



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE
ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DE TECHNOLOGIE ET D'INGENIERIE -
ANNABA -
المدرسة الوطنية العليا للتكنولوجيا والهندسة – عنابة –
(Ex ESTI)



DEPARTEMENT SECOND CYCLE
MEMOIRE
PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE
INGENIEUR D'ETAT
FILIERE :
GENIE MECANIQUE
SPECIALITE :
ENERGETIQUE ET DEVELOPPEMENT DURABLE

Etude de conception d'un échangeur de chaleur à géométrie innovante

Mémoire d'Ingénieur

Présenté par :

**BOUSSALEM Oussama
MERROUCHE Mohamed**

Encadrant :

KAHALERAS Mohamed Said

MAB

ENSTI ANNABA

Co-Encadrant

Niou Slimane

MCA

ENSTI ANNABA

Président :

AZZOUZE Salah-Eddine

Prof

ENSTI ANNABA

Examineurs :

BELAMADI Riyadh

MCA

ENSTI ANNABA

MEBARKI Bisma

MCB

ENSTI ANNABA

Année 2022 / 2023

Dédicace 1

Avec les sentiments de gratitude les plus sincères, je dédie ce modeste travail à :

- *Mes chers parents et ma tante Nadia, pour leurs amours, ses prières et ses encouragements*
- *mes chers sœurs Meriem, Aya et Raghed, que dieu les protège.*
- *mon binôme et ami Mohamed pour sa patience et ses efforts;*
- *mes amis qui de près ou de loin, et mes collègues à l'ESTI-*

ANNABA

Ainsi à tous ceux qui me sont chers en dieu et qui ont laissé un bon impact en moi.

Oussama

Dédicace 2

*Après avoir rendu grâce à DIEU LE TOUT PUISSANT, je dédie
ce travail à :*

➤ *Mes chers parents Omar et Khadra pour leurs soutiens tout au
long de ma vie.*

➤ *Mes sœurs Yasmine, Rahma et Rawane*

➤ *Mon binôme et mon ami Oussama pour sa patience et ses efforts*

➤ *Mes amis et mes collègues à l'ESTI Annaba.*

*Ainsi à tous ceux qui me sont chers en dieu et qui ont laissé un bon
impact en moi.*

Mohamed

Remerciements

Nous remercions ALLAH le tout puissant de nous avoir donné la santé et la Volonté et de nous guider vers le chemin du savoir.

Nous tenons à remercier toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin au Bon déroulement de ce mémoire en espérant n'avoir pas oublié personne...

*Nous tenons exprimer nos sincères gratitude à mes promoteurs et nos encadrants Mr. **Kahaleras Mohamed Said** et Mr. **Niou Slimane**, pour son soutien et pour la confiance et l'intérêt qu'il a témoigné tout au long de la réalisation de ce mémoire, pour ses conseils et sa disponibilité, son expertise technique, ses qualités humaines et pédagogiques et ses connaissances multidisciplinaires.*

Nous remercierons également mes enseignants de l'école supérieure des technologies Industrielles qui ont assuré notre formation.

Nous souhaitons exprimer notre gratitude aux membres du jury, pour l'honneur qu'ils nous ont fait en acceptant de siéger à notre soutenance, et d'avoir lu, examiné et évalué ce mémoire.

Un grand merci à tous nos amis et à toutes les personnes ayant de près ou de loin, Permis d'arriver à cette étape de notre cursus.

Finalement nous tenons à exprimer nos remerciements à nos familles qui nous ont toujours encouragées et soutenues et à tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué au succès de ce travail.

الملخص

يتضمن هذا العمل دراسة رقمية ثلاثية الأبعاد ثلاثية الأبعاد لتوصيف نقل الحرارة وفقدان الحمل داخل مبادلات محرك ستيرلنغ، وفي النهاية، للحصول على تكوين مبكر من شأنه تحسين أداء مثل هذا المحول للطاقة. تم تنفيذ التصميم والمحاكاة باستخدام برنامج Autodesk Inventor و ANSYS Fluent. تعتمد الطريقة العددية المستخدمة لحل المعادلات التي تحكم أوضاع النقل المختلفة على طريقة الحجم المحدود. تم إجراء سلسلة المحاكاة العددية لتكوينات مختلفة من المبادل الحراري بالتناوب مع التدفق الدائم وغير المستقر. تمت معالجة دراسة انخفاض الضغط وتبادل الحرارة بين السائل العامل وجدار المبادل الحراري. تظهر النتائج أنه بالنسبة للمبادل الحراري لمحرك ستيرلنغ، فإن أنبوب الدوامة بزاوية التواء 2000 يوفر أفضل أداء لنقل الحرارة.

الكلمات المفتاحية: محرك ستيرلنغ، مبادل حراري، أنبوب الدوامة، تدفق متناوب، تبادل حراري، فقدان الحمل، رقم Nusselt، رقم Reynolds .

Abstract

This work involves a three-dimensional 3D numerical study to characterise the heat transfers and pressure drops within the exchangers of Stirling engines, and, ultimately, to obtain an innovative configuration that can improve the performance of such an energy converter. The design and numerical simulation were carried out using Autodesk Inventor and Ansys Fluent 16.2 software respectively. The numerical method used to solve the equations governing the various transfer modes is based on the finite volume method. The series of numerical simulations were carried out for different configurations of a heat exchanger in alternating permanent and unsteady flow. The study of pressure drop and heat exchange between the working fluid and the heat exchanger wall were addressed. The results show that, for the Stirling engine heat exchanger, the vortex tube with a 2000 torsion angle provides the best heat transfer performance.

Key words: Stirling engine, heat exchanger, vortex tube, alternating flow, heat transfer, pressure drop, Reynolds number, Nusselt number.



Résumé

Dans ce travail, il s'agit d'une étude numérique tridimensionnel 3D pour caractériser les transferts thermiques et les pertes de charges au sein des échangeurs des moteurs Stirling, et, à terme, d'obtenir une configuration innovante qui permet d'améliorer les performances de tel convertisseur d'énergie. La conception et la simulation numérique ont été respectivement réalisées à l'aide du logiciel Autodesk Inventor et Ansys Fluent 16.2. La méthode numérique utilisée pour la résolution des équations gouvernant les différentes modes de transfert est basée sur la méthode des volumes finis. Les séries de la simulation numérique ont été effectuées pour différents configurations d'un échangeur de chaleur en écoulement alterné permanent et instationnaire. L'étude de perte de charge ainsi que l'échange thermique entre le fluide de travail et la paroi de l'échangeur de chaleur ont été abordées. Les résultats obtenus ont montré que, pour l'échangeur de chaleur de moteur Stirling, le tube tourbillonnaire avec un angle de torsion 2000 permet l'obtention de meilleures performances de transfert thermique.

Mots-clés : moteur Stirling, échangeur de chaleur, tube tourbillon, écoulement alterné, transfert de chaleur, perte de charge, nombre de Reynolds, nombre de Nusselt.

Table des matières

<i>Dédicace 1</i>	i
<i>Dédicace 2</i>	ii
<i>Remerciements</i>	iii
<i>المخلص</i>	iv
<i>Abstract</i>	v
<i>Résumé</i>	vi
<i>Table des matières</i>	vii
<i>Liste des figures</i>	ix
<i>Liste des tables</i>	xii
<i>Table des abréviations et Symboles</i>	xiii
<i>Introduction Générale</i>	xvi
Chapitre I : Généralités et Etude bibliographique	1
I.1. Généralités sur les machines Stirling	2
I.1.1. Historique de moteur Stirling	2
I.1.2. Principe de fonctionnement de moteur Stirling	3
I.1.3. Les différents types de moteur Stirling	4
I.1.4. Domaine d'utilisation	8
I.1.5. Les avantages et les inconvénients de moteur Stirling	14
I.2. Etude bibliographique	15
Conclusion	28
Chapitre II : Modélisation et simulation numérique d'un échangeur de chaleur du moteur Stirling 29	
Introduction	30
II.1. Description de la géométrie du moteur Stirling	30
II.2. Présentation des solveurs	31
II.2.1. ANSYS FLUENT	31
II.2.2. Autodesk Inventor	32
II.3. Modélisation	32
II.3.1. Modélisation géométrique	32
II.3.2. Modélisation numérique	34

II.3.3. Génération de maillage	34
II.3.4. Paramètres de simulation	40
II.3.5. Schéma de résolution	44
Conclusion.....	44
Chapitre III : Résultats et discussions	45
III.1. Etude thermo-fluidique en écoulement alterné permanent.....	46
III.1.1. Perte de charge et coefficient de perte de charge	46
III.1.2. L'échange thermique.....	49
III.2. Etude thermo-fluidique en écoulement alterné instationnaire.....	50
III.2.1. Analyse et exploitation des grandeurs physique aux extrémités de l'échangeur de chaleur.....	50
III.2.2. Présentation des contours	53
III.2.3. Analyse des performances de transfert de chaleur dans un tube tourbillon en écoulement alterné instationnaire.....	58
III.2.4. Flux de chaleur totale	61
Conclusion.....	62
Conclusion Générale	63
Perspective	64
Références bibliographiques	65
Annexe.....	69

Liste des figures

Figure I-1: Robert Stirling.	2
Figure I-2: Moteur a combustion interne (1816).	2
Figure I-3: Cycle thermodynamique idéal de Stirling.	4
Figure I-4: Moteur Stirling de type Alpha.	5
Figure I-5: Moteur stirling de type Beta.	6
Figure I-6: Moteur Stirling de type Gamma.	7
Figure I-7: Modèle de concentrateur avec moteur Stirling développé par CDER dz.	9
Figure I-8: Représentation d principe de la cogénération.	9
Figure I-9: Schéma de principe structurel d'un système de cogénération avec moteur Stirling.	10
Figure I-10: (a) Schéma de réacteur nucléaire KRUSY (NASA), (b) schéma de ASRG (NASA).	11
Figure I-11: Moteur Stirling P40 (NASA, AMC).	12
Figure I-12: Système de refroidissement de micro-processeur MSI.	13
Figure I-13: Schéma représentative de la technologie moteur AIP.	13
Figure I-14: Profile de la composante axiale de la vitesse mesurée par Zhao et Cheng 1996.	16
Figure I-15: Mise en évidence de déphasage entre le flux de chaleur et la différence de température gaz paroi d'après Kornhauser.	16
Figure I-16: Déphasage entre la perte de charge et la vitesse d'après Kahaleras et al.	17
Figure I-17: Photo du système d'essai [19].	18
Figure I-18: (a) Schéma du dispositif expérimental (b) Banc d'essai (c) Détail géométrique du mini-canal unique (d) AMCSH [21].	19
Figure I-19: Courbe de régression expérimentale entre Nusselt et Reynolds [26].	21
Figure I-20: Banc d'essai du flux thermique de la tête de chauffe [27].	22
Figure I-21: Système de Dish-Stirling avec les composants [32].	24
Figure I-22: Banc d'essai du générateur linéaire [39].	27
Figure II-1: Composants de moteur Stirling configuration Gamma.	30
Figure II-2: Plan de moteur Stirling modèle Gamma.	31
Figure II-3: Configuration cylindrique simple.	32
Figure II-4: Configuration complexe C-T0.	33
Figure II-5: Configuration complexe C-T2000.	33

Figure II-6: Spectre métrique de qualité orthogonale et d'inclinaison des éléments de maillage.	35
Figure II-7: Qualité orthogonale et inclinaison des éléments.	35
Figure II-8: (a) Variation de la vitesse, (b) Variation de la pression ; à la sortie de configuration simple en fonction de nombre d'élément.	36
Figure II-9: Variation de la température à la sortie de configuration simple en fonction de nombre d'éléments.	37
Figure II-10: (a) Variation de la vitesse, (b) variation de la pression et (c) variation de la température; à la sortie de la configuration C-T0 en fonction de nombre d'éléments.	38
Figure II-11: (a) Variation de la vitesse, (b) Variation de la pression ; à la sortie de configuration C-T2000 en fonction de nombre d'élément.	39
Figure II-12: Variation de la température à la sortie de la configuration C-T2000 en fonction de nombre d'éléments.	40
Figure II-13: Résolution de la couche limite turbulence via les deux approches: (a) avec loi de la paroi, (b) sans loi de la paroi.	42
Figure II-14: Les conditions aux limites imposées, (a) pour la phase d'écoulement aller et (b) pour la phase d'écoulement retour.	43
Figure III-1: L'évolution de la perte de charge pour chaque configuration en fonction du nombre de Reynolds.	46
Figure III-2: Pourcentage de perte de charge des configurations en fonction de nombre de Reynolds.	47
Figure III-3: L'évolution de coefficient de perte de charge en fonction de nombre de Reynolds.	48
Figure III-4: L'évolution de nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds.	49
Figure III-5: profile de la vitesse instantanée aux extrémités de l'échangeur de chaleur.	50
Figure III-6: L'évolution de perte charge en fonction de l'angle de rotation.	51
Figure III-7: Évolution de la température à la côté droit et gauche en fonction de l'angle de rotation.	52
Figure III-8: Les contours de la vitesse; (a) pour l'angle de rotation 90°, (b) pour 180°, (c) pour 270° et (d) pour 360°.	54
Figure III-9: Contour de vitesse au sein de l'échangeur; (a) pour l'angle 90°, (b) pour 180°, (c) pour 270° et (d) pour 360°.	56
Figure III-10: Distribution de la température au sein de l'échangeur pour les quatre temps; (a) pour l'angle 90°, (b) pour 180°, (c) pour 270° et (d) pour 360°.	57
Figure III-11: Schéma de positionnement des différentes sections transversales.	58
Figure III-12: Présentation du contour de la vitesse dans le tube tourbillon. (a) Pour C-T200 et (b) pour C-T1000.	59

Figure III-13: Présentation du contour de la température dans le tube tourbillon. (a) pour CT2000 et (b) pour C-T1000.	60
Figure III-14: Représentation graphique de flux de chaleur.	61

Liste des tables

Table II.1: les dimensions de moteur Stirling.....	31
Table II.2: Caractéristiques des configurations de l'échangeur de chaleur.	33
Table II.3: Caractéristiques et résultat des maillages du configuration simple.	36
Table II.4: Caractéristiques et résultats des maillages du configuration C-T0.	37
Table II.5: Caractéristiques et résultats des maillages de configuration complexe C-T2000.	39
Table II.6: Paramètre de simulation d'écoulement alterné permanent.	41
Table II.7: Paramètre de simulation d'écoulement alterné permanent.	41

Table des abréviations et Symboles

Abréviations	Désignation
FPSE	Moteur Stirling a piston libre
NASA	L'agence spatiale américaine
ASRG	Générateur radio isotope avancé de Stirling
AIP	Propulsion indépendante de l'air
CHP	Production simultanée d'énergie et de chaleur
DSCSPP	Station de production d'énergie Dish Stirling
LTDSE	Différence de température minimale de moteur Stirling
MFEAWFT	Fluctuation maximale de l'ensemble de fluide de travail moyen
CFD	Mécanique des fluides numériques
C-T	Configuration complexe avec un degré de torsion
PMB	Point mort bas
PMH	Point mort haut
Pos	Position

Symbole	Désignation
ϕ	Déphasage angulaire [deg]
Re_{ω}	Nombre de Reynolds fréquentielle [-]
D_h	Diamètre hydraulique [m]
L	Longueur [m]
Nu	Nombre de Nusselt [-]
A_0	Déplacement adimensionnelle [-]
Re	Nombre de Reynolds [-]
Pr	Nombre de Prandtl [-]
ρ	Masse volumique [Kg/m ³]
C_p	Capacité calorifique [J/Kg.K]
T	Température [K]
$\mathcal{P}$	Pression [P]
λ	Conductivité thermique [W/m.K]
T_p	Température de la paroi [K]
T_f	Température de l'entrée de fluide [K]
V_e	Vitesse du fluide à l'entrée [m/s]
ν_f	Viscosité cinématique de fluide [m ² /s]
$Re_{\max}$	Nombre de Reynolds maximale [-]
U	Amplitude maximale de vitesse de fluide [m/s]
$u(t)$	Vitesse instantané de fluide [m/s]
f	Fréquence d'écoulement [Hz]
y^+	Distance adimensionnelle [-]
τ_{ω}	Contrainte de cisaillement [N/m ²]

u_τ	Vitesse de frottement [m/s]
θ	Angle de rotation [°]
Δ	Différence [-]
M	Nombre de maille [-]

Introduction Générale

Les énergies renouvelables, telles que l'énergie solaire, l'énergie éolienne et l'énergie géothermique, peuvent être utilisées efficacement pour réduire la consommation de combustibles fossiles et de gaz naturels. Cependant, le principal avantage des énergies renouvelables par rapport aux combustibles fossiles est leur moindre impact négatif sur l'environnement. Les activités liées à la production d'énergie à partir de combustibles fossiles contribueraient à 61 % des émissions de gaz à effet de serre. L'énergie solaire est l'une des solutions favorables à une technologie de production d'énergie plus respectueuse de l'environnement.

Le développement de la technologie Dish-Stirling a débuté à la fin des années 1970, dans le cadre d'un programme de paraboles solaires soutenu par le ministère de l'Énergie des États-Unis, en collaboration avec le Laboratoire de Propulsion par Réaction (Jet Propulsion Laboratory). Aujourd'hui, cette technologie est en cours de développement dans différents pays à travers le monde. Sa caractéristique unique réside dans son moteur principal, connu sous le nom de moteur Stirling [1].

Les machines à cycle Stirling fonctionnent selon un cycle thermodynamique régénératif fermé qui utilise un gaz de travail. Ce gaz subit des processus d'expansion et de compression à des températures différentes. Les moteurs Stirling sont chauffés de l'extérieur, ce qui les rend très écologiques et extrêmement propres. Ils offrent un rendement théorique élevé grâce à leur cycle. De plus, ils peuvent être alimentés par divers combustibles et sources de chaleur, tels que les matériaux combustibles, le rayonnement solaire, l'eau chaude géothermique et l'énergie radio-isotopique [2].

L'étude développée dans ce projet de recherche s'inscrit dans le cadre de la caractérisation thermo-fluidique des écoulements et plus particulièrement des écoulements alternés au sein des échangeurs de chaleur de moteur Stirling. La conception a été réalisée sous logiciel Autodesk Inventor et les simulations numériques ont été réalisées à l'aide du logiciel ANSYS Fluent 16.2.

Ce travail rentre dans le cadre d'une mémoire d'ingénieur, dont le plan s'articulera autour de trois chapitres clôturés par une conclusion générale des principaux résultats ainsi obtenus.

- Dans le premier chapitre, nous présentons une revue bibliographique approfondie sur des travaux théoriques, expérimentaux et numériques réalisés sur les machines Stirling. Dans une approche holistique, il explore en détail le principe de fonctionnement des moteurs Stirling, les différents types existants ainsi que leurs domaines d'application spécifiques. De plus, ce chapitre met en évidence de manière précise les avantages et les inconvénients associés à l'utilisation de ces moteurs, fournissant ainsi une vision complète de leur utilisation potentielle.
- Le deuxième chapitre est consacré à la modélisation et la simulation numérique 3D des écoulements alternés au sein d'un échangeur de chaleur de moteur Stirling. Les équations gouvernantes du problème abordé sont présentées. La résolution numérique et les étapes suivies dans la simulation sur le code de calcul FLUENT sont ainsi illustrées.
- Dans le dernier chapitre, nous présenterons des simulations numériques sur les écoulements de fluide au sein des échangeurs de chaleur en régime permanent et instationnaire afin de mieux caractériser les performances thermo-fluidiques.
- Une conclusion générale synthétise les principaux résultats obtenus. Et quelques annexes sont incluses pour fournir des informations supplémentaires au lecteur.

Chapitre I : Généralités et Etude bibliographique

I.1. Généralités sur les machines Stirling

I.1.1. Historique de moteur Stirling

De nombreuses avancées scientifiques et techniques révolutionnaires réalisées tout au long du 19^e siècle ont marqué un tournant crucial dans l'histoire de l'humanité. Les énormes progrès réalisés dans diverses disciplines à cette époque ont peut-être inspiré le pasteur Robert Stirling **Figure I.1** à créer le "moteur à air chaud", dont le brevet a été déposé en 1816. Robert Stirling était un pasteur métallurgiste écossais et mécanicien, né le 25 octobre 1790 à Gloag dans le comté de Perthshire en Ecosse. Il poursuivit ses études à l'université de Glasgow

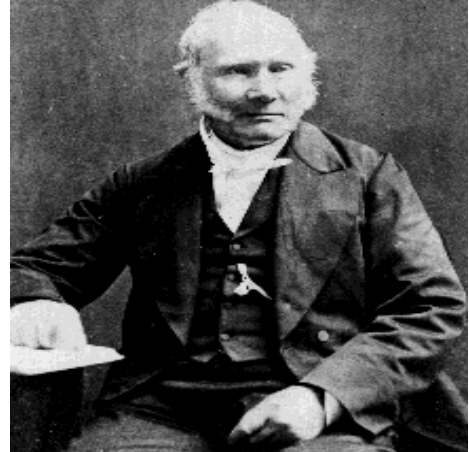


Figure I-1: Robert Stirling.

.il est mort le 6 juin 1878 à Glaston. Située à environ 30 km de Glasgow [3]. À cette époque, il arrivait fréquemment que des chaudières à vapeur prennent feu et explosent, tuant des personnes. Ces défauts sont le résultat de problèmes de conception, de matériaux qui sont encore de qualité médiocre et de l'absence presque totale de directives d'utilisation et d'entretien [4]. Ceci a motivé Robert Stirling à imaginer un moteur sans chaudière soumise à de trop fortes pressions.

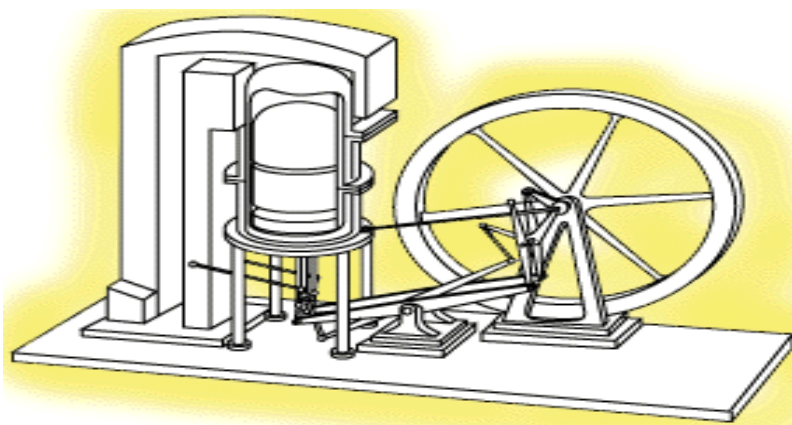


Figure I-2: Moteur a combustion interne (1816).

