



RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET
POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ HADJ LAKHDAR BATNA

FACULTE DES SCIENCES-DEPARTEMENT
DES SCIENCES DE LA MATIERE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de :
MAGISTER EN PHYSIQUE
Option: Energétique

Par

LAARABA Adel

Thème

*Etude numérique du transfert thermique dans un capteur solaire
thermique en présence des partitions attachées à son vitrage*

Soutenu devant le jury :

Dr. A. SOUDANI	Pr	Univ Batna	Président
Dr. S. BOUGOUL	Pr	Univ Batna	Rapporteur
Dr. S. DJOUIMAA	MCA	Univ Batna	Examineur
Dr. N.MOUMMI	Pr	Univ Biskra	Examineur

Année Universitaire : 2013/2014

Remerciements

En premier lieu, j'aimerais remercier vivement, mon directeur de thèse, Monsieur S. BOUGOUL, Professeur à la faculté des sciences, département des sciences de la matière Université hadj lakhdar BATNA, pour l'attention et le soutien qu'il a porté à mon travail de magister et pour m'avoir guider et encouragé tout au long de ce travail.

Je tiens également à remercier Monsieur A.SOUDANI, Professeur à l'université de BATNA(UHLB), qui m'a fait l'honneur d'accepter la présidence de jury d'examen de mon travail.

Aussi je remercie vivement Monsieur N.MOUMMI, Professeur à l'Université Mohammed KHIDER de Biskra(UMK) pour m'avoir fait l'honneur d'examiner ce travail.

Mes sincères remerciements à Madame S.Djouimaa, Maitre de conférence à l'Université de Batna (UHLB) d'avoir accepté d'examiner ce travail.

Dédicace

Je dédie ce mémoire à mes parents.

À tous les membres de ma famille, grands et petits.

À tous mes amis.

ADEL. LAARABA

Table des matières

Table des matières

Remercient

Nomenclature

Liste des figures

Liste des tableaux

Résumé

Introduction générale

1

Chapitre I. Généralités et revue bibliographique

I.1. Les capteurs solaires thermiques	4
I.1.1. Définition et principe de fonctionnement	4
I.1.2. Différents types des capteurs solaires	5
I.1.2.1. Capteurs plans à liquide sans vitrage	5
I.1.2.2. Capteurs plans à liquide avec vitrage	5
I.1.2.3. Capteurs solaires à tubes sous vide	6
I.1.2.4. Capteur solaire à concentration	7
I.2. Pertes thermiques du capteur solaire	8
I.2.1. Transfert convectif	9
I.2.2. Transferts radiatifs	15
I.2.2.1. Coefficient des pertes avant ; arrière et globale	16
I.2.2.2. Coefficient des pertes à l'avant	17
I.2.2.3. Coefficient d'échange des pertes arrière	17
I.2.2.4. Coefficient globale des pertes	18
I.3. Revue bibliographique	18
I.3.1. L'étude du transfert thermique dans les cavités	18
I.3.2. Le transfert thermique dans des cavités partitionnées	20

Chapitre II. Formulation mathématique du problème

II.1. Description du domaine d'étude	25
II.2. Présentation du domaine d'étude	25
II.2.1. Cas vertical	25
II.2.2. Cas horizontal	26
II.2.3. Cas incliné	26
II.3. Equations générales en régime laminaire	27
II.3.1. Equation de continuité	27
II.3.2. Equation de quantité de mouvement	27
II.3.3. Equation de conservation d'énergie	28
II.4. Hypothèses simplificatrices	28
II.5. Equations du problème	29
II.5.1. Equation de continuité	29
II.5.2. Equations de quantité de mouvement	29
II.5.3. Equation de l'énergie	29
II.6. Adimensionnalisation des équations	30
II.7. Transfert de chaleur par rayonnement	31
II.7.1. L'émissance (totale)	32
II.7.2. Le corps noir	32
II.7.3. Lois du rayonnement thermique	32
II.7.3.1. Loi de Planck : L'émissance monochromatique du corps noir	32
II.7.3.2. Loi de Stefan Boltzmann	32

II.7.3.3. Transfert par rayonnement entre surfaces	33
II.7.4. Réception du rayonnement par un solide	33
II.7.5. Equation du transfert radiatif	34
II.7.6. Résolution de l'équation du transfert radiatif (ETR) par la méthode des ordonnées discrètes (DO)	34
II.8. Le nombre de Nusselt moyen	35
II.8.1. Cas de la convection naturelle pure	36
II.8.2. Cas de la convection naturelle couplée au rayonnement	
II.9. Les conditions aux limites du problème	37
	38
Chapitre III. Méthode numérique	42
III.1. Rappel sur la méthode des volumes finis	43
III.2. Discrétisation des équations de transport	44
III.3. Equation de quantité de mouvement	46
III.3.1. Correction de pression et de vitesse	47
III.3.2. Equation de correction de pression	47
III.3.3. L'algorithme SIMPLE	47
III.3.4. Convergence	48
III.4. Présentation du code FLUENT	
III.5. Étapes de résolution du problème	
III.6. Conclusion	49
Chapitre IV. Résultats et discussions	49
IV.1. Introduction	50
IV.2. Les paramètres d'étude	51
IV.3. Validation du code de calcul	52
IV.3.1. Les isothermes	53
IV.3.2. Les lignes de courants	53
IV.3.3. nombre de Nusselt moyen	
IV.4. Résultats et discussions	
IV.4.1. Choix du maillage	54
IV.4.2. Modélisation des transferts thermiques par convection naturelle dans un capteur solaire thermique horizontal muni de partitions attachées à son vitrage	54
IV.4.2.1. Cas de la convection naturelle pure	58
IV.4.2.1.1. Influence de la longueur de la partition	62
IV.4.2.1.2. Influence du nombre des partitions	63
IV.4.2.1.3. Influence de l'épaisseur de la lame d'air	67
IV.4.2.2. Cas de la convection naturelle couplée avec le rayonnement	67
IV.4.3. Modélisation des transferts thermiques par convection naturelle dans un capteur solaire thermique incliné muni de partitions attachées à son vitrage	72
IV.4.3.1. Influence de la longueur des partitions L_p	76
IV.4.3.2. Influence du nombre de partitions	77
IV.4.3.3. Influence de l'épaisseur de la lame d'air	
IV.4.3.4. Cas de la convection naturelle couplée avec le rayonnement	80
IV.4.4. Modélisation des transferts thermiques par convection naturelle dans un capteur solaire héliothermique vertical muni de partitions attachées à son vitrage	80
IV.4.4.1. Influence de la longueur de partitions L_p	85
	89
	90

IV.4.4.2. Influence de nombre de partitions

IV.4.4.3. Influence de l'épaisseur de la lame d'air

IV.4.4.4. Cas de la convection naturelle couplée avec le rayonnement

Conclusion générale

Annexe

Nomenclature

Nomenclature

Caractère	Signification	Unités
A_f	Section de passage du fluide dans le capteur	[m ²]
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	[J/kg K]
D_H	Diamètre hydraulique ou dimension caractéristique de l'écoulement	[m]
e_{pl}	Epaisseur de la plaque métallique isolante interne	[m]
e_{pol}	Epaisseur de la plaque (couche) du polystyrène	[m]
e_b	Epaisseur de la plaque isolante arrière en bois	[m]
h_{c_v}	Coefficient de transfert convectif entre la vitre et l'ambiance dû au vent	[W/ (m ² .K)]
$h_{c_{nat}}$	Coefficient de transfert dû à la convection naturelle de la lame d'air immobile	[W/ (m ² .K)]
h_{cp-f}	Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et le fluide caloporteur	[W/ (m ² .K)]
h_{cp-f}	Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et le fluide caloporteur	[W/ (m ² .K)]
h_{cpt-f}	Coefficient de transfert convectif entre la plaque métallique isolante interne et le fluide caloporteur	[W/ (m ² .K)]
$h_{c,v}$	Coefficient de transfert convectif entre la vitre et l'ambiance dû au vent	[W/ (m ² .K)]
h_{rv-c}	Coefficient de transfert radiatif entre la vitre et le ciel	[W/ (m ² .K)]
h_{rp-v}	Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre	[W/ (m ² .K)]
h_{ris-s}	Coefficient de transfert radiatif entre la plaque isolante arrière (externe) et le sol	[W/ (m ² .K)]
h_{rv-c}	Coefficient de transfert radiatif entre la vitre et le ciel	[W/ (m ² .K)]
h_d	Coefficient de transfert par conduction de l'isolation arrière	[W/ (m.K)]
k_s	Coefficient de conductivité thermique du solide	[W/ (m.K)]
k_f	Coefficient de conductivité thermique du fluide	[W/ (m.K)]
k_{pl}	Coefficient de conductivité thermique du matériau de la	[W/ (m.K)]

	plaque isolante	
k_{pol}	Coefficient de conductivité thermique du polystyrène	[W/ (m.K)]
k_b	Coefficient de conductivité thermique du bois	[W/ (m.K)]
L	Longueur du capteur solaire thermique	[m]
L_p	Longueur adimensionnelle des partitions	
M	Emettance	[W/m ²]
m^*	Débit massique du fluide caloporteur	[kg/s]
N	Nombre de partitions	
q_{cv}	Flux transféré par convection	[W]
q_{rd}	Flux transféré par convection	[W]
T_{ab}	Température de l'air ambiant	[°C] ou [K]
T_p	Température de l'absorbeur	[°C] ou [K]
T_c	Température équivalente du ciel	[°C] ou [K]
T_v	Température de la vitre ou de la couverture transparente	[°C] ou [K]
T_{ab}	Température de l'air ambiant	[°C] ou [K]
T_c	Température équivalente du ciel	[°C] ou [K]
T_{is}	Température de la plaque arrière isolante	[K]
T_{ab}	Température de l'air ambiant	[°C] ou [K]
t	Temps	[s] ou [heure]
$U_{av,l}$	Coefficient des pertes thermique de la vitre	[W/ (m ² .K)]
U_{av}	Coefficient des pertes thermique à l'avant de l'absorbeur	[W/ (m ² .K)]
U_{ar}	Coefficient des pertes thermique à l'arrière de l'absorbeur	[W/ (m ² .K)]
U_L	Coefficient des pertes thermiques globales entre l'isolateur et l'ambiance	[W/ (m ² .K)]
V_f	Vitesse du fluide caloporteur	[m/s]
V_v	Vitesse du vent	[m/s]
x, y	coordonnées cartésiennes	[m/s]
v	Vitesse suivant y	[m/s]
u	Vitesse suivant x	[m/s]
X, Y	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles	

U	Vitesse adimensionnelle suivant x
V	Vitesse adimensionnelle suivant y

Symboles grecs :

Caractère	Signification	Unités
β	Angle d'inclinaison du capteur par rapport au sol en unité d'angle	
ν	La viscosité cinématique	[m ² /s]
ρ_f	La masse volumique du fluide caloporteur	[kg/m ³]
μ_f	La viscosité dynamique du fluide caloporteur	Kg/ms.
σ	$5,67.10^{-8}$, Constante de <i>Stephan-Boltzmann</i>	[W/m ² .K ⁻⁴]
ε_1 et ε_2	Emissivités des surfaces d'échange	
$F_{1.2}$	Facteur de forme relatif aux surfaces dans leur position l'une par rapport à l'autre	
ε_v	Emissivité totale normale de la vitre	
β	Coefficient de dilatation volumique	[K ⁻¹]
ε_{p-v}	Emissivité de la surface mate de l'absorbeur vers la vitre	
ε_{is}	Emissivité totale normale de la plaque isolante à l'arrière du capteur	
φ	L'angle d'inclinaison	degré
ρ	La masse volumique	[kg/m ³]
α	La diffusivité thermique	[m ² /s]
ϕ	Flux thermique	[W]

Les nombres adimensionnels :

Caractère	Signification
Nu	Nombre de <i>Nusselt</i>
R_a	Nombre de <i>Rayleigh</i>
$\overline{N_u}$	nombre de <i>Nusselt</i> moyen
Re	nombre de <i>Reynolds</i>
Gz	Nombre de <i>Graetz</i>

Pr	nombre de <i>Prandtl</i>
G_r	nombre de <i>Grashof</i>
Nu_{cv}	nombre de <i>Nusselt</i> moyen convectif
Nu_{rd}	nombre de <i>Nusselt</i> moyen radiatif

Liste des figures

Figure I.1. <i>Vue en coupe d'un capteur plan</i>	4
Figure I.1. <i>Schéma d'un capteur à liquide plan sans vitrage</i>	5
Figure I.2. <i>Schéma d'un capteur à liquide plan avec vitrage</i>	6
Figure I.3. <i>Vue en coupe d'un tube d'un capteur à tubes sous vide</i>	7
Figure I.4. <i>Capteur solaire à concentration</i>	7
Figure I.5.a) <i>Différentes pertes thermiques dans un capteur solaire thermique</i>	
b) <i>Bilan thermique d'un capteur solaire plan vitré</i>	9
Figure I.6. <i>Différents transferts thermiques dans un capteur solaire thermique</i>	18
Figure I.7. <i>Cavité rectangulaire</i>	19
Figure II.1. <i>Domaine d'étude dans le cas vertical</i>	25
Figure II.2. <i>Domaine d'étude dans le cas horizontal</i>	26
Figure II.3. <i>Domaine d'étude dans le cas incliné</i>	27
Figure II.4. <i>Transfert de chaleur par rayonnement</i>	33
Figure II.5. <i>Réception du rayonnement par un corps solide</i>	34
Figure II.6. <i>Discrétisation angulaire</i>	36
Figure II.7. <i>Conditions aux limites du problème</i>	36
Figure III.1. <i>Volume de contrôle pour un écoulement bidimensionnel</i>	38
Figure III.2. <i>Volume d'intégration de l'équation de continuité</i>	42
Figure III.3. <i>Volume de contrôle décalé pour les vitesses u et v</i>	42
Figure III.4. <i>Volume de contrôle utilisé pour la discrétisation de l'équation de continuité</i>	45
Figure III.5. <i>L'algorithme SIMPLE</i>	46
Figure IV.1. <i>Géométrie d'une cavité carrée différentiellement chauffée</i>	50
Figure IV.2. <i>Comparaison des isothermes obtenues dans notre travail et ceux obtenus par Amraoui [45], (a) : présent travail, (b) : résultats d'Amraoui [45]</i>	51
Figure IV.3. <i>Comparaison des lignes de courants obtenues dans notre travail et</i>	

<i>celles obtenues par Amraqui[45], (a) : présent travail, (b) : résultats d'Amraqui [45]</i>	52
Figure IV.4. Isothermes et températures pour différentes valeurs de L_p pour $Ra=2.51.10^4$, $N=5$.	55
Figure IV.5. Lignes de courants et vecteurs de vitesses pour différentes valeurs de L_p pour $Ra=2.51.10^4$, $N=5$.	57
Figure IV.6. Variation du nombre de Nusselt moyen pour différents valeurs de L_p pour $Ra=2.51.10^4$, $N=5$.	58
Figure IV.7. Isothermes et températures pour différentes valeurs du nombre de partitions N pour $Ra=2.51.10^4$, $L_p=0.4$.	59
Figure IV.8. Lignes de courants et vecteurs de vitesses pour différents valeurs de nombre de partitions N pour $Ra=2.51.10^4$, $L_p=0.4$	61
Figure IV.9. Variation du nombre de Nusselt moyen avec différents nombres de partitions N pour $Ra=2.51.10^4$	62
Figure IV.10. Isothermes et températures pour différents valeurs de L_p pour $Ra=2.51.10^4$, $N=5$	65
Figure IV.11. Lignes de courants et vecteurs des vitesses pour différents valeurs de L_p pour $Ra=2.51.10^4$, $N=5$	66
Figure IV.12. Variation du flux échangé par convection, par rayonnement et le flux totale avec différents valeurs de L_p , pour $N=5$, $Ra=2.51.10^4$	67
Figure IV.13. Isothermes et températures pour différentes valeurs de longueurs des partitions L_p pour $Ra=2.51.10^4$, $N=30$, $\varphi=45^0$	69
Figure IV.14. Lignes de courants et vecteurs des vitesses pour différentes valeurs de longueurs des partitions L_p pour $Ra=2.51.10^4$, $N=30$, $\varphi=45^0$	71
Figure IV.15. Variation du nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs de L_p pour $Ra=2.51.10^4$, $N=30$, $\varphi=45^0$	72
Figure IV.16. Isothermes et températures pour différentes valeurs du nombre de partitions N pour $Ra=2.51.10^4$, $L_p=0.4$, $\varphi=45.0$	73
Figure IV.17. Lignes de courants et vecteurs des vitesses pour différentes valeurs du nombre de partitions N pour $Ra=2.51.10^4$, $L_p=0.4$, $\varphi=45.0$	75
Figure IV.18. Variation du nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs de N pour $Ra=2.51.10^4$, $L_p=0.4$, $\varphi=45.0$	76
Figure IV.19 : Isothermes pour différentes valeurs du nombre de partitions pour $L_p=0.4$, $Ra=2.51.10^4$,	78
Figure IV.20 : Lignes de courants et vecteurs vitesses pour différentes valeurs du	

<i>nombre de partitions pour $L_p=0.4$, $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $\varphi=45.0$</i>	79
Figure IV.21. <i>Variation du flux échangé par convection, par rayonnement et le flux total pour différentes valeurs de N, $L_p=0.4$, $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $\varphi=45.0$</i>	80
Figure IV.22. <i>Isothermes et températures pour différentes valeurs de L_p pour $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $N=30$, $\varphi=90.0$</i>	82
Figure IV.23. <i>Lignes de courants et vecteurs vitesses pour différents valeurs de nombres de partitions N pour $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $L_p=0.4$, $\varphi=90.0$</i>	84
Figure IV.24. <i>Variation du nombre de Nusselt moyen avec différentes valeurs de L_p pour $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $N=30$, $\varphi=90.0$.</i>	85
Figure IV.25. <i>Isothermes et températures pour différentes valeurs de N pour $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $L_p=0.4$, $\varphi=90.0$</i>	87
Figure IV.26. <i>Lignes de courants et vecteurs vitesses pour différentes valeurs de N pour $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $L_p=0.4$, $\varphi=90.0$</i>	88
Figure IV.27. <i>Variation du nombre de Nusselt moyen avec différentes valeurs de N pour $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $L_p=0.4$, $\varphi=90.0$.</i>	89
Figure IV.27 : <i>Isothermes pour différentes valeurs de nombre de partitions pour $L_p=0.4$, $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $\varphi=90.0$</i>	91
Figure IV.29. <i>Variation du flux échangé par convection, par rayonnement et le flux total pour différentes valeurs de N, $L_p=0.4$, $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $\varphi=90.0$</i>	93

Liste des tableaux

Tableau I.1. Coefficient d'échange dû au vent et les pertes qui en découlent. Surface de la vitre, $A_c=2\text{ m}^2$	10
Tableau I.2. Différentes corrélations pour le calcul du nombre de Nusselt dans des cavités fermées	12
Tableau III.1. Les coefficients a_E et a_W pour différents schémas	41
Tableau III.2. Expression de la fonction A ($ P_e $) pour différents schémas	42
Tableau IV.1. Comparaison des valeurs du nombre de Nusselt moyen avec des solutions de référence	52
Tableau IV.2. Valeurs de nombre de Nusselt moyen pour différents maillages	53
Tableau IV.3. Valeurs de nombre de Nusselt moyen pour différents épaisseurs "e", $\varphi=0^\circ$.	63
Tableau IV.4. Valeurs de nombre de Nusselt moyen pour différents épaisseurs "e", $\varphi=45^\circ$.	76
Tableau IV.4. Valeurs de nombre de Nusselt moyen pour différents épaisseurs "e", $\varphi=90^\circ$.	89

Résumé :

Dans ce travail, on a étudié numériquement le transfert thermique dans un capteur solaire thermique menu des partitions attachées à son vitrage. Les températures des parois horizontales sont constantes et différentes et les parois verticales sont supposées adiabatiques. Les équations qui décrivent le problème à étudier sont résolues avec la méthode des volumes finis en utilisant le logiciel FLUENT. L'objectif nécessaire de ce travail c'est l'étude de l'influence des partitions (longueur et nombres) sur le transfert thermique dans un capteur solaire. On a remarqué que l'ajout des partitions a une influence remarquable sur le rendement du capteur solaire par la minimisation des pertes thermiques et donc une amélioration de la performance du capteur solaire. Afin d'arriver a un rendement meilleur du capteur solaire, il est nécessaire de choisir une longueur et un nombre optimaux de partitions. Egalement, l'épaisseur de la lame d'air a une influence considérable sur le rendement du capteur, et pour cela, on a étudié sa valeur optimale.

Mots clés : capteur solaire, partitions, FLUENT, convection naturelle, rayonnement thermique, rendement.

Abstract:

In this work, we study numerically the heat transfer in a solar collector contains partitions attached to its glazing. The temperatures of the two horizontal walls are constants and different. The two vertical walls are supposed adiabatic. The equations of the problem are solved with the finite volume method, using of the Fluent software. The necessary objective is to study the influence of the partitions (length and number) on the heat transfer in the soar collector. The obtained results indicate that the presence of the partitions has important influence on the heat transfer with the decreasing of heat losses with natural convection, so improving of the solar collector efficiency. To obtain a best performance of a solar collector, it's necessary to choose an optimal length and number of partitions; also, the thickness of the air gap has an important influence on the efficiency of the solar collector, and for this we have choose the optimal thickness.

Key words: thermal solar collector, partitions, FLUENT, natural convection, thermal radiation, efficiency.

ملخص:

تمت دراسة محدبة للتحويلات الحرارية في لاقط شمسي حراري يحتوي على حواجز موصولة بزجاجه. اعتبرنا أن درجات الحرارة للجدارين الأفقيين ثابتة لكل جدار لكن مختلفة أما الجدارين العموديين الجانبيين فهما متساويين للحرارة. المعادلات التي تمثل الإشعاعية المدروسة تم حلها بطريقة العجوم المتناهية باستعمال أسلوب التحكم فليوانتس. الهدف الأساسي من هذا العمل هو دراسة تأثير الحواجز (طولها و عددها) على التحويلات الحرارية في لاقط شمسي. لاحظنا بان إضافة الحواجز تأثير كبير على المردود الحراري لللاقط الشمسي و ذلك بالتقليل من الضياعات الحرارية نحو المحيط الخارجي. لتحقيق أحسن مردود حراري لابد من اختيار طول و عدد ملائمين للحواجز. أيضا سمك طبقة الهواء له تأثير ملحوظ لهذا تم اختيار السمك الأمثل.

الكلمات المفتاحية: لاقط شمسي، حواجز، فليوانتس، حمل طبيعي، إشعاع حراري، مردود.

Introduction Générale

Introduction générale

L'énergie caractérise la capacité à produire des actions, faire des mouvements, modifier la température ou transformer la matière. L'énergie a toujours constitué un enjeu vital pour l'homme et les sociétés humaines. Les comportements humains sont fortement induits par sa disponibilité ou sa non-disponibilité, son abondance ou sa pénurie. De ces comportements vont découler de nouveaux enjeux, en particulier pour l'environnement et les équilibres socio-économiques

Les énergies fossiles résultent d'une accumulation d'énergie solaire captée par des êtres vivants pendant des millions d'années. Elles regroupent trois sources d'énergie que l'on connaît bien : le charbon, le gaz naturel, le pétrole.

Ces énergies sont des énergies **non renouvelables**, contrairement aux énergies solaires, hydroélectrique, géothermique, éolienne... Elles sont donc épuisables.

Dès l'antiquité le pétrole, récupéré en surface, est utilisé pour de multiples usages : médecine, éclairage, étanchéité des bateaux au Moyen Orient.

C'est avec la révolution industrielle que l'utilisation de ces énergies fossiles s'intensifie. La houille, jusqu'alors utilisée pour la combustion (la machine à vapeur date de la fin du XVIIIème siècle), est distillée au XIXème siècle pour produire du coke et du gaz de houille qui brûle sans fumée et qui est alors utilisé pour l'éclairage, la cuisson ou la production d'eau chaude. Il est ensuite délaissé au profit du gaz naturel qui pollue bien moins. Le XIXème siècle voit aussi la naissance de l'industrie pétrolière, avec la ruée vers l'or noir. Le pétrole prend de l'importance avec l'avènement du moteur à explosion et devient l'égal du charbon.

Depuis plusieurs années déjà, on se préoccupe d'économiser l'énergie et de limiter les émissions de gaz à effet de serre. Les recherches ont permis de suivre des pistes prometteuses, d'élaborer des techniques performantes utilisant l'énergie solaire.

Les économies d'énergie et l'utilisation des énergies renouvelables sont aujourd'hui une préoccupation de premier ordre et l'un des enjeux majeurs de notre époque. L'énergie solaire est inépuisable et peu polluante. Installer des capteurs solaires, c'est être responsable écologiquement en tirant la meilleure partie du climat.

L'énergie solaire thermique est la transformation instantanée de l'énergie des rayons solaires en énergie thermique. Cette transformation peut être utilisée directement, comme par exemple le chauffage de l'eau sanitaire à l'aide des capteurs solaire, ou indirectement dans le cas de la production de l'électricité dans une centrale thermodynamique solaire. Le solaire thermique est basé sur l'utilisation de la chaleur transmise par rayonnement qui est différente de celle du

photovoltaïque où l'électricité est générée par l'énergie des photons. A l'aide des progrès technologiques, les techniques de captation directe d'une partie de l'énergie solaire sont nettement améliorées afin de rendre les systèmes solaires plus fiables, efficaces et rentables.

L'optimisation des performances des capteurs solaires a fait l'objet d'un grand nombre de travaux, tant théoriques qu'expérimentaux. L'intérêt réside dans leur application dans de nombreux applications naturels et industriels, tels que le chauffage des locaux industriels, la climatisation des logements, le séchage des grains, le pompage des forages et l'activation de la croissance des végétaux.

Les capteurs solaires thermiques ont pour fonction de transformer, avec le meilleur rendement possible, l'énergie qui parvient du rayonnement solaire en énergie thermique, à un niveau de température convenable pour l'utilisateur, et à transmettre cette chaleur au fluide caloporteur. Dans ce but, l'énergie solaire est absorbée par un corps, l'absorbeur, dans lequel circule le fluide caloporteur.

Afin d'améliorer les performances thermiques du capteur solaire, des partitions ont été ajoutées au vitrage. C'est pour étudier l'influence effective de l'ajout de ces partitions que ce travail a été initié. Le but étant d'arriver à répondre à certaines questions relatives, notamment à l'utilité réelle de ces partitions, à leur nombre optimale et à leur longueur optimale.

Le travail qui a été effectué est exposé dans ce mémoire selon quatre chapitres :

- Un premier chapitre relatif à des généralités et à l'étude bibliographique. Nous nous sommes intéressés, dans cette étude, à divers travaux relatifs aux phénomènes de transferts thermiques dans la lame d'air d'un capteur solaire thermique et aux différents procédés permettant de minimiser les pertes thermiques.
- Un deuxième chapitre consacré à la formulation mathématique du problème, dans lequel on a présenté la géométrie étudiée, aux hypothèses considérées, aux équations décrivant le problème et aux différentes conditions aux limites.
- Un troisième chapitre s'intéresse à la description de la méthode des volumes finis, ainsi que la discrétisation des équations différentielles du modèle mathématique obtenu.
- Un quatrième chapitre, où sont exposés les résultats de notre étude, la validation du code numérique utilisé, ainsi que son exploitation pour répondre aux questions posées dans le cadre de ce travail de recherche.

Chapitre I

Généralités et revue

bibliographique

Chapitre I

Généralités et revue bibliographique

I.1 . Les capteurs solaires thermiques :

I.1.1. Définition et principe de fonctionnement:

Le capteur solaire plan est un système thermique qui permet la conversion de l'énergie solaire en énergie calorifique, la chaleur reçue de cette conversion est utilisée soit directement (cas de chauffage), soit elle même est convertie en énergie mécanique par l'intermédiaire des cycles thermodynamique. Son principe de fonctionnement est basé sur l'effet de serre qui consiste à piéger le rayonnement solaire, ce dernier arrive au niveau du couvert et le traverse pour atteindre une surface revêtue d'une peinture noir, appelée absorbeur [4].

L'absorbeur va absorber une grande partie du rayonnement solaire entraînant une augmentation de sa température. Le rayonnement réfléchi par l'absorbeur arrive sur la vitre et comme celle-ci est opaque aux rayonnements infrarouges, le rayonnement est ainsi piégé.

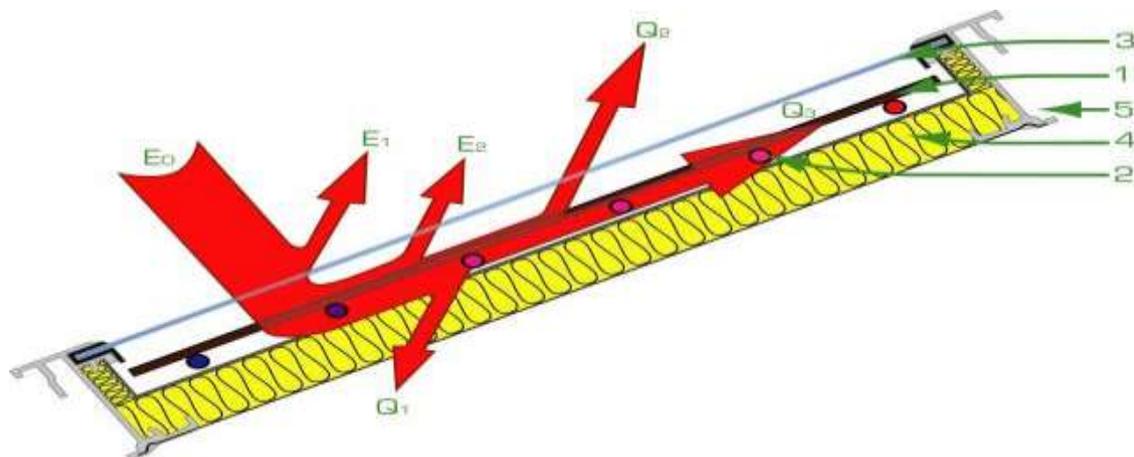


Figure I.1. Vue en coupe d'un capteur plan (1: absorbeur, 2: tube caloporteur, 3: couvercle vitré, 4: isolation thermique, 5: boîtier, E_0 : ensoleillement, E_1 : perte par réflexion sur le couvercle vitré, E_2 : perte par réflexion sur l'absorbeur, Q_1 : perte de chaleur par les conduites, Q_2 : perte de chaleur par rayonnement thermique et convection, Q_3 : chaleur utile) [4].

I.1.2 . Différents types des capteurs solaires :

Il existe des différents types de capteurs solaires pour chauffer les liquides. Leur choix dépend de la température désirée, de l'eau chaude et des conditions climatiques pendant la période d'utilisation du système.

Les technologies les plus courantes sont : les capteurs plans à liquide sans vitrage, les capteurs plans à liquide vitrés, les capteurs à concentration et les capteurs solaires à tubes sous vide [2].

I.1.2.1. Capteurs plans à liquide sans vitrage :

Les capteurs plans sans vitrage, sont ordinairement fabriqués de plastique polymère noir. Normalement, ils n'ont pas de revêtement sélectif et n'ont ni cadre ni isolation en arrière. Ils sont simplement posés sur un toit ou sur un support en bois. Ces capteurs de faible coût captent bien l'énergie solaire, cependant les pertes thermiques vers l'environnement augmentent rapidement avec la température de l'eau, particulièrement dans les endroits venteux en conséquence. Les capteurs sans vitrage sont couramment utilisés pour des applications demandant une fourniture d'énergie à basse température (piscines, eau d'appoint en pisciculture, chaleur industrielle, etc.), dans les climats froids, ils sont habituellement utilisés exclusivement durant l'été à cause de leurs pertes thermiques élevées [3].

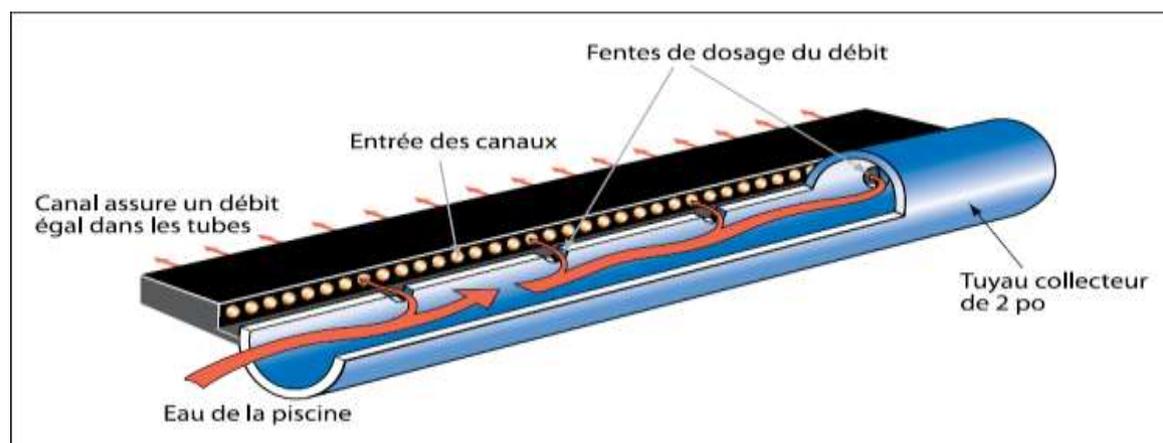


Figure I.1. Schéma d'un capteur à liquide plan sans vitrage [2].

I.1.2.2. Capteurs plans à liquide avec vitrage :

Dans les capteurs plans à liquide avec vitrage, comme il est montré dans la figure I.2 une plaque absorbante (qui souvent est recouverte d'un revêtement sélectif) est fixée dans un cadre entre un vitrage simple ou double et un panneau isolant placé à l'arrière. L'énergie solaire est ainsi emprisonnée dans le capteur à cause du vitrage (effet de serre). Ces capteurs sont couramment utilisés pour des applications à températures modérées (chauffage de l'eau sanitaire, chauffage de locaux, chauffage de piscines intérieures ouvertes toute l'année et chauffage pour procédés industriels [3].

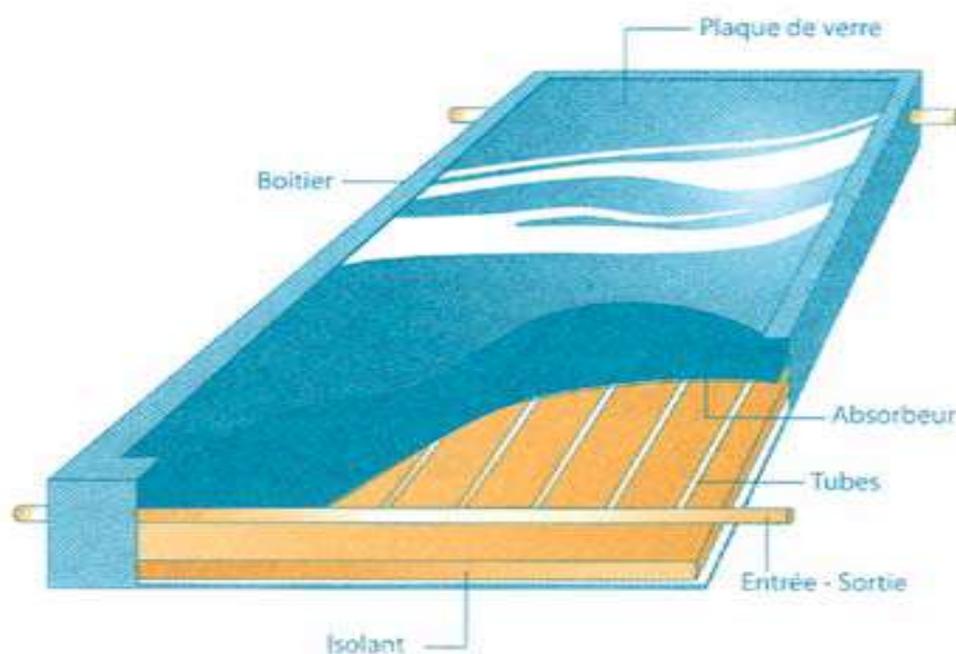


Figure I.2. Schéma d'un capteur à liquide plan avec vitrage [2].

I.1.2.3. Capteurs solaires à tubes sous vide :

Les capteurs solaires à tubes sous vide, comportent un absorbeur revêtu d'une surface sélective et enfermé sous vide dans un tube en verre. Ils captent bien l'énergie solaire et leurs pertes thermiques vers l'environnement sont extrêmement faibles. Les systèmes présentés sur le marché utilisent un caloduc pour extraire la chaleur de l'absorbeur (un liquide se vaporise au contact de l'absorbeur chaud, la chaleur est récupérée dans la tête du tube lorsque la vapeur s'y condense et le condensat, retourne par gravité à l'absorbeur). Les capteurs sous vide sont bien adaptés aux applications

requérant la fourniture d'énergie à des températures moyennes ou hautes (eau chaude domestique, chauffage de locaux et applications de chauffage industriel dans des gammes de températures de 60 °C à 80 °C, selon la température extérieure), en particulier dans les climats froids [3].

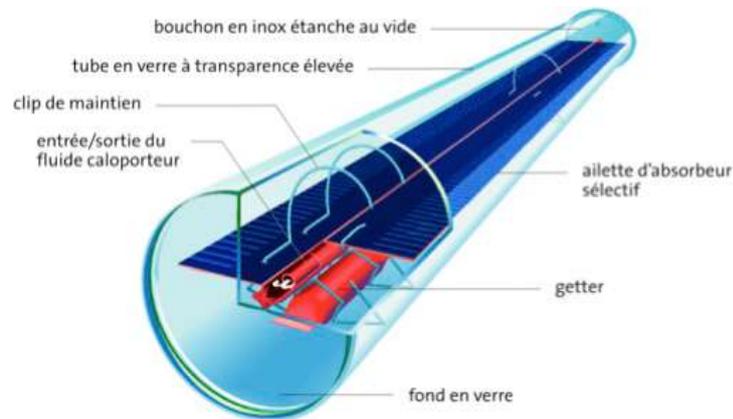


Figure I.3. Vue en coupe d'un tube d'un capteur à tubes sous vide [2].

I.1.2 .4. Capteur solaire à concentration :

Ce type de capteur solaire réfléchit et focalise le rayonnement solaire reçu directement sur l'absorbeur de manière à accroître l'intensité des rayons solaires. Par conséquent, l'usage de ce type de capteur permet d'obtenir des températures supérieures à celles que peut réaliser le capteur plan [3].

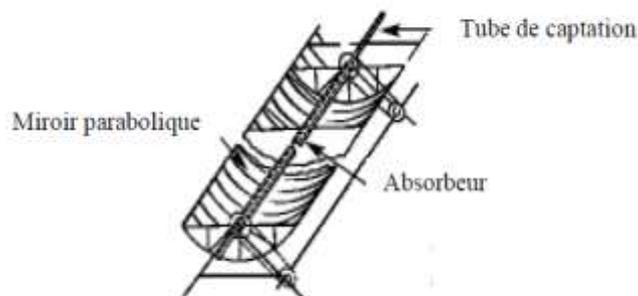
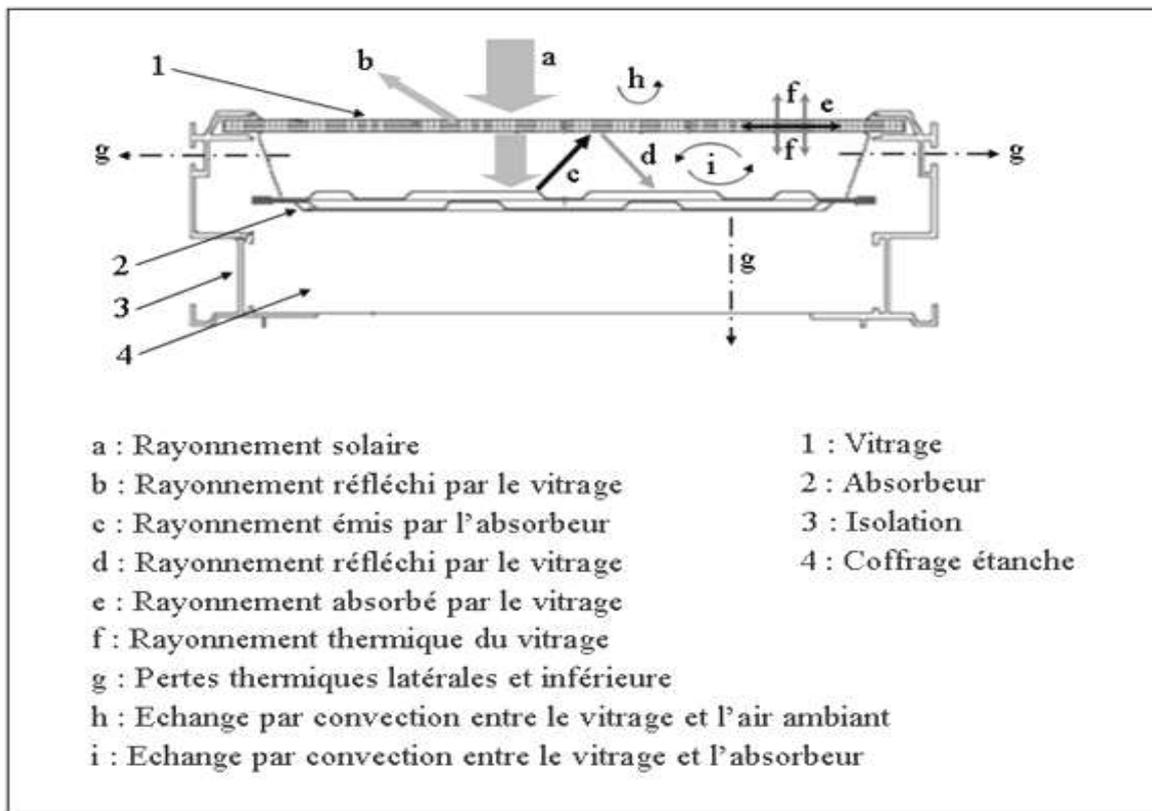


Figure I.4. Capteur solaire à concentration.

