

## **UNIVERSITATEA TEHNICĂ DE CONSTRUCȚII BUCUREȘTI**

Facultatea de Inginerie a Instalațiilor

Departamentul de Sisteme Termo - Hidraulice și Protecția Atmosferei

### **RAPORT DE CERCETARE 2**

STUDIU EXPERIMENTAL PRIVIND FENOMENE DE  
CONDENSARE SUPERFICIALĂ ÎN AUTOVEHICULE ȘI  
ÎMBUNĂTĂȚIRE EFICIENȚĂ SISTEME DE DEZABURIRE  
AUTOVEHICULE

Coordonator științific

**Conf. univ. dr. ing. Cătălin TEODOSIU**

Doctoranda

**Alexandra ANGELESCU (căs. ENE)**

**BUCUREȘTI**

**2022**

## Cuprins

|                                                   |                                     |
|---------------------------------------------------|-------------------------------------|
| Lista figuri .....                                | 3                                   |
| 1. Introducere .....                              | 4                                   |
| 2. Descriere stand experimental.....              | 7                                   |
| 2.1. Camera climatică.....                        | 7                                   |
| 2.2. Instrumentalul de măsurare .....             | <b>Error! Bookmark not defined.</b> |
| 3. Descriere model experimental.....              | 13                                  |
| 3.1. Descriere amplasare senzori.....             | <b>Error! Bookmark not defined.</b> |
| 3.2. Rezultate experimentale .....                | 14                                  |
| 4. Model numeric.....                             | 16                                  |
| 4.1. Modelul 3D.....                              | 16                                  |
| 4.2. Discretizarea domeniului de calcul .....     | 16                                  |
| 4.3. Modele numerice .....                        | 17                                  |
| 4.4. Solvele pentru determinarea curgerilor ..... | 19                                  |
| 4.5. Modele de radiație .....                     | 23                                  |
| 4.6. Introducere umiditate .....                  | 25                                  |
| 4.7. Condiții la limită.....                      | 25                                  |
| 5. Descriere simulări efectuate .....             | 27                                  |
| 6. Rezultate.....                                 | 30                                  |
| a. Cazul 1 .....                                  | 30                                  |
| b. Cazul 2 .....                                  | 39                                  |
| c. Cazul 3 .....                                  | 47                                  |
| 7. Concluzii .....                                | 57                                  |
| Bibliografie.....                                 | 59                                  |

## Lista figuri

|                                                                                                                       |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Fig. 1 – schema determinare suprafate de dezaburire pentru functionarea optima a sistemului HVAC in autovehicule..... | 6  |
| Fig. 2 – Sistemul de verificare si monitorizare al camerei climatice .....                                            | 7  |
| Fig. 3 – Caracteristici pentru termocuplul tip K de la Almemo.....                                                    | 8  |
| Fig. 4 – Conectarea termocuplelor Almemo .....                                                                        | 8  |
| Fig. 5 – Almemo Data Logger 710.....                                                                                  | 9  |
| Fig. 6 – Calibrarea termocuplurilor si caracteristicile tehnice ale baii termostatare .....                           | 9  |
| Fig. 7 – dimensiuni habitacul autovehicul analizat .....                                                              | 10 |
| Fig. 8 – Diferite stadii ale constructiei standului experimental.....                                                 | 11 |
| Fig. 9 – Echipamentul Air Conditioning Laboratory Unit utilizat pentru conectarea cabinei la sistemul HVAC.....       | 12 |
| Fig. 10 – modelul 3D realizat utilizand SolidWorks.....                                                               | 16 |
| Fig. 11 – Reteaua de discretizare obtinuta in urma modificarii celulelor in poliedre .....                            | 17 |
| Fig. 12 – Algoritmul baza pe densitate [21] .....                                                                     | 20 |
| Fig. 13 – Algoritmii bazati pe presiune segregated / coupled [21] .....                                               | 21 |
| Fig. 14 – Schema functionare QUICK .....                                                                              | 22 |
| Fig. 15 – Dimensiunile grilelor de dezaburire autovehicul.....                                                        | 26 |
| Fig. 16 – Schema punctele de determinare interioare .....                                                             | 27 |
| Fig. 17 - Valorile vitezelor pentru cazul 1.....                                                                      | 30 |
| Fig. 18 – Valorile temperaturilor pentru cazul 1 .....                                                                | 31 |
| Fig. 19 – Valorile continutului de umiditate pentru cazul 1.....                                                      | 31 |
| Fig. 20 – Gradientul de viteze in habitacul autovehiculului cazul 1 .....                                             | 34 |
| Fig. 21 – Gradientul de temperatura in planurile habitacului interior cazul 1 .....                                   | 36 |
| Fig. 22 – Conturul cantitatii de umiditate caz 1 .....                                                                | 38 |
| Fig. 23 – Valorile vitezelor pentru cele cinci puncte analizate, cazul 2.....                                         | 39 |
| Fig. 24 – Valorile temperaturilor celor cinci puncta analizate, cazul 2.....                                          | 40 |
| Fig. 25 – Valorile titlul vaporilor pentru cele cinci puncte analizate, cazul 2 .....                                 | 41 |
| Fig. 26 – Contururile de viteza pentru cazul 2 .....                                                                  | 42 |
| Fig. 27 – Contururile de temperatura pentru cazul 2 .....                                                             | 45 |
| Fig. 28 – Conturul cantitatii de vaporii de apa cazul 2 .....                                                         | 47 |
| Fig. 29 – Variatia vitezei in punctele analizate, cazul 3.....                                                        | 48 |
| Fig. 30 – Variatia temperaturii in punctele analizate, cazul 3 .....                                                  | 48 |
| Fig. 31 – Variatia cantitatii de umiditate in punctele analizate, cazul 3 .....                                       | 49 |
| Fig. 32 – Distributia de viteze pentru cazul 3.....                                                                   | 51 |
| Fig. 33 – Conturul de temperatura cazul 3 .....                                                                       | 53 |
| Fig. 34 – Conturul continutului de vaporii de apa cazul 3 .....                                                       | 55 |

## 1. Introducere

Fenomenele de condensare și vaporizare ce au loc la nivelul suprafețelor vitrate ale autovehiculelor au fost îndelung studiate și evaluate încă de la primele modele de autoturisme puse în vânzare. Pe de o parte, aceste fenomene influențează condițiile de confort interior pe parcursul utilizării acestora, dar și securitatea pasagerilor în timpul călătoriei. De asemenea, odată cu dezvoltarea mobilității urbane tot mai multe persoane au ales să utilizeze ca și mijloc de transport principal autovehiculul personal, conducând astfel la creșterea din ce în ce mai mare a timpului petrecut în autoturism. Astfel, peste 30% din consumul final de energie la nivel european se datorează transportului și prezentând, de asemenea, o perspectivă de extindere continuă [1]. Mai mult decât atât, dezvoltarea constantă a tehnologiei sistemelor HVAC a rezultat în scăderea consumurilor de energie datorate acestuia, cât și a creșterii gradului de confort interior al ocupanților.

Evoluția și tranziția către autovehicule funcționând integral cu ajutorul energiei electrice a câștigat teren important în fata autoturismelor clasice, de pe o parte datorită diversificării tipurilor de energie și dezvoltării materialelor care să permită acestei tehnologii să fie implementată la scara largă, dar și, pe de altă parte datorită posibilității pe care o prezintă pentru a face față gradului de poluare a mediului care se află într-o continuă creștere [2]. Această nouă abordare a industriei automobilelor dirijează spre o mai bună evaluare a consumurilor de energie pentru încadrarea în condițiile de confort ale ocupanților, dar și pentru siguranța acestora. Autovehiculele utilizând integral energie electrică beneficiază de o autonomie mai scăzută funcție de tipul de baterii utilizate.

Cu toate acestea, autonomia unui astfel de vehicul este puternic influențată de consumurile de energie aferente sistemelor secundare. Spre deosebire de autoturismele clasice, autovehiculele electrice nu dețin suficientă energie pentru a menține condițiile de confort interioare fără să influențeze autonomia acestuia. Astfel, în condițiile unui climat rece, utilizarea sistemului HVAC poate rezulta în scăderea autonomiei autovehiculului cu până la 50% [3]. Trebuie evidențiat faptul că autovehiculele utilizând carburant fosil prezintă o valoare de aproximativ 5 kW căldură reziduală, în timp ce vehiculele electrice dispun de doar 2 kW, ceea ce este insuficient pentru menținerea gradului de confort interior [4]. De aceea, propunerea utilizării rezistentelor electrice pentru stoparea fenomenului de condensare superficială presupune o putere instalată de 200 – 300 W [5]. Prin urmare, deși este o metodă foarte eficientă, acesta prezintă un cost energetic ridicat [5].

Prin urmare scăderea consumului de energie din surse auxiliare în ceea ce privește autoturismele electrice este primordială în funcționalitatea acestora. De aceea, obiectivul principal al lucrării își propune investigarea fenomenului de condensare superficială pe suprafața vitrată a vehiculelor, mai exact a momentului, a locului și a cantității de condens. Acest lucru poate ulterior conduce la propunerea de noi metode de îmbunătățire a sistemului existent prin utilizarea de sisteme hibride și impactul acestora asupra fenomenului de condensare.

Evaluarea condițiilor de confort interior în cazul cabinei autovehiculelor nu este un subiect la fel de ușor de abordat cum ar fi în cazul clădirilor. Acest lucru se datorează condițiilor exterioare și a modificărilor continue ale parametrilor exteriori. Astfel, datorită spațiului interior de dimensiuni mici, precum și neuniformitatea temperaturii aerului interior, suprafețelor vitrate relativ mari ce permit radiației termice directe să pătrundă în interiorul compartimentului și să modifice parametrii interiori [6]. Prin urmare, parametrii aerului interior produși datorita sistemului HVAC fluctuează foarte mult în comparație cu cei de la nivelul unei clădiri, parametri ce pot fi considerați cvasi-constanți în cazul clădirilor.

Metodele de testare a parametrilor aerului interior sunt și acestea în plină expansiune. Apariția metodelor de calcul tip CFD împreună cu dezvoltarea mașinilor de calcul performante au condus la reducerea timpilor pentru evaluarea mediului interior. Această alternativă la studiile experimentale este mai puțin consumatoare de timp [7] de o parte reducând timpul necesar construirii standului experimental, a calibrării echipamentelor și a stabilizării parametrilor interiori. Pe de altă parte, metodele CFD prezintă și avantajul scăderii costurilor financiare datorate efectuării standului experimental, ușurând cu mult munca de cercetare. Acest aspect prezintă o scădere semnificativă a timpului de lucru pentru obținerea unor noi cazuri de analiză.

Un grad de confort ridicat al ocupanților autovehiculelor nu ajută doar la reducerea stresului pe durata utilizării acestuia, ci contribuie și la evitarea fenomenului de condensare a vaporilor de apă la nivelul suprafețelor vitrate [8], fenomen ce poate pune în pericol siguranța pasagerilor prin scăderea ariei vizuale [9]. Studiile au arătat faptul că șoferii neexperimentați sunt predispuși la a efectua manevre cu întârziere atunci când sunt expuși la o vizibilitate scăzută [10]. Același efect a fost demonstrat și în cazul șoferilor supuși la un grad de umiditate relativă scăzută [11].

În ceea ce privește condițiile de confort interior pentru pasagerii autovehiculelor, standardul ISO 14505/2021 [12] exemplifică metodele și echipamentele pentru evaluarea mediului din interiorul cabinei. Pentru evaluarea sistemelor de dezaburire și degivrare, comisia europeană introduce Comission Regulation (EU) 672/2010 [13] prin care se standardizează condițiile de testare a sistemelor de dezaburire și degivrare a sistemelor HVAC din cadrul autovehiculelor astfel încât toate automobilele să îndeplinească standardele minime de confort și siguranță în exploatare. Conform acestuia, aria A a parbrizului determinată funcție de tipul și caracteristicile geometrice ale acesteia trebuie să fie dezaburită în proporție de 90% pe parcursul a 10 minute, în timp ce aria B trebuie să fie vizibilă în proporție de 80% în 10 minute de funcționare a sistemului de dezaburire [13]. O schema orientativă a celor două suprafețe A și B menționate anterior se poate observa în Fig. 1.

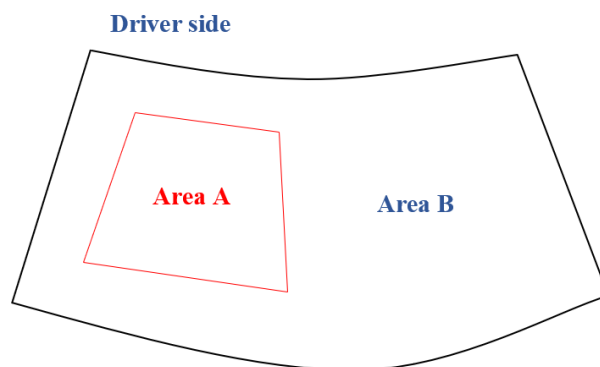


Fig. 1 – Schemă determinare suprafețe de dezaburire demonstrând funcționarea optimă a sistemului HVAC în autovehicule

Apariția condensului superficial poate avea loc atât la interiorul cât și la exteriorul autovehiculelor și se dezvoltă atunci când suprafața vitrată prezintă o temperatură mai scăzută decât temperatura punctului de rouă. Dacă apariția fenomenului de condensare are loc pe suprafața exterioară, aceasta se poate rezolva foarte facil prin utilizarea ștergătoarelor [14]. Cu toate acestea, fenomenul de condensare pe suprafața interioară nu este la fel de ușor de abordat. Apariția condensului în interiorul autovehiculelor are loc cu preponderență în perioadele reci ale anului sau în cazul precipitațiilor, iar metodele generale pentru a evita sau stopa apariția acestuia sunt utilizarea grilelor de dezaburire, creșterea vitezei ventilatorului, precum și creșterea temperaturii de introducere aer interior [15]. De asemenea, pornirea sistemului de aer condiționat este o metodă foarte bună de a reduce conținutul de umiditate a aerului introdus limitând astfel apariția condensului pe suprafețele vitrate interioare.

## 2. Descriere generala stand experimental

### 2.1. Camera climatică

Determinările experimentale s-au realizat în celula climatică din cadrul UTCB din Laboratorul de Instalații aferent Facultății de Inginerie a Instalațiilor. Standul experimental a fost realizat în colaborare cu dr. ing. Paul Dancă și drd. Amaury Jamin. Standul experimental a constat în realizarea habitaculului unui autovehicul tip Renault Megane din 2003. Cabina autovehiculului a fost realizată la scara 1:1 și amplasată în interiorul camerei climatice. Aceasta din urmă prezintă următoarele dimensiuni 3.6 m x 3.6 m x 2.5 m. Este dotată cu un sistem de climatizare prin radiație prin pereți pentru a realiza o temperatură uniformă a acestora, precum și pentru a monitoriza constant valorile temperaturilor de introducere agent termic. Mai mult decât atât, camera climatică prezintă și un sistem de ventilare performant ce permite utilizarea unor strategii de ventilare diferite. Pentru cazul analizat, utilizarea sistemului de ventilare nu a fost necesară. Modificarea și evaluarea temperaturilor pereților s-a realizat cu ajutorul unor vane cu trei căi și a sistemului tip BMS amplasate în exteriorul acesteia (Fig. 2).

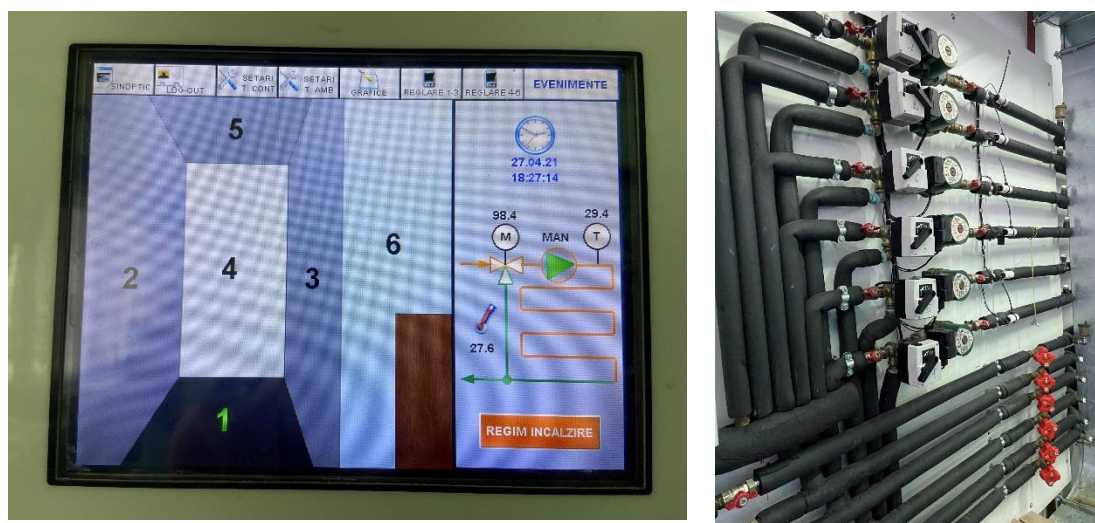


Fig. 2 – Sistemul de verificare și monitorizare al camerei climatice

### 2.2. Metrologie utilizată

Monitorizarea temperaturilor la nivelul suprafețelor pereților interiori ai camerei climatice, precum și la interiorul autovehiculului a fost realizată cu ajutorul termocuplurilor Almemo tip K - NiCr-Ni T 190 – 2.



**NiCr-Ni thermowire T 190-2**

Accuracy: NiCr-Ni class 2\*  
 Insulation: PVC (wires and sheath)  
 Operating temp.: -10°C to +105°C  
 Wire diameter: 0.5 mm  
 External diameter: approx. 2.2 x 3.4 mm

NiCr-Ni thermowire per meter with PVC insulation Order no. LT01902  
 NiCr-Ni thermowire sensor, welded tip, with ALMEMO® connector 1.5 m long Order no. FTA3902  
 ALMEMO® connector 5 m long Order no. FTA3902L05

Fig. 3 – Caracteristici pentru termocuplul tip K de la Almemo

Termocuplul este un senzor ce poate determina temperatura în mod rapid și precis la un cost redus. Acesta este format dintr-un cablu conținând două materiale diferite, în acest caz Nichel și Crom la capătul cărui cele două materiale se lipesc. Acesta măsoară temperatura pe baza diferențelor de tensiune generate de către cele două tipuri de materiale. Astfel, un material generează o tensiune diferită față de celălalt material pentru aceeași temperatură. Ideea care stă la baza acestui senzor este că odată cu modificarea temperaturii apare și o modificare la nivelul tensiunii.

Senzorii astfel realizați au fost legați la conectori de tip Almemo D6 FHAD46 (Fig. 4), acești conectori fiind, de fapt traductori de temperatură.



Fig. 4 – Conectarea senzorilor Almemo

Calibrarea acestora s-a realizat prin conectarea senzorilor la un echipament de tip Almemo Data Logger 710 (Fig. 5).





Fig. 5 – Almemo Data Logger 710

Calibrarea termocupurilor a fost realizată prin imersarea acestora în grup de câte zece în baia termostată de tip Lauda ECO RE 1225 (Fig. 6). Calibrarea a fost realizată pentru plaja de temperaturi de la 0 °C la 100 °C. S-a setat temperatura băii termostate din 10 în 10 °C pentru plaja de valori între 40 °C - 100 °C. Pentru plajele de valori apropiate de cele ce pot fi întâlnite în interiorul autovehiculului a fost utilizată calibrarea termocupurilor cu un ecart de 5 °C în baia termostată.



|                                                                                    |                                    |                                                                                      |                                    |
|------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------|
|  | Working temperature min.<br>-25 °C |  | Working temperature max.<br>200 °C |
| <b>Technical Attributes</b>                                                        |                                    | <b>ECO RE 1225 G</b>                                                                 |                                    |
| Working temperature min.                                                           |                                    | -25 °C                                                                               |                                    |
| Working temperature max.                                                           |                                    | 200 °C                                                                               |                                    |
| Ambient temperature min.                                                           |                                    | 5 °C                                                                                 |                                    |
| Ambient temperature max.                                                           |                                    | 40 °C                                                                                |                                    |
| Temperature stability                                                              |                                    | 0.02 ±K                                                                              |                                    |
| Application                                                                        |                                    | external   External and inside the bath   Inside the bath                            |                                    |
| Heater power                                                                       |                                    | 2.60 kW                                                                              |                                    |
| Cooling output at 20°C measured with ethanol                                       |                                    | 0.3 kW                                                                               |                                    |
| Cooling output at 0°C measured with ethanol                                        |                                    | 0.24 kW                                                                              |                                    |
| Cooling output at -20°C measured with ethanol                                      |                                    | 0.09 kW                                                                              |                                    |
| Power consumption                                                                  |                                    | 2.9 kW                                                                               |                                    |
| Interface(s)                                                                       |                                    | Mini-USB                                                                             |                                    |
| Bath volume min.                                                                   |                                    | 9.3 L                                                                                |                                    |
| Bath volume max.                                                                   |                                    | 12 L                                                                                 |                                    |
| Bath opening width                                                                 |                                    | 200 mm                                                                               |                                    |

Fig. 6 – Calibrarea termocupurilor si caracteristicile tehnice ale băii temostatate

Structura habitacului autovehiculului a fost realizată exclusiv din lemn. Cabina a fost așezată la un nivel asemănător cu cel al autovehiculul real prin amplasarea acesteia pe piciorușe din metal. Pentru învelișul exterior au fost utilizate plăci de polycarbonat, acest lucru având rolul de a permite realizarea de măsurări tip PIV în interiorul habitacului.

Pentru realizarea acestei etape s-a efectuat o geometrie 3D a autovehiculul în care s-au determinat dimensiunile plăcilor exterioare care au fost ulterior tăiate în conformitate cu cerințele reale ale cabinei.

Dimensiunile cabinei reale interioare a autovehiculului au fost determinate experimental iar ulterior, pe baza acestora a fost începută construcția standului experimental. În figura de mai jos (Fig. 7) se pot observa dimensiunile ansamblului experimental.

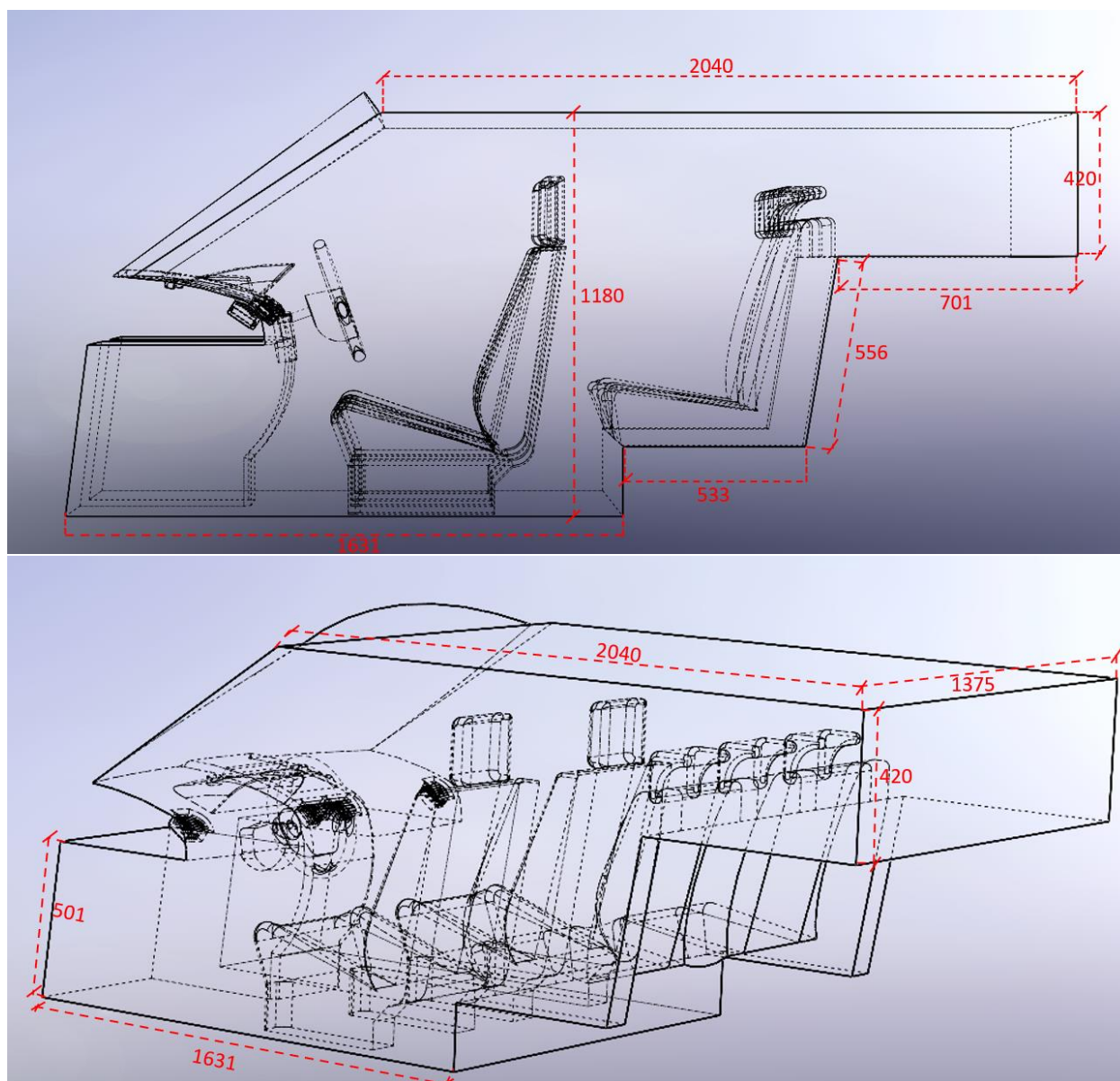


Fig. 7 – Dimensiunile habitacul autovehicul analizat

În ceea ce privește sistemul de ventilare, bordul real al acestui tip de autoturism împreună cu toate componentele acestuia au fost introduse în interiorul standului experimental construit. Această decizie a avut rolul de a simula cât mai real cu putință geometria reală a autoturismului. De asemenea, scaunele pasagerilor au fost amplasate în interiorul cabinei asemănător amplasării reale. Mai mult decât atât, s-a utilizat parbrizul real al autoturismului pentru a putea evidenția cât mai corect fenomenele care au loc la nivelul acestuia.