Le moteur à air chaud de Stirling est une création révolutionnaire qui s'appuie sur la thermodynamique. Le moteur de Stirling n'avait pas besoin de vapeur à haute pression pour produire de l'énergie, contrairement à la machine à vapeur, très populaire à l'époque. Au lieu de cela, il utilisait un processus simple qui dépendait de l'expansion et de la contraction de l'air suite à des changements de température. En conséquence, le moteur était moins coûteux à exploiter, plus efficace et plus sûr que les moteurs à vapeur.

Pour le but d'augmenter l'efficacité globale de système, Robert Stirling a développé un régénérateur de chaleur. Son frère James a ensuite industrialisé le dispositif en 1843 pour l'utiliser dans l'usine où il travaillait comme ingénieur. Jusqu'en 1922, cette invention a été largement utilisée dans l'agriculture et l'industrie, notamment pour entraîner des Alternateurs et pomper de l'eau. Pourtant, à partir du début du 20-ème siècle, ce moteur a eu du mal à concurrencer les moteurs à combustion interne et les moteurs électriques, de plus en plus répandus [5].

I.1.2. Principe de fonctionnement de moteur Stirling

Le moteur Stirling est une machine thermomécanique, c'est-à-dire elle permet de convertir l'énergie thermique en énergie mécanique. La combustion est externe avec l'air comme fluide de travail. Le principe de fonctionnement de moteur Stirling est relativement simple. Il subit un cycle régénératif fermé et de quatre transformations successives élémentaires, soit deux transformation isotherme et deux transformation isochore. Elles constituent le cycle thermodynamique idéal appelle cycle de Stirling.

Ce cycle idéal peut être représenté par les diagrammes dessous (**Figure I.3**), elle comprend quatre phases :

- **1-2 Compression isotherme.**
- **2-3 Chauffage isochore.**
- **3-4 Expansion isotherme.**
- **4-1 Refroidissement isochore.**

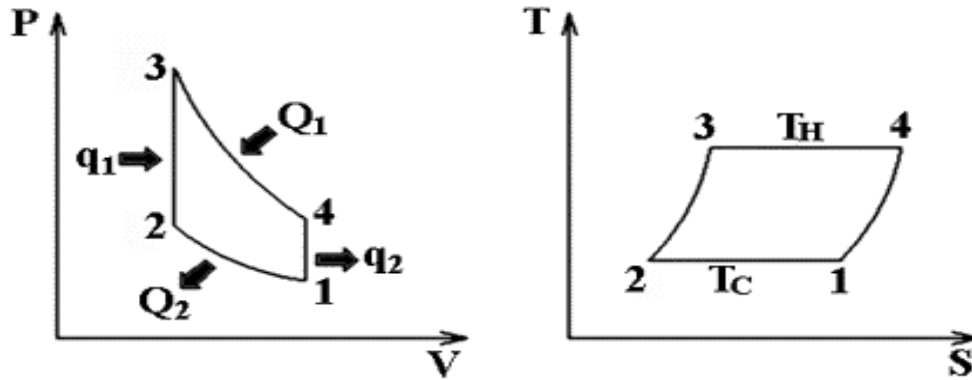


Figure I-3: Cycle thermodynamique idéal de Stirling.

- **1-2 Compression isotherme** : le fluide de travail est au niveau de la zone de compression en contact avec la source froide, il comprimé à une température constante.
- **2-3 Chauffage isochore** : le fluide de travail chauffé à un volume constante lors qu'il traversé le régénérateur et absorbé la chaleur stockée, la pression et l'entropie de fluide augmentent en parallèle avec la température.
- **3-4 Expansion isotherme** : le fluide reçoit une quantité de chaleur et se détendre au niveau de la zone d'expansion qui est en contact avec la source chaude, c'est à ce moment-là le travail que se produit. Comme la température est constante et que le volume augmente, l'entropie de système augmente et la pression diminuée.
- **4-1 Refroidissement isochore** : le fluide traverse le régénérateur tout en subissant un refroidissement isochore, perdant de la chaleur qui est ensuite utilisée au cycle suivant. il en résulte une baisse de la pression et de la température.

I.1.3. Les différents types de moteur Stirling

Il existe plusieurs types de moteur Stirling, on va citer les 3 principaux :

I.1.3.1. Moteur type Alpha

Dans un moteur Stirling de type Alpha, les chambres chaude et froides sont totalement séparées l'une de l'autre dans des cylindres indépendants reliés par un conduit contenant le régénérateur (**Figure I.4**) ; L'un des cylindres est un espace de compression, tandis que l'autre est un espace d'expansion. Il y a deux pistons sont responsables de la récupération de l'énergie mécanique, l'un est un piston de compression et l'autre est un piston d'expansion.

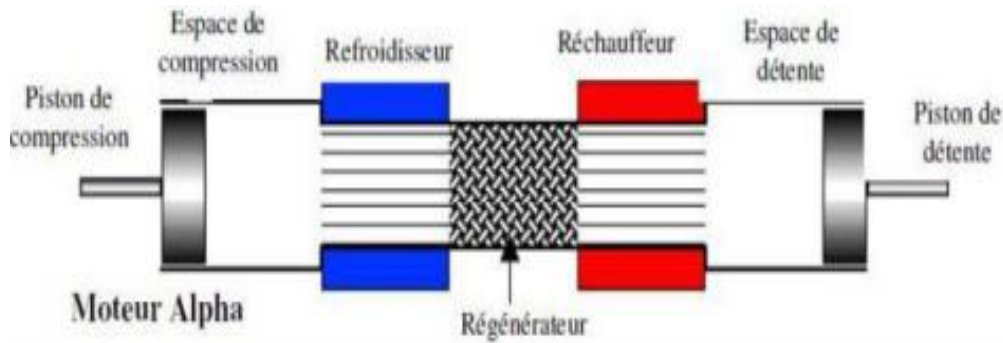
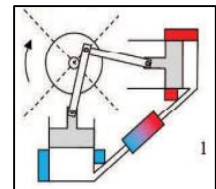


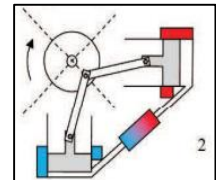
Figure I-4: Moteur Stirling de type Alpha.

Comme nous l'avons vu que le moteur Stirling fonctionne à 4 phases on peut les représenter comme suite :

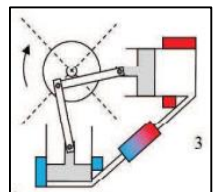
- **Phases 1 :** le fluide est déjà subit un refroidissement lorsqu'il a traversé le régénérateur et reste à refroidir dans le cylindre froid. A ce moment-là, le piston de compression va descendre et comprime le fluide iso-thermiquement.



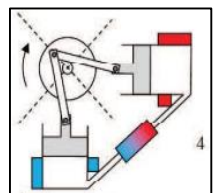
- **Phases 2 :** la descente du piston de compression permet au fluide de passer vers le cylindre chaud parcourant le régénérateur où il subira un échauffement isochore avec une augmentation de pression et de température.



- **Phases 3 :** Suite à l'échauffement de fluide dans le régénérateur et dans le cylindre chaud, le fluide est maintenant détendu jusqu'à son volume maximal d'une manière isotherme, cette détente pousse le piston de détente vers la gauche au fond de sa course, et grâce à l'inertie de volant le piston de compression remonte.



- **Phases 4 :** Grâce à le mouvement des pistons le fluide va passer vers le régénérateur et ensuite vers le cylindre froid où il se refroidi d'une manière isochore. Le cycle pourra recommencer.



I.1.3.2. Moteur type Beta

Dans le moteur de type Beta (**Figure I.5**), il y a un seul cylindre dans lequel l'expansion et la compression sont effectuées à l'aide d'un seul piston travail. De plus le cylindre comporte un piston déplaceur qui sert à forcer le fluide de travail s'écouler en va-et-vient au travers de la zone chaud, du régénérateur, et de la zone froide. Les deux pistons sont coaxiaux comme.

Le fluide du travail se dilate et se comprime, entraînent le piston de puissance qui pousse ensuite le déplaceur pour redémarrer le cycle. Comme le seul joint du système se trouve autour du piston moteur dans la zone de compression du cylindre, les moteurs de type bêta ont l'avantage de ne pas avoir de joint chaud, ce qui rend les fuites plus faciles à contenir. Il y a un problème avec cette conception est qu'il devient plus difficile de contrôler les interférences entre les cycles lorsque le chauffage et le refroidissement ont lieu dans le même cylindre.

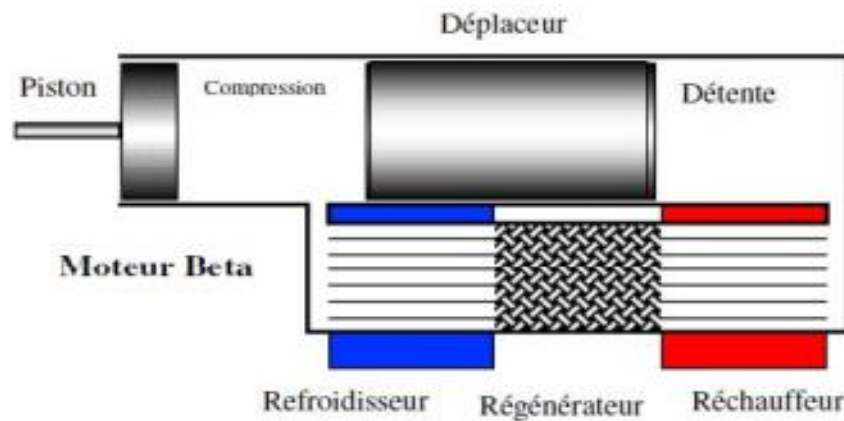


Figure I-5: Moteur stirling de type Beta.

I.1.3.3. Moteur type Gamma

Le moteur de type gamma est une combinaison entre les configurations précédentes Alpha et Beta. Il ressemble plus à la configuration Beta dans lequel la compression et l'expansion de fluide sont effectuées dans le même cylindre (Le cylindre primaire), il a aussi un piston déplaceur et un piston de puissance mais ils sont disposés dans des cylindres distincts reliés entre eux (**Figure I.6**), comme dans la configuration Alpha.

Le piston moteur peut se déplacer librement grâce à cette configuration puisqu'il n'est pas limité par l'orientation ou la taille du déplaceur. Mais l'inconvénient est que cette configuration produit un taux de compression inférieur à celui des architectures Alpha et Beta à cause de l'augmentation du volume mort dans l'espace de compression [6].

Ce type de moteur est couramment utilisé dans les cas où il y a de faibles écarts de température entre la source chaude et la source froide, il est appelé un moteur LTD [Low - Temperature - Difference].

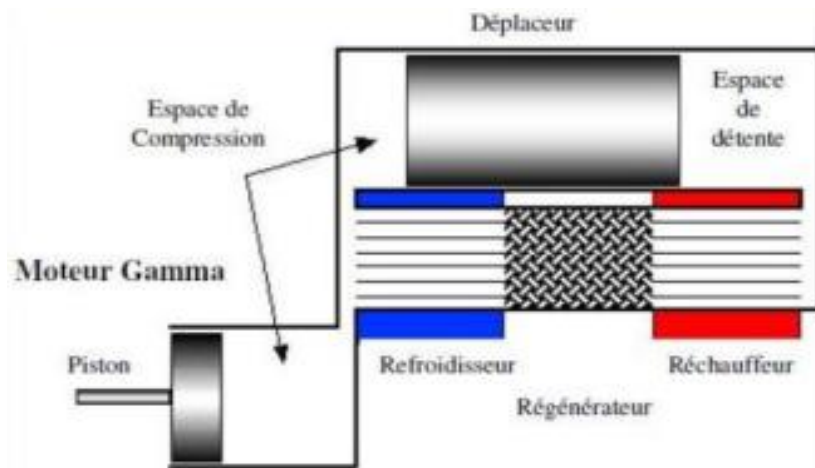


Figure I-6: Moteur Stirling de type Gamma.

IL y a aussi d'autres variantes du moteur Stirling que ceux étudiés précédemment. Les principaux modèles sont les suivants :

- Le moteur à piston libre dit moteur de Martini
- Le moteur à déplaceur libre ou Ringbom
- Le moteur à piston et déplaceur libres
- Le moteur à double effet
- Le moteur rotatif
- Le générateur thermodynamique
- Le fluydine

I.1.4. Domaine d'utilisation

Le moteur Stirling offre divers avantages par rapport à ses concurrents dans certains domaines, ce qui pourrait entraîner une augmentation substantielle de son utilisation. Voici quelques-uns des domaines d'application les plus fiables :

I.1.4.1. Domaine d'énergie solaire

La machine Stirling a la capacité inhabituelle de fonctionner avec tout type de source de chaleur, y compris le rayonnement solaire. Pour pouvoir utiliser l'énergie solaire, la source de chaleur du moteur doit être positionnée au centre d'un miroir parabolique afin de concentrer le rayonnement solaire et d'atteindre des températures élevées allant jusqu'à 600-800 degrés Celsius. La machine Stirling présente plusieurs avantages qui lui ont permis de se faire connaître parmi les nombreux systèmes de conversion du soleil en électricité, notamment en raison de sa fiabilité. L'idée d'un moteur solaire remonte au 19e siècle, lorsqu'Ericson a testé avec succès le premier moteur de ce type. Pourtant, les systèmes Stirling contemporains n'ont commencé à apparaître qu'en 1977. De nombreuses centrales solaires sont aujourd'hui en service dans le monde entier, notamment le module parabolique d'Odeillo en France, qui a été construit à des fins de recherche, et des installations de production d'électricité comme la centrale solaire de Maricopa en Arizona. Cette dernière dispose de 60 systèmes Stirling/paraboliques, également appelés Sun-Catcher, d'une puissance nominale combinée de 25 kW, produisant un total de 1,5 MW [7].

En Algérie le centre de recherche de développement des énergies renouvelable a développé un concentrateur solaire à base de technologie de moteur Stirling, le système est composé de 3 ensembles :

- Un miroir parabolique de 7.54 m² d'ouverture.
- Un moteur Stirling (ST05G).
- Un système de poursuite solaire.

Le principe de fonctionnement est basé sur la réflexion du rayonnement solaire capté et concentré par les miroirs d'une parabole. Le rayonnement solaire est projeté vers le récepteur du moteur Stirling placé sur le point focal, où la température peut atteindre 550°C. La chaleur sert à chauffer le fluide travail du moteur Stirling, généralement de l'air ou l'hélium, qui est soumis à un cycle thermodynamique de 4 phase, c'est le cycle de Stirling. Par conséquent le moteur Stirling fonctionne, ce qui permet à la génératrice de produire de l'électricité.

Dans les conditions nominales, le moteur Stirling (ST05G) fonctionne à une température de 650°C , et une pression de 1MPa. La puissance mécanique produite est de l'ordre de 500W avec un rendement de 22%. [8]



Figure I-7: Modèle de concentrateur avec moteur Stirling développé par CDER dz.

I.1.4.2. Domaine de cogénération

La cogénération est un procédé efficace qui permet de produire à la fois de l'électricité et de la chaleur à partir d'une seule source d'énergie primaire, comme le gaz naturel, le charbon, le fioul ou la biomasse. En fait, une partie importante de l'énergie primaire utilisée dans un processus conventionnel de production d'électricité est perdue sous forme de chaleur qui est rejetée dans l'environnement. Or, avec la cogénération, cette chaleur est récupérée pour produire de l'eau chaude, de la vapeur chaude ou de l'air chaud qui peuvent être utilisés pour chauffer des bâtiments, produire de la vapeur pour des processus industriels ou même sécher des produits. C'est pour cela que la cogénération permet d'afficher des rendements énergétiques de l'ordre de 90 %.

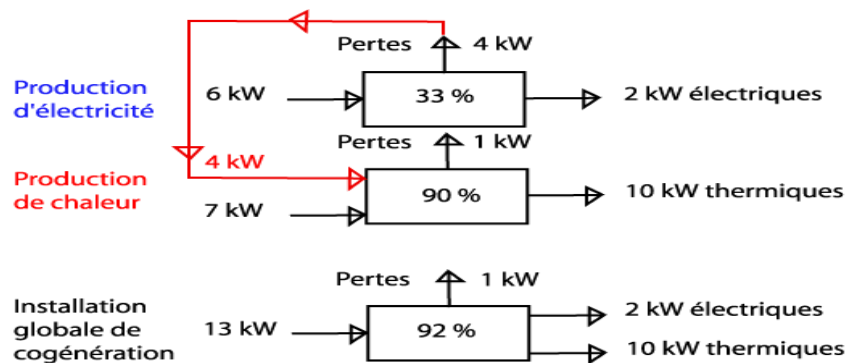


Figure I-8: Représentation d principe de la cogénération.

Le Stirling est une autre technologie de cogénération qui peut être utilisée pour des installations de petite taille notamment pour la micro-cogénération. En plus des moteurs à combustion interne et des turbines. Il existe plusieurs types de moteur Stirling, dont la technologie du moteur Stirling à piston libre (FPSE), développée par W. Beale, qui présente des avantages par rapport au moteur Stirling classique.

La différence essentielle de la technologie FPSE est que les pistons ne sont pas entraînés par un mécanisme de bielle-manivelle mais par des cavités remplies de gaz qui agissent comme des ressorts. Cela réduit considérablement le nombre de pièces mécaniques mobiles, ce qui augmente la fiabilité et la durabilité de la machine. En outre, la technologie FPSE permet une plus grande flexibilité dans la conception du moteur, ce qui peut améliorer les performances globales et l'efficacité énergétique de la machine.

Cependant, comme pour toute technologie nouvellement développée, le coût initial du moteur Stirling sans piston peut être plus élevé que celui des autres technologies générationnelles. De plus, cette technologie est encore relativement nouvelle sur le marché, ce qui peut entraîner des coûts de maintenance et de réparation plus élevés. Néanmoins, le moteur Stirling sans piston présente des avantages importants en termes de longévité, de fiabilité et de flexibilité de conception, ce qui pourrait en faire une alternative plus attrayante à l'avenir pour la micro- génération [9].

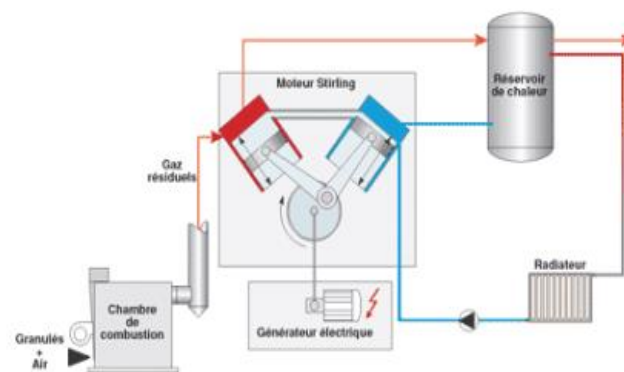


Figure I-9: Schéma de principe structurel d'un système de cogénération avec moteur Stirling.

Le fonctionnement d'une micro-cogénération est basé sur les différences de température, de manière similaire à la façon dont la partie centrale du moteur Stirling est refroidi et la partie supérieure est chauffée par un brûleur à gaz. Le générateur est inclus dans la partie inférieure. Le piston de déplacement a établi un circuit persistant à écoulement alternatif entre les côtés

froid et chaud du cylindre dans la partie supérieure. Ce gaz utile était de l'hélium. Le gaz chaud se dilate avant de se condenser à nouveau dans la partie froide. Cette dilatation provoque une différence de pression qui active un second piston dans la partie inférieure du cylindre. Cette procédure active le générateur 50 fois par seconde, permettant la création d'électricité [7].

I.1.4.3. Domaine spatiale

La principale source d'énergie des satellites artificiels et des engins spatiaux est constituée par les panneaux photovoltaïques, mais ce n'est pas toujours le cas lorsque le rayonnement est faible ou qu'il s'agit d'un long voyage. Il est donc nécessaire d'intégrer une source chaude à longue durée de vie. Selon les informations fournies par la NASA, une technologie appelée ASRG (Advanced Stirling Radio-isotope Generator) a été développée. Elle est basée sur la conversion de la chaleur produite par des éléments radioactifs (plutonium 238) en énergie électrique grâce à l'utilisation d'un moteur Stirling couplé à un alternateur [10].

La NASA a créé en 2018 le réacteur nucléaire KRUSY (uranium 235) dans le cadre du projet de colonie extraterrestre, qui utilise la technologie du moteur Stirling pour convertir la chaleur en électricité [11].

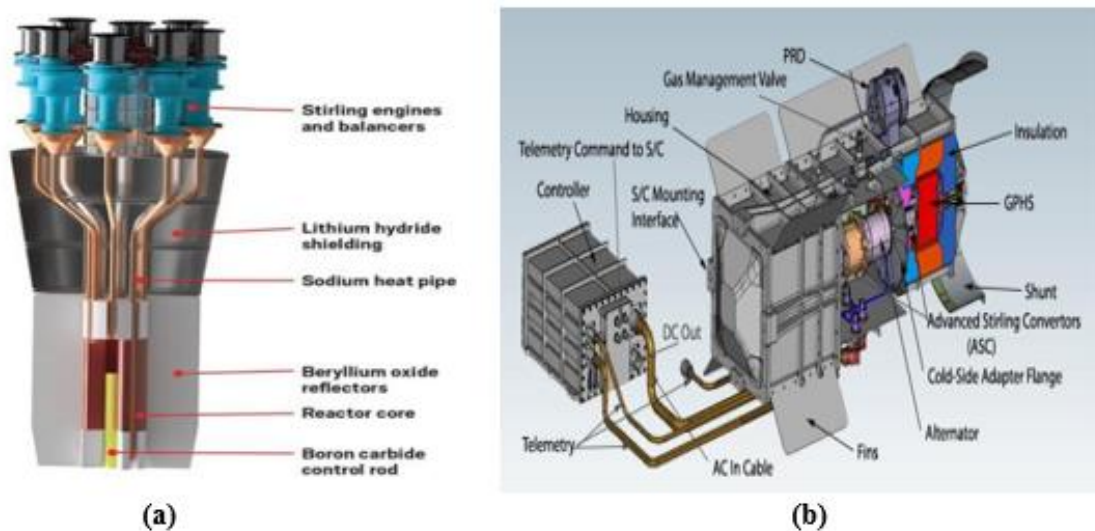


Figure I-10: (a) Schéma de réacteur nucléaire KRUSY (NASA), (b) schéma de ASRG (NASA).