I.2. Pertes thermiques du capteur solaire :

Les échanges s'effectuent selon les trois modes connus ; convectif, radiatif et par conduction. Il faut considérer l'architecture et le mode d'écoulement du fluide dans le capteur pour dresser un inventaire complet des transferts qui s'y manifestent. La convection existe entre le capteur et l'ambiance qui l'entoure c'est les pertes avant et arrière dues au vent et celles qui existent à l'intérieur du capteur entre le fluide caloporteur et l'absorbeur, la plaque isolante, la lame d'air immobile et le vitrage. L'échange radiatif s'effectue entre la vitre et la voûte céleste, la vitre et l'absorbeur, et enfin entre le capteur et le sol (l'albédo). La conduction est dominante au niveau des pertes arrière à travers l'isolation qui est modélisée comme une couche multiple.



(a)

Selon cette expression on peut obtenir les résultats suivants qui indiquent que les pertes peuvent être importantes (pour une différence de température entre la vitre et l'ambiance de $\Delta T=10K$) ce qui suggère qu'il faut protéger les capteurs des effets du vent, dans la mesure du possible [50].

$V_V [m/s]$	$h_{c_v} [W/m^2K]$	$h_{c_v} \cdot \Delta T \cdot S [W]$
0	5,67	113,4
1	9,53	190,6
2	1,39	267,8
3	17,25	345
4	21,11	422,2
5	27,97	499,4
6	28,83	576,6
7	32,69	653,8
8	36,55	731
9	40,41	808,2
10	44,27	885,4

Tableau I.1. Coefficient d'échange dû au vent et les pertes qui en découlent. Surface de la vitre, $A_c=2 m^2$.

Ce coefficient intervient dans le transfert :

- A l'avant entre la vitre et l'écoulement de l'air dû au vent.
- A l'arrière entre l'isolation et aussi l'effet du vent comme à l'avant.

Transfert convectif interne au capteur :✓ Entre la vitre et l'absorbeur :

L'échange entre la vitre et l'absorbeur, à travers la lame d'air immobile si elle existe, est une convection naturelle. Le coefficient est donné par [6] :

$$h_{c_nat} = 1,42 \cdot \left\{ \frac{(T_p - T_{ab}) \cdot \sin(\beta)}{L} \right\}^{1/4} \text{ en } [W/(m^2.K)] \quad (I-3)$$

✓ Dans la couche d'air mobile :

La vitesse du fluide intervient pour déterminer le type de corrélation possible ; selon que l'écoulement est forcé ou naturel et selon le type d'absorbeur installé (avec chicanes ou non). Les corrélations suivantes ont été établies par Duffie et Backman pour les **absorbeurs sans ailettes** [7] :

$$h_c = \frac{Nu \cdot k_f}{D_H} \text{ en } [W/(m^2.K)] \quad (I-4)$$

➤ **Coefficient de transfert de chaleur entre l'absorbeur et la couverture :**

Pour calculer ce coefficient, plusieurs corrélations ont été proposées, mais la plus utilisée dans la littérature est celle recommandée par Hollands et al (1976) (K. S. ONG (1995) et A. Benkhelifa (1998)), cette corrélation donne le nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh et de l'angle d'inclinaison du capteur (pour un angle d'inclinaison qui varie entre 0^0 et 75^0) comme suit :

$$\overline{N_u} = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1,8\alpha)^{1,6}}{R_a \cos \alpha} \right] \left[1 - \frac{1708}{R_a \cos \alpha} \right] + \left[\left(\frac{R_a \cos \alpha}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad (I-5)$$

$$R_a = \frac{g \beta (T_c - T_h) L^3}{\nu^2} \quad (I-6)$$

Le **tableau I.2** résume certaines corrélations utilisées pour la convection naturelle dans une cavité.

Auteur	Equation	α																						
Holland [59]	$\overline{Nu} = 1 + 1.4 \left[41 - \frac{1708 (\sin \alpha)^{1.6}}{Ra \cos \alpha} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \alpha} \right] + \left[\left(\frac{Ra \cos \alpha}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]$ $1708 \leq Ra \cos \alpha \leq 5 \times 10^4$	0°-60°																						
Buchberg[60]	$Nu_L = 1 + 1.446(1 - 1708/Ra_L \cos \alpha) \quad 1708 < Ra_L \cos \alpha < 5900$ $Nu_L = 0.229(Ra_L \cos \alpha)^{0.252} \quad 5900 < Ra_L \cos \alpha < 9.2 \times 10^4$ $Nu_L = 0.157(Ra_L \cos \alpha)^{0.285} \quad 9.2 \times 10^4 < Ra_L \cos \alpha < 10^6$	0°-60°																						
Randall[61]	$Nu_L = 0.118 [Ra_L \cos^2(\alpha - 45)]^{0.29} \quad 2.8 \times 10^3 < Ra_L \cos \alpha < 2.2 \times 10^5$																							
Schinkel[62]	$Nu_L = a(\alpha) Ra_L^{1/3} \quad 10^5 < Ra_L < 4 \times 10^6$ <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>α</th> <th>0°</th> <th>10°</th> <th>20°</th> <th>30°</th> <th>40°</th> <th>50°</th> <th>60°</th> <th>70°</th> <th>80°</th> <th>90°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>a(α)</td> <td>0.080</td> <td>0.079</td> <td>0.075</td> <td>0.074</td> <td>0.074</td> <td>0.074</td> <td>0.072</td> <td>0.069</td> <td>0.068</td> <td>0.062</td> </tr> </tbody> </table>	α	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	a(α)	0.080	0.079	0.075	0.074	0.074	0.074	0.072	0.069	0.068	0.062	0°-90°
α	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°														
a(α)	0.080	0.079	0.075	0.074	0.074	0.074	0.072	0.069	0.068	0.062														

Tableau I.2. Différentes corrélations pour le calcul du nombre de Nusselt dans des cavités fermées [10].

i) Dans le domaine laminaire : $Re < 2100$

$$Nu = 3,66 + 0,085 \cdot Gz / (1 + 0,047 \cdot Gz^{2/3}) \quad , \quad \text{pour } Gz < 100 \tag{I-7}$$

$$Nu = 0,116 \cdot Gz^{1/3} + 0,87 \cdot (1 + 0,045 \cdot Gz^{1/3}) \quad , \quad \text{pour } Gz > 100 \tag{I-8}$$

ii) Dans la zone de transition : $2100 < Re < 10000$

$$Nu = 0,116 \cdot (Re^{2/3} - 125) \cdot \left\{ 1 + (D_H / L)^{2/3} \right\} \cdot Pr^{1/3} \tag{I-9}$$

iii) Dans le domaine turbulent : $Re > 10000$

$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \tag{I-10}$$

Avec :

$$Re = \frac{\rho_f}{\mu_f} \cdot V_f \cdot D_H \quad : \text{ Le nombre de Reynolds} \tag{I-11}$$

$$Pr = \frac{\mu_f}{k_f} \cdot Cp \quad : \text{ Le nombre de Prandtl} \tag{I-12}$$

μ_f : Viscosité dynamique du fluide en $[kg/(m.s)]$.

C_p : Capacité calorifique massique du fluide à pression constante en $[J/(kg \cdot K)]$.

$$Gz = Re.Pr.D_H/L : \text{Nombre de Graetz.} \quad (I-13)$$

L : Dimension caractéristique de l'écoulement (longueur du capteur). Il est aussi possible d'utiliser la corrélation suivante qui a été établie par **Kays [8]**

$$Nu = 0,0158 \cdot Re^{0,8} \quad (I-14)$$

✓ Echange convectif entre le fluide caloporteur et l'absorbeur :

Pour favoriser l'échange, et par suite l'énergie transférée, on a intérêt à augmenter la valeur du coefficient d'échange entre le fluide et l'absorbeur. Cela est réalisé de plusieurs façons :

-Accroissement de la surface d'échange entre absorbeur et le fluide caloporteur par installation d'ailettes.

- L'absorbeur lui même est en laine de métal

- Installation de chicanes qui canalisent le fluide et augmentent son séjour lors de son passage dans le capteur en allongeant son parcours.

$$h_{cp-f} = \frac{Nu \cdot k_f}{D_H} \quad \text{en } [W/(m^2 \cdot K)] \quad (I-15)$$

Avec Nu déterminé selon ce qui a précédé.

✓ Echange convectif entre le fluide caloporteur et la plaque isolante :

Il est du même type de corrélation que celui entre le fluide et l'absorbeur, dans certaines hypothèses de calcul, on peut les confondre. Mais en réalité il est plus faible

[10].

$$h_{cpl-f} = h_{cp-f} \quad , \text{ en } [W/(m^2 \cdot K)]. \quad (I-16)$$

✓ Evaluation de la vitesse du fluide :

Comme le débit est une donnée, il est facile d'exprimer la vitesse moyenne débitante grâce à l'équation de continuité

$$V_f = \frac{\dot{m}}{\rho_f \cdot A_f} \quad [m/s] \quad (I-17)$$

I.2.2. Transferts radiatifs :

Les éléments qui constituent les capteurs plans à air (vitrage, absorbeur et isolation) ont une forme géométrique commune simple ; rectangulaire. Toutes ces surfaces se font face (parallèles) à des distances relativement faibles ce qui nous permet de

simplifier les facteurs de formes et prendre les températures moyennes des éléments afin d'exprimer les coefficients radiatifs. Pour cela, on utilise souvent la formulation classique suivante [11] :

$$h_r = \frac{\sigma \cdot (T_1 + T_2) \cdot (T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{1,2}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)} \quad (\text{I-18})$$

✓ Echange radiatif entre la vitre et la voûte céleste :

Le coefficient d'échange est donné par [12] :

$$h_{rv-c} = \sigma \cdot \varepsilon_v \cdot \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) \cdot (T_v + T_c) \cdot (T_v^2 + T_c^2) \quad (\text{I-19})$$

Avec :

T_c : Température équivalente du ciel donnée par la relation de Swinbank (1963) [16].

$$T_c = 0,0552 \cdot T_{ab}^{3/2} \quad (\text{I-20})$$

✓ Echange radiatif entre la vitre et l'absorbeur [17]:

$$h_{rp-v} = \frac{\sigma \cdot (T_v + T_p) \cdot (T_v^2 + T_p^2)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_{p-v}} - 1} \quad (\text{I-21})$$

✓ Echange radiatif entre l'isolant (à l'arrière du capteur) et le sol.

$$h_{ris-s} = \frac{1}{2} \cdot \sigma \varepsilon_{is} [1 + \cos(\pi - \beta)] \cdot (T_{is} + T_s) \cdot (T_{is}^2 + T_s^2) \quad (\text{I-22})$$

I.2.3. Coefficient des pertes avant, arrière et globale :

Ces coefficients sont modélisés de diverses manières, selon la simplification ou la précision souhaitée.

I.2.3.1. Coefficient des pertes à l'avant :

Pour les capteurs dont le fluide caloporteur ne fait qu'une passe (ne circule pas en circuit fermé dans le capteur), le coefficient des pertes à l'avant peut être modélisé

selon deux expressions qui dépendent de la méthode de résolution et la précision choisie. Si on tient compte uniquement de l'effet du vent et de la radiation de la vitre avec la voûte céleste, le coefficient d'échange des pertes avant de la vitre s'écrit [16] :

$$U_{av.I} = h_{c_{-v}} + h_{r_{v-c}} \quad (I-23)$$

Klein [13] propose de calculer le coefficient des pertes avant de l'absorbeur par l'expression ci-dessous, qui tient compte des températures de l'absorbeur et de l'ambiance (indépendamment de celle du vitrage), du nombre de vitre installée [14], de l'effet du vent, des émissivités (de l'absorbeur vers la vitre et de la vitre vers le ciel en fonction de l'angle d'inclinaison du capteur) et de l'inclinaison du capteur [15] :

$$U_{av} = \left[\frac{I}{N_c \left[\frac{C}{T_{pm}} \left(\frac{T_{pm} - T_{ab}}{N_c + f} \right)^e \right] + \frac{I}{h_{c_{-v}}}} \right] + \frac{\sigma \cdot (T_{pm} + T_{ab}) \cdot (T_{pm}^2 + T_{ab}^2)}{\frac{I}{\varepsilon_{p,\beta} + 0,05 \cdot N_c \cdot (1 - \varepsilon_{p,\beta})} + \frac{2 \cdot N_c + f - I}{\varepsilon_{v,\beta}} - N_c} \quad (I-24)$$

Avec :

$\varepsilon_{p,\beta}$: Emissivité de l'absorbeur coté vitre évalué à l'angle d'inclinaison β .

$\varepsilon_{v,\beta}$: Emissivité de la surface externe de la vitre à l'angle β .

N_c : Nombre de vitres mis en place (en général ne dépassant pas 3).

$e = 0,43 \cdot (1 - 100/T_{pm})$; en général $e \approx 0,33$.

$C = 365,9 \cdot (1 - 0,00883 \cdot \beta + 0,00012 \cdot \beta^2)$; Où β est en degré

Ce paramètre (C) tient compte de l'influence de β sur le coefficient de convection de la lame d'air immobile.

$$f = (1 - 0,04 \cdot h_{c_{-v}} + 0,0005 \cdot h_{c_{-v}}^2) (1 + 0,091 \cdot N_c)$$

f : Facteur correctif tenant compte de l'effet du vent.

I.2.3.2. Coefficient d'échange des pertes arrière :

Les pertes arrière sont dues à la conduction à travers les couches isolante :

- La plaque métallique (si elle est installée).
- La couche de la laine de verre ou du polystyrène, ou les deux à la fois

- La plaque du bois (ou autre) qui se trouve à l'arrière du capteur vers l'extérieur [16].

$$U_{ar} = \frac{I}{\frac{e_{pl}}{k_{pl}} + \frac{e_{pol}}{k_{pol}} + \frac{e_b}{k_b} + \frac{1}{h_{c-v}}} = \frac{I}{h_d + \frac{1}{h_{c-v}}} \quad (I-25)$$

$$\text{Où } h_d = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{e_i}{k} \quad (I-26)$$

I.2.3.3. Coefficient globale des pertes :

Ce coefficient englobe toutes les pertes à l'avant et à l'arrière du capteur; ce qui lui confère la forme suivante [16] :

$$U_L = U_{av} + U_{ar} \quad (I-27)$$

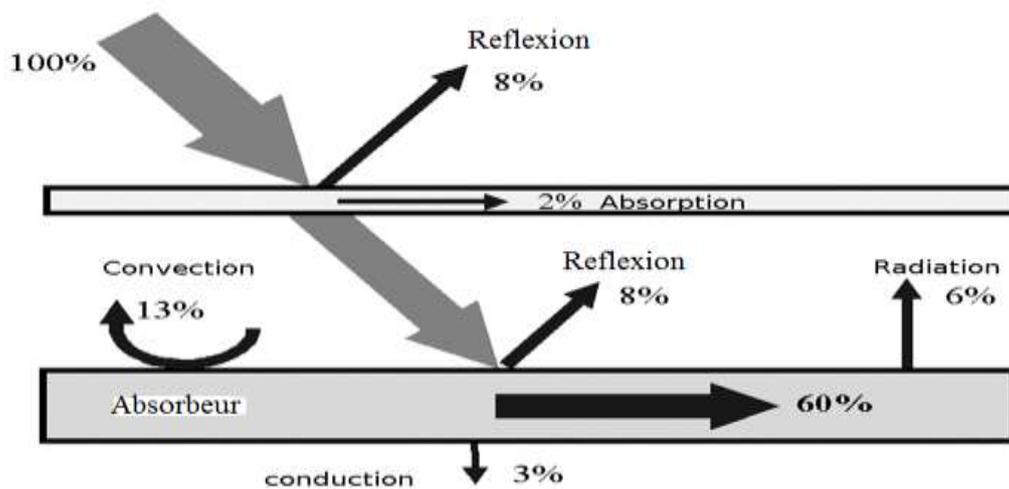


Figure I.6. Différents transferts thermiques dans un capteur solaire thermique.

I.3. Revue bibliographique :

I.3.1. L'étude du transfert thermique dans les cavités :

Le transfert thermique dans les cavités est l'un des problèmes les plus étudiés dans le domaine des sciences thermo fluides. La **figure I-7** présente une cavité rectangulaire dont deux des parois sont maintenues à des températures différentes **T_c** et **T_f**, les autres surfaces sont adiabatiques. Lorsque les températures de surface sont spécifiées, les transferts thermiques radiatifs et convectifs sont indépendants et peuvent être calculés séparément. Dans ce type de problème, on cherche généralement à

déterminer le nombre de Nusselt (Nu) à l'intérieur de la cavité. Pour de faibles écarts de température, le nombre de Nusselt est essentiellement égal à 1. On est alors en présence du régime de conduction et le transfert thermique par conduction est simplement donné par $k\Delta T/L$ où k est la conductivité thermique du fluide et ΔT est la différence de température entre les parois ($T_c - T_f$). Lorsque l'écart de température augmente, il y a formation d'une boucle de convection et Nu devient supérieur à 1. Pour des températures T_c et T_f données, l'expression du nombre de Nusselt sera fonction du nombre de Rayleigh (Ra), du nombre de Prandtl (Pr), des émissivités de surface (ϵ) et des rapports de forme vertical (H/L) et latéral (H/W) [17].

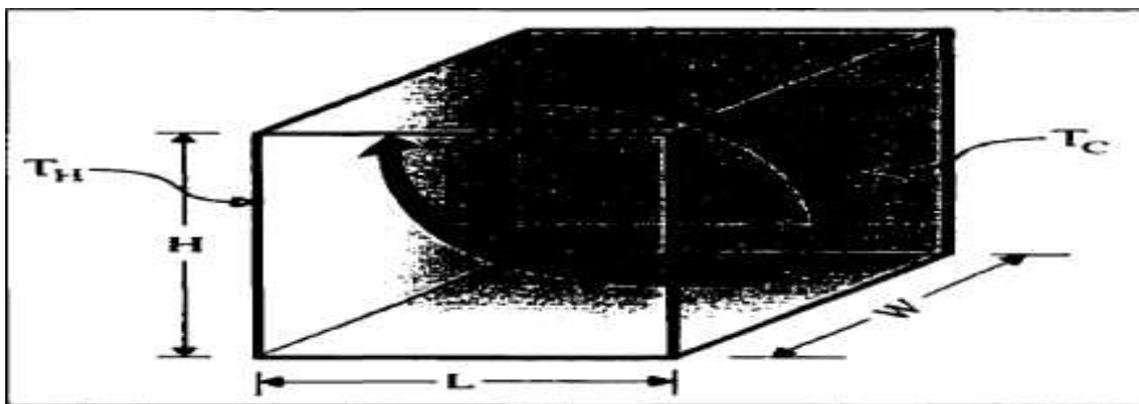


Figure I.7. Cavité rectangulaire.

Le groupe du professeur **Hollands** de l'université de Waterloo a été à l'origine de quelques études expérimentales sur la convection naturelle dans les cavités. Mentionnons une étude réalisée sur des cavités inclinées (**Hollandes et al** 1976) ayant comme objectif de déterminer expérimentalement le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh et de l'inclinaison de la cavité. Les corrélations dérivées à partir des résultats expérimentaux sont faites pour une inclinaison inférieure à 60° . Notons également les travaux d'**El Sherbiny et al** (1982) qui ont mené des expériences similaires en utilisant une version améliorée du montage de **Hollands**. L'objectif était de mesurer le transfert de chaleur par convection naturelle dans des cavités dont le rapport de forme vertical est compris entre 5 et 10. Les travaux d'**El Sherbiny** ont mené à la détermination de corrélations expérimentales pour la prédiction du nombre de Nusselt. Ces corrélations sont reconnues comme étant parmi les meilleures pour prédire le nombre de Nusselt dans une cavité.

Plusieurs études ont été faites aussi dans ce domaine , on peut citer celles de: **Batchelor (1954), Elder (1965), Ecken et Carlson (1961), Gill (1966), Ostrach et Maslen (1961), Raithby et al (1976), Bejan et Tien (1978) [17].**

I.3.2. Le transfert thermique dans des cavités partitionnées :

Des études numériques et expérimentales ont été faites pour l'étude de la convection naturelle pure et la convection naturelle couplée avec le transfert de chaleur par rayonnement dans des cavités rectangulaires partitionnées ont reçu une attention considérable ces dernières années grâce aux applications potentielles aussi bien que pratiques dans la conception technique, tels que les capteurs solaires, l'isolation thermique, le chauffage ... (**Karayiannis et al 1992, Khan et al 1993...**). Dans l'étude des capteurs solaires par exemple, la détermination des taux globaux de transfert de chaleur perdue vers l'ambiance est très importante. Une méthode employée pour réduire les pertes au niveau des capteurs solaires est d'ajouter des cellules anti-pertes dont le principe est d'attacher des partitions au vitrage du capteur.

Nienchuan N. Lin et Adrian Bejan (1983) [18] ont étudié la convection naturelle dans une cavité divisée, ils ont décrit une étude expérimentale et analytique du phénomène de transfert thermique par convection naturelle dans une enceinte rectangulaire munie d'une cloison interne incomplète. Les expériences sont conduites avec une enceinte remplie d'eau avec des parois horizontales adiabatiques et des parois verticales maintenues à des températures différentes.

T.W.Tong et F.M.Grener (1986) [19] ont étudié l'effet d'une cloison verticale fine sur la convection naturelle dans une enceinte remplie d'air. Ils ont étudié l'influence de la position de la cloison sur le nombre de Nusselt et ont montré que sa position au milieu de l'enceinte produisait la plus grande réduction du transfert thermique. Ils ont également montré que le partitionnement pouvait produire une réduction sur le transfert thermique comparable à celle d'un isolant poreux comme la fibre de verre remplissant la cavité.

J. C. King et R. Narayanaswamy (1987) [20] ont étudié les effets radiatifs sur la convection naturelle dans une cavité rectangulaire munie des partitions, ils ont remarqué que l'augmentation du nombre de partitions cause une diminution de la

valeur du nombre de Nusselt en présence des effets radiatifs. Ils ont étudié aussi l'influence de l'émissivité des surfaces et le nombre des partitions.

Tatsuo Nishimura et al (1987) [21] ont étudié expérimentalement et numériquement la convection naturelle laminaire dans des cavités rectangulaires divisées par des partitions verticales multiples. Dans le régime de couche limite, la température de partition augmente presque linéairement dans la direction verticale. La solution de couche limite qui prédit le flux thermique transféré est dérivée à partir des résultats numériques. On montre que le nombre de Nusselt est inversement proportionnel à $(1+N)$, si N est le nombre de partitions. Cela est confirmé par les expériences.

Ramon L. Frederick (1988) [22] a étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité carrée inclinée, remplie d'air, chauffée différentiellement, avec une cloison sur la paroi froide, pour des nombres de Rayleigh de $10^3 - 10^5$. La séparation provoque la suppression de la convection et une réduction du transfert thermique allant jusqu'à 47% du cas de la cavité sans cloison. Cette situation dépend du nombre de Reynolds, de la longueur de la séparation et de l'inclinaison. Pour des longues cloisons, apparaît la transition à l'écoulement bicellulaire.

Aux grands nombres de Reynolds, la réduction du transfert thermique est influencée par des forces secondaires de flottement dues à la cloison.

Tatsuo Nishimura et al (1988) [23] ont étudié expérimentalement la convection naturelle dans des cavités horizontales avec plusieurs cloisons, pour un large domaine de nombre de Rayleigh. Ils ont réalisé une fine cloison à haute conductivité. Les flux thermiques, les distributions des températures et les visualisations d'écoulement montrent que la convection naturelle dans chaque cellule formée par les cloisons est identique au problème ordinaire de Bénard, avec faible couplage thermique par conduction à travers les cloisons. On trouve aussi, du point de vue de l'ingénieur, que les cavités horizontales et verticales sont équivalentes, du point de vue de la capacité d'isolation thermique, en dépit des différentes configurations d'écoulement.

M.Ciofalo et T.G.Karayannis (1990) [24] ont étudié numériquement l'effet de partitions sur les flux thermiques symétriques partant du centre des parois terminales d'une cavité rectangulaire verticale. La cavité à des parois opposées isothermes a des

températures différentes. Le nombre de Rayleigh varie de 10^4 à 10^7 et le rapport de forme varie de 0,5 à 10.

L'épaisseur des cloisons est fixée égale à un dixième de la largeur de la cavité. Leur longueur adimensionnelle (L/H) varie de zéro (cavité sans cloison) à 0,5 (deux cavités séparées). On considère dans l'étude l'effet de différentes conditions aux limites sur les parois terminales et sur les cloisons.

A. Kangni et al (1990) [25], ont étudié théoriquement la convection naturelle laminaire et la conduction dans des cavités ayant plusieurs cloisons à épaisseur finie et conductrices. Les équations sont résolues en utilisant la formulation aux différences finies et la méthode des volumes de contrôle. L'étude couvre le nombre de Rayleigh Ra entre 10^3 et 10^7 . Le nombre de Prandtl $Pr=0,72$ (air), le rapport de forme $A = H/W$, entre 5 et 20 (H est la hauteur de la cavité, W est la largeur de la cavité). $B = w/W$ de 0,1 à 0,9 (B est la largeur adimensionnelle de la cavité, w est la largeur de la cavité partitionnée) et $C = l/W$ de 0,01 à 0,1 (C est l'épaisseur adimensionnelle de la partition). Le nombre de partitionnement varie de 1 à 5 et le rapport des conductivités thermiques de la cloison et du fluide k , de 1 à 10^4 . Les résultats sont réduits en termes de Nu qui est fonction de Ra et des différents autres paramètres.

E.K. Lakhali et al (1994) [26] ont étudié numériquement la convection naturelle et la conduction dans une cavité rectangulaire inclinée limitée par un mur, les résultats obtenus sont sous forme des lignes de courants et des isothermes. Ils ont conclu que l'influence de la différence de températures entre la paroi chauffée et la paroi froide sur le transfert thermique est grande lorsque $\Delta T < 20$ K, d'ailleurs il est négligeable et que l'influence d'angle d'inclinaison est petit pour φ de 5° à 90° (position verticale).

Nuri Yucel et al (2003) [27] ont étudié la convection naturelle dans une cavité carrée partitionnée, ils ont étudié l'effet du nombre de Rayleigh, du nombre des partitions ainsi que leur hauteur sur le flux échangé. Le nombre de Nusselt moyen est calculé, la valeur minimale du nombre de Nusselt moyen est obtenue lorsqu'il y a un flux minimal.

Samy M. El-Sherbiny (2004) [28] a étudié la convection naturelle dans une cavité rectangulaire partitionnée, en fonction de la hauteur et d'épaisseur de la partition. Les résultats obtenus sont sous forme des isothermes et des lignes de courants. Il ont constaté que le nombre de Nusselt diminue avec l'augmentation de l'épaisseur et la hauteur de partitions, et augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

Abdullatif Ben-Nakhi et Ali J. Chamkha (2005) [29] ont étudié la convection naturelle dans une cavité rectangulaire partitionnée, ils ont remarqué que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, la forme des lignes de courants sera multicellulaire pour des angles d'inclinaison entre 30° et 90° .

M. Ghassmi et al (2007) [30], ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité rectangulaire menue de deux partitions, ils ont étudié l'influence de l'inclinaison, aussi la hauteur des partitions et ses positions. Ils ont remarqué que le nombre de Nusselt a une valeur minimale lorsque $\varphi=90$, quelque soit la hauteur de la partition et sa position.

G. Alvarez et al (2007) [31] ont étudié le nombre de Nusselt pour la convection naturelle et le rayonnement thermique dans un capteur solaire thermique. Ils ont étudié l'influence du facteur de forme A (entre 8 et 16), l'influence de l'angle d'inclinaison (entre 15° et 35°) et le nombre de Rayleigh Ra (entre 10^4 et 10^6). Les résultats obtenus indiquent la présence du rayonnement couplé avec la convection modifie la forme de l'écoulement et la valeur du nombre de Nusselt moyen. Ils ont remarqué que le flux radiatif représente 40% d flux total.

Mezrhab et al (2007) [32] ont étudié numériquement la convection naturelle pure et la convection naturelle couplée avec rayonnement dans une cavité rectangulaire menue des partitions, ils ont étudié l'influence du nombre des partitions, la largeur de la cavité et la différence des températures ΔT entre la vitre et l'absorbeur. Ils ont conclu que dans les intervalles de la hauteur de la cavité b est ($0.03 \leq b \leq 0.08$) m et ($5 \leq \Delta T \leq 30$) K, les partitions minimisent le flux totale dans la cavité. Les résultats obtenus indiquent que la présence du rayonnement cause une augmentation du flux totale transféré.

Bahlaoui et al (2007) [33] ont étudié numériquement la convection naturelle couplée avec le rayonnement dans une cavité rectangulaire partitionnée, ils se sont intéressés à l'influence de certains paramètres sur le transfert de chaleur comme la valeur de l'émissivité des surfaces, la localisation de la partition, et sa hauteur, son épaisseur est négligeable. Ils résultent que la présence des effets radiatifs cause une bonne homogénéisation de la température et que l'augmentation des paramètres : hauteur de partition L_p et l'émissivité cause une diminution du transfert thermique.

Ali L. Ekaid et al (2009) [34], ont étudié numériquement le transfert de chaleur dans une cavité partitionnée, pour différentes valeurs des hauteurs des partitions. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et la hauteur adimensionnelle de la partition.

Kabir, M.S et al (2010) [35] ont étudié l'influence de la valeur du nombre de Reynolds sur le transfert thermique dans une cavité rectangulaire partitionnée. Une étude numérique est faite pour ce problème. Les partitions sont placées en haut et en bas de la cavité, toutes les parois sont adiabatiques. Les équations de continuité, Navier –Stokes et l'équation de l'énergie sont résolues avec la méthode des différences finies. Ils ont conclu que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de Reynolds.

S. Amraqui et al (2011) [36] ont étudié la convection naturelle et le rayonnement combiné dans un capteur solaire thermique partitionné, ils ont étudié l'influence des paramètres : longueur de la partition, facteur de forme du domaine étudié et le nombre de Rayleigh avec et sans rayonnement. Les résultats obtenus sont donnés sous forme des isothermes et les lignes de courants et du nombre de Nusselt.

Dara J.E/MIAENG et al (2013) [37] ont présenté les expressions des différentes pertes et les coefficients d'échanges dans un capteur solaire thermique.

Abdullah Y. Usmani et Naiem Akhtar (2013) [38] ont étudié les différentes pertes et les coefficients d'échanges dans un capteur solaire thermique ainsi que des corrélations de calcul de la valeur du nombre de Nusselt.

*Formulation mathématique
du problème*

Chapitre .II . Formulation mathématique du problème

II.1. Description du domaine d'étude :

Dans notre étude, on s'intéresse à la partie avant d'un capteur plan. Donc la géométrie étudiée est une cavité rectangulaire partitionnée constituée de l'absorbeur (face inférieure), d'une couverture en verre (face supérieure) et des parois latérales isolantes. Dans cette géométrie, on va analyser les phénomènes convectifs et radiatifs qui se passent au sein de la lame d'air, cette étude présente différents cas :

- Convection bidimensionnelle dans une cavité partitionnée verticale avec et sans transfert radiatif.
- Convection bidimensionnelle dans une cavité partitionnée horizontale avec et sans transfert radiatif.
- Convection bidimensionnelle dans une cavité partitionnée inclinée avec et sans transfert radiatif.

II.2. Présentation du domaine d'étude :

II.2.1. Cas vertical :

Le problème physique considéré dans cette étude est schématisé sur la figure II-1 :

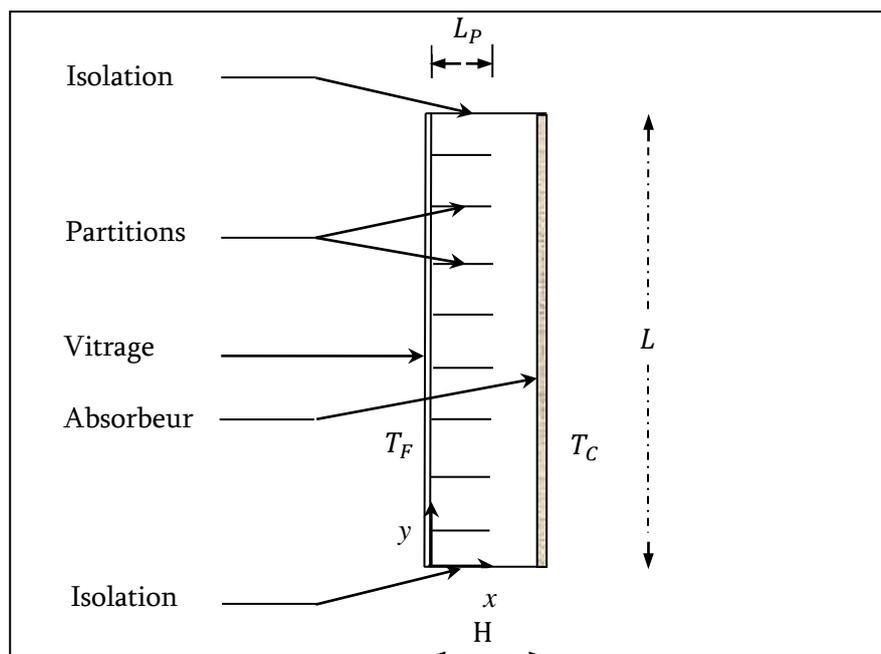


Figure II.1. Domaine d'étude dans le cas vertical.

H : La hauteur du capteur solaire thermique.

L : Longueur du capteur solaire thermique.

T_c : La température chaude de l'absorbeur.

T_f : La température froide du vitrage.

L_p : La longueur de la partition.

II.2.2. Cas horizontal:

Dans cette étude nous nous intéressons à un écoulement bidimensionnel en régime laminaire dans un capteur solaire thermique placé perpendiculairement au champ de pesanteur.

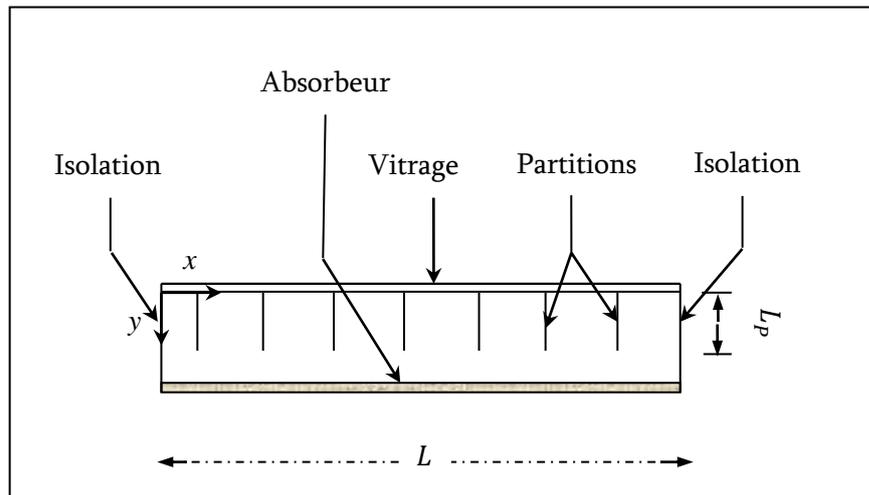


Figure II.2. Domaine d'étude dans le cas horizontal.

II.2.3. Cas incliné :

Dans cette application nous nous intéressons aux effets provoqués par l'angle d'inclinaison, sur l'écoulement du fluide et le transfert thermique dans un capteur solaire héliothermique de hauteur H et de longueur L rempli d'air ($Pr = 0.71$).

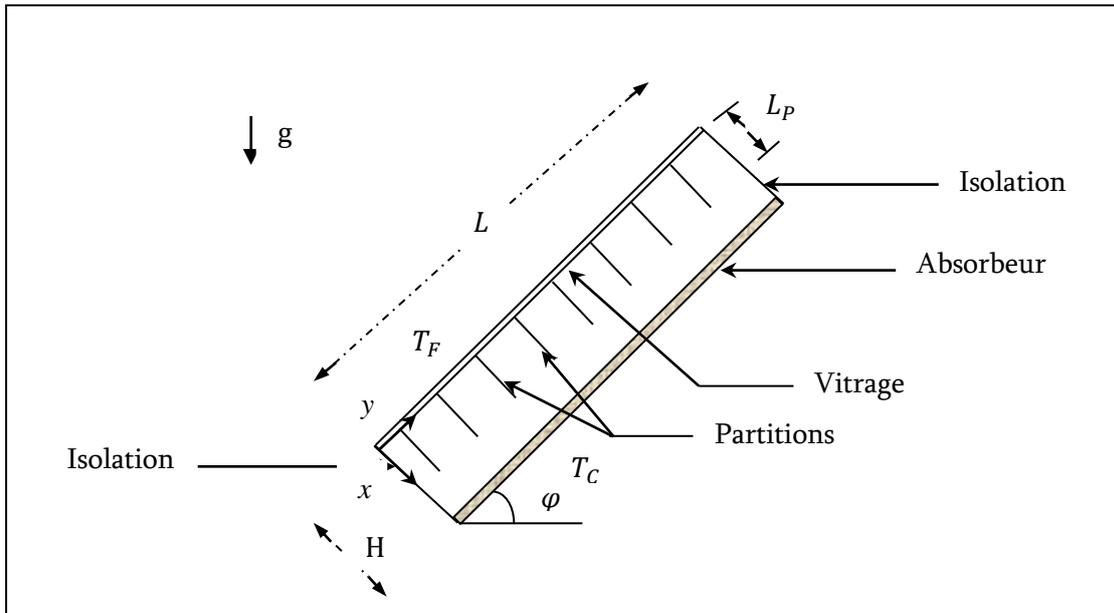


Figure II.3. Domaine d'étude dans le cas incliné.

φ : L'angle d'inclinaison du capteur solaire thermique.

II.3. Equations générales en régime laminaire :

Les équations de conservations décrivant l'écoulement et le transfert de chaleur sont les équations non linéaires de Navier Stokes, ces équations se réduisent :

II.3.1. Equation de continuité :

C'est l'équation qui exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel. Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivante [39]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot v) = 0 \quad (\text{II-1})$$

Où, ρ est la masse volumique et v est le vecteur vitesse.

II.3.2. Equation de quantité de mouvement :

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent. Il indique que le taux de variation de quantité de mouvement contenu dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquées. Il s'écrit sous la forme suivante [39] :

$$\frac{D}{Dt}(\rho \cdot v) = \rho F - \text{grad}(p) + \mu \Delta v + \frac{1}{3} \mu \text{grad}(\text{div}(v)) \quad (\text{II-2})$$

Où F est une force par unité de volume et μ est la viscosité dynamique.

II.3.3. Equation de conservation d'énergie :

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique. Ce principe met en relation les différentes formes d'énergie, soit [39] :

$$\text{Avec : } \frac{D}{Dt}(\rho C_p T) = \Delta(kT) + q + \beta T \frac{Dp}{Dt} + \mu \varphi \quad (\text{II-3})$$

$\frac{D}{Dt}(\rho C_p T)$: La variation totale d'énergie (par accumulation et convection).

$\Delta(kT)$: La variation d'énergie par conduction.

q : Puissance volumique dissipée.

$\beta T \frac{Dp}{Dt}$: La variation d'énergie due à la compressibilité.

$\mu \varphi$: La dissipation irréversible due au frottement visqueux.

Les coefficients C_p , k et β sont respectivement, la capacité calorifique, la conductivité thermique et le coefficient de dilatation isobare du fluide.

II.4. Hypothèses simplificatrices :

Ces hypothèses sont largement utilisées pour l'étude des phénomènes de convection naturelle. Elles ont été étudiées en détail par de nombreux auteurs dans le but est de simplifier la formulation mathématique des équations de conservation. Ces dernières donc ont été établies sur la base des hypothèses suivantes :

- L'écoulement est stationnaire et bidimensionnel.
- Le fluide est Newtonien et incompressible.
- L'écoulement engendré est laminaire.
- Le travail, induit par les forces visqueuses et de pression, est négligeable.
- Les propriétés physiques du fluide sont constantes hormis la masse volumique qui obéit à l'approximation de Boussinesq dans le terme de la poussée d'Archimède.

Donc :

$$\rho = \rho_0 (1 - \beta (T - T_c)) \quad (\text{II-4})$$

- La puissance volumique dissipée est négligeable.

II.5. Equations obtenues :

Après introduction des hypothèses données ci-dessus, on peut établir les différentes équations nécessaires à la résolution du problème considéré dans cette étude comme suit:

II.5.1. Equation de continuité :

Après simplification, l'équation de continuité s'écrit :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II-5})$$

u et v étant les composantes du vecteur de vitesse V (u.v) dans les directions x et y respectivement.

II.5.2. Equations de quantité de mouvement :

Suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] - g \beta (T_c - T_f) \cos \varphi \quad (\text{II-6})$$

Suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] - g \beta (T_c - T_f) \sin \varphi \quad (\text{II-7})$$

Pour le cas horizontal $\varphi = 0^\circ$ et pour le cas vertical $\varphi = 90^\circ$.

II.5.3. Equation de l'énergie :

L'équation d'énergie s'écrit :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (\text{II-8})$$

II.6. Adimensionnalisation des équations :

La convection thermique fait intervenir un grand nombre de paramètres pouvant varier dans des intervalles très larges. L'adimensionnalisation en regroupant ces paramètres dans des combinaisons sans dimensions, permet d'une part de réduire le nombre des paramètres régissant effectivement le phénomène et d'autre part d'appliquer la description mathématique d'un problème donné à une large classe de problèmes. Cette opération se fait par le choix de

certaines grandeurs de référence.

$$X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{L}, U = \frac{u}{\left(\frac{\alpha}{L}\right)}, V = \frac{V}{\left(\frac{\alpha}{L}\right)}, \theta = \frac{T - T_f}{T_c - T_f}, P = \frac{p}{\rho \left(\frac{\alpha}{L}\right)^2}, k^* = \frac{k_s}{k_f},$$

En introduisant les grandeurs sans dimensions dans les équations de conservation de masse, de mouvement et d'énergie, on obtient respectivement les équations suivantes:

➤ **La continuité** : L'équation de continuité sera :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II-9})$$

➤ **L'équation de quantité de mouvement** : L'équation de quantité de mouvement sera :

Suivant x :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \lambda \text{Pr} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) - Ra \text{Pr} \theta \sin \phi \quad (\text{II-10})$$

Suivant y :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \lambda \text{Pr} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) - Ra \text{Pr} \theta \cos \phi \quad (\text{II-11})$$

Pour le cas horizontale $\phi=0^0$ et pour le cas verticale $\phi=90^0$.