Fig. 8 – Diferite stadii ale construcției standului experimental

În ceea ce privește sistemul de ventilare și climatizare, plenumul real al autoturismului, împreună cu bordul autovehiculului și grilele aferente au fost legate la echipamentul Air Conditioning Laboratory Unit de la P.A. Hilton având o putere de 6.7 kW. Conexiunea cu echipamentul așezat în exteriorul camerei climatice a fost realizată prin intermediul tubulaturii de ventilare așa cum se poate observa în Fig. 9.



Fig. 9 – Echipamentul Air Conditioning Laboratory Unit P.A. Hilton utilizat pentru conectarea cabinei la sistemul HVAC

### 3. Descriere model experimental

#### 3.1. Condiții la limită în camera climatică

După finalizarea construcției standului experimental, a fost începută campania experimentală prin determinarea temperaturilor la nivelul tuturor pereților camerei climatice. Pentru aceasta a fost pornit sistemul de încălzire prin radiație a pereților interiori. La nivelul fiecărui perete al încăperii a fost amplasat un termocuplu care să monitorizeze variațiile de temperatură de la nivelul acestora.

În Fig. 10 se poate observa amplasarea celor 6 termocupluri la nivelul camerei climatice și anume, un termocuplu a fost poziționat la mijlocul podelei W1, altul W2 în mijlocul peretelui 2 la 1.25 m față de pardoseală și 1.8 m față de peretele adiacent, W3 și W4 au fost așezate similar W2 pe pereții 3, respectiv 4. Un alt termocuplu a fost așezat la nivelul tavanului, iar pentru pereții care conține ușa de intrare, s-a amplasat un termocuplu la nivelul ușii W7, precum un altul la nivelul peretelui la 0.1 m de ușa W6.

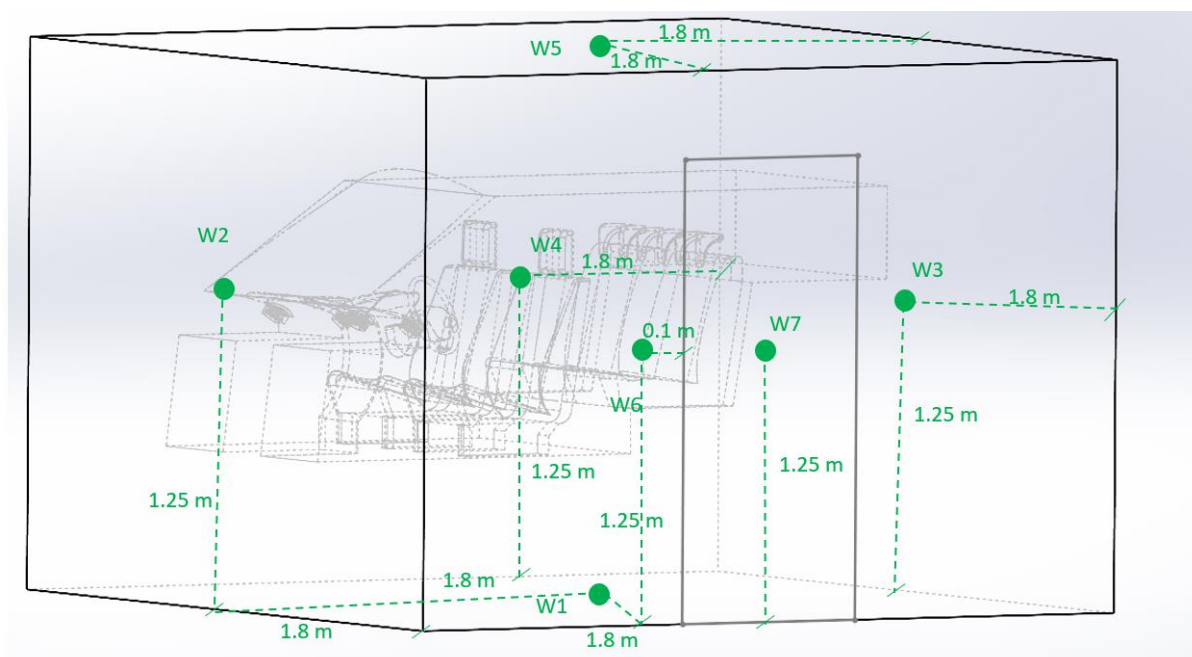


Fig. 10 – Descriere amplasare senzori de temperatura în interiorul camerei climatice

#### 3.2. Condiții la limită în habitacul autovehiculului

În interiorul habitacului construit au fost amplasați de asemenea senzori de temperatură care să monitorizeze variațiile interioare. S-a ales amplasarea a două termocupuri la interior T2 în zona din față a autoturismului, respectiv T3 în zona din spate (Fig. 11). La exteriorul autoturismului, respectiv în camera climatică, au fost amplasați alți doi senzori de temperatură, T1 în zona parbrizului, respectiv T4 pe tavanul autoturismului, partea din fata, T5 tavan autoturism partea din spate.



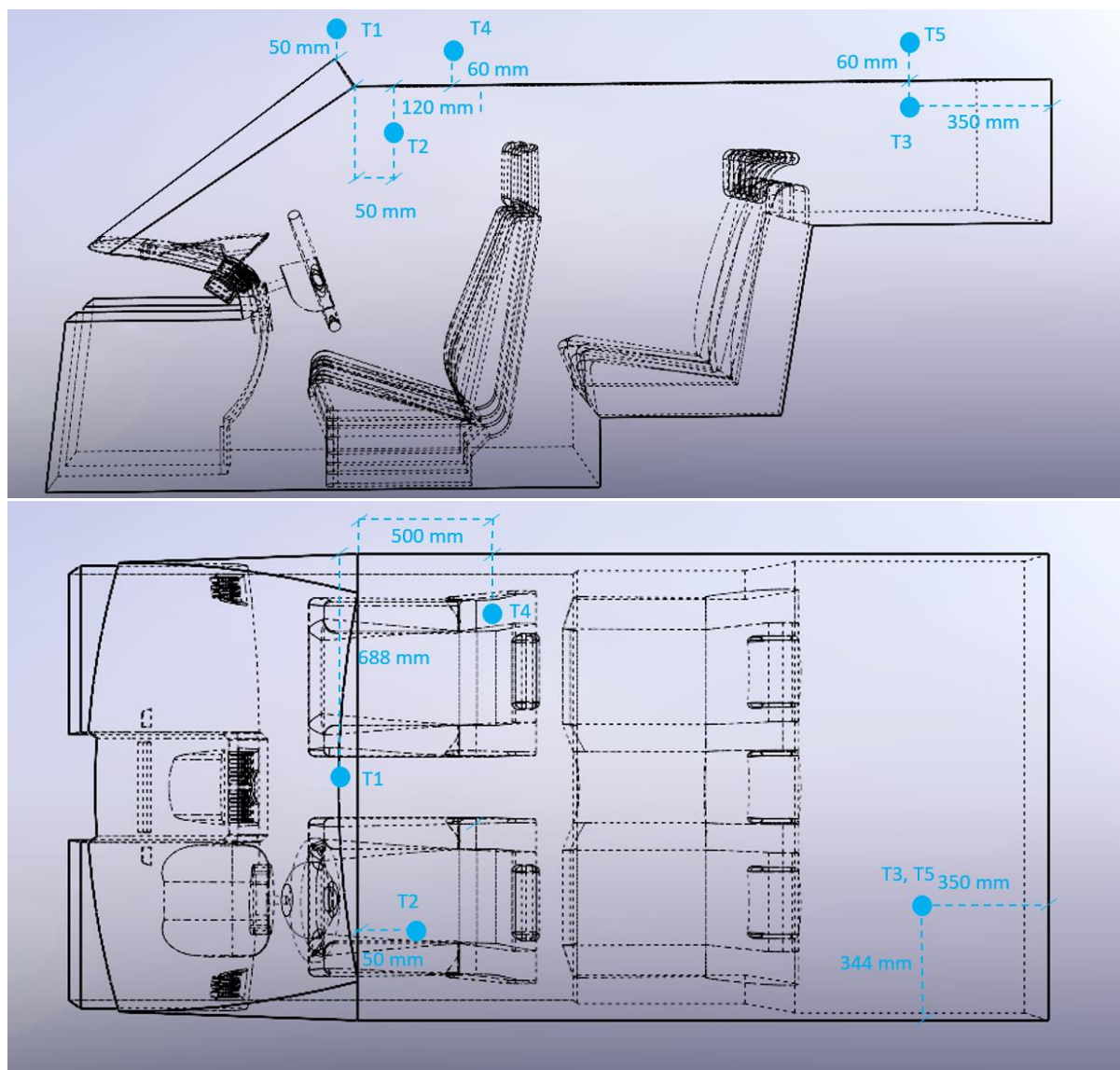


Fig. 11 – Descriere amplasare senzori de măsurare temperatură în interiorul habitaculului

### 3.3. Rezultate experimentale

Senzorii au înregistrat temperatura pe durata unei zile între aproximativ 10h00 – 21h00. Este important de menționat ca manechinul a fost pornit pe durata determinărilor. Măsurările au fost efectuate din 5 s în 5 s după aproximativ o oră de la pornirea sistemului de încălzire. Datele au fost ulterior descărcate prin intermediul programului Almemo Control Live.



Tabel 1 – Valorile temperaturilor la nivelul pereților camerei climatice

| Termocuplu          | W1   | W2   | W3   | W4   | W5   | W6   | W7   |
|---------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| Temperatură<br>(°C) | 19.8 | 21.3 | 21.2 | 20.9 | 21.9 | 21.2 | 20.6 |

Datele din Tabel 1 au fost extrase pentru perioada menționată și reprezintă valoarea mediată pe durata unei zile. Se poate observa faptul că la partea de jos a pardoselii este o temperatură ușor mai scăzută datorită fenomenului de stratificare termică, în timp ce la partea superioară temperatura este ușor mai ridicată. La nivelul ușii temperatura este un pic mai mică datorită cel mai probabil a infiltrațiilor de aer. Cu toate acestea se poate observa o variație mică a temperaturilor la nivelul camerei climatice.

Tabel 2 - Valorile temperaturilor monitorizate la nivelul autovehiculului din camera climatică

| Termocuplu          | T1   | T2   | T3   | T4   | T5   |
|---------------------|------|------|------|------|------|
| Temperatură<br>(°C) | 21.7 | 21.8 | 21.1 | 21.1 | 20.7 |

## 4. Model numeric

### 4.1. Modelul 3D

Caracteristicile geometrice ale standului experimental au fost atent analizate astfel încât modelul geometric utilizat în cadrul simulărilor numerice să fie cât mai aproape de varianta reală aflată în laborator. Dezvoltarea modelului geometric a fost realizată cu ajutorul Universității Tehnice din Cluj – Napoca, mai exact prin intermediul domnului Profesor Florin Bode și al studentului Titus Joldos.

Construcția modelului s-a realizat utilizând programul SolidWorks și conține toate caracteristicile geometrice ale modelului real, inclusiv un manechin termic. Mai departe, modelul a fost importat în Ansys Design Modeler cu scopul de a-l pregăti pentru următoarele etape.

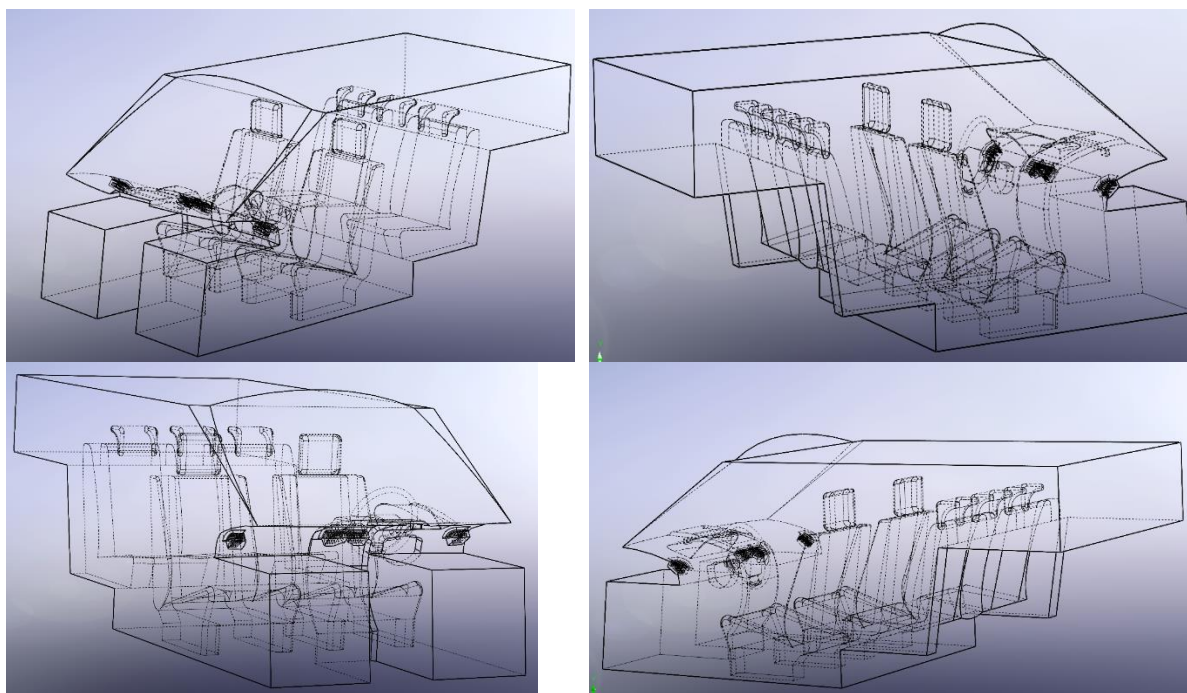


Fig. 12 – Modelul 3D realizat utilizând SolidWorks

### 4.2. Discretizarea domeniului de calcul

Odată importat modelul geometric în Ansys următoarea etapă a constat în realizarea discretizării modelului de calcul. Acest lucru a fost realizat în colaborare cu domnul Profesor Florin Bode de la Universitatea Tehnica din Cluj – Napoca.

Discretizarea domeniului de calcul s-a realizat în două etape. Prima etapă a constat în realizarea discretizării utilizând o rețea de discretizare nestructurată în care elementele sunt de tip tetraedru. Au fost rulate multiple simulări pentru a verifica că gradul de discretizare este suficient pentru a surprinde fenomenele din interiorul

habitaclului autovehiculului fără să crească inutil timpul de calcul. Au fost studiate diferite tipuri de rețele de discretizare astfel încât să se obțină varianta care nu îngreunează semnificativ timpul de calcul, iar rezultatele sunt satisfăcătoare. A rezultat o rețea de discretizare de tip tetraedric cu un număr aproximativ de 17.3 milioane de celule. O calitate scăzută a rețelei de discretizare poate conduce la o soluție neadecvată și un timp de calcul ridicat.

Pentru a reduce timpul de calcul, s-a trecut la cea de-a doua etapă în care celulele de tip tetraedru au fost asamblate împreună astfel încât să rezulte celule tip poliedre reducând astfel numărul de celule la aprox. 8.58 milioane de celule (Fig. 13). Acest lucru a fost ulterior testat rulând multiple simulări pentru a asigura faptul că noua rețea de discretizare nu influențează substanțial rezultatele obținute. Această abordare ajută la reducerea semnificativă a timpilor de calcul, fără o influență semnificativă asupra rezultatelor.

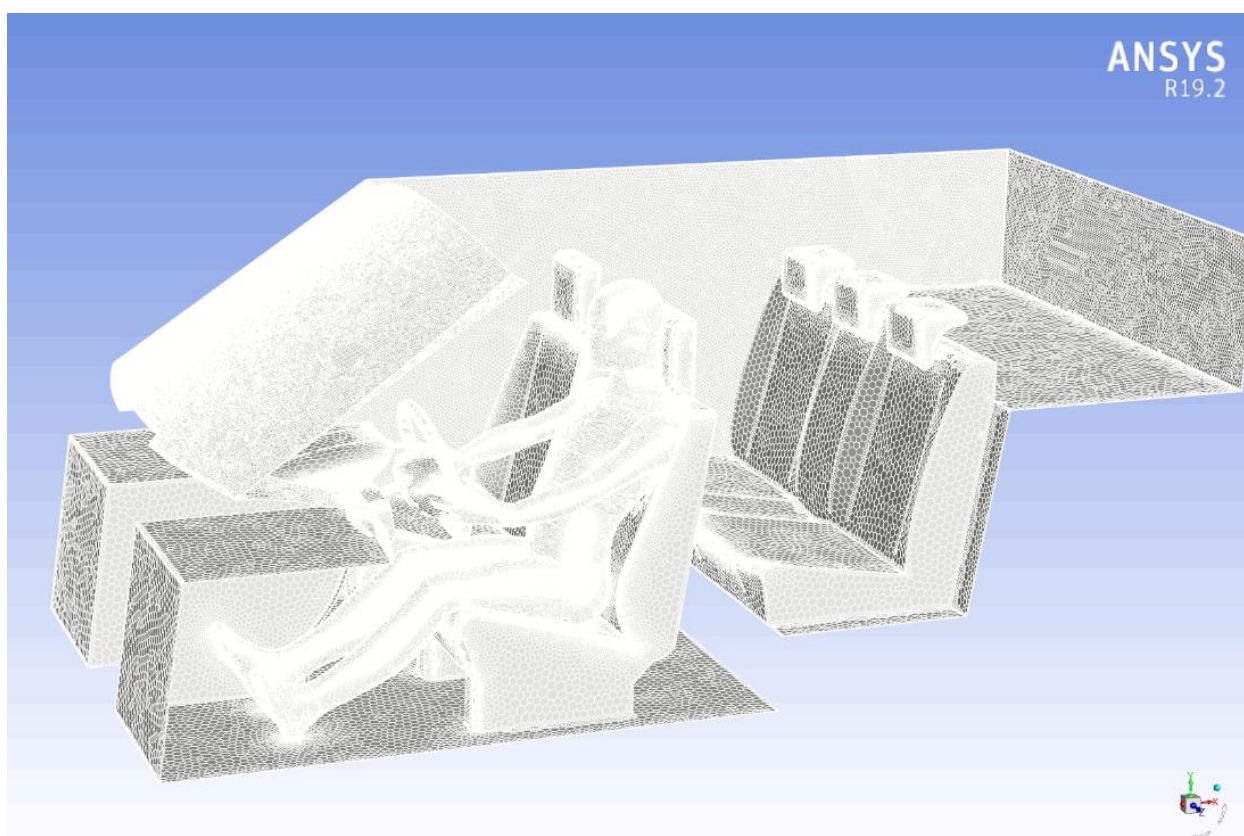


Fig. 13 – Rețeaua de discretizare obținută în urma modificării celulelor în poliedre

#### 4.3. Modele numerice

Modelele CFD s-au dezvoltat cu rolul de a asista progresele realizate experimental, pentru a realiza studii exclusiv numerice, cât și pentru a dezvolta o unealtă care să realizeze studii și să producă rezultate într-o manieră mai sigură și

mai rapidă [16]. Utilizarea acestora s-a dezvoltat foarte mult în ultimii ani odată cu evoluția în industria computerelor.

Curgerile de fluid din interiorul clădirilor sunt considerate ca fiind turbulente, ca și în cazul celor din interiorul autovehiculelor. Pentru cazul analizat a fost necesară alegerea unui model de turbulență care să ia în considerare curgerile turbulente de fluid din interiorul autoturismului de pe o parte, dar și fenomenele ce au loc împreună cu acesta, cum ar fi transferul de energie, de masă sau de schimbare de fază. Astfel, modelul de turbulență ales trebuie să ia în considerare toate fenomenele implicate în procesul studiat, precum și să păstreze o simplitate și un timp de calcul redus.

Metodele de rezolvare a ecuațiilor Navier – Stokes se clasifică în trei mari categorii, și anume: modelele RANS (Reynolds Average Navier – Stokes equations), modelele LES (Large Eddy Simulations) și DNS (Direct Numerical Simulations). În anii '70 s-a dovedit că modelele DNS nu sunt practice pentru problemele regăsite în inginerie estimând că vor rămâne așa pentru încă cel puțin 10 – 20 ani [17]. De asemenea, la începutul anilor '90, modelele LES începeau să poată fi utilizate pentru probleme implicând geometrii neevolute și fenomene simple [17]. Prin urmare modelele de turbulență RANS reprezentau o alternativă eficientă pentru rezolvarea problemelor menționate [17].

Deși datele preconizau o utilizare mai intensă a modelelor LES și DNS în următorii ani, studiile arată că la ora actuală modelele RANS reprezintă în continuare una dintre principalele pentru simulările de tip CFD în special domeniul aplicațiilor industriale [18, 19]. Deși ultimele decenii au venit cu o creștere semnificativă a resurselor computerizate, prin urmare a puterii de calcul a mașinilor, tehnicile tip DNS sau LES rămân în continuare nepractice pentru procesele ingineresti [18, 20].

Comparând modelele LES și DNS cu modelele RANS, cele din urmă nu sunt la fel de precise. Cu toate acestea, modelele RANS prezintă o răspândire la o scară mult mai largă în comparație cu modelele mai evolute LES și DNS datorită multiplelor avantaje pe care le dețin. Astfel, modelele RANS permit obținerea unor rezultate relativ precise și rapide cu un necesar al puterii de calcul relativ redus [18, 21, 22].

Modelele RANS se bazează pe o formă mediată în timp pentru mișcările fluidelor a ecuațiilor Navier – Stokes. Practic prin aplicarea descompunerii Reynolds, adică fiecare termen scalar este descompus într-un termen mediu și un termen fluctuant [19].

Mai departe modelele de turbulență RANS se pot clasifica funcție de numărul de ecuații pe care le introduc pentru a rezolva eforturile Reynolds. Cele mai cunoscute și utilizate dintre modelele RANS sunt modelele cu două ecuații suplimentare modelele  $k - \epsilon$  (Standard, RNG, Realizable),  $k - \omega$  (standard, SST), precum și modelul cu o singură ecuație suplimentară modelul Spalart-Allmaras. Fiecare dintre aceste modele prezintă avantajele și dezavantajele aferente. De exemplu, modelul  $k - \epsilon$  este foarte utilizat în domeniul curgerilor de fluide libere, modelul Spalart-Allmaras nefiind indicat în aceasta direcție de utilizare datorită erorilor pe care le poate produce [23].

Modelul de turbulență  $k - \epsilon$  se bazează pe introducerea a două ecuații de transport, una pentru determinarea energiei cinetice turbulente și una pentru determinarea disipării energiei cinetice turbulente [24]. Acest model a fost dezvoltat

pentru modele de curgere turbulentă în interiorul unei conducte și s-a observat încă de la începuturi faptul că modelul  $k - \epsilon$  prezenta deficiențe pentru modelarea curgerilor din apropierea pereților [24]. Cu toate acestea, s-a observat faptul că modelul  $k - \epsilon$  și derivatele acestuia prezintă rezultate foarte bune în zonele depărtate de perete și în zona vârtejurilor [25].

Pe de altă parte modelul  $k - \omega$  prezintă rezultate foarte bune în zona din apropierea pereților, prezentând dificultăți în determinarea curgerilor turbulente depărtate de perete [20]. Acest lucru are loc datorită sensibilității modelului la valorile curgerilor de fluid libere  $\omega_f$  specificate pentru  $\omega$  aflat în afara limitelor domeniului de calcul [25].

Modelul  $k - \omega$  SST (Shear Stress Transport) reușește să îmbine modificarea graduală a modelului  $k - \omega$  de la regiunile interioare ale staturilor limită unde acesta prezintă valori foarte apropiate de cele reale cu modelului  $k - \epsilon$  pentru numere Reynolds mai mari pentru regiunea depărtată de perete unde acesta prezintă valori mai bune. Practic, modelul utilizează o funcție de „mixare” care prezintă valoarea 1 în regiunea din apropierea limitelor de calcul, și valoarea 0 pentru regiunile turbulente [26].

Analiza modelelor turbulente pentru cazul unui vehicul refrigerant a arătat faptul că modelul  $k - \omega$  SST prezintă rezultatele cele mai apropiate de realitate în comparație cu modelele  $k - \epsilon$  standard,  $k - \epsilon$  Realizable,  $k - \epsilon$  RNG și  $k - \omega$  standard [27]. Studiul a arătat că pentru zonele din apropierea pereților sau zonele cu numere Reynolds scăzute, modelele de turbulență  $k - \epsilon$  standard,  $k - \epsilon$  Realizable și  $k - \epsilon$  RNG au condus la valori ale vitezelor mai mici, în timp ce modelul  $k - \omega$  standard a prezentat valori mai mari comparând cu valorile măsurate [27].

De asemenea, radiația are un rol important la nivelul transferului de căldură în încăperi. Cuplarea modelelor de convecție cu cele de radiație este foarte importantă deoarece poate influența semnificativ temperatura suprafețelor. Prin urmare, în cadrul modelului se vor lua în considerare și modelele de radiație. Studiile au arătat faptul că modelul  $k - \omega$  SST prezintă valori mai apropiate de cele reale în comparație cu modelul  $k - \epsilon$  RNG atunci când sunt activate modelele de convecție și radiație [28].

Luând în considerare raționamentele menționate în paragrafele de mai sus, modelul numeric ales pentru prezentul studiu a fost modelul  $k - \omega$  SST. Acest model se pretează foarte bine pentru fenomenele fizice ale prezentului studiu.

#### 4.4. Solverele pentru determinarea curgerilor

Ansys Fluent propune utilizarea unui solver bazat pe presiune sau a unui bazat pe densitate. Inițial solverul bazat pe presiune a fost dezvoltat pentru curgeri incompresibile la viteze mici, în timp ce cel bazat pe densitate a fost realizat pentru curgeri compresibile la viteze ridicate [26]. Ambele solveuri au fost adaptate în timp, iar utilizarea lor se poate realiza în zilele noastre la scară mai largă. Este important de menționat faptul că ambele solveuri propun determinarea vitezei din ecuațiile de moment.



