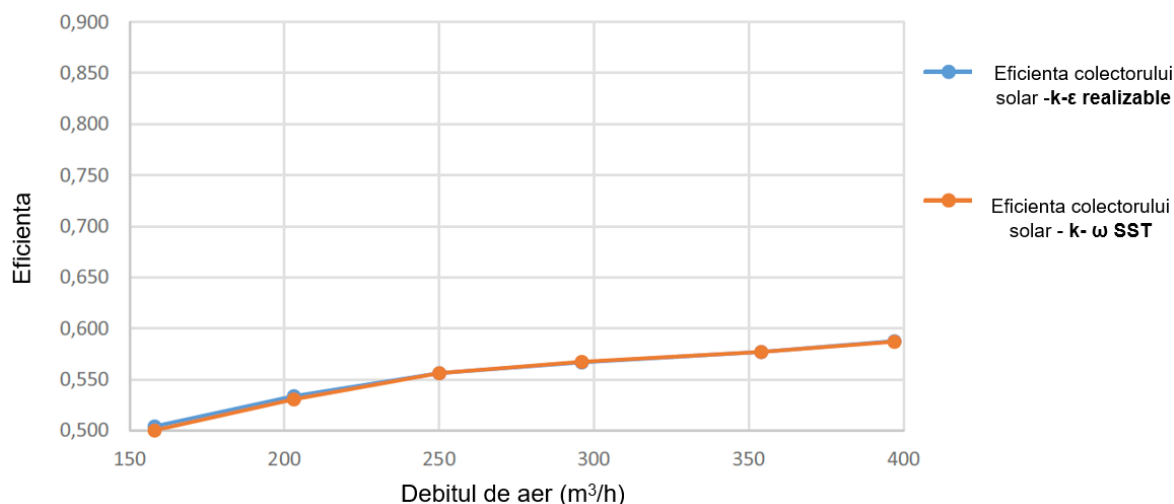


Figura 30 Eficienta colectorului solar in functie de modelul de turbulenta

Dupa cum se poate observa din graficele de mai sus, parametrii studiati nu prezinta diferente majore pentru modelul de turbulenta $k-\omega$ SST, astfel se obtine o diferenta de 2% sau de aproximativ $0,7^\circ\text{C}$ pentru temperatura placii perforate. Aceasta diferenta se reflecta intr-o diferenta de 5% pentru eficacitatea schimbului de caldura si o diferenta de 0,8% pentru eficienta globala a colectorului solar vitrat.

Prin urmare o concluzie poate fi trasa pentru colectorul solar vitrat **modelul de turbulenta $k-\omega$ SST** nu este mai precis decat **modelul de turbulenta $k-\epsilon$ realizable**, acesta se poate explica printr-o turbulenta redusa a curgerii la nivelul placii perforate.

Aceste simulari fiind realizate in parteneriat cu I.N.S.A de Lyon in cadrul Proiectului de Initiere a Cercetarii si Dezvolatarii (Rapport Projet Initiation à la Recherche et Développement – PIRD) impreuna cu ajutorul colegului Quentin TOURNOIS.

5. Studiu numeric comparativ pentru determinarea configuratiei optime a colectorului solar vitrat

Pentru realizarea studiului numeric comparativ s-a utilizat softul de simulare Ansys Fluent 19.2, in care s-a reprezentat geometria ca figura 29 de mai jos, aceasta geometrie reprezinta configuratia geometrica a modelului experimental de colector solar vitrat cu placa perforata. Astfel geometria este reprezentata dintr-un panou de sticla de 2m x 1m montat la o distanta de 30 mm sau 50 mm fata de placa absorbanta.

Placa absorbanta este realizata din aluminiu avand o grosime de 2mm si in care s-au realizat 181 de perforatii cu dimensiuni de 50mm x 50mm, acestea fiind dispuse ca in figura 29.

In cele ce urmeaza a fost realizat un studiu comparativ intre doua solutii de colectoare solare, avand aceeasi geometrie diferenta dintre cele doua studii fiind distanta dintre placa absorbanta si sticla.