➤ **L'équation d'énergie** : L'équation de l'énergie sera :

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II-12})$$

Donc, l'adimensionnalisation des équations de conservation a permis d'obtenir les nombres adimensionnels, qui caractérisent l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur à l'intérieur des cavités :

✓ **Nombre de Grashof** :

Le nombre de Grashof compare les effets visqueux aux effets de gravité, il remplace le nombre de Reynolds en convection naturelle :

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T L_c^3}{\nu^2} \quad (\text{II-13})$$

avec :

Lc: longueur caractéristique entre la paroi chaude et froide.

✓ **Nombre de Rayleigh :**

C'est la combinaison du nombre de Grashof et de Prandtl. Il est souvent choisit comme le paramètre de convection naturelle :

$$Ra = \frac{g \beta \Delta T L_c^3}{\nu \alpha} = Gr.Pr \quad (\text{II-14})$$

✓ **Nombre de Prandtl :**

C'est le rapport de la viscosité cinématique ν et la diffusivité thermique α , il caractérise l'importance relative des effets thermiques et visqueux :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{II-15})$$

II.7. Transfert de chaleur par rayonnement:

Contrairement aux deux autres modes d'échanges qui sont la conduction et la convection, le rayonnement ne nécessite pas l'existence d'un support matériel. Il se propage dans l'espace, comme dans tout type de milieu. Si ce milieu est homogène, il se propage en ligne droite. Le rayonnement c'est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans l'espace).

II.7.1. L'émittance (totale) :

C'est le flux total émis par unité de surface de la source. On considère globalement la puissance $d\phi$ émise par un élément de surface dS dans l'ensemble des directions où il peut rayonner (hémisphère limitée par le plan tangent à dS en son centre), et on divise ce flux par l'aire de dS . L'émittance est notée par M , Son unité est le W/m^2

$$M = \frac{d\phi}{ds} \quad (\text{II-16})$$

II.7.2. Le corps noir :

C'est un corps idéal vis-à-vis du rayonnement qui, par définition, absorbe tout le rayonnement qu'il reçoit quelque soit la fréquence et la direction. A l'équilibre thermique, il émet autant de rayonnement qu'il en absorbe de sorte qu'un corps noir rayonne le maximum d'énergie de façon uniforme dans toutes les directions.

II.7.3. Lois du rayonnement thermique :

II.7.3.1. Loi de Planck : L'émittance monochromatique du corps noir :

L'émittance monochromatique d'un corps noir $M_{\lambda T}^0$ à la longueur d'onde λ et la température T , est donnée par la loi de Planck [40] :

$$M_{\lambda T}^0 = \frac{c_1 \lambda^{-5}}{\exp\left(\frac{c_2}{\lambda T}\right) - 1} \quad (\text{II-17})$$

Ou $M_{\lambda T}^0$ est le flux énergétique émis par la surface dans tout l'hémisphère et ramène à l'unité de longueur d'onde λ , la surface étant à la température T . $M_{\lambda T}^0$ est exprimée en W/m^3 , ou dans le cas où λ est exprimé en (μm), sera en $W/\mu m.m^2$. Les constantes c_1 , c_2 sont égales à [40]:

$$c_1 = 3.74.10^8 W . \mu . m^4 / m^2$$

$$c_2 = 1.44.10^4 . \mu . m . K$$

II.7.3.2. Loi de Stefan Boltzmann:

Cette loi fournit l'émittance totale du rayonnement du corps noir dans l'espace en fonction de sa température absolue (sur tout le spectre de longueur d'onde). Elle s'écrit :

$$M^0 = \sigma T^4 \quad (W / m^2) \quad (\text{II-18})$$

avec σ est la constante de Stefan Boltzmann [41].

$$\sigma = 5,67.10^{-8} W / m^2 . K^4 .$$

II.7.3.3. Transfert par rayonnement entre surfaces :

1): le rayonnement entre un solide et le milieu environnant :

$$\Phi = \sigma \varepsilon_p S (T_p^4 - T_\infty^4), \text{ exprimé en } (W) . \quad (\text{II-19})$$

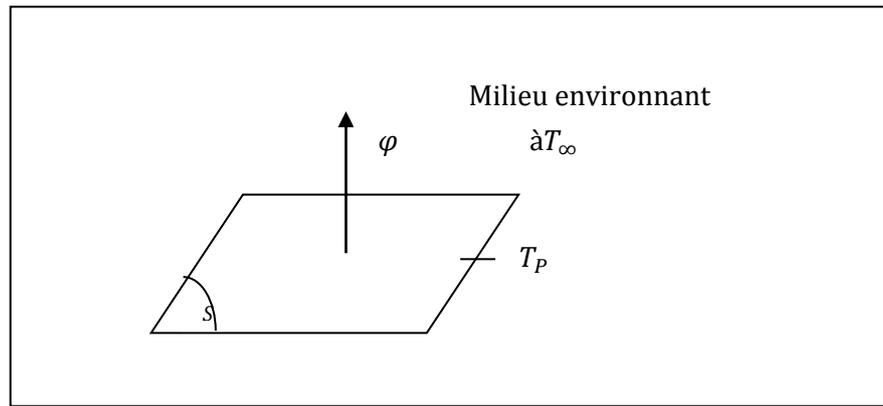


Figure II.4. Transfert de chaleur par rayonnement.

2) : Deux plans parallèles infinis :

$$\Phi = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (\text{II-20})$$

Avec :

Φ : Flux de chaleur transmis par rayonnement exprimé en (W) .

σ : Constante de Stephan 5, 67.10^{-8} (W / m².K⁴) .

ε_p : Facteur d'émission de la surface du solide

T_p : Température de la surface du solide en K .

T_∞ : Température du milieu environnant la surface en K .

S : Aire de la surface en m² .

II.7.4. Réception du rayonnement par un solide :

Quand un rayon d'énergie incident Φ_i frappe un corps à la température T, une partie $\rho \Phi_i$ de l'énergie incidente est réfléti par la surface S, une autre partie $\alpha \Phi_i$ est absorbée par le corps qui s'échauffe et le reste $\tau \Phi_i$ transmis et continue son chemin [42]:

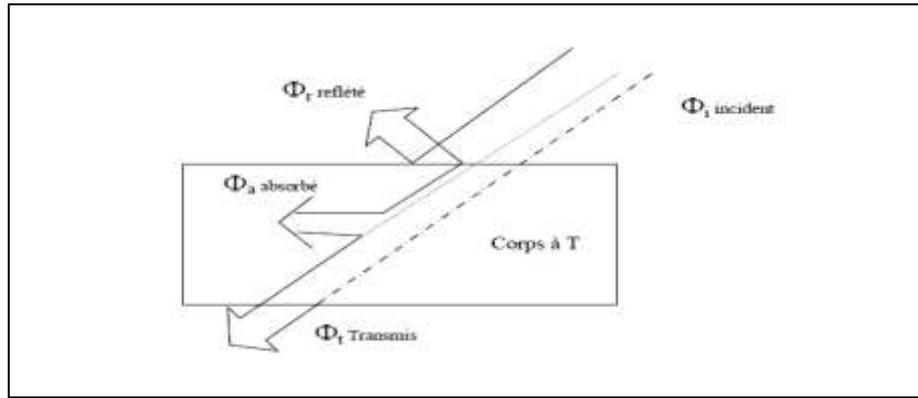


Figure II.5. Réception du rayonnement.

On a évidemment : $\Phi_i = \rho\Phi_r + \alpha\Phi_a + \tau\Phi_t$ d'où : $\rho + \alpha + \tau = 1$. (II-21)

II.7.5. Equation du transfert radiatif :

Dans un milieu participant, les mécanismes radiatifs sont gouvernés par l'équation du transfert radiatif (ETR). Cette équation traduit le fait que la variation de l'intensité monochromatique résulte d'un bilan entre l'émission et l'atténuation par absorption, et diffusion du rayonnement dans la direction considérée [49].

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an_0^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (\text{II-22})$$

$I(\vec{r}, \vec{s})$, est l'intensité dans la direction \vec{s} à la position \vec{r} .

\vec{r} : est le vecteur de position.

\vec{s} : est le vecteur de direction.

a : le coefficient d'absorption.

n_0 : est l'indice de réfraction.

σ_s : le coefficient de dispersion.

σ : est la constante de Stefan-Boltzmann.

T : est la température locale.

Φ : est la fonction de phase.

Ω : est l'angle solide.

II.7.6. Résolution de l'équation du transfert radiatif (ETR) par la méthode des ordonnées discrètes (DO) :

La méthode des ordonnées discrètes (DO) permet de passer de l'équation de transfert radiatif, qui est de type integrodifférentielle, à un système d'équations algébriques obtenues en remplaçant la représentation directionnelle par un ensemble discret de directions. Cette méthode est fondée sur l'utilisation de quadratures numériques pour calculer les intégrales suivant les angles solides qui apparaissent dans le calcul des sources ou du flux radiatifs.

Elle s'appuie pour cela sur une discrétisation de l'espace angulaire en un nombre fini de directions suivant lesquelles on résout l'équation du transfert radiatif (ETR), afin d'obtenir en chaque point du domaine plusieurs valeurs de luminance. La somme pondérée de ces valeurs permet ensuite de calculer l'intensité locale de la source ou du flux radiatif [50].

L'équation du transfert radiatif selon une direction est donnée par :

$$\frac{dI_{s_i}}{dx_i} + (a + a_s)I(r, s) = an_0^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r, s') \Phi(s, s') d\Omega' \quad (\text{II-23})$$

Pour une surface se comportant comme un corps gris d'émissivité ε_r , le flux radiatif entrant ($\phi_{entrant}$) au niveau de cette surface s'écrit :

$$\Phi_{entrant} = \int_{s,r)0} I_{entrant} \vec{s} \cdot \vec{r} d\Omega \quad (\text{II-24})$$

Le flux radiatif sortant ($\phi_{sortant}$) de cette surface s'écrit :

$$\Phi_{sortant} = (1 - \varepsilon_r) \Phi_{entrant} + n_0^2 \varepsilon_r \sigma T_s^4 \quad (\text{II-25})$$

$I_{entrant}$: est l'intensité radiative entrante dans la direction \vec{s} à la position r .

\vec{r} : le vecteur normal.

T_s : est la température du surface.

Chaque octant de l'angle solide est discrétisé en $N_\theta \times N_\phi$ angles. Les angles θ et ϕ , sont respectivement l'angle polaire et l'angle azimutal. Dans le modèle de rayonnement DO, la solution de simulation dépend de la finesse de la discrétisation des angles θ et ϕ .

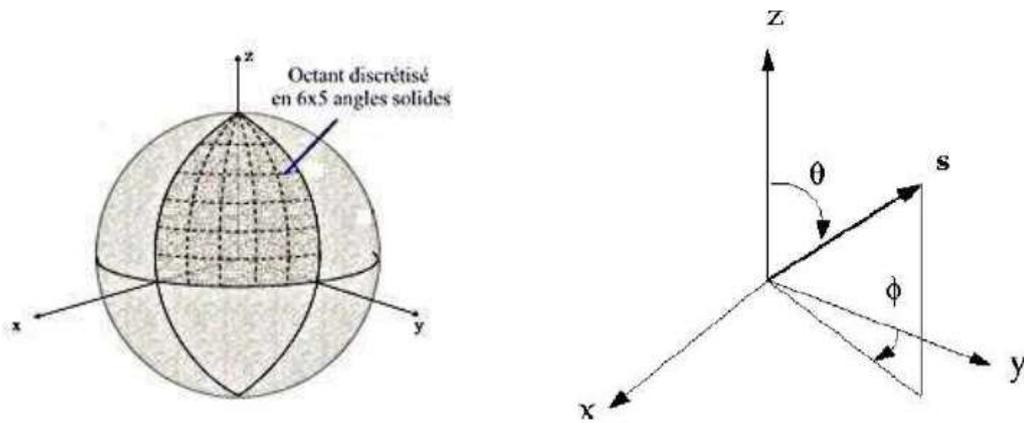


Figure II.6. Discretisation angulaire.

II.8. Calcul du nombre de Nusselt :

II.8.1. Cas de la convection naturelle pure :

Dans ce cas le nombre de Nusselt moyen est donné par l'expression [36] :

$$Num = \frac{hL}{k_f} = -\frac{1}{A} \int_0^A \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_{Y=0} dX = \frac{QH}{S(T_c - T_f)k_f} \quad (\text{II-26})$$

II.8.2. Cas de la convection naturelle couplée au rayonnement :

Dans ce cas le nombre de Nusselt moyen est donné par l'expression [36] :

$$Num = Nu_{cv} + Nur = \frac{1}{A} \int_0^A \left[-\frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{X_w=1, Y} + NrQr(X_w=1, Y) \right] dY \quad (\text{II-27})$$

$$\text{donc : } Nu_{cv} = \frac{q_{cv}H}{(T_c - T)_h} \quad (\text{II-28})$$

$$\text{et : } Nu_{rd} = \frac{q_{rd}H}{(T_c - T_h)} \quad (\text{II-29})$$

II.9. Les conditions aux limites du problème :

Les conditions aux limites du problème sont :

$$\text{-Paroi horizontale (absorbeur): } T = T_c \text{ et } u = v = 0. \quad (\text{II-30})$$

$$\text{-Paroi horizontale (vitrage): } T = T_f \text{ et } u = v = 0 \quad (\text{II-31})$$

$$\text{- Parois verticales (isolation) : } \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \text{ et } u = v = 0 \quad (\text{II-32})$$

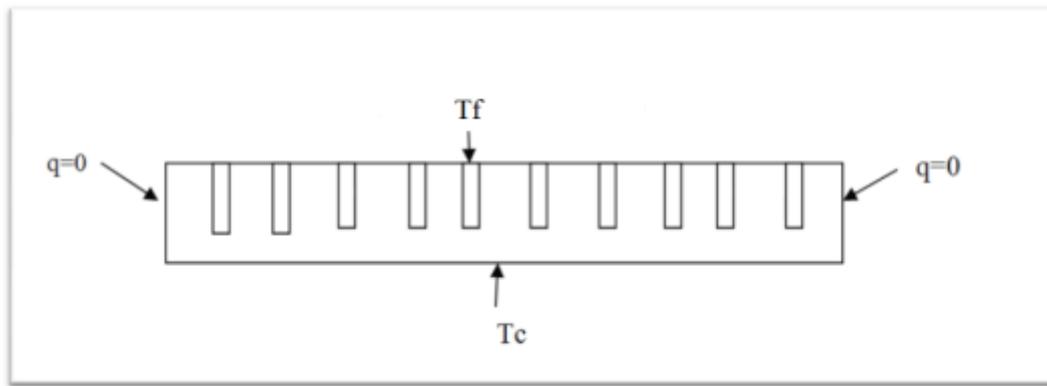


Figure II.7. Conditions aux limites du problème.

*Méthode numérique et
logiciel de calcul*

Chapitre III Méthode numérique et logiciel de calcul

Les problèmes physiques rencontrés dans notre quotidien (le transport de polluants, les problèmes de convection, les écoulements dans les conduites, la modélisation de l'écoulement des polymères fondus, la modélisation de la pollution atmosphérique, etc.) sont décrits par des équations aux dérivées partielles fortement couplées et non linéaires. En général, Ces équations n'admettent pas de solutions analytiques sauf dans des cas très simplifiés. C'est pourquoi un recours aux méthodes de résolution numériques s'avère nécessaire. Il existe plusieurs méthodes numériques :

- Méthode des différences finies,
- Méthode des volumes finis,
- Méthode des éléments finis,
- Méthodes spectrales,...

Chaque méthode de résolution numérique d'un problème continu comporte une phase de maillage et une phase de discrétisation. La phase de maillage consiste à diviser le domaine d'étude en de petits volumes appelés volumes de contrôle. La phase de discrétisation transforme le problème continu en un problème discret. Les équations ainsi que les conditions aux limites sont approchées par des équations et conditions discrètes.

III.1. Rappel sur la méthode des volumes finis :

La méthode a été décrite pour la première fois en 1971 par Patankar et Spalding et publiée en 1980 par Patankar (Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, [43]). La méthode des volumes finis est une technique de discrétisation qui convertit les équations de conservation aux dérivées partielles en équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement.

La technique des volumes de contrôle consiste dans l'intégration des équations aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle pour obtenir les équations discrétisées qui conservent toutes les grandeurs physiques sur un volume de contrôle (VC).

Le principe de discrétisation peut être illustré en considérant l'équation de transport pour une grandeur scalaire Φ , valable pour toutes les équations d'écoulement, en régime stationnaire.

III.2. Discrétisation des équations de transport :

Les équations précédentes du chapitre II peuvent être écrites sous la forme généralisée suivante (Patankar, [43]) :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S_\phi \quad (\text{III.1})$$

Ou encore :

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho U \phi) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho V \phi) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho W \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + S_\phi \quad (\text{III.2})$$

Considérons le volume de contrôle sur la figure (III.1).

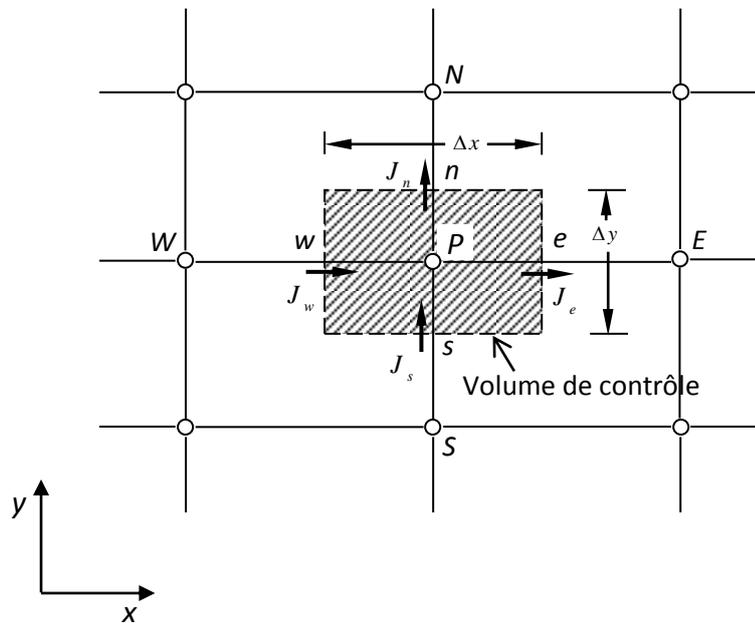


Figure III.1 : Volume de contrôle pour un écoulement bidimensionnel.

L'intégration de l'équation (III.2) sur le volume de contrôle de la figure (III.1) donne :

$$J_e - J_w + J_n - J_s = \iiint_V S_\phi dV \quad (\text{III.3})$$

où les indices e, w, n, s indiquent que les quantités correspondantes sont évaluées aux faces est, ouest, nord et sud du volume de contrôle, respectivement, et les quantités J_e, J_w, J_n et J_s sont les flux totaux intégrés sur les faces du volume de contrôle, où leurs expressions sont données par :

$$\begin{aligned}
J_e &= \int_s^n \left(\rho U \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e dy = \left[(\rho U)_e \phi_e - \frac{\Gamma_{\phi,e}}{\Delta x_{EP}} (\phi_E - \phi_P) \right] \Delta y_{ns} \\
J_w &= \int_s^n \left(\rho U \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w dy = \left[(\rho U)_w \phi_w - \frac{\Gamma_{\phi,w}}{\Delta x_{WP}} (\phi_P - \phi_W) \right] \Delta y_{ns} \\
J_n &= \int_w^e \left(\rho V \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n dx = \left[(\rho V)_n \phi_n - \frac{\Gamma_{\phi,n}}{\Delta x_{NP}} (\phi_N - \phi_P) \right] \Delta x_{ew} \\
J_s &= \int_w^e \left(\rho V \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s dx = \left[(\rho V)_s \phi_s - \frac{\Gamma_{\phi,s}}{\Delta x_{SP}} (\phi_P - \phi_S) \right] \Delta x_{ew}
\end{aligned} \tag{III.4}$$

La tâche la plus difficile dans l'évaluation de J_e , J_w , J_n et J_s est celle de l'approximation des quantités ϕ_e , ϕ_w , ϕ_n et ϕ_s .

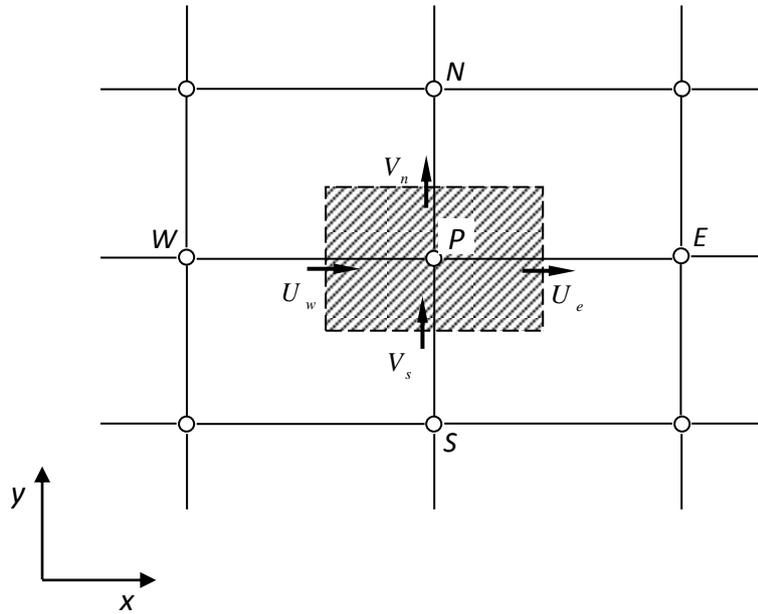


Figure III.2 : Volume d'intégration de l'équation de continuité.

De la même façon, l'intégration de l'équation de continuité sur le volume de contrôle de la figure (III.2) conduit à :

$$F_e - F_w + F_n - F_s = 0 \tag{III.5}$$

où F_e , F_w , F_n et F_s sont les flux de masse de l'écoulement à travers les faces du volume de contrôle définis par :

$$\begin{aligned}
F_e &= (\rho U)_e \Delta y_{ns} \\
F_w &= (\rho U)_w \Delta y_{ns} \\
F_n &= (\rho V)_n \Delta y_{ew} \\
F_s &= (\rho U)_s \Delta y_{ew}
\end{aligned} \tag{III.6}$$

L'intégration du terme source est obtenue en supposant que S_ϕ , est uniforme sur le volume de contrôle.

$$\iint_V S_\phi dV \cong S_U + S_P \phi_P \tag{III.7}$$

Effectuons l'opération $((III.3) - (III.5) \times \phi_P)$ et remplaçons le terme source par son expression (III.7) dans l'équation (III.3), après quelques simplifications, on obtient :

$$(J_w - F_w \phi_P) + (J_n - F_n \phi_P) - (J_s - F_s \phi_P) = S_U + S_P \phi_P \tag{III.8}$$

On utilise de nouvelles notations D (D représente la diffusion) définies par :

$$\begin{aligned}
D_e &= \frac{\Gamma_e}{\delta x_e} \Delta y_{ns} \\
D_w &= \frac{\Gamma_w}{\delta x_w} \Delta y_{ns} \\
D_n &= \frac{\Gamma_n}{\delta y_n} \Delta x_{ew} \\
D_s &= \frac{\Gamma_s}{\delta y_s} \Delta x_{ew}
\end{aligned} \tag{III.9}$$

L'équation discrétisée complète peut alors s'écrire sous la forme :

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \tag{III.10}$$

Cette équation peut être réarrangée comme suit :

$$a_P \phi_P = \sum_{i=N, S, E, W} a_i \phi_i + b \tag{III.11}$$

Où :

$$\begin{aligned}
a_E &= D_e A(|P_e|) + \llbracket -F_e, 0 \rrbracket \\
a_W &= D_w + A(|P_w|) + F_w, 0 \\
a_N &= D_n A(|P_n|) + -F_n, 0 \\
a_S &= D_s A(|P_s|) + F_s, 0_s
\end{aligned} \tag{III.12}$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S - S_p$$

$$b = S_U$$

P_i est le nombre de Peclet défini pour les différentes faces par :

$$P_e = \frac{F_e}{D_e} \quad ; \quad P_w = \frac{F_w}{D_w} \quad ; \quad P_n = \frac{F_n}{D_n} \quad ; \quad P_s = \frac{F_s}{D_s} \quad \text{(III.13)}$$

La fonction $A(P_e)$ est choisie en fonction du schéma de discrétisation désiré. On présente dans les deux tableaux suivants les coefficients a_E et a_W , et la fonction $A(P_e)$ pour différents schémas :

Schéma	a_E	a_W
centré	$a_E = D_e - \frac{F_e}{2}$	$a_W = D_w + \frac{F_w}{2}$
Upwind	$a_E = D_e + [-F_e, 0]$	$a_W = D_w + [F_w, 0]$
Exponentiel	$a_E = \frac{F_e}{\exp(P_e) - 1}$	$a_W = \frac{F_w \exp(P_w)}{\exp(P_w) - 1}$
Hybride	$a_E = \left[-F_e, D_e - \frac{F_e}{2}, 0 \right]$	$a_W = \left[F_w, D_w + \frac{F_w}{2}, 0 \right]$
Power Low	$a_E = D_e \left(0, \left(1 - \frac{0.1 F_e }{2} \right)^5 \right) + [0, -F_e]$	$a_W = D_w + \left(0, \left(1 - \frac{0.1 F_w }{D_w} \right)^5 \right) + [0, F_w]$

Tableau III.1. Les coefficients a_E et a_W pour différents schémas.

Remarques :

1. Le schéma centré est valable pour $|p_e| \leq 2$.
2. Le schéma “upwind” est non approprié pour les faibles valeurs de $|p_e|$ et la diffusion est surestimée.
3. Le schéma exponentiel a un coût (du point de vue numérique) élevé ;

4. Le schéma hybride est acceptable mais ceci donne une erreur maximale pour $|p_e| \approx 2$.
5. Le schéma "Power Law" est recommandé.

Schéma de discrétisation	Formule de $A(P_e)$
Centré	$1 - 0.5 P_e $
Décentré amont (Upwind)	1
Hybride	$\llbracket 0, 1 - 0.5 P_e \rrbracket$
Loi de puissance	$\llbracket 0, (1 - 0.1 P_e)^5 \rrbracket$
Exponentiel (exacte)	$ P_e / [\exp(P_e) - 1]$

Tableau III.2. Expression de la fonction $A(|P_e|)$ pour différents schémas.

Remarque :

1. Tous les schémas, sauf le schéma centré pour $|p_e| > 2$, donnent une solution physiquement acceptable.
2. Puisque le nombre de Péclet décide sur le comportement des schémas, on pourrait prendre un maillage fin (δx petit) afin d'avoir $|p_e| < 2$ et pouvoir ainsi choisir le schéma centré. Cependant pour la plupart des problèmes physiques cela nécessiterait un nombre élevé de volumes de contrôle et donc des coûts de calcul très élevés.

III.3. Equation de quantité de mouvement:

Lorsque le champ de pression est connu, celui de vitesse est obtenu directement par la résolution des équations de quantité de mouvement. Si non il faut utiliser un maillage décalé

pour discrétiser cette dernière (Patankar 1980). Les volumes de contrôle pour les vitesses u et v , sont représentés dans la **figure. III.3** :

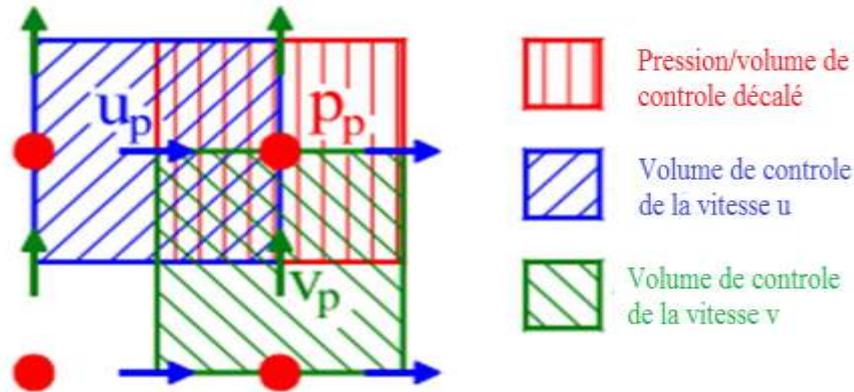


Figure. III.3. Volume de contrôle décalés pour les vitesses u et v .

Pour la maille décalée dans la direction x , les normales des faces de contrôle passent par les points P et E , et la différence $P_P - P_E$ peut être utilisée pour calculer la force de pression exercée sur le volume de contrôle de u $(P_P - P_E)A_e$.

Le résultat de discrétisation de l'équation de quantité de mouvement peut prendre la forme :

$$a_e u_e = \sum a_{vs} u_{vs} + b + (P_P - P_E) A_e \quad (\text{III.14})$$

$$a_n v_n = \sum a_{vs} v_{vs} + b + (P_P - P_N) A_n \quad (\text{III.15})$$

Si le champ de pression est estimé (noté P^*), le champ des vitesses obtenu (noté u^* et v^*) et qui résulte de la résolution des équations (III.16) et (III.17) ne satisfait pas l'équation de continuité.

$$a_e u_e^* = \sum a_{vs} u_{vs}^* + b + (P_P^* - P_E^*) A_e \quad (\text{III.16})$$

$$a_n v_n^* = \sum a_{vs} v_{vs}^* + b + (P_P^* - P_N^*) A_n \quad (\text{III.17})$$

III.3.1. Correction de pression et de vitesse :

Le but ici est de corriger le champ de pression estimé P^* et par conséquent u^* et v^* jusqu'à l'obtention d'un champ de vitesse qui satisfait l'équation de continuité. La pression correcte est obtenue par la formule :

$$P = P^* + P' \quad (\text{III.18})$$

Ou P' est la correction de pression, les corrections des vitesses correspondantes u' et v' , peuvent être introduites d'une manière similaire :

$$u = u^* + u' \quad (\text{III.19})$$

$$v = v^* + v' \quad (\text{III.20})$$

De la soustraction des équations (III.14) et (III.15) de celles (III.16) et (III.17), avec la négligence des termes $\sum a_{vs} u'_{vs}$ et $\sum a_{vs} v'_{vs}$ (**l'omission de ces termes est la principale approximation de l'algorithme SIMPLE**). On obtient :

$$u'_e = d_e (P'_p - P'_E) \quad (\text{III.21})$$

Avec :

$$d_e = \frac{A_e}{a_e} \quad (\text{III.22})$$

Des équations (III.16) et (III. 17), On aura :

$$u_e = u_e^* + d_e (P'_p - P'_E) \quad (\text{III.23})$$

Le cas est similaire pour les autres composantes de vitesse :

$$v_n = v_n^* + d_n (P'_p - P'_N) \quad (\text{III.24})$$

III.3.2. Equation de correction de pression :

Maintenant il faut transformer l'équation de continuité en une équation de pression.

L'équation de continuité bidimensionnelle est :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (\text{III.25})$$

Son intégration sur le volume de contrôle principale, montré sur le schéma suivant, donne :

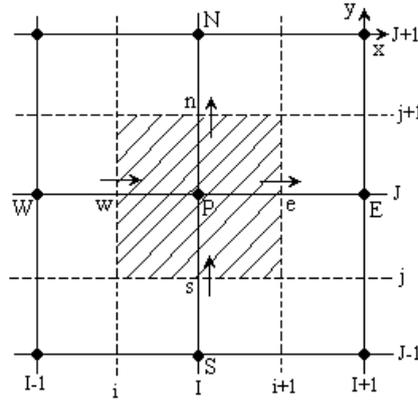


Figure III.4. Volume de contrôle utilisé pour la discrétisation de l'équation de continuité.

$$[(\rho u)_e - (\rho u)_w] \Delta y + [(\rho v)_n - (\rho v)_s] \Delta x = 0 \tag{III.26}$$

Si on substitue les formules de correction des vitesses dans l'équation précédente, on obtient après réarrangement l'équation suivante pour P' :

$$a_p P'_p = a_E P'_E + a_W P'_W + a_N P'_N + a_S P'_S + b \tag{III.27}$$

Ou:

$$a_E = \rho_e d_e \Delta y \tag{III.28}$$

$$a_W = \rho_w d_w \Delta y \tag{III.29}$$

$$a_N = \rho_n d_n \Delta x \tag{III.30}$$

$$a_S = \rho_s d_s \Delta x \tag{III.31}$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S \tag{III.32}$$

$$b = [(\rho u^*)_e - (\rho u^*)_w] \Delta y + [(\rho v^*)_n - (\rho v^*)_s] \Delta x \tag{III.33}$$

Maintenant toutes les équations nécessaires pour calculer les champs de pression et des vitesses, tout ce qu'on a vu constitue les étapes principales de l'algorithme SIMPLE.

III.3.3.L'algorithme SIMPLE :

L'algorithme SIMPLE (semi-implicit method for pressure linked equations) est une procédure de prédiction correction, avec laquelle il nous sera possible de tirer un champ de pression et de vitesse vérifiant à la fois les équations de quantité de mouvement et celle de continuité, Cet algorithme résume la résolution du problème posé dans les séquences suivantes :

- 1- Donner un champ de pression P^* .
- 2- Résoudre l'équation de quantité de mouvement, comme les équations (III.16) et (III.17), pour obtenir u^* et v^* .
- 3- Résoudre l'équation de P' .
- 4- Calculer P à partir de l'équation (III.18).
- 5- Calculer u et v des équations de correction des vitesses (III.21) et (III.22).
- 6- Résoudre les équations discrétisées pour les autres grandeurs physiques (l'équation d'énergie par exemple).
- 7- Traiter la pression corrigée P comme une nouvelle pression estimée P^* , retourner a l'étape 2 et répéter jusqu'à la convergence.

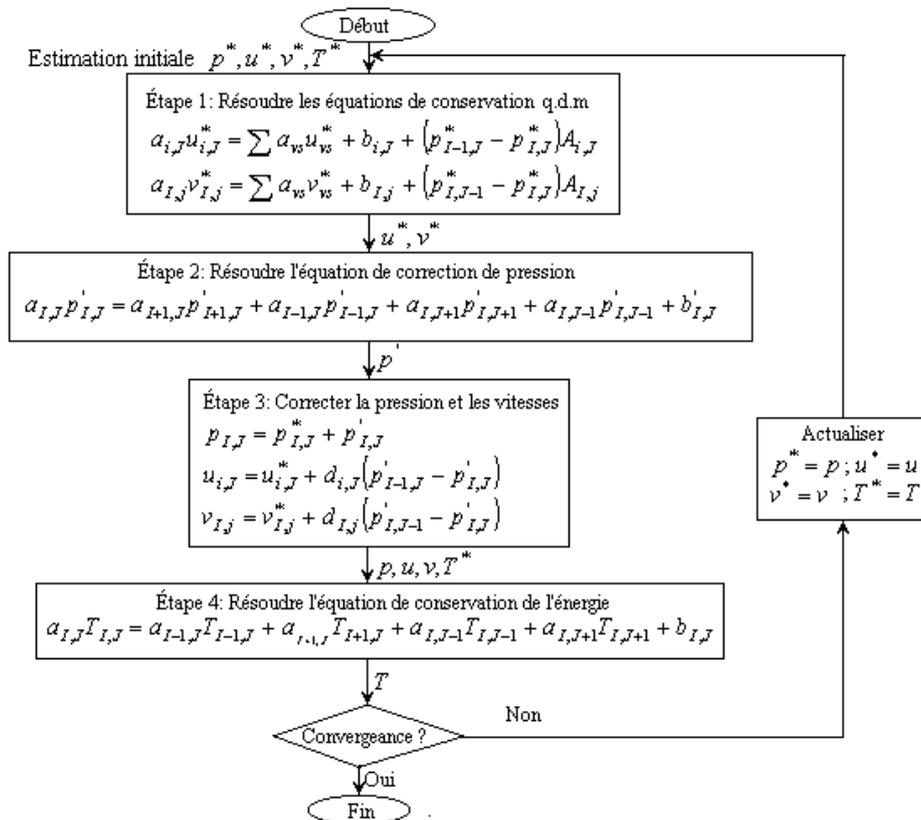


Fig.III.5. L'algorithme SIMPLE.

III.3.4. Convergence :

Le teste de convergence doit être appliqué pour toutes les variables ϕ , et les itérations doivent être arrêtées lorsque les valeurs de cette dernière restent constantes entre deux itérations successives, ce qu'on peut traduire par la relation :

$$\frac{|\phi_{i+1} - \phi_i|}{|\phi_i|} < \xi$$

ξ : est le critère de convergence, son choix dépend de la précision cherchée.

III.4. Présentation du code FLUENT :

Fluent est un code de calcul qui permet de simuler les écoulements des fluides avec et sans transfert thermique. Le logiciel « Fluent » utilise la méthode des volumes finis. Il est écrit en langage C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offertes par ce langage (allocation de l'espace mémoire dynamique). En outre, il utilise une architecture qui lui permet de s'exécuter en tant que plusieurs processus simultanés sur un seul PC de travail ou sur des machines en parallèles, pour une exécution plus efficace.

Fluent facilite à l'utilisateur sa manipulation à travers la simplicité de son interface graphique. Le code n'est pas limité uniquement par ces propres fonctions, mais il permet à son utilisateur d'injecter sa propre fonction, définir toutes les particularités de son problème et introduire les caractéristiques des matériaux selon le problème traité.

Le code FLUENT nous permet de traiter de nombreux problèmes dans plusieurs domaines. Parmi ces problèmes, on trouve: Les écoulements dans des zones déformables et/ou en mouvement, turbulence, transfert thermique, les écoulements réactifs, combustion non pré-mélangée, combustion pré-mélangée, combustion partiellement pré-mélangée, la formation de polluants, les écoulements multiphasiques, comme on peut prédire le bruit produit aérodynamiquement, et modéliser la solidification ...etc.

III.5. Étapes de résolution du problème :

Les principales étapes utilisées dans notre simulation sont les suivantes :

➤ Au niveau du **Gambit** :

Créer la configuration géométrique et générer le maillage.

➤ Au niveau du **Fluent 6.3** :

1. Identification des conditions aux limites.
2. Choix du modèle mathématique.
3. Choix de l'algorithme de solution.
4. Solution du modèle mathématique.
5. Visualisation et interprétation des résultats.

III.6. Conclusion :

A travers ce chapitre, nous avons présenté brièvement la méthode des volumes finis, les étapes de discrétisation du modèle mathématique, ainsi que la résolution des équations algébriques. Une résolution numérique bidimensionnelle des équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie a été mise en œuvre pour simuler la circulation de l'air et le champ de température dans la couche d'air située entre la vitre et l'absorbeur. La résolution est effectuée par le code CFD « FLUENT », basé sur la méthode des volumes finis. Les résultats obtenus par ce code sont présentés dans le chapitre suivant.

Résultats et discussions

Chapitre IV Résultats et discussions

IV.1. Introduction :

Afin d'améliorer la performance des capteurs solaires thermiques, il est proposé d'ajouter des cellules anti-pertes attachées au vitrage du capteur solaire pour minimiser les pertes convectives et radiatives, ces cellules sont fabriquées en verre. L'objectif de cette étude c'est de voir l'influence des partitions sur le transfert thermique dans la cavité rectangulaire partitionnée limitée par la vitre et l'absorbeur remplie de l'air (la lame d'air d'un capteur solaire thermique), pour cela on va étudier l'influence de la longueur des partitions L_p , leur nombre N , dans les trois cas (horizontal, vertical et incliné). Egalement, on va étudier le cas de la présence du transfert thermique par rayonnement, et l'influence de l'épaisseur de la lame d'air. Les résultats obtenus par le code de calcul FLUENT sont sous forme des isothermes, lignes de courants et de la variation du nombre de Nusselt moyen.

IV.2. Les paramètres d'étude :

Les paramètres d'étude sont très importants, pour cela, il faut connaître les propriétés du fluide (l'air) et les propriétés du solide (le verre) donc :

- Les propriétés de l'air sont [44] :

La masse volumique $\rho=1.204 \text{ Kg} / \text{m}^3$.

La chaleur spécifique $C_p=1006 \text{ J} / \text{Kg.K}$.

La conductivité thermique $\lambda=0.0257 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

La viscosité dynamique $\mu=1.81. 10^{-5} \text{ Kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$.

Le nombre de Prandtl $Pr=0.71$.

- Les propriétés du verre sont [45] :

La masse volumique $\rho=2500 \text{ Kg} / \text{m}^3$.

La chaleur spécifique $C_p=840 \text{ J} / \text{Kg.K}$.

La conductivité thermique $\lambda=0.81 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

IV.3. Validation du code de calcul :

Afin de vérifier l'exactitude des résultats numériques obtenus dans le présent travail, une validation du code numérique a été faite en prenant en compte certaines études numériques disponibles dans la littérature. Les résultats d'Amraoui [46], obtenus dans le cas d'une cavité carrée en 2D contenant de l'air, ont été utilisés pour tester notre simulation par Fluent.

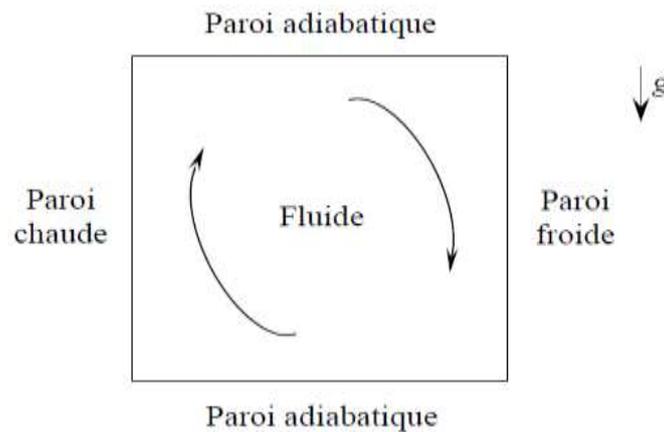
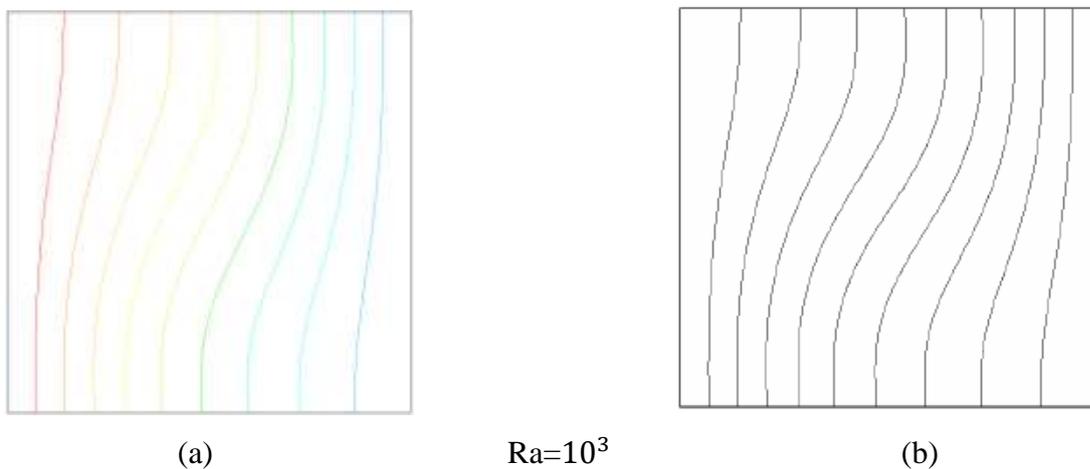


Figure IV.1. Géométrie d'une cavité carrée différentiellement chauffée [46].