Pentru solverul bazat pe densitate se calculează densitățile obținute pe baza ecuației de continuitate, în timp ce presiunile se determina pe baza ecuației de stare [26]. Acest algoritm rezolvă ecuațiile de continuitate, moment și atunci când este necesar și de energie și transport de masă simultan. Alte mărimi scalare se vor determina ulterior [26].

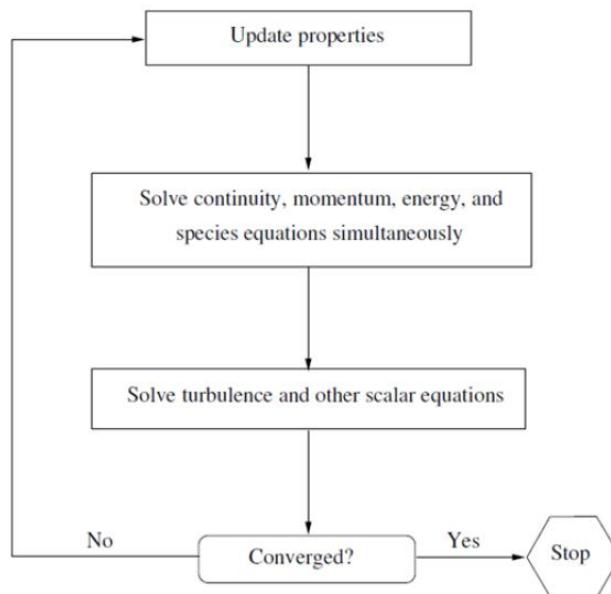


Fig. 14 – Algoritmul baza pe densitate [26]

Pe de altă parte, solverul bazat pe presiune se bazează pe determinarea câmpului de presiuni prin rezolvarea unei ecuații de presiune care se obține prin manipularea ecuațiilor de continuitate și de moment [26]. Această ecuație de presiune este derivată din ecuațiile de continuitate și de moment în așa fel încât câmpurile de viteză, corectate de presiune satisfac ecuația de continuitate.

Solverul bazat pe presiune prezintă la rândul său două posibilități, segregated sau coupled. Diferența dintre cele două este realizată de faptul că pentru varianta modelului segregated, solverul determină mai întâi secvențial vitezele pe direcțiile x, y, z, apoi impune corecția presiunii pe baza ecuației de continuitate, ulterior actualizând debitele, presiunile și vitezele și rezolvând ecuația de energie, de turbulență, de transfer de masă etc [26].

Algoritmul bazat pe presiune de tip coupled, aceasta rezolvă simultan ecuația de moment și determină presiunile pe baza ecuațiilor de continuitate, actualizează debitul de fluid și ulterior rezolvă ecuația de energie, de transport de masă, de turbulență și alte ecuații așa cum se poate vedea în Fig. 15.

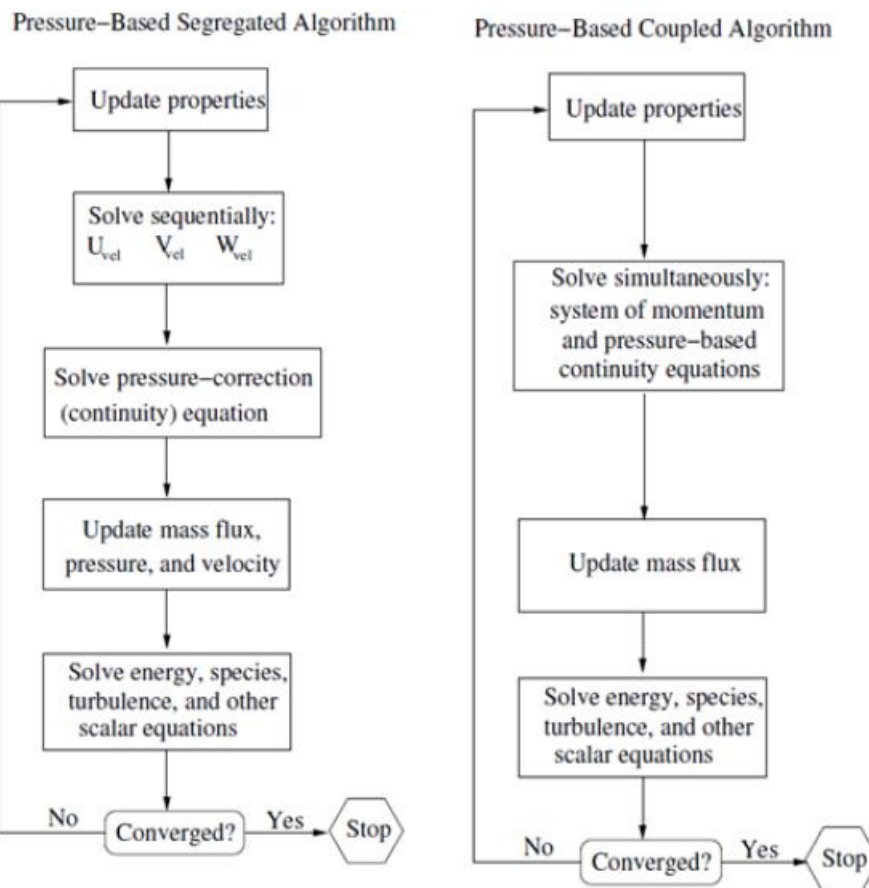


Fig. 15 – Algoritmelle bazate pe presiune segregated / coupled [26]

Având în vedere cele menționate, în cadrul actualei lucrări s-a decis utilizarea solverului bazat pe presiune de tip cuplat. S-a considerat ca fluidul interior fiind de tip incompresibil. Astfel, modelul solverului tip presiune este cel mai potrivit pentru această aplicație.

Programul Ansys Fluent propune cuplarea solverului presiune – viteza utilizând mai multe metode cum ar fi: metoda SIMPLE, SIMPLEC, PISO, Fractional Step Method (FSM) sau Coupled. Ansys User's Guide [29] propune utilizarea în general a algoritmilor SIMPLE sau SIMPLEC pentru calcule în regim static, în timp ce PISO este recomandat pentru determinările în regim dinamic. De asemenea, algoritmul cuplat presiune – viteza permite cuplarea totală presiune – viteză, astfel fiind numit algoritm cuplat presiune – viteză.

Algoritmul SIMPLE și SIMPLEC se utilizează în general pentru probleme de curgeri necomplicate, laminare, fără alte modele activate, probleme în care convergența este limitată de cuplarea presiune – viteză. Aceste algoritme putând atinge convergența mai rapid [29].

Algoritmul PISO se utilizează în general pentru probleme din regim dinamic care au pasul de timp mai mare, altfel, pentru un pas de timp scăzut se recomandă utilizarea algoritmilor SIMPLE, respectiv SIMPLEC. Pentru probleme în regim static, algoritmul PISO nu aduce avantaje notabile față de SIMPLE sau SIMPLEC [29].

Fractional Step Method (FSM) se poate utiliza doar în cazul în care a fost setată inițial schema NITA (Non-Iterative Time Advancement). Împreună algoritmul FSM necesită resurse de calcul mai scăzute în comparație cu PISO [29].

Alegerea algoritmului cuplat presiune – viteză se realizează atunci când este selectat algoritmul pe baza presiunii. Această abordare prezintă anumite avantaje cum ar fi un model mai robust și mai eficient [29]. Algoritmul cuplat rezolvă ecuațiile de moment și de continuitate împreună. Cuplarea implicit totală de realizează printr-o discretizare implicită a termenilor gradientului de presiune în ecuațiile momentului, precum și o discretizare implicită a fluxurilor de masă [26].

În ceea ce privește discretizarea spațială, Ansys Fluent pune la dispoziție mai multe posibilități pentru obținerea valorilor. Programul păstrează valorile scalarilor din centrul fiecărei celule de calcul c0 și c1. Cu toate acestea, pentru determinarea coeficienților de transfer de căldură convectivi sunt necesare valorile pe fața celulei la perete a rețelei de discretizare. Această valoare este obținută prin interpolarea valorilor în centrul celulelor printr-o schemă numită upwind. Programul Fluent oferă posibilitatea alegerii unor diferite scheme upwind, și anume: first – order upwind, second-order upwind sau QUICK.

Schema first – order upwind propune ca valoarea termenului pe fața celulei este egal cu valoarea acestuia în centrul celulei.

Schema second - order upwind propune determinarea valorii parametrului pe fața celulei se determina printr-o serie Taylor. Aceasta metodă este mai precisă, iar formula care stă la baza ei este următoarea:

$$\phi_{f,sou} = \phi + \nabla\phi \cdot \vec{r} \quad (1)$$

În care  $\phi$  și  $\nabla\phi$  reprezintă valorile la centrul celulelor și gradientul în amonte de celulă, iar  $r$  reprezintă vectorul de deplasare din amonte către centrul celulei. Gradientul  $\nabla\phi$  este limitat pentru a nu introduce noi minime sau maxime [26].

Schema QUICK se bazează pe o medie ponderată a schemei second – order upwind și o interpolare a valorilor centrale a variabilelor.

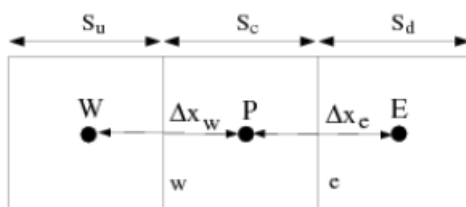


Fig. 16 – Schema funcționare QUICK

$$\phi_e = \left[ \frac{S_d}{S_c + S_d} \phi_P + \frac{S_c}{S_c + S_d} \phi_E \right] + (1 - \theta) \left[ \frac{S_u + 1S_c}{S_u + S_c} \phi_P - \frac{S_c}{S_u + S_c} \phi_W \right] \quad (2)$$

Soluția de calcul prin utilizarea algoritmului QUICK este mai precisă atunci când se utilizează rețele de discretizare structurate [26].

Prin urmare, pentru aplicația menționată s-a utilizat schema second – order upwind care este mai precisă pentru rețelele de discretizare nestructurate în comparație cu schema QUICK, și prezentând o acuratețe mai bună în comparație cu schema first – order upwind.

#### 4.5. Modele de radiație

Includerea radiației termice în calculele CFD a arătat faptul că aceasta este vitală în determinarea unor rezultate mai precise. Altfel, o comparație între un model în care nu a fost inclus și fenomenul de radiație a arătat faptul că se disting două zone diferite calde și rece ale temperaturii aerului, spre deosebire de modelul conținând și fenomenul de radiație în care variația temperaturii aerului pe verticală a fost mai liniară [30, 31]. Mai mult decât atât, studiul a arătat că neglijarea efectelor radiative în studiile de tip CFD rezultă în predicția unor temperaturi mai mari pentru suprafețele încălzite, temperaturi mai scăzute pentru suprafețele neîncălzite, totul rezultând cu o temperatură a aerului în zona ocupanților mai mică cu 2 – 4 °C în comparație cu cazul în care radiația este luată în considerare [30].

Fenomenul de transfer de căldură radiativ este responsabil pentru o porțiune importantă a transferului de căldură la condițiile de temperatură camerei. Fenomenele de transfer de căldură prin convecție și radiație sunt cele mai răspândite la nivelul încăperilor. Mai mult decât atât, la nivelul încăperilor, fenomenul de transfer de căldură prin radiație poate fi responsabil în proporție de 30 până la 70% de acest fenomen [28]. De asemenea, conform studiilor, corpul uman disipă 30% din energie sub forma de convecție în timp ce 70% din energia disipată este datorată fenomenului de radiație [32].

Programul Ansys Fluent pune la dispoziție diferite modele de radiație și anume, modelul Discrete Transfer Radiation Model (DTRM), P – 1, Rosseland, Surface – to – Surface (S2S), Discrete Ordinates (DO).

Modelul de radiație DTRM este un model relativ simplu a cărui acuratețe poate să se modifice foarte mult funcție de numărul de traiectorii luate în considerare sau de gradul de discretizare al domeniului de calcul. Totodată, creșterea numărului de raze conduce la necesitatea unor puteri de calcul ridicate [26].

Modelul P – 1 prezintă numeroase avantaje față de modelul DTRM, acesta prezentând o ecuație pentru difuzie ce se poate rezolva cu resurse computerizate CPU neimportante. Totuși, odată cu creșterea complexității geometriei, poate scădea acuratețea modelului. Trebuie menționat că acest model funcționează doar în baza solverului ce are la bază cuplarea presiune – viteză. De asemenea, modelul tinde să prezică valori mai mari pentru fluxurile radiative din surse localizate [26].

Modelul Rosseland prezintă la rândul său numeroase avantaje față de modelul precedent și anume modelul P – 1. Modelul Rosseland nu are nevoie de o extra ecuație de transport pentru razele incidente așa cum necesită modelul P – 1, rezultând

într-o rapiditate în calcul și o scădere a necesarului puterii de calcul. Pe de altă parte, modelul Rosseland se poate utiliza doar pentru aplicații un o grosime optică care să depășească valoarea 3 [26].

Modelul DO prezintă posibilitatea de a realiza calculele pentru o întreagă plajă de valori ale grosimii optice. De asemenea, acesta permite determinarea soluției de radiație pentru pereții semi-transparenti. Modelul prezintă un cost moderat pentru unghiuri de discretizare tipice, precum și cerințe de memorie reduse. Mai mult, modelul DO nu modelează comportamentul gazelor cum ar fi vaporii de apă sau dioxidul de carbon, care absorb și emit energie la alte lungimi de undă [26].

Modelul de radiație S2S se pretează la utilizarea acestuia în spații închise fără medii participante (exemplu sisteme colectoare solare, încălzitoare radiative etc.). Comparând modelul S2S cu modelele DTRM și DO, modelul S2S prezintă un timp de calcul mai redus [26]. Modelul radiativ S2S presupune că toate suprafețele sunt gri și difuze, adică proprietățile de emisivitate și absorbție sunt independente de lungimea de undă, iar reflectivitatea este independentă de direcțiile de ieșire sau de intrare [31]. Prin urmare, energia incidentă pe o suprafață este parțial absorbită și parțial reflectată ( $\alpha + \rho = 1$ ). Este important de menționat că modelul S2S nu se poate utiliza pentru modelarea mediilor participante [33].

Studiile arată că anumite gaze cum ar fi vaporii de apă sau dioxidul de carbon ce se regăsesc la interiorul încăperilor pot avea un impact important asupra fenomenului de transfer de căldură prin radiație [28]. Cu toate acestea, majoritatea studiilor neglijează importanța acestui fenomen fiind doar câteva studii care să trateze cele doua fenomene în paralel [28].

Studiile tratând fenomenul de radiație luând în considerare mediul interior ca mediu participativ format din aer, vaporii de apă și dioxid de carbon au arătat că transferul de căldură convectiv nu a fost afectat semnificativ de către transferul de căldură radiativ al mediului participant [34].

Deoarece concentrațiile de vaporii de apă și dioxid de carbon sunt în general foarte mici pentru aplicațiile încăperilor de dimensiuni normale, aerul este considerat în general ca fiind un mediu transparent în spectrul infraroșu [31]. Cum mixtura pe care o propunem pentru cazul aplicației prezente este formată din vaporii de apă și aer, prezența dioxidului de carbon fiind neglijată, s-a decis utilizarea modelului Surface – to – Surface care prezintă o necesitate a resurselor computerizare mai mică, însă având dezavantajul ignorării mediului interior ca mediu participant în fenomenele de transfer de căldură prin radiație. Cu toate acestea, așa cum a fost menționat, cantitatea de vaporii de apă este neglijabilă, iar conținutul de dioxid de carbon nu a fost introdus. Toate aceste aspecte au condus la faptul că utilizarea modelului de radiație S2S reprezintă cea mai bună alegere pentru analiza prezentă.



#### 4.6. Introducere umiditate

S-a considerat ca spațiul interior este format dintr-un amestec de aer și vapori de apă. Acest lucru a fost implementat prin crearea unui nou material având proprietățile vaporilor de apă. Acest nou material a fost implementat conținând proprietățile propuse de programul Ansys Fluent. Ulterior, acest aspect a fost implementat în cadrul programului prin activarea modelului de transport de specii și activarea a celor două componente și anume, a amestecului format din aer și vapori de apă.

#### 4.7. Condiții la limită

Inițial au fost create noi tipuri de materiale care să corespundă cu proprietățile fizice ale materialelor autovehiculului real. Pentru acest lucru s-a verificat literatura de specialitate și au fost create următoarele două materiale:

Tabel 3 – Proprietăți materiale

| Suprafața<br>vitrată (conform<br>[35]) | Densitatea<br>(kg/m <sup>3</sup> ) | Căldura<br>specifică<br>(J/kgK) | Conductivitatea<br>termică (W/mK) | Grosime (mm)<br>(determinată<br>experimental) |
|----------------------------------------|------------------------------------|---------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------------------|
|                                        | 2500                               | 750                             | 0.8                               | 4.9                                           |
| Suprafața<br>opacă (conform<br>[36])   | 1500                               | 1000                            | 0.2                               | 10                                            |

În ceea ce privește viteza de introducere aer în habitacul autovehiculului, pentru aceasta s-a realizat o analiză atentă a datelor prezentate în literatura de specialitate. Pentru utilizarea grilelor de dezaburire pentru introducere aer în interiorul cabinei s-a observat că există totuși o varietate de valori. Conform datelor obținute experimental de Kand et al. au arătat că viteza aerului introdus utilizând grilele de dezaburire prezintă o valoare medie de 13 m/s [37]. Alte experimente au arătat faptul că viteza medie a aerului este de 15 m/s [38].

Alte studii furnizează direct debitul de aer introdus. Pentru aceasta există studiul [39] care propune 420 m<sup>3</sup>/h. Acest debit raportat la suprafețele grilelor de introducere aer determinate experimental reprezintă o valoare de aproximativ 8 m/s pentru viteza de introducere aer. Pentru cazul unui mini autobuz se propune 311 m<sup>3</sup>/h, adică aproximativ 5.7 m/s viteza aerului [40].

Luând în considerare datele prezentate în literatura de specialitate, s-a observat faptul că pentru situația de utilizare a grilelor de dezaburire, vitezele de introducere aer în interiorul cabinei prezintă valori destul de ridicate. Prin urmare, s-a decis utilizarea unei valori de 12.5 m/s.

Turbulența a fost setată prin determinarea diametrului hidraulic al grilelor de introducere. Acest lucru a fost determinat pe baza măsurărilor experimentale (Fig. 17). Diametrul hidraulic ( $D_h$ ) a fost determinat funcție de  $A$  aria grilei de dezaburire și  $P$  perimetru acesteia (3).

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (3)$$

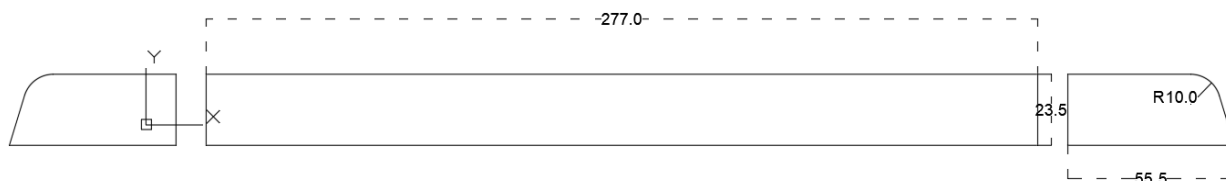


Fig. 17 – Dimensiunile grilelor de dezaburire autovehicul

Astfel a rezultat diametrul hidraulic de 43.3 mm pentru grila principală, respectiv 35.5 mm pentru cele două grile de dimensiuni reduse.

Intensitatea turbulenței a fost setată la valoarea de 10% conform literaturii de specialitate [41] [42].

Temperatura aerului introdus în autoturism a fost setată la 30 °C [43], în timp ce temperatura exterioară a fost menținută la valoarea de 0 °C. S-a ales temperatura de introducere a aerului la valoarea de 30 °C deoarece studiile experimentale au arătat faptul că funcție de temperatura aerului exterior, temperatura aerului introdus într-un autovehicul poate varia între -4.2 °C până la 40.7 °C în decursul a 30 de minute de funcționare [37].

În ceea ce privește conținutul de umiditate pentru zona Bucureștiului pentru cazul de iarnă, acesta prezintă valoarea exterioară medie de 0.8 g/kg [44]. Prin urmare s-a considerat valoarea de introducere a vaporilor de apă odată cu aerul prin intermediul grilelor de introducere aer în habitacul.

## 5. Descriere simulări efectuate

În scopul analizei concrete a rezultatelor obținute fără influențe externe, au fost impuse șase puncte interioare habitaculului autovehiculului astfel încât să se poată observa variația parametrilor aerului interior în aceste puncte și determinarea numărului de iterații până la obținerea convergenței. Detalierea coordonatelor celor șase puncte poate fi vizualizată în figura de mai jos (Fig. 18).

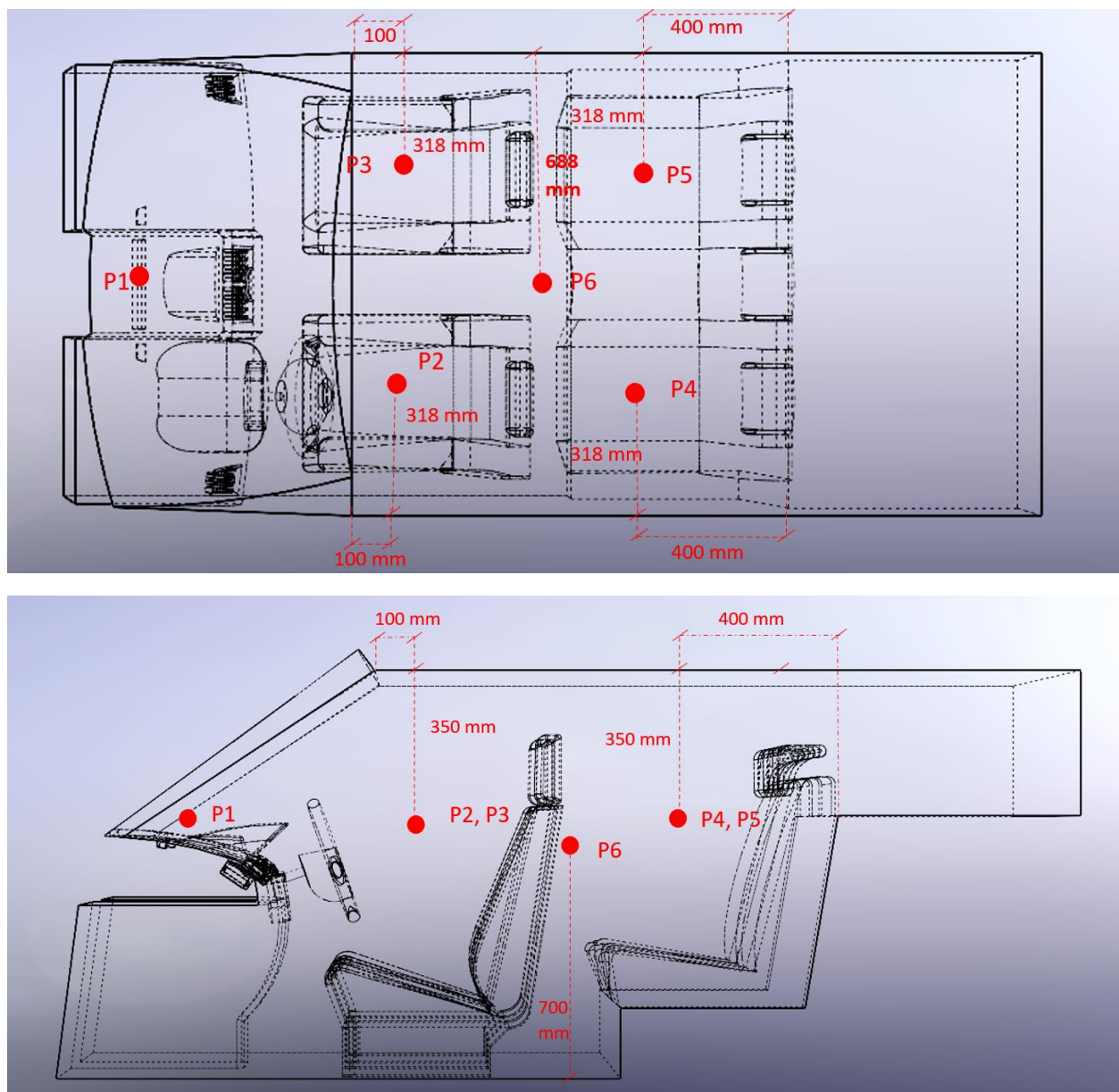


Fig. 18 – Schema punctelor de monitorizare ai parametrilor interiori

În ceea ce privește simulările realizate, au fost determinate trei cazuri diferite în care au fost analizați parametrii aerului interior astfel:

Cazul 1 cel mai simplu dintre cele analizate în care toți pereții exteriori cu excepția parbrizului au fost considerați ca fiind adiabatici. Pentru acest caz s-au impus proprietățile parbrizului menționate în Tabel 3 pentru suprafața vitrată. S-a impus un coeficient de transfer de căldură convectiv la nivelul acestuia de  $15 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  conform datelor furnizate în literatură pentru situația de iarnă [45]. Această valoare a fost obținută experimental pentru o temperatură a aerului exterior de  $0^\circ\text{C}$  și o temperatură a aerului interior de  $20^\circ\text{C}$ . S-a considerat titlul de vapori al aerului exterior ca fiind  $0.8 \text{ g/kg}$  ca o proprietate a aerului introdus în cabina autoturismului. Intensitatea turbulenței a fost setată la valoarea de  $10\%$ .

În ceea ce privesc condițiile inițiale, s-a considerat că exista doar șoferul în interiorul cabinei, iar acesta a ocupat spațiul timp de 5 minute. Prin urmare s-a determinat temperatura și umiditatea aerului interior la începutul simulării. S-a considerat ca o persoană are o degajare de umiditate de  $3.26 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s}$  în conformitate cu sursa [39]. Peste acesta valoare s-au adăugat vaporii de apă din atmosferă și anume  $0.8 \text{ g/kg}$ . Prin urmare, a rezultat o cantitate de vapori de apă la începutul simulărilor de  $3.5 \text{ g/kg}$ . Pentru calculul temperaturii inițiale, s-a considerat că persoana degajă o cantitate de căldură egală cu  $80 \text{ J/s}$  [39]. Pentru un timp de ocupare de 5 minute rezultă o modificare a temperaturii interioare de la  $0^\circ\text{C}$  la aproximativ  $2^\circ\text{C}$ .