I.1.4.4. Domaine automobile

De nombreuses tentatives ont été faites pour utiliser le moteur Stirling comme moyen de propulsion pour les véhicules, mais ces projets ont été abandonnés en raison de la difficulté de développer un moteur capable de modifier rapidement sa puissance et son accélération et de rivaliser avec le moteur Stirling.

En termes de combustion interne, l'un des projets inachevés était un prototype construit par Philips en 1976 avec un moteur 4 cylindres capable de produire 170 chevaux. En 1979, la NASA a examiné un AMC Sprit équipé d'un moteur Stirling, le P40 [12].



Figure I-11: Moteur Stirling P40 (NASA, AMC).

En 1986, General Motors a produit un véhicule électrique avec un moteur Stirling qui était également équipé pour charger des batteries, qui à leur tour fournissaient la puissance nécessaire à un moteur électrique pour entraîner le véhicule.

I.1.4.5. Domaine d'informatique

Une utilisation spécifique d'un moteur Stirling pour refroidir le microprocesseur d'un ordinateur est un moteur à piston Stirling qui utilise la chaleur dégagée par le microprocesseur comme source d'énergie pour actionner un ventilateur qui dissipe la chaleur encore évacuée par le microprocesseur. Cette méthode assure une économie d'énergie électrique nécessaire à la ventilation tout en dissipant 70% de la chaleur. Le concept est développé par deux entreprises taïwanaises, MSI et Polo-Tech [13].



Figure I-12: Système de refroidissement de micro-processeur MSI.

I.1.4.6. Domaine sous-marin

Un rôle important pour le moteur Stirling a été joué par les sous-marins. En effet, à côté des sous-marins à propulsion nucléaire et diesel, le moteur Stirling a contribué à la création d'une nouvelle classe de submersibles appelés sous-marins à propulsion indépendante de l'air (AIP), qui peuvent rester sous l'eau pendant de longues périodes sans avoir besoin d'air frais. Cette technologie a été développée par la société suédoise Kockums (United Stirling) au fil des ans (1970-1981) en adaptant le système de combustion du moteur Stirling. En 1987, le sous-marin français SAGA, propulsé par deux moteurs Stirling, a démontré l'efficacité de cette technologie en fournissant à la fois la propulsion et l'énergie électrique [14].

Récemment, la Chine a testé le moteur Stirling le plus puissant du monde pour la propulsion des sous-marins ; le prototype fonctionnait à une puissance nominale de 320 kW avec un rendement de 40 % [15].

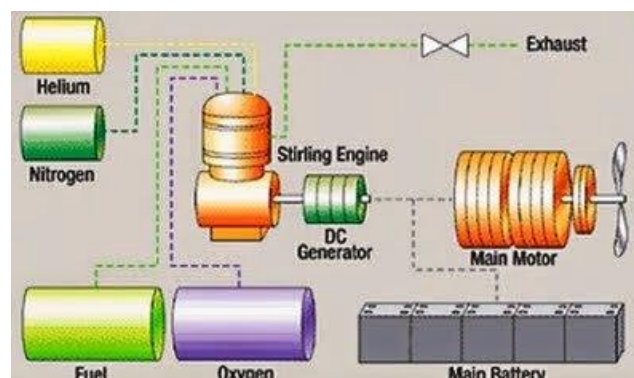


Figure I-13: Schéma représentative de la technologie moteur AIP.

I.1.5. Les avantages et les inconvénients de moteur Stirling

Les avantages :

- **Haut rendement énergétique :** Les moteurs Stirling sont bien connus pour leur capacité à transformer efficacement une part importante de la chaleur en énergie mécanique utilisable.
- **Faibles émissions :** Les moteurs Stirling produisent très peu d'émissions, ce qui les rend très respectueux de l'environnement.
- **Fonctionnement silencieux :** Les moteurs Stirling fonctionnent très silencieusement, ce qui les rend idéaux pour une utilisation dans des zones où le bruit est un problème.
- **Flexibilité du carburant :** Les moteurs Stirling peuvent fonctionner avec une variété de combustibles, y compris des sources d'énergie renouvelables comme le solaire et la biomasse.
- **Entretien simple :** Les moteurs Stirling sont assez simples et nécessitent peu d'entretien, ce qui réduit les coûts de maintenance.
- **Longue durée de vie :** Les moteurs Stirling ont une longue durée de vie en raison de leur conception durable et de leur faible taux d'usure.
- **Faibles vibrations :** Les moteurs Stirling produisent étonnamment peu de vibrations, ce qui les rend idéaux pour une utilisation dans des environnements où des vibrations excessives peuvent endommager le système.
- **Fonctionnement à basse température :** Les moteurs Stirling peuvent être utilisés dans des environnements où la production de chaleur est un problème, car ils peuvent fonctionner à des températures relativement basses.

Les inconvénients :

- **Faible puissance :** Les moteurs Stirling ont une puissance relativement faible pour leur taille, ce qui les rend moins utiles dans certaines applications.
- **Coût élevé :** En raison de sa complexité et de sa production limitée à grande échelle, les moteurs Stirling sont plus chers à fabriquer que les moteurs à combustion interne classiques.

- **Temps de démarrage lent** : Les moteurs Stirling ont besoin d'un certain temps pour atteindre leur température de fonctionnement idéale, ce qui peut prendre plusieurs minutes. Cela peut être problématique dans certaines applications.
- **Faible densité de puissance** : Les moteurs Stirling ont une faible densité de puissance, ce qui signifie qu'ils sont moins adaptés aux applications nécessitant une forte puissance.
- **Sensibilité aux changements de température** : Les moteurs Stirling sont sensibles aux changements de température, ce qui peut réduire leur efficacité énergétique.
- **Complexité conceptuelle** : Par rapport aux moteurs à combustion interne, les moteurs Stirling sont plus difficiles à concevoir et à fabriquer, ce qui pourrait rendre la production plus difficile.
- **Besoin de sources de chaleur constantes** : L'exigence d'une source de chaleur constante pour le bon fonctionnement des moteurs Stirling peut représenter un défi dans certaines applications.
- **Ne convient pas à toutes les applications** : Les moteurs Stirling ne conviennent pas à de nombreuses applications en raison de leurs inconvénients, et ils sont fréquemment utilisés dans des domaines spécialisés.

I.2. Etude bibliographique

Dans ce travail, des échangeurs de chaleur à coude ont été proposés pour être utilisés comme chauffage et refroidissement dans un moteur Stirling de type alpha. L'échangeur de chaleur à coude est une banque de tubes disposés dans un quadrant, soit en ligne, soit en quinconce, avec différents pas normaux et parallèles. Huit échangeurs de chaleur de ce type, de dimensions différentes, ont été testés expérimentalement pour un écoulement régulier réalisé par A.A. El-Ehwany et al (2010) [16]. Ils ont trouvé les échangeurs de chaleur à coude réduisent les pertes de charge mais ils augmentent légèrement le volume mort. Les échangeurs de chaleur à coude avec des tubes droits sont faciles à fabriquer, ont une longue durée de vie, sont fiables, légers et sont faciles à entretenir et assez bon marché pour être des candidats appropriés dans les machines Stirling par rapport aux échangeurs de chaleur conventionnels ayant des tubes courbes que les échangeurs de chaleur conventionnels à tubes courbés. Même si les échangeurs de chaleur à coude peuvent être proposés pour les machines Stirling gamma, à double effet et à piston libre.

La recherche bibliographique nous a montré que les écoulements oscillants dans un moteur Stirling engendrent des phénomènes physique défier par rapport les écoulements unidirectionnel permanent par exemple Zhao et Cheng (1996) [17] ont montré que l'apparition de la turbulence se produit uniquement dans la phase de début de décélération tandis qu'en phase d'accélération le régime de l'écoulement est quasi laminaire.

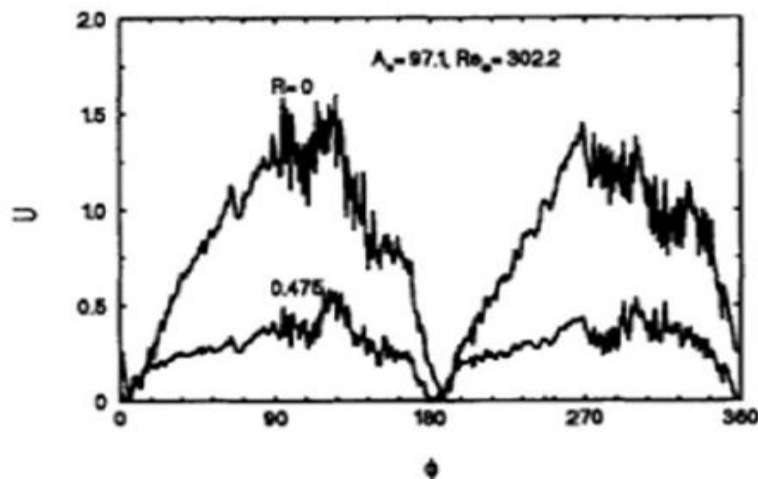


Figure I-14: Profile de la composante axiale de la vitesse mesurée par Zhao et Cheng 1996.

Plusieurs chercheurs ont montré, soit par des études expérimentales, soit par des études analytique qu'il existe des différences de phases dans les évolutions entre le flux de chaleur et le gradient de température.

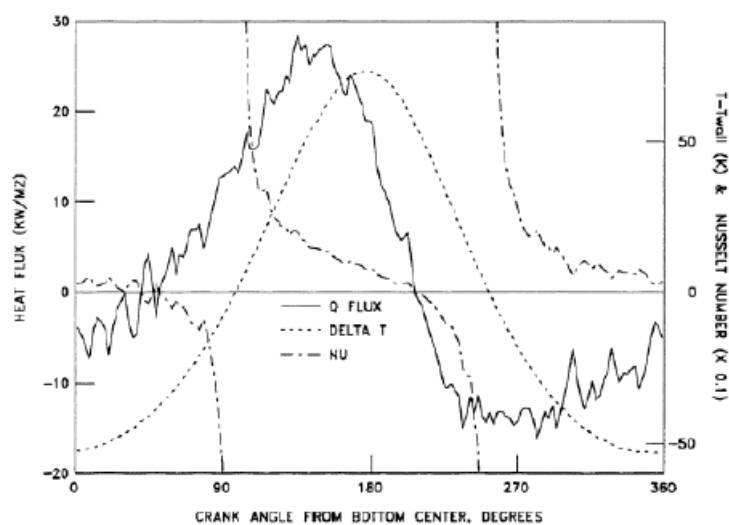


Figure I-15: Mise en évidence de déphasage entre le flux de chaleur et la différence de température gaz paroi d'après Kornhauser.

Récemment, kahaleras et al (2022) [18] Ont ainsi montré expérimentalement que le déphasage entre la perte de charge et la vitesse peut atteindre 71° . Ils ont établi une corrélation de déphasage faisant intervenir le nombre de Reynolds fréquentiel Re_ω et le diamètre hydraulique D_h et la longueur L .

$$\phi = 2.12 * 10^{-4} Re_\omega \left(\frac{D_h}{L}\right)^{-2.62} \quad (I.1)$$

Cette corrélation de déphasage est valable pour :

$$0.0025 \leq \frac{D_h}{L} \leq 0.0041 \quad \text{et} \quad 0.0057 \leq Re_\omega \leq 0.177$$

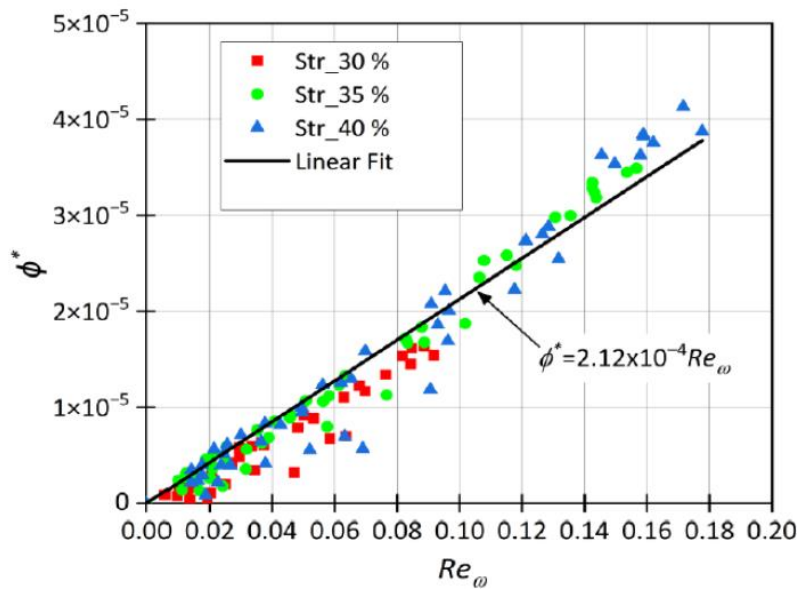


Figure I-16: Déphasage entre la perte de charge et la vitesse d'après Kahaleras et al.

Fatih Aksoy et Halit Karabulut (2013) [19] ont testé un moteur Stirling de type bêta avec un rayonnement solaire concentré. Le cylindre déplaceur du moteur a été modifié par l'intégration d'un récepteur de rayonnement solaire concentré. La puissance maximale de l'arbre correspondait à un régime moteur de 218 tr/min et à un couple de 2,82 Nm. Le rayonnement solaire a été concentré dans une cavité à l'aide d'une lentille de Fresnel avec une surface de capture de $1,4 \text{ m}^2$. Ils ont estimé que l'erreur de focalisation, la rétro-réflexion d'une partie du rayonnement solaire, les thermiques et les propriétés des matériaux sont les principales raisons de la performance insuffisante. La cavité en cuivre a fourni les performances les plus faibles avec 22W de puissance et 1,92% d'efficacité totale.

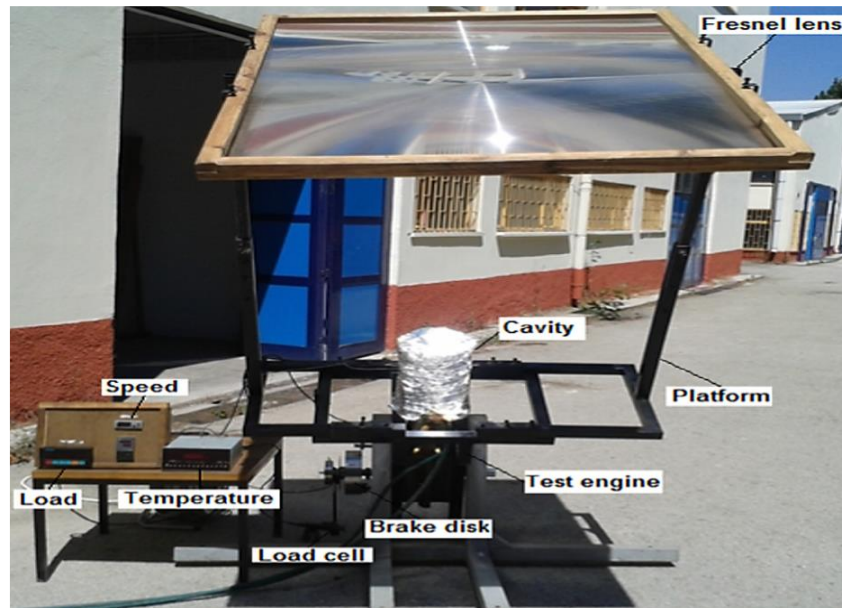


Figure I-17: Photo du système d'essai [19].

M. Abbas et al (2010) [20] ont présenté une modélisation dynamique d'un moteur Stirling de type gamma basée une approche quasi stationnaire. Ce modèle, qui prend en compte les différentes pertes thermiques et mécaniques dont le moteur Stirling est le siège, a conduit à l'écriture d'important système d'équation algèbre-différentielles. Le programme de calcul développé sous Matlab a permis, dans le but d'améliorer les performances du moteur Stirling, d'optimiser les paramètres géométriques et physiques, tels que la géométrie des échangeurs, la température du réchauffeur et du refroidisseur, les volumes morts et la vitesse de rotation. Elles lui ont permis de faire les conclusions suivantes :

- L'augmentation des puissances avec la température de la source chaude (Réchauffeur) n'est pas limitée. Cependant cette progression est assurée par des Matériaux qui résistent aux températures élevées.
- Les diamètres du refroidisseur et du réchauffeur soient aussi petits que possible.
- Une vitesse de rotation réduite est conseillée pour réaliser des meilleurs rendements de Stirling.
- Le choix des volumes morts n'est pas arbitraire, dans le cas de la machine d'Organ et pour une puissance élevée, ils doivent être égaux à 10 CC.
- Le rendement du régénérateur est meilleur pour une maille de la matrice solide plus fine que celle plus épaisse.

- Le rendement du régénérateur est important pour un moteur Stirling qui tourne à une vitesse réduite que celui de vitesse élevée.

Umair Munir et al (2020) [21] ont proposé une corrélation couvre le nombre de Reynolds cinétique (Re_ω) dans la plage 0,48-1, 94 pour étudier les caractéristiques de transfert de chaleur d'un mini-chauffeur Stirling à canal annulaire dans une installation d'écoulement oscillant construite à dessein et similaire à un moteur Stirling à piston libre. Ils ont trouvé que la corrélation proposée pu être utilisée pour les mini-chauffeurs à canal dans des conditions d'écoulement oscillant, elle s'écrit comme suit :

$$Nu = 0.2634 Re_\omega^{0.6195} A_0^{0.85} \quad (I.2)$$

La corrélation s'applique pour : $0.48 \leq Re_\omega \leq 1.94$ et $10.98 \leq A_0 \leq 15.09$

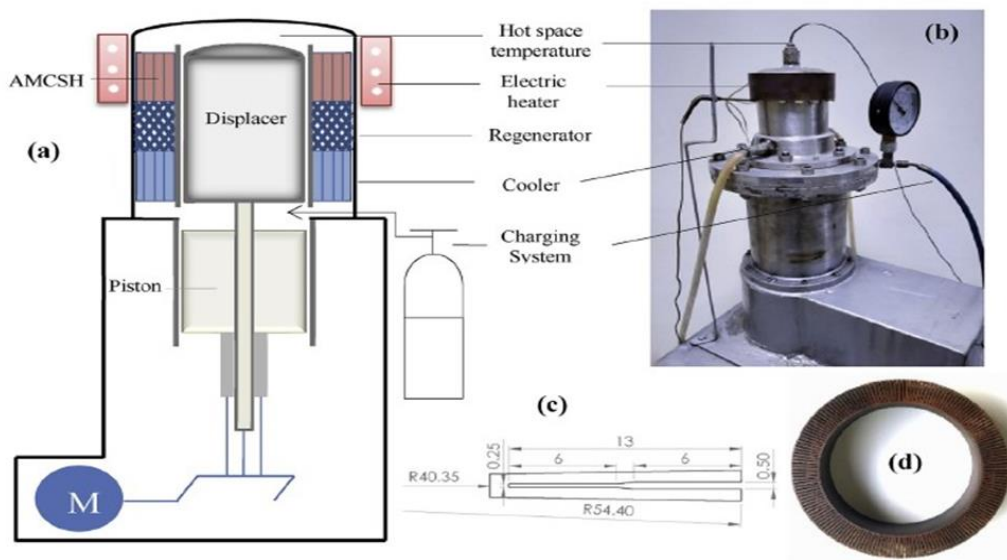


Figure I-18: (a) Schéma du dispositif expérimental (b) Banc d'essai (c) Détail géométrique du mini-canal unique (d) AMCSH [21].

Houda Hachem et al (2018) [22] ont utilisé des approches numériques et/ou expérimentales est présenté pour étudier L'effet de chaque paramètre (vitesse, pression moyenne, différence de température et fluide de travail). Sur les performances Stirling, ils ont conclu La nécessité de réduire l'utilisation des combustibles fossiles, de réduire les factures d'énergie, la nécessité de rechercher des moyens alternatifs de produire de l'énergie plus propre et la possibilité de récupérer la chaleur perdue nous encouragent à gagner en efficacité.

Ihsan Batmaz et Suleyman Ustun (2008) [23] ont testé le prototype du moteur Stirling de type V à l'aide d'un système de chauffage électrique. Les tests ont été effectués dans une plage de température de 650-1000 C avec des incréments de 50 C. La pression allait de la valeur ambiante à 2 bars avec des incréments de 0,5 bar à chaque étape de la température. La puissance maximale a été obtenue à 950 C et à une pression de charge de 1,0 bar, soit 118 W. ils ont trouvé nécessaire d'éliminer les volumes morts et les fuites dans le système, ce qui augmente le rendement du moteur. Le régime du moteur augmente en fonction de la température du chauffage. L'augmentation de la température du chauffage jusqu'aux limites d'endurance des matériaux s'est avérée très efficace pour améliorer le couple et la puissance du moteur.

Songgang Qiu et al (2018) [24] ont fait une approche complète de la conception et de l'analyse des performances d'une FPSE (Free-Piston Stirling Engine) pour un système de micro CHP (Combined Heat and Power) a été présentée. Les composants clés de l'FPSE, y compris la tête de chauffe, le régénérateur et les échangeurs de chaleur, ont été optimisés et examinés, La fabrication additive a été utilisée pour atteindre l'efficacité la plus élevée du système qui n'a jamais été atteint auparavant. Des analyses dynamiques et du mode de basculement de l'assemblage du déplacer ont été réalisées. Les performances du système ont été prédites à l'aide du modèle Sage. L'FPSE conçu système de près de 38,3 % pour 1 kW de puissance électrique et 1,1 kW de et 1,1 kW de chauffage à 80 °C. Ils ont conclu que La cartographie des performances a montré que ce moteur Stirling a un excellent rendement partiel. Ce rendement partiel exceptionnel est très important pour les systèmes de CHP, car la charge d'un système de cogénération peut varier fréquemment en fonction de l'évolution de la demande d'électricité et de CHP des utilisateurs. Un bon rendement à charge partielle garantit une utilisation efficace du combustible dans toutes les conditions.