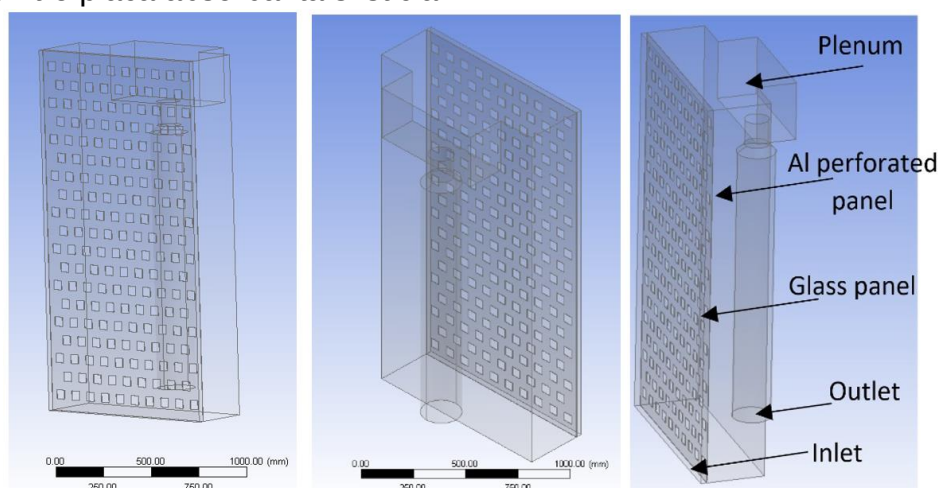


Figura 31 Geometria colectorului solar studiat

Pentru a obtine rezultate cand mai bune cu un consum de resurse si timp cat mai mic a fost realizat un studiu de independenta pentru mesh-uri avand 714 000, 1 450 000, 2 950 000 si 4 130 000 elemente tetraedrice. Mesh-ul cu 2,95 milioane de elemente tetraedrice a fost utilizat pentru studiile ulterioare, aceasta se datoreaza si faptului ca perforatiile alese mai grosier au permis alegerea de distretizari mai mari pe intregul sistem de colector solar.

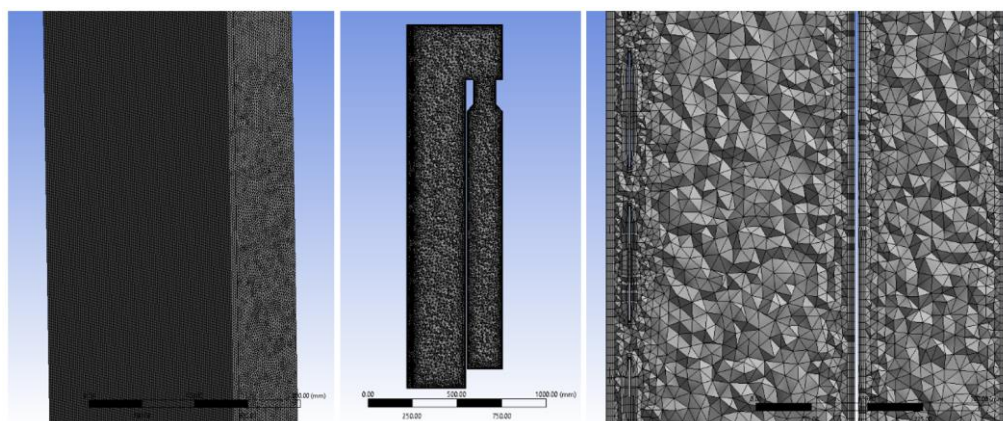


Figura 32 Realizarea mesh-ului 2 950 000 de elemente tetraedrale

Modelul de turbulenta ales pentru studiul comparativ este **k- ϵ Realizable cu Enhanced Wall Treatment** pentru sectiunea din Fluent **Near-Wall Treatment** [15], ecuatia pentru energie a fost activata, iar aerul sa considerat ca fiind gaz ideal.