Cazul 2 prezintă o evaluare în condiții asemănătoare celor menționate în cazul precedent, însă aduce modificarea pereților exteriori care de data aceasta nu mai sunt considerați adiabatici. Pentru aceasta s-a considerat la nivelul acestora un coeficient de transfer de căldură prin convecție. Proprietățile acestora au fost menținute în conformitate cu Tabel 3. Coeficienții de transfer de căldură la nivelul suprafețelor exterioare pot fi analizați în tabelul de mai jos (Tabel 4).

Tabel 4 – Coeficienți de transfer de căldură prin convecție [46]

|                   | Condiții de staționare          |
|-------------------|---------------------------------|
| Ferestre laterale | $15 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ |
| Parbriz           | $20 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ |
| Tavan             | $3 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  |

Coeficienții de transfer de căldură prin convecție pentru diferitele regiuni ale autovehiculului au fost preluați din literatură [46]. Aceștia au fost determinați pe cale experimentală pentru condițiile de iarnă cu o temperatură a aerului exterior de  $5^\circ\text{C}$ , umiditatea relativă  $70\%$  și o viteză a aerului mai mică de  $5 \text{ m/s}$ . Valorile prezentate pentru coeficienții de convecție sunt aferente autovehiculului staționar. Pentru calculul acestora s-a măsurat viteza aerului exterior în apropierea suprafețelor utilizându-se ulterior formula de mai jos (4):

$$Nu = 0.0296 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \quad (4)$$

În care  $Re$  și  $Pr$  reprezintă numerele Reynolds, respectiv Prandtl.

Cazul trei reprezintă o replică a condițiilor la limită prezentate anterior, însă cu diferența implementării unui model de transfer de căldură prin radiație. Așa cum a fost evidențiat în paragrafele de mai sus, transferul de căldură prin radiație poate avea o influență importantă asupra temperaturilor aerului interior, cât și a suprafețelor interioare. Acest lucru fiind discutat pe larg în cadrul capitolului precedent. Se menționează faptul că modelul ales pentru a evidenția transferul de căldură prin radiație a fost modelul Surface – to – Surface.



## 6. Rezultate

### a. Cazul 1

După rularea a 11 500 de iterații pentru primul caz, s-au extras datele aferente punctelor menționate în capitolul anterior pentru parametrii viteza (Fig. 19), temperatura (Fig. 20) și conținut de vapori de apă (Fig. 21). Rezultatele au arătat că după aproximativ 4000 de iterații temperatura interioară a ajuns la o valoare stabilă variabilă între 26 – 28 °C funcție de poziția punctului (Fig. 20). Acest lucru arată faptul că modelul a converș obținând stabilitate. În privința vitezei în cele cinci puncte analizate, aceasta prezintă o valoare cvasi-constantă variind între aproximativ 0.2 – 1.15 m/s (Fig. 19). Titlul de vapori arată o tendință de stabilizare după rularea a aproximativ 6100 de iterații când valoarea acestuia în toate punctele analizate tinde spre valoarea exterioară a cantității de vapori de apă și anume aproximativ 0.8 g/kg (Fig. 21).

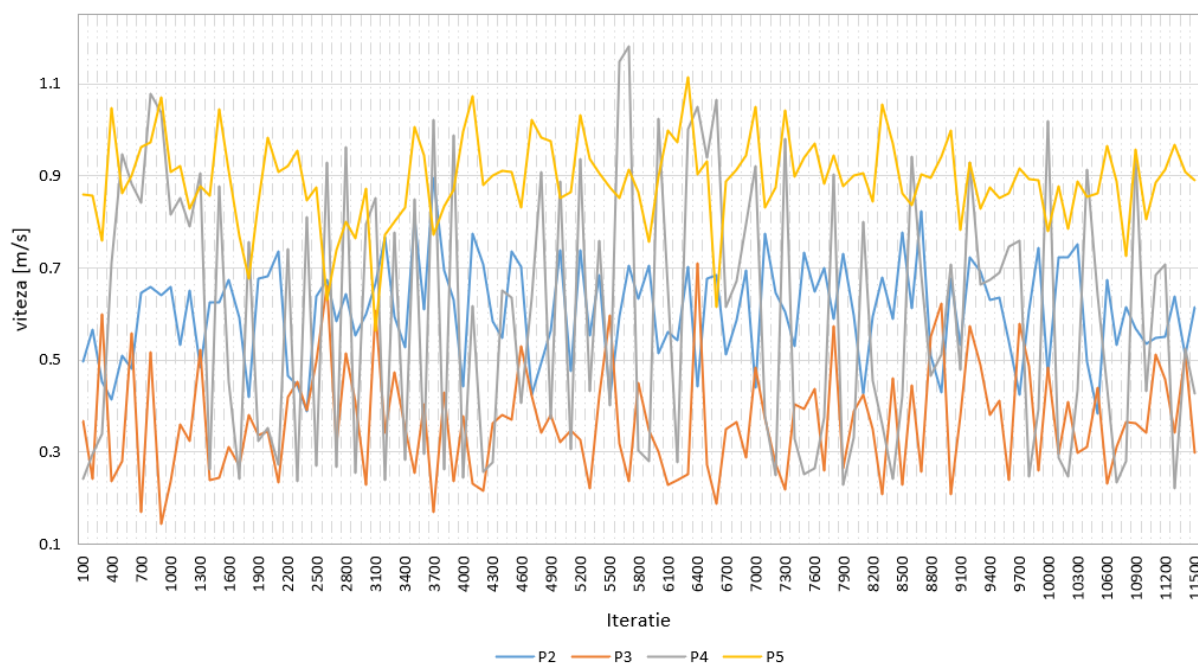


Fig. 19 - Valorile vitezelor pentru cazul 1

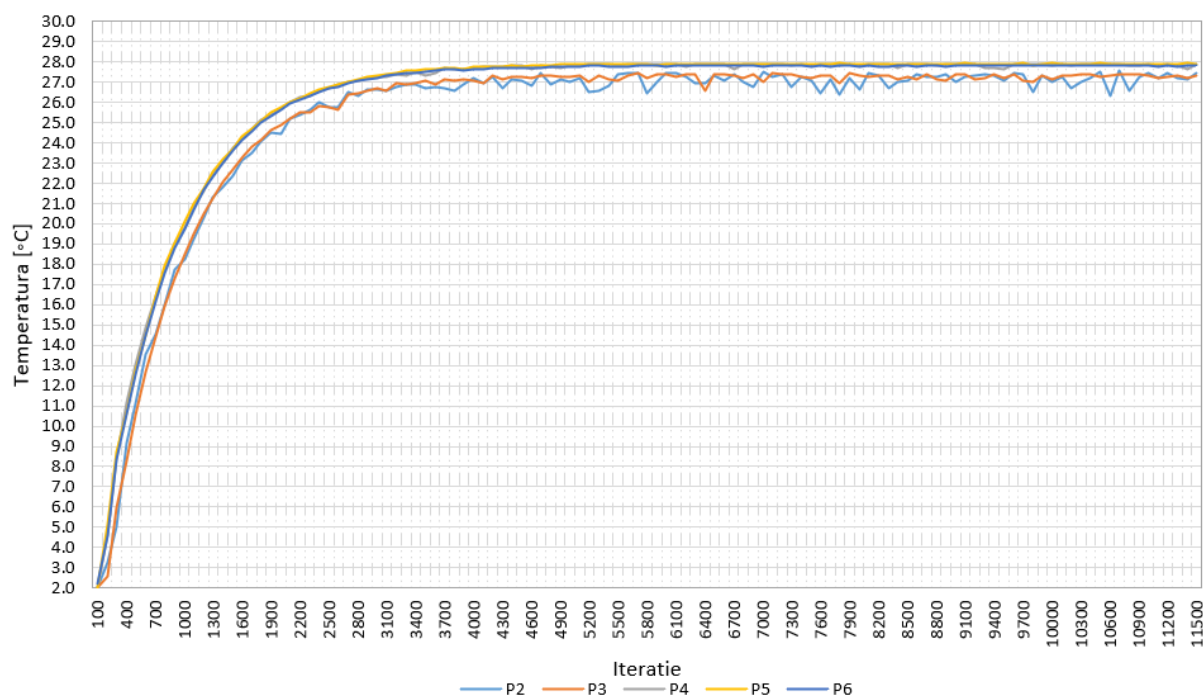


Fig. 20 – Valorile temperaturilor pentru cazul 1

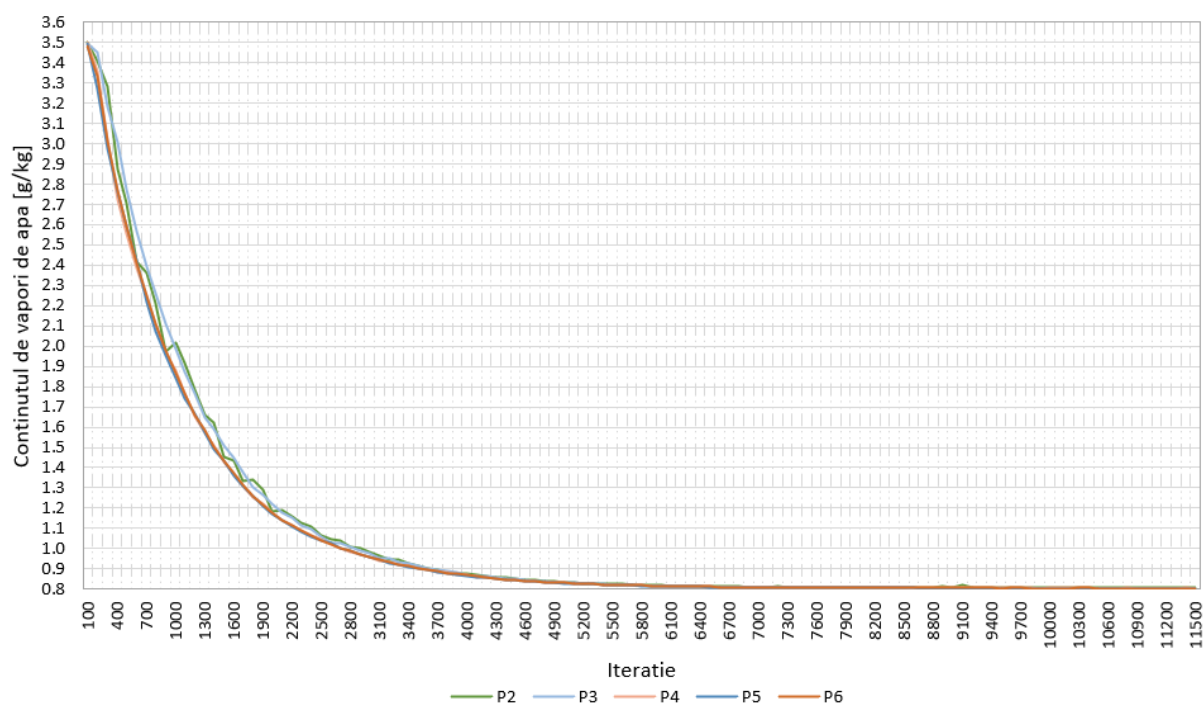


Fig. 21 – Valorile conținutului de umiditate pentru cazul 1

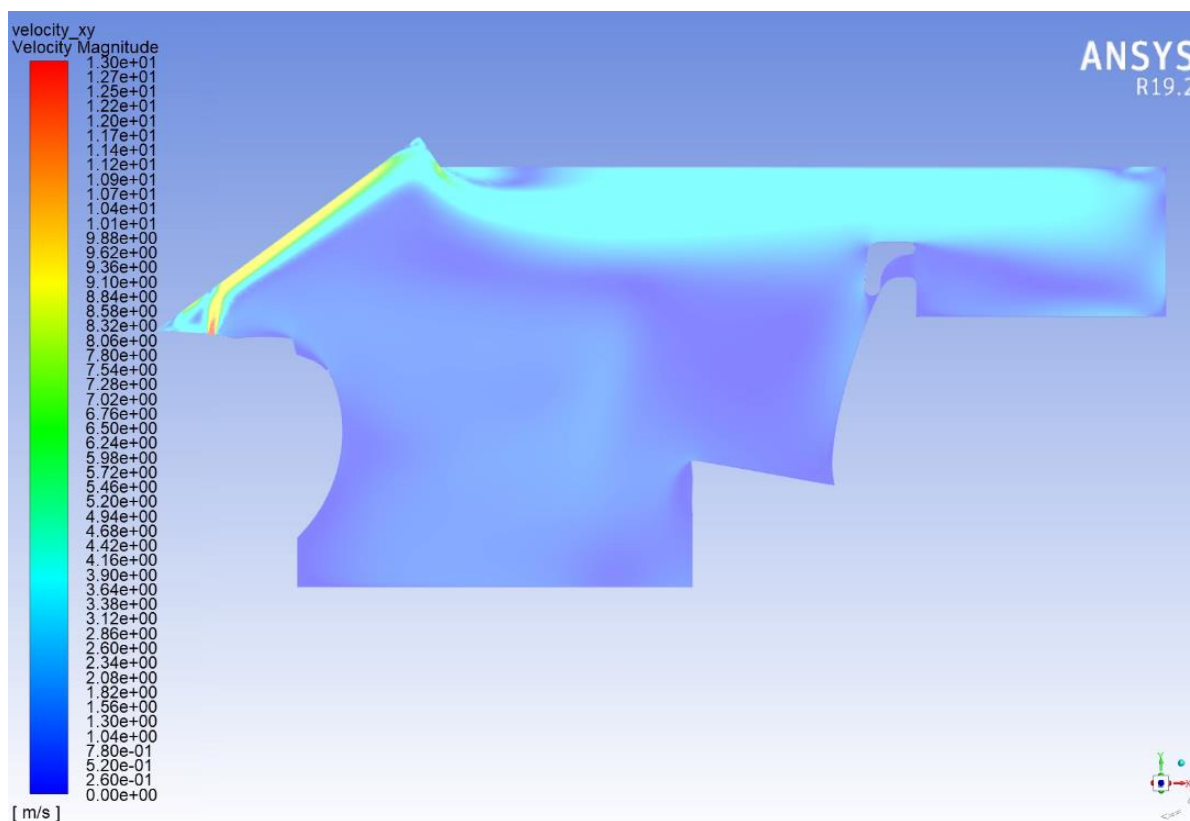
Elementele din figurile de mai jos (Fig. 22 a, c, b, d) reprezintă gradientul de viteză pentru cele trei planuri longitudinale ale autoturismului. Pentru planul prin scaunul șoferului se poate observa faptul că viteza aerului este cuprinsă între 0 – 4 m/s. Aceasta are o valoare mai mare în zona din partea de sus a autoturismului datorită jetului puternic provenind de la grilele de dezaburire. În zona picioarelor

conducătorului auto, viteza aerului prezintă valori ceva mai mici, aerul fiind antrenat de jetul care cade undeva în spatele scaunului conducătorului auto. Fig. 22.

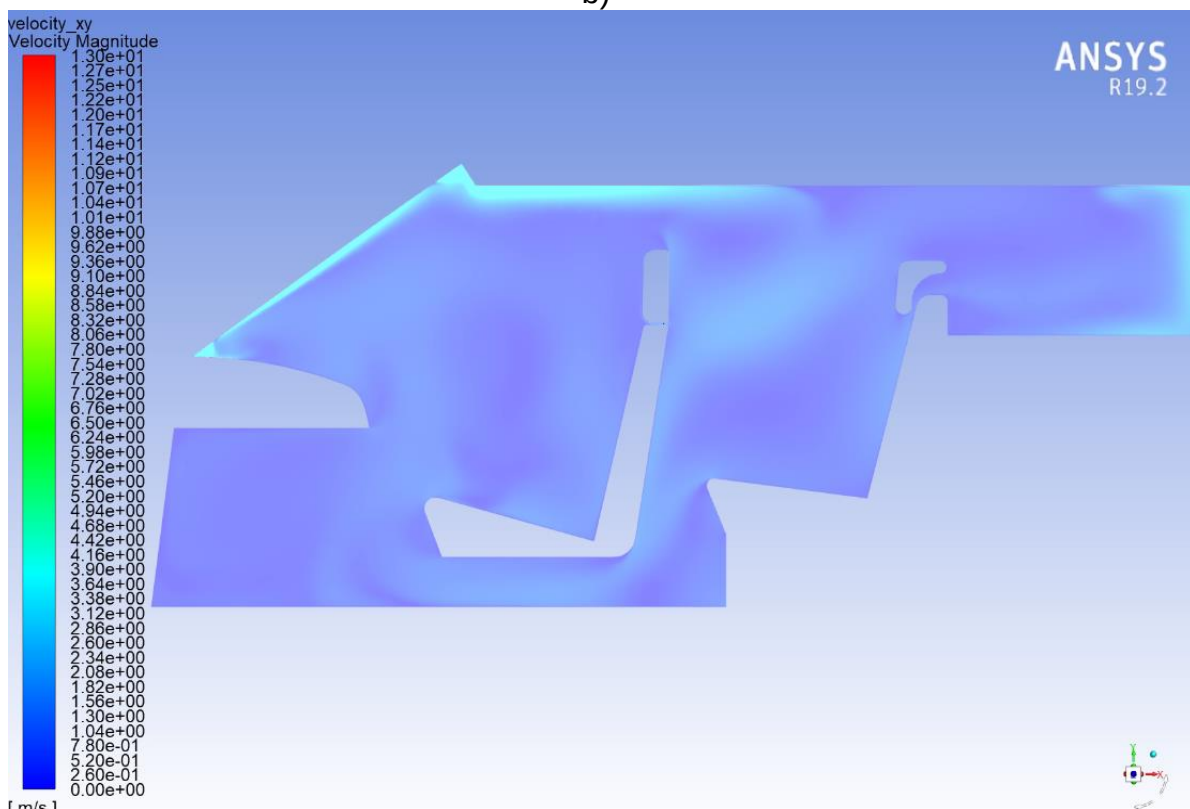
În Fig. 22 b) este reprezentat conturul vitezei aerului pentru zona din mijlocul autoturismului, între cele două scaune din față și prin punctul 6 analizat anterior. În această figură se poate observa dezvoltarea jetului de aer în zona grilei de dezaburire urmând forma parbrizului la viteze de aproximativ 9 m/s dezvoltându-se în continuare în zona tavanului până la partea din spate unde continua cu viteze de aproximativ 3.5 – 4 m/s.



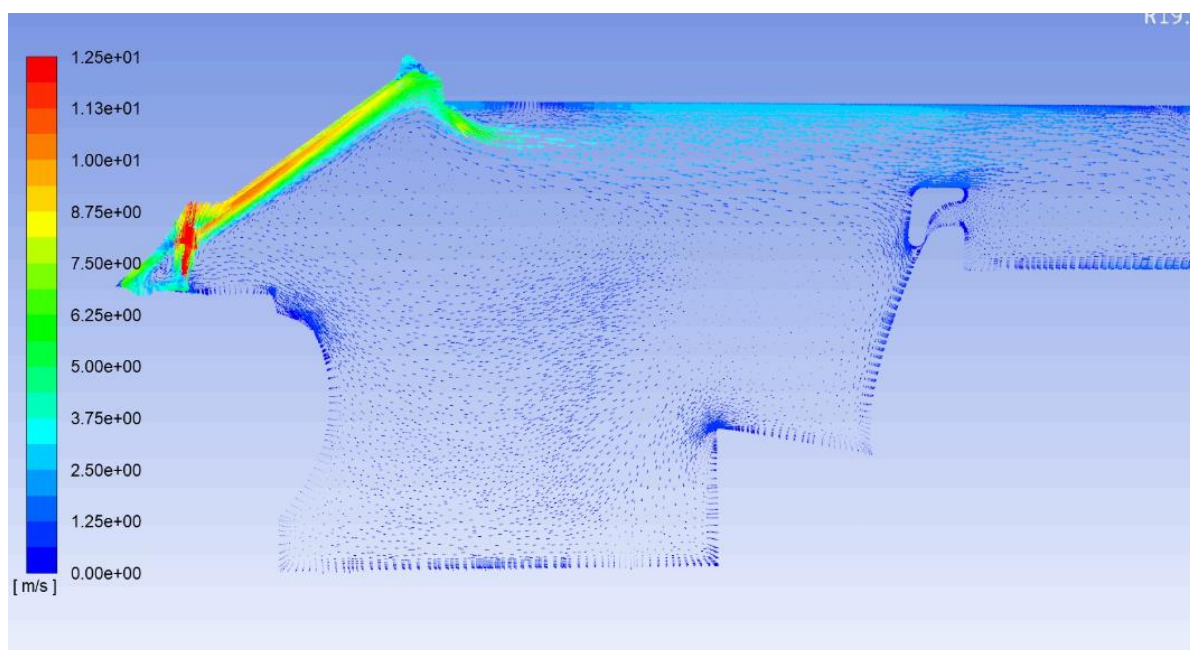
a)



b)

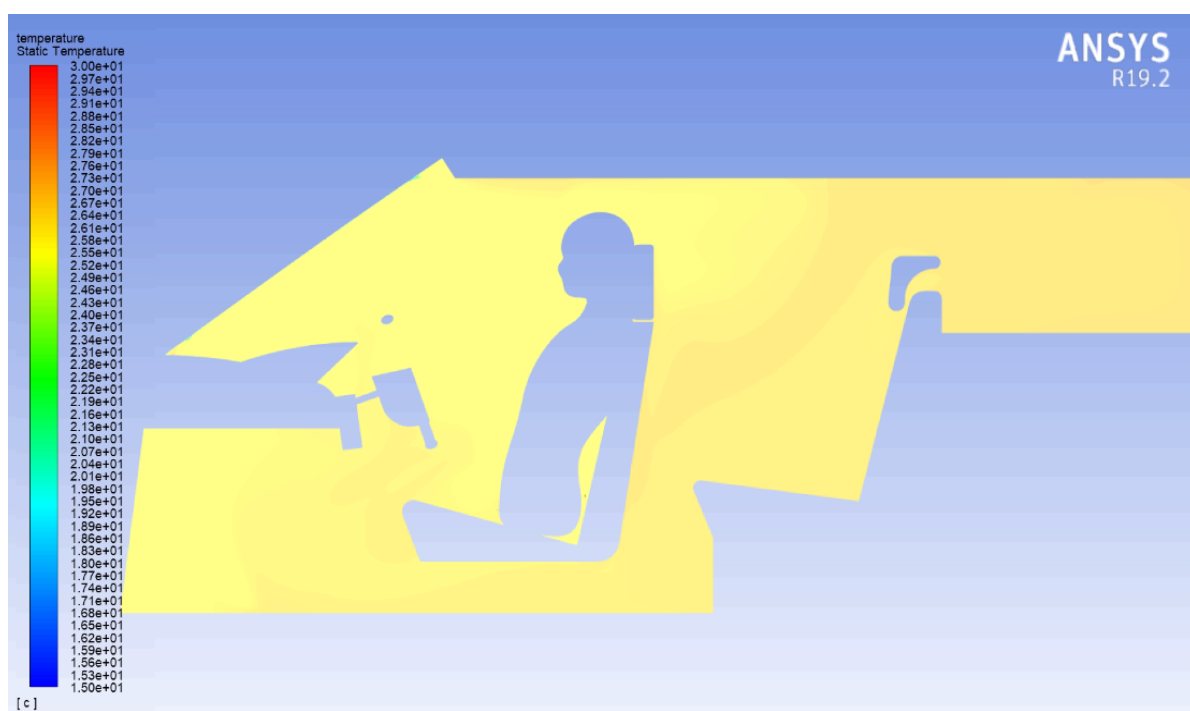


c)



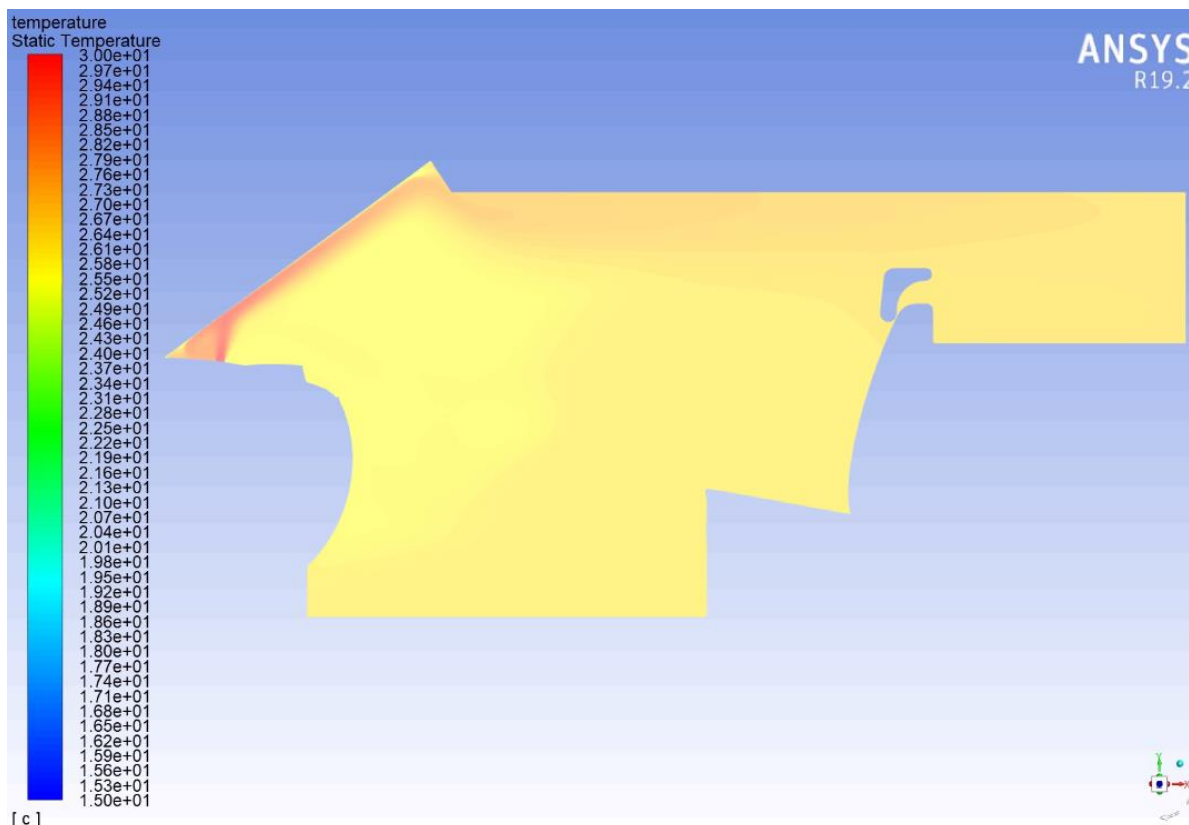
d)