Youssef Timoumi et al (2008) [25] ont testé un modèle Stirling du second ordre, qui inclut les pertes thermiques, a été développé et utilisé pour optimiser les performances et les paramètres de conception du moteur. En utilisant les données expérimentales obtenues à partir du prototype de moteur Stirling GPU-3 de General Motor. Le modèle a également été utilisé pour étudier l'effet des paramètres géométriques et physiques sur les performances du moteur Stirling et pour déterminer les paramètres optimaux pour une pression de gaz opérationnelle acceptable. Une pression de gaz opérationnelle acceptable. Lorsque les paramètres de conception optimaux sont introduits dans le modèle, l'efficacité du moteur passe de 39 % à 51 %. De 39% à 51% la puissance du moteur est améliorée d'environ 20%, tandis que la pression moyenne du moteur augmente légèrement. Ils ont trouvé que Le cycle théorique de Stirling à

un rendement théorique élevé, cependant les prototypes construits ont un faible rendement en raison de pertes considérables dans le régénérateur et le piston de l'échangeur. L'application de l'approche proposée à des prototypes peu performants ou à des moteurs nouvellement conçus conduira à une amélioration de la qualité de l'air. Une optimisation de ces paramètres a été réalisée à partir des données du moteur GPU-3, et a conduit à une réduction des pertes et à une amélioration notable des performances du moteur.

Mingjiang Ni et al (2015) [26] ont étudié expérimentalement les caractéristiques de transfert de chaleur de l'hélium, de l'azote d'azote et de dioxyde de carbone dans des tubes en forme de U lorsque la pression, la vitesse de rotation et la température de chauffage sont comprises entre 0,2 MP et 0,5 MP. Ils ont constaté que le flux de chaleur et la différence de température augmentent avec l'augmentation de la pression, de la vitesse de rotation et de la température de chauffage.

La corrélation du nombre de Nusselt pour l'hélium s'écrit comme suit :

$$Nu = 0.71 Re^{0.38} Pr^{0.4} \quad (I.3)$$

Cette corrélation valable pour une valeur du nombre de Reynolds entre 61.7 et 265.9.

Et pour l'azote et le dioxyde de carbone la corrélation s'écrit comme suit :

$$Nu = 0.76 Re^{0.47} Pr^{0.4} \quad (I.4)$$

Cette corrélation s'applique pour des valeurs de nombre de Reynolds entre 448.5 et 3184.6.

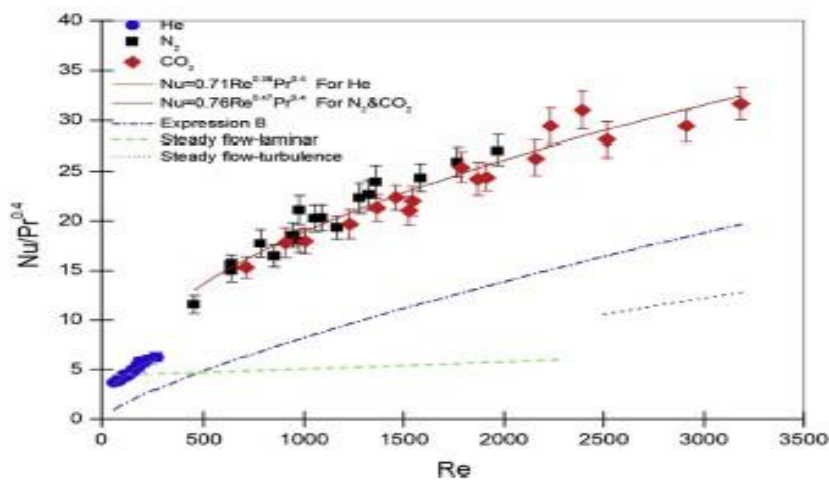


Figure I-19: Courbe de régression expérimentale entre Nusselt et Reynolds [26].

Dans cette recherche, une tête de chauffe a été conçue et fabriquée. Plusieurs types de configurations de tête de chauffe ont été examinés. Une tête de chauffe avec des tubes tubulaires verticaux en forme de U a été choisie. En raison de la résistance élevée au fluage, à la traction et à la rupture à température élevée, l'Inconel 625 a été choisi comme matériau pour la tête de chauffe. La méthode de fabrication additive a été utilisée pour construire la tête de chauffe. Pour valider la conception, un test de résistance à la pression a été réalisé par Yuan Gao et al (2013) [27]. Un banc d'essai de la tête de chauffe a été construit pour le test de transfert de chaleur. Le flux thermique de la tête de chauffe est d'environ 115 kW/m².



Figure I-20: Banc d'essai du flux thermique de la tête de chauffe [27].

Chin-Hsiang Cheng et al (2013) [28] ont étudié un moteur Stirling de type bêta de 300 W est développé et testé, et un modèle adiabatique non idéal est construit et appliqué pour prédire les performances du moteur. Les expériences ont mené pour deux gaz de travail différents (air et hélium) et à différentes pressions de charge et températures de chauffage. Ils ont constaté que les prédictions numériques de la puissance de l'arbre sont plus élevées que les données expérimentales de 12 % à 20 %. Néanmoins, on remarque que pour le cas de l'utilisation d'hélium à 8 barres, du nombre de mailles 120 et de la température de chauffage de 850°C, la prédiction numérique de l'efficacité thermique est de 36,4 % à 1400 tr/min. 36,4 % à 1 400 tr/min. Cette valeur est proche de la valeur expérimentale de 32,2 % au même régime moteur. Le modèle théorique est valide et utile à la conception du moteur.

Panagiotis Bitsikas et al (2020) [29] ont étudié Un moteur Stirling tridimensionnel à entraînement rhombique de type bêta par calcul à l'aide du logiciel ANSYS Fluent. La recherche est principalement axée sur les caractéristiques du transfert de chaleur entre le fluide de travail et la matrice du régénérateur. Les principaux résultats de ce travail sont énumérés ci-dessous :

- La température du métal fluctue beaucoup moins que celle du fluide.
- Dans les cas d'inversion de flux, les températures du gaz et du métal sont presque égales.
- La quantité de chaleur fournie instantanément par le fluide est égale à la chaleur rejetée par la matrice métallique, et vice versa.
- La corrélation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds a été obtenue. Le nombre de Nusselt s'est avéré être une fonction linéaire de Reynolds.

Teruyuki AKAZAWA et al (2014) [30] ont conçu un radiateur en céramique adapté au moteur Stirling. Ils ont calculé La température et les contraintes du radiateur en céramique par la méthode d'analyse dynamique thermo-fluide et conçues et fabriquées Plusieurs types de produits d'essai pour l'évaluation de l'efficacité réelle. Ils ont trouvé que Lors d'essais sur une machine réelle utilisant un élément chauffant en céramique ils ont obtenu des résultats favorables ; une efficacité de chauffage de 63%, un rendement indiqué de 32% et une puissance de sortie de 389W, ce qui a mis en évidence la viabilité commerciale de l'appareil.

Chieh-Li Chen et al (2012) [31] ont étudié l'optimisation des performances d'un moteur Stirling alimenté par l'énergie solaire en se basant sur la thermodynamique en temps fini. Ils ont trouvé que les résultats de la simulation décrite ici peuvent être directement appliqués pour optimiser la conception d'un moteur Stirling solaire pratique. Le travail proposé étudie la puissance de sortie maximale d'un moteur Stirling sous une chaleur solaire concentrée de 4000 W/m². Selon la conception optimale, il révèle que la puissance maximale peut être générée si le moteur est conçu avec un rendement de 0,363 et que la température du collecteur est maintenue à environ 560,4 K, ce qui peut être réalisé à l'aide d'une boucle de régulation de la température.

Dustin Howard et Ronald G. Harley (2010) [32] ont présenté des différents modèles de composants et fournit une méthode d'intégration des différents modèles de composants pour former un modèle complet. Les systèmes thermiques, électriques et de contrôle de l'antenne parabolique Dish-Stirling sont les suivants thermique, électrique et de contrôle du système Dish-Stirling, ainsi qu'une est présentée, ainsi qu'une méthode de simulation. Ils ont trouvé qu'en fonction de l'application, le modèle peut nécessiter d'être élargi pour inclure davantage de caractéristiques non idéales du système Dish-Stirling, y compris un suivi imparfait du soleil, des pertes optiques et thermiques détaillées du récepteur, les pertes par frottement du moteur Stirling, les chutes de pression dans les compartiments du moteur Stirling et la régénération imparfaite.

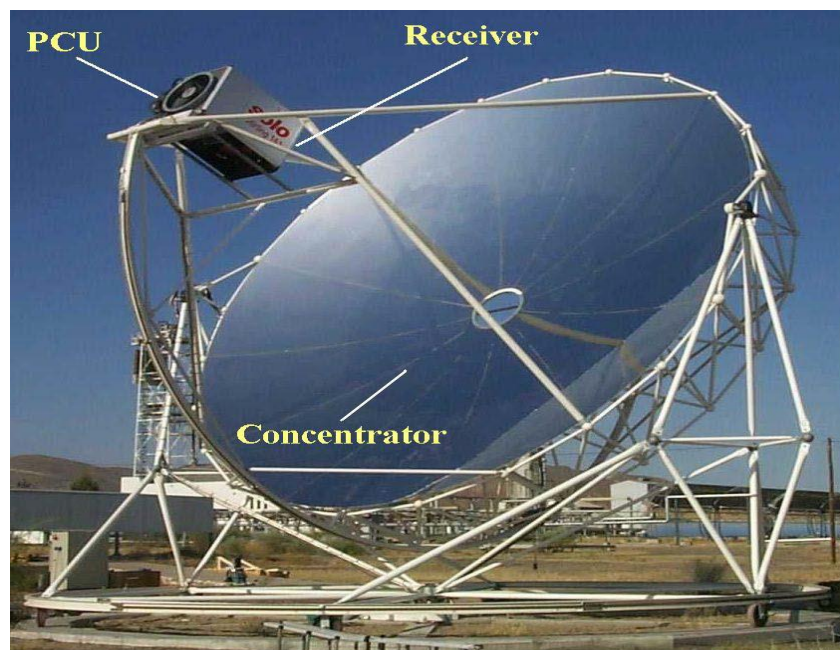


Figure I-21: Système de Dish-Stirling avec les composants [32].

Mohamed E. Zayed, Jun Zhao et A. E. Kabeel (2023) [33] ont présenté une analyse expérimentale, une mise en œuvre technique et une prévision des performances d'une centrale solaire commerciale à concentration parabolique/Stirling de 1,50 MW (DSCSPP), installée à Maricopa Desert, Arizona, États-Unis ($33,0581^{\circ}$ N, $112,0476^{\circ}$ W). Un modèle mathématique a été développé et implémenté dans le logiciel MATLAB pour simuler le fonctionnement du DSCSPP (Dish/Stirling Concentrated Solar Power Plant) afin de prédire et d'analyser ses performances. En outre, les performances quotidiennes, mensuelles et annuelles du DSCSPP sont analysées en détail pour prédire la production annuelle d'électricité et l'efficacité annuelle nette du DSCSPP.

Les principales conclusions de cette étude sont les suivantes :

- Pour les conditions estivales quotidiennes, le DSCSPP génère une puissance électrique de pointe de 1,27 MW à un rayonnement solaire direct de 998 W/m² avec un rendement global de 23,7 %.
- La production mensuelle d'énergie la plus élevée pour le DSCSPP de Maricopa a été obtenue en juin 2010 avec une valeur de 363 MWh, tandis que la valeur de production d'énergie la plus faible de 68,2 MWh a été enregistrée en mars 2011.
- La DSCSPP proposée peut produire expérimentalement 2550 MWh par an, avec un rendement global net annuel de 17,8 %.

Stefania Guarino et al (2021) [34] ont évalué les avantages énergétiques et environnementaux réalisables en intégrant un système Dish-Stirling dans une installation énergétique couvrant la demande de climatisation d'un immeuble de bureaux situé dans le sud de l'Italie. Deux installations différentes ont été prises comme références, La première s'appuie sur une chaudière à gaz naturel pour couvrir la demande thermique et sur des refroidisseurs à air pour la demande de refroidissement. Le second se composait d'une pompe à chaleur réversible pour couvrir à la fois les besoins de chauffage et de refroidissement. Ils ont constaté que lorsque le concentrateur fonctionne en mode électrique, l'électricité achetée au réseau diminue d'environ 72 % pour la première centrale et de 65 % pour la seconde. Des réductions similaires sont obtenues pour les émissions de CO₂. Des performances encore meilleures peuvent être obtenues dans le cas du mode cogénération. Dans la première centrale, la réduction de la consommation de gaz naturel est d'environ 85 %. Dans la seconde, l'augmentation du pourcentage d'achat d'électricité évité est de 66,7 %.

Endeshaw Alemu Bekele et Venkata Ramayya Ancha (2022) [35] ont présenté une étude de performance transitoire d'un concentrateur solaire parabolique (Solar Dish Concentrator) à couplé à un moteur Stirling et à un générateur thermoélectrique pour un système d'irrigation à petite échelle. Ils ont trouvé qu'à une température de source de chaleur de 413,8 K, l'unité thermoélectrique fournit une puissance électrique maximale de 5,2 W avec un rendement de 2,78 %. En même temps, la pompe entraînée par le moteur Stirling fournit un débit cumulé de 173 594,95 L par jour avec un rendement thermique de 18.61%. La puissance de sortie et le débit de la pompe atteignent leur maximum à midi pour toutes les saisons d'irrigation sélectionnées.

L'effet de l'efficacité du régénérateur sur le rendement thermique du moteur Stirling a également été examiné, et les résultats indiquent que l'efficacité thermique du moteur Stirling augmente avec l'efficacité du régénérateur.

Saúl Islas et al (2020) [36] ont présenté une étude visant à déterminer l'influence des interactions des variables de conception sur les performances d'un moteur Stirling. L'étude qu'ils ont présentée a montré que la course du piston a un plus grand nombre d'effets conjoints ou d'interactions significatives avec les autres variables, suivie par le diamètre du cylindre. Le nombre et la longueur des tubes du refroidisseur sont la paire de variables ayant la deuxième hiérarchie la plus élevée et leur interaction optimale est limitée par la surface de transfert de chaleur, le volume mort ajouté, et le compromis entre les pertes thermiques et les pertes de pression. D'autre part, la couronne du piston n'a pas présenté d'interaction considérable cependant elle a une influence importante sur l'efficacité du système car elle diminue les pertes thermiques dans la zone d'expansion.

S. Alfarawi et al (2016) [37] ont développé un nouveau régénérateur Stirling parmi les régénérateurs à géométrie parallèle. Des mini-canaux circulaires de différents diamètres, 1,5, 1,0, 0,6, 0,5, 0,4 (mm) ont été adoptés pour la conception actuelle. Les résultats ont révélé que le régénérateur à canal de 0,5 mm avait un bon potentiel, proche du régénérateur à fibres aléatoires, pour maximiser la puissance indiquée du moteur. Cependant, les performances du moteur ont été affectées par la chaleur excessive rejetée par le refroidisseur, en raison de la perte de conduction axiale inhérente aux régénérateurs à canal par rapport aux régénérateurs conventionnels.

MARIUSZ FURMANEK et JACEK KROPIWNICKI (2019) [38] ont présenté les résultats des essais de simulation de la résistance hydraulique et de la distribution de la température du prototype de moteur Stirling alpha alimenté par la chaleur résiduelle. Ils ont trouvé que les modifications structurelles apportées au prototype ont considérablement réduit la résistance hydraulique des principaux composants du moteur. Dans le dernier cas analysé, correspondant à la puissance la plus élevée produite par le moteur, la résistance hydraulique calculée est de 98 W, ce qui représente encore une part importante de la résistance totale.

Wenlian Ye et al (2020) [39] ont proposé Un modèle couplé thermodynamique fiable pour un FPSE (Free-Piston Stirling Engine) de type gamma possédant un coefficient d'amortissement de charge non linéaire a été proposé dans cette étude. Simultanément, les résultats expérimentaux sont comparés au modèle et un accord satisfaisant est obtenu. Selon les résultats, ils ont trouvé que le problème de la collision des pistons avec le carter du moteur est évité efficacement en en prévoyant à l'avance les performances de l'FPSE. En outre, le modèle couplé thermodynamique fiable construit dans permet de prédire et d'améliorer les performances de l'FPSE.

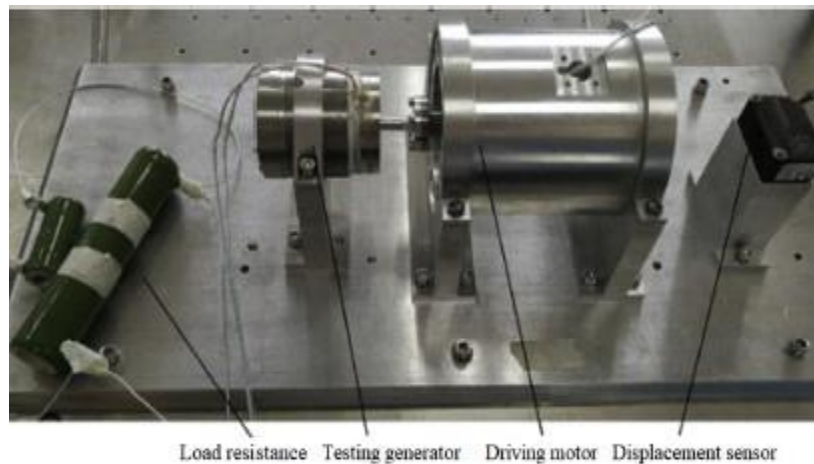


Figure I-22: Banc d'essai du générateur linéaire [39].

Yoshitaka Kato (2016) [40] a comparé Un modèle LTDSE (Low Temperature Differential Stirling) avec des échangeurs de chaleur en forme de canal à un modèle plus significatif. Il a trouvé que LTDSE avec des échangeurs de chaleur et des régénérateurs en forme de canal a obtenu une MFEAWFT (Maximum Fluctuation of Ensemble Averaged Working Fluid Temperatures) beaucoup plus élevée. Lorsque les MFEAWFT sont divisées par la différence de température entre deux échangeurs de chaleur, la valeur de la LTDSE avec échangeurs de chaleur en canal et régénérateurs en forme de canal est environ 2.2_2.3 fois supérieure à la valeur de la LTDSE avec des échangeurs de chaleur de forme plate.

Conclusion

Un aperçu sur les machines Stirling a été abordé dans ce premier chapitre. Il est à noter que les technologies Stirling sont une solution prometteuse pour faire face aux difficultés d'énergies fossiles. Ces machines peuvent fonctionner avec une multitude de sources de chaleur : biomasse, énergie solaire, etc. Ils ont aussi une vaste gamme d'applications.

La recherche bibliographique nous a montré que les écoulements alternés dans les machines Stirling engendrent des phénomènes physique déficient par rapport les écoulements unidirectionnel permanent.

Dans le prochain chapitre, nous allons aborder la modélisation et la simulation numérique 3D d'un écoulement alterné au sein d'un échangeur de chaleur de moteur Stirling à l'aide de logiciel ANSYS FLUENT 16.2.

Chapitre II : Modélisation et simulation numérique d'un échangeur de chaleur du moteur Stirling

Introduction

Dans ce chapitre, nous allons aborder la partie modélisation et simulation numérique 3D d'un échangeur de chaleur du moteur Stirling. Tout d'abord, Nous avons proposé une configuration complexe des tubes de l'échangeur de moteur Stirling basée sur l'idée de créer de la turbulence dans l'écoulement afin d'optimiser son efficacité. Ensuite, nous procédons à la validation du maillage et à l'identification des paramètres de simulation.

La conception des configurations est effectuée en 3D à l'aide de logiciel Autodesk Inventor, le maillage et la simulation numérique ont été effectués respectivement sous ANSYS Mesher et ANSYS FLUENT.

II.1. Description de la géométrie du moteur Stirling

Le moteur de combustion externe étudié (**Figure II-1**) est le modèle Stirling Gamma, le piston déplaceur et le piston de puissance sont situés en deux cylindres séparés, l'un pour l'expansion et l'autre pour la compression. De plus, le moteur comprend également deux échangeurs de chaleur (un réchauffeur et un refroidisseur) ainsi qu'un régénérateur de chaleur. Les dimensions spécifiques du moteur sont illustrées dans la **figure II-2** et le **tableau II-1**.

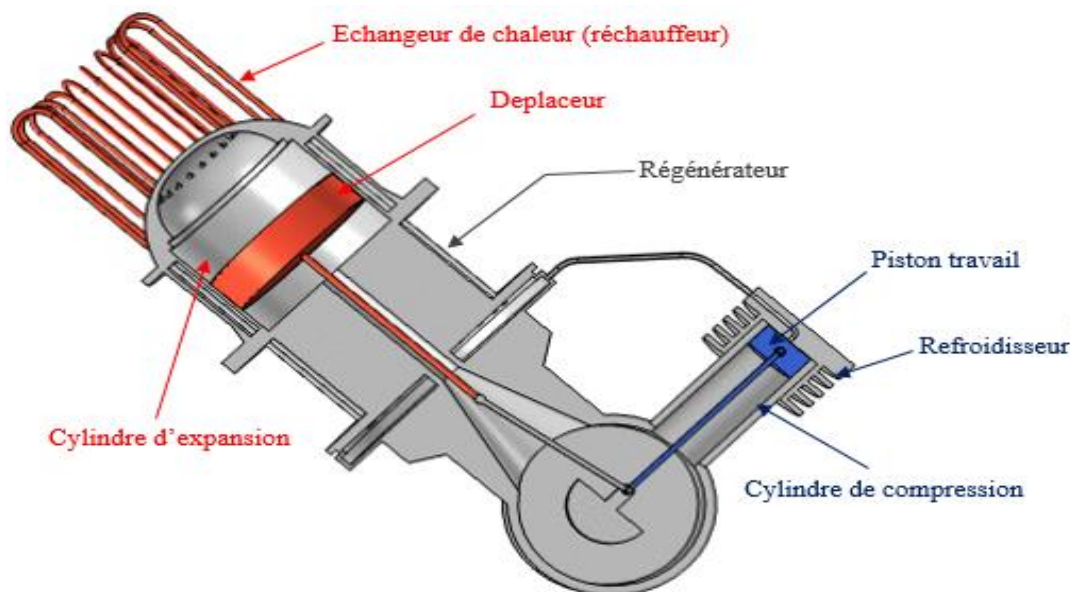


Figure II-1: Composants de moteur Stirling configuration Gamma.