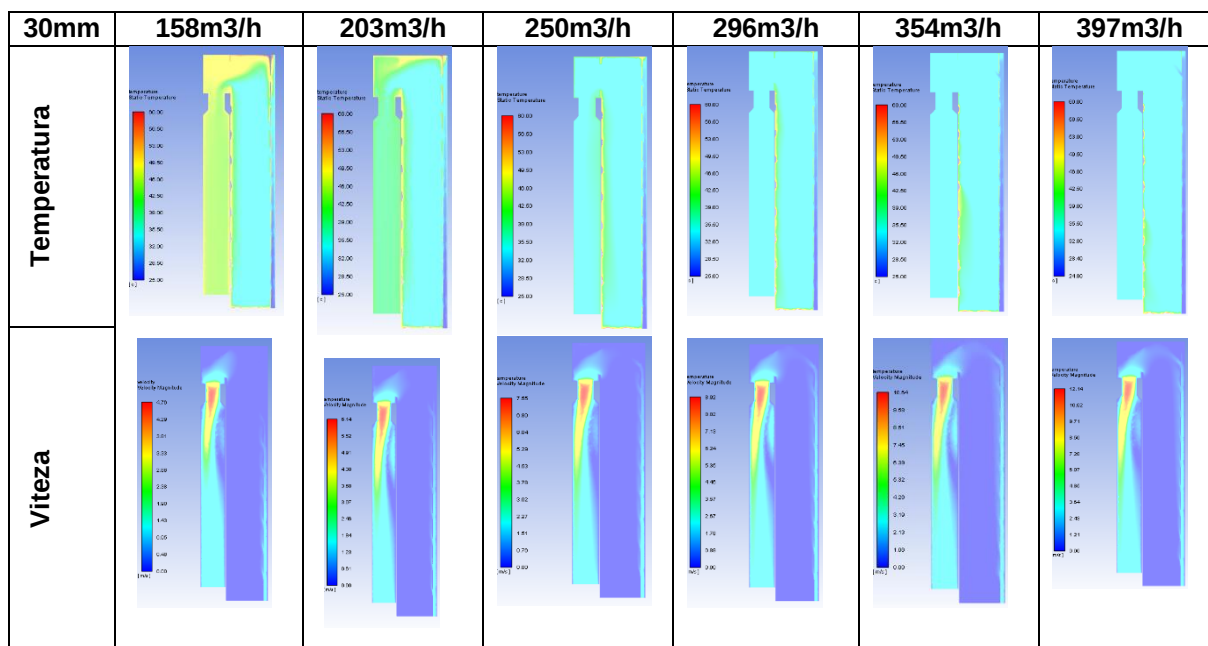
Radiatia si pozitia colectorului solar a fost calculata cu ajutorul programului din interiorul Fluent, Solar Ray Tracing, avand astfel o radiatie directa de 800W/m^2 si difuza de 150W/m^2 , ca pozitionare a colectorului solar a fost ales orasul Timisioara, astfel ca model de radiatie a fost activata functia de S2S(Surface-to-Surface).

Pentru intrarea in colectorul solar ca conditie la limita a fost impusa o presiune de 0 Pa, luand in considerare ca aerul este pus in miscare cu ajutorul unui ventilator[14], ca debite de simulare au fost considerate urmatoarele debite: 158, 203, 250, 296, 354, 397 m³/h, conditiile ce au fost simulate si in studiu parametrilor.