Fig. 22 – Gradientul de viteze în habitacul autovehiculului cazul 1

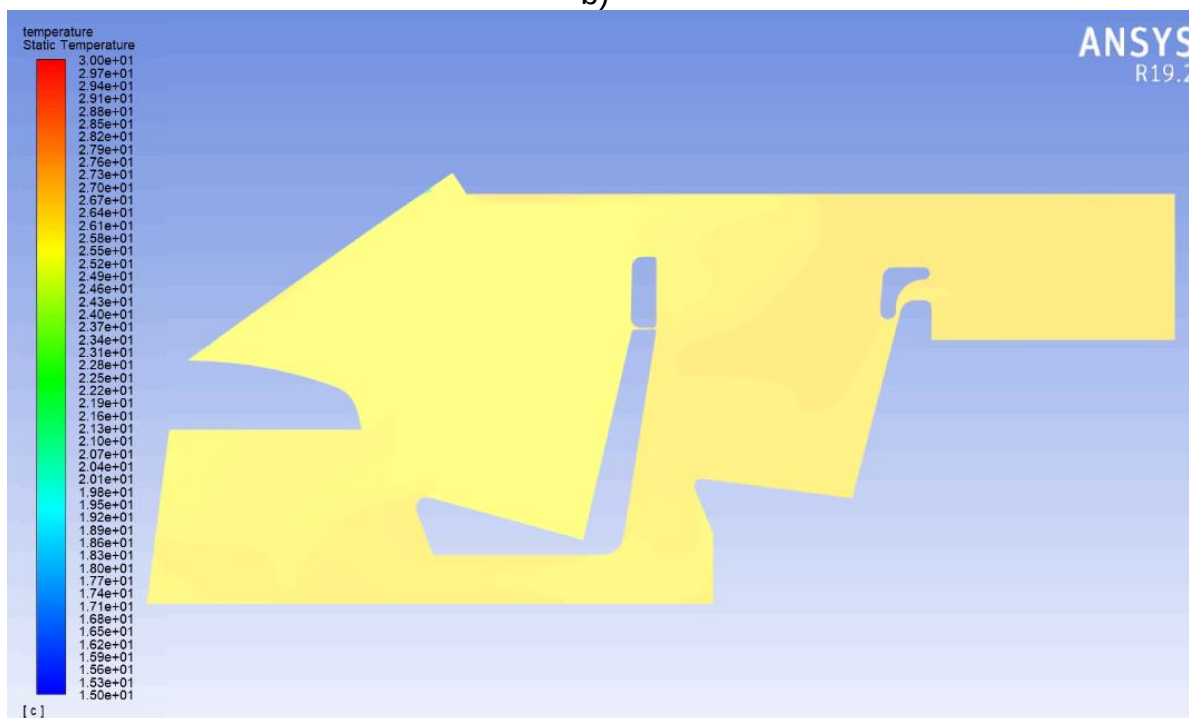


a)

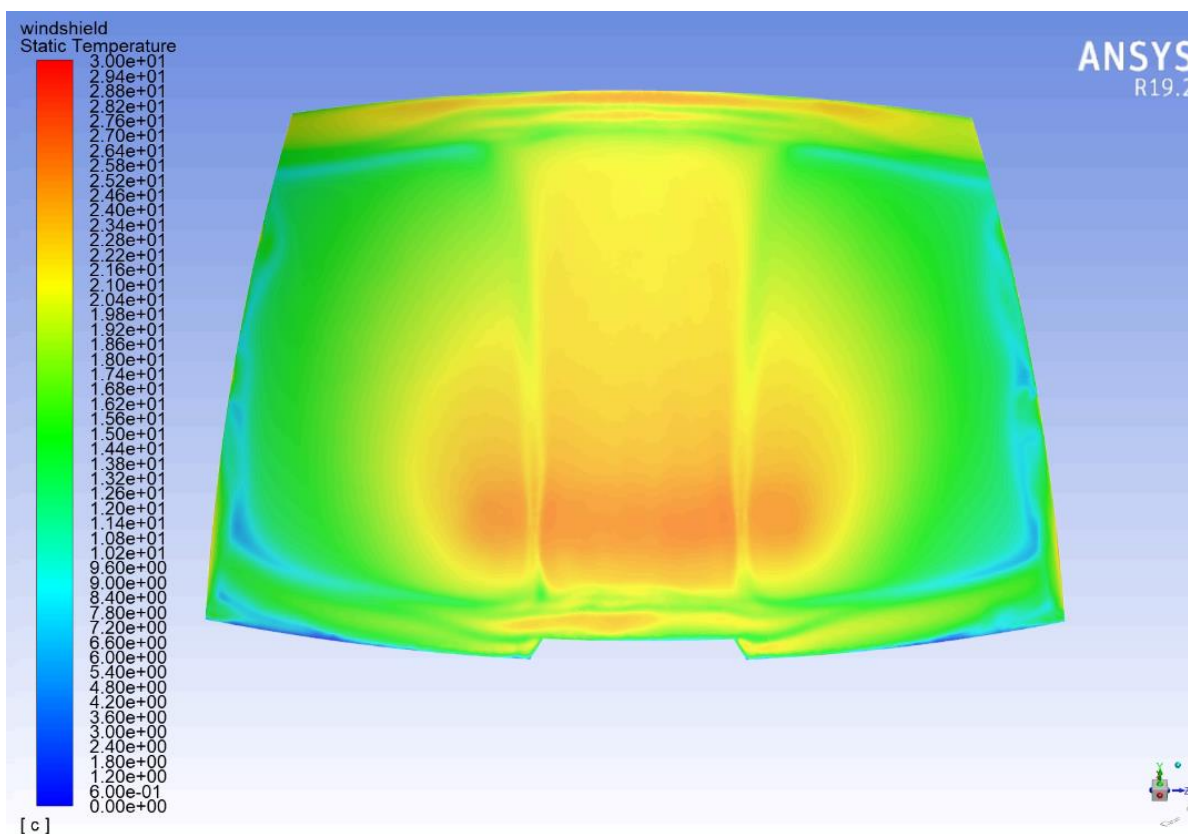




b)



c)

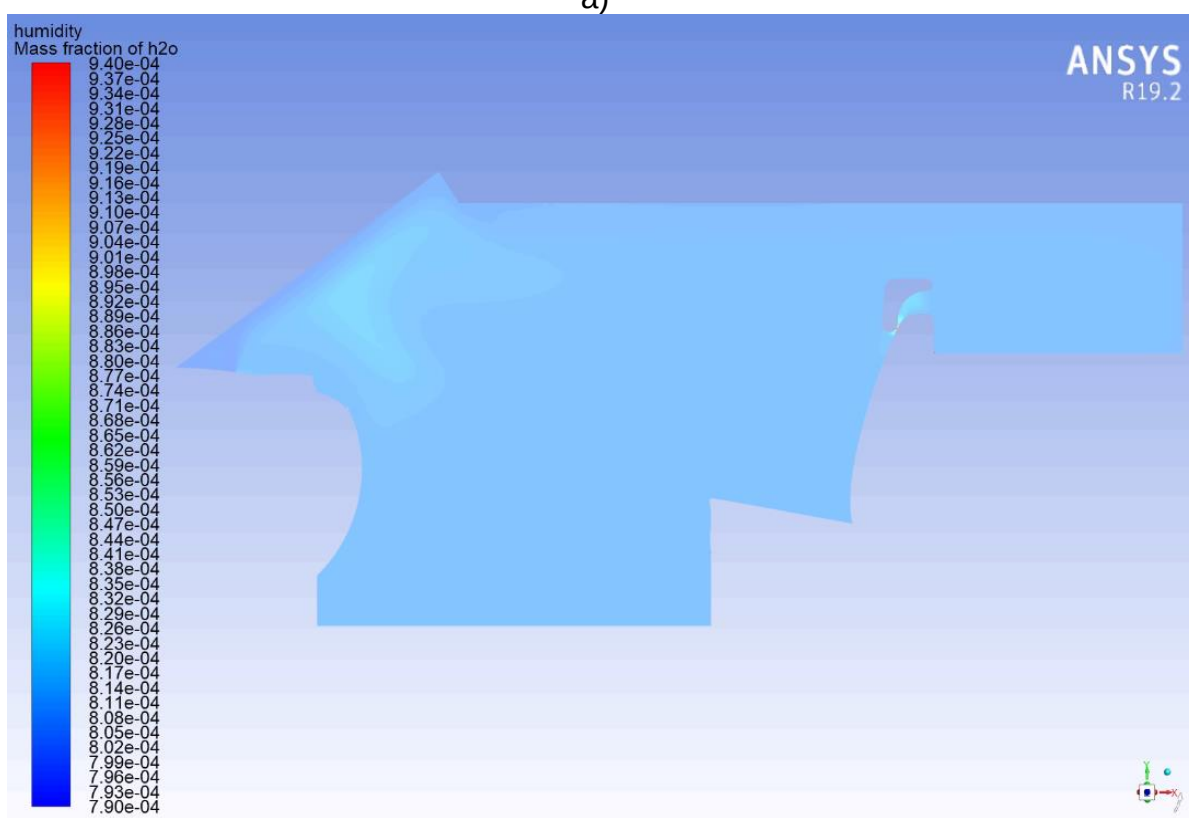


d)

Fig. 23 – Gradientul de temperaturi în habitacul autovehiculului cazul 1

În Fig. 23 sunt prezentate câmpurile de temperatură pentru cele trei planuri longitudinale din interiorul habitacului, respectiv câmpul de temperaturi la nivelul parbrizului autoturismului. În Fig. 23 a) se poate observa o temperatură relativ constantă a aerului interior cu o valoare de aproximativ 26 -27° C. Acest plan corespunde punctelor P2 și P4 analizate anterior. Se poate observa o ușoară creștere a temperaturii la partea din spate a autoturismului datorată jetului de aer foarte puternic care antrenează aerul cald introdus prin grilele de dezaburire către zona din spate a autoturismului. De asemenea, amintim că la nivelul parbrizului are loc și un schimb de căldură cu exteriorul spre deosebire de ceilalți pereți care sunt considerați adiabatici.

Fig. 23 d) prezintă temperaturile la nivelul parbrizului autovehiculului. Se poate observa faptul că în zona jeturilor de aer introduse de cele trei grile de dezaburire, temperatura suprafeței vitrate atinge o valoare aproximativă de 30 ° C. Odată cu dispersarea jetului de aer cald, se poate observa o scădere a temperaturii până la o valoare de aproximativ 22 ° C. Această valoare continuă să scadă în zonele neatinse direct de jetul de aer introdus de grile și anume în zona exterioară a suprafeței unde pe alocuri se pot observa temperaturi de aproximativ 0 – 3 ° C.





c)

Fig. 24 – Gradientul de vapor de apă în habitacul autovehiculului cazul 1

Fig. 24 (a, b, c) prezintă conturul cantității vaporilor de apă în interiorul autoturismului. Acesta prezintă o valoare relativ constantă cuprinsă între aproximativ 0.8 – 0.94 g/kg. În Fig. 24 a) se poate observa variația vaporilor de apă în planul șoferului, incluzând punctele P2 și P4 menționate anterior. Se observă o acumulare a conținutului de umiditate în zona bordului autoturismului, mai exact între volan și zona calculatorului de bord unde configurația geometrică face ca jetul de aer să pătrundă cu dificultate. Fig. 24 b) exemplifică variația cantității vaporilor de apă prin planul de mijloc al autoturismului conținând punctele P1 și P6 analizate. Și în acest caz se poate observa o ușoară creșterea a cantității vaporilor de apă pentru zona din față a autoturismului datorită jetului de aer care antrenează fluidul exterior conținând o cantitate de vapor de apă mai scăzută la partea superioară a autoturismului și ulterior către zona din spate. Astfel zona din față a autoturismului prezentând valori maxime de aproximativ 0.83 g/kg. Acest lucru fiind susținut și prin variația de temperatură așa cum a fost analizat în paragrafele precedente.

## b. Cazul 2

Așa cum a fost menționat în capitolul precedent, cazul doi aduce o îmbunătățire a cazului unu prin introducerea pereților exteriori cu proprietățile reale ale autovehiculului, practic printr-o modificare a transferului de căldură la nivelul acestora. În Fig. 25 de mai jos se pot observa vitezele în cele cinci puncte amplasate în interiorul autoturismului așa cum a fost descris în Fig. 18. În ceea ce privește vitezele în cele 5 puncte determinate, s-a observat faptul că acestea continuă variația între aproximativ 0.2 – 1 m/s neintroducând mari diferențe în comparație cu cazul anterior.

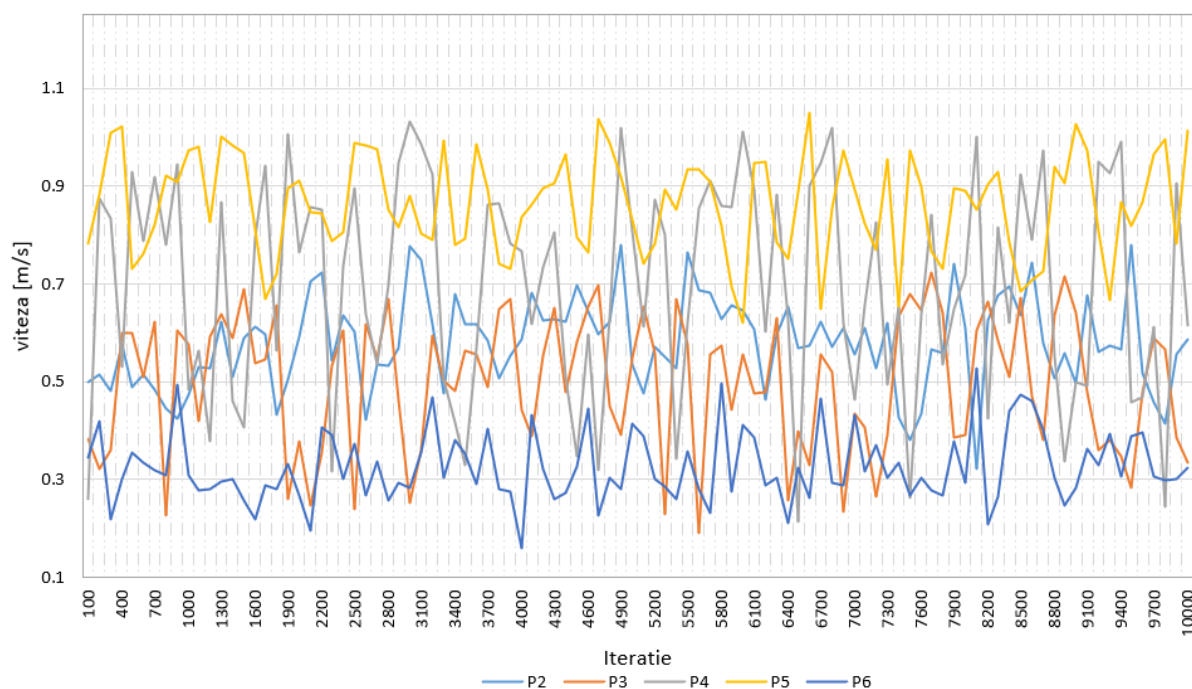


Fig. 25 – Valorile vitezelor pentru cele cinci puncte analizate cazul 2



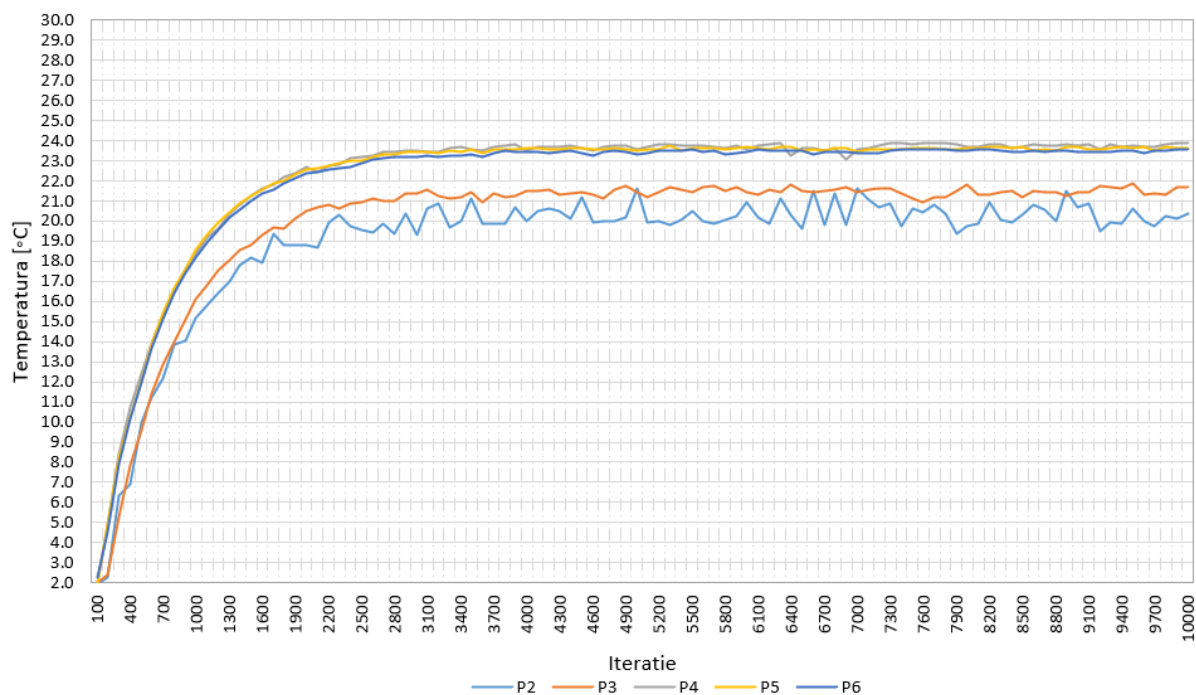


Fig. 26 – Valorile temperaturilor celor cinci puncte analizate cazul 2

Fig. 26 de mai sus prezintă valorile temperaturilor în cele cinci puncte analizate. Aceasta arată o stabilizare a temperaturii interioare după aproximativ 3000 iterații. Cu toate acestea, pentru cazul doi au fost realizate mai multe iterații datorită instabilității temperaturii în punctul 2 și anume în zona din fata a autoturismului, în apropierea manechinului.

De asemenea, se poate observa o scădere a temperaturii aerului interior la aproximativ 19 – 23 °C în comparație cu cazul 1 în care temperatura aerului interior atinge și valori de 27 – 28 °C pentru unele puncte. Acest lucru se datorează implementării transferului de căldură prin convecție la nivelul pereților laterali, precum și a tavanului.

Mai mult, se observă o temperatură mai ridicată și anume 23 °C față de 19 - 21 °C în zonele aferente punctelor din fata și anume P2, P3 față de punctele P4, P5 și P6 care se situează la partea din spate, respectiv la zona dintre cele două scaune din fata. Aceasta lucru evidențiază importanța jetului de aer care împinge masele de aer către partea din spate a autovehiculului unde se produce un amestec cu aerul interior generând astfel o zonă de recirculare pentru partea din fata a habitaculului.

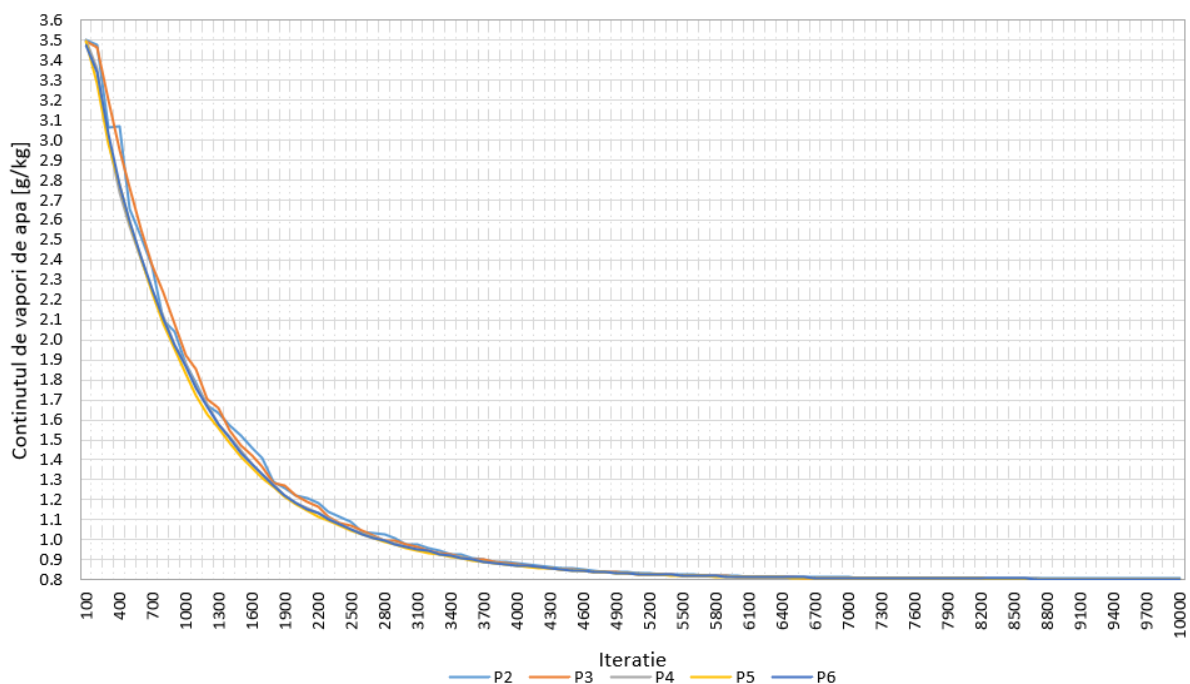
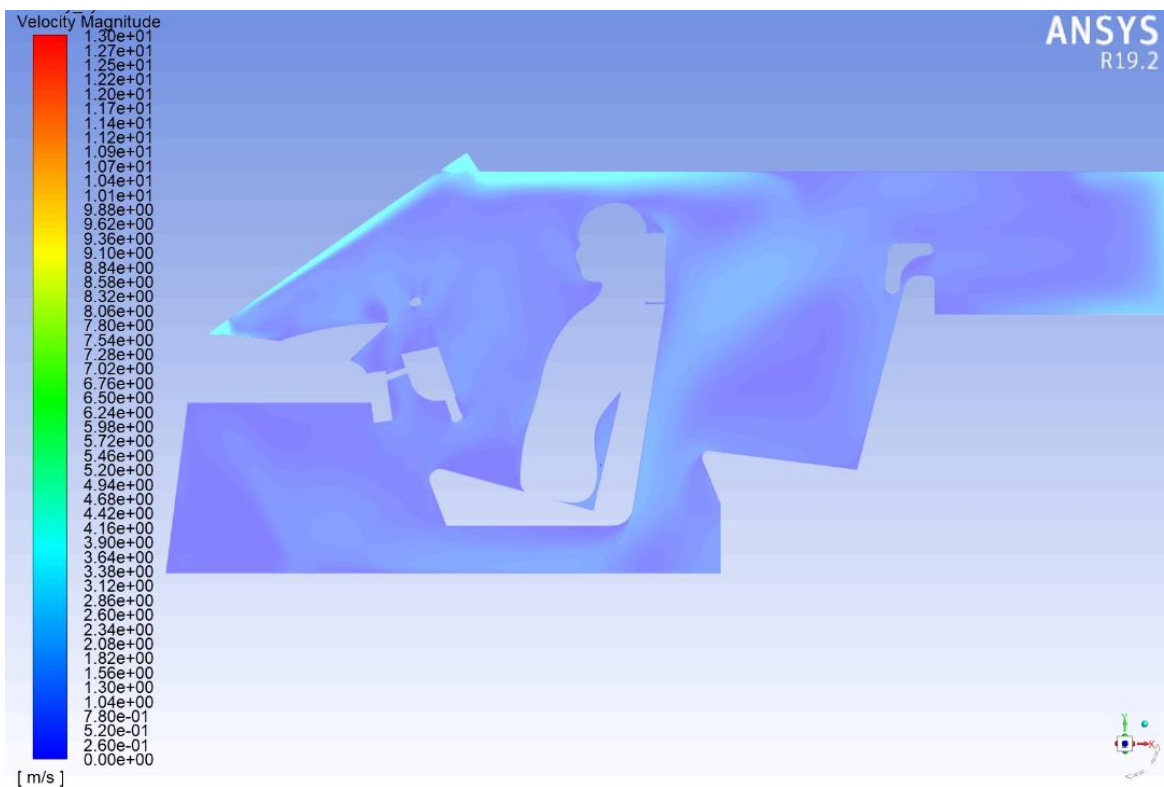
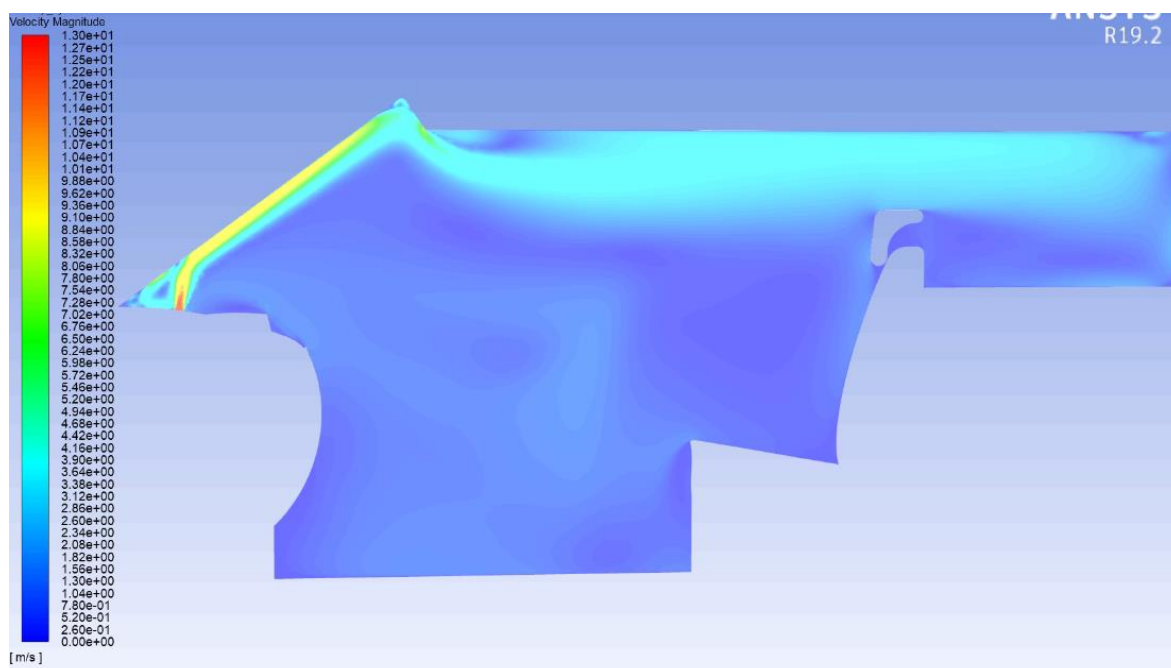