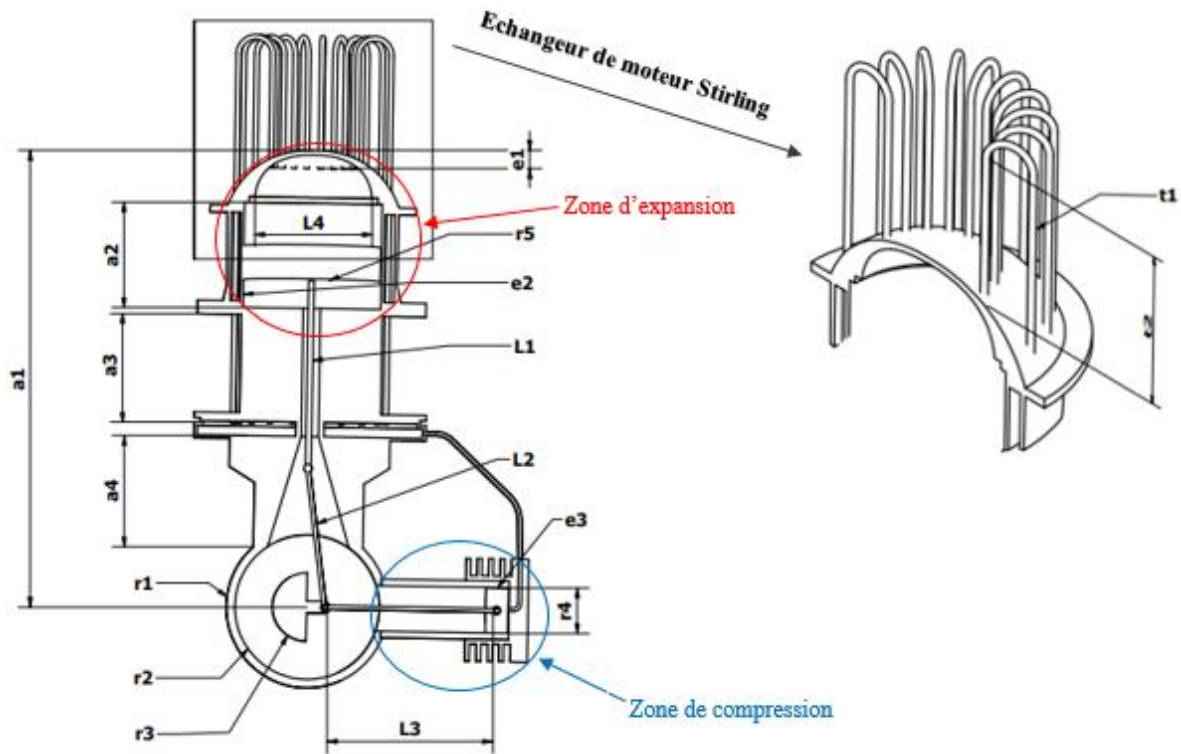


Figure II-2: Plan de moteur Stirling modèle Gamma.

Table II.1: les dimensions de moteur Stirling.

Dimension	a1	a2	a3	a4	e1	e2	e3	L1	L2	L3	L4	r1	r2	r3	r4	r5	t1	t2
Valeur [mm]	385	102	105	107	25	40	40	140	120	140	110	95	75	38	40	125	130	105

Dans notre étude nous intéressons qu'à la partie de l'échangeur de chaleur (Réchauffeur) et pour simplifier les calculs et réduire le temps de résolution, nous allons pris un seul tube de l'échangeur et effectué notre étude.

II.2. Présentation des solveurs

II.2.1. ANSYS FLUENT

ANSYS FLUENT est l'un des logiciels de CFD (Computational Fluid Dynamics soit en français dynamique des fluides numériques) qui est largement utilisé dans les domaines académiques et industriels. Il permet d'effectuer des modélisations et simulations d'écoulement du fluide ainsi que d'autres phénomènes tels que l'échange thermique.

ANSYS Fluent convertit les équations générales de transport en équation algébriques résolues numériquement à l'aide de la méthode des volumes finis.

II.2.2. Autodesk Inventor

Inventor est un logiciel de conception 3D réalisé par la société Autodesk, il est l'un des outils populaire utilisé par les ingénieurs et les concepteurs. Inventor dispose une gamme complète de fonctionnalités pour la conception, la simulation, l'animation et l'analyses de contraintes de pièce et des assemblages.

II.3. Modélisation

II.3.1. Modélisation géométrique

Dans cette partie, nous allons présenter les configurations de l'échangeur de chaleur du moteur Stirling qu'on va les aborder dans ce travail. Ces configurations ont été modélisées sous le logiciel Autodesk Inventor en 3D.

II.3.1.1. Configuration simple

La configuration cylindrique simple est la forme basic des tubes de l'échangeur du moteur Stirling, le tube a un diamètre hydraulique de 3.02 mm et a une longueur totale de 345.3mm.

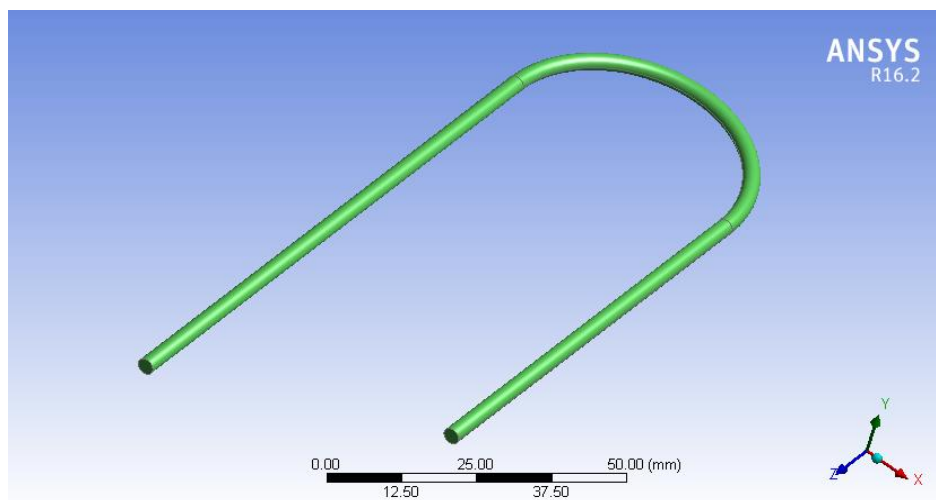


Figure II-3: Configuration cylindrique simple.

II.3.1.2. Configuration complexes

Dans le but d'améliorer l'échange de thermique entre le fluide de travail et la paroi de l'échangeur de chaleur, nous avons proposé quatre configuration ont une section d'une forme complexe (**Figure II-4 et II-5**) et chaque une a un degré de torsion. Sachant que nous avons maintenu les mêmes dimensions de la configuration simple (**Tableau II-2**), c'est à dire (même diamètre hydraulique et même longueur totale).

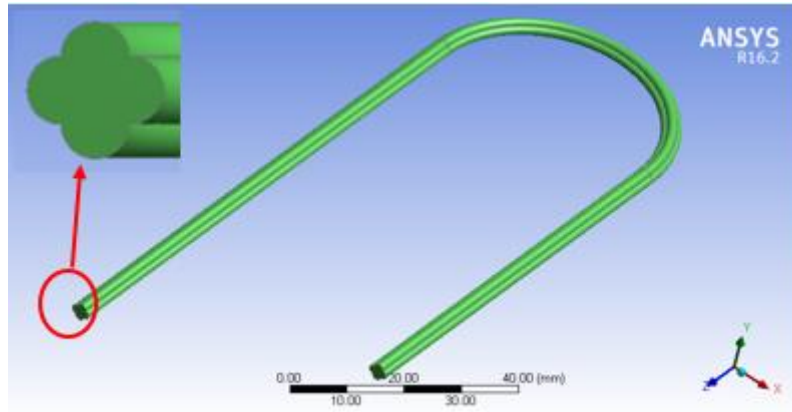


Figure II-4: Configuration complexe C-T0.

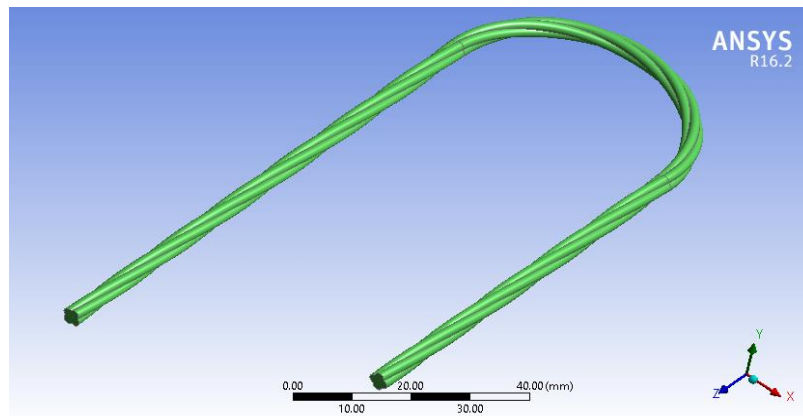


Figure II-5: Configuration complexe C-T2000.

Table II.2: Caractéristiques des configurations de l'échangeur de chaleur.

Configurations	Simple	C-T0	C-T1000	C-T1500	C-T2000
Degré de torsion [deg]	0	0	1000	1500	2000
Diamètre hydraulique [mm]	3.02	3.02	3.02	3.02	3.02

II.3.2. Modélisation numérique

Les lois régissant le comportement du fluide sont les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Les équations correspondantes sont fournies ci-dessous pour d'écrire l'écoulement tridimensionnel d'un fluide newtonien incompressible.

- **L'équation d'énergie** définie par l'équation (II-1) suivante :

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla T \right) = \frac{\partial \mathcal{P}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \mathcal{P} + \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \Phi \quad (\text{II.1})$$

- **L'équation de la conservation de la quantité de mouvement (Navier stokes)** définie par l'équation (II-2) comme suit :

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} = -\frac{\nabla \mathcal{P}}{\rho} + \nu \nabla^2 \vec{u} \quad (\text{II.2})$$

- **L'équation de conservation de la masse (équation de la continuité)** définie par l'équation (II-3) comme suit :

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (\text{II.3})$$

II.3.3. Génération de maillage

Le maillage est une étape fondamentale qui conditionne tout le reste du calcul (le temps de calcul, la précision des résultats, stabilité de modèle...). Donc, il faut au moins générer un maillage acceptable pour avoir un résultat proche de la réalité. Généralement, il n'existe pas une règle générale à suivre pour générer le maillage car le choix de maillage a été conditionné par la forme de la géométrie. Cependant, il y a des critères de vérification numérique à respecter pour vérifier et améliorer la qualité du maillage, tels que la qualité orthogonale et le nombre Skewness (Inclinaison) et d'autres critères assurant une bonne résolution (**figure II-6**).

Dans le but d'obtenir un bon maillage, nous avons testé trois méthodes de maillage « balayage hexaèdre, balayage hexaèdre/prisme et tétraèdre » les plus adapté à notre géométrie, puis nous avons sélectionné la meilleure. Ensuite, nous avons étudié la sensibilité de maillage, c'est-à-dire nous avons testé l'influence du nombre d'élément sur les résultats numériques (Vitesse, Pression et Température).



Figure II-6: Spectre métrique de qualité orthogonale et d'inclinaison des éléments de maillage.

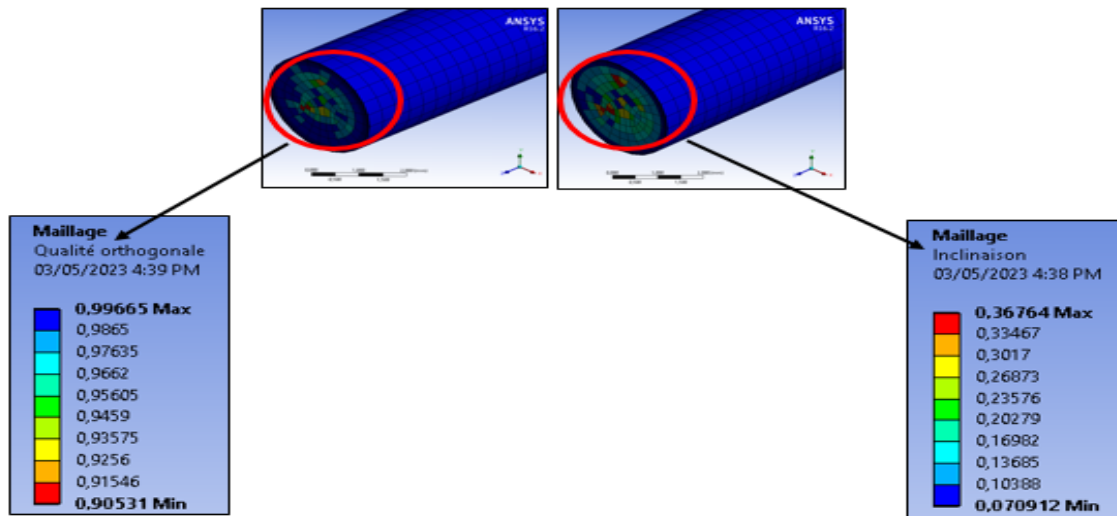


Figure II-7: Qualité orthogonale et inclinaison des éléments.

II.3.3.1. Méthode de maillage

Nous avons testé trois méthodes de maillage sur nos configurations, et nous avons trouvé que la méthode de maillage Balayage avec des éléments hexaédrique génère une bonne qualité des éléments par rapport à les deux autres méthodes, pour plus de détails voir les tables des résultats dans l'**Annexe 1**.

II.3.3.2. Etude de sensibilité du maillage

Dans le but d'étudier la sensibilité de maillage, nous avons conservé la méthode de maillage Balayage avec des éléments hexaédriques, et nous avons effectué le calcul numérique pour plusieurs maillages. Nous avons pris les conditions suivantes :

- Écoulement permanent et le fluide est incompressible.
- Température imposée à la paroi $T_p = 313$ K.
- Température du fluide à l'entrée $T_e = 300$ K.
- Vitesse du fluide à l'entrée $V_e = 0.5$ m/s.

Les calculs numériques ont été effectués jusqu'à ce que les valeurs de la pression et de la vitesse deviennent stables. Les résultats obtenus pour chaque configuration sont :

➤ Configuration simple

Table II.3: Caractéristiques et résultat des maillages du configuration simple.

Paramètres	M1	M2	M3	M4	M5
Dimension d'élément (mm)	0.25	0.3	0.5	1.3	1.2
Nombre d'élément	522844	370116	100192	10152	14520
Pression (Pa)	0.11850	0.1186	0.11855	0.09218	0.10260
Vitesse (m/s)	0.19893	0.19789	0.194628	0.10447	0.139942
Température (K)	313	313	313	313	313

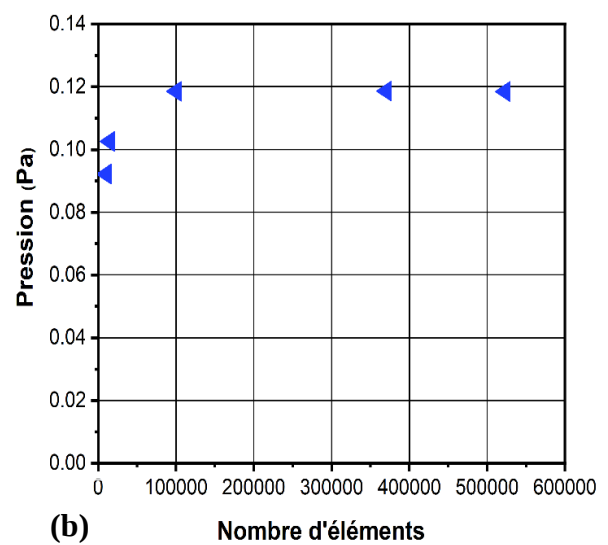
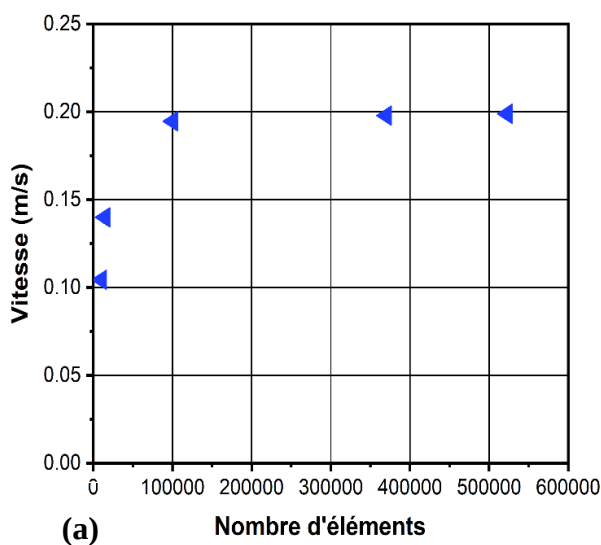


Figure II-8: (a) Variation de la vitesse, (b) Variation de la pression ; à la sortie de configuration simple en fonction de nombre d'élément.

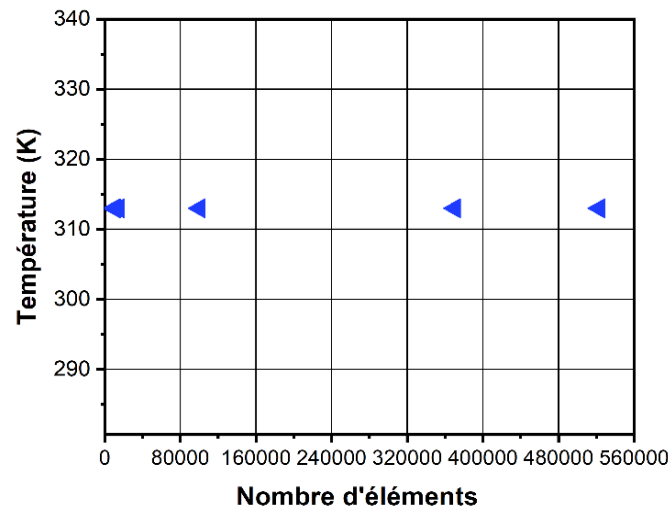


Figure II-9: Variation de la température à la sortie de configuration simple en fonction de nombre d'éléments.

Les figures (II-8 et II-9) représentent la variation des propriétés de fluide (pression, vitesse et température) à la sortie de l'échangeur en fonction du nombre d'éléments de maillage. Comme il est bien illustré, la courbe de pression et de vitesse se divise en deux phases, une d'augmentation progressive suivie d'une phase de stabilisation. En revanche, la température reste constante quel que soit la variation du nombre d'éléments.

En raison de la stabilisation des valeurs de pression et de vitesse notamment pour les trois derniers points (**Figure II-8**), nous avons choisi le nombre d'élément 100192. Ceci correspond au maillage 3 (M3).

➤ **Configuration complexe sans torsion (C-T0)**

Table II.4: Caractéristiques et résultats des maillages du configuration C-T0.

Paramètres	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7
Dimension d'élément [mm]	0.28	0.3	0.33	0.375	0.5	1.5	3
Nombre d'élément	501571	385216	363612	311202	208590	59160	29240
Pression [Pa]	0.66196	0.66133	0.66164	0.65684	0.63638	0.60593	0.58131
Vitesse [m/s]	1.03666	1.03621	1.03694	1.03588	1.01432	0.97481	0.93967
Température [K]	313	313	313	313	313	313	313

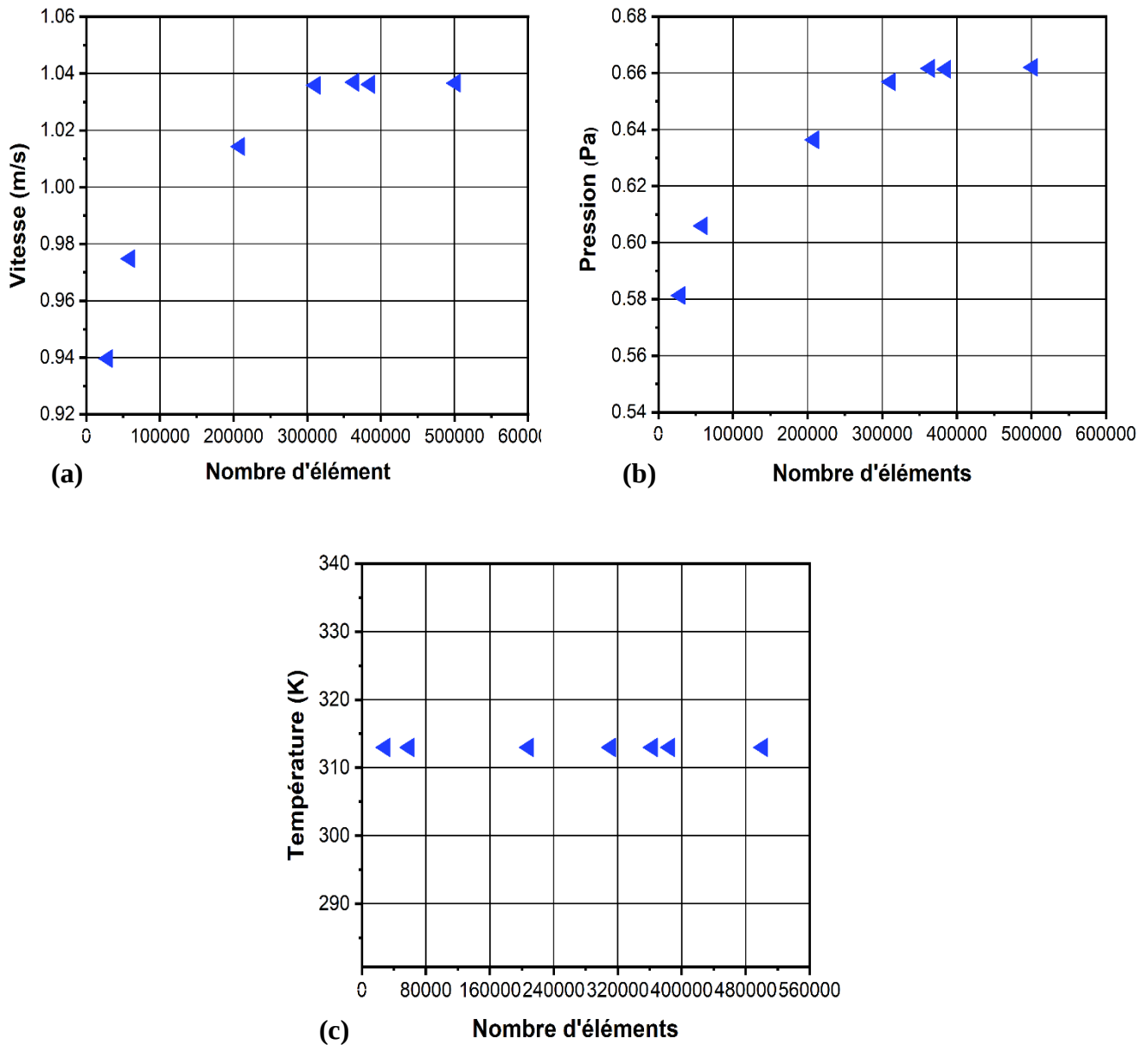


Figure II-10: (a) Variation de la vitesse, (b) variation de la pression et (c) variation de la température; à la sortie de la configuration C-T0 en fonction de nombre d'éléments.