La comparaison des isothermes et des lignes de courants et la valeur du nombre de Nusselt moyen a été faite en considérant différentes valeurs du nombre de Rayleigh : 10^3 , 10^4 , 10^5 .

IV.3. Les isothermes :



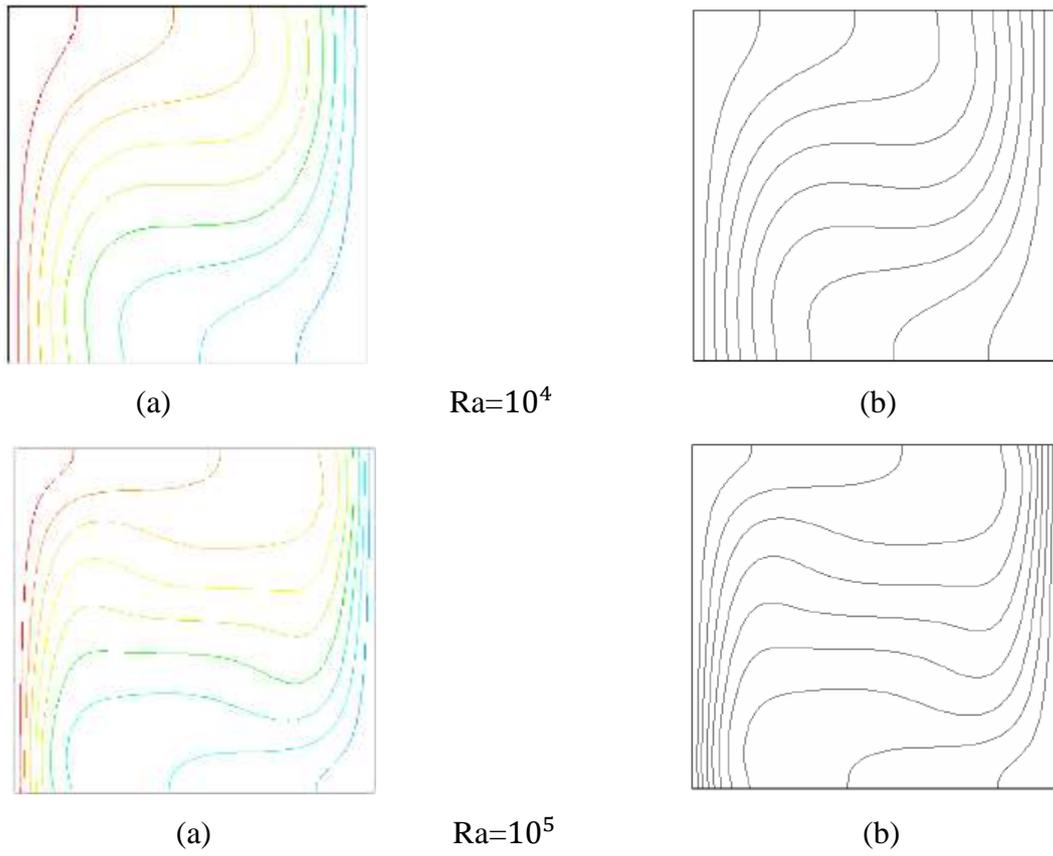
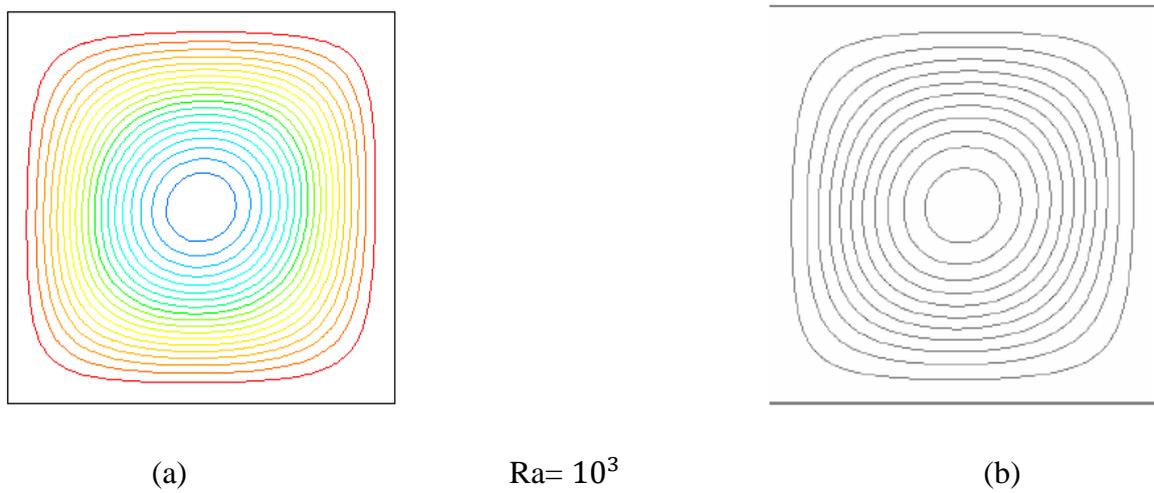
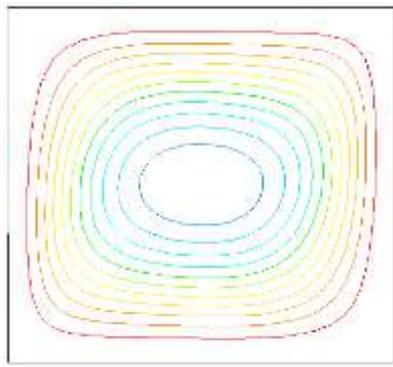


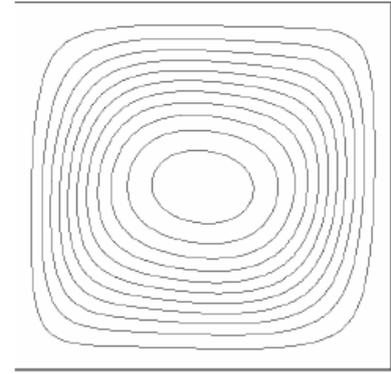
Figure IV.2. Comparaison des isothermes obtenues dans notre travail et celles obtenues par Amraoui [46], (a) : présent travail, (b) : résultats d'Amraoui [46].

IV.3.2. Les lignes de courants :

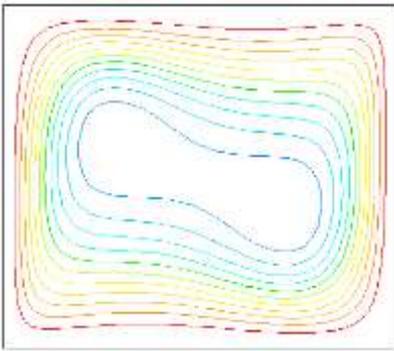




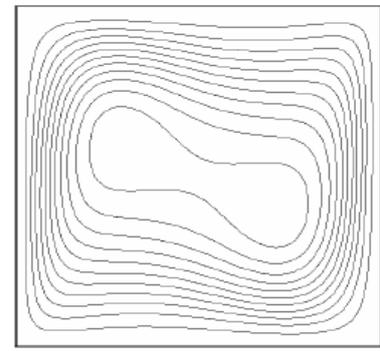
(a)

Ra=10⁴

(b)



(a)

Ra=10⁵

(b)

Figure IV.3. Comparaison des lignes de courants obtenues dans notre travail et celles obtenues par Amraqui [46], (a) : présent travail, (b) : résultats d'Amraqui [46].

IV.3.2. Le nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} :

Le nombre de Nusselt est donné par : $\overline{Nu} = \frac{Q}{\lambda \Delta T}$

Ra	Présent travail	S.Amraqui[46]	De Vahl Davis [47]
10 ³	1.116	1.118	1.118
10 ⁴	2.261	2.252	2.243
10 ⁵	4.549	4.545	4.523
10 ⁶	8.87	8.853	8.826

Tableau IV.1. Comparaison des valeurs du nombre de Nusselt moyen avec des valeurs de référence.

D'après les comparaisons des isothermes, des lignes de courants et les valeurs des nombres de Nusselt moyens obtenues avec le code de calcul FLUENT avec des résultats de référence, on constate que nos résultats sont similaires et en accord avec ceux présentés par différents auteurs avec un pourcentage d'erreur acceptable. Donc, la comparaison présente une excellente concordance, ce qui nous a permis de valider notre procédure de simulation numérique. Amraqui, dans son travail a utilisé son propre code, par contre dans notre cas on a utilisé le code Fluent.

IV.4. Résultats et discussions :

On a considéré un capteur solaire thermique de longueur de $L=1\text{m}$ et d'une lame d'air d'épaisseur $H=2.5\text{cm}=0.025\text{m}$. Le fluide utilisé est l'air ($Pr=0.71$). Ce capteur est menu des partitions en verre de forme rectangulaire attachées à son vitrage verticalement, leur épaisseur est $e=0.25\text{ cm}$. La température du vitrage est $T_f = 290\text{ K}$, et la température de l'absorbeur est $T_c = 310\text{ K}$, donc $\Delta T=20\text{ K}$. Les parois verticales sont considérées adiabatiques.

IV.4.1. Choix du maillage :

Afin d'avoir un compromis raisonnable entre le temps de calcul et la précision des résultats, le choix d'un maillage adéquat s'avère nécessaire. Cela nécessite des essais préliminaires pour tester l'effet du maillage sur la sensibilité des solutions. Dans cette étude nous avons considéré les maillages : 20×400 , 30×600 , 40×800 . Les résultats obtenues en terme de \overline{Nu} , pour $Ra=2.51.10^4$, sont présentés dans le tableau VI.2 :

Maillage	20×400	30×600	40×800
\overline{Nu}	73.16	74.87	75.34

Tableau IV.2. Valeurs du nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} pour différents maillages.

Vu que la variation du nombre de Nusselt moyen n'est pas significative entre les maillages 30×600 et 40×800 , on a choisi le dernier maillage.

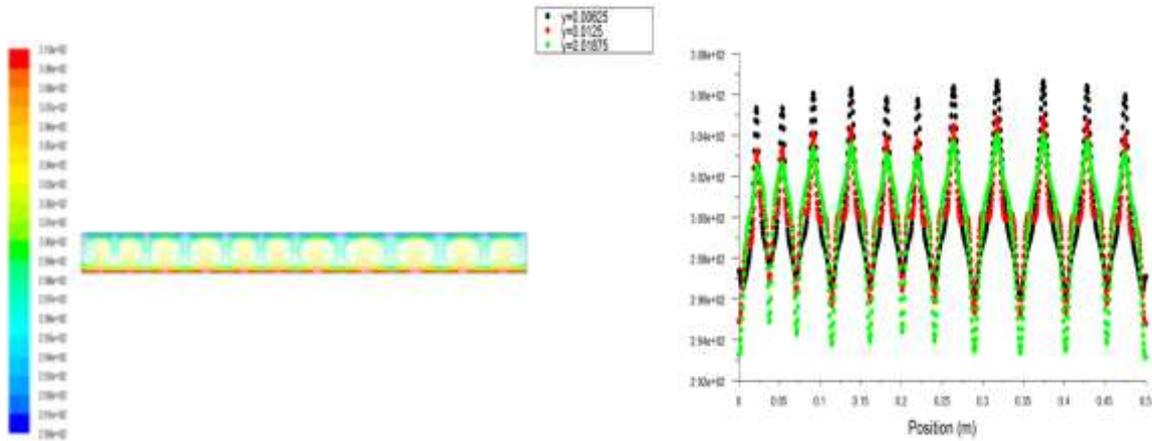
IV.4.2. Modélisation des transferts thermiques par convection naturelle dans un capteur solaire thermique horizontal muni de partitions attachées à son vitrage :

IV.4.2.1. Cas de la convection naturelle pure :

Dans ce cas, on considère que le capteur solaire est placé horizontalement perpendiculaire au champ de pesanteur et au gradient de température, les résultats obtenus sont présentés ci dessous :

IV.4.2.2.1 : Influence de la longueur de la partition L_p :

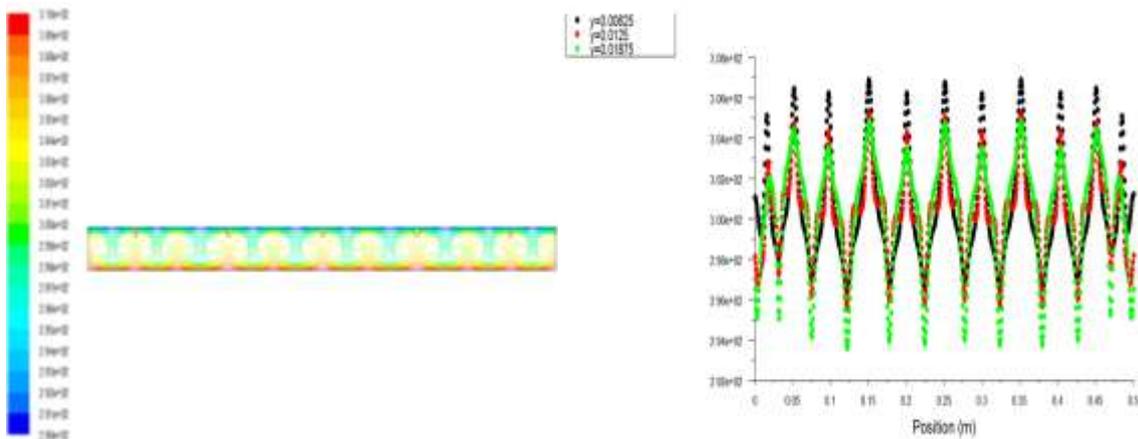
- **Le champ thermique :** Les isothermes sont présentées dans les figures ci-dessous :



(a)

(b)

$L_p=0$



(a)

(b)

$L_p=0.2$

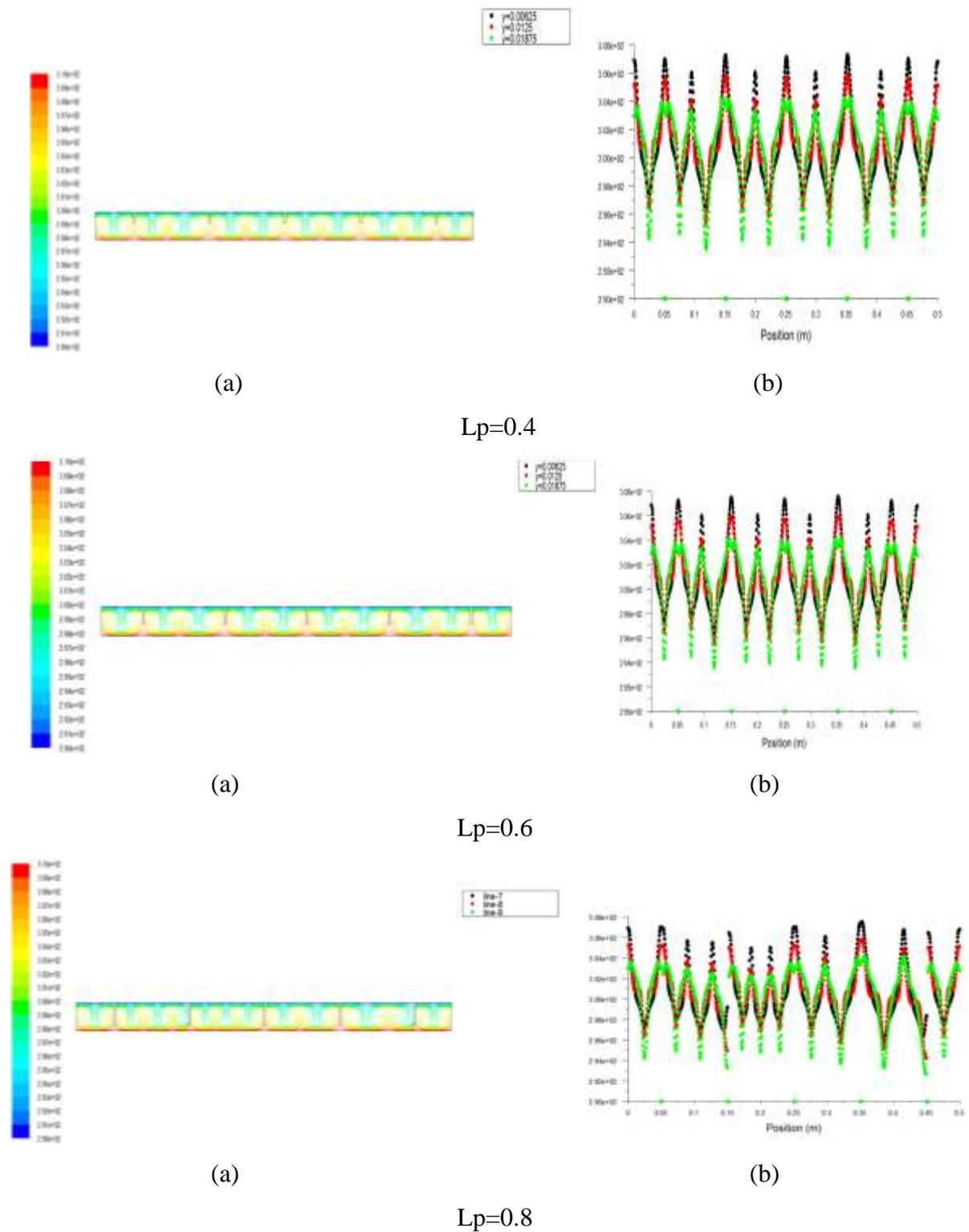
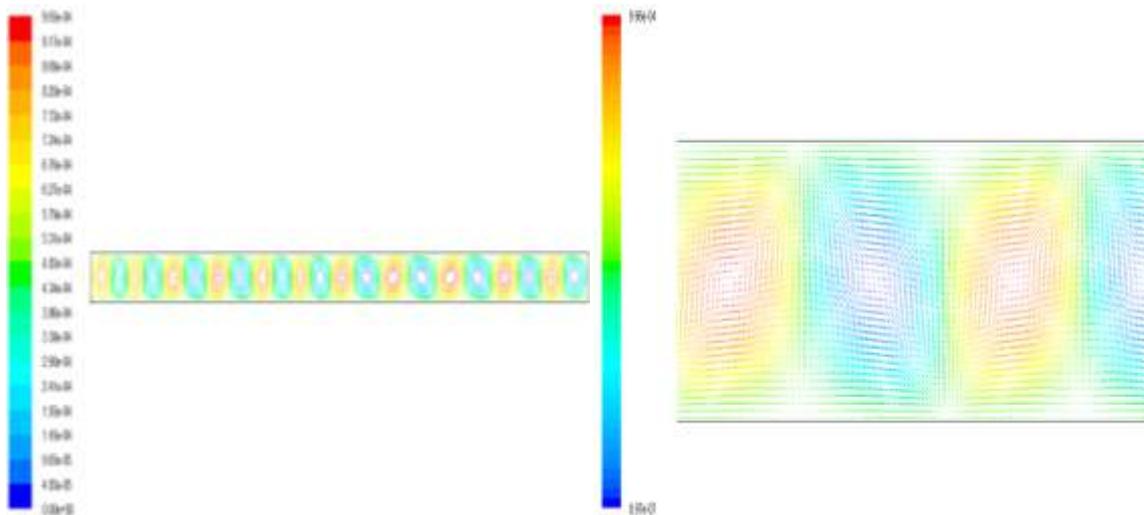


Figure IV.4. Isothermes et températures pour différentes valeurs de L_p pour $Ra=2.5 \cdot 10^4$, $N=5$.

La figure IV.4 montre les isothermes pour différentes valeurs de L_p et pour un nombre de partitions égale à 5. On remarque une variation de la distribution des températures dans la

lame d'air, lorsqu'on augmente la longueur de partitions, ce qui signifie l'influence de L_p sur le transfert thermique par convection naturelle dans la lame d'air, donc on conclut que dans le cas horizontal l'augmentation de la longueur de partitions cause une variation du transfert thermique par convection naturelle donc une variation des pertes thermiques vers l'extérieur. Le mouvement du fluide est forcé à être proche de l'absorbeur.

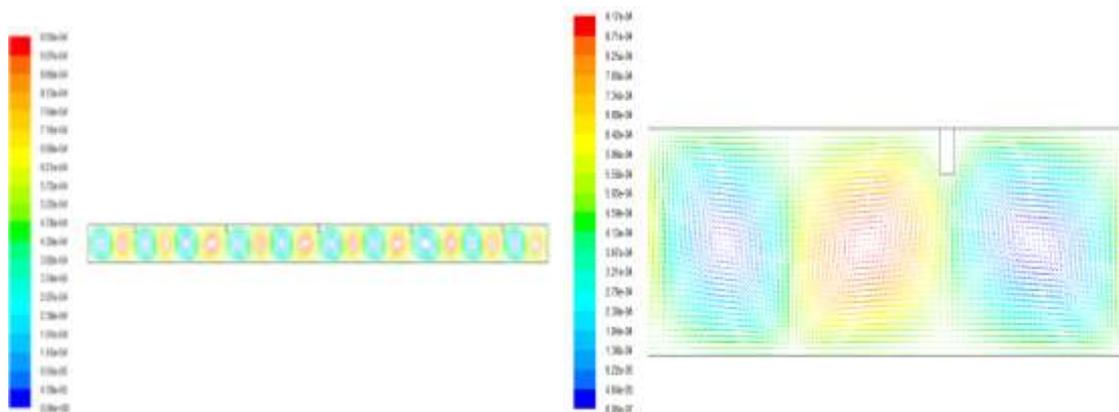
- **Le champ dynamique :** Le champ dynamique sous forme des lignes de courants est présenté ci-dessous :



(a)

(b)

$L_p=0$



(a)

(b)

$L_p=0.2$

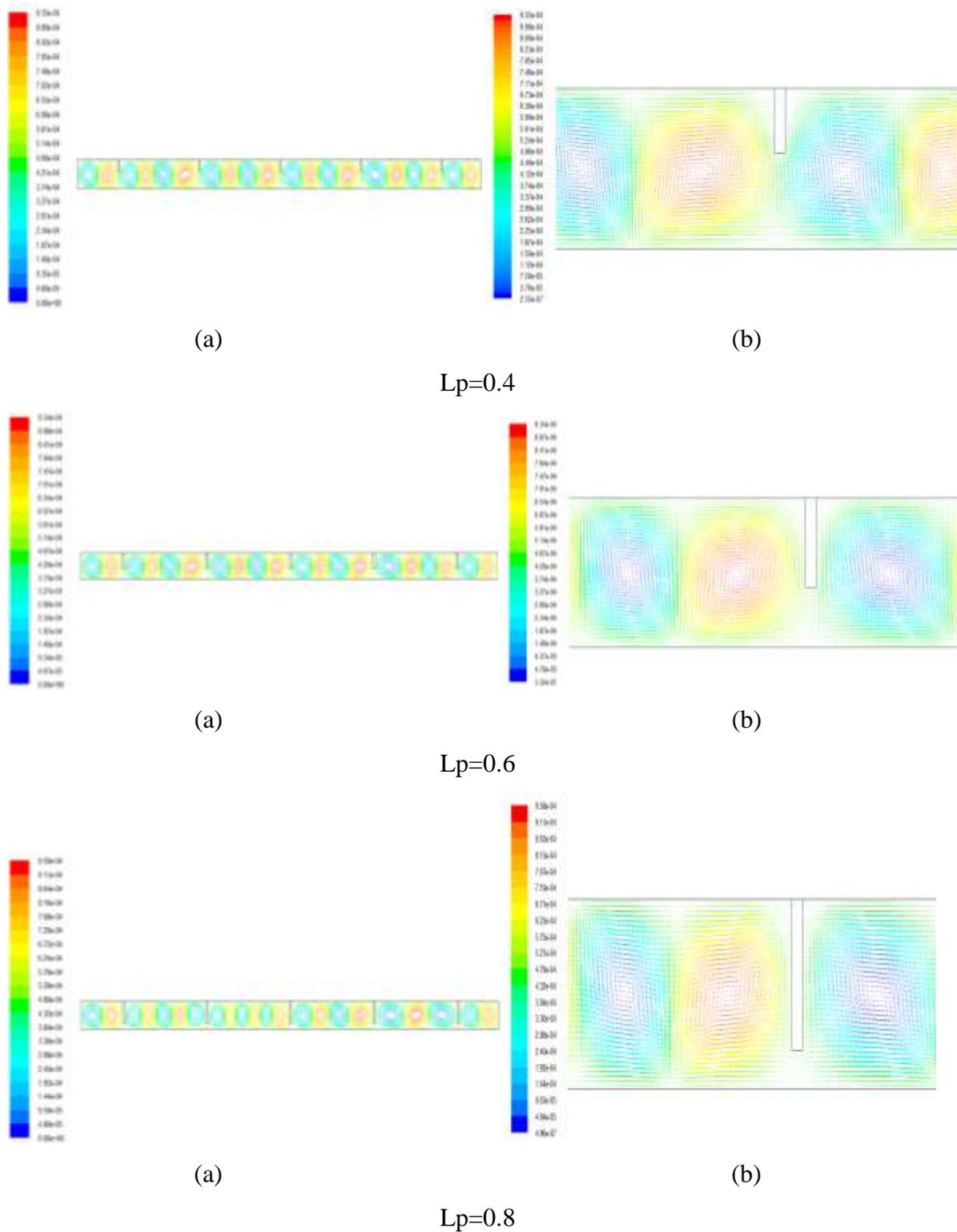


Figure IV.5. Lignes de courants et vecteurs vitesses pour différentes valeurs de L_p pour $Ra=2.5 \cdot 10^4$, $N=5$.

La figure IV.5, représente les lignes de courants pour différentes longueurs des partitions. L_p variable de 0 à 0.8 et un nombre de partition égale à 5, on remarque que l'augmentation de

L_p cause une variation des vitesses (calculées a partir de la fonction de courant), Il résulte que la présence des partitions a une influence sur les mouvements convectifs de l'air, donc une influence sur le rendement du capteur solaire thermique.

- **Le nombre de Nusselt moyen :** La variation du nombre de Nusselt moyen est présentée dans la figure ci-dessous, son expression est donnée par : $\overline{Nu} = \frac{Q}{\lambda \Delta T}$

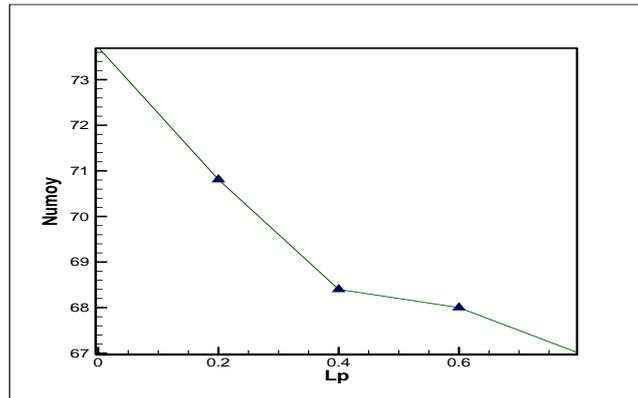
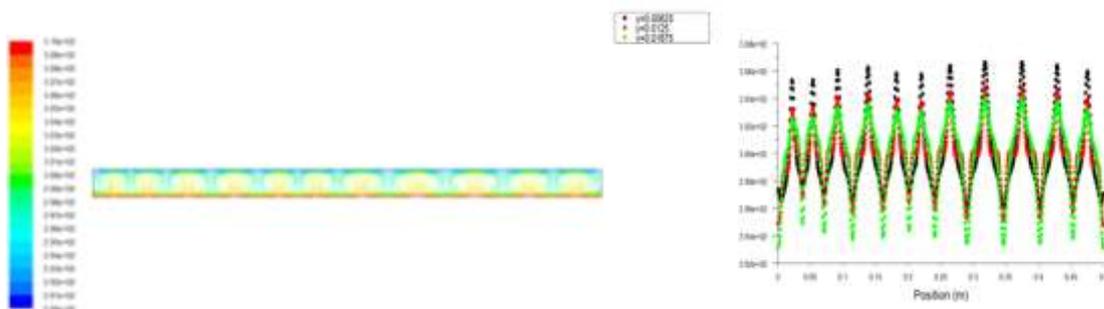


Figure IV.6. Variation du nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs de L_p pour $Ra=2.51. 10^4$, $N=5$.

La figure IV.6, montre la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la longueur de partitions, pour un nombre de partitions égale a 5, on remarque une diminution graduelle de la valeur du nombre de Nusselt moyen lorsque la longueur de partitions augmente, ce qui signifie une diminution des pertes thermiques par convection naturelle vers l'extérieur.

IV.4.2.1.2. Influence du nombre des partitions :

Le champ thermique : Le champ thermique est présenté sous forme des isothermes et des températures :



(a)

(b)

N=0

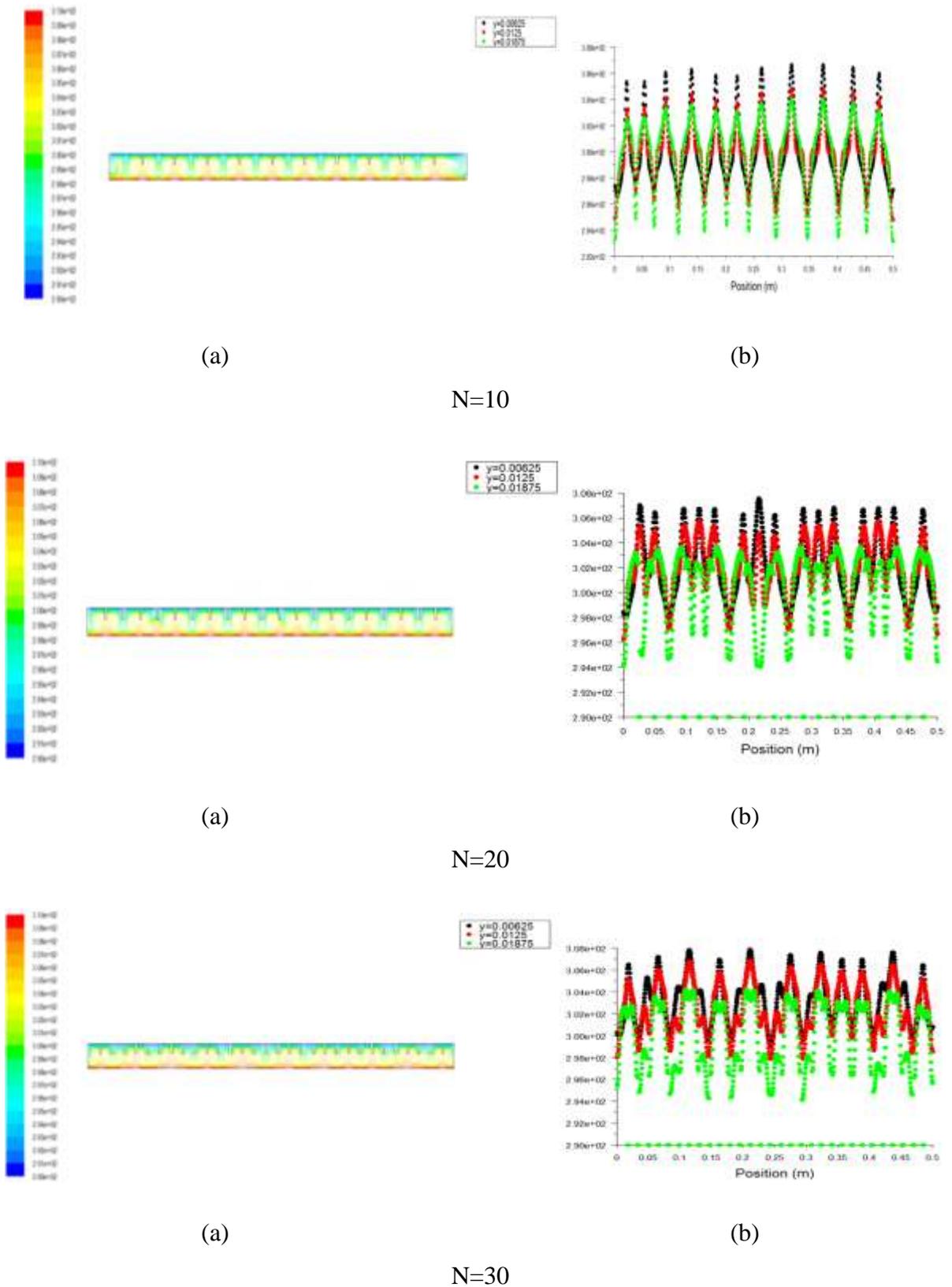
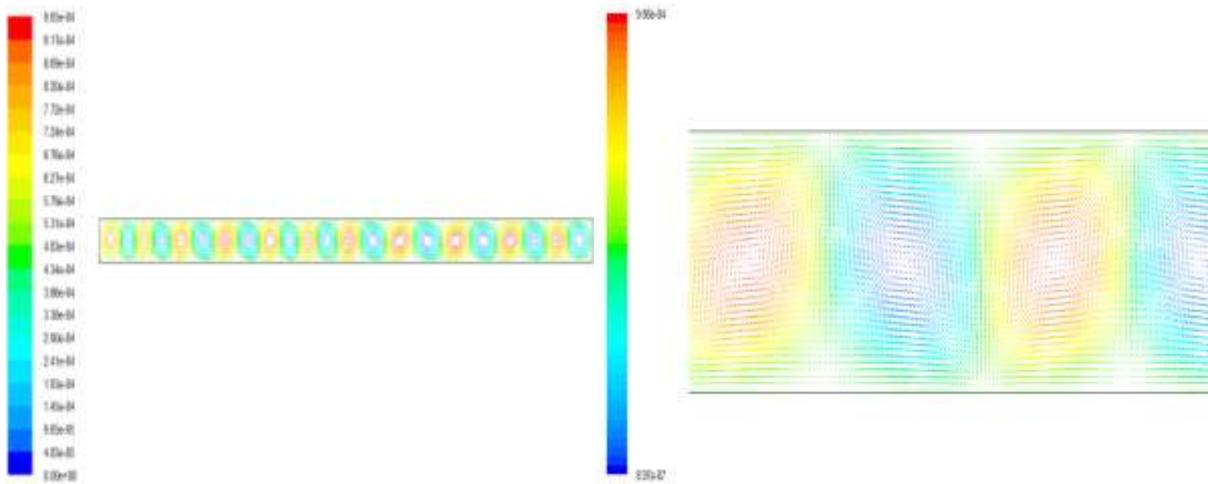


Figure IV7. Isothermes et températures pour différentes valeurs du nombre de partitions N pour $Ra=2.51 \cdot 10^4$ $Lp=0.4$.

La figure IV.7 représente les lignes de courants pour différents nombres de partitions, afin d'étudier l'influence du nombre de partitions. On a fixé leur longueur à 0.4, et on a varié leur nombre de 0 à 30. On remarque dans cette figure que l'augmentation du nombre de partitions cause une variation de la distribution des températures dans la lame d'air, donc une influence sur la performance du capteur solaire.

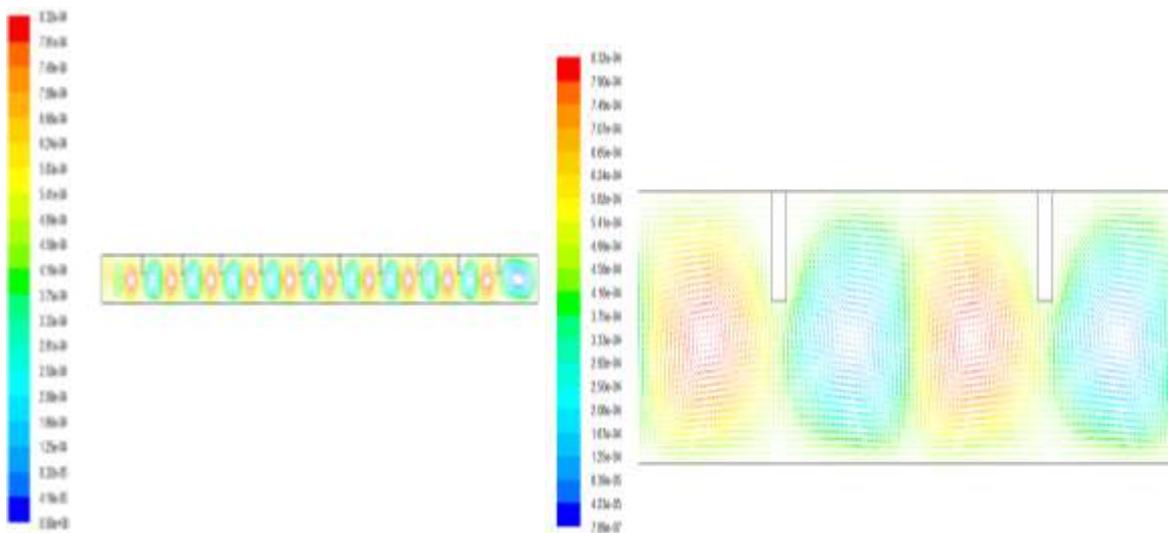
- **Le champ dynamique :** Le champ dynamique sous forme des lignes de courants et vecteurs vitesses est présenté ci- dessous :



(a)

(b)

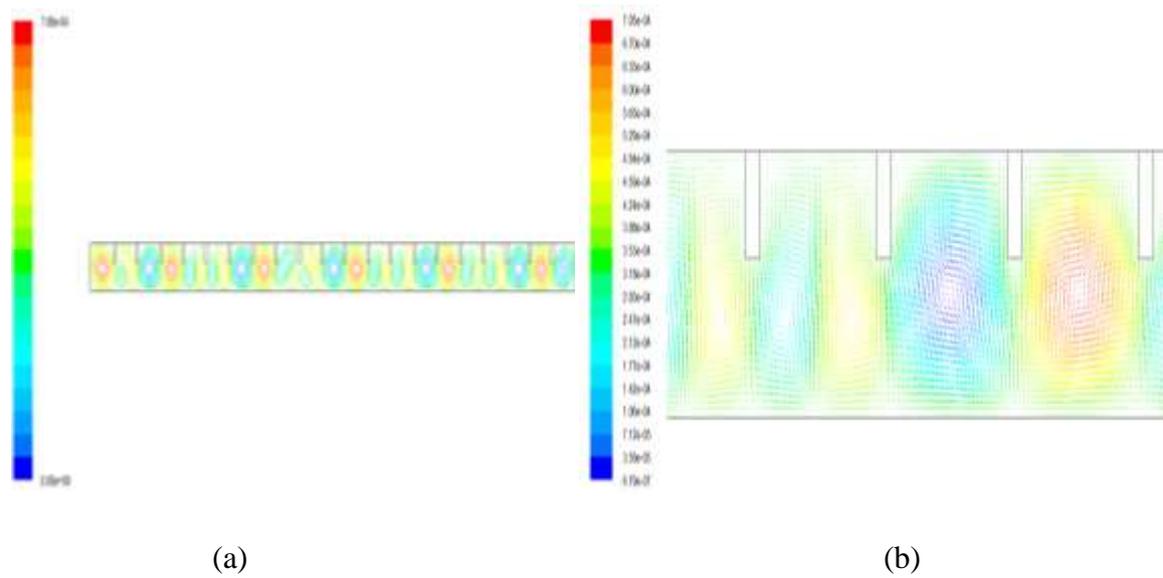
N=0



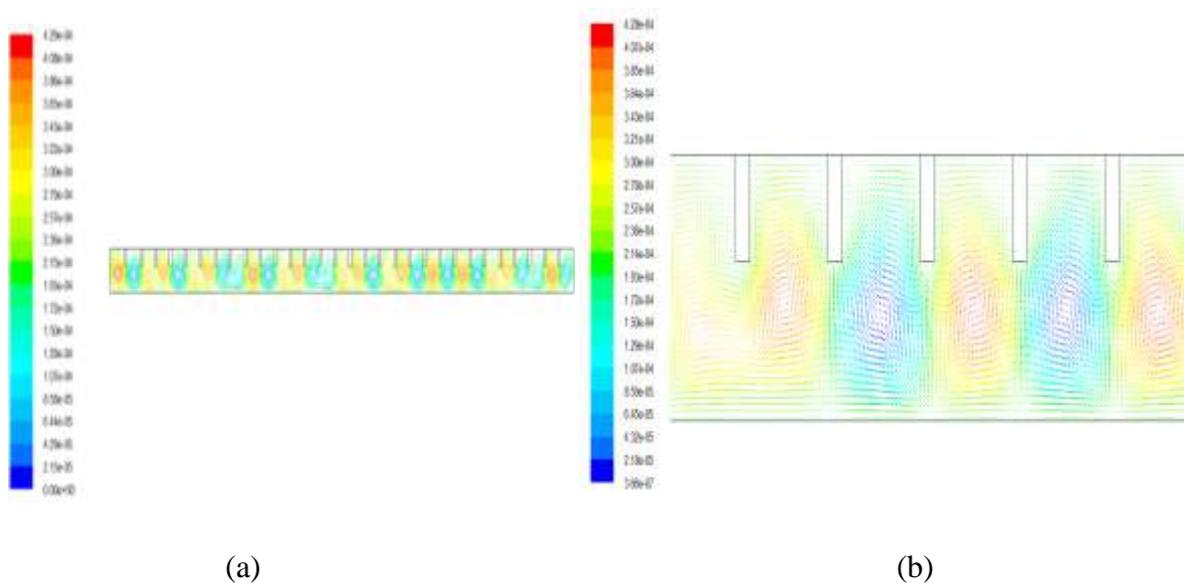
(a)

(b)

N=10



N=20



N=30

Figure IV.8. Lignes de courants et vecteurs vitesses pour différentes valeurs du nombre de partitions N pour $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $Lp=0.4$.