Fig. 27 – Valorile titlul vaporilor pentru cele cinci puncte analizate cazul 2

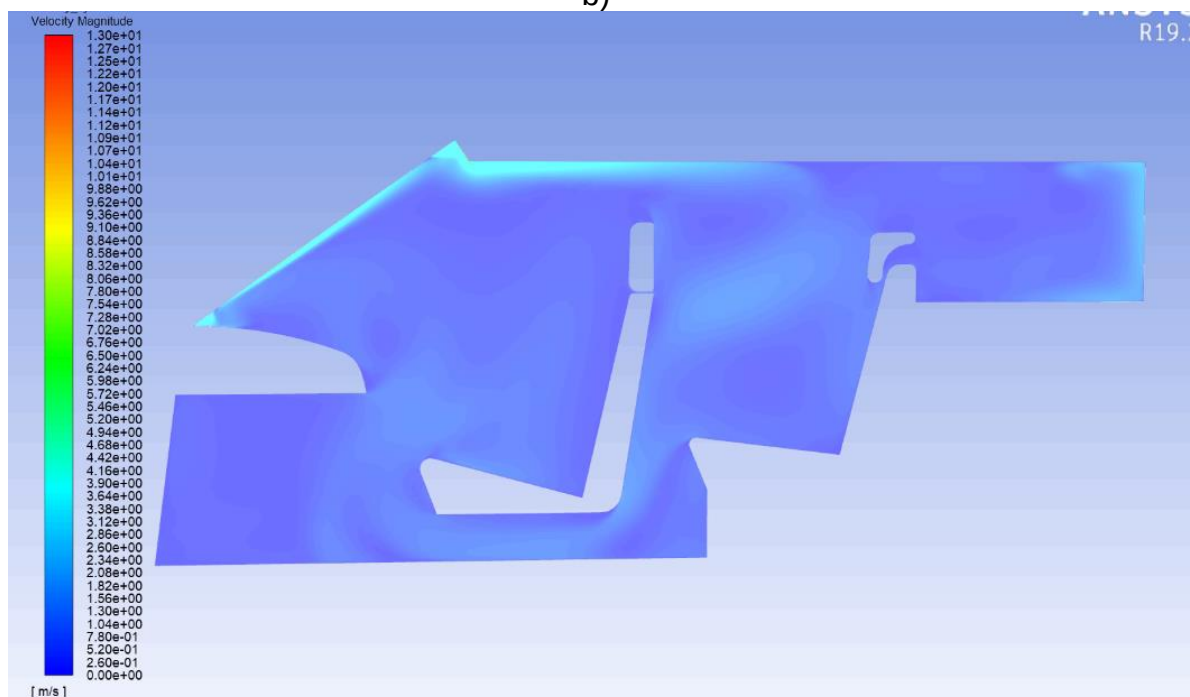
Așa cum era de așteptat valorile vaporilor de apă rămân apropiate de cele menționate în cazul anterior.



a)



b)



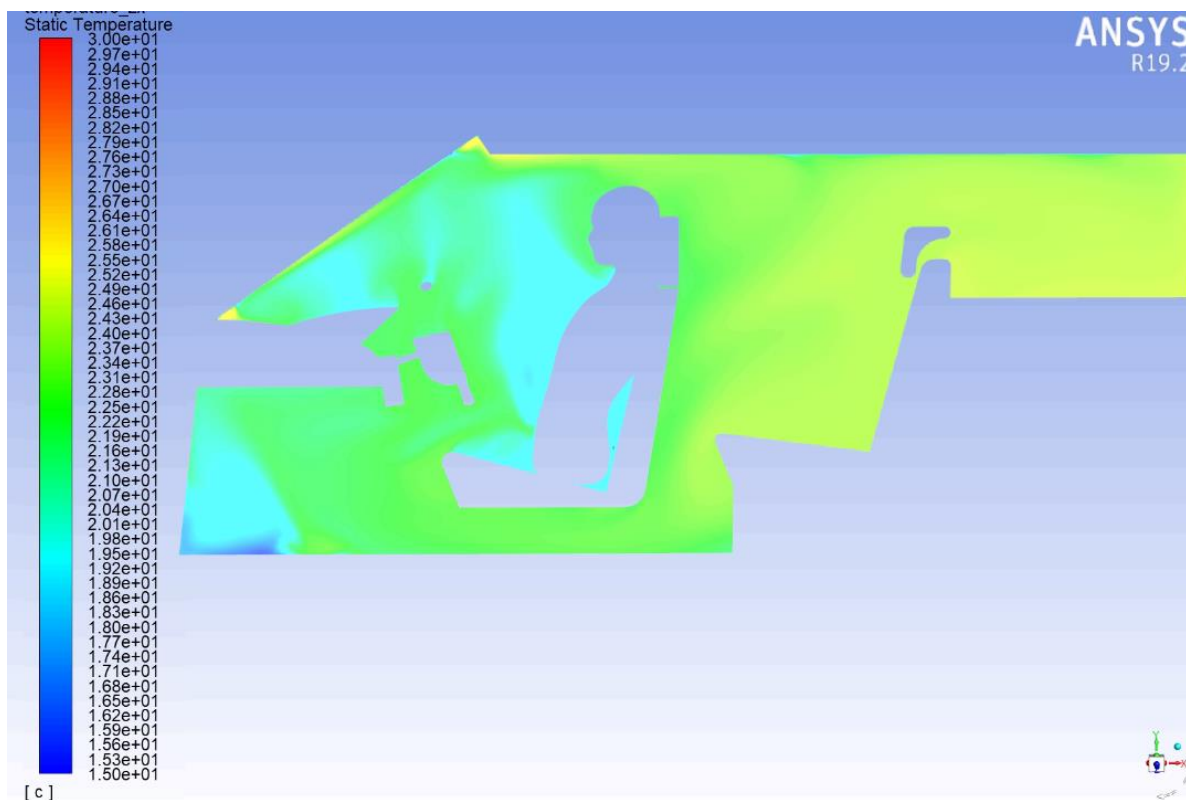
c)

Fig. 28 – Gradientul de viteze în habitacul autovehiculului pentru cazul 2

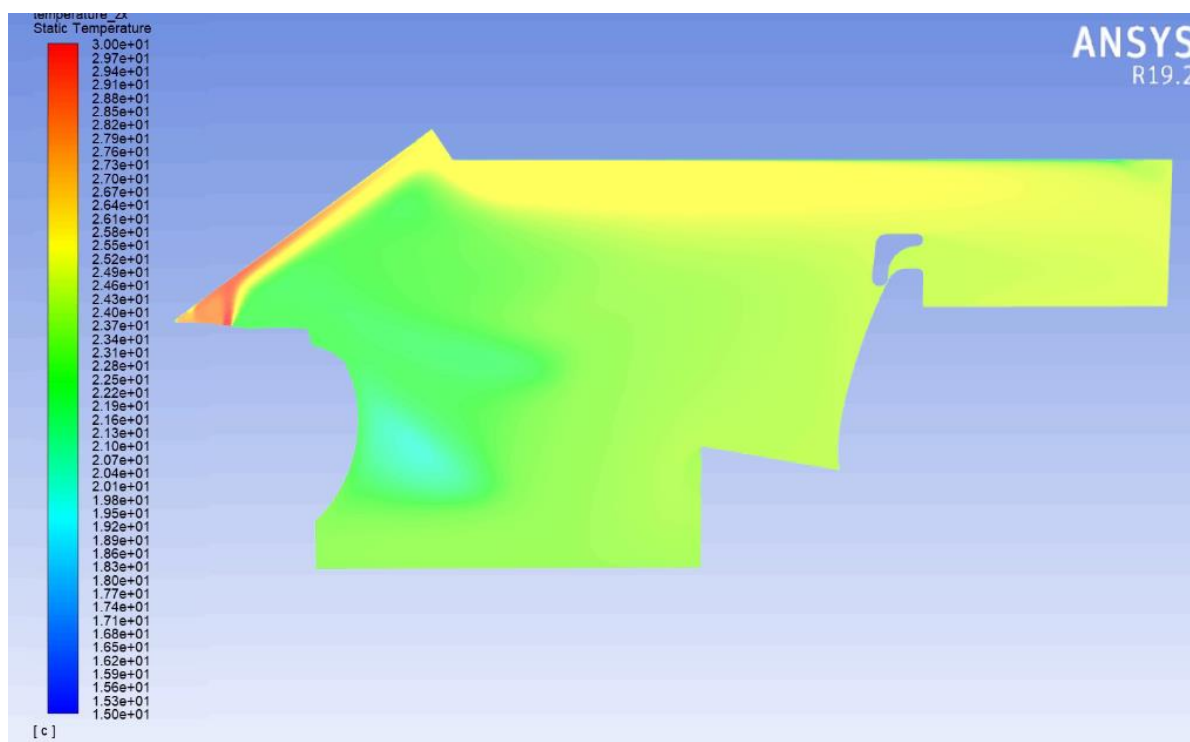
Așa cum a fost observat încă din stadiul analizei graficelor de viteza în cele cinci puncte, contururile de viteză prezintă aceleași valori nefiind diferențe sesizabile.

Fig. 28 b) arată conturul de viteze în partea din mijloc a autoturismului. Acesta arată o valoare de aproximativ 12.5 m/s viteza de introducere aer așa cum a fost stabilită încă de la început. Se poate observa o descreștere până la valoarea de 9.1 m/s în zona superioară a habitaculului. Jetul de aer își continuă dezvoltarea la partea superioară a autoturismului până spre partea din spate atingând valori maxime interioare de aproximativ 3.5 m/s.

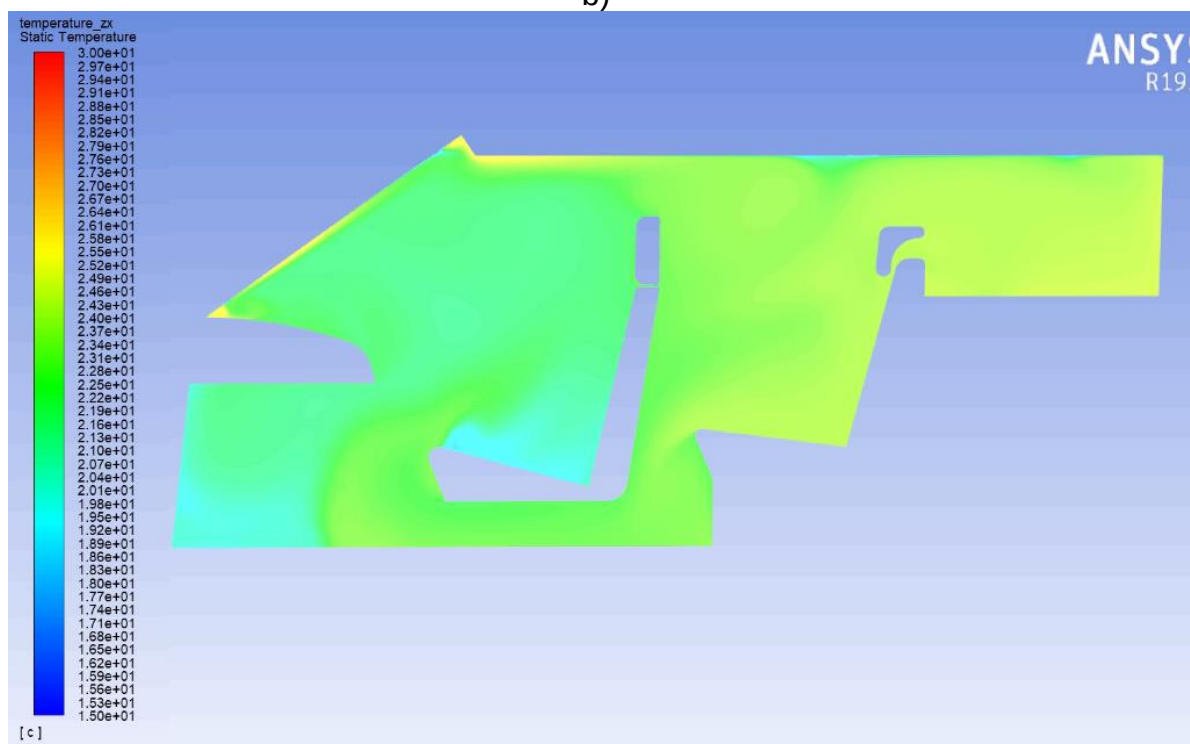
Fig. 28 c) exemplifica dezvoltarea jetului de aer pentru planul prin mijlocul scaunului din dreapta șoferului, incluzând punctele P3 și P5 menționate anterior. Acest plan surprinde jetul de aer antrenat la nivelul parbrizului cu valori maxime de aproximativ 3.5 m/s. Datorită vitezelor mai scăzute întâlnite în cadrul acestui plan se observa faptul că jetul de aer se dezvoltă la partea superioară a habitaculului către scaunele din față unde pierde din inerție și rezulta în amestecul cu aerul interior într-un vârtej.



a)

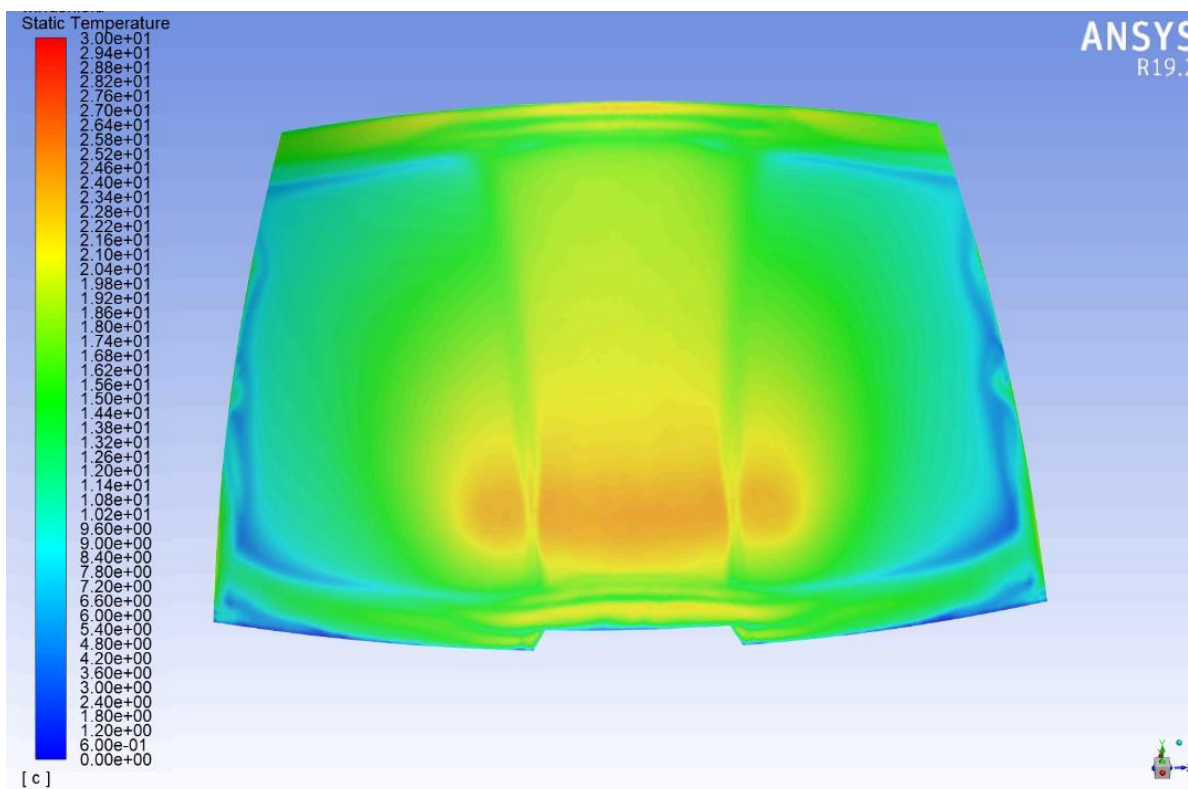


b)



c)





d)

Fig. 29 – Gradientul de temperaturi în habitacul autovehiculului pentru cazul 2

Fig. 29 (a) arată o scădere semnificativă a temperaturii aerului interior cu valori cuprinse între aproximativ 15 °C în zona picioarelor conducătorului auto unde nu ajunge jetul de aer cald și unde există și un transfer de căldură important cu mediul exterior, dar și o temperatură de până la aproximativ 25 °C în zona din spate a portbagajului.

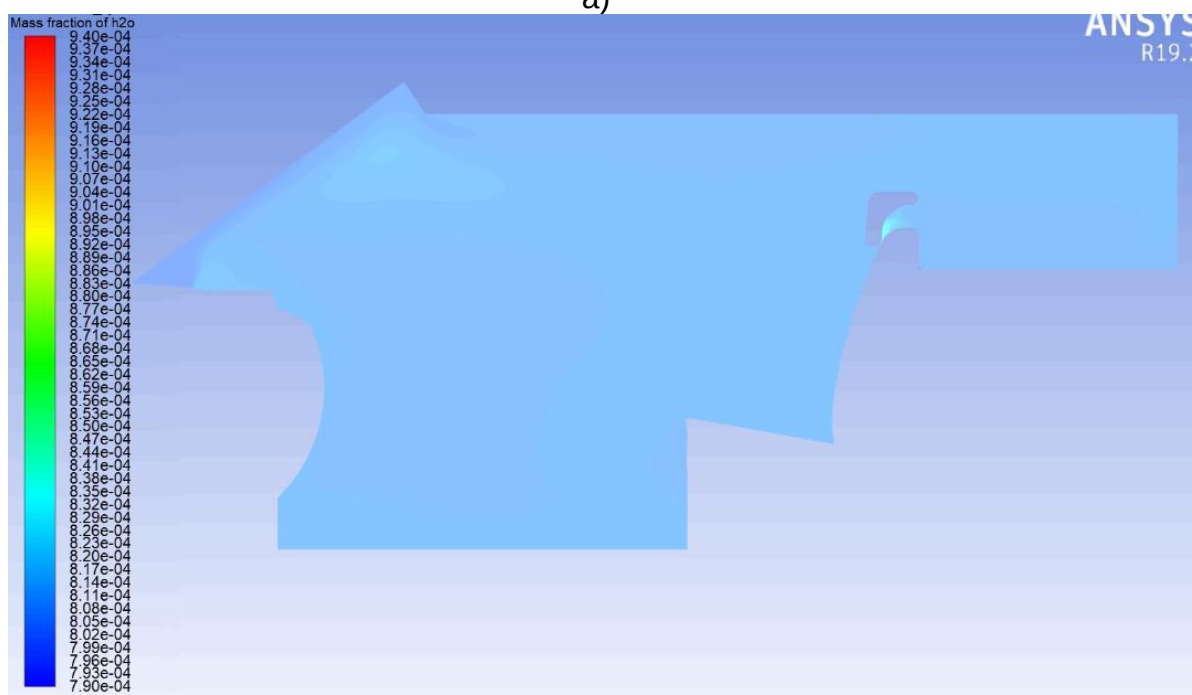
Fig. 29 (b) exemplifică încă o dată faptul că jetul de aer introdus prin intermediul grilelor de dezaburire urmează traseul interior al autovehiculului de la parbriz, spre tavan până la partea din spate a portbagajului. Acest lucru conduce la o scădere a temperaturii în zona șoferului și a pasagerului din față și la creșterea temperaturii la partea din spate a autovehiculului.

Comparând Fig. 29 b) cu Fig. 23 b) aferentă cazului 1 se poate observa o scădere semnificativă a temperaturii aerului în zona din față a șoferului de la aproximativ 26 °C la aproximativ 22 °C. Acest lucru fiind clar generat de implementarea transferului de căldură de la nivelul pereților exteriori.

De asemenea, se poate observa o schimbare importantă a gradientului de temperaturi la nivelul parbrizului în comparație cu cazul precedent. Se poate observa faptul că distribuția de temperaturi la nivelul parbrizului scade foarte mult în cazul 2 în care întâlnim suprafețe evident mai mari cu valoarea de aproximativ 0.6 °C în special în zonele laterale ale suprafeței vitrate. De asemenea, și zona principală în care se regăsesc grilele de introducere aer prezintă valori semnificativ mai reduse.



a)



b)



c)

Fig. 30 – Gradientul de vapor de apă în habitacul autovehiculului pentru cazul 2

Se observa o cantitate de vapor de apă mai ridicată în zona bordului autovehiculului așa cum a fost menționată și în cadrul cazului precedent datorită configurației geometrice ce împiedică dezvoltarea amestecului aerului interior cu cel proaspăt.

Realizând o comparație între distribuția vaporilor de apă în cazul 2 și 1 (Fig. 30 b) și (Fig. 30 b) arată o exemplificare mai bună a împrăștierei jetului de aer care introduce aer exterior cu valoarea de 0.8 g/kg de vapor de apă. Altfel, aceasta fiind singura diferență sesizabilă. Pentru restul volumului de aer, cantitatea de umiditate în cele două cazuri este distribuită destul de uniform și de similar.

### c. Cazul 3

Pentru cazul trei care implementează pe lângă transferul de căldură prin convecție la nivelul tuturor suprafețelor exterioare, s-a introdus și modelul de transfer de căldură prin radiație. Așa cum se poate observa din figura de mai jos (Fig. 31), viteza în punctele analizate păstrează în continuare valori asemănătoare celor din cazurile precedente.

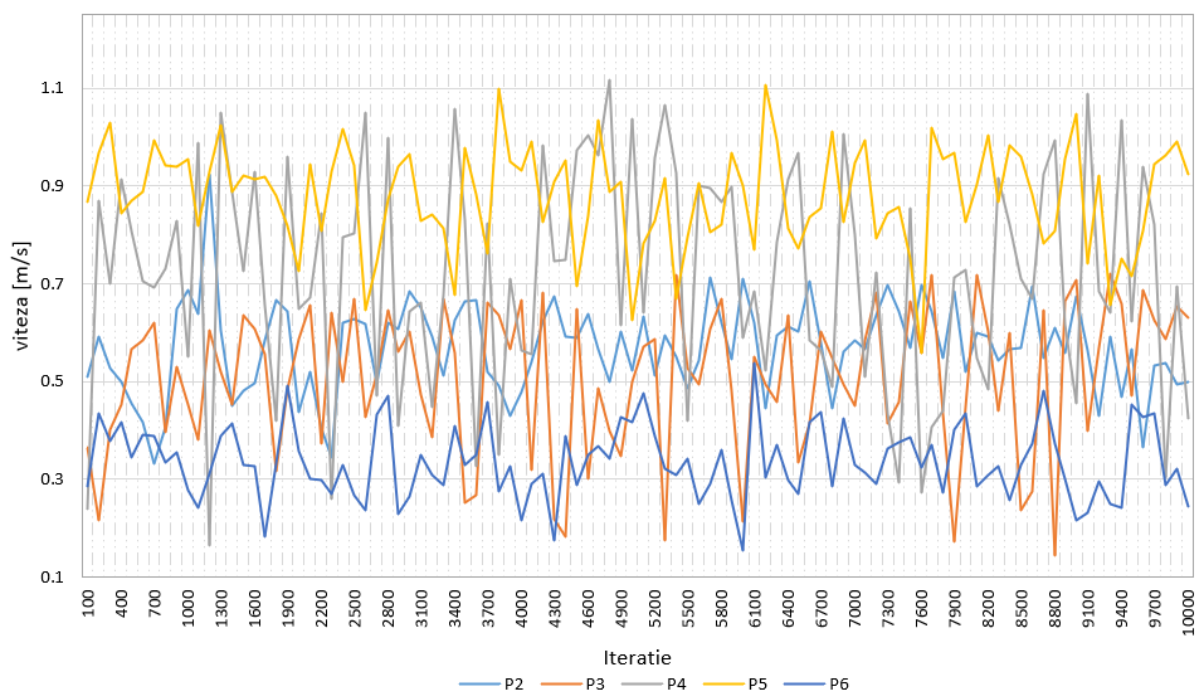


Fig. 31 – Variația vitezei în punctele analizate cazul 3

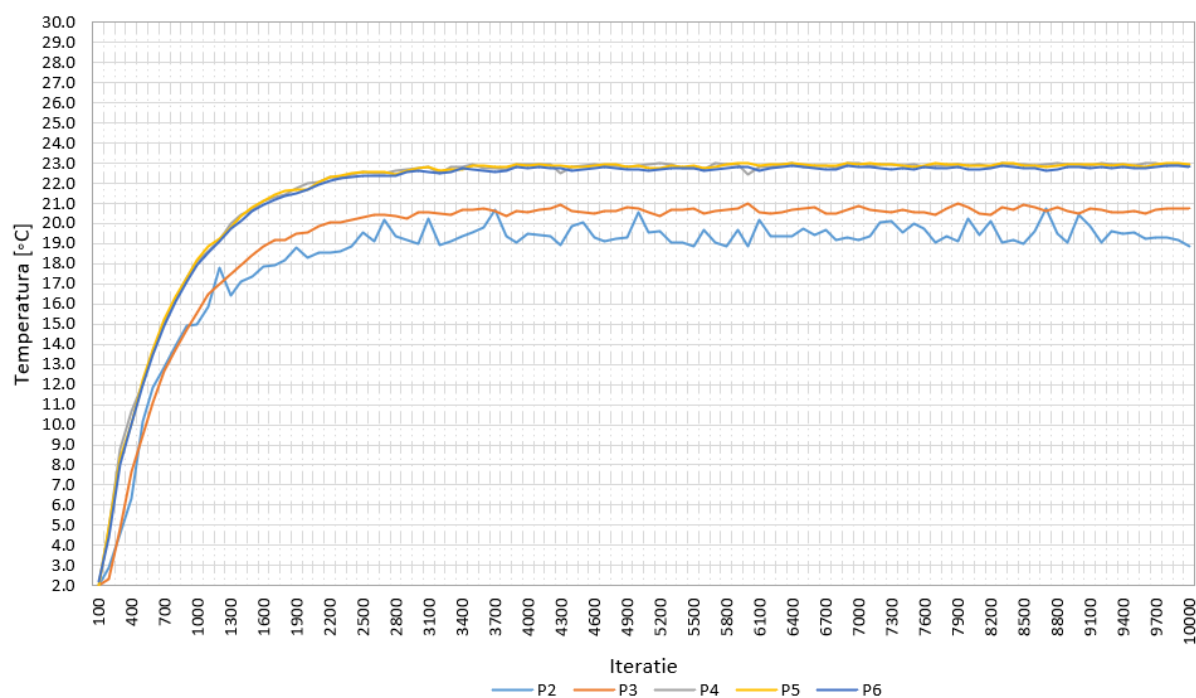


Fig. 32 – Variația temperaturii în punctele analizate, cazul 3

În privința temperaturilor în cele cinci puncte analizate, se poate observa o stabilizare a punctelor poziționate în partea din spate a autoturismului și anume P4 și P5, respectiv P6 în mijlocul volumului interior (Fig. 32). Se observă o stabilizare a temperaturii interioare după aproximativ 2800 de iterații. O ușoară instabilitate are loc la partea din față a autoturismului pentru punctele P2 și P3. Acest lucru se datorează poziției punctului în raport cu ocupantul interior care influențează curgerea și introduce

o instabilitate a vitezelor, respectiv a temperaturii. Punctul P2 a fost poziționat la aproximativ 10 cm de manechinul termic.