5.1 Rezultatele simularilor

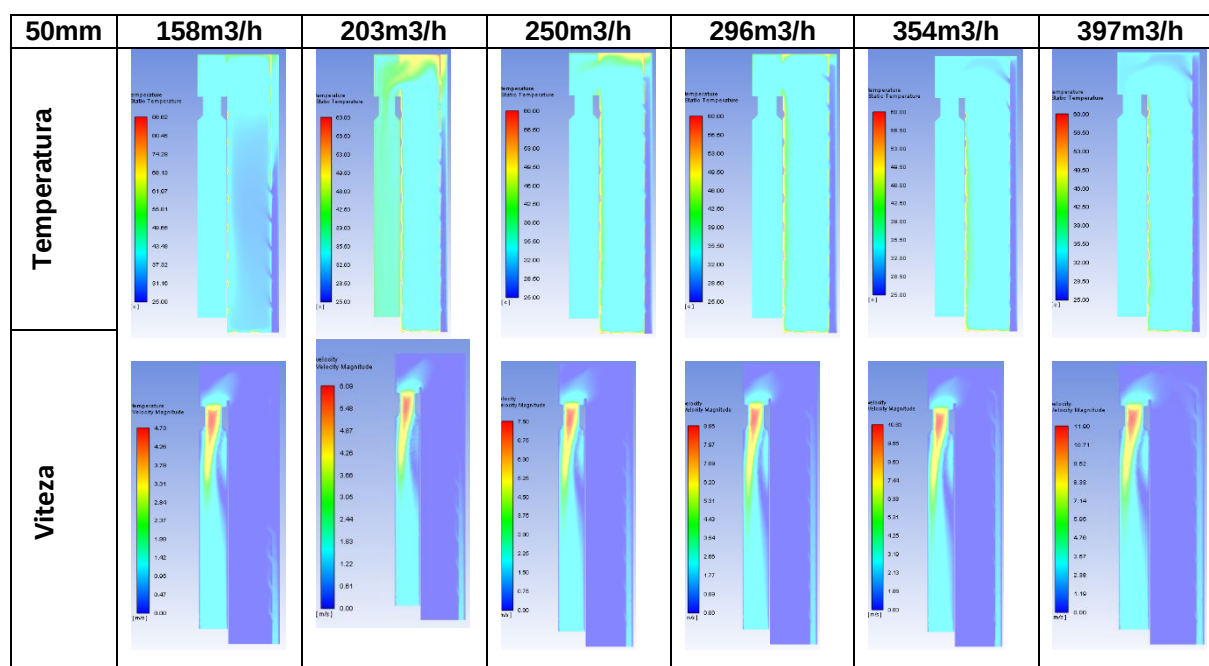
Obiectivul principal al studiului l-a reprezentat evaluarea temperaturii si a vitezei si determinarea configuratiei optime a colectorului solar atat din punct de vedere al debitului de aer cat si al distantei dintre placa absorbanta si sticla. Astfel rezultatele simularilor pentru cele doua configuratii au fost ilustrate in tabelul de mai jos:

Tabelul 10 Campul de temperatura si viteza pentru configuratia de 30mm



Conform simularilor ilustrate mai sus putem observa o crestere a temperaturii de iesire pentru cazul cand distanta dintre sticla si placa absorbanta este de 30 mm. Campul de viteze ne arata ca pentru debite de aer mai mici curgerea aerului se afla doar in partea inferioara a colectorului solar iar pt debite mai mari curgerea este uniforma pe suprafata ceea ce inseamna ca se extrage mai multa caldura pentru cazul debitelor de aer.

Tabelul 11 Campul de temperatura si viteza pentru configuratia de 50mm



Dupa cum se poate observa si din simularile realizate pentru configuratia de 30 mm, temperatura cea mai ridicata este pentru debitul cel mai mic, mai exact 157 m3/h iar pentru configuratia de 50mm debitul de 203 m3/h reprezinta situatia cand temperatura de iesire este cea mai ridicata, cresterea temperaturii fata de intrare este cuprinsa in intervalul de 34% pana la 78%.

Calculand eficacitatea colectorului solar se poate observa ca pt valori mai mari ale debitului si distanta mai mica eficacitatea este mai ridicata.