La **figure IV.8** montre les lignes de courants pour différents nombres de partitions à une longueur de 0.4. On remarque que le mouvement de l'air est proche de l'absorbant au dessous des partitions et forme des vagues lorsqu'on augmente le nombre de partitions, ce qui signifie un empêchement des mouvements convectifs de l'air dans la lame d'air, cet empêchement cause une réduction des pertes convectives. On observe que la réduction est maximale lorsque $N=30$.

- **Le nombre de Nusselt moyen \overline{Nu}** : La variation du nombre de Nusselt moyen est représentée dans la figure ci-dessous :

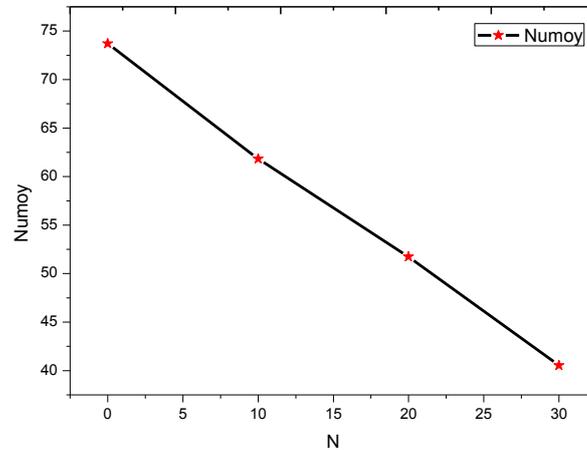


Figure IV.9. Variation du nombre de Nusselt moyen pour différents nombres de partitions N pour $Ra = 2.51.10^4$.

La figure V.9, représente la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de partitions, on remarque une diminution de la valeur de ce dernier lorsque le nombre de partitions augmente, on conclut que l'augmentation de N cause une minimisation des pertes convectives, mais il ne faut pas dépasser un certain nombre de partitions pour ne pas influencer sur la transmission de la vitre, donc il faut prendre un nombre optimal.

IV.4. 2.1.3. Influence de l'épaisseur de la lame d'air :

L'épaisseur de la lame d'air a une influence importante sur le transfert thermique dans le capteur solaire, parce que la convection naturelle est caractérisée par le nombre adimensionnel Ra qui dépend de la longueur caractéristique L_c , qui est dans notre cas l'épaisseur de la lame d'air "e". Donc il faut choisir une épaisseur optimale, pour cela on a testé différentes valeurs de l'épaisseur "e". Les résultats obtenus sont sous forme des valeurs du nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} , qui dépend du flux perdu. On considère un capteur solaire menu de 20 partitions de longueur adimensionnelle $L_p = 0.4$. Le tableau suivant montre les valeurs du nombre de Nusselt moyen pour différentes épaisseurs : $e=0.75$ cm, $e=1$ cm, $e=1.5$ cm, $e=5$ cm :

e (cm)	0.75	1	1.5
\overline{Nu}	61.56	45.8	70.61

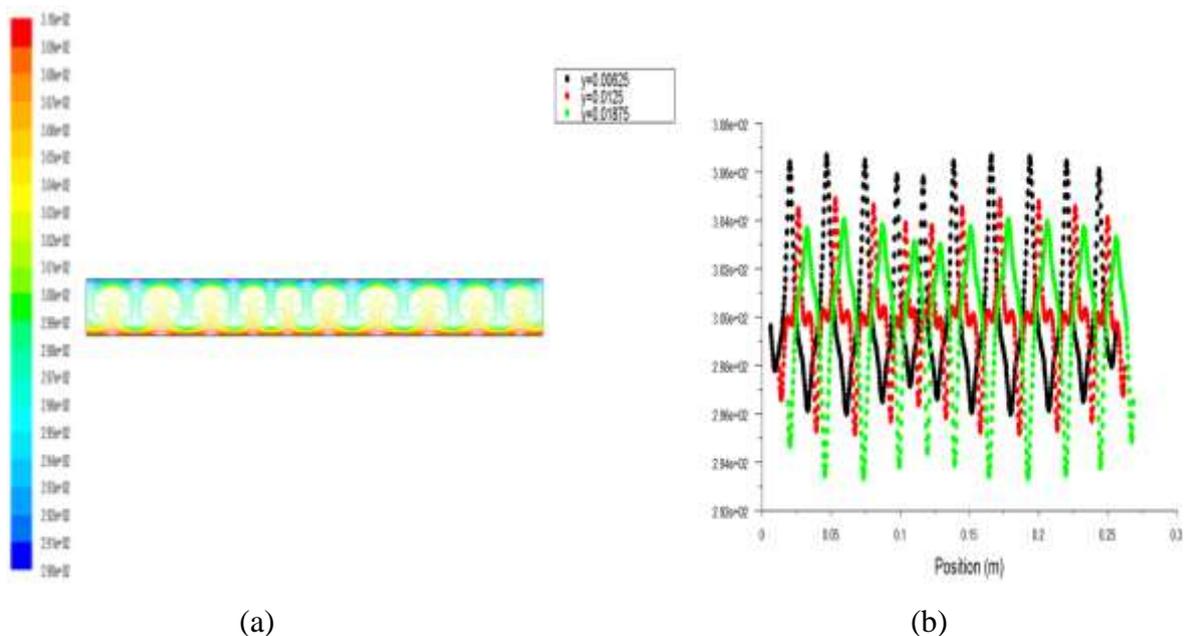
Tableau IV.3. Valeurs du nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} pour différentes épaisseurs "e".

On remarque dans le **tableau IV.3** que le nombre de Nusselt moyen est variable avec la variation de l'épaisseur de la lame d'air, et on observe que la valeur minimale du nombre de Nusselt moyen est obtenue lorsque $e=1\text{cm}$, ce qui signifie une valeur minimale du flux perdu. Donc, il faut choisir une valeur optimale de l'épaisseur "e", qui est $e=1\text{cm}$ dans le cas horizontale.

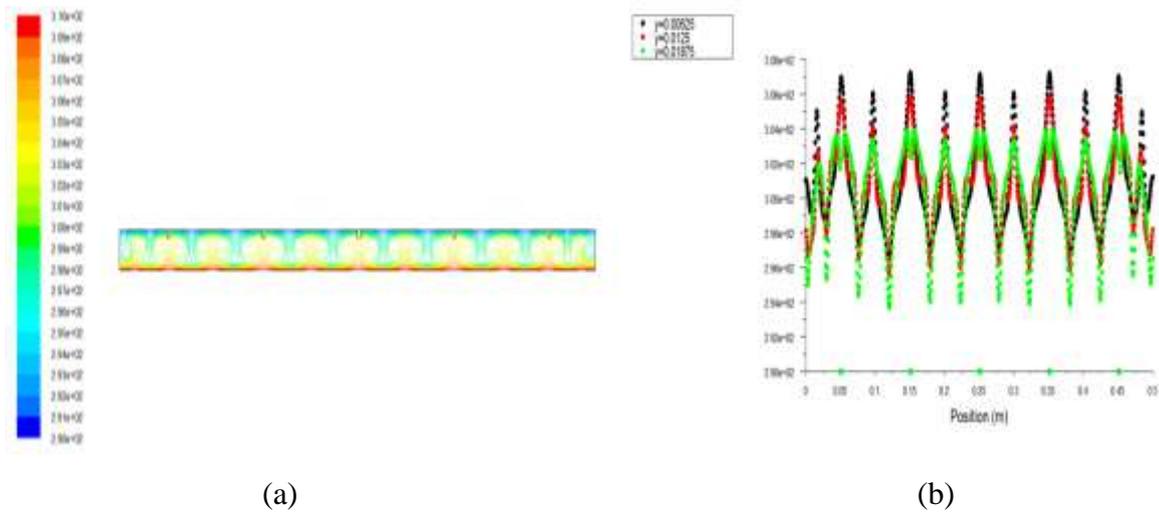
IV.4.2.2. Cas de la convection naturelle couplée avec le rayonnement :

Dans cette partie on va étudier le cas du couplage convection-rayonnement, en utilisant le logiciel de simulation FLUENT. On a choisi le modèle DO (discrète ordinates), parce qu'il est le modèle préféré pour ce genre d'études.

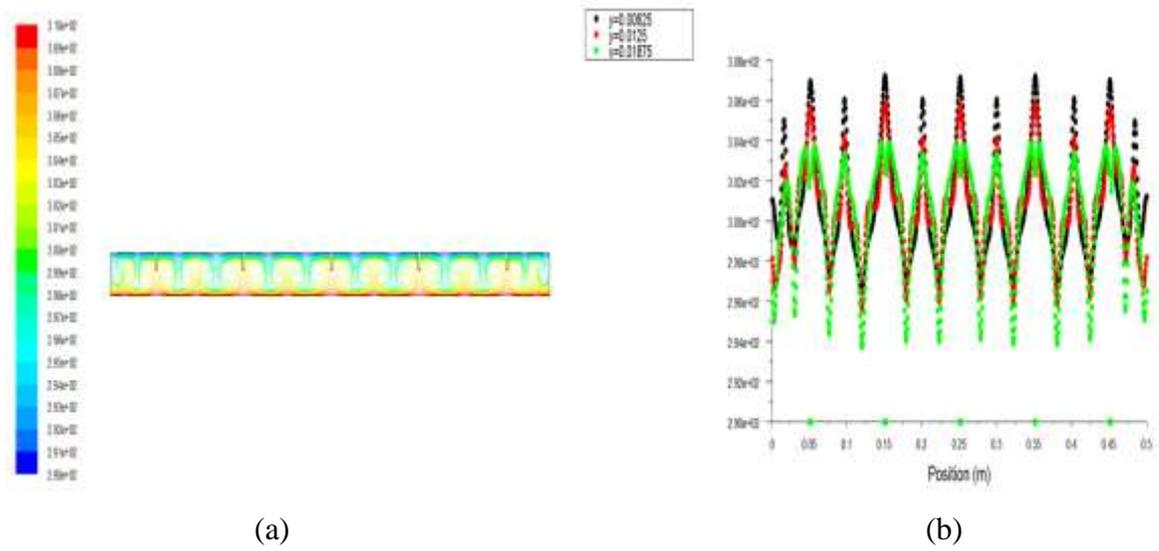
- **Le champ thermique :** Le champ thermique sous forme des isothermes et des variations des températures est présenté ci- dessous :



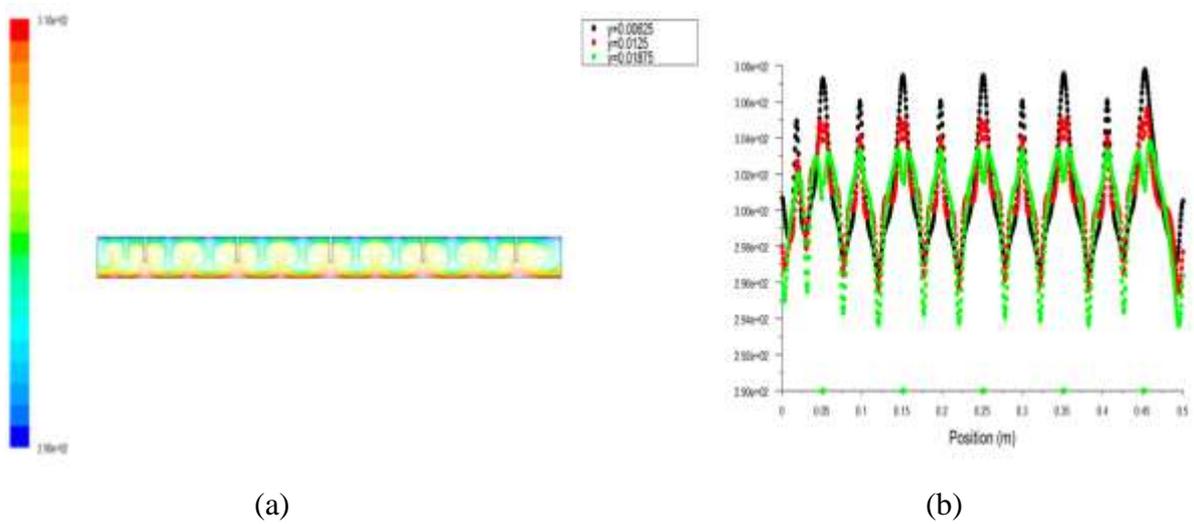
$L_p=0$

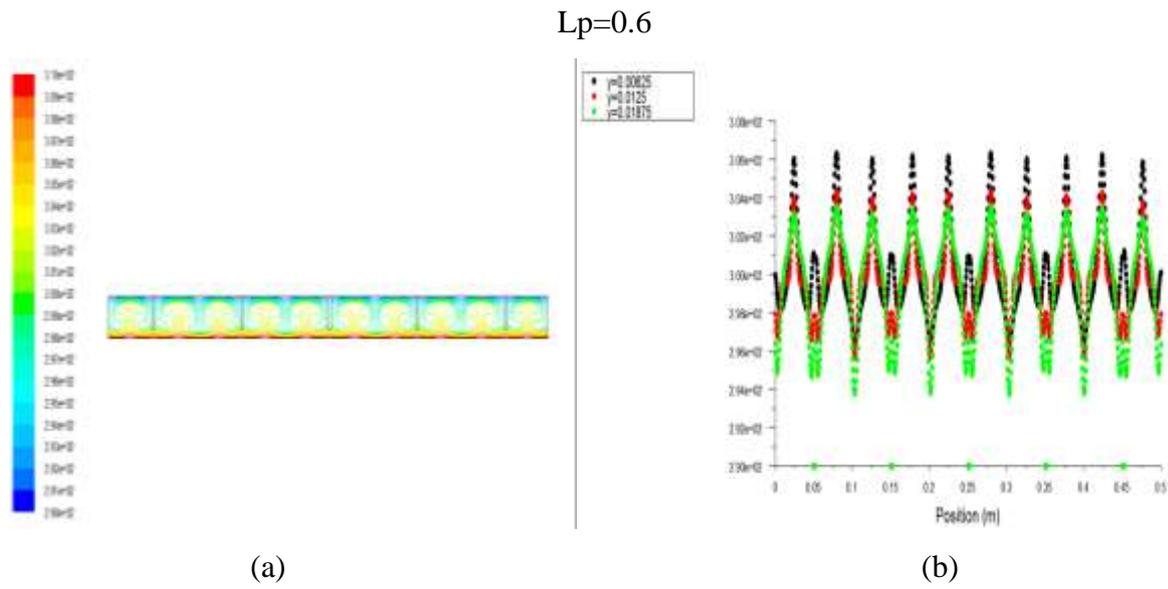


$L_p=0.2$



$L_p=0.4$

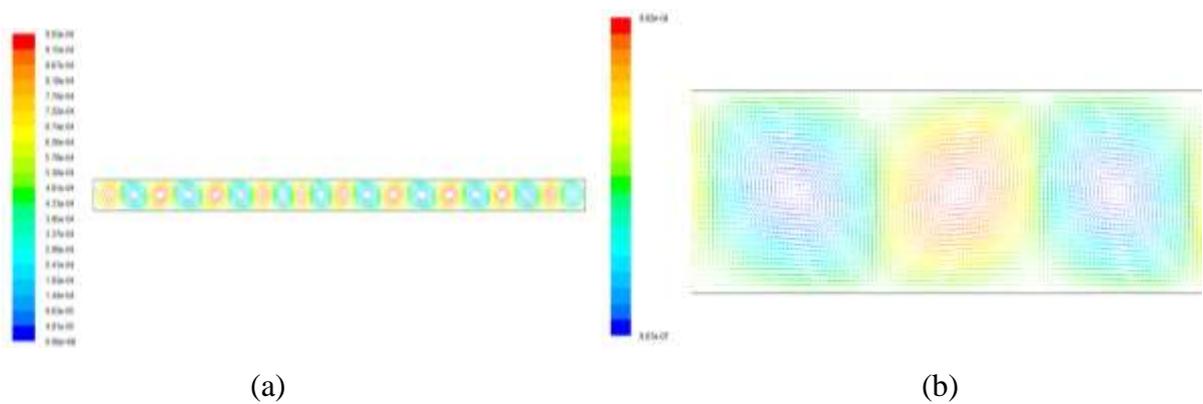




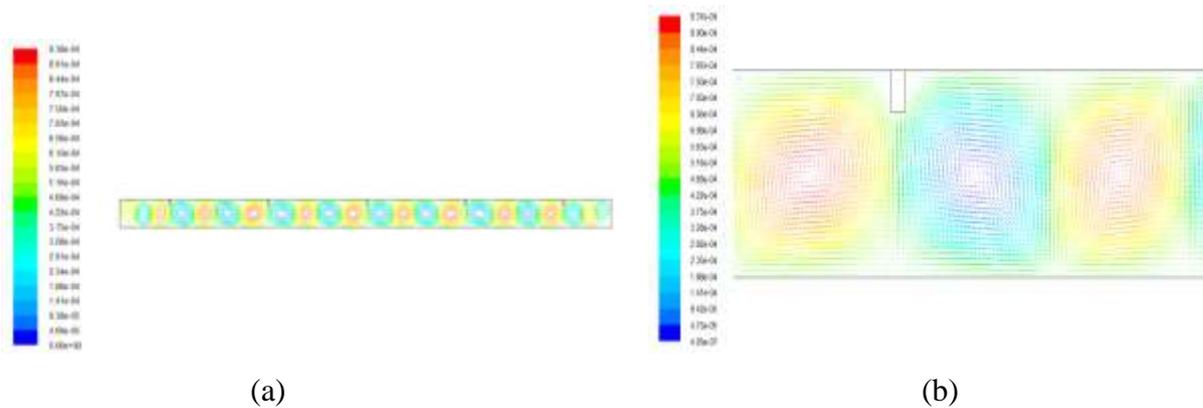
Lp=0.8

Figure IV.10. Isothermes et températures pour différentes valeurs de L_p pour $Ra = 2.51 \cdot 10^4$, $N=5$.

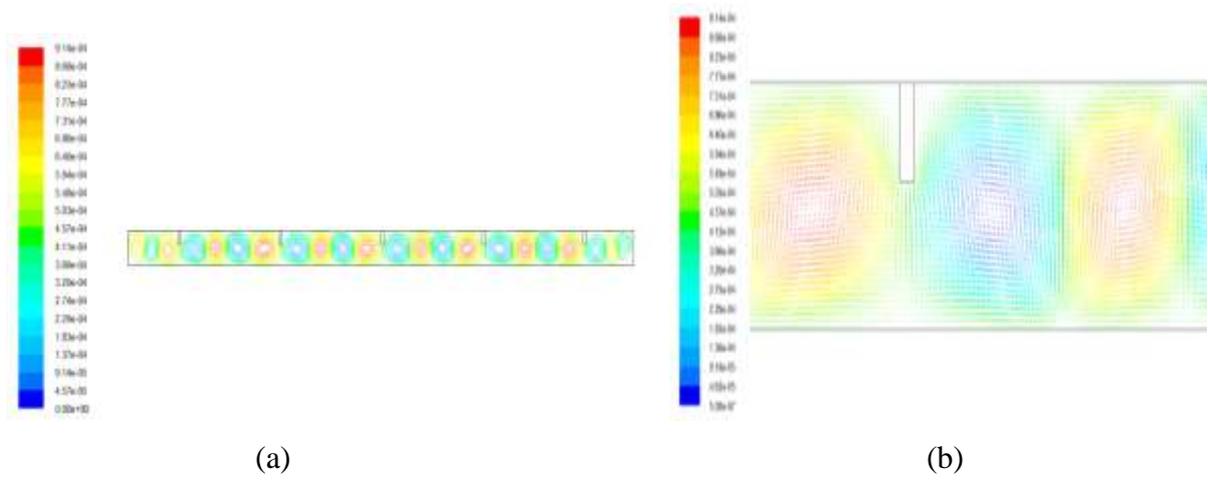
- **Le champ dynamique :** Le champ dynamique sous forme des lignes de courants et des vecteurs vitesses est présenté ci- dessous :



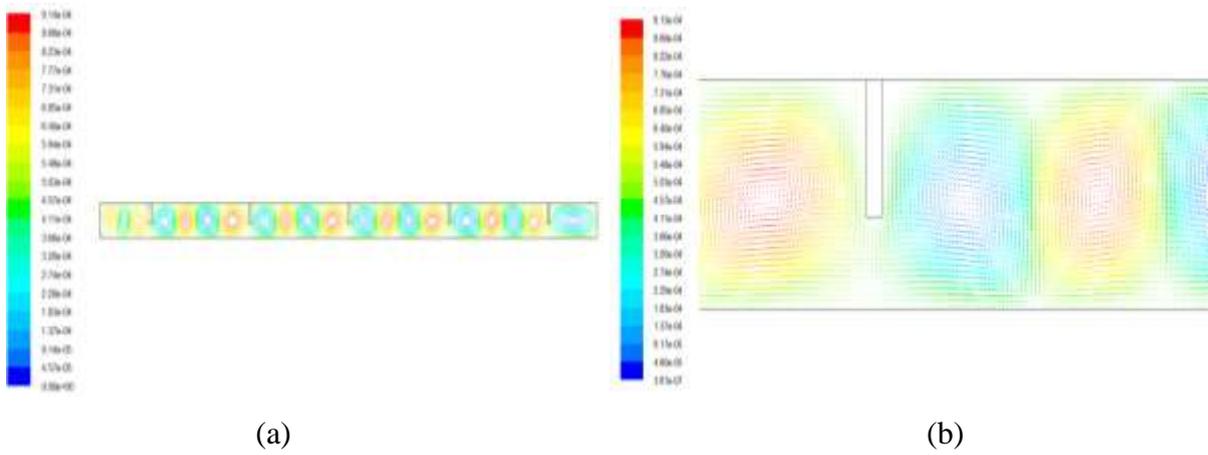
Lp=0



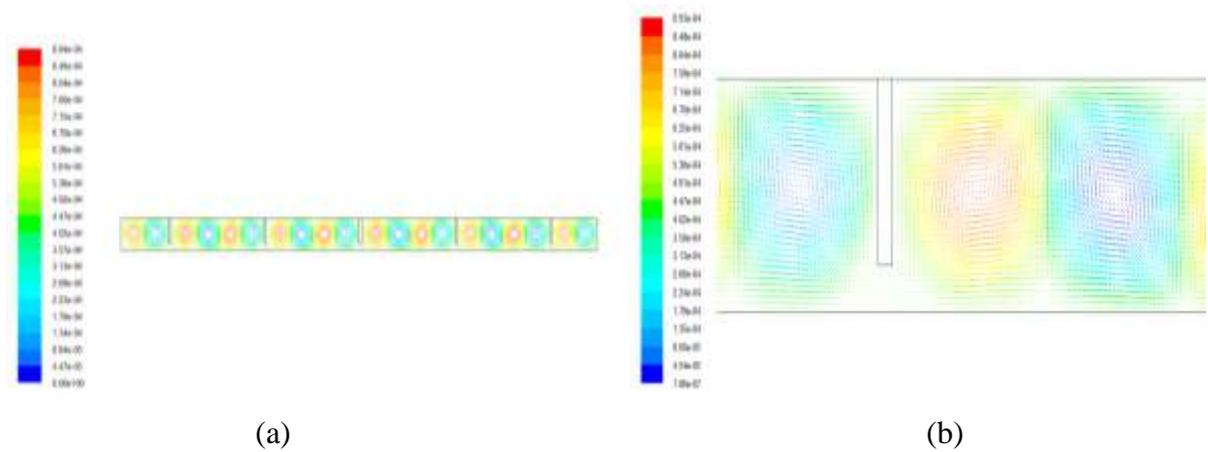
$L_p=0.2$



$L_p=0.4$



$L_p=0.6$



$L_p=0.8$

Figure IV.11. Lignes de courants et vecteurs vitesses pour différentes valeurs de L_p pour

$$Ra = 2.51 \cdot 10^4, N=5.$$

- Le flux échangé par convection et par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre:

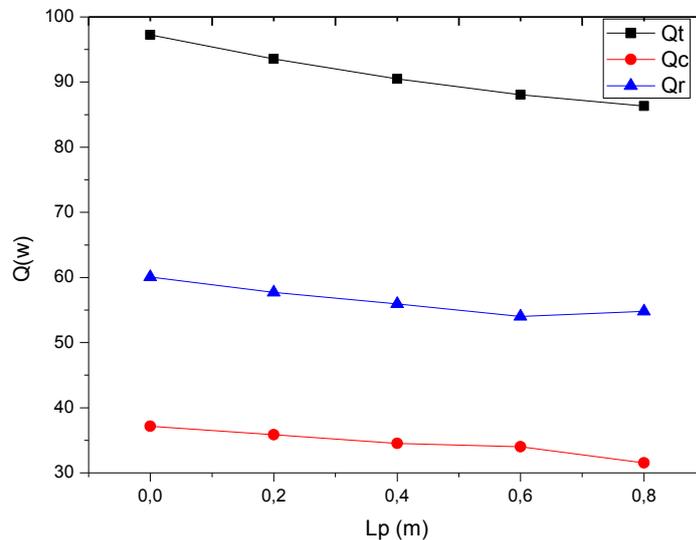


Figure IV.12. Variation du flux échangé par convection, par rayonnement et le flux total pour différentes valeurs de L_p , pour $N=5$, $Ra=2.51.10^4$.

Q_c : Le flux échangé par convection

Q_r : Le flux échangé par rayonnement

Q_t : Le flux échangé total (par convection et rayonnement)

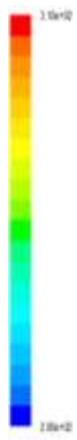
D'après les figures IV.10, IV.11, IV.12, la présence du rayonnement produit une augmentation du flux total échangé entre l'absorbeur et la vitre. On remarque que le flux échangé par rayonnement est très important par rapport à celui par convection (presque de deux fois), l'augmentation de la longueur des partitions cause une diminution du flux perdu par rayonnement et par convection.

V.4.3. Modélisation des transferts thermiques par convection naturelle dans un capteur solaire héliothermique incliné muni de partitions attachées à son vitrage :

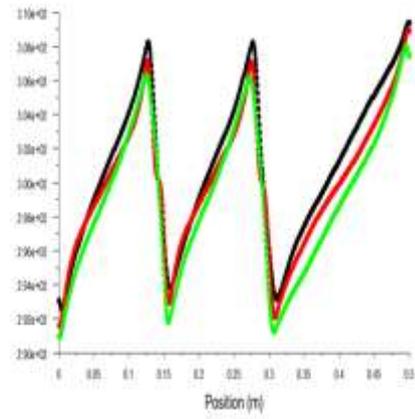
IV.4.3.1. Influence de la longueur des partitions L_p :

- Le champ thermique :

Le champ thermique sous forme des isothermes et des variations des températures est représenté ci- dessous :

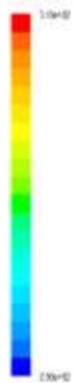


(a)

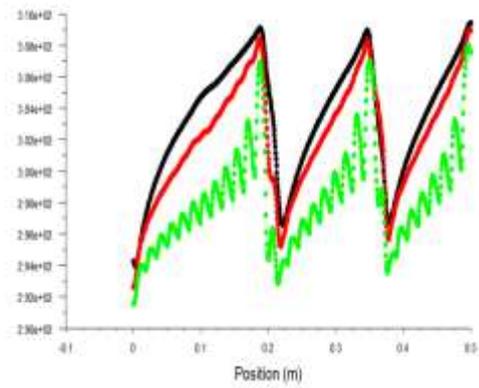


(b)

$L_p=0$

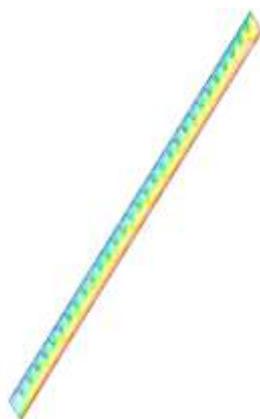


(a)

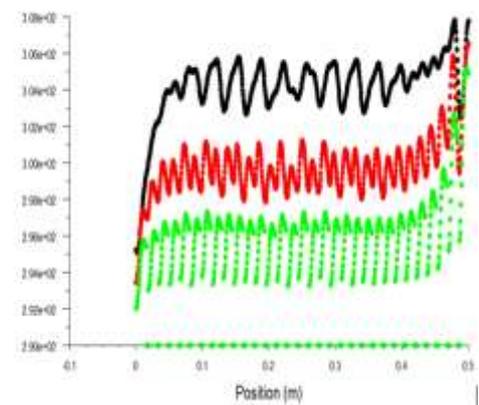


(b)

$L_p=0.2$



(a)



(b)

$L_p=0.4$

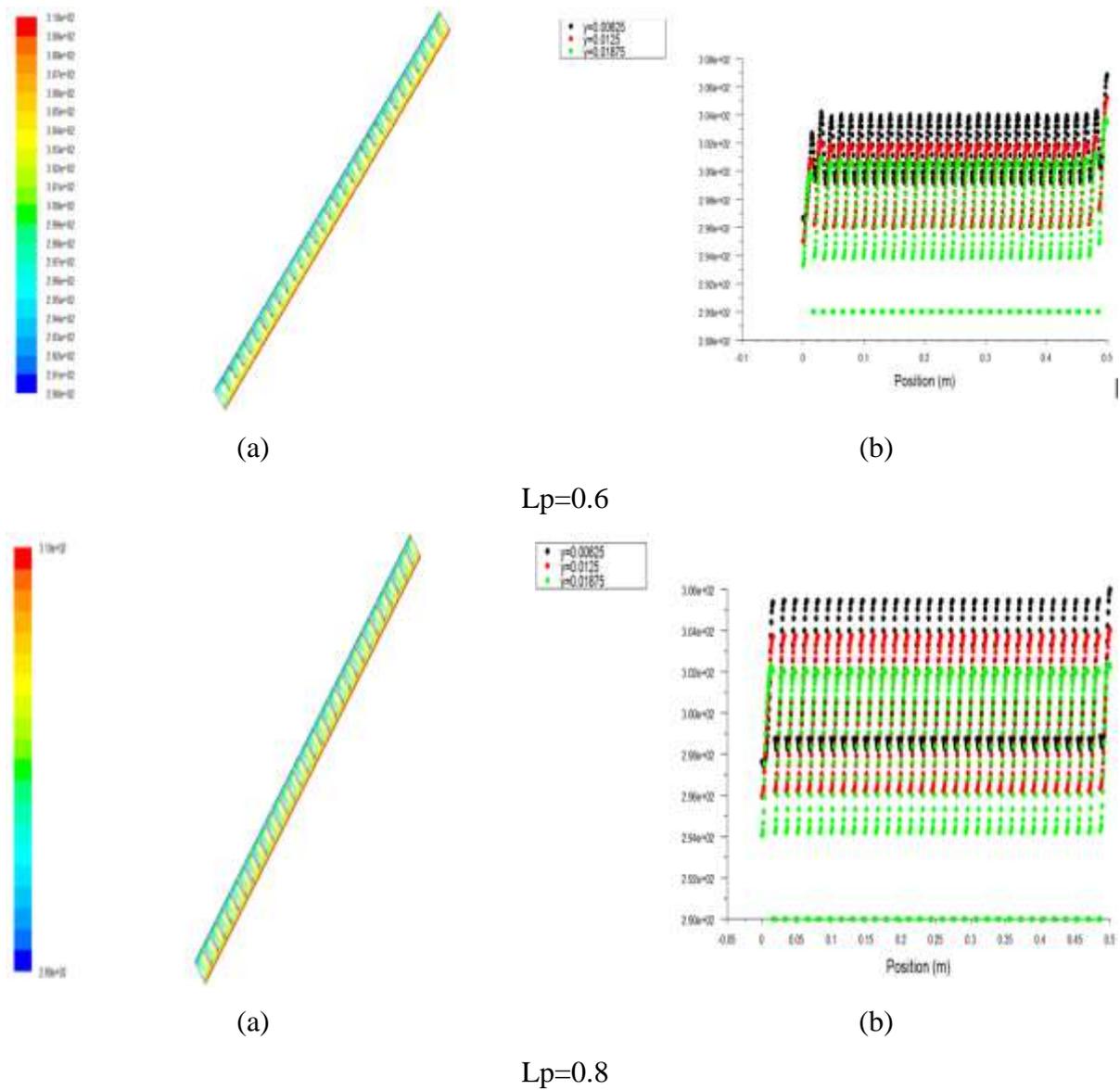
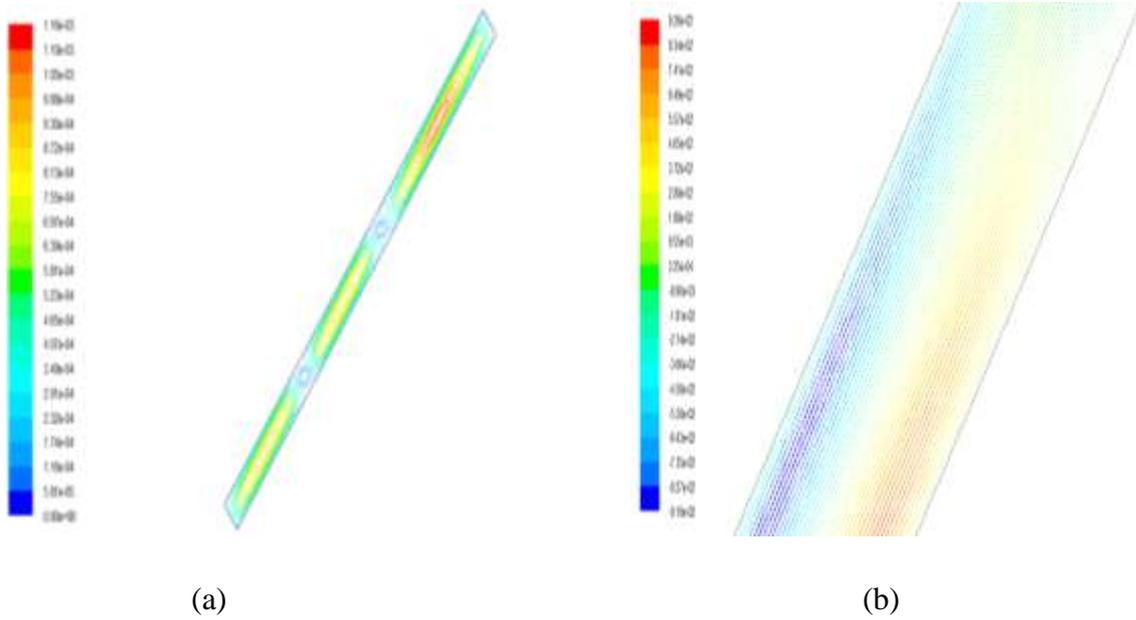


Figure IV.13. Isothermes et températures pour différentes valeurs de longueurs des partitions L_p pour $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $N=30$, $\varphi=45.0$

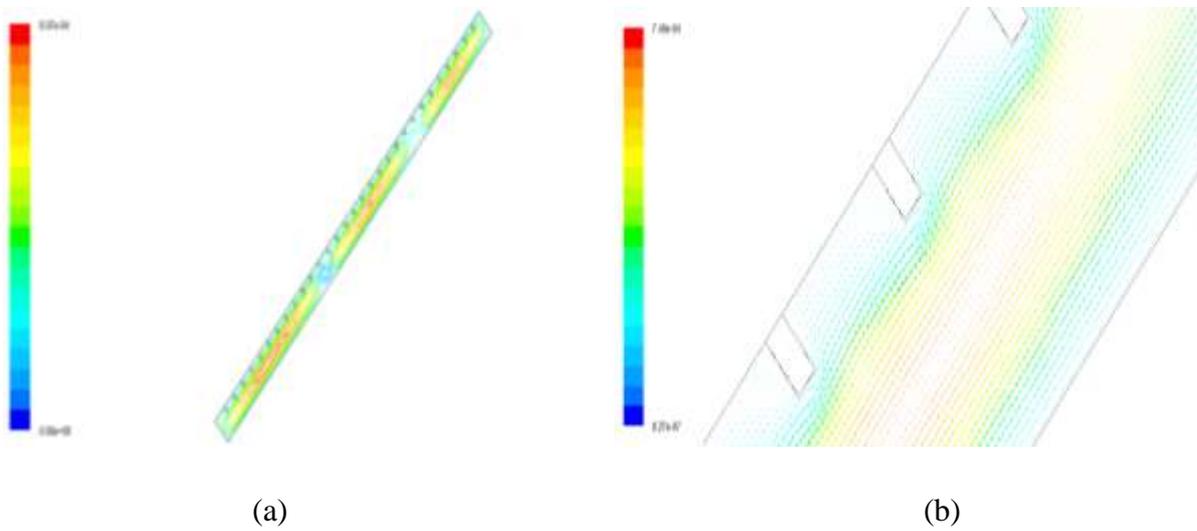
La **figure IV.13**, représente le champ de température dans le cas incliné avec un nombre de partitions fixé à 30 et la longueur de partition varie de 0 à 0.8. La présence des partitions produit une variation de la distribution des températures dans la lame d'air du capteur solaire, donc une influence sur le rendement du capteur solaire thermique.

- **Le champ dynamique :**

Le champ dynamique sous forme des lignes de courants et des vecteurs vitesses est présenté ci-dessous :



$L_p=0$



$L_p=0.2$

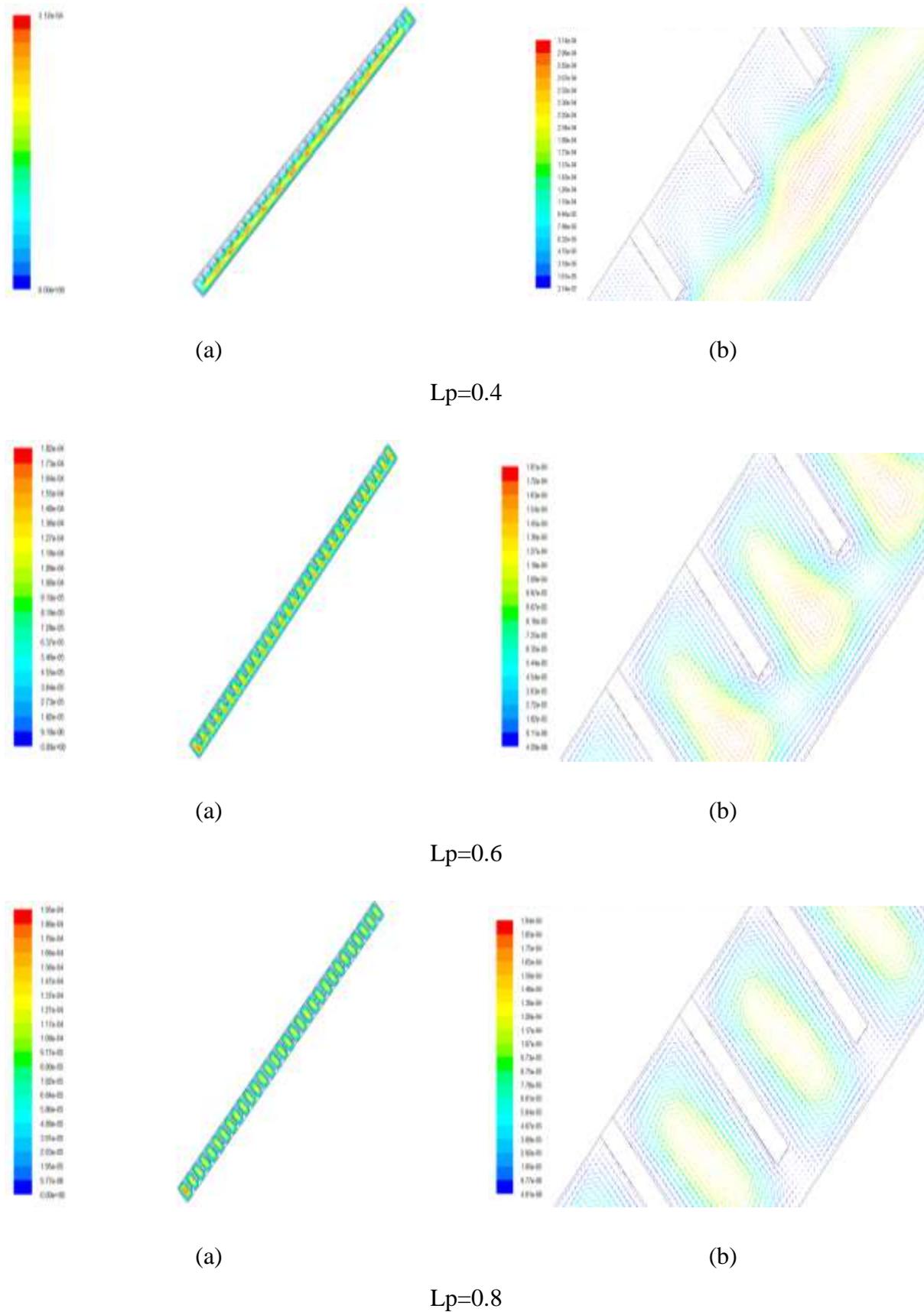


Figure IV.14. Lignes de courants et vecteurs vitesses pour différentes valeurs de longueurs des partitions L_p pour $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $N=30$, $\varphi=45.0$

La **figure IV.14**, montre les lignes de courant pour le cas incliné. La présence des partitions avec un nombre de 30 et une longueur de $L_p=0.4$ cause une réduction maximale des pertes convectives, car dans ce cas on observe que le mouvement de l'air se fait proche de l'absorbeur au dessous des partitions sous forme de vagues, ce qui signifie un grand empêchement des mouvements convectifs, au delà de cette valeur ($L_p=0.4$) le mouvement du fluide monte vers le haut et forme des rouleaux entre chaque deux partitions, ce qui signifie l'augmentation du mouvement convectif de l'air, donc la valeur $L_p=0.4$ est optimale pour le cas incliné.