De asemenea, se poate evidenția faptul că odată cu implementarea transferului de căldură prin radiație temperatura în punctele analizate a scăzut cu aproximativ 1 – 2 °C. Acest lucru se poate observa pentru punctul P2 aferent poziției soferului, în care prezintă o valoare de aproximativ 18.8 °C față de 20.4 °C în cazul doi analizat. Asemănător luând ca exemplu punctul P6 aferent volumului interior, acesta prezintă o valoare de aproximativ 22.8 °C în cazul radiației termice, în timp ce fără influența radiației termice acesta prezintă o valoare de aproximativ 23.5 °C. Acest fenomen este în concordanță cu literatura de specialitate care menționează faptul ca prin implementarea transferului de căldură prin radiație rezultă o mai buna determinare a temperaturilor interioare [30].

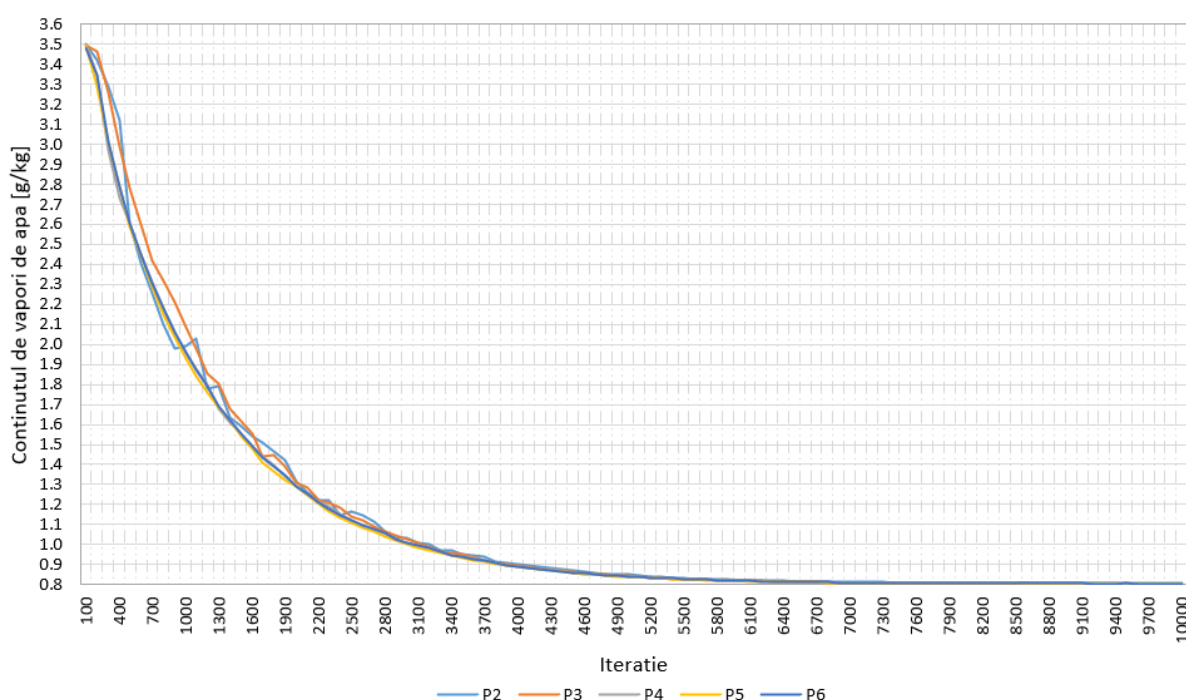
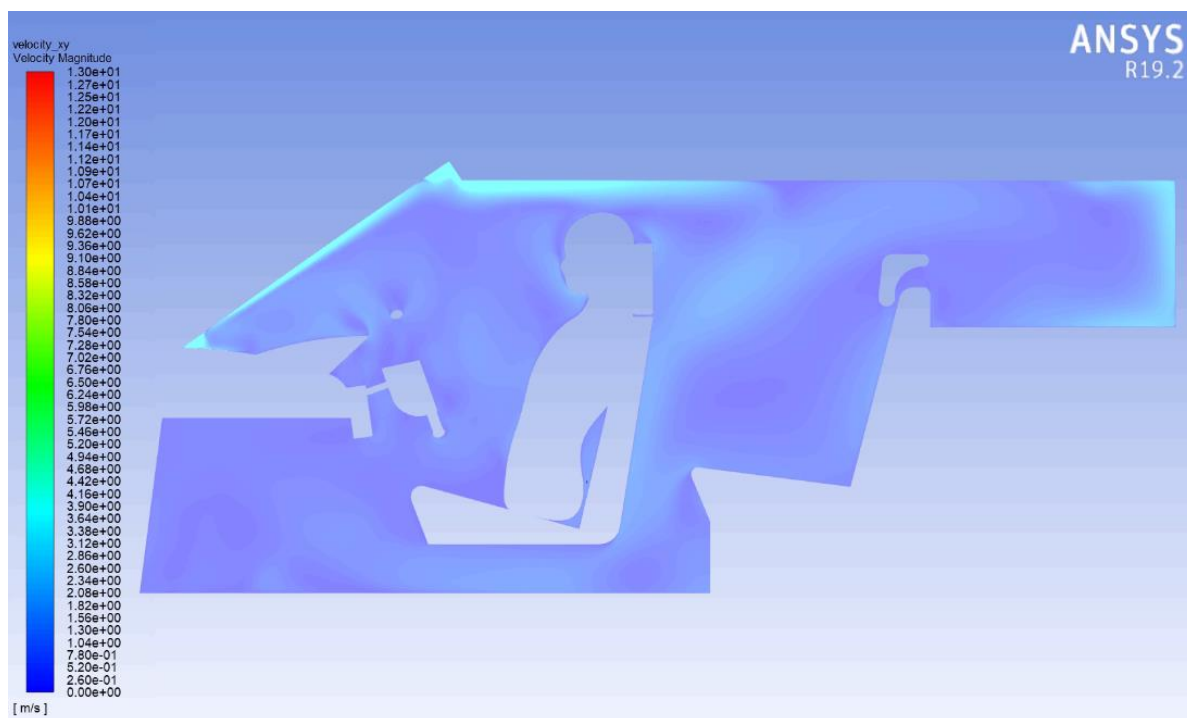


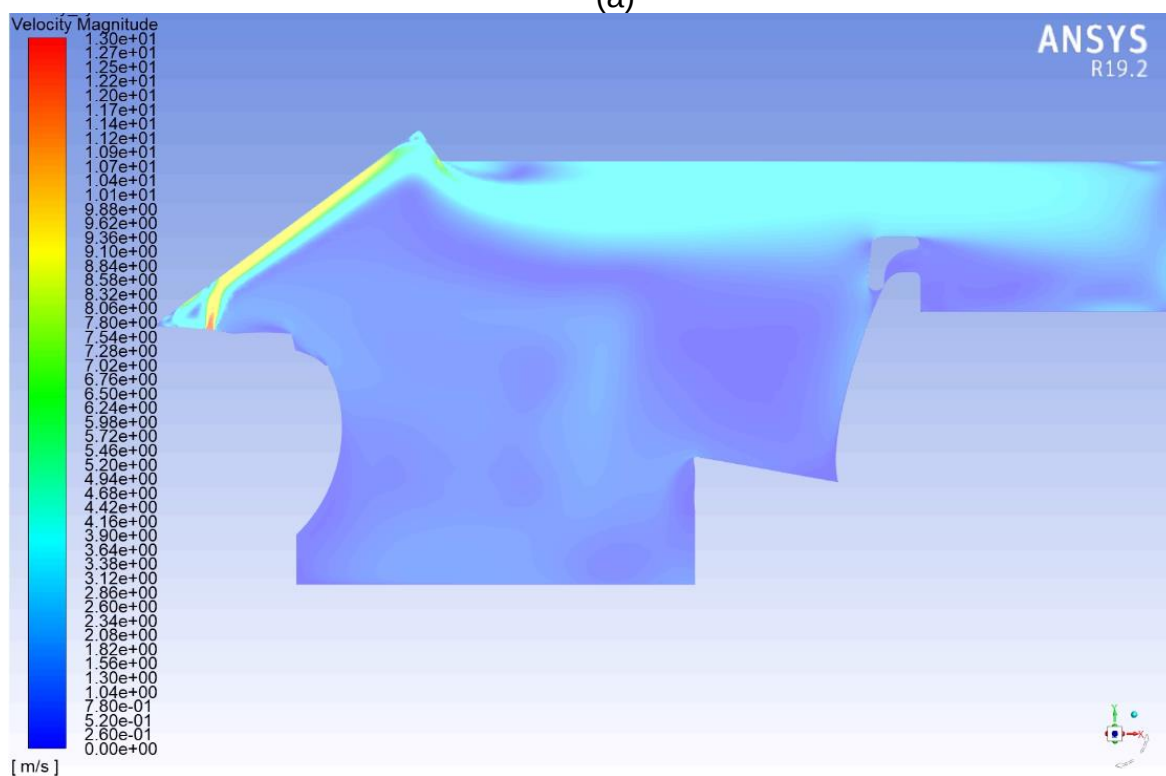
Fig. 33 – Variația cantității de umiditate în punctele analizate cazul 3

Conținutul de umiditate în cazul trei cu opțiunea de transfer de căldură prin radiație prezintă valori asemănătoare cazului precedent fără radiație. Astfel se poate menționa faptul ca impunerea transferului de căldură prin radiație nu influențează semnificativ variația cantității de vaporilor de apa.

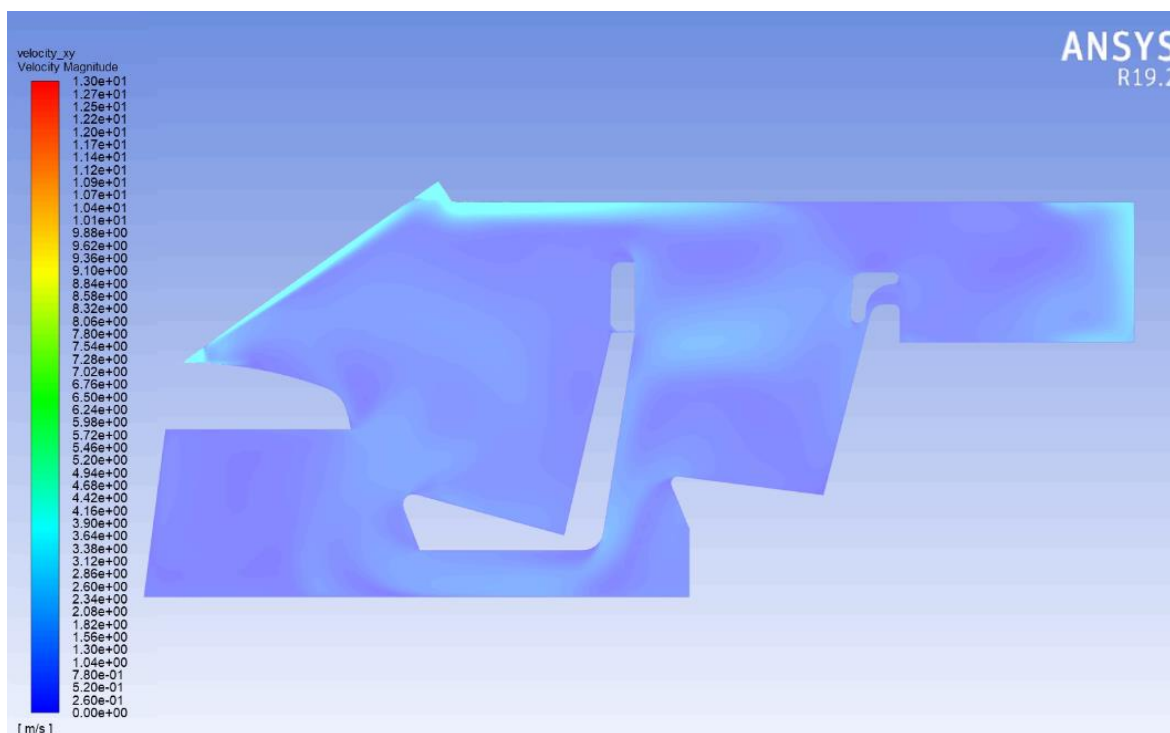




(a)



(b)

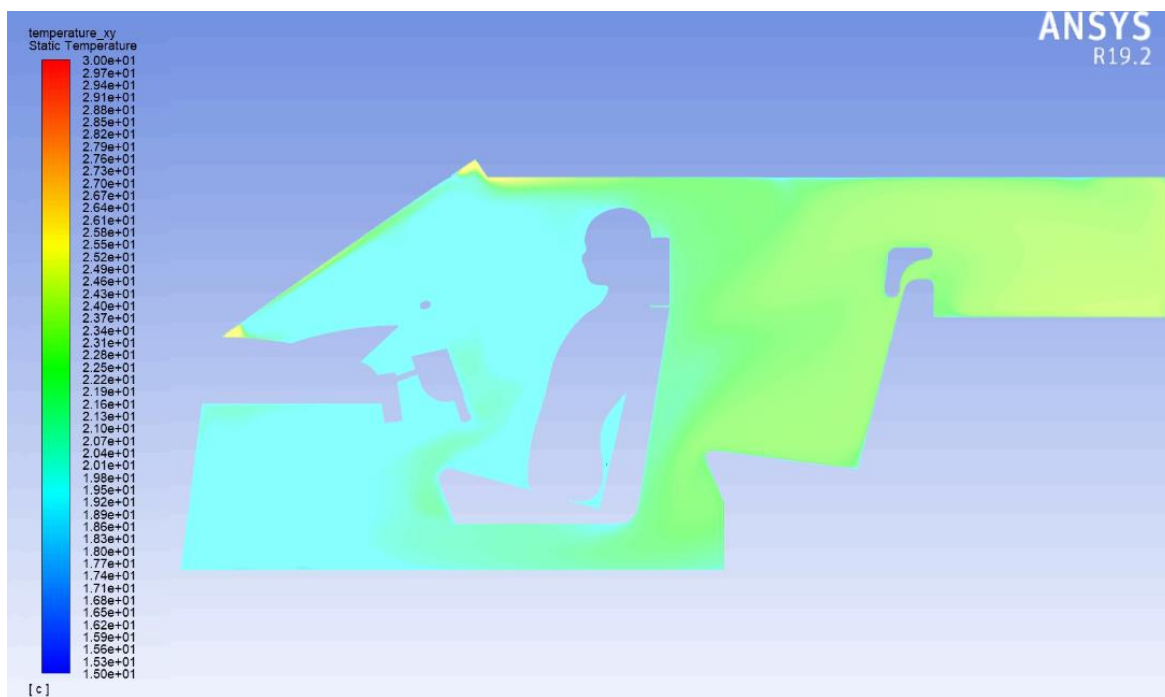


c)

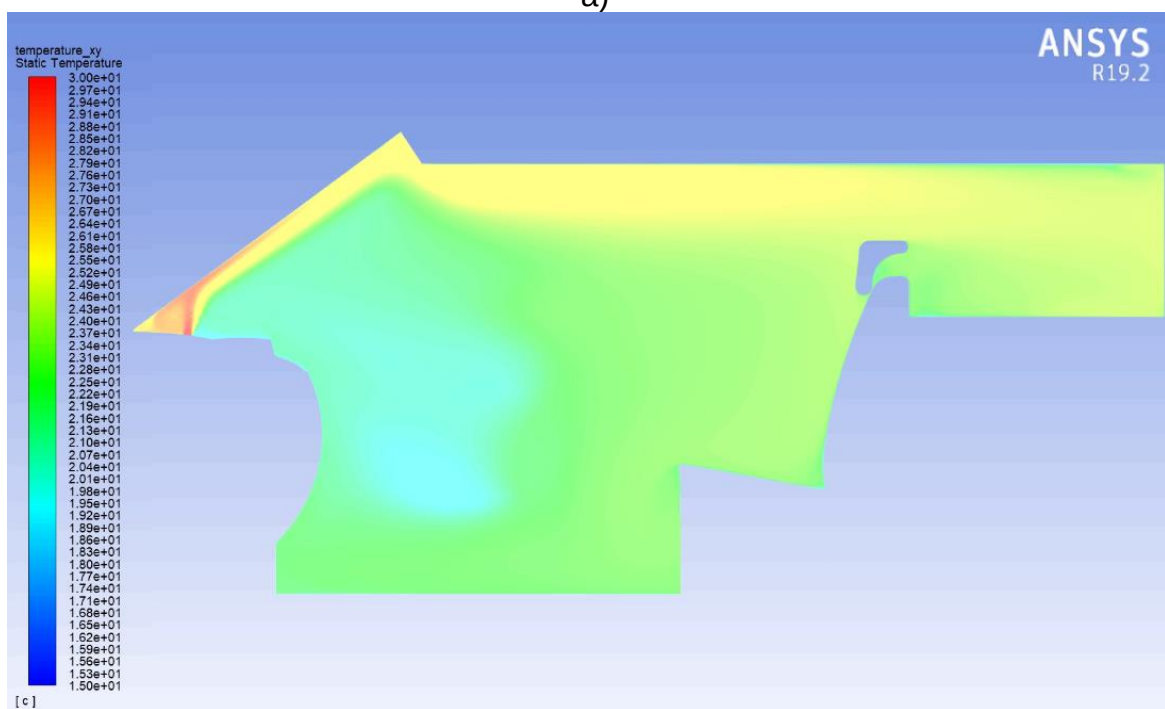
Fig. 34 – Gradientul de viteze în habitacul autovehiculului pentru cazul 3

Așa cum se poate observa din Fig. 34 a), b), c) distribuția de viteze rămâne în continuare foarte asemănătoare datelor precedente. Viteza aerului în cabina autoturismului prezintă valori între 0.1 și 4 m/s în planurile laterale față de grilele de introducere aer. Acest lucru arată faptul că modificarea temperaturilor aerului interior nu influențează vitezele de aer datorită forțelor inerțiale care sunt mai puternice în comparație cu forțele generate de diferența de temperatură sau densitate. Practic forțele Reynolds sunt mai importante ca și valori în comparație cu forțele Grashof.

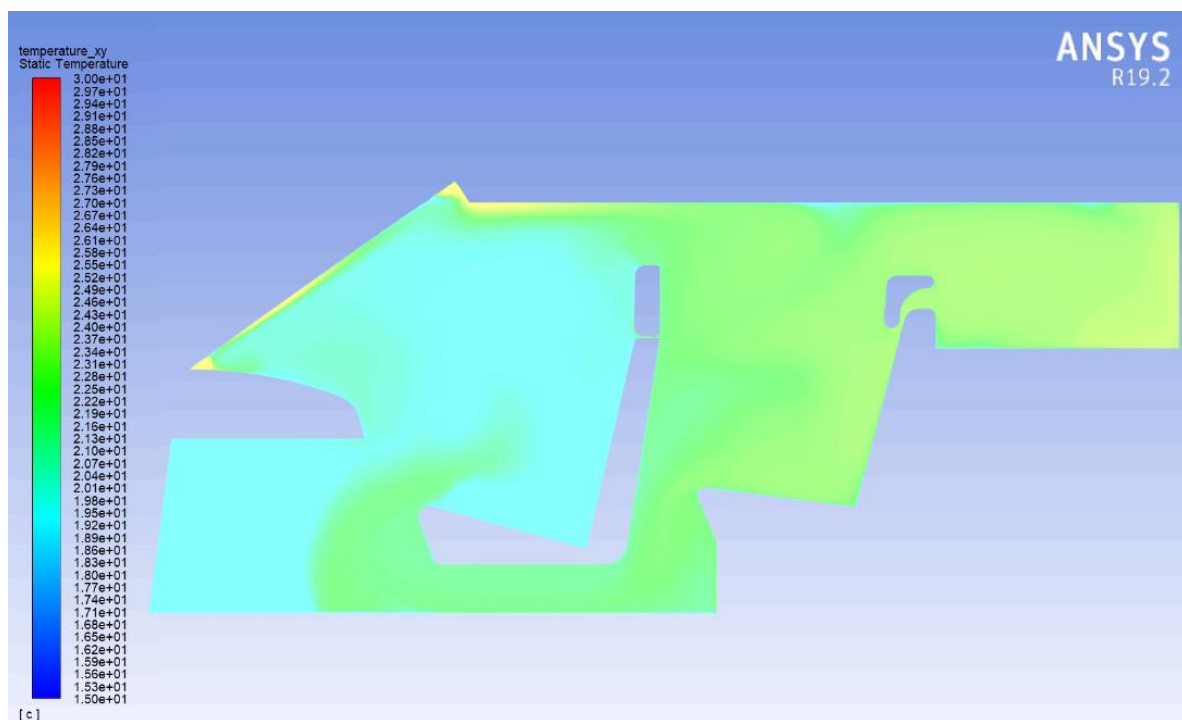
În planul de mijloc al habitacului, în zona de introducere aer se poate observa maximul de viteză de 12.5 m/s ce descrește odată cu creșterea pe înălțime a suprafeței parbrizului ajungând la finalul acestuia la o valoare de aproximativ 9 m/s. Același valori au fost întâlnite și în cadrul cazului 2, respectiv cazul 1.