La figure II-10 montre les profils de vitesse, de température et pression de fluide à la sortie de l'échangeur en fonction de nombre d'éléments révèlent que la température est reste stable, tandis que la vitesse et la pression s'accroissent progressivement jusqu'à se stabiliser à partir du nombre d'élément 311202, correspond au maillage 4. Nous avons choisi le maillage 4 pour la géométrie complexe sans torsion.

➤ **Configuration complexe avec torsion (C-T1000, C-T1500 et C-T2000)**

De même manière, nous avons étudié l'indépendance de maillage pour les configurations complexes avec des torsions et nous avons trouvé que les valeurs de pression et de vitesse se stabilisent à partir du point où il y a une dimension d'élément 0.4mm, voir l'**Annexe 2** pour plus de détail.

Table II.5: Caractéristiques et résultats des maillages de configuration complexe C-T2000.

Paramètres	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7
Dimension d'élément (mm)	0.2	0.4	0.5	3	4	5	5.5
Nombre d'élément	1047812	527605	317534	116205	72096	81540	68805
Pression (Pa)	0.11779	0.11756	0.11804	0.11797	0.11768	0.11755	0.11695
Vitesse (m/s)	0.20919	0.20902	0.20934	0.20913	0.20797	0.20845	0.20601
Température (K)	313	313	313	313	313	313	313

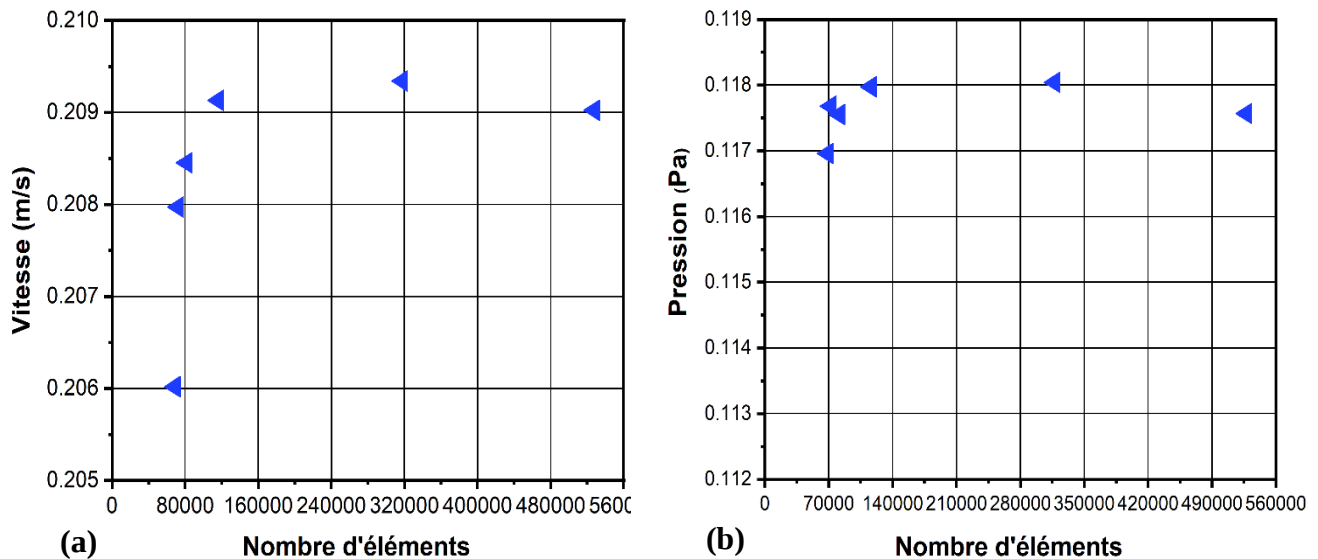


Figure II-11: (a) Variation de la vitesse, (b) Variation de la pression ; à la sortie de configuration C-T2000 en fonction de nombre d'élément.

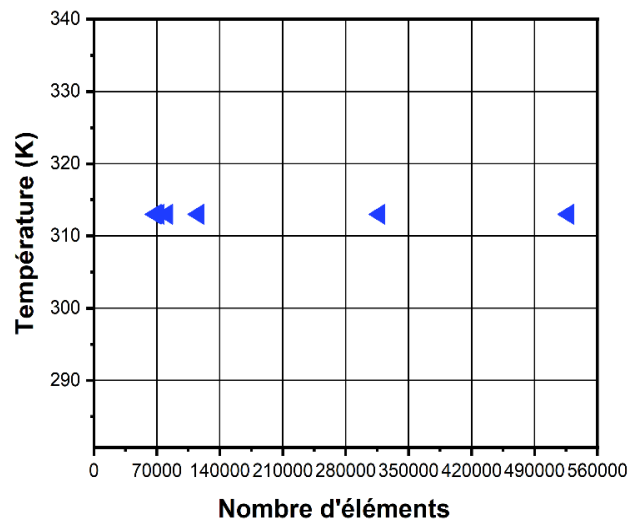


Figure II-12: Variation de la température à la sortie de la configuration C-T2000 en fonction de nombre d'éléments.

II.3.4. Paramètres de simulation

La simulation numérique est effectuée sous le logiciel ANSYS FLUENT 16.2. Et nous avons pris les hypothèses suivantes :

- Le fluide est visqueux incompressible.
- Les propriétés thermo physiques du fluide est en fonction de la température.

On a pris en compte les forces de gravité pour approcher les résultats à la réalité.

II.3.4.1. Nature de l'écoulement

La nature de l'écoulement est définie à base de la valeur du nombre Reynolds, tel qu'un nombre de Reynolds (Re_{max}) inférieur à 2000 correspond à un écoulement laminaire tandis que pour un nombre de Reynolds (Re_{max}) supérieur à 2000, l'écoulement est turbulent.

Le nombre de Reynolds maximale (Re_{max}) est calculé par l'équation suivant :

$$Re_{max} = \frac{D_h \cdot U}{\nu_f} \quad (II.4)$$

D'où U et ν_f sont respectivement la vitesse maximale de fluide et la viscosité cinématique, et D_h le diamètre hydraulique de configuration.

II.3.4.1.1. Nature de l'écoulement alterné permanent

A partir de la valeur de nombre de Reynolds maximale (Re_{max}), nous avons déterminées la nature de l'écoulement pour chaque vitesse (**Tableau II.6**).

Table II.6: Paramètre de simulation d'écoulement alterné permanent.

U_{max} (m/s)	Re_{max}	Nature d'écoulement
0.5	96.795	Laminaire
1	193.59	
2	387.18	
3	580.77	
5	967.9487	
6	1161.538	
8	1548.718	

Dans tous les cas, l'écoulement alterné permanent reste en régime laminaire.

II.3.4.1.2. Nature de l'écoulement alterné instationnaire

A l'écoulement alterné sinusoïdal, la formule de vitesse s'écrit comme suit :

$$u(t) = U \cdot \sin(2\pi f \cdot t) \quad (II.5)$$

Où :

U : L'amplitude maximale de vitesse de fluide [m/s].

f : La fréquence d'écoulement [Hz].

De même manière, nous avons déterminé la nature de l'écoulement pour l'écoulement alterné instationnaire :

Table II.7: Paramètre de simulation d'écoulement alterné permanent.

F [Hz]	U_{max} [m/s]	Re_{max}	Nature d'écoulement
3.36	4	778.36	Laminaire
26.88	32	6194.872	Turbulent

II.3.4.2. Discrétisation spatiale

Le critère à considérer dans la discrétisation spatiale dans le cas d'un écoulement turbulent, qui définit notamment la distance à la paroi est défini par [41] :

$$y^+ = \frac{y \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_f}}}{\nu_f} = \frac{y u_\tau}{\nu_f} \quad (\text{II.6})$$

Où :

τ_w : Contrainte de cisaillement à la paroi.

ρ_f : Masse volumique du fluide.

y : La distance entre la paroi et le centre de la maille adjacente.

u_τ : Vitesse de frottement.

ν_f : viscosité cinématique du fluide.

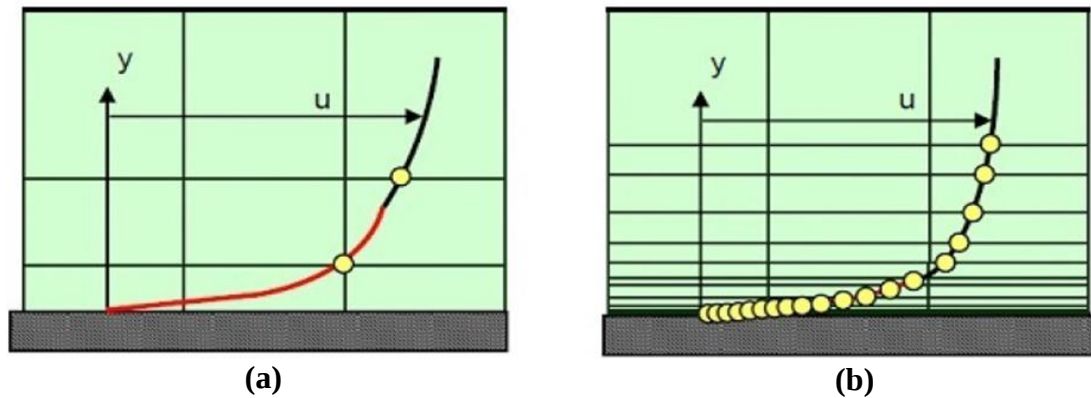


Figure II-13: Résolution de la couche limite turbulente via les deux approches: (a) avec loi de la paroi, (b) sans loi de la paroi.

Pour un modèle turbulent, nous avons adopté le modèle k-omega SST sans loi de la paroi.

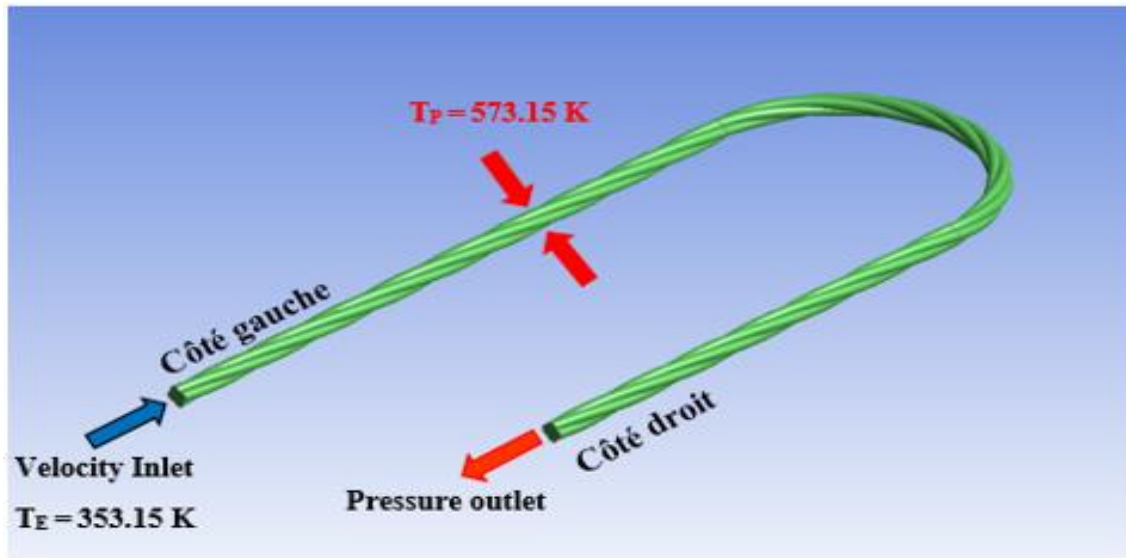
II.3.4.3. Paramétrage des conditions aux limites

Les conditions aux limites imposées pour les différentes géométries sont les suivants :

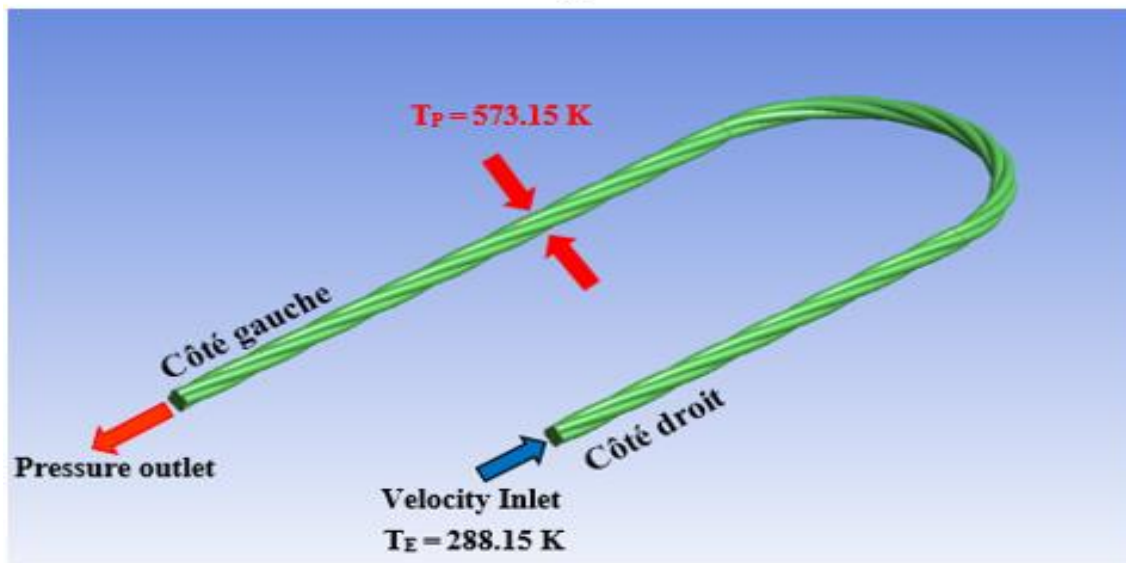
- Condition de Dirichlet à la paroi externe (Externe Wall) de géométrie (température imposée).
- Vitesse d'entrée du fluide (Velocity inlet).

- Pression de sortie du fluide (Pressure outlet).

La figure II-14 illustre les conditions aux limites imposées aux extrémités de l'échangeur de chaleur, nous avons nommé les extrémités de l'échangeur comme tels illustré dans les figures ci-dessous.



(a)



(b)

Figure II-14: Les conditions aux limites imposées, (a) pour la phase d'écoulement aller et (b) pour la phase d'écoulement retour.

II.3.5. Schéma de résolution

- **Méthode de résolution** : nous avons utilisées la méthode simple pour la résolution avec le schéma de discrétisation second ordre UPWIND.
- **Condition de convergence** : nous avons pris la valeur 10^{-6} comme une condition de convergence c'est à dire le calcule s'effectué jusqu'au une valeur d'erreur d'ordre 10^{-6} .
- **Affichage des résultats** : dans le but de fait une comparaison entre les différentes configurations de réchauffeur, nous avons pris 3 positions sur la géométrie dans lequel on va mesurer la vitesse, la pression, la température et le coefficient d'échange thermique a l'aide de l'option monitors.

Conclusion

Dans ce chapitre nous avons focalisé sur la modélisation des géométries en 3D, la vérification de maillage et le paramétrage de la simulation. Tout d'abord nous avons présenté les configurations proposées des tubes du réchauffeur de moteur Stirling et décrire les équations de transport de l'écoulement qui régissent le comportement du fluide, par la suite nous avons effectué une étude de l'indépendance du maillage et sélectionné le maillage le plus adapté pour chaque configuration. Enfin, nous avons défini les conditions aux limites et les paramètres de simulation.

Chapitre III : Résultats et discussions

L'objectif de ce chapitre est dans un premier temps d'analyser les différentes grandeurs physiques telles que la vitesse, la perte de charge et la température du fluide calculée aux extrémités de l'échangeur de chaleur d'un moteur Stirling. Dans un second temps, nous présentons les principaux résultats numériques des coefficients de perte de charge et d'échange thermique entre le fluide du travail et la paroi de l'échangeur de chaleur.

III.1. Etude thermo-fluidique en écoulement alterné permanent

III.1.1. Perte de charge et coefficient de perte de charge

➤ Perte de charge

La détermination du coefficient de frottement d'un échangeur thermique nécessite le calcul de la perte de charge et plusieurs d'autres paramètres comme le diamètre hydraulique. On s'intéresse dans cette partie de l'effet de changement de la géométrie (variation de degré de torsion) sur la perte de charge dans différentes valeurs de vitesse (Nombre de Reynolds).

La perte de charge est calculée sous tableur Excel selon l'équation suivante :

$$\Delta P = P_{\text{Coté droite}} - P_{\text{Coté gauche}} \quad (\text{III.1})$$

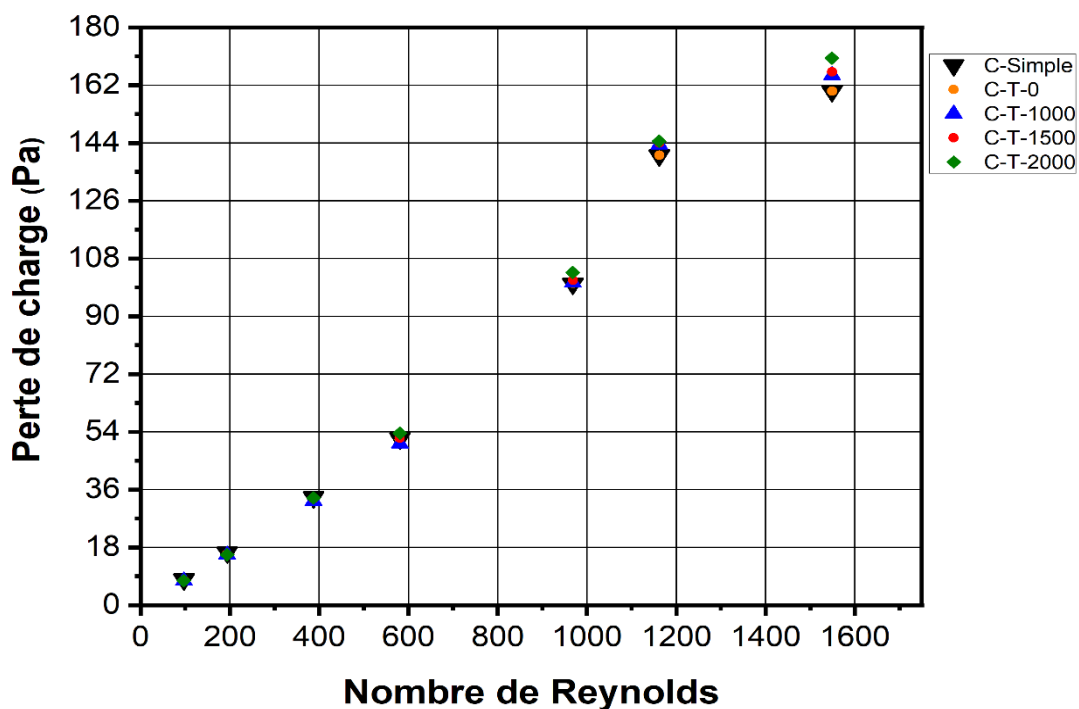


Figure III-1: L'évolution de la perte de charge pour chaque configuration en fonction du nombre de Reynolds.

Comme il montré dans **la figure III.1**, dans toutes les configurations la perte de charge augmente d'une manière linéaire en fonction du nombre de Reynolds. Nous remarquons que l'évolution de perte de charge divise en deux parties, la première c'est pour les valeurs de Reynolds inférieur à 600, d'où les valeurs de perte de charge sont identiques pour toutes les configurations dans chaque, En revanche que pour la deuxième partie ou le nombre de Reynolds supérieur à 600, il y a un faible écart entre les valeurs de perte de charge des configurations, on observe que la configuration C-T-2000 (configuration avec degré torsion 2000) a un perte de charge légèrement supérieur aux autres configuration lorsque le nombre de Reynolds accroit.

Dans le but de bien comparer les valeurs de pertes de charges de la configuration proposée avec celle de la géométrie simple, nous avons calculé le pourcentage de la différence de perte de charge pour chaque géométrie complexe dans les différentes vitesses avec la relation suivante :

$$P = \frac{\Delta P_{CT} - \Delta P_{Simple}}{\Delta P_{Simple}} \quad (III.2)$$

D'où ΔP_{CT} est la perte de charge de configuration proposée tandis que ΔP_{Simple} est la perte de charge de configuration simple.