- **Le nombre de Nusselt moyen \overline{Nu}** : Le nombre de Nusselt moyen calculé selon

l'expression $\overline{Nu} = \frac{Q}{\lambda \Delta T}$ est représenté sur la figure ci-dessous :

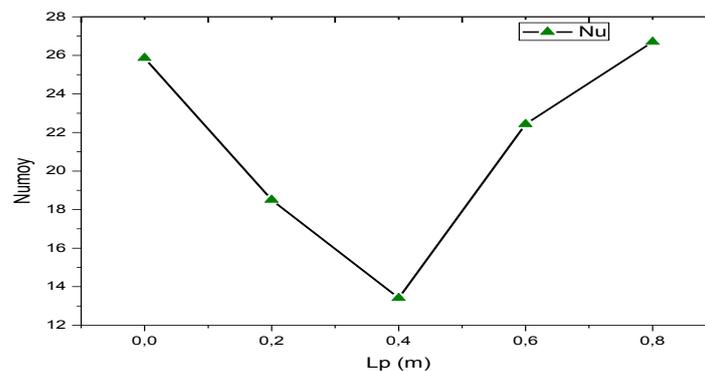
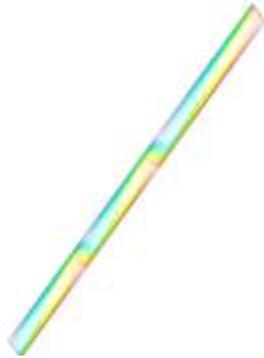


Figure IV.15. Variation du nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs de L_p pour $Ra=2.51.10^4$, $N=30$, $\varphi=45^0$.

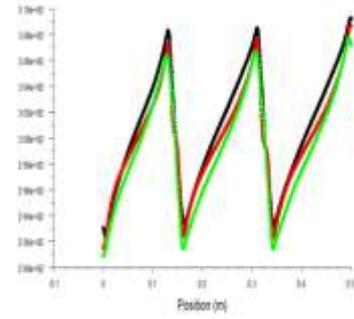
La variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la longueur des partitions est présentée dans la **figure IV.15**. On remarque une diminution maximale de \overline{Nu} lorsque $L_p=0.4$, ce qui signifie une réduction maximale des transferts convectifs à cette valeur.

IV.4.3.2. Influence du nombre des partitions N :

- **Le champ thermique** : Le champ thermique sous forme des lignes de courants et des variations des températures est représenté sur la figure ci-dessous :

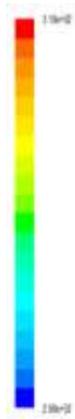


(a)

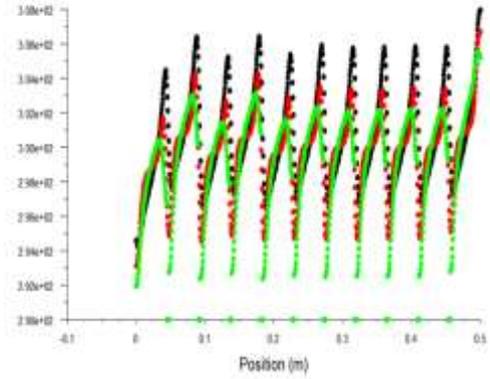


(b)

N=0

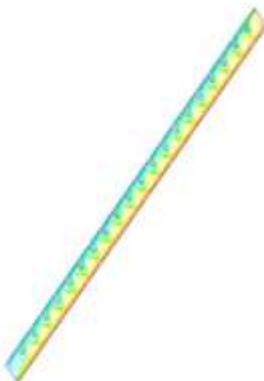


(a)

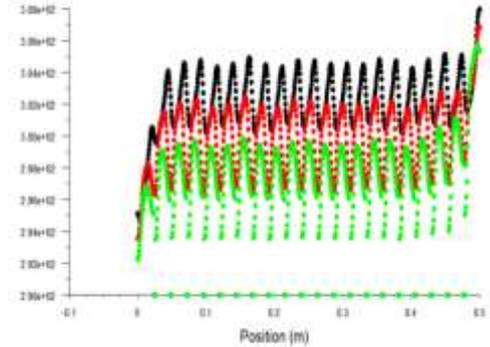


(b)

N=10



(a)



(b)

N=20

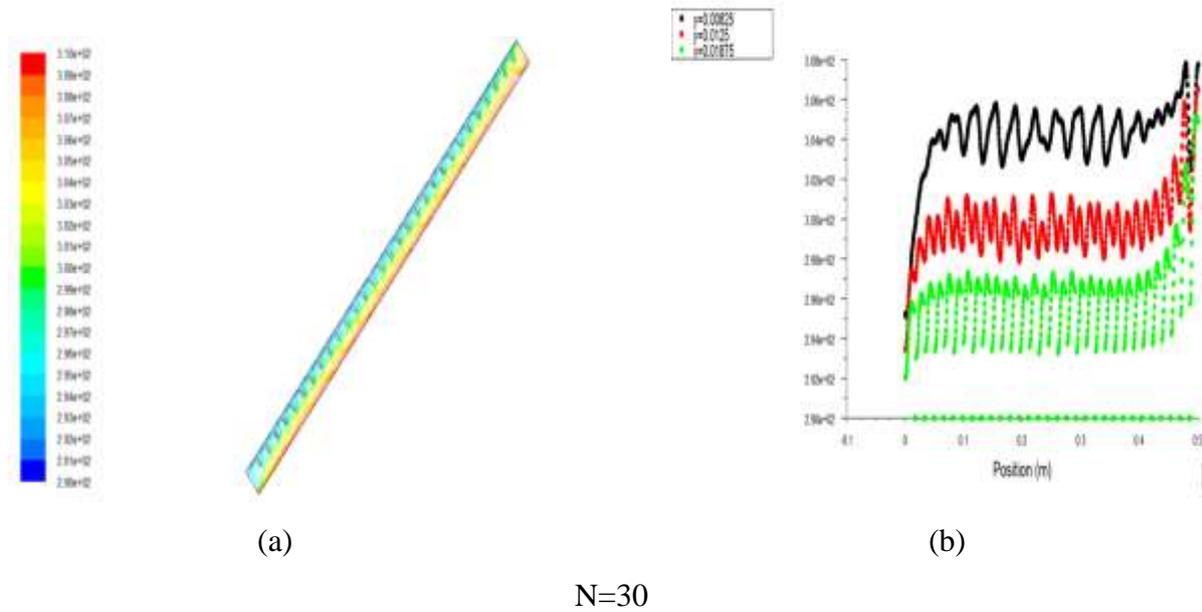
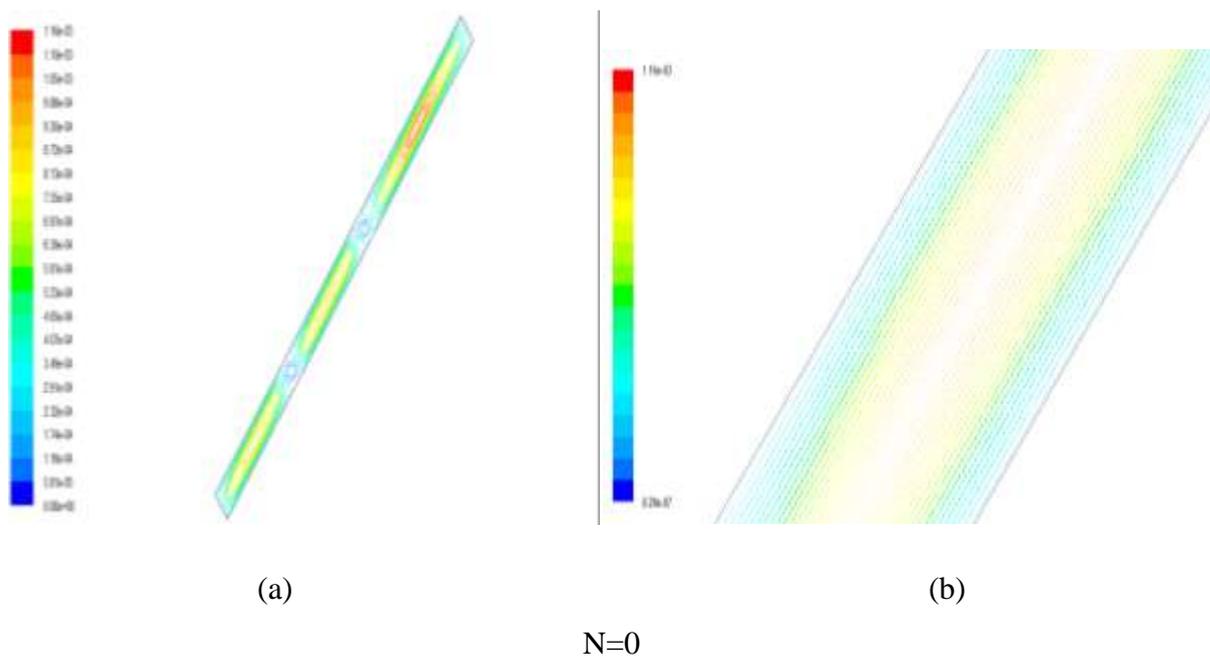


Figure IV.16. Isothermes et températures pour différentes valeurs du nombre de partitions N pour $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $Lp=0.4$, $\varphi=45.0$

L'influence du nombre de partitions dans le cas incliné est présentée dans la **figure IV.16** par des isothermes, on remarque que l'augmentation du nombre de partitions cause une variation de la distribution des températures dans la lame d'air. Donc le nombre de partitions a une influence sur le transfert thermique dans le capteur solaire.

- **Le champ dynamique :** Le champ dynamique sous forme des lignes de courants et des vecteurs vitesses est représenté dans la figure ci-dessous :



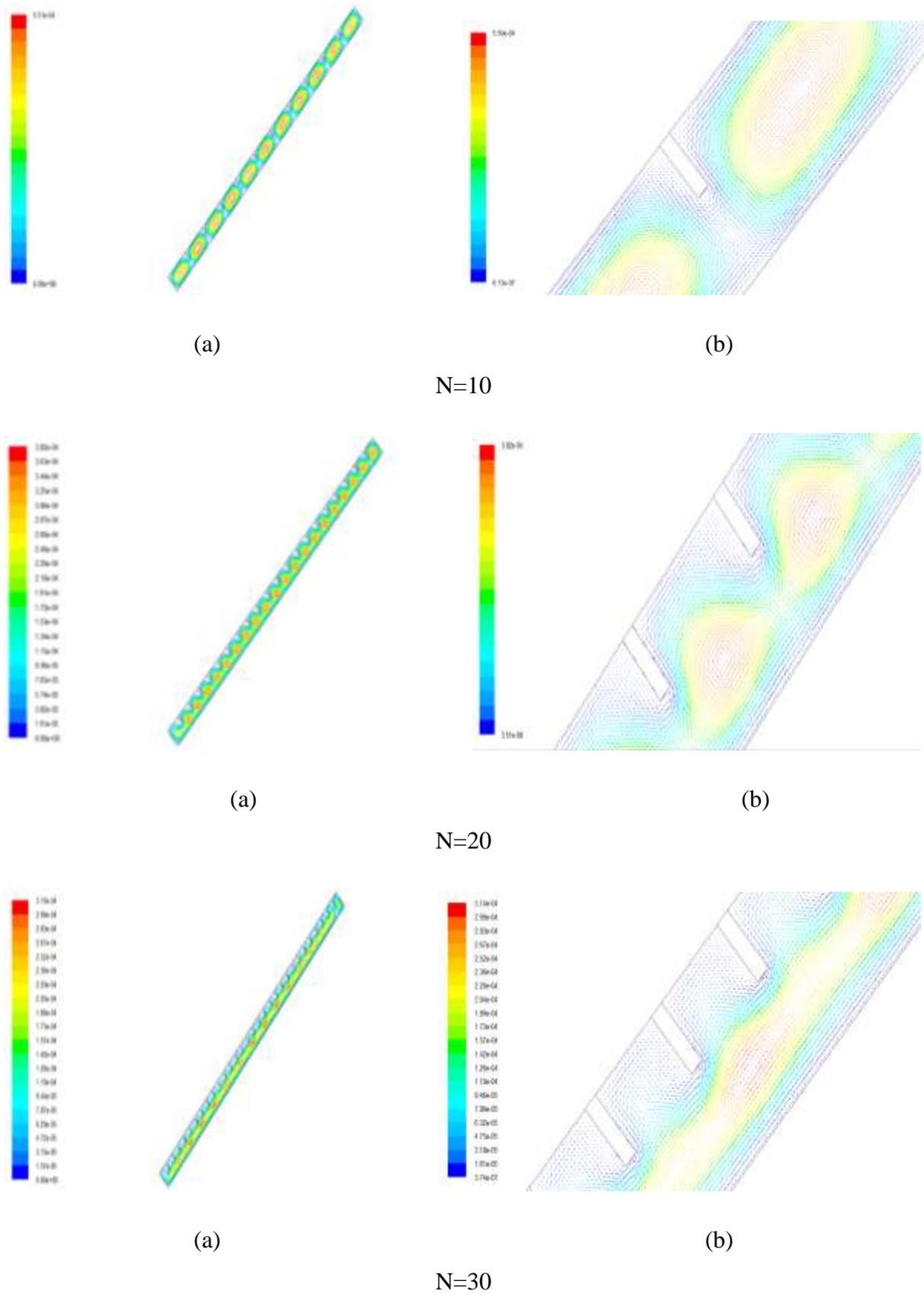


Figure IV.17. Lignes de courants et vecteurs des vitesses pour différentes valeurs du nombre de partitions N pour $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $L_p=0.4$, $\varphi=45.0$

La **figure IV.17**, présente l'influence du nombre de partitions sur le transfert convectif entre l'absorbeur et l'air ambiant. Le mouvement de l'air prend la forme des rouleaux entre chaque deux partitions lorsque $N=10$, ce qui signifie une augmentation des mouvements convectifs. Lorsqu'on augmente le nombre de partitions ($N=20,30\dots$), le mouvement de l'air descend vers le bas au dessous des partitions formant de vagues ce qui signifie un empêchement des mouvements convectifs. L'augmentation du nombre de partitions cause une amélioration du rendement de capteur solaire thermique.

- **Le nombre de Nusselt moyen \overline{Nu}** : La variation de la valeur du nombre de Nusselt moyen est représentée dans la figure ci-dessous :

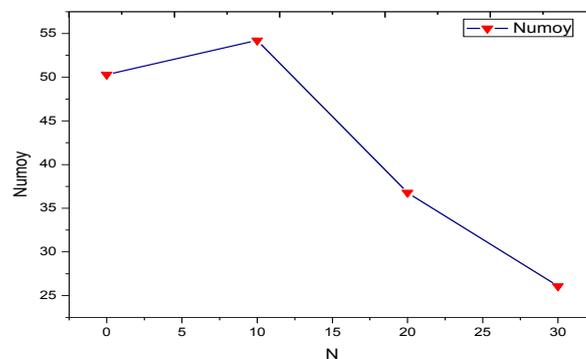


Figure IV.18. Variation du nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs de N pour $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $Lp=0.4$, $\varphi=45^\circ$.

La présente figure montre la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de partitions. On observe une diminution graduelle du nombre de Nusselt moyen avec l'augmentation de N sauf pour la valeur $N=10$, il y'a une augmentation du nombre de Nusselt moyen. Donc cette diminution commence à partir d'une certaine valeur de N supérieure à 10, pour cela il faut maitre un nombre de partitions optimal pour assurer la minimisation des pertes convectives, mais il ne faut pas dépasser un certain nombre pour ne pas influencer sur la transmission de la vitre.

IV.4.3.3. Influence de l'épaisseur de la lame d'air :

Afin d'étudier l'influence de l'épaisseur "e", on a calculé le nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs de l'épaisseur "e" : e=0.75 cm, e=1 cm, e= 1.5 cm, e=5 cm. Le tableau suivant montre les valeurs du nombre de Nusselt moyen pour différentes épaisseurs :

e (cm)	0.75	1	1.5	5
\overline{Nu}	61.67	46.75	34.44	37.04

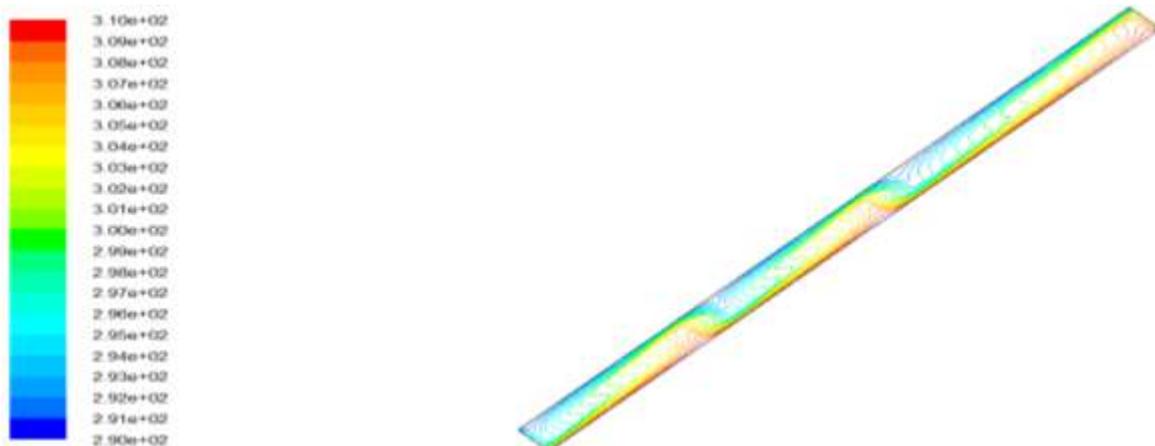
Tableau IV.4. Valeurs de nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} pour différents épaisseurs "e".

Le **tableau IV.4** montre la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de l'épaisseur de la lame d'air. On remarque une faible valeur du nombre de Nusselt moyen lorsque l'épaisseur est e=1.5 cm ce qui signifie des minimisations importantes des pertes thermiques par convection naturelle vers l'extérieur. L'épaisseur optimale pour laquelle on obtient un bon rendement du capteur solaire dans le cas incliné est e=1.5 cm.

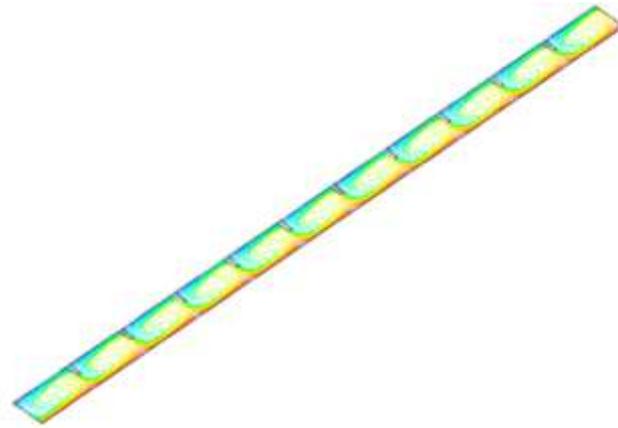
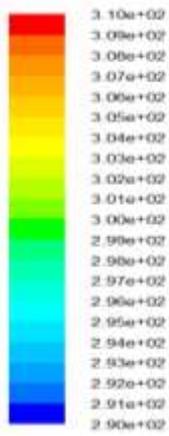
IV.4.3.d. Cas de la convection naturelle couplée avec le rayonnement :

Par l'utilisation du modèle DO (discrète ordinates), on trouve les résultats suivants :

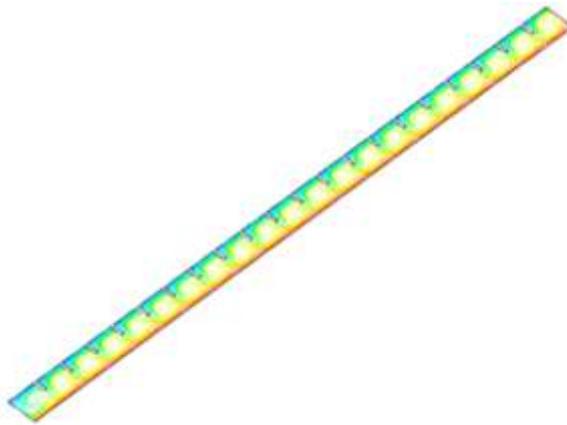
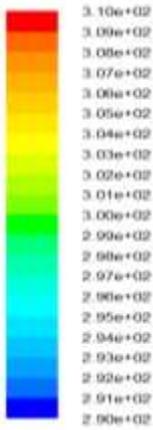
- **Le champ thermique :** Le champ thermique sous forme des isothermes est représenté dans la figure ci-dessous :



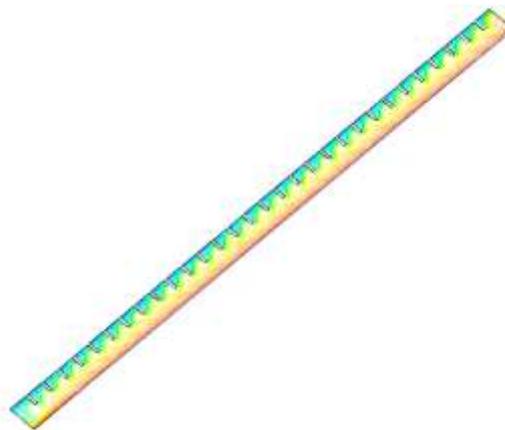
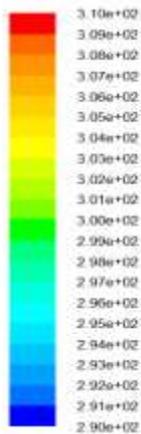
N=0



N=10



N=20

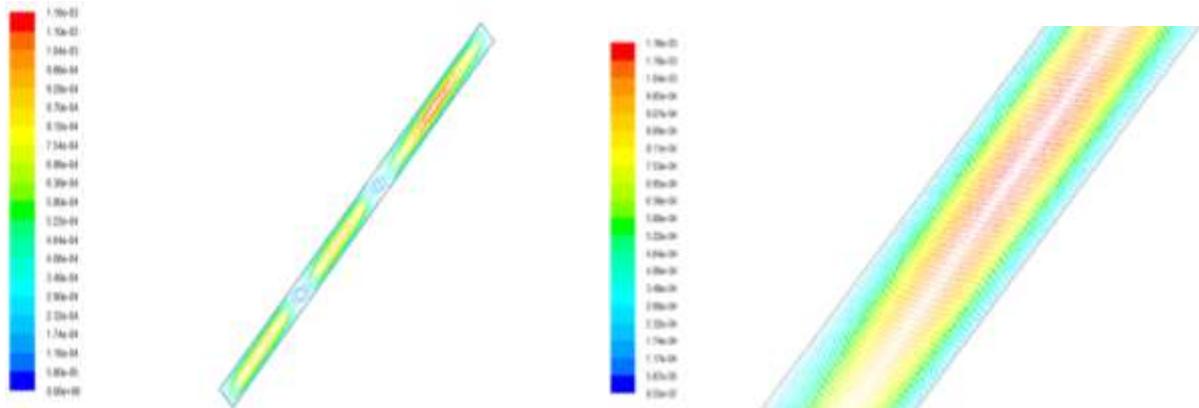


N=30

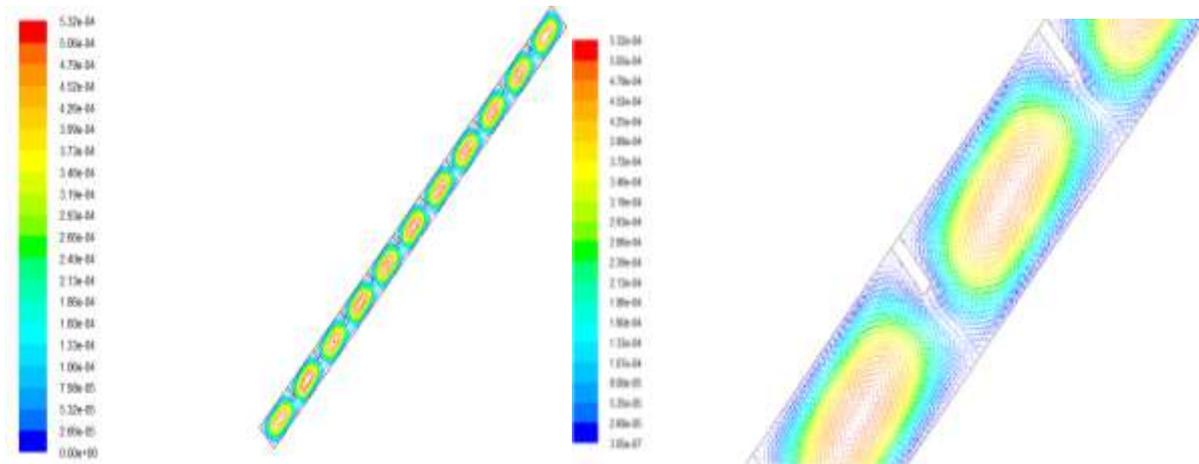
Figure IV.19 : Isothermes pour différentes valeurs du nombre de partitions pour $L_p=0.4$,

$$Ra = 2.51 \cdot 10^4, \quad \varphi = 45^\circ$$

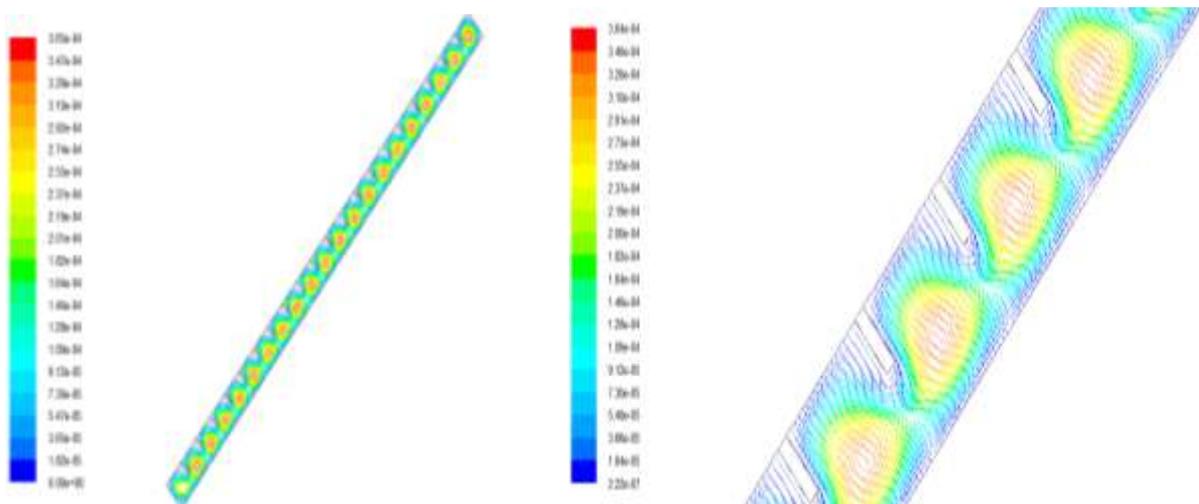
- **Le champ dynamique :** Le champ dynamique sous forme des lignes de courants et des vecteurs vitesses est représenté dans la figure ci-dessous :



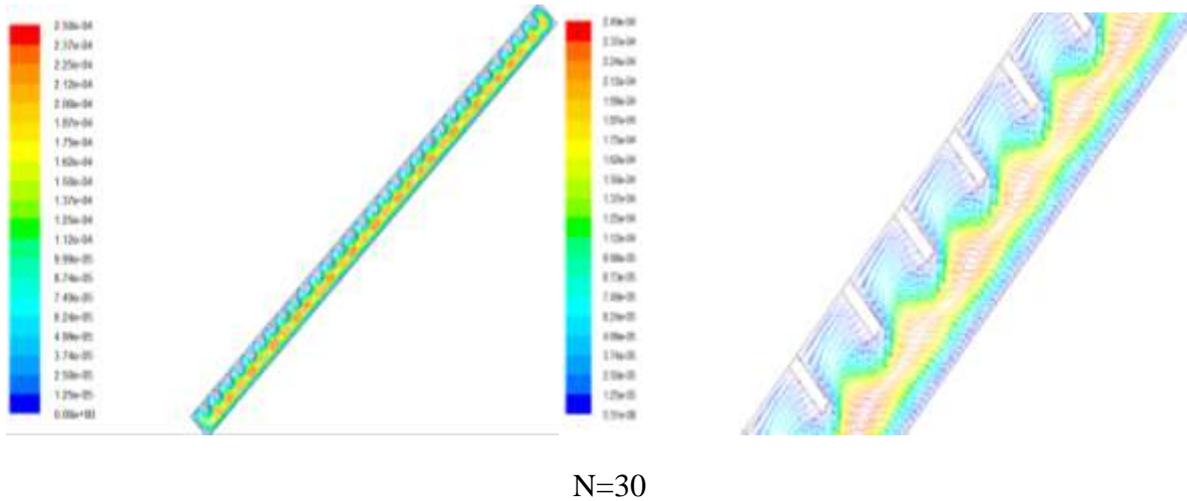
N=0



N=10



N=20



N=30

Figure IV.20 : Lignes de courants et vecteurs vitesses pour différentes valeurs du nombre de partitions pour $L_p=0.4$, $Ra = 2.51 \cdot 10^4$, $\varphi = 45^\circ$

On remarque dans les figures **IV-19** et **IV-20**, lorsqu'on tient compte des effets radiatifs, Il y'a une variation de la distribution des températures et des mouvements de l'air dans la lame d'air du capteur solaire, donc les pertes thermiques par rayonnement au niveau de l'absorbeur sont importantes, donc il est utile de les prendre en compte.

- **Le flux échangé par convection et par rayonnement :**

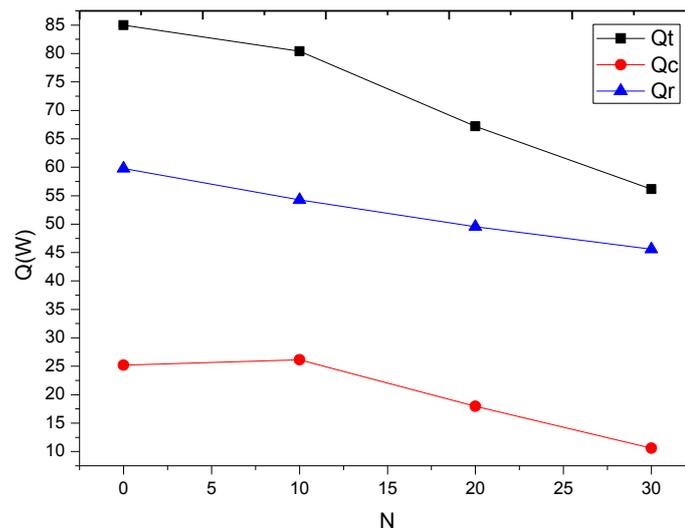


Figure IV.21. Variation du flux échangé par convection, par rayonnement et le flux total pour différentes valeurs de N , $L_p=0.4$, $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $\varphi = 45^\circ$

Q_c : Le flux échangé par convection en (W).

Q_r : Le flux échangé par rayonnement en (W).

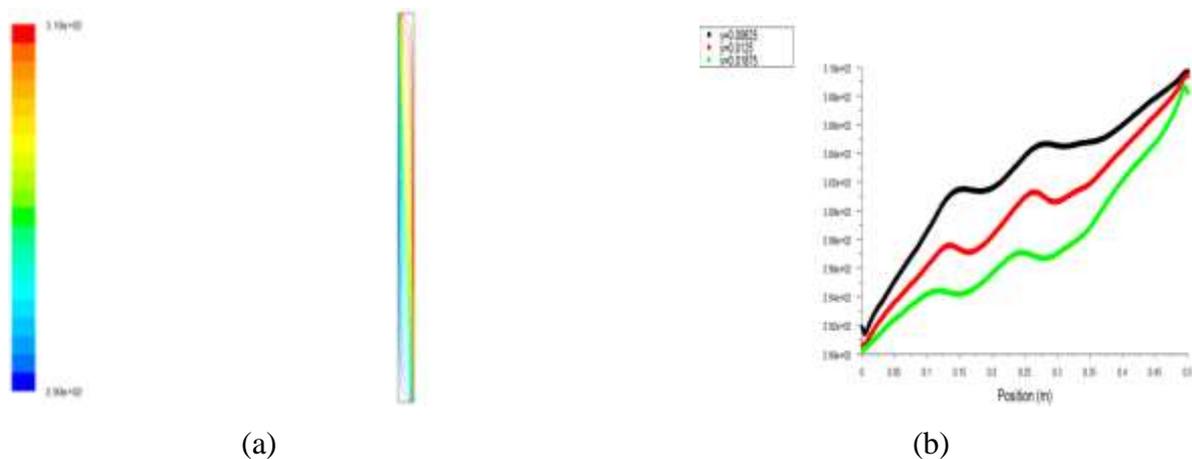
Q_t : Le flux échangé total (par convection et rayonnement) en (W).

La figure IV.21 montre la variation du flux transféré par convection naturelle, par rayonnement et la somme des deux flux au niveau de l'absorbeur en fonction du nombre de partitions. On remarque que l'augmentation du nombre de partitions cause une diminution du flux perdu soit par convection ou par rayonnement, et que les pertes thermiques par rayonnement sont importantes.

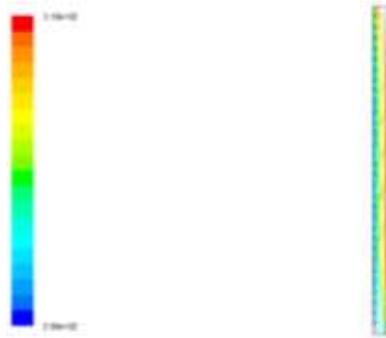
IV.4.4. Modélisation des transferts thermiques par convection naturelle dans un capteur solaire héliothermique vertical muni de partitions attachées à son vitrage :

IV.4.4.1. Influence de la longueur de partitions L_p :

- **Le champ thermique :** Le champ thermique sous forme des isothermes et des variations des températures est représenté sur la figure ci-dessous :

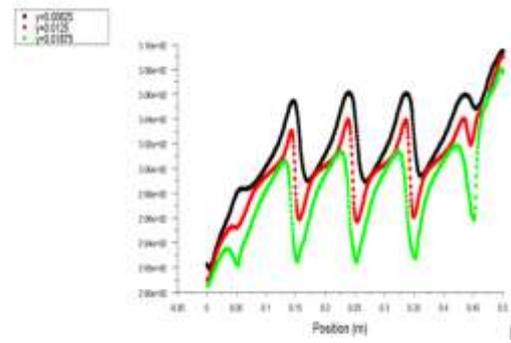


$L_p=0$

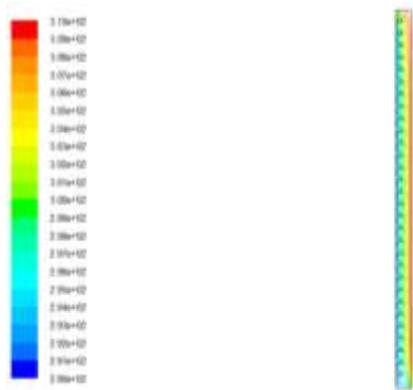


(a)

$L_p=0.2$

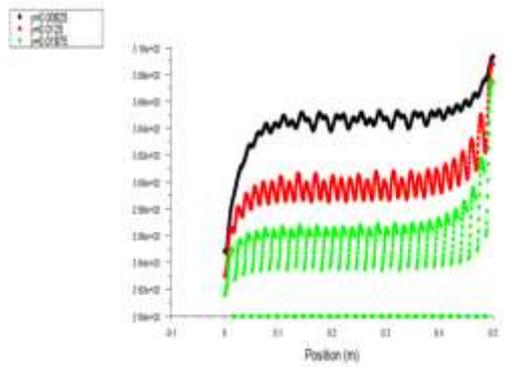


(b)

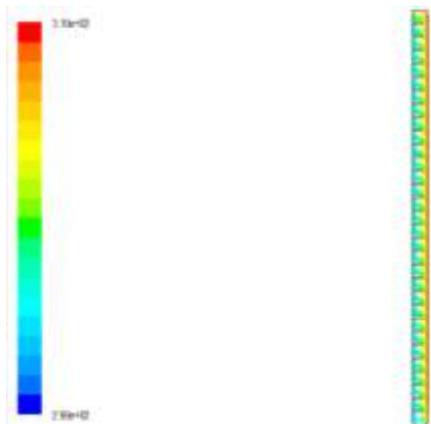


(a)

$L_p=0.4$

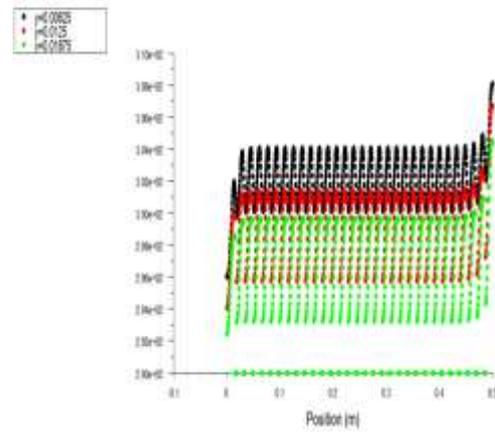


(b)

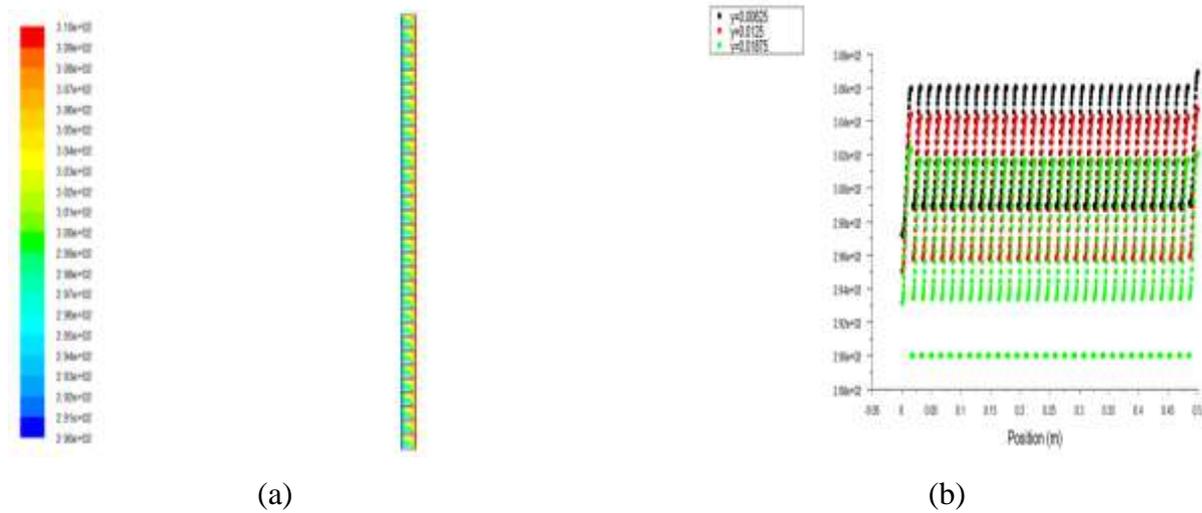


(a)

$L_p=0.6$



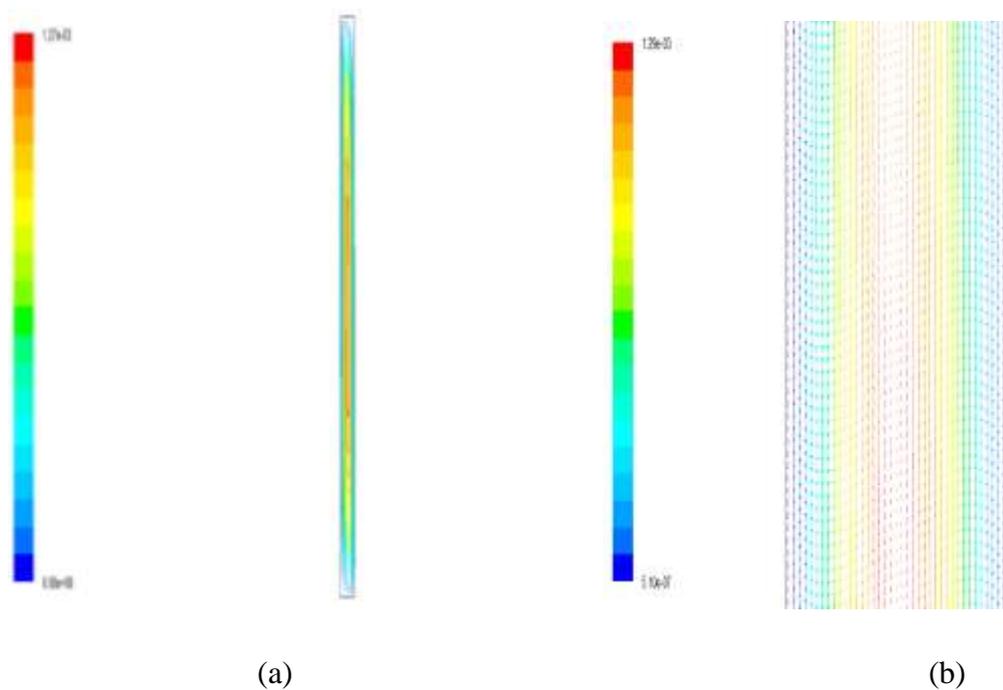
(b)



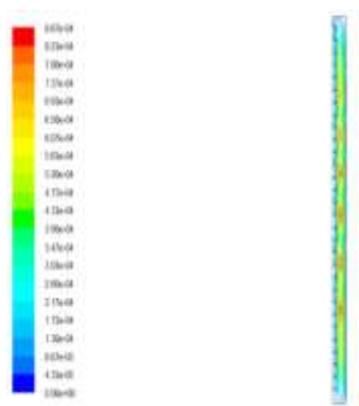
$L_p=0.8$

Figure IV.22. Isothermes et températures pour différentes valeurs de L_p pour $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $N=30$, $\varphi=90.0$

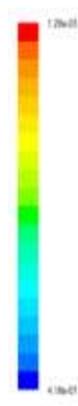
- **Le champ dynamique :** Le champ dynamique sous forme des lignes de courants et des vecteurs vitesses est représenté sur la figure suivante :



$L_p=0$

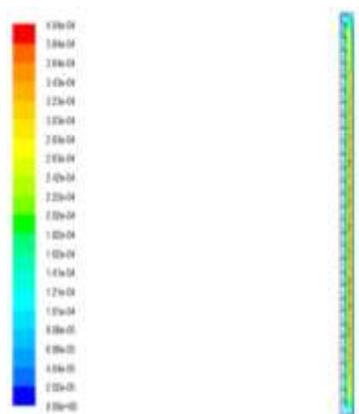


(a)

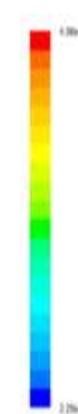


(b)

$L_p=0.2$

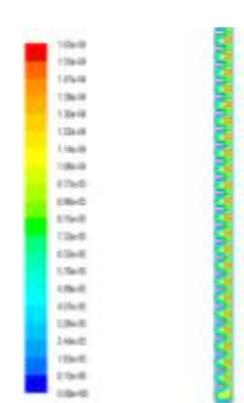


(a)



(b)

$L_p=0.4$



(a)



(b)

$L_p=0.6$

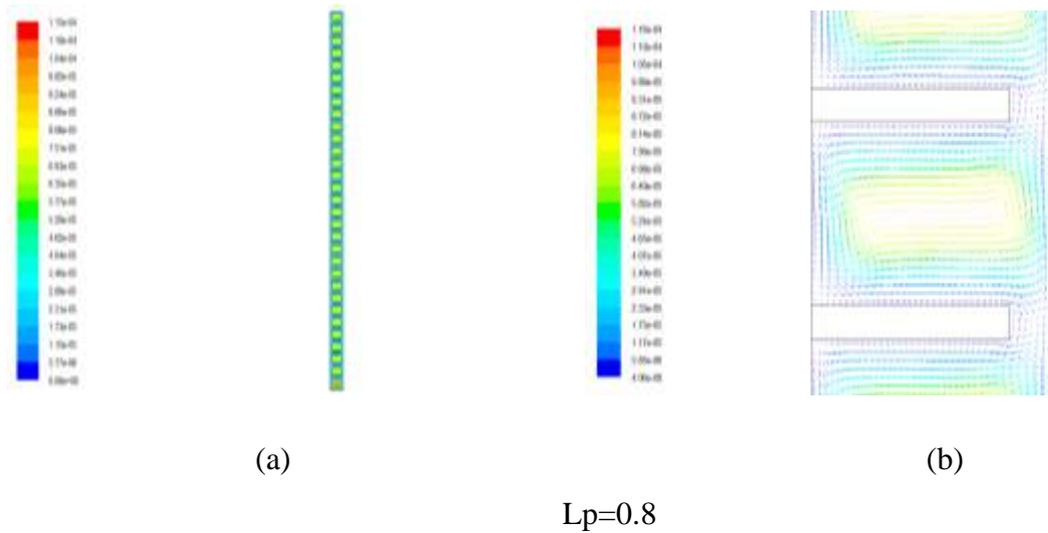


Figure IV.23. Lignes de courants et vecteurs vitesses pour différents valeurs du nombre de partitions N pour $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $Lp=0.4$, $\varphi=90.0^\circ$

Les figures IV.22 et IV.23, montrent que la présence des partitions et l’augmentation de leur longueur causent des variations sur la distribution des températures dans la lame d’air et sur les profils des vitesses. On remarque que pour $Lp=0.2$ le mouvement de l’air commence à descendre au dessous des partitions et prend sa valeur minimale pour $Lp=0.4$. Au-delà de la valeur $Lp=0.4$, le mouvement de fluide commence à monter et forme des cellules entre chaque deux partitions. Donc l’attachement des partitions et l’augmentation de leur longueur ont une influence sur le transfert thermique dans le capteur solaire et alors sur son rendement thermique. D’après les remarques précédentes, en conclu que la valeur $Lp=0.4$ est optimale pour le cas horizontal.