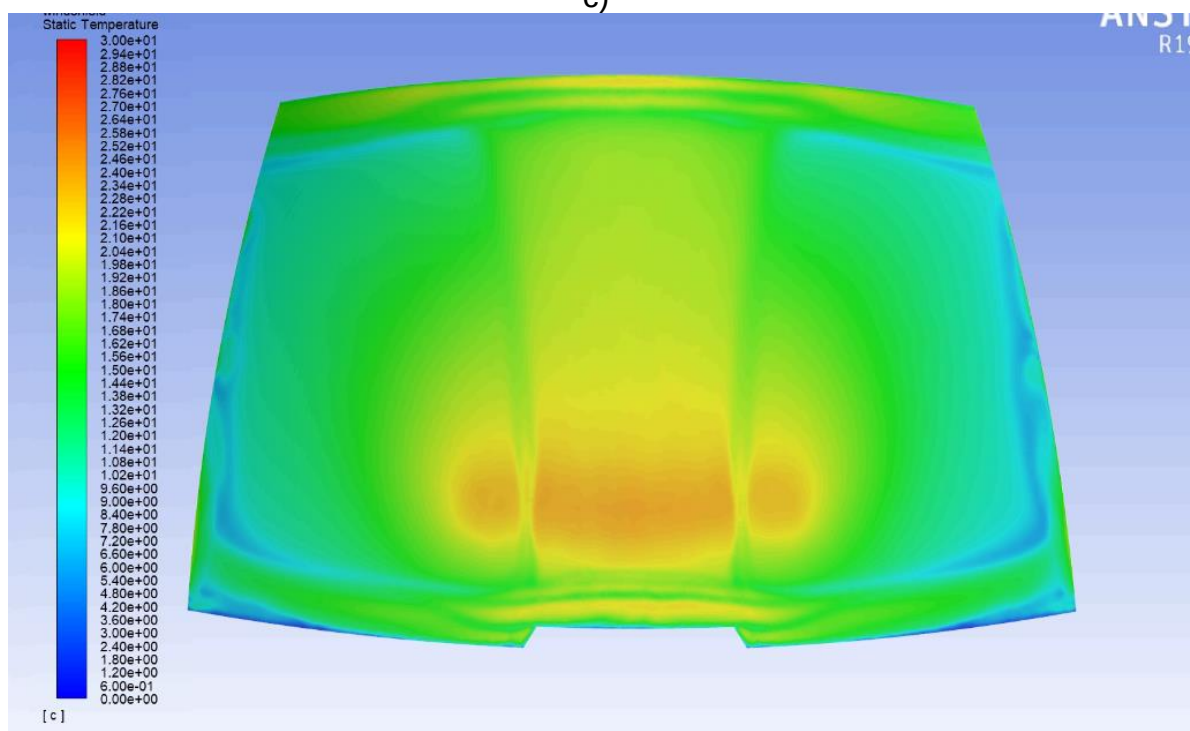
a)



b)



c)



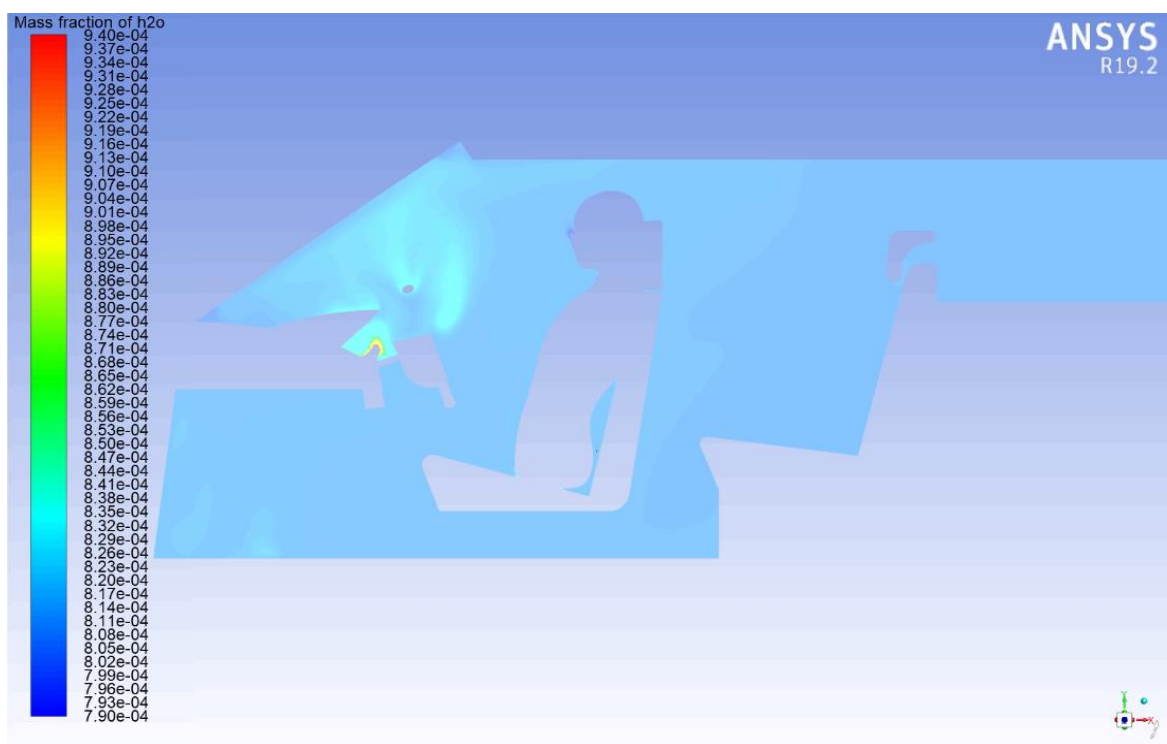
d)

Fig. 35 – Gradientul de temperaturi în habitacul autovehiculului cazul 3

Fig. 35 a), b), c) prezintă gradientul de temperaturi pentru cazul trei incluzând și fenomenul de transfer de căldură prin radiație. Comparând Fig. 35 b) cu Fig. 29 b) se poate observa faptul că în cazul 3 analizat apare o uniformizare mai concretă a temperaturilor interioare. Dacă în cazul precedent temperatura aerului la partea din fata a autovehiculului prezenta o arie mai răspândită cu valoarea de 23 °C, în cazul prezent, se poate observa ca temperatura aerului interior este mai dezvoltata către valori mai scăzute existand o preponderenta de valori de aproximativ 19 - 20 °C. In

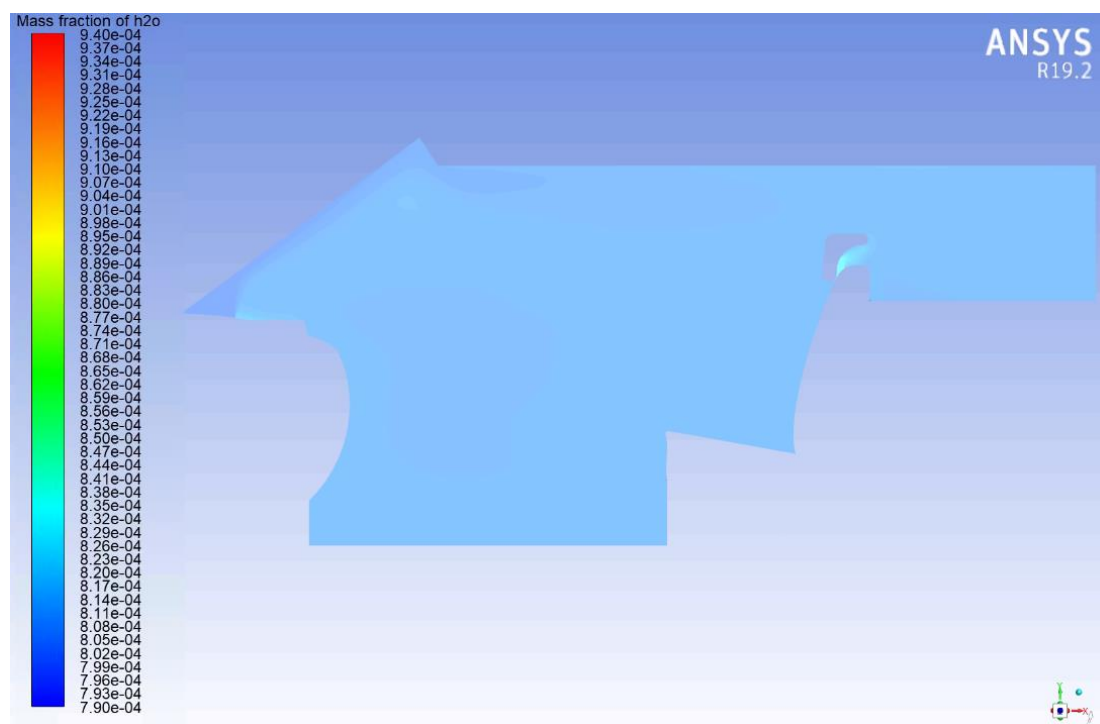
cea ce privește compartimentul din spate se observa doar o ușoară scădere a temperaturii fără implicații mai serioase a distribuției de temperatura. Mai mult decât atât, deși vizibil prezentând o temperatură mai scăzută la partea din față a cabinei, fenomenul de radiație exemplifică și o trecere mai abruptă și mai constantă a temperaturilor aerului, rămânând totuși același pol de aer rece în zona schimbătorului de viteze. Această modificare a gradientului de temperaturi se poate observa prin compararea celorlalte planuri analizate în cadrul celor două cazuri.

Fig. 35 d) prezintă valorile temperaturilor la nivelul parbrizului autoturismului. Comparând această figura cu Fig. 23 d) se poate observa o scădere importantă a temperaturii la nivelul parbrizului. În zona jetului de aer introdus de grilele de dezaburire, temperatura parbrizului scade progresiv mărindu-se totodată zona exterioară rece unde jetul de aer ajunge mai greu. În ceea ce privește comparația cu distribuția de temperaturi a parbrizului între cazul 3 (Fig. 35 d) și cazul 2 (Fig. 29 d) nu se observă modificări importante. Se menține în principal aceleași temperaturi în zona de introducere aer, cât și zonele exterioare cu temperaturi mai reduse.

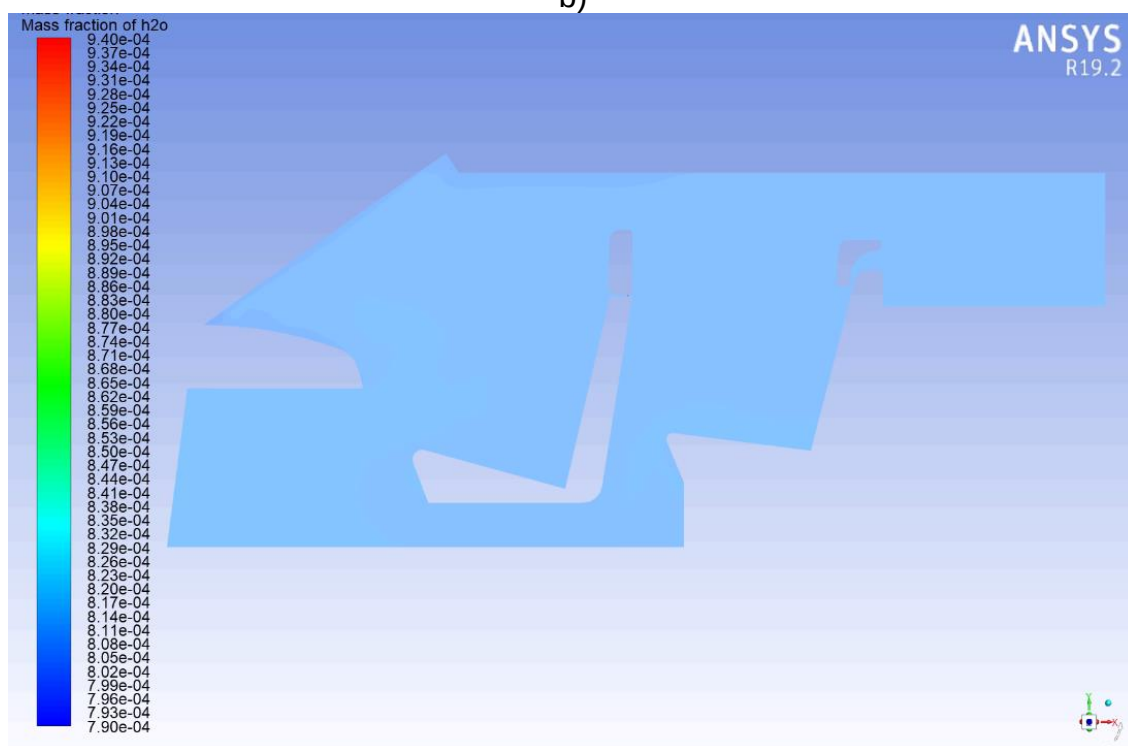


a)





b)



c)

Fig. 36 – Gradientul de vapori de apă în habitacul autovehiculului pentru cazul 3

Conturul conținutului de umiditate în cazul 3 (Fig. 36 b) prezintă la rândul său modificări în comparație cu cazurile precedente (Fig. 24 b) și (Fig. 30 b). Deși distribuția în zona din spate rămâne constantă în cele trei cazuri, există diferențe importante pentru modalitatea de distribuție a vaporilor de apă introduși prin intermediul aerului exterior care este încălzit în prealabil până la valoarea de 30 °C. Cazul 3 exemplifică valori ceva mai scăzute ale cantității de vapori de apă în zona din

imediată apropiere a parbrizului, dovedind o distribuție mai constantă a acestui parametru în comparație cu cazul 2. Mai mult, se menține această acumulare a vaporilor de apă pentru partea din față, zona șoferului și a bordului, datorată geometriei interioare a autoturismului.

## 7. Concluzii

Scopul acestui raport este de a exemplifica comportamentul parametrilor aerului mai exact, viteza, temperatura și conținutul de vapori de apă, din interiorul cabinei unui autovehicul atunci când se utilizează sistemul de ventilare în modulul de dezaburire, precum și pentru a evidenția importanța impunerii condițiilor la limita astfel încât rezultatele obținute să implice toate fenomenele fizice care au loc în cadrul proiectului studiat. Studiul s-a bazat pe un stand experimental construit în cadrul laboratorului Facultății de Inginerie a Instalațiilor care a fost reprodus la scara 1:1 în cadrul modelului numeric. De asemenea, standul experimental se bazează în totalitate pe caracteristicile geometrice ale unui autovehicul Renault Megane 2006 astfel încât rezultatele obținute să corespundă cât mai în detaliu cu fenomenele de curgere de aer din interiorul autoturismelor.

În cadrul studiilor numerice efectuate s-au determinat curgerile de aer din interiorul habitaculului autovehiculului luând în calcul trei cazuri principale, și anume cazul 1 fiind cel mai rudimentar în care schimbul de căldură are loc doar la nivelul parbrizului, restul suprafețelor exterioare fiind considerate adiabatic. Cazul 2 în care sunt introduși și pereții laterali și tavanul autoturismului ca suprafețe care realizează un schimb de căldură cu exteriorul. În final, a fost introdus și un model de transfer de căldură prin radiație bazat pe cazul precedent, acesta fiind denumit cazul 3. Din cele trei simulări au fost trase următoarele concluzii:

- Distribuția de viteze la nivelul autoturismului nu suferă modificări foarte mari, aceasta păstrându-și alura pe tot parcursul modificărilor realizate în cadrul modelului numeric. Deși, există modificări ale variației de temperaturi și de umidități între cele trei cazuri studiate, distribuția de viteze a păstrat același gradient indiferent de ajustările aduse studiului. Acest lucru evidențiază impactul forțelor de inerție care sunt mult mai definitorii asupra curgerii în comparație cu forțele generate de diferența de temperatură și de umiditate. Prin urmare, se poate spune faptul că criteriul Reynolds se impune în comparație cu criteriul Grashof.
- Conform literaturii de specialitate vitezele de introducere aer pentru utilizarea sistemului de dezaburire sunt relativ mari 6 – 15 m/s. Prin introducerea aerului interior la o valoare de 12.5 m/s utilizând grilele de dezaburire conduce la lovirea jetului de aer de parbriz care ulterior își continuă distribuția luând forma suprafeței vitrate. Mai departe, acesta își continuă dezvoltarea la nivelul superior al autoturismului până la partea din spate. În acest fel s-a putut vedea faptul că o bună parte din tavanul cabinei este atins de aer a cărui viteză este de aproximativ 3.7 m/s.
- Temperatura aerului este mai scăzută la partea din față a autovehiculului pentru toate cele trei cazuri analizate. Acest lucru se afla în concordanță cu distribuția aerului prezentată prin vitezele aerului.

- Gradientul de temperaturi la nivelul parbrizului suferă modificări importante atunci când se introduce transferul de căldură la nivelul celorlalți pereți exteriori în comparație cu modelul în care aceștia sunt considerați adiabatici.
- Impunerea unui model de transfer de căldură prin radiație reduce semnificativ temperatura aerului în punctele analizate față de cazul în care transferul radiativ este neglijat. Aceasta modificare de temperatură este destul de importantă și anume, luând exemplul punctului P6, centrul volumului habitacului scade la 22.8 °C de la 23.5 °C în cazul anterior. Evident o scădere importantă a temperaturii aerului interior are loc și între cazul 1 și cazul 2, mai exact de la 23.5 °C pentru cazul 2 punctul P6 la 27.8 °C același punct în cazul 1.
- Gradientul vaporilor de apă de la interiorul habitacului prezintă și acesta o modificare funcție de cazul studiat. S-a observat faptul că odată cu dezvoltarea modelului numeric prin implementarea a cât mai multor fenomene fizice, și anume cel mai dezvoltat cazul 3 care conține transferul de căldură la nivelul suprafețelor în contact cu mediul exterior, cât și a transferului de căldură prin radiație. Toate aceste fenomene fizice modifică distribuția vaporilor de apă în interiorul habitacului, în special distribuția acestora în partea din față a autoturismului. Cu toate acestea, s-a observat o menținere a unei cantități de vaporii de apă în zona bord – volan – șofer, unde datorită caracteristicilor geometrice mai complicate rezulta o acumulare a vaporilor de apă, acest aspect fiind evidențiat în toate cele trei cazuri analizate.

Acest studiu reprezintă parte a celui de-al doilea raport de cercetare aferent tezei de doctorat intitulată „Studiu avansat asupra fenomenelor de condensare superficială din interiorul autoturismelor”. Aceasta etapă și-a propus să pună bazele necesare continuării studiului aferent acestui subiect pornind de la setarea condițiilor la limită și a fenomenelor interioare astfel încât rezultatele să surprindă totalitatea fenomenelor fizice menținând o alterare a rezultatelor cât mai scăzută. Acest lucru a fost realizat prin analiza mai multor cazuri în care au fost modificate condițiile la limită, precum și fenomenele fizice ce au loc în interiorul habitacului autoturismului, rezultatele evidențind importanța impunerii tuturor fenomenelor de transfer de căldură și influența acestora asupra rezultatelor finale.

## Bibliografie

- [1] Directive 2003/30/EC of the European Parliament and of the Council of 8 May 2003 on the Promotion of the Use of Biofuels or other Renewable Fuels for Transport, 2003.
- [2] Zhang Z, Wang D, Zhang C, and Chen J, Electric vehicle range extension strategies based on improved AC system in cold climate – A review, *International Journal of Refrigeration*, **88**, pp. 141-150, 2018.
- [3] Leighton D, Combined Fluid Loop Thermal Management for Electric Drive Vehicle Range Improvement, *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, **8**, no. 2, pp. 711-720, 2015.
- [4] Qi Z, Advances on air conditioning and heat pump system in electric vehicles – A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **38**, pp. 754-764, 2014.
- [5] Lorenz M, Reduction of heating loads and interior window fogging in vehicles, *Technische Universität München Institut für Energietechnik*, 2015.
- [6] Yun S *et al.*, Prediction of thermal comfort of female passengers in a vehicle based on an outdoor experiment, *Energy and Buildings*, **248**, 2021.
- [7] C.-H. CHIEN J-Y J, Y.-H. CHEN, S.-C. WU, 3-D Numerical and Experimental Analysis for Airflow Within a Passenger Compartment, *International Journal of Automotive Technology*, **9**, p. 437-445, 2008.
- [8] Danca Paul B F, Nastase Ilinca, Meslem Amina, CFD simulation of a cabin thermal environment with and without human body – thermal comfort evaluation, *E3S Web of Conferences*, **32**, 2018.
- [9] Karthick L, Prabhu D, Rameshkumar K, Prabhu T, and Jagadish C A, CFD analysis of rotating diffuser in a SUV vehicle for improving thermal comfort, *Materials Today: Proceedings*, 2021.
- [10] Mueller A S and Trick L M, Driving in fog: The effects of driving experience and visibility on speed compensation and hazard avoidance, *Accident Analysis & Prevention*, **48**, pp. 472-479, 2012.
- [11] Hitomi Tsutsumi Y H, Shin-ichi Tanabe, Akiko Arishiro, Effect of Car Cabin Environment on Driver's Comfort and Fatigue, *2007 World Congress Detroit, Michigan April 16-19, 2007*, 2007.
- [12] *ISO 14505 - Ergonomics of the thermal environment — Evaluation of thermal environments in vehicles*, 2021.
- [13] Commission Regulation (EU) No. 672/2010 concerning type-approval requirements for windscreen defrosting and demisting systems of certain motor vehicles and implementing Regulation (EC) No 661/2009 of the European Parliament and of the Council concerning type-approval requirements for the general safety of motor vehicles, their trailers and systems, components and separate technical units intended therefor, 2010.
- [14] Thiago Luís Zolet G G D, Gustavo Fonseca de Freitas Maia, Leonardo Vinicius Mendes Pereira, CFD AND EXPERIMENTAL CORRELATION OF THE DEFROST FLOW AND VEHICLE'S WINDSHIELD DEFOGGING, *21st Brazilian Congress of Mechanical Engineering October 24-28, 2011, Natal, RN, Brazil, Proceedings of COBEM 2011*, 2011.
- [15] L. I. Davis J G A D, J. D. Hoeschele, Conditions for incipient windshield fogging and anti-fog strategy for automatic climate control, *SAE 2001 World Congress, Detroit, Michigan*, 2001.
- [16] Momferatos G, Giannissi S G, Tolia I C, Venetsanos A G, Vlyssides A, and Markatos N, Vapor cloud explosions in various types of confined environments: CFD analysis and model validation, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, **75**, 2022.
- [17] McDonough J M, INTRODUCTORY LECTURES on TURBULENCE, Physics, Mathematics and Modeling, U. o. K. Departments of Mechanical Engineering and Mathematics, Ed., ed, 2007.



- [18] Waschkowski F, Zhao Y, Sandberg R, and Klewicki J, Multi-objective CFD-driven development of coupled turbulence closure models, *Journal of Computational Physics*, **452**, 2022.
- [19] Maulik R, Sharma H, Patel S, Lusch B, and Jennings E, A turbulent eddy-viscosity surrogate modeling framework for Reynolds-averaged Navier-Stokes simulations, *Computers & Fluids*, **227**, 2021.
- [20] Georgaka S, Stabile G, Star K, Rozza G, and Bluck M J, A hybrid reduced order method for modelling turbulent heat transfer problems, *Computers & Fluids*, **208**, 2020.
- [21] Ashton N, West A, Lardeau S, and Revell A, Assessment of RANS and DES methods for realistic automotive models, *Computers & Fluids*, **128**, pp. 1-15, 2016.
- [22] Zhang X, Weerasuriya A U, and Tse K T, CFD simulation of natural ventilation of a generic building in various incident wind directions: Comparison of turbulence modelling, evaluation methods, and ventilation mechanisms, *Energy and Buildings*, **229**, 2020.
- [23] Fu C, Uddin M, and Robinson A C, Turbulence modeling effects on the CFD predictions of flow over a NASCAR Gen 6 racecar, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **176**, pp. 98-111, 2018.
- [24] A. Schalin P V N, Impact of turbulence anisotropy near walls in room airflow, *Indoor Air*, 2004.
- [25] Menter F R, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal*, **32**, no. 8, pp. 1598-1605, 1994.
- [26] ANSYS Fluent Theory Guide 2015.
- [27] Han J-W, Zhu W-Y, and Ji Z-T, Comparison of veracity and application of different CFD turbulence models for refrigerated transport, *Artificial Intelligence in Agriculture*, **3**, pp. 11-17, 2019.
- [28] Li X and Tu J, Evaluation of the eddy viscosity turbulence models for the simulation of convection–radiation coupled heat transfer in indoor environment, *Energy and Buildings*, **184**, pp. 8-18, 2019.
- [29] *ANSYS Fluent User's Guide*. 2013.
- [30] Menchaca-Brandan M A, Dominguez Espinosa F A, and Glicksman L R, The influence of radiation heat transfer on the prediction of air flows in rooms under natural ventilation, *Energy and Buildings*, **138**, pp. 530-538, 2017.
- [31] Li X, Yan Y, and Tu J, Evaluation of models and methods to simulate thermal radiation in indoor spaces, *Building and Environment*, **144**, pp. 259-267, 2018.
- [32] Srebric J, Vukovic V, He G, and Yang X, CFD boundary conditions for contaminant dispersion, heat transfer and airflow simulations around human occupants in indoor environments, *Building and Environment*, **43**, no. 3, pp. 294-303, 2008.
- [33] Ilie V, Studiul Fenomenelor de Transfer de Căldură si Masă in Încăperi Climatizate, 2017.
- [34] Kogawa T, Chen L, Okajima J, Sakurai A, Komiya A, and Maruyama S, Effects of concentration of participating media on turbulent natural convection in cubic cavity, *Applied Thermal Engineering*, **131**, pp. 141-149, 2018.
- [35] Sadananda T, "Improving the Accuracy of CFD Method for Windscreen Deicing," Chalmers University of Technology Goteborg, Sweden - Disertation Thesis, 2016.
- [36] Fayazbakhsh M A and Bahrami M, Comprehensive Modeling of Vehicle Air Conditioning Loads Using Heat Balance Method, presented at the SAE Technical Paper Series, 2013.
- [37] Kang S J, Kader M F, Jun Y D, and Lee K B, Automobile defrosting system analysis through a full-scale model, *International Journal of Automotive Technology*, **12**, no. 1, pp. 39-44, 2011.
- [38] Unverdi S O, Eren H, Erdem V, Sonmez N, Emre A, and Bayraktar V, Technical note: Optimisation of the defroster ducts and windshield electric resistances of a city bus with CFD analysis, *International Journal of Vehicle Design*, **52**, no. 1/2/3/4, pp. 199 - 121, 2010.
- [39] Liu J, Zou H, Zhang G, Zhang X, and Tian C, Analysis of Maximum Return Air Ratio on No-fogging Condition by In-cabin Climate Simulation for EV, *Energy Procedia*, **105**, pp. 2445-2450, 2017.

- [40] Torregrosa-Jaime B, Bjurling F, Corberán J M, Di Sciullo F, and Payá J, Transient thermal model of a vehicle's cabin validated under variable ambient conditions, *Applied Thermal Engineering*, **75**, pp. 45-53, 2015.
- [41] M. H. Shojaeefard G R M, N. Aghamirzaei, S. Ghezelbiglo, B. Zeinolabedini, Numerical evaluation of the defrosting/defogging performance of HVAC system in the main product of the national vehicle platform, *International Journal of Automotive Engineering*, **5**, pp. 2006-2016, 2015.
- [42] Gökhan Sevilgen M K, Transient numerical analysis of airflow and heat transfer in a vehicle cabin during heating period, *Int. J. Vehicle Design*, **52**, 2010.
- [43] Tan L and Yuan Y, Computational fluid dynamics simulation and performance optimization of an electrical vehicle Air-conditioning system, *Alexandria Engineering Journal*, **61**, no. 1, pp. 315-328, 2022.
- [44] DUMITRU ENACHE I C, ANDREI DAMIAN, MIHAI ZGAVAROGEA, *Indrumator de Proiectare Instalatii de Ventilare si Climatizare vol I*. 2005.
- [45] Liu J, Zou H, Zhang G, Zhang X, Tang J, and Tian C, Experimental study and numerical simulation Concerning fogging characteristics and Improvement of return air utilization for electric vehicles, *Applied Thermal Engineering*, **129**, pp. 1115-1123, 2018.
- [46] Mao Y, Wang J, and Li J, Experimental and numerical study of air flow and temperature variations in an electric vehicle cabin during cooling and heating, *Applied Thermal Engineering*, **137**, pp. 356-367, 2018.