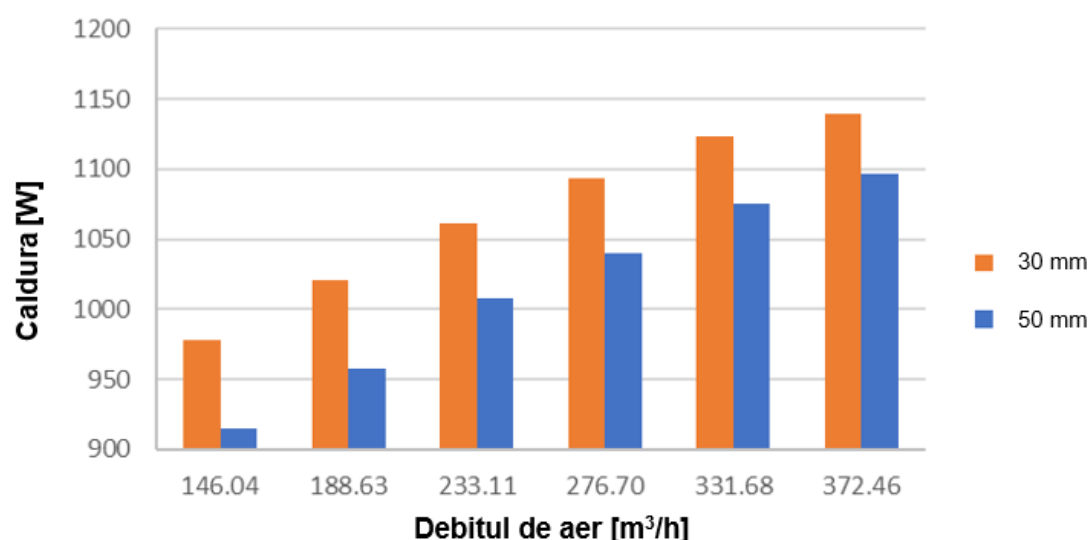


Figura 33 Caldura extrasa in functie de debit - studiul distantei

Pentru cazul in care s-a calculat eficienta colectorului solar valorile acestea variaza intre 50% pana la 61% pentru distanta de 30 mm iar pentru distanta de 50

mm dintre placa absorbanta si sticla, eficienta colectorului este cuprinsa intre 41% si 54%, acest lucru ne indica faptul ca o distanta mai mica aduce o zona in care aerul se incalzeste mai rapid.

Pentru a calcula eficienta globala a celor doua colectoare s-a realizat si un studiu al pierderii de presiune, se poate observa ca diferenta dintre cele doua configuratii este infima acesta indicand faptul ca pentru distanta de 30 mm este mai eficienta decat cea de 50mm, avand acelasi consum de energie la ventilator.