- **Le nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} :** La variation du nombre de Nusselt moyen est représentée sur la figure ci-dessous :

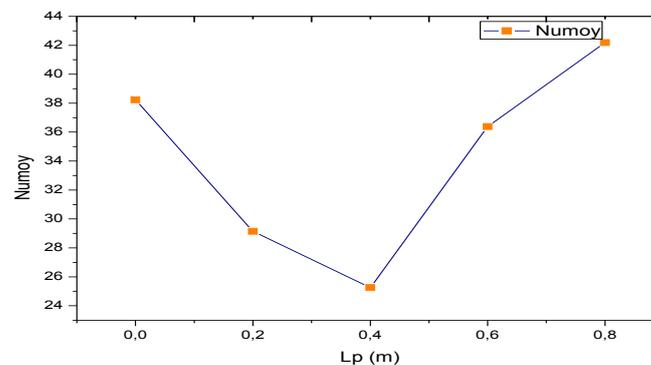
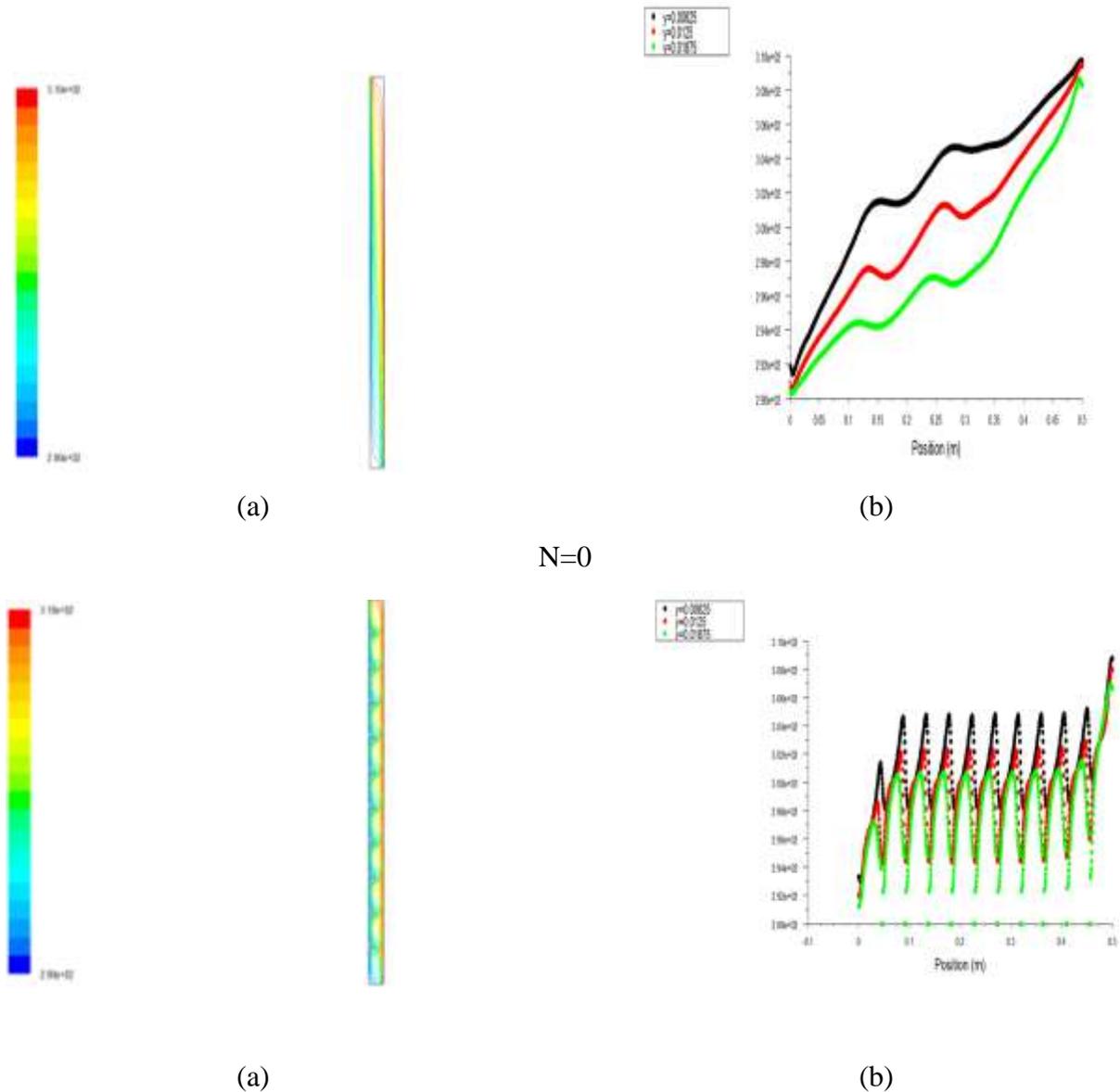


Figure IV.24. Variation du nombre de Nusselt moyen avec différentes valeurs de L_p pour $Ra=2.51. 10^4$, $N=30$, $\varphi=90^0$.

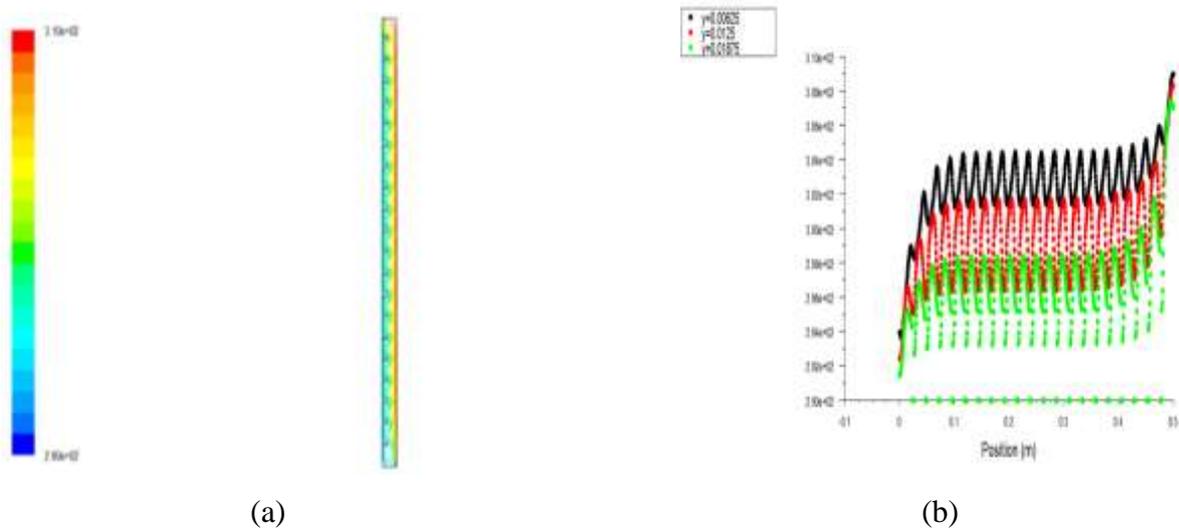
La figure IV.24, donne la variation du nombre de Nusselt moyen avec la longueur des partitions L_p dans le cas vertical. On remarque dans cette courbe que la diminution maximale du transfert thermique est obtenue lorsque $L_p=0.4$, donc c'est la valeur optimale dans ce cas.

IV.4.4.2. Influence du nombre des partitions N:

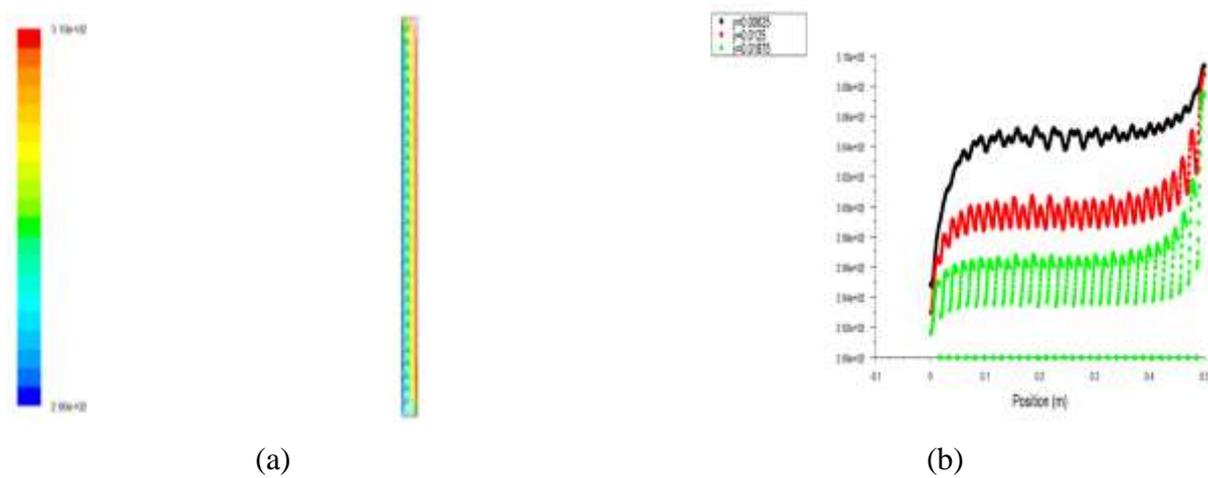
- **Le champ thermique :** Le champ thermique sous forme des isothermes et des variations des températures est représenté sur la figure ci-dessous :



N=10



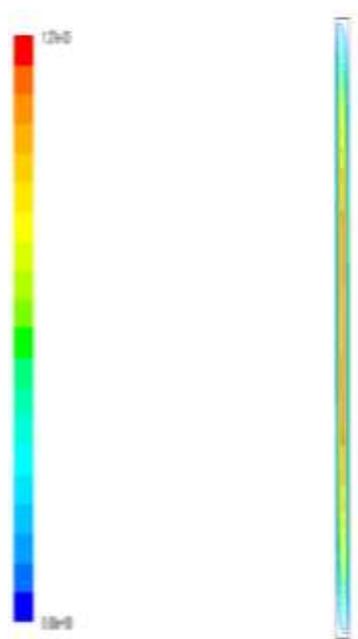
N=20



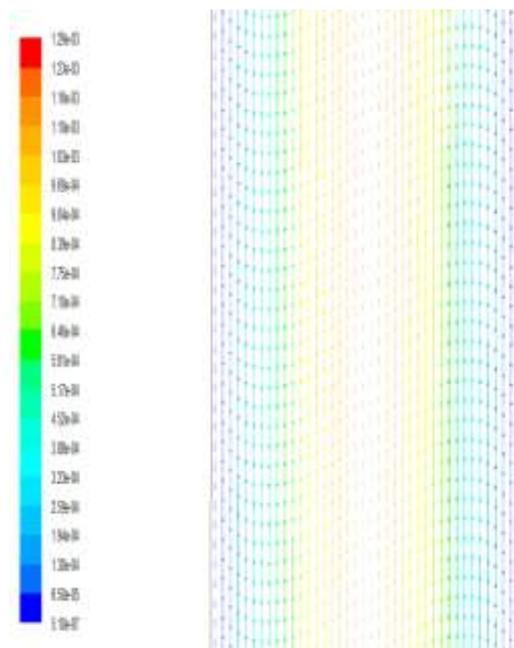
N=30

Figure IV.25. Isothermes et températures pour différentes valeurs de N pour $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $Lp=0.4$, $\varphi=90.0$

- **Le champ dynamique :** Le champ dynamique est représenté sur la figure ci-dessous sous forme des lignes de courants et des vecteurs vitesses :

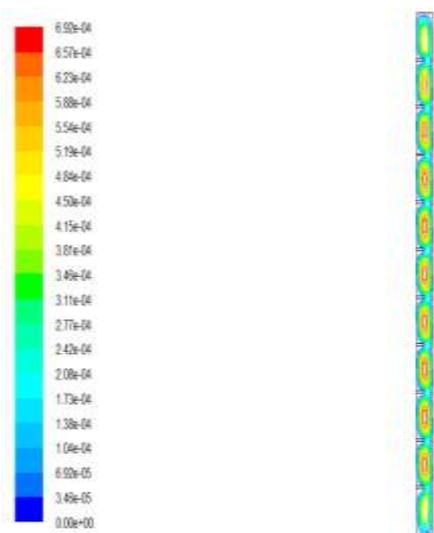


(a)

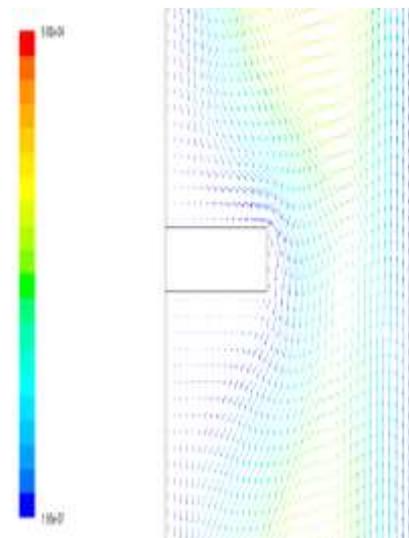


(b)

N=0



(a)



(b)

N=10

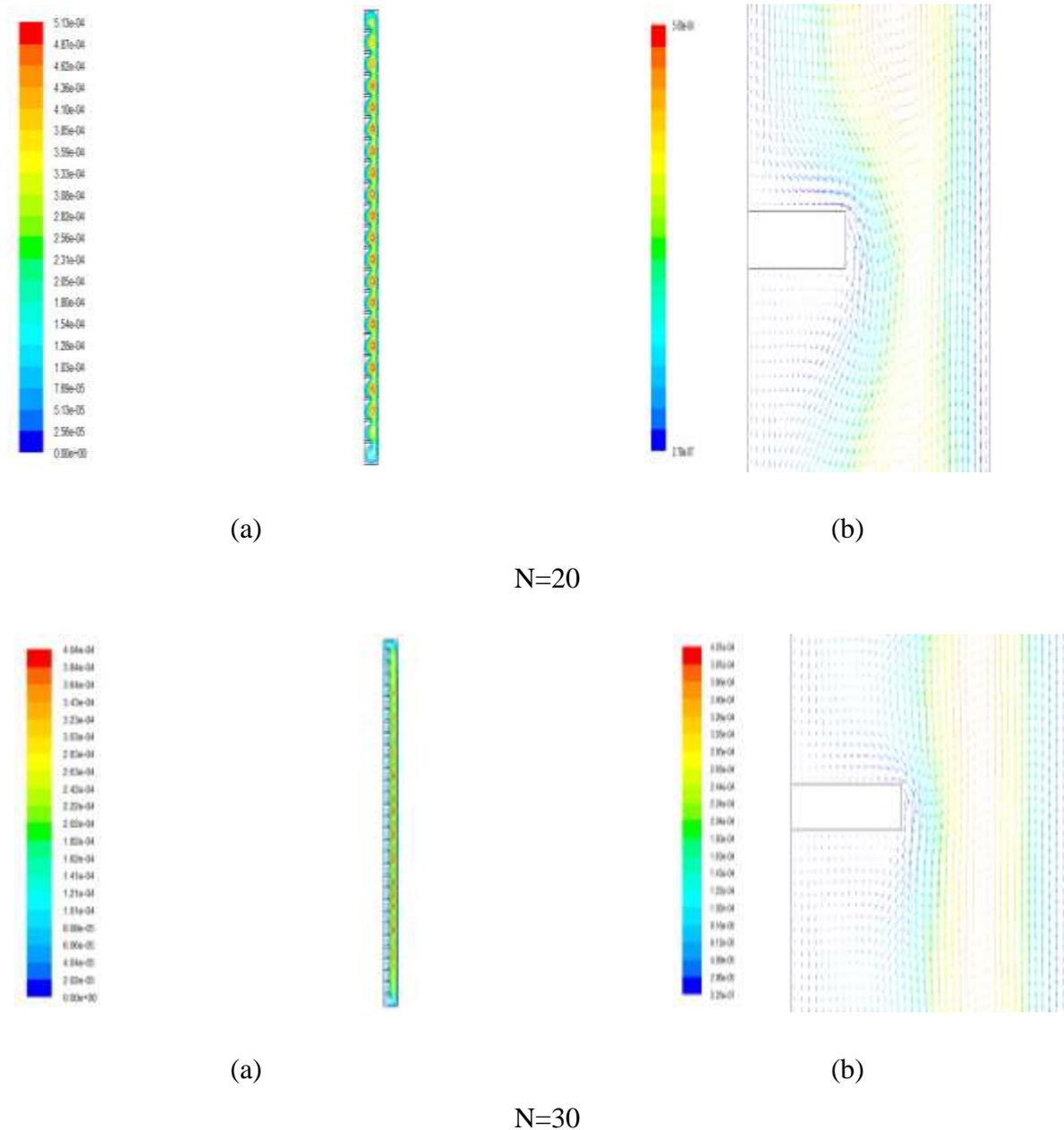


Figure IV.26. Lignes de courants et vecteurs vitesses pour différentes valeurs de N pour $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $Lp=0.4$, $\varphi=90.0$

L'étude de l'influence du nombre de partitions sur la distribution des températures et le mouvement de l'air est présentée dans les figures IV.25 et IV.26. L'augmentation du nombre de partitions cause une variation de la distribution des températures dans la lame d'air, également, le mouvement de l'air descend et proche de l'absorbeur formant des vagues (un empêchement des mouvements convectifs). Il résulte que l'augmentation du nombre de partitions plus d'un certain nombre (10 pour notre cas), produit une minimisation importante des pertes convectives.

- **Le nombre de Nusselt moyen \overline{Nu}** : La variation du nombre de Nusselt moyen est représentée sur la figure ci-dessous :

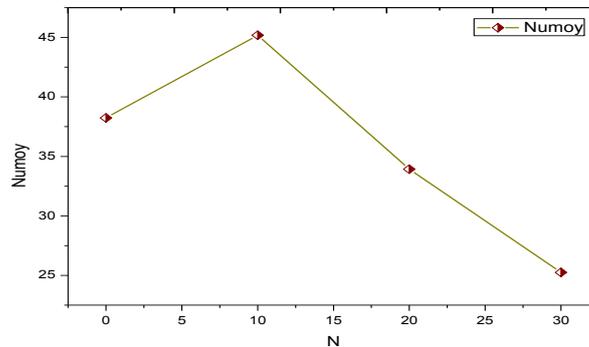


Figure IV.27. Variation du nombre de Nusselt moyen avec différentes valeurs du N pour

$$Ra=2.51 \cdot 10^4, Lp=0.4, \varphi = 90^0.$$

La figure IV.27, montre la variation du nombre du Nusselt moyen en fonction du nombre de partitions qui varie de 0 à 30. On remarque une augmentation du nombre du Nusselt moyen pour des petits nombres de partitions, mais lorsque le nombre est supérieur à une certaine valeur (entre 10 et 15) pour notre cas, le nombre de Nusselt commence à diminuer, donc il faut mettre un nombre de partitions suffisant pour assurer une minimisation des pertes thermiques et donc un bon rendement du capteur solaire thermique.

IV.4.4.3. Influence de l'épaisseur de la lame d'air :

Pour étudier l'influence de l'épaisseur de la lame d'air "e", on a calculé le nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} pour différentes épaisseurs : e=0.75 cm, e=1 cm, e=1.5 cm, e=5 cm. Les résultats obtenus sont présentés dans le tableau suivant :

e (cm)	0.75	1	1.5	5
\overline{Nu}	61.92	47.46	36.98	38.56

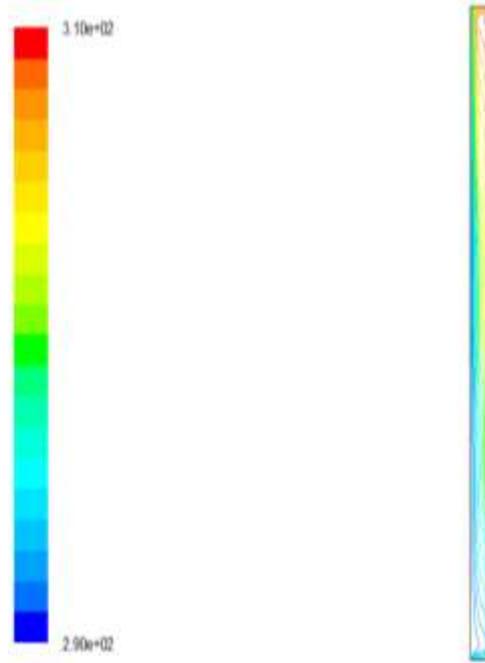
Tableau IV.5. Valeurs de nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} pour différentes épaisseurs "e".

Le **tableau IV.5**, représente la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de l'épaisseur de la lame d'air dans le cas vertical, on remarque que la valeur minimale de Nusselt moyen est obtenue lorsque e=1.5 cm, donc pour cette valeur il ya une minimisation

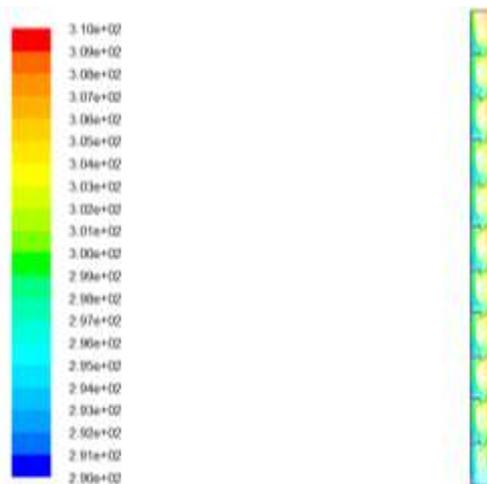
des pertes thermiques par convection naturelle vers l'extérieur, la valeur $e=1.5$ cm est la valeur optimale de l'épaisseur pour le cas horizontal.

IV.4.4.4. Cas de la convection naturelle couplée avec le rayonnement :

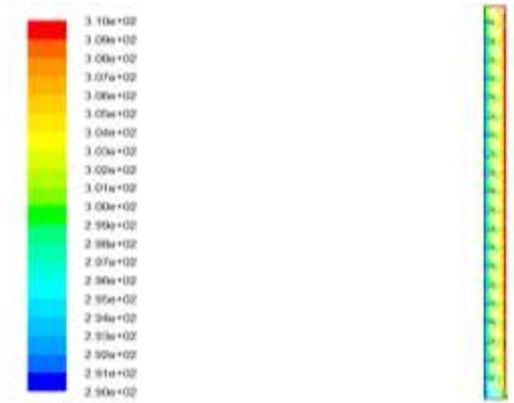
- **Le champ thermique :** Le champ thermique est représenté sous forme des isothermes :



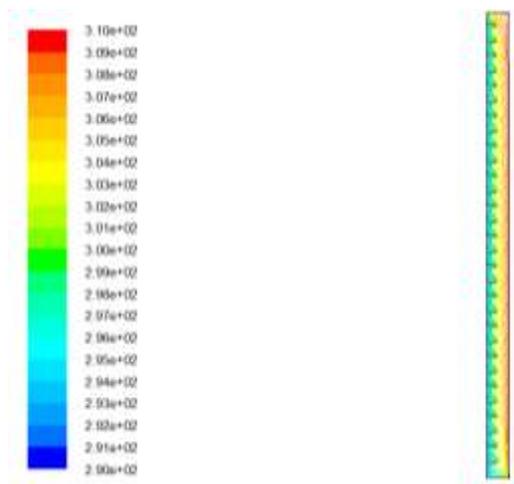
N=0



N=10



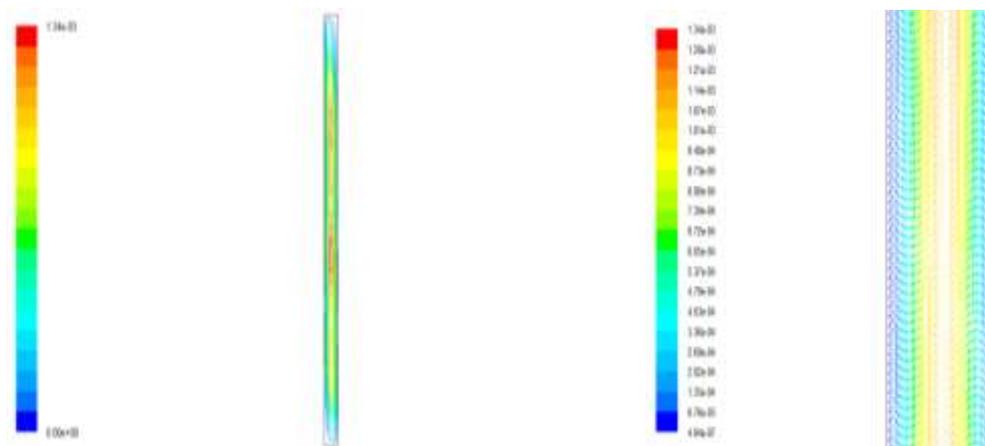
N=20



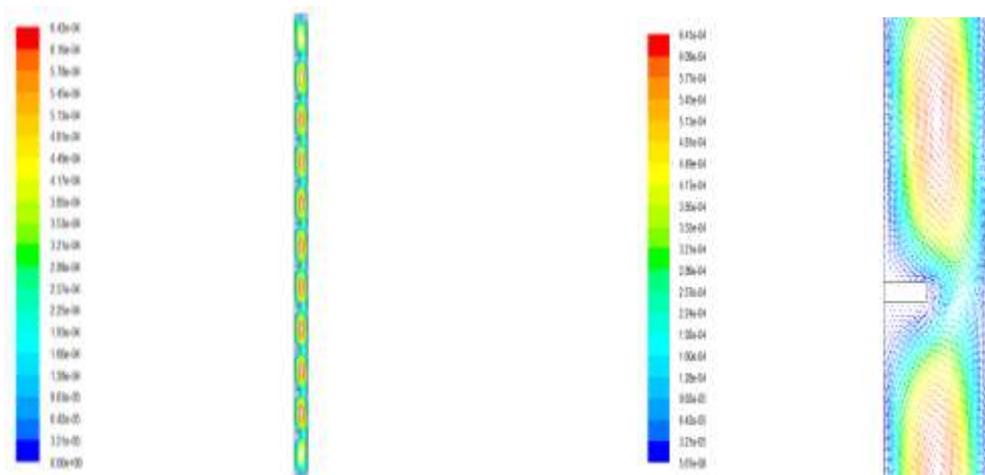
N=30

Figure IV.27 : Isothermes pour différentes valeurs de nombre de partitions pour $L_p=0.4$, $Ra = 2.51.10^4$, $\varphi = 90^0$.

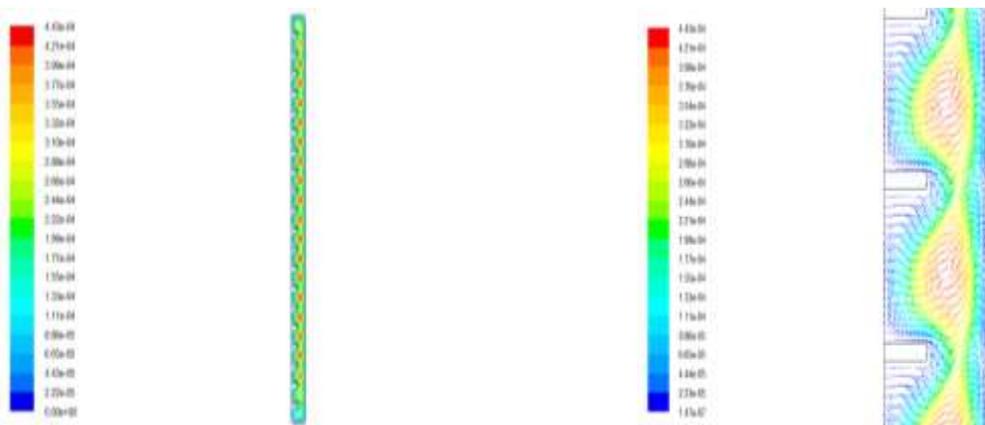
- **Le champ dynamique :** Le champ dynamique sous forme des lignes des courants et des vecteurs vitesses est représenté sur la figure ci-dessous :



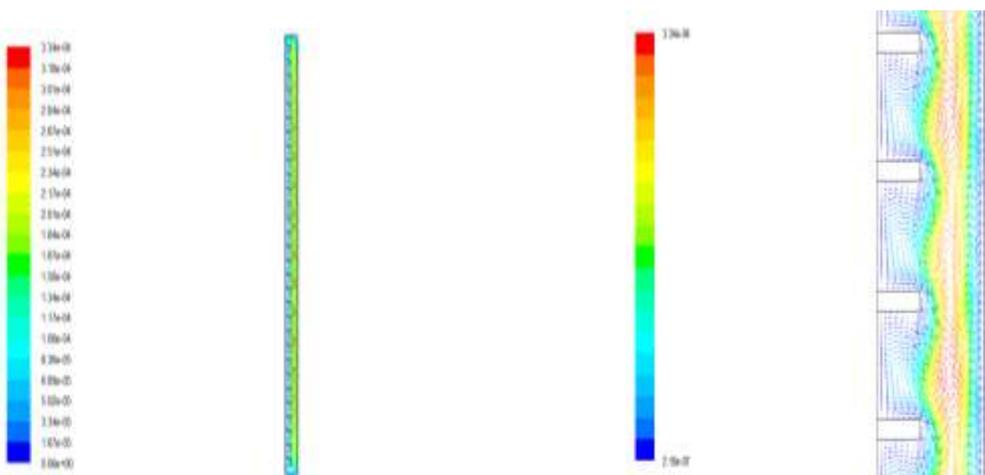
N=0



N=10



N=20



N=30

Figure IV.28 : Lignes de courants et vecteurs vitesses pour différentes valeurs du nombre de partitions pour $L_p=0.4$, $Ra = 2.51 \cdot 10^4$, $\varphi = 45^\circ$

- Le flux échangé par convection et par rayonnement :

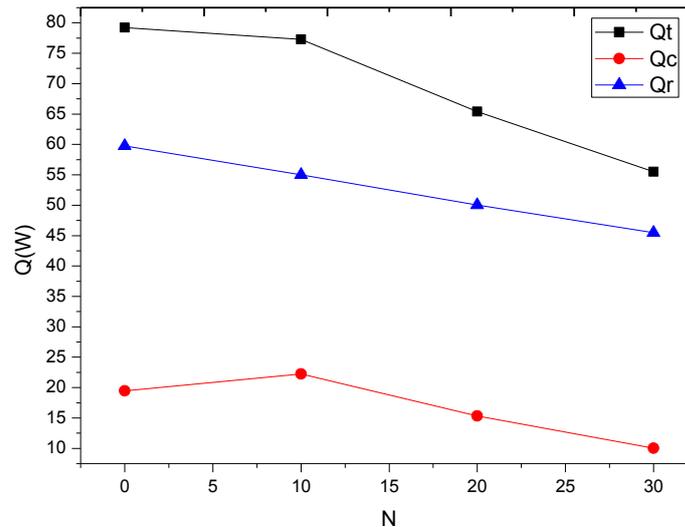


Figure IV.29. Variation du flux échangé par convection, par rayonnement et le flux total pour différentes valeurs de N , $L_p=0.4$, $Ra=2.51 \cdot 10^4$, $\varphi = 90^\circ$.

Q_c : Le flux échangé par convection en (W).

Q_r : Le flux échangé par rayonnement en (W).

Q_t : Le flux total échangé (par convection et rayonnement) en (W).

Les figures IV.27, IV.28, IV.29, montrent les isothermes, les lignes de courants et le flux échangé dans le cas de la convection naturelle couplée au rayonnement dans un capteur solaire thermique placé verticalement. La présence du rayonnement influe sur la variation de la distribution des températures, le mouvement du fluide dans la lame d'air du capteur solaire et le flux total perdu. L'augmentation du nombre de partitions cause une diminution du flux échangé par rayonnement et par convection et donc du flux total.

Conclusion générale

Conclusion générale

L'étude présentée dans ce mémoire porte sur le transfert thermique dans la cavité limitée par l'absorbeur et la vitre d'un capteur solaire remplie d'air. Les parois horizontales (l'absorbeur et la vitre) sont considérées isothermes, l'absorbeur a une température chaude et la vitre a une température froide, et un autre cas un flux thermique (convection+rayonnement) représentant les pertes thermiques est imposé sur la vitre, tandis que l'absorbeur est maintenu à une température constante (voir Annexe). Les deux parois verticales sont considérées adiabatiques.

En se basant sur la méthode des volumes finis pour discrétiser les équations mathématiques, en utilisant le logiciel Fluent, nous avons pu déterminer les lignes de courant, les isothermes ainsi que les variations du nombre de Nusselt.

Selon, les résultats de simulation obtenus avec le code FLUENT, on a étudié l'influence d'attachement des partitions au vitrage du capteur, et l'épaisseur de la lame d'air sur le transfert thermique dans le capteur solaire.

De notre travail, on a conclu que :

- La présence des partitions pour le cas horizontal cause une diminution de la valeur de Nusselt moyen, donc une minimisation des pertes thermiques vers l'ambient.
- La longueur des partitions a une grande influence sur le transfert thermique. Dans le cas incliné une longueur optimale est $L_p = 0.4$.
- Le nombre de partitions a une grande influence sur le transfert thermique, on a remarqué que l'augmentation du nombre de partitions jusqu'à une valeur optimale cause une diminution de la valeur de Nusselt moyen, ce qui signifie une minimisation des pertes thermiques vers l'extérieur.
- Pour les cas incliné et vertical, il faut choisir un nombre optimal de partitions pour assurer une minimisation des pertes thermiques, (il faut que $N > 10$).
- Les pertes thermiques minimales sont obtenues dans le cas incliné ($\varphi = 45^\circ$), en les comparant aux cas horizontal et vertical.
- L'épaisseur de la lame d'air a une influence importante sur le rendement du capteur solaire, donc il faut prendre une épaisseur optimale qui est autour de 1.5 cm pour les cas incliné et vertical.

Comme perspectives :

- Réaliser une étude expérimentale.
- Réaliser une étude tridimensionnelle.
- Utilisation d'autres techniques pour minimiser les pertes thermique dans le capteur solaire (capteur avec double vitrage, absorbeur avec chicane,.....).
- L'étude de l'influence de la localisation des partitions, leur forme géométrique et leur épaisseur.

*Références
bibliographiques*

Références bibliographiques

- [1] " *Eau chaude solaire*". Manuel pour la conception, le dimensionnement et la réalisation des installations collectives. A D E M E (avril 2002).
- [2] Rapport d'étude de cas "*Le solaire thermique*". Centre de développement durable université de Brighton.
- [3] **RETScreen**, "*Chapitre Analyse de projets de chauffage solaire de l'eau*". Centre d'aide à la décision sur les énergies propres. N° de catalogue : M39-101/2003F-PDF
- [4] www.google.com, "*Fonctionnement d'un capteur solaire thermique*". M Energie GIE, Groupement d'intérêt Economique, 28 rue Michel Rodange 1-2430 Luxembourg
- [5] **Mc. Adams W. H.**, "*Transmission de la chaleur*". Edition Dunod 2^{eme} édition, (1961).
- [6] **N. Moumni, A. Moumni, Belgacem Abed, A. Hachemi et M. Leray**, "*Prévision systématique des performances des capteurs solaire plans à air dans divers sites de climats différents en Algérie*". National Energie Conférence, Neptur Roumani, (juillet 1995).
- [7] **J.A. Duffie and W.A. Beckman**, "*Solar Engineering of Thermal Processes*", 2nd Ed. J. Wiley, N.Y, 1991.
- [8] **W.M. Kays and M.E. Crawford**, "*Convective Heat and Mass Transfer*". McGraw – Hill, New York 2nd édition, p. 213, (1980).
- [9] **Ferahta .F.Z**, "*Etude du transfert thermique dans la lame d'air d'un capteur solaire*". Thèse de doctorat, université de Batna, (2012).
- [10] **A. Labed, N. Moumni, K. Aouès, M. Zellouf et A. Moumni**, "*Etude théorique et expérimentale des performances d'un capteur solaire plan à air, muni d'une nouvelle forme de rugosité artificielle*". *Revue des Energies Renouvelables*. Vol.12, pp.551 – 561, (2009).
- [11] **Ouards S**, "*Optimisation des formes et dispositions d'obstacles dans la veine d'air mobile des capteurs solaires à air à deux couches d'air en vue de la maximisation du couple rendement et élévation de température*", Thèse doctorat, Université de Valenciennes et du Hainaut ,(1994).
- [12] **Belghit. A, Belhamidi.M, Bennis.A, Boutaleb. B.C, Benêt. S**, "*Etude numérique d'un séchoir solaire fonctionnant en convection forcée*". *Revue générale de thermique*. Vol.36, pp 837-850, (1997).
- [13] **S.A. Klein**, "*Calculation of Flat Plate Collector Loss Coefficients*". *Solar Energy*.

- Vol. 17, pp. 79-80, (1975).
- [14] **Tiris C, Ozbalta N., Tiris M., et Dincer I**, "*Thermal Performance of a new Solar Air Heater*". Int. Com. in Heat and Mass Transfer. Vol. 22, pp. 411-423, (1995).
- [15] **S. A .Klein et W. A. Beckman** , "*A general design method for closed-loop solar energy systems*". Solar Energy. Vol. 22, (1979).
- [16] **K.S. Ong**, "*Thermal Performance of Solar Air Heaters: Mathematical Model and Solution Procedure*". Solar Energy. Vol. 55, N°2, pp. 93 - 109, (1995).
- [17] **Hallé. Stéphane**," *Etude numérique et expérimentale du transfert thermique dans une fenêtre* ".Thèse de doctorat, université de Montréal, (Mai 2001).
- [18] **Nienchuan N. Lin et Adrian Bejan**, "*Natural convection in partially divided enclosure*". Int. J. Heat and Mass Transfer. Vol. 26. No. 12. pp. 1867-1878, (1983).
- [19] **T.W.Tong et F.M.Grener**, "*Natural convection in partitioned air-filled rectangular enclosure*". Int. J. Heat and Mass Transfer. Vol.13, pp.99-108, (1986).
- [20] **J. C. King et R. Narayanaswamy**, "*Radiative effects on natural convection heat transfer in enclosure with multiple partitions*". Department of Mechanical Engineering Curtin University of Technology GPO Box U 1987, Perth, WA 6845, Australia.
- [21] **Tatsuo Nishimura et al**, "*Natural heat transfer in enclosures with multiple vertical partitions*". Int. J. Heat and Mass Transfer. Vol. 31, No. 8, pp. 1679-1686, (1988).
- [22] **Ramon L. Frederick**, "*Natural convection in an inclined square enclosure with a partition attached to its cold wall*". Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 32, No. I, pp. 87-94, (1989).
- [23] **Tatsuo Nishimura et al**, "*Natural convection in horizontal enclosures with multiple partitions*". Int.J. Heat Mass Transfer. Vol. 32, No. 9. pp. 1641-1647, (1989).
- [24] **M. Ciofalo et T.G. Karayannis**, "*Natural convection heat transfer in a partially-or completely-partitioned vertical rectangular enclosure*". Int.J. Heat Mass Transfer.Vol. 34, pp. 167-179. (1991).
- [25] **A. Kangni et al**, "*Natural convection and conduction in enclosures with multiple vertical partitions*". Int. J. Heat and Mass Transfer. Vol. 34, pp. 2819-2825, (1991).
- [26] **E. K. Lakhali et al**, "*Natural convection and conduction in inclined enclosures bounded by a wall with honeycomb structure*". Int. J. Heat and Mass Transfer. Vol, 38, No. 8, pp.1397-1407, (1995).
- [27] **Nuri Yucel et Ahmet Hakan Ozdem**, "*Natural convection in partially divided square enclosures*". Heat and Mass Transfer. Vol.40, pp167–175, (2003).