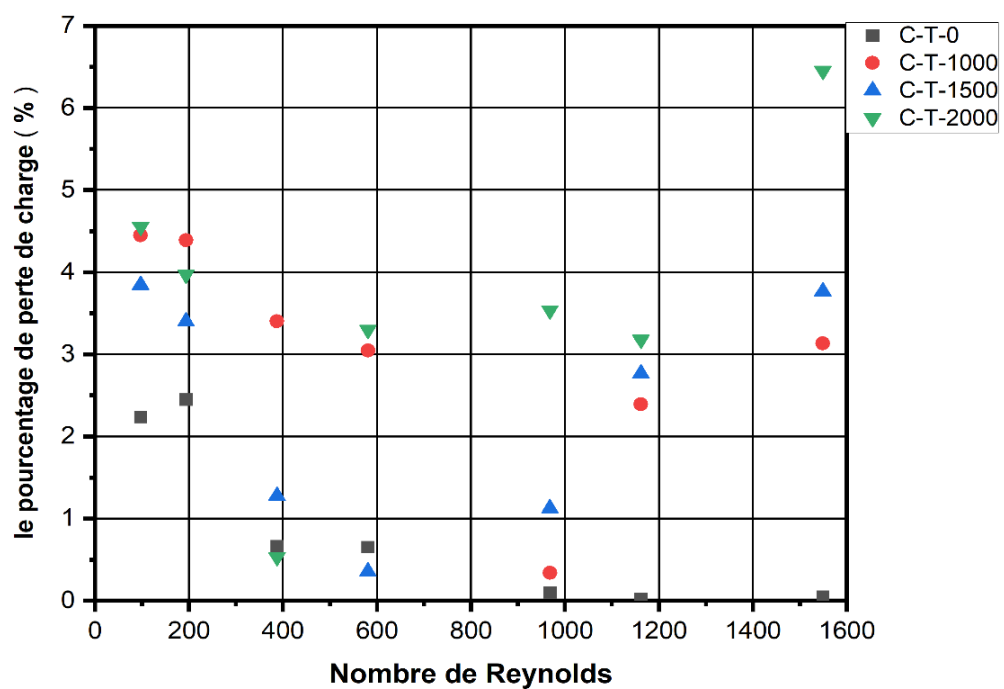


Figure III-2: Pourcentage de perte de charge des configurations en fonction de nombre de Reynolds.

La **figure III.2** met en évidence de manière précise qu'il n'a pas une grande différence entre la perte de charge de configuration simple avec celles les configurations proposé tels que les différences variés entre 0.02 et 6.4% et ça est due à l'utilisation de faible vitesses.

➤ Coefficient de perte de charge

Le coefficient de perte de charge C_f au sein de l'échangeur est défini par la relation suivante

$$C_f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \cdot \rho_f \cdot \frac{L}{D_h} \cdot U^2} \quad (\text{III.3})$$

D'où :

D_h : Le diamètre hydraulique de la configuration.

ρ_f : La masse volumique du fluide.

L : La longueur de l'échangeur.

U : La vitesse maximale au sein de l'échangeur.

La **figure III.3** présente l'évolution de coefficient de perte de charge pour chaque configuration en fonction de nombre de Reynolds.

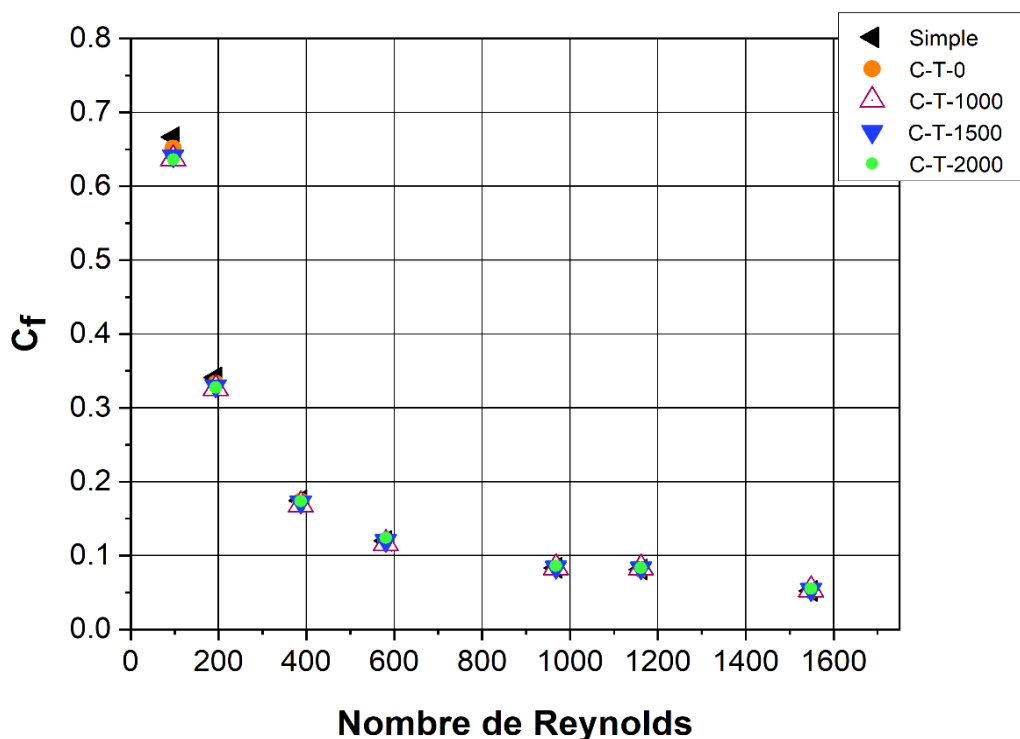


Figure III-3: L'évolution de coefficient de perte de charge en fonction de nombre de Reynolds.

D'après la **figure III.3**, on remarque le coefficient diminue lorsque on augmente le nombre de Reynolds .on peut conclure qu'il y a une proportionnalité inverse entre la vitesse du fluide et le coefficient de perte de charge.

III.1.2. L'échange thermique

Dans cette partie. Nous allons évaluer l'échange de chaleur entre le fluide de travail et la paroi de l'échangeur de chaleur de moteur Stirling.

Le nombre de Nusselt est calculé par la relation suivante:

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda} \quad (\text{III.4})$$

Où h et λ sont respectivement le coefficient d'échange thermique et la conductivité thermique du fluide de travail.

La **figure III.4** présente l'évolution de nombre de Nusselt pour chaque configuration en fonction de nombre de Reynolds pour chaque configuration.

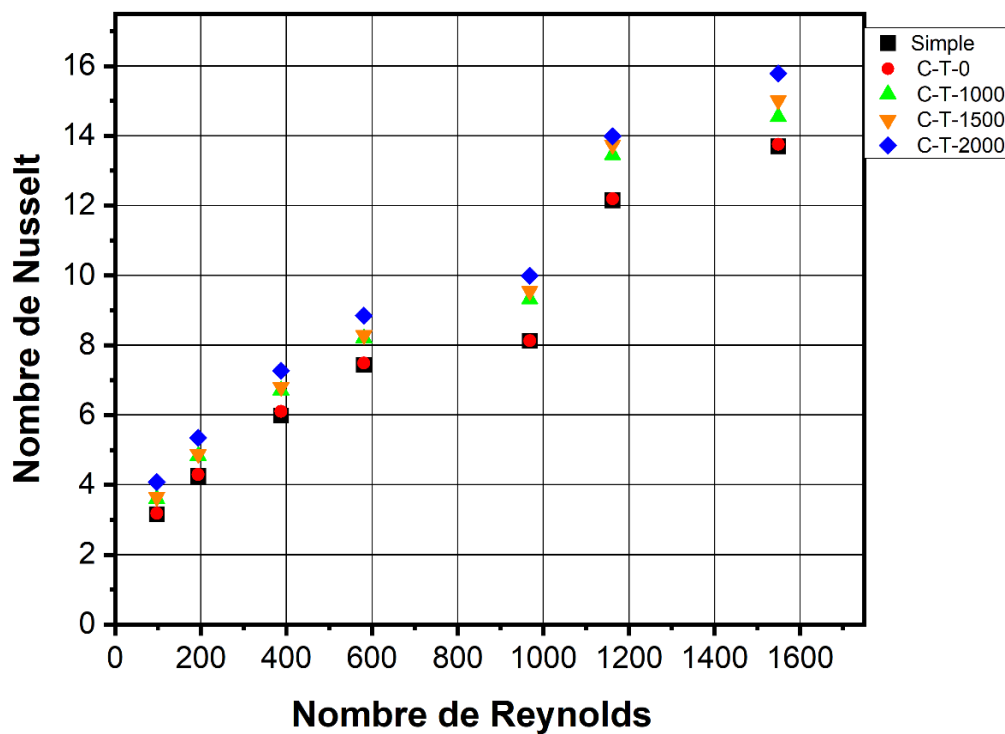


Figure III-4: L'évolution de nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds.

On remarque que le Nombre de Nusselt augmente d'une manière linéaire en fonction de nombre de Reynolds ceci due principalement à l'augmentation de l'échange thermique (convection) entre la paroi de l'échangeur et le fluide de travail. Nous observons aussi que la configuration C-T2000 (configuration avec un degré de torsion 2000) a un nombre Nusselt supérieur aux celles autres configuration tel que sa valeur maximale de Nusselt est de 15.8 pour un Reynolds 1548. on constate que le nombre de Nusselt augment lorsque on augmente les torsions de géométrie, ceci expliqué par l'effet de la turbulence.

III.2. Etude thermo-fluidique en écoulement alterné instationnaire

III.2.1. Analyse et exploitation des grandeurs physique aux extrémités de l'échangeur de chaleur

III.2.1.1. Evolution de la vitesse

Nous rappelons que l'expression de la vitesse instantanée à l'entrée du l'échangeur est définie par l'équation III.4.

La **figure III.5** représente l'évolution du profile de vitesse aux extrémités de l'échangeur de chaleur en fonction de l'angle de rotation, pour une fréquence d'écoulement de 3.6 Hz.

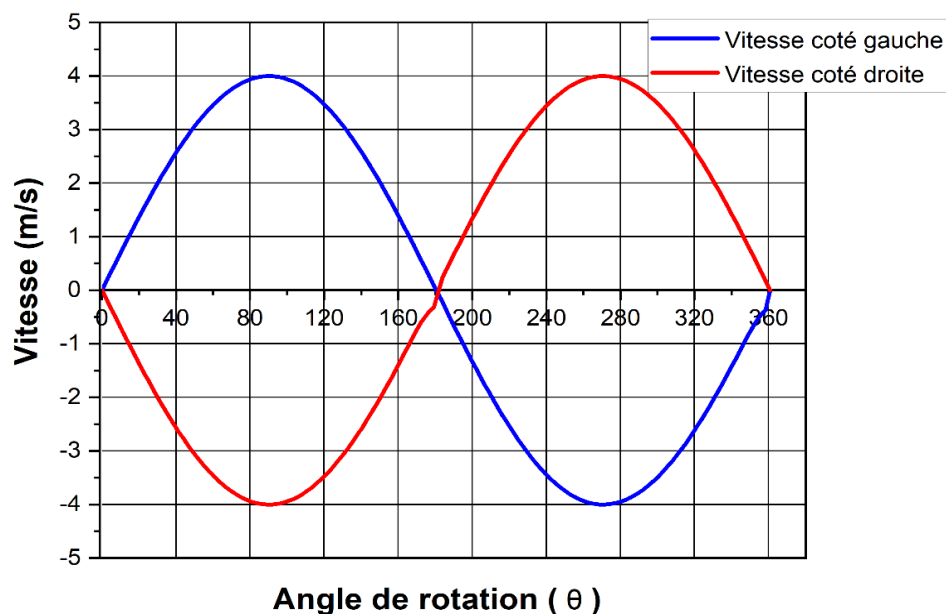


Figure III-5: profile de la vitesse instantanée aux extrémités de l'échangeur de chaleur.

La première observation nous montre que les allures ont une forme périodique. Nous remarquons aussi que la vitesse atteint sa valeur maximale dans les angles 90° et 270° et s'annule aux angles 180° et 360° ça revient au piston qui a arrivé au Point mort haut (PMH) pour l'angle 180° et au point mort bas (PMB) pour l'angle 360° .

III.2.1.2. Evolution de la perte de charge

Dans le but d'étudier le coefficient de frottement de l'échangeur thermique, il est nécessaire de calculer des pertes de charge. Cette perte de charge dépend d'un certain nombre de facteurs opérationnels, notamment le diamètre hydraulique, le déplacement maximal du fluide, la fréquence d'oscillation et les dissipations visqueuses du fluides. Dans ce travail, nous nous intéressons à la perte de charge instationnaire obtenue sur un cycle, calculer selon **l'équation III.1**. On maintient les mêmes conditions de l'entrée et sortie.

La figure représente la variation de perte de charge en fonction de l'angle de rotation et on maintient les mêmes conditions dans l'entrée et sortie

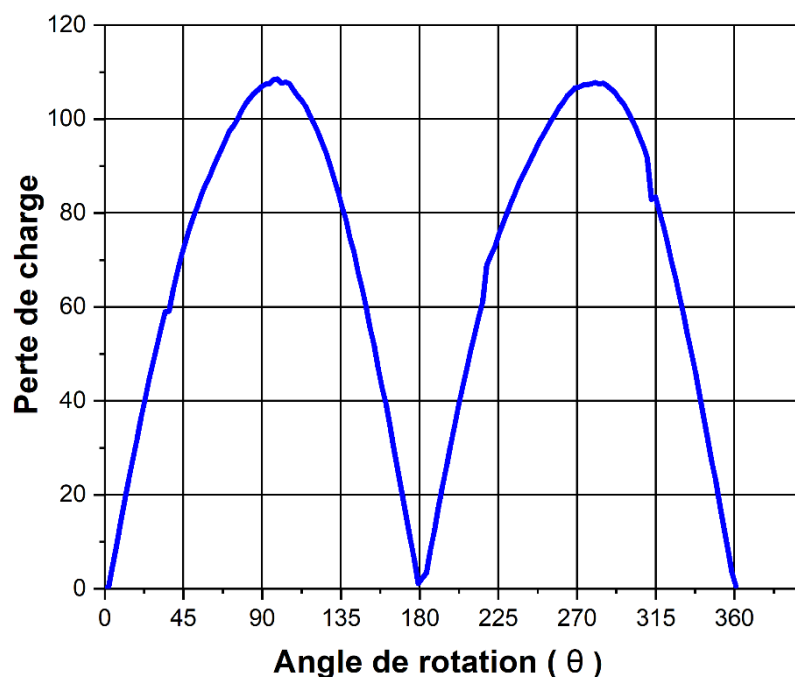


Figure III-6: L'évolution de perte charge en fonction de l'angle de rotation.

On remarque que l'allure de perte de charge est sinusoïdale. Nous pouvons observer également que la perte de charge atteint son maximum de 107 Pa pour un angle de rotation d'environ $\theta = 90^\circ$ et 270° . Et s'annule aux angles $\theta = 180^\circ$ et 360° . Et ça rassemble à l'allure de profile de vitesse. On conclue qu'il y a une relation entre la vitesse et la perte de charge.

III.2.1.3. Evolution de la température du fluide

Les évolutions des températures du fluide à cote droite et gauche de l'échangeur de chaleur en fonction de l'angle de rotation θ sont présentées sur la **figure III.7**.

Lors d'un cycle complet, le fluide traverse l'échangeur, avec des conditions thermiques aux Limites différentes à savoir :

- Phase aller (0-180 °): passage du fluide de la côté gauche vers la droite avec une température d'entré phase aller égale à 353.15 K.
- Phase retour (180-360°) : passage du fluide de la cote droite vers la gauche avec une température d'entré phase retour égale à 288.15 K.

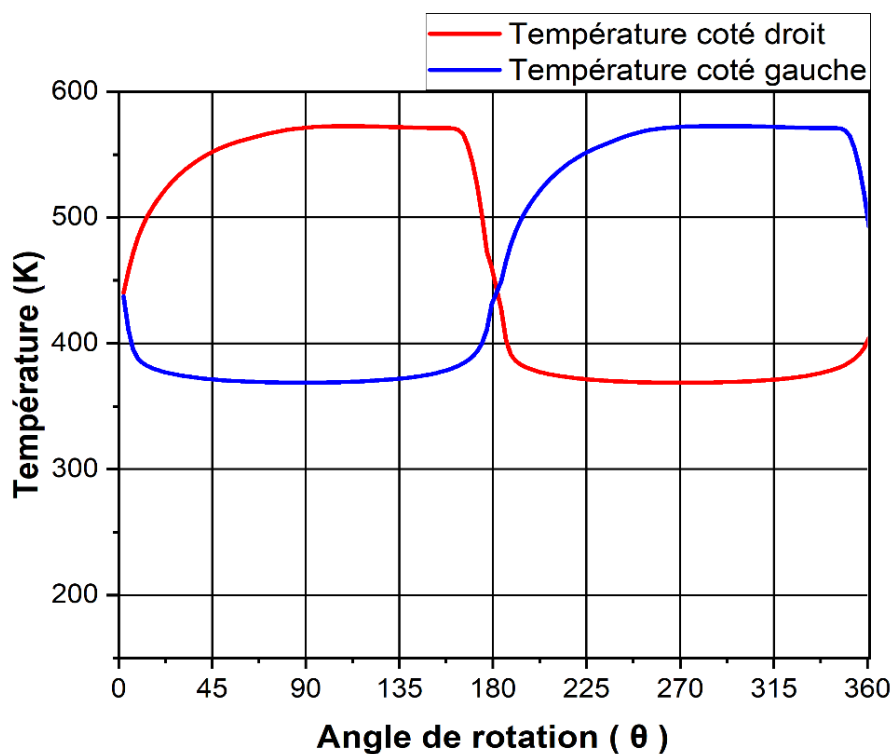


Figure III-7: Évolution de la température à la côté droit et gauche en fonction de l'angle de rotation.

Les températures d'entrée et sortie à l'instant $t = 0$ est prédéfinie par une condition initiale calculée par ANSYS FLUENT.

Dans la première demi période (phase aller) on remarque que la température imposée à l'entrée est moins chaud que la température au sein de l'échangeur. Tandis que la température de cote gauche augment parce que le fluide de travail subis une compression.

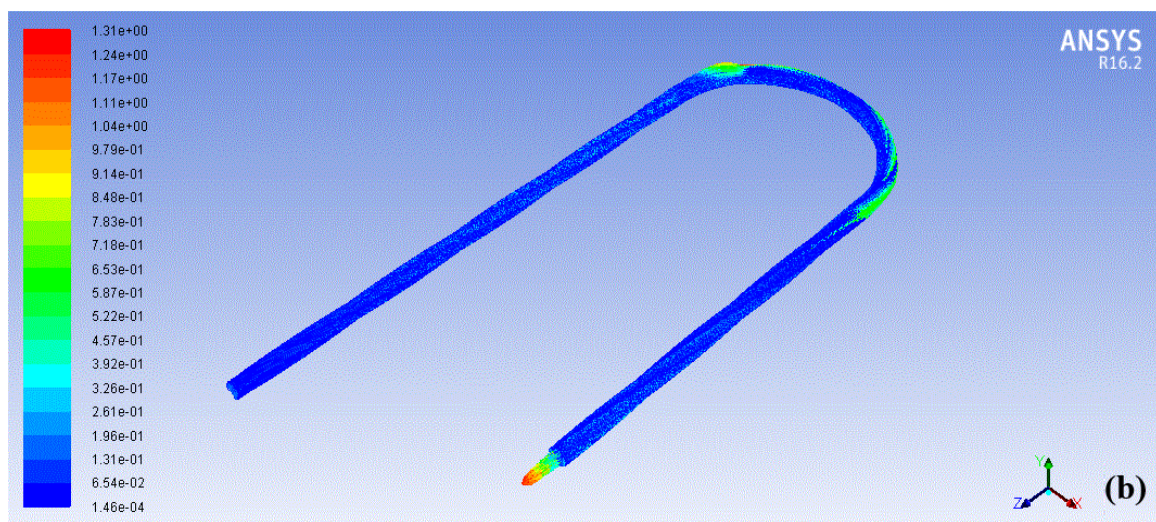
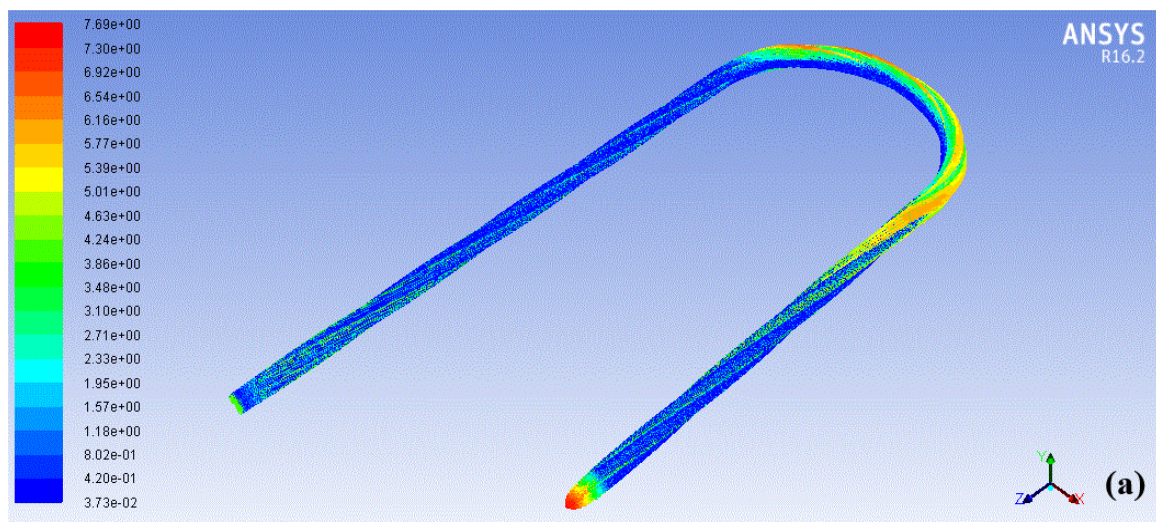
Dans la deuxième demi période (phase retour). On remarque que la température de cote gauche diminue jusqu'une valeur minimale de 368 K.

III.2.2. Présentation des contours

III.2.2.1. Contour de vitesse

On rappelle que l'écoulement est divisé en deux phases :

- Phase aller (0 - 180°): passage du fluide de la côté gauche vers la droite.
- Phase retour (180 - 360°) : passage du fluide de la cote droite vers la gauche.