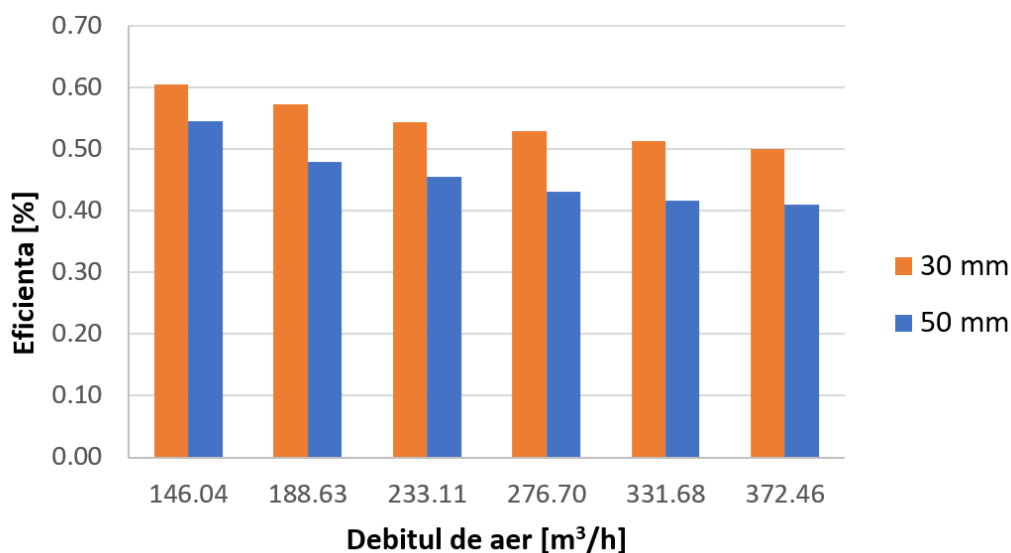


Figura 34 Eficienta colectorului solar in functie de debit - studiul distantei

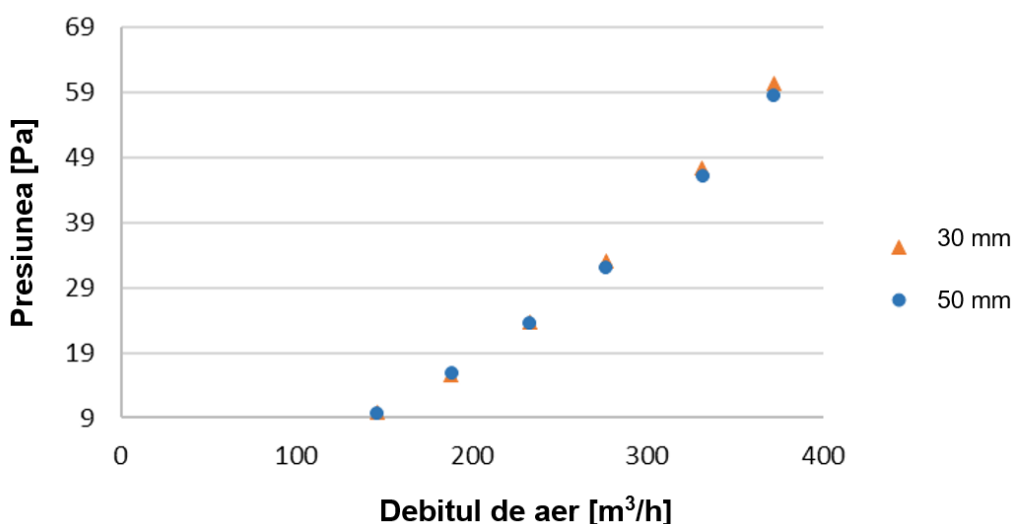


Figura 35 Pierdere de presiune in functie de debitul de aer - studiul distantei

In concluzie configuratia avand distanta mai mica dintre placa absorbanta si suprafata vitrata este mai eficienta pentru toate debitele considerate, astfel pentru un debit de $158 \text{ m}^3/\text{h}$, caldura extrasa a fost de 980 W iar pentru configuratia de 50mm caldura a fost cu 60 W mai putin ceea ce indica faptul ca distanta de 30mm intre placa absorbanta si suprafata vitrata este varianta optima in ceea ce priveste colectorul solar.

6. Concluzii

Sectorul cladirilor este responsabil pentru o treime din consumul total de energie si emisii de CO₂ fiind cel mai important sector unde se pot reduce consumurile de energie cu un minim de efort. Pentru a atinge aceste obiective este necesar sa se implementeze sisteme si solutii pasive eficiente care sa utilizeze sursele regenerabile de energie astfel incat sa se obtina parametrii de confort cu un minim de energie.[31][32]

Un astfel de sistem care utilizeaza sursele regenerabile de energie sunt colectoarele solare vitrate cu placa absorbanta perforata, sistem ce a fost luat in considerare pentru a determina configuratia optima ce va fi implementata in studiile viitoare de fatade inteligente sau fatade active.

Rezultatele obtinute in cadrul studiilor numerice arata potentialul acestui tip de colector solar pentru preincalzirea aerului in sistemele de ventilatie ale cladirilor. Prin adaugarea suprafetei vitrate se reduce influenta vantului asupra colectoarelor solare, crescand astfel eficienta globala a acestui tip de colector. Structura prezentata anterior poate fi utilizata avand astfel rezultate promitatoare pentru incalzire cat si ventilarea spatiilor interioare, asa cum este aratat si in cadrul studiilor din literatura. Modelul CFD validat poate fi utilizat astfel in continuare pentru noi imbunatatiri aduse configuratiei, solutia care ofera cele mai bune rezultate fiind solutia de 30 mm. [19][33][11]

7. Conferinte si publicatii

1. Cătălin Sima, Cătălin Teodosiu, Cristiana Croitoru, Florin Bode - Experimental study of heat transfer inside a real scale innovative air solar collector, EENVIRO 2020, 21 - 23 October, Bucharest, Online Conference
2. Cătălin Teodosiu, Cătălin Sima, Cristiana Croitoru, Florin Bode - Analysis of velocity and temperature fields inside an air solar collector – A numerical approach EENVIRO 2020, 21 - 23 October, Bucharest, Online Conference
3. Catalin Sima, Catalin Teodosiu, Charles Berville - Mesh independency study for a solar glazed transpired collector, Building Services and Energy Efficiency July 2, 2020 - July 3, 2020 - Iași, Romania
4. Catalin Sima, Catalin Teodosiu, Abraham Tetang Fokone, Andrei -Stelian Bejan - Elements of influence for solar ventilated building facades: a review, DSC 2019: 2nd Conference of the UTCB Doctoral School, Technical University of Civil Engineering Bucharest, October 25, 2019
5. Anca Bodale, Tiberiu Catalina, and Sima Cătălin-Ionuț - Adaptation of buildings to climate change through bioclimatic strategies, in Romania, CLIMA 2019 Congress web of Conferences 26-29 May 2019, E3S Web of Conference 111, 06071(2019), DOI:10.1051/e3sconf/201911106071