- [28] **Samy M. El-Sherbiny**, "*Natural convection in partitioned rectangular air enclosures*". Alexandria Engineering Journal. Vol. 43, No.5, 593-602, (2004).
- [29] **Abdullatif Ben-Nakhi** et **Ali J. Chamkha**, "*Natural convection in inclined partitioned enclosures*". Heat Mass Transfer. Vol 42, pp 311–321, (2006).
- [30] **M. Ghassmi** et al, "*Numerical study of natural convection in a tilted cavity with two baffles attached to its isothermal walls*". Transactions on Fluid Mechanics, Issue 3, Volume 2, (July 2007).
- [31] **G.Alvarez** et al, "*Nusselt number for the natural convection and surface thermal radiation in solar collectors*". Proceedings of ISES Solar World Congress 2007: Solar Energy and Human Settlement.
- [32] **Mezrhab** et al, "*Radiation—natural convection heat transfer in an inclined rectangular enclosure*". International Journal of Thermal Sciences. Vol 45, pp . 553–566, (2006).
- [33] **Bahlaoui** et al, "*Numerical study of mixed convection coupled with radiation in a vented partitioned enclosure*". International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology № 6 (62) 2008. Scientific Technical Centre «TATA», (2008).
- [34] **Ali L. Ekaid, Ayad F. Hameed & Ahmad F. Mehde**, "*Buoyancy heat transfer in staggered dividing square enclosure*". Eng. & Tech. Journal. Vol.28, No.4, (2010).
- [35] **Kabir. M. S, Rezwon , M. S, Mahmud, M.S. and Hossain, K. A**, "*Heat transfer characteristics in an enclosure with vertical baffles*". Proceedings of the 13th Asian Congress of Fluid Mechanics, (17 -21 December, 2010, Dhaka, Bangladesh).
- [36] **S. Amraqui, A. Mezrhab, and C. Abid**, "*Combined natural convection and surface radiation in solar collector equipped with partitions*". ISSN 0003_701X, Applied Solar Energy. Vol. 47, No. 1, pp. 36–47, (2011).
- [37] **Dara J. E.Miaeng, Ikebudu K.O/Miaeng, Ubani N.O/Miaeng, Chinwuko C.E/Miaeng. Ubachukwu O. A/Miaeng**, "*Evaluation of a passive flat-plate solar collector*". International Journal of Advancements in Research & Technology, Volume 2, Issue 1, (January 2013).
- [38] **Abdullah Y. Usmani** et **Naiem Akhtar**, "*Existing correlations of top heat loss factor of flat plate solar collectors and impact on useful energy*". International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering. Vo 3, Special Issue 3, pages 607-612,(Feb 2013).
- [39] **J.F. Sacadura**, "*Initiation aux Transferts Thermiques*", Technique & Documentation, Paris, Cast. INSA de Lyon-Paris, (1980).

Références bibliographiques

- [40] **A. Gouffe**, "*Transmission de la chaleur par rayonnement*", france (1978).
- [41] **R. Marchal**, "*transmission de la chaleur par convection dans les tubes*", france (1974).
- [42] **Y. Jannot**, "*Thermique solaire*", cours libre (2003).
- [43] **S. Patankar, D. Spalding**, "*A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows*". International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol 15, pp 1787-1806, (1972).
- [44] Propriétés de l'air à la pression atmosphérique (adapté de Singh et Heldman (2008) et Raznjevic(1987).
- [45] Propriétés thermiques des différents produits solides non alimentaires (Holman 1990, Bimbenet et al (2007), Singh et Heldman (2008), Bazinet et al (2011).
- [46] **Amraqui. S**, "*Modélisation des transferts thermiques couplés dans un capteur solaire thermique avec cellules anti-pertes*". Thèse de doctorat en cotutelle de l'Université Mohammed premier-faculté des sciences-Oujda et université de Provence-institut universitaire des systèmes thermiques industriels –Aix-Marseille (2009).
- [47] **G. De Vahl Davis**," *Natural convection of air in a square cavity: a bench mark numerical solution*". Int. J. for numerical methods in fluids. Vol. 3, pp.249-264, (1983).
- [47] **M.F.MODEST**, "*Radiative heat transfer*". McGraw-HILL, New York, international Editions, (1993).
- [49] Heat transfer Fluent user guide (chapitre11).
- [50] **Benlahmidi. S**,"*Etude du séchage convectif par l'énergie solaire des produits rouges*". Thèse de doctorat, université de Biskra (2013).

Annexe

Annexe (cas d'un flux imposé sur la vitre)

On peut prendre les conditions aux limites sous forme que l'absorbeur a une température chaude T_c , et la vitre satisfait la condition du flux imposé (convection plus rayonnement), les parois verticales sont supposés adiabatiques, donc les conditions aux limites pour ce cas sont :

-Paroi horizontale (absorbeur): $T = T_c$ et $u = v = 0$.

-Paroi horizontale (vitrage): $q = h_{c-v}(T - T_a) + \varepsilon_v \sigma (T^4 - T_c^4)$ et $u = v = 0$

- Parois verticales: $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ et $u = v = 0$

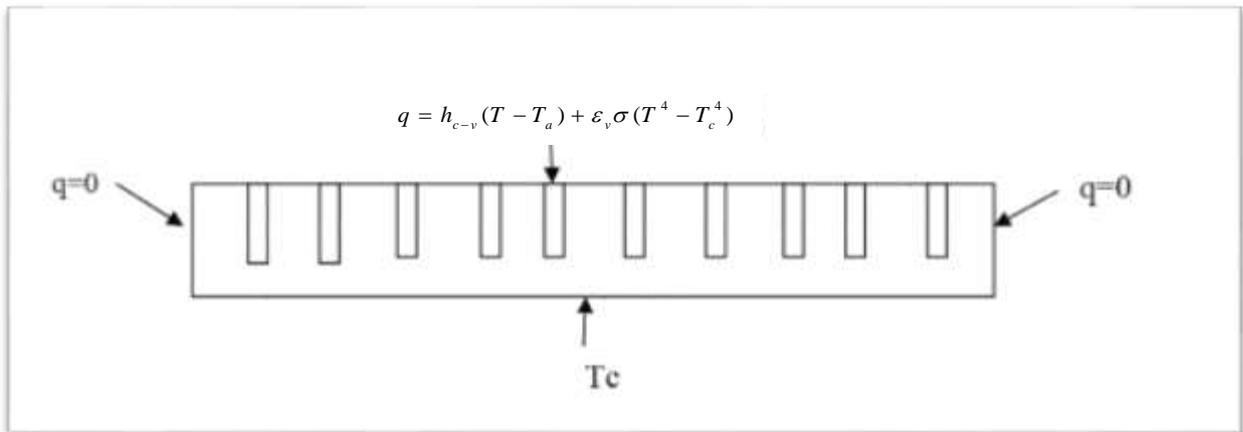


Figure 1: Conditions aux limites du problème.

Avec :

- T_c : La température de l'absorbeur supposée égale à $T_c=310$ K.

- h_{c-v} : Le Coefficient d'échange convectif dû au vent calculé par la formulation de **McADams** et **Woertz [5]** :

$h_{c-v} = 5,67 + 3,86.V_v$, en $[W/(m^2.K)]$, supposant que $v_v = 2.41$ m/s, on obtient :

$h_{c-v} = 15$ $W/(m^2.K)$.

- T_a : La température de l'air ambiant (supposant que $T_a = 15$ $^{\circ}C = 288$ K).

- T_c : La température du ciel calculée à partir de la formulation **Swinbank (1963) [16]** :

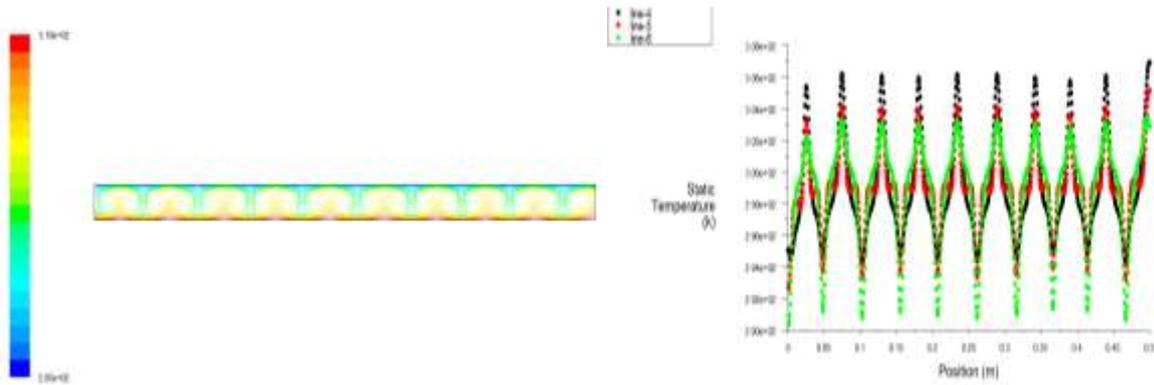
$T_c = 0,0552.T_a^{3/2}$, donc on obtient $T_c = 269.79$ K .

- ε_v : L'émissivité totale normale de la vitre (supposant que $\varepsilon_v = 0.95$).

Les résultats obtenus par ces conditions pour le même capteur étudié précédemment pour le cas horizontal sont comme suit :

- **Influence de la longueur des partitions L_p :**

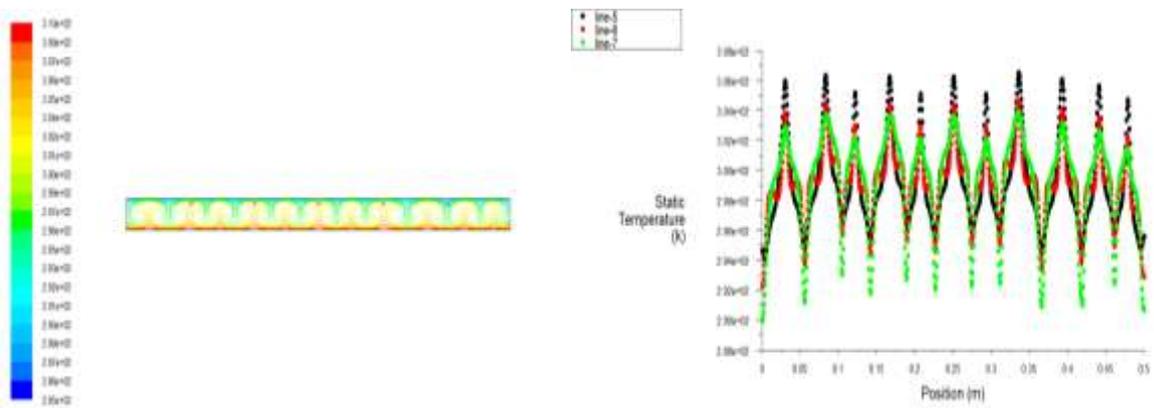
- **Le champ thermique :** Le champ thermique est représenté sous forme des isothermes et des températures sur la figure ci-dessous :



(a)

$L_p=0$

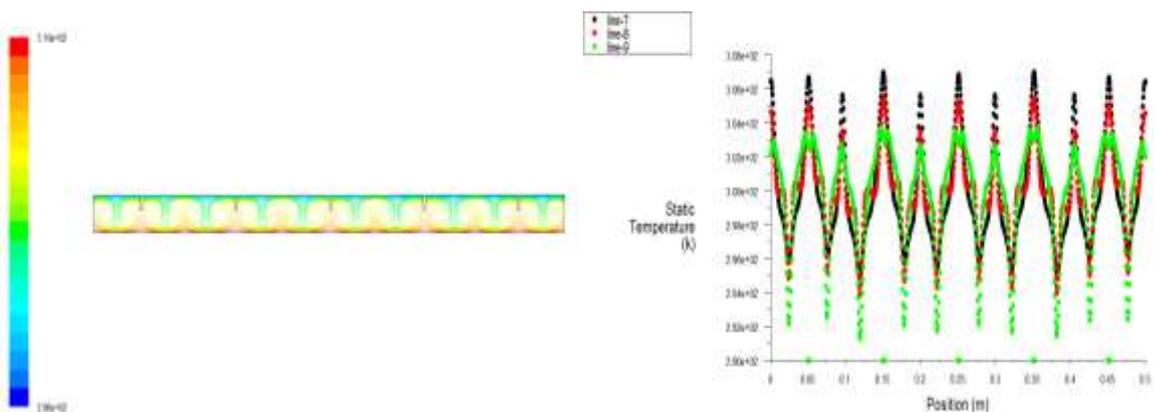
(b)



(a)

$L_p=0.2$

(b)



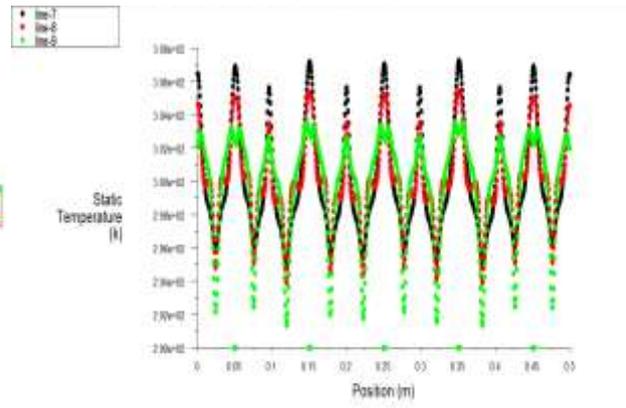
(a)

$L_p=0.4$

(b)



(a)

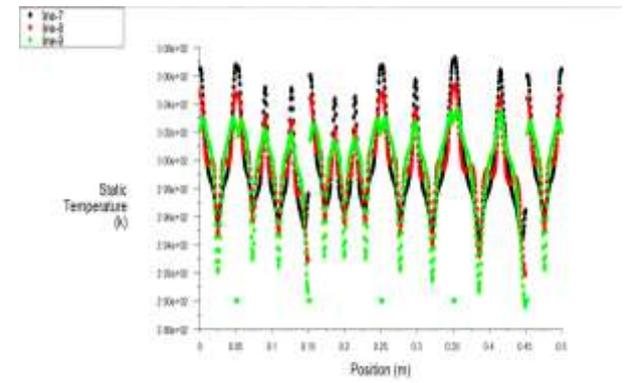


$L_p=0.6$

(b)



(a)

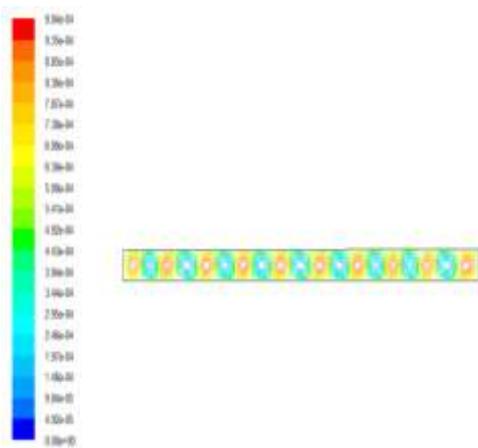


$L_p=0.8$

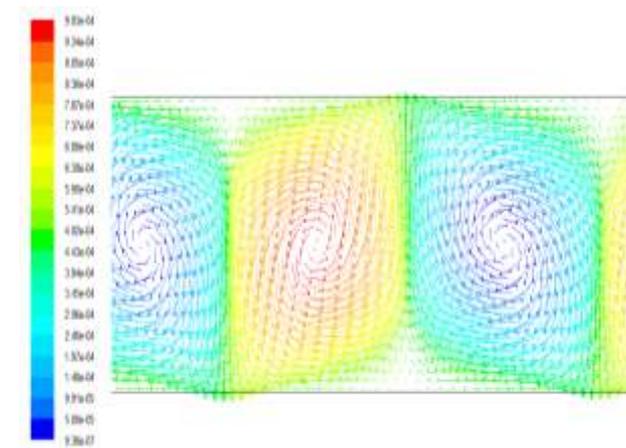
(b)

Figure 2: Le champ thermique pour la deuxième configuration des conditions aux limites.

➤ **Le champ dynamique :** Le champ dynamique est représenté sous forme des lignes de courants et des vecteurs vitesses sur la figure ci-dessous :

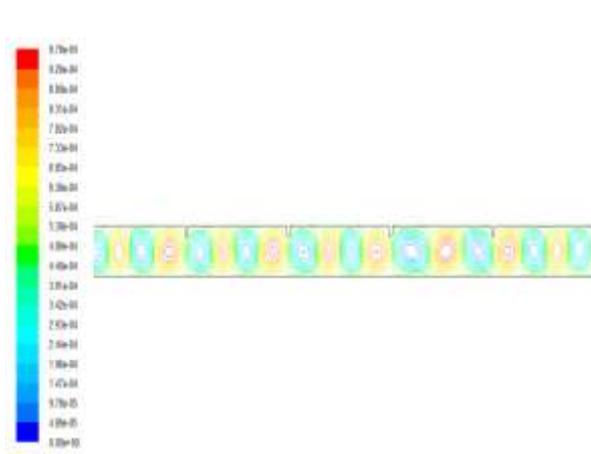


(a)

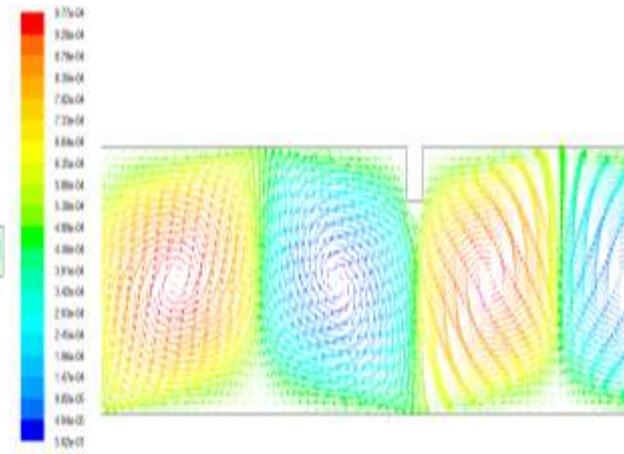


(b)

$L_p=0$

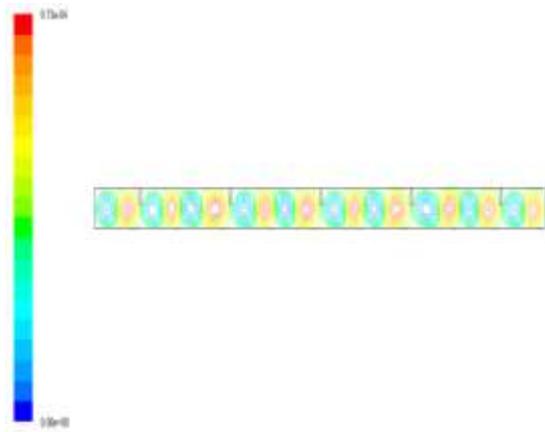


(a)

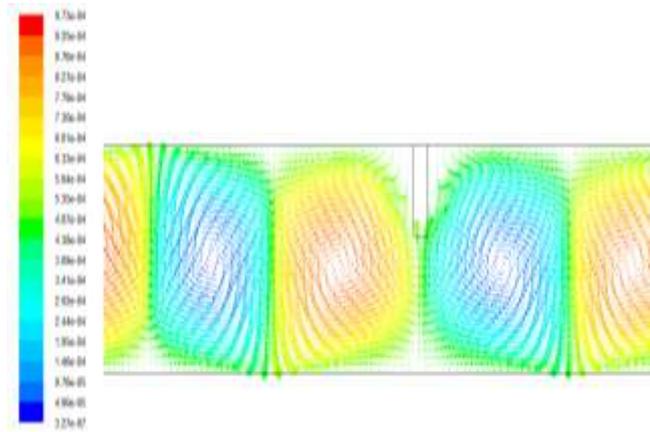


(b)

$L_p=0.2$



(a)

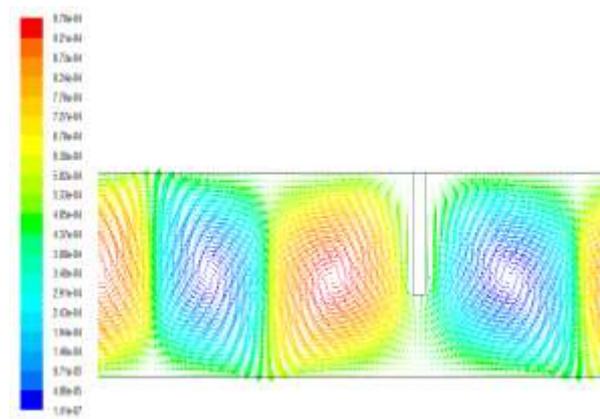


(b)

$L_p=0.4$



(a)



(b)

$L_p=0.6$

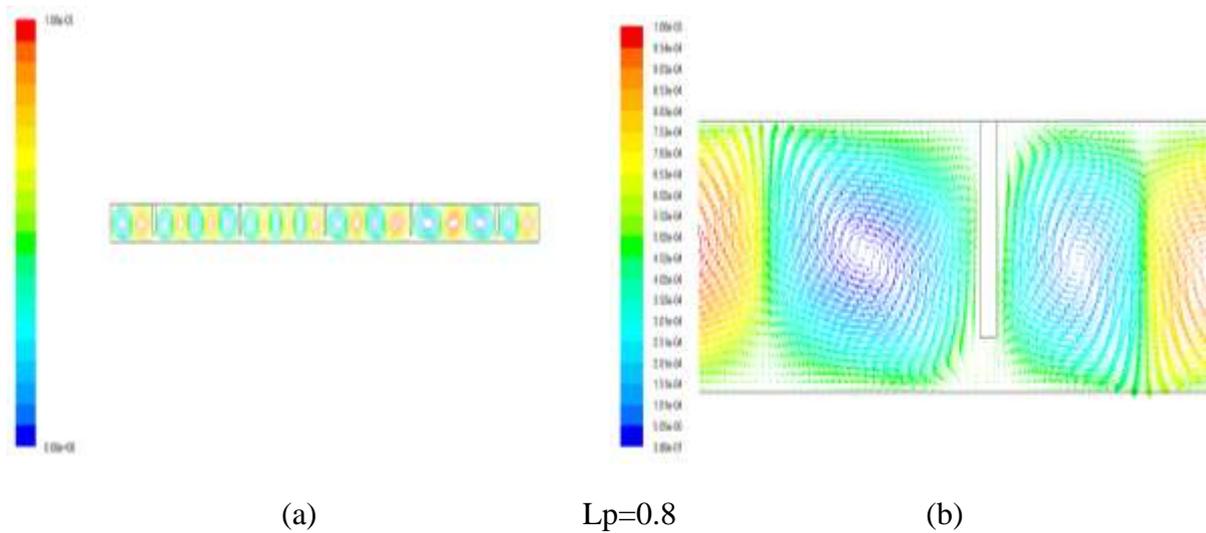


Figure 3 : Le champ thermique pour la deuxième configuration des conditions aux limites.

Les figures 2 et 3 montrent la variation des températures et des lignes de courants pour différentes valeurs de L_p , ce qui signifie l'influence de la longueur des partitions sur le transfert thermique dans la lame d'air.

➤ **Le nombre de Nusselt moyen :**

Le nombre de Nusselt est donné par : $\overline{Nu} = \frac{Q}{\lambda \Delta T}$

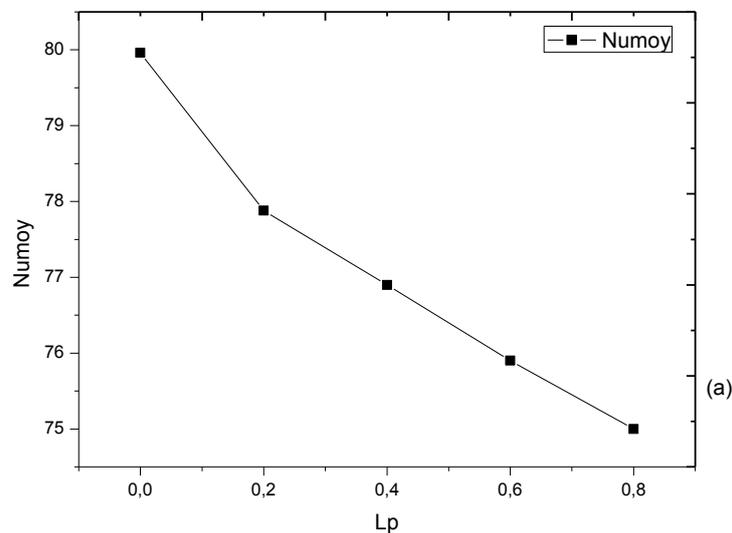
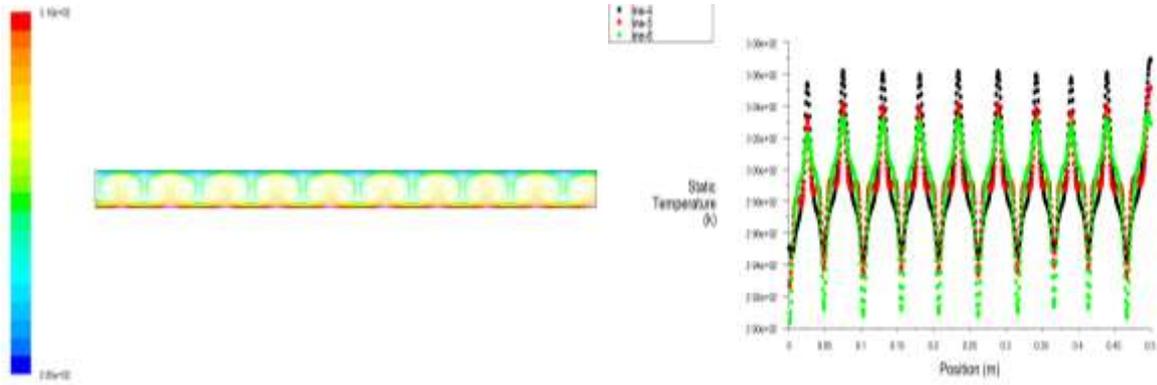


Figure 4 : Variation du nombre de Nusselt moyen pour la deuxième configuration des conditions aux limites.

On remarque sur la figure 4 que le nombre de Nusselt moyen diminue avec l'augmentation de la longueur de partitions

- **Influence du nombre de partitions N :**

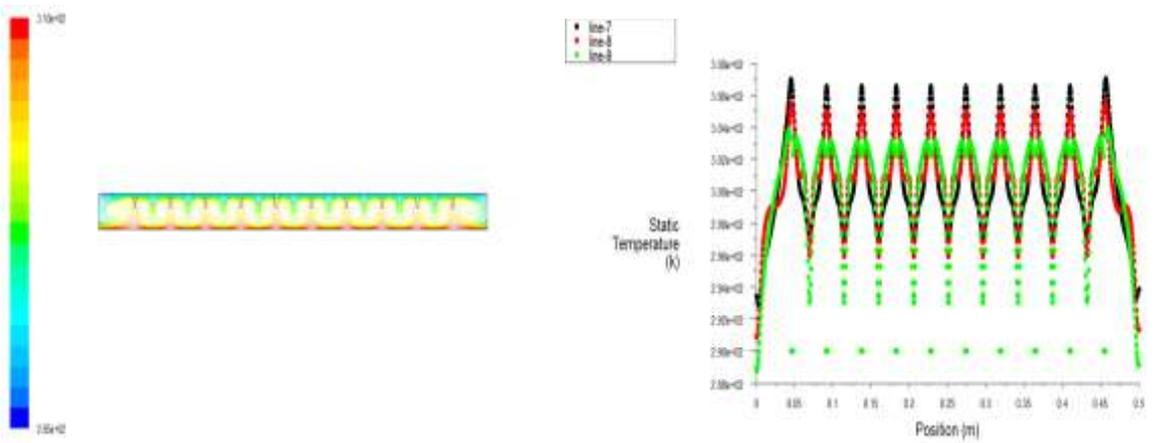
- **Le champ thermique :** Le champ thermique est représenté sur la figure ci-dessous sous forme des isothermes et des températures :



(a)

N=0

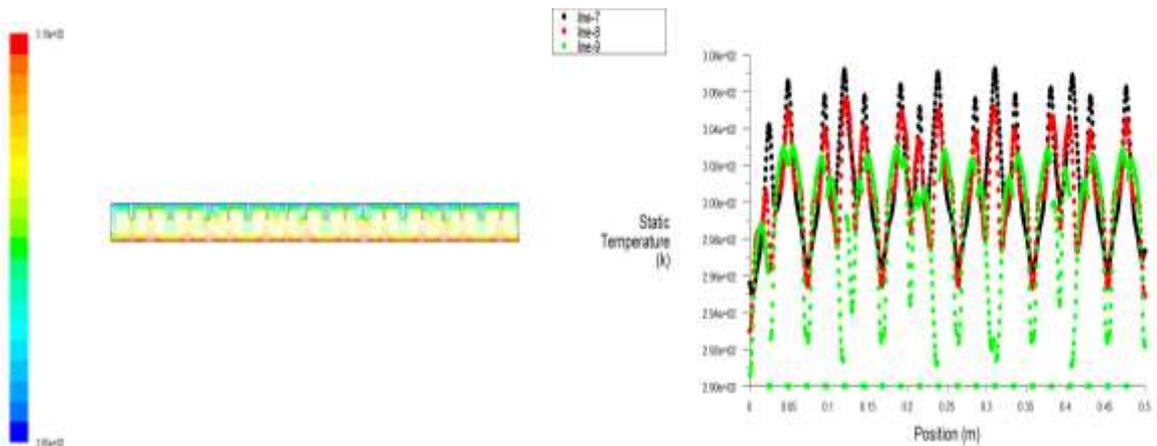
(b)



(a)

N=10

(b)



(a)

N=20

(b)

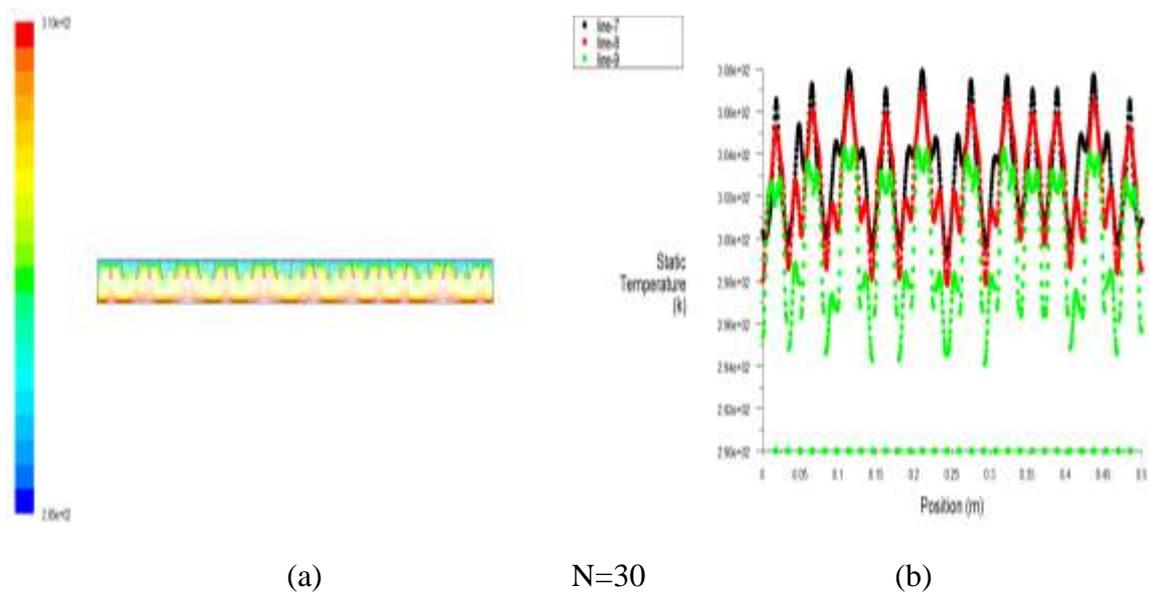
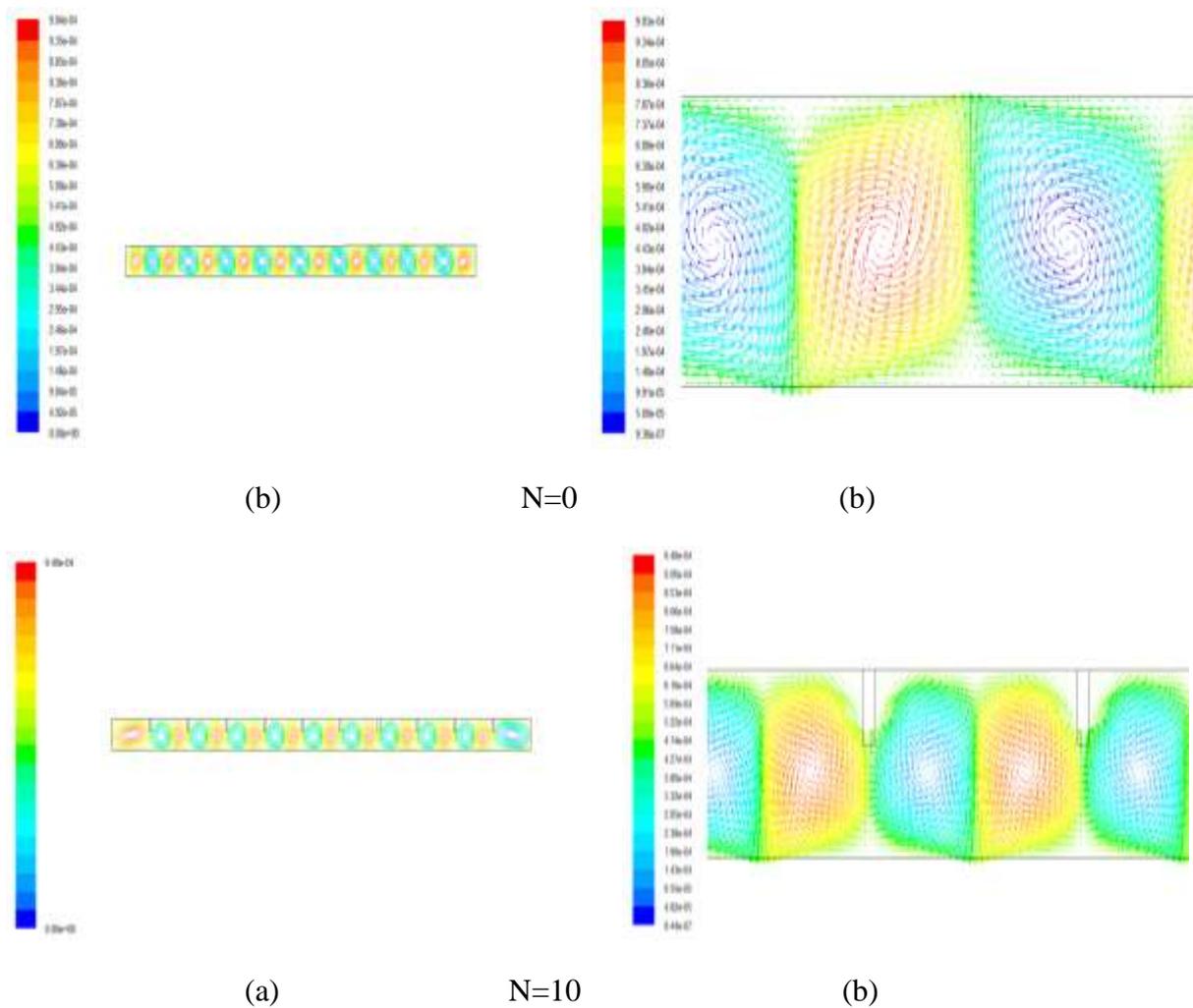
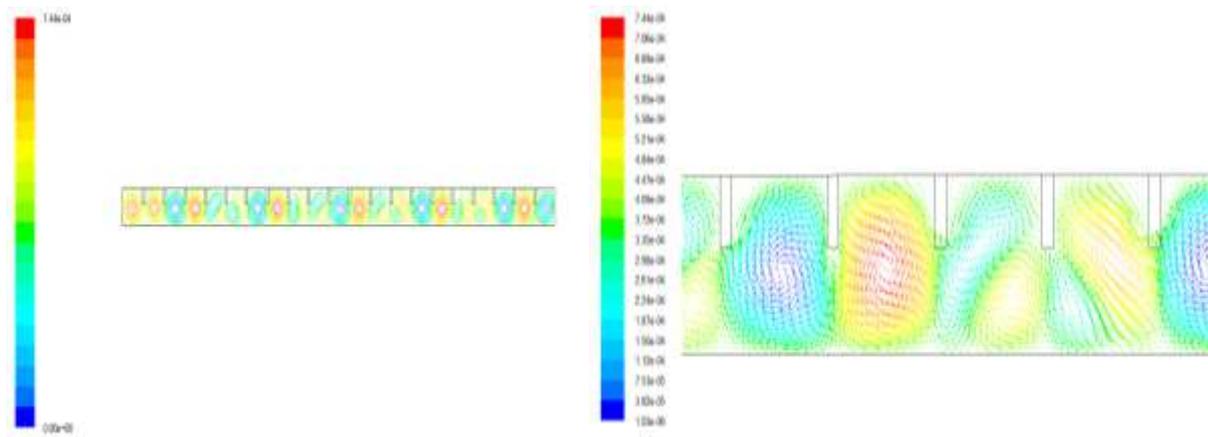


Figure 5 : Le champ thermique pour la deuxième configuration des conditions aux limites.

- **Le champ dynamique:** Le champ dynamique est représenté dans la figure suivante sous forme des lignes de courant et des vecteurs vitesses :

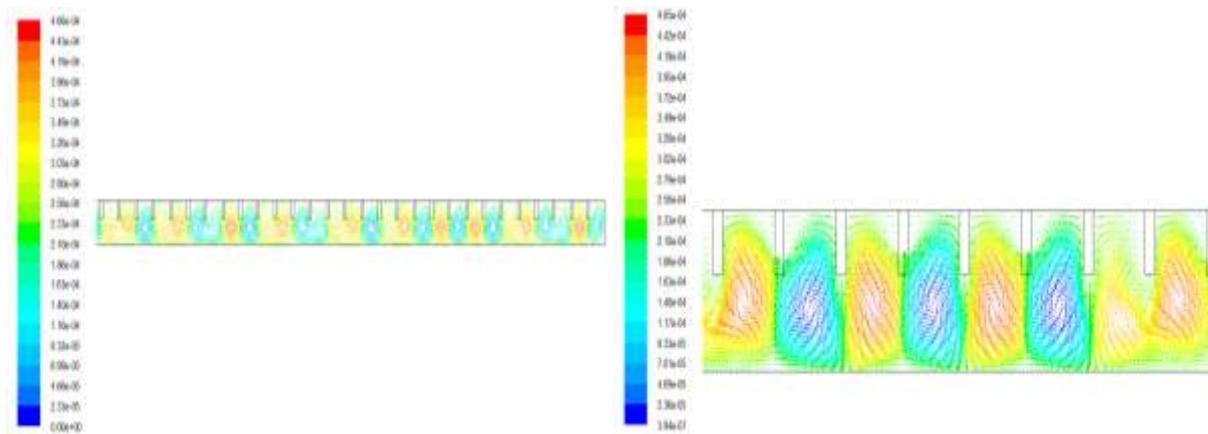




(a)

N=20

(b)



(a)

N=30

(b)

Figure 6 : Le champ dynamique pour la deuxième configuration des conditions aux limites.

Les figures 5 et 6 représentent le champ thermique et le champ dynamique pour différentes valeurs du nombre de partitions, on remarque la variation de la distribution et le mouvement du fluide ce qui signifie l'influence du nombre de partitions sur le transfert thermique dans le capteur solaire et donc sur le rendement du capteur.

➤ **Le nombre de Nusselt moyen :** Le nombre de Nusselt est donné par : $\overline{Nu} = \frac{Q}{\lambda \Delta T}$

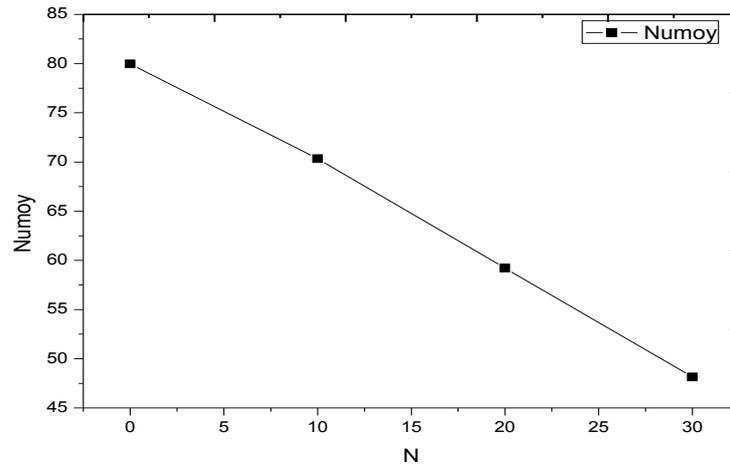


Figure 7 : Variation du nombre de Nusselt moyen pour la deuxième configuration des conditions aux limites.

La figure 7 représente la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de partitions, on remarque la diminution de la valeur du nombre de Nusselt moyen lorsque le nombre de partitions augmente, ce qui signifie la diminution flux échangé donc l'augmentation du nombre de partitions améliore l'efficacité du capteur.

Conclusion :

On remarque pour cette configuration que les résultats sont similaires à la première malgré qu'on ait changé les conditions aux limites. Pour ce cas les valeurs de la vitesse, la température et le nombre de Nusselt moyen sont différentes. On a constaté que l'influence des partitions reste la même.