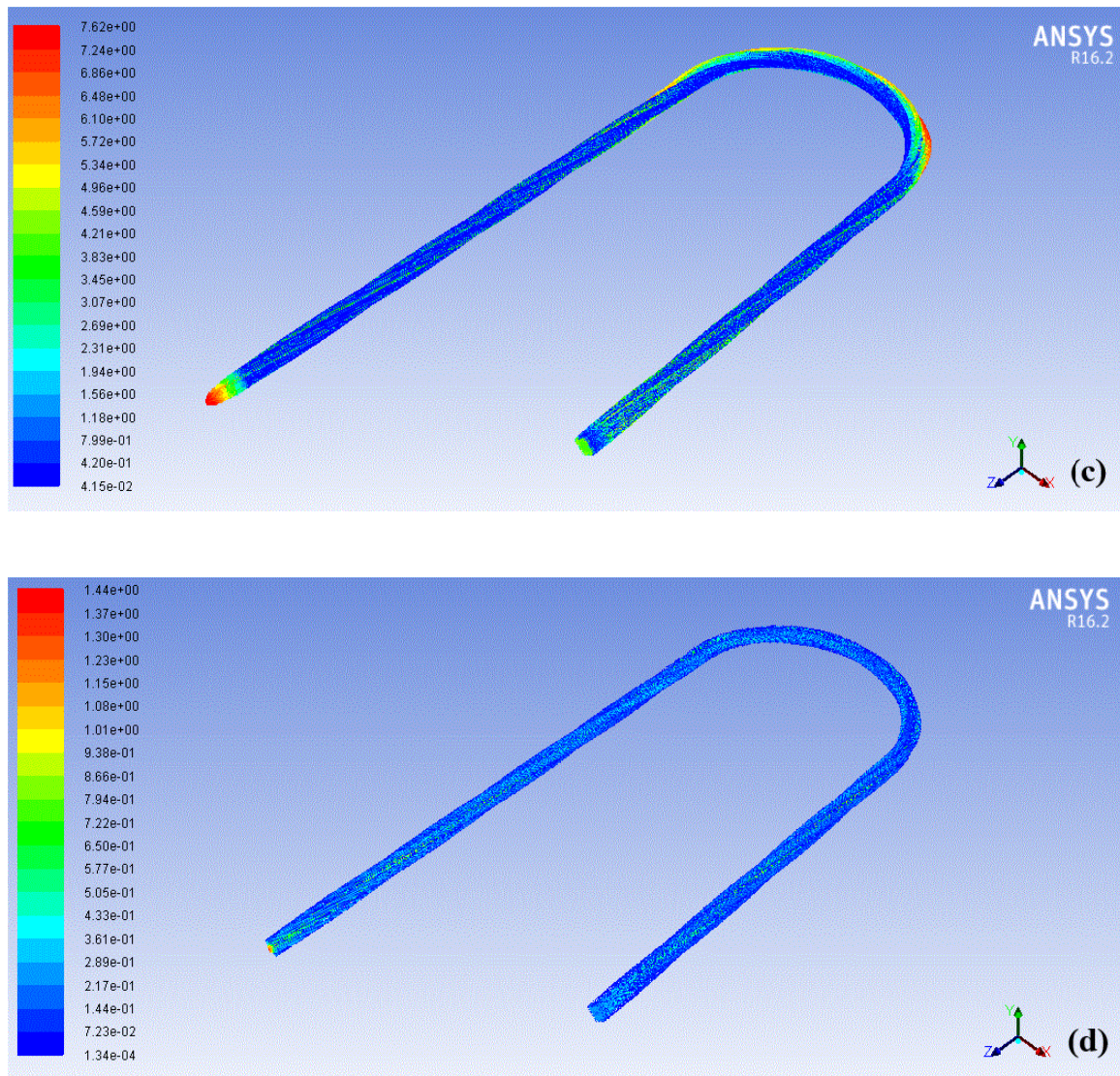
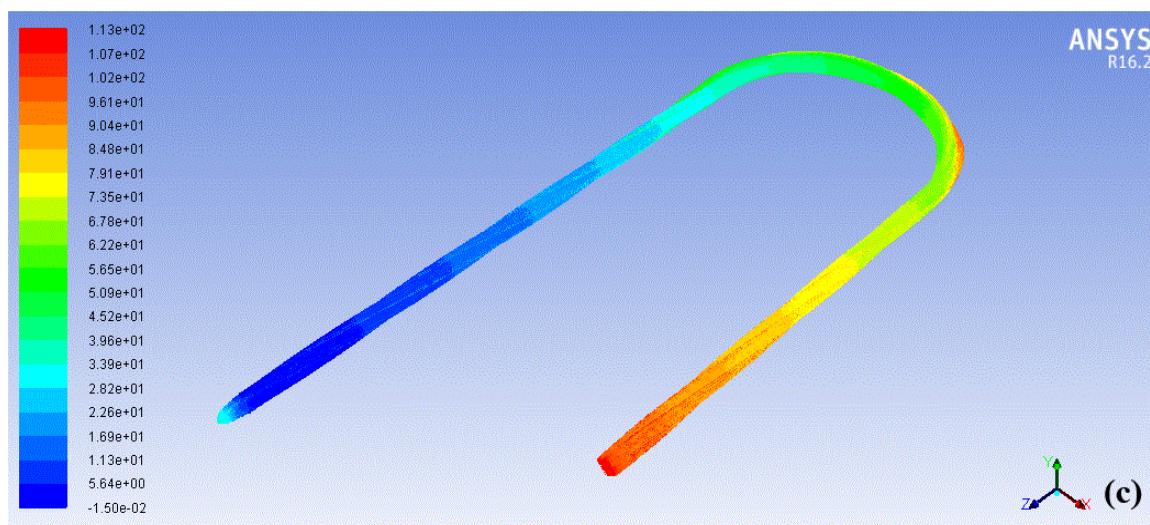
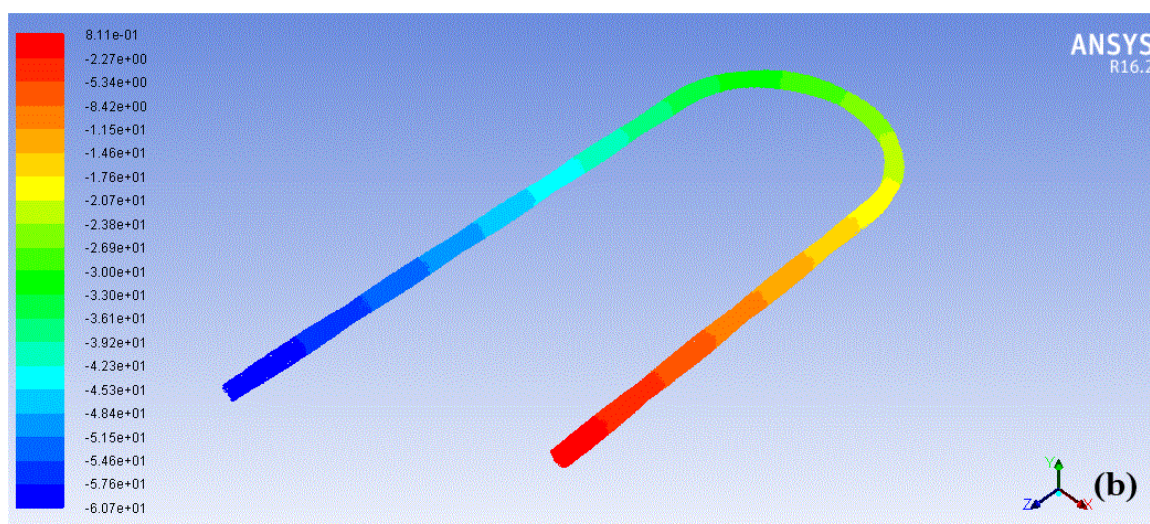
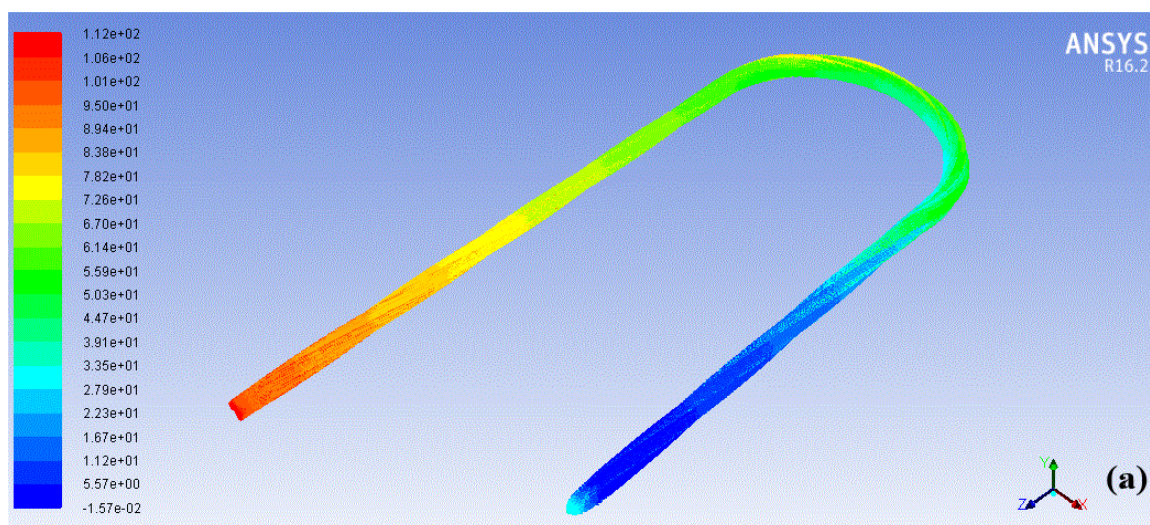


Figure III-8: Les contours de la vitesse; (a) pour l'angle de rotation 90°, (b) pour 180°, (c) pour 270° et (d) pour 360°.

Les **figures III.8** représentent la distribution de la vitesse au sein de l'échangeur dans quatre différents angles de rotation. On remarque bien que dans l'angle $\theta = 90^\circ$ (phase aller) et $\theta = 270^\circ$ (phase retour) que leur distribution spatiale de vitesse est similaire car la vitesse du piston est maximal dans les phases correspondant aux angles. Le même pour les angles 180° et 360° .

On observe une vitesse presque nulle dans l'entrée dans la phase aller (côté gauche) à $\theta = 180^\circ$ et l'entrée de la phase retour (côté droite) à $\theta = 360^\circ$ car le piston atteint le point mort correspondant à chaque phase. En effet, les normes de vitesse sont plus élevées du côté dans le coude et ceci est dû au changement de direction du fluide.

III.2.2.2. Contour de pression



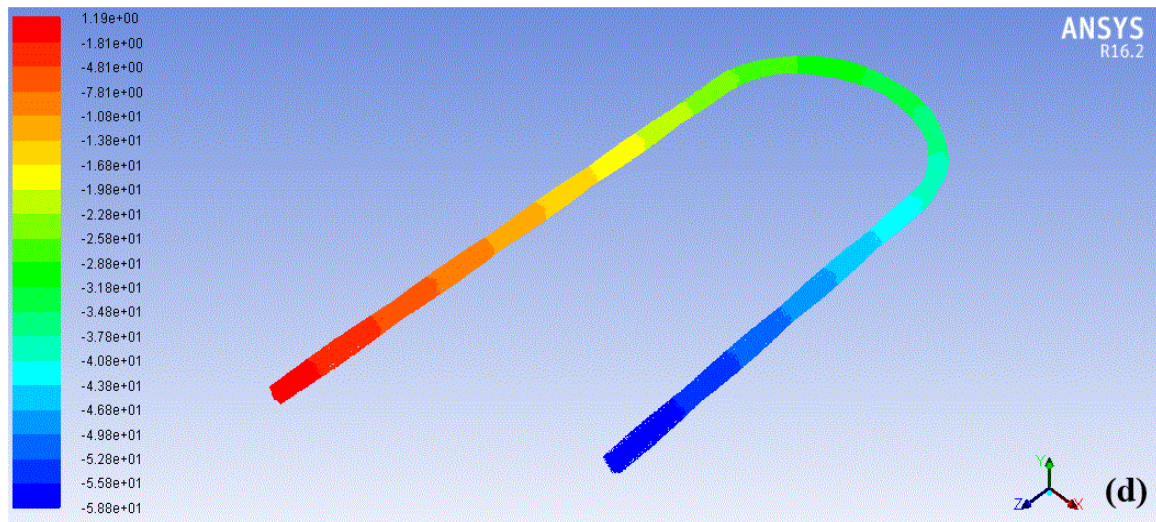
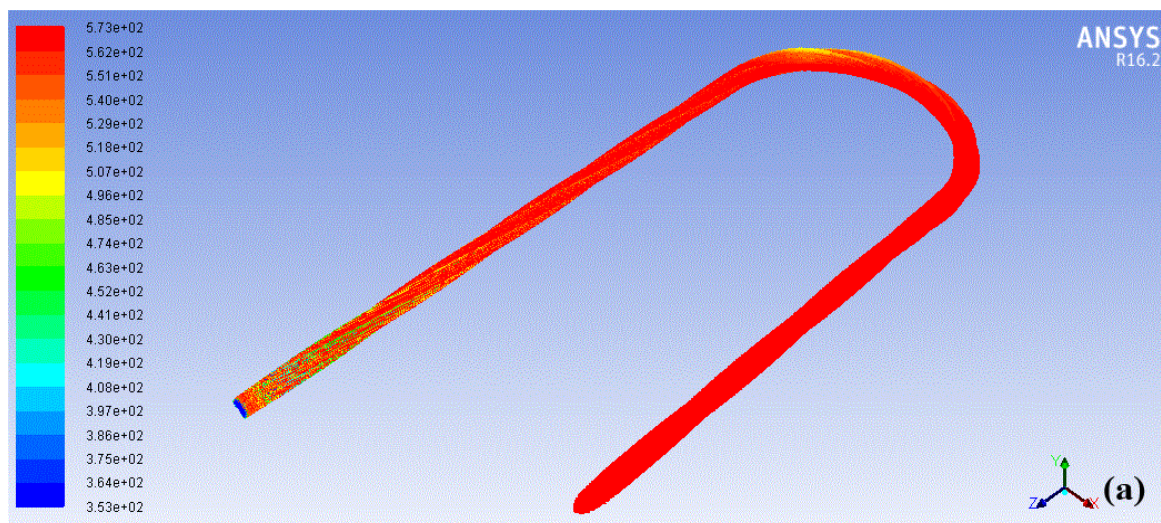


Figure III-9: Contour de pression au sein de l'échangeur; (a) pour l'angle 90° , (b) pour 180° , (c) pour 270° et (d) pour 360° .

La **figure III.9** représentent la distribution de la pression au sein de l'échangeur a degré de torsion 2000 dans 4 différents angles de rotation, on observe bien que la pression à l'entrée de la phase d'aller et retour (angle $\theta = 90^\circ$ et $\theta = 270^\circ$) est supérieur à celle de la sortie et vice versa pour les angles ($\theta = 180^\circ$ et $\theta = 360^\circ$) et c'est justifié par l'effet de perte de charge.

III.2.2.3. Contour de température

La **figure III.10** représentent la distribution de température au sein de l'échangeur degré de torsion 2000 (C-T200) dans quatre différents angles de rotation.



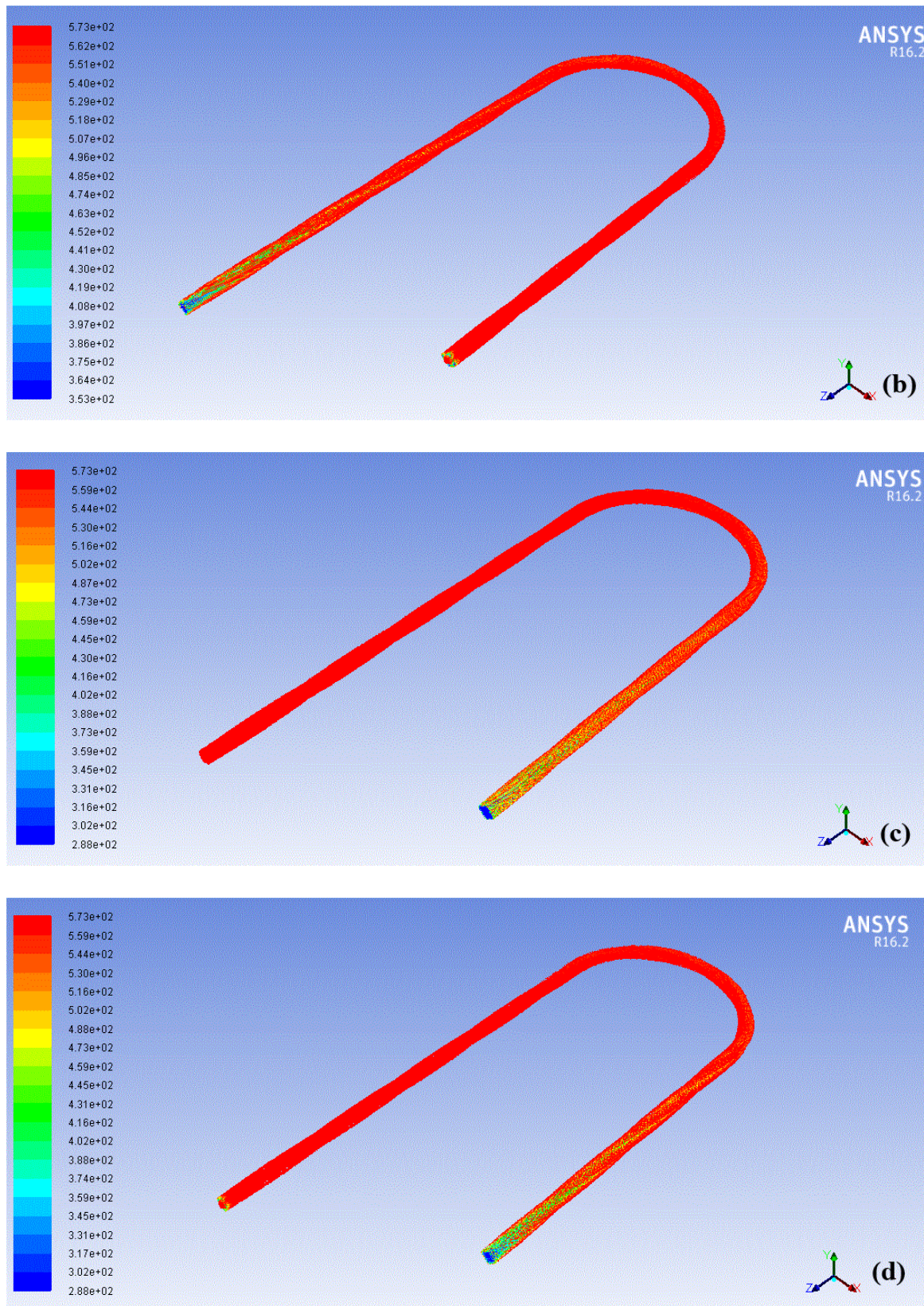


Figure III-10: Distribution de la température au sein de l'échangeur pour les quatre temps; (a) pour l'angle 90° , (b) pour 180° , (c) pour 270° et (d) pour 360° .

Nous remarquons à l'instant où l'angle de rotation est 90° et 270° que la température diminue à l'entrée de chaque phase (aller et retour) parce que le fluide à l'entrée est refroidi. À l'instant où l'angle de rotation est 180° et 360° on observe que le fluide à l'entrée de chaque phase est réchauffé et a la température du mélange au sein de l'échangeur.

III.2.3. Analyse des performances de transfert de chaleur dans un tube tourbillon en écoulement alterné instationnaire

Dans les mêmes conditions de fonctionnement, nous allons étudier l'effet thermo fluide en écoulement alterné instationnaire d'un tube tourbillon pour deux angles de torsion (1000 et 2000).

Faute de temps, nous allons juste présenter l'évolution de la vitesse et de la température dans les sections transversales à des endroits différents Figure. :

- Près de l'entrée : **Pos_1**;
- Près de la sortie : **Pos_2** ;
- Sortie : **Sortie**.

Les séries des simulations ont été réalisées pour un angle de rotation $\theta = 0^\circ$ à 90° (phase aller) pour une fréquence d'oscillation **Fr = 26.88 Hz** avec une amplitude de vitesse 32 m/s et deux angles de torsion (2000 et 1000).

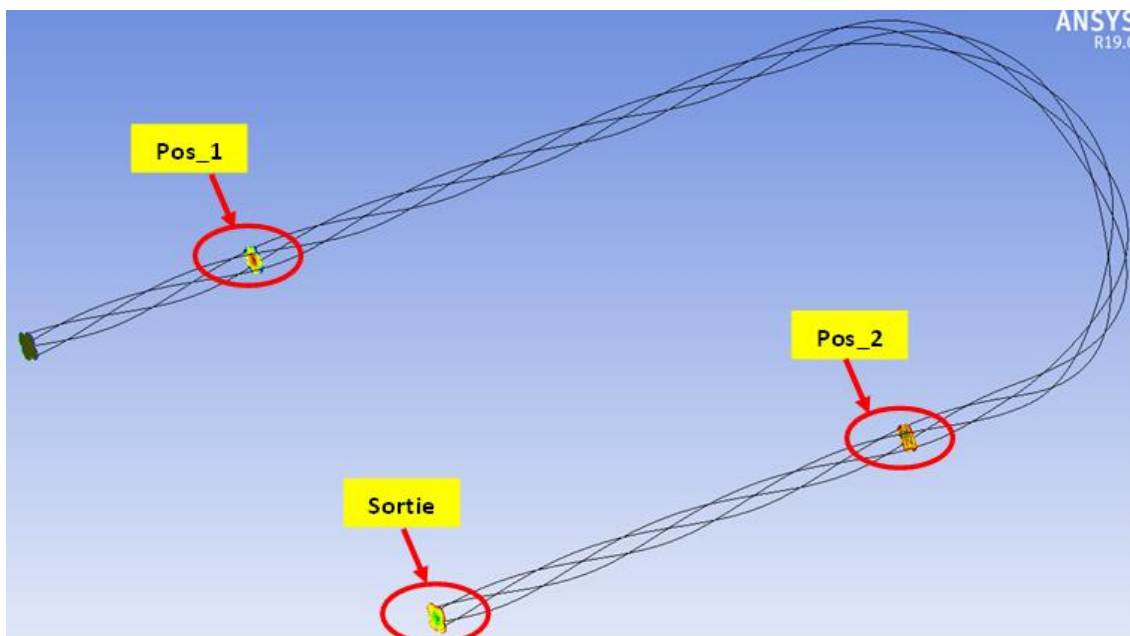


Figure III-11: Schéma de positionnement des différentes sections transversales.

III.2.3.1. Présentation du contour de la vitesse

La **figure III.12** présente les contours de vitesse dans le tube de l'échangeur de chaleur de moteur Stirling pour deux angles de torsion $a = 2000$ (C-T2000) et $b = 1000$ (C-T1000). La vitesse d'entrée a été imposée sous forme sinusoïdale $u=32\sin(2\pi f)$. La légende des vitesses est indiquée par des couleurs variant du bleu (faibles vitesses) au rouge (grandes vitesses).