8. Referinte Bibliografice:

- [1] ExxonMobil, "2017 The Outlook for Energy : A View to 2040 Contents," 2017. DOI:10.1080/01998595.2012.10491656.
- [2] a U.S. Energy Information, "Annual Energy Outlook 2015 with projections to 2040," 2015. DOI:DOE/EIA-0383(2013).
- [3] NASA, "NASA - National Aeronautics and Space Administration (SUA). NOAA Data Show 2016 Warmest Year on Record Globally. Washington DC, SUA," *website* 25.08.2019, 2018. <https://www.nasa.gov/press-release/nasa-noaa-data-show-2016-warmest-year-on-record-globally> (accessed Aug. 25, 2019).
- [4] C. M.B., "Contribuții la dezvoltarea modelului matematic gray – box utilizat în analiza clădirilor cu înaltă eficiență energetică," Universitatea Politehnica București, România, 2015.
- [5] E. Mlecnik, *Innovation development for highly energy-efficient housing: Opportunities and challenges related to the adoption of passive houses*. 2013.
- [6] C. Reichl, K. Kramer, C. Thoma, P. Benovsky, and T. Lemée, "Comparison of modelled heat transfer and fluid dynamics of a flat plate solar air heating collector towards experimental data," *Sol. Energy*, vol. 120, pp. 450–463, Oct. 2015, DOI:10.1016/j.solener.2015.07.011.
- [7] C.-M. Lai and S. Hokoï, "Solar façades: A review," *Build. Environ.*, vol. 91, pp. 152–165, Sep. 2015, DOI:10.1016/j.buildenv.2015.01.007.
- [8] K. Hami, B. Draoui, and O. Hami, "The thermal performances of a solar wall," *Energy*, vol. 39, no. 1, pp. 11–16, Mar. 2012, DOI:10.1016/j.energy.2011.10.017.
- [9] R. K. Goyal, G. N. Tiwari, and H. P. Garg, "Effect of thermal storage on the performance of an air collector: A periodic analysis," *Energy Convers. Manag.*, vol. 39, no. 3–4, pp. 193–202, Feb. 1998, DOI:10.1016/S0196-8904(96)00226-9.
- [10] M. A. Leon and S. Kumar, "Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors," *Sol. Energy*, vol. 81, no. 1, pp. 62–75, Jan. 2007, DOI:10.1016/j.solener.2006.06.017.
- [11] L. Gao, H. Bai, and S. Mao, "Potential application of glazed transpired collectors to space heating in cold climates," *Energy Convers. Manag.*, vol. 77, pp. 690–699, Jan. 2014, DOI:10.1016/j.enconman.2013.10.030.
- [12] M. M. Alkilani, K. Sopian, M. A. Alghoul, M. Sohif, and M. H. Ruslan, "Review of solar air collectors with thermal storage units," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 3, pp. 1476–1490, Apr. 2011, DOI:10.1016/j.rser.2010.10.019.
- [13] A. Shukla, D. N. Nkwetta, Y. J. Cho, V. Stevenson, and P. Jones, "A state of art review on the performance of transpired solar collector," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012, DOI:10.1016/j.rser.2012.02.029.
- [14] D. N. Nkwetta and F. Haghighat, "Thermal energy storage with phase change material—A state-of-the art review," *Sustain. Cities Soc.*, vol. 10, pp. 87–100, Feb. 2014, DOI:10.1016/j.scs.2013.05.007.
- [15] T. Zhang, Y. Tan, H. Yang, and X. Zhang, "The application of air layers in building envelopes: A review," *Appl. Energy*, vol. 165, pp. 707–734, Mar. 2016, DOI:10.1016/j.apenergy.2015.12.108.
- [16] K. Januševičius, G. Streckiene, J. Bielskus, and V. Martinaitis, "Validation of Unglazed Transpired Solar Collector Assisted Air Source Heat Pump Simulation Model," 2016, DOI:10.1016/j.egypro.2016.09.039.
- [17] C. Brown, E. Perisoglou, R. Hall, and V. Stevenson, "Transpired Solar

- Collector Installations in Wales and England,” *Energy Procedia*, vol. 48, pp. 18–27, 2014, DOI:10.1016/j.egypro.2014.02.004.
- [18] X. Wang, B. Lei, H. Bi, and T. Yu, “A simplified method for evaluating thermal performance of unglazed transpired solar collectors under steady state,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 117, pp. 185–192, May 2017, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2017.01.053.
- [19] W. Zheng, B. Li, H. Zhang, S. You, Y. Li, and T. Ye, “Thermal characteristics of a glazed transpired solar collector with perforating corrugated plate in cold regions,” *Energy*, vol. 109, pp. 781–790, Aug. 2016, DOI:10.1016/j.energy.2016.05.064.
- [20] B. Nábilek, E. Kiran, F. Türksoy, and A. Yazar, “Performance of an unglazed textile-plastic solar absorber,” *Renew. Energy*, vol. 16, no. 1–4, pp. 635–638, Jan. 1999, DOI:10.1016/S0960-1481(98)00241-9.
- [21] P. K. Bansal and S. C. Kaushik, “Diurnal response of solar air heaters,” *Appl. Energy*, vol. 9, no. 2, pp. 107–120, Oct. 1981, DOI:10.1016/0306-2619(81)90047-7.
- [22] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, G. Orsi, J. H. Ferziger, A. W. Date, and J. D. Anderson, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics - The Finite Volume Method*. 1995.
- [23] J. F. Wendt et al., *Computational fluid dynamics: An introduction*. 2009.
- [24] C. Teodosiu, *Modelarea si simularea sistemelor in domeniul instalatiilor pentru constructii*. Matrix Rom, 2007.
- [25] V. D. Liseikin, *Grid Generation Methods*. 2009.
- [26] “ANSYS FLUENT 12.0 Theory Guide - 4.5.1 Standard - Model.” <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node66.htm> (accessed Sep. 13, 2021).
- [27] “Which Turbulence Model Should I Choose for My CFD Application? | COMSOL Blog.” <https://www.comsol.com/blogs/which-turbulence-model-should-choose-cfd-application> (accessed Sep. 13, 2021).
- [28] P. Charvát, L. Klimeš, O. Pech, and J. Hejčík, “Solar air collector with the solar absorber plate containing a PCM – Environmental chamber experiments and computer simulations,” *Renew. Energy*, 2019, DOI:10.1016/j.renene.2019.05.049.
- [29] T. Zhang, Y. Tan, X. Zhang, and Z. Li, “A glazed transpired solar wall system for improving indoor environment of rural buildings in northeast China,” *Build. Environ.*, vol. 98, pp. 158–179, Mar. 2016, DOI:10.1016/j.buildenv.2016.01.011.
- [30] G. W. E. Van Decker, K. G. T. Hollands, and A. P. Brunger, “Heat-exchange relations for unglazed transpired solar collectors with circular holes on a square or triangular pitch,” *Sol. Energy*, vol. 71, no. 1, pp. 33–45, 2001, DOI:10.1016/S0038-092X(01)00014-7.
- [31] European Commission, “Communication from the Commission to the European Parliament and the Council: The Paris Protocol – A blueprint for tackling global climate change beyond 2020,” *J. Chem. Inf. Model.*, 2015.
- [32] *Transition to sustainable buildings: Strategies and opportunities to 2050*. 2013.
- [33] X. Li, C. Li, and B. Li, “Net heat gain assessment on a glazed transpired solar air collector with slit-like perforations,” *Appl. Therm. Eng.*, 2016, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2015.12.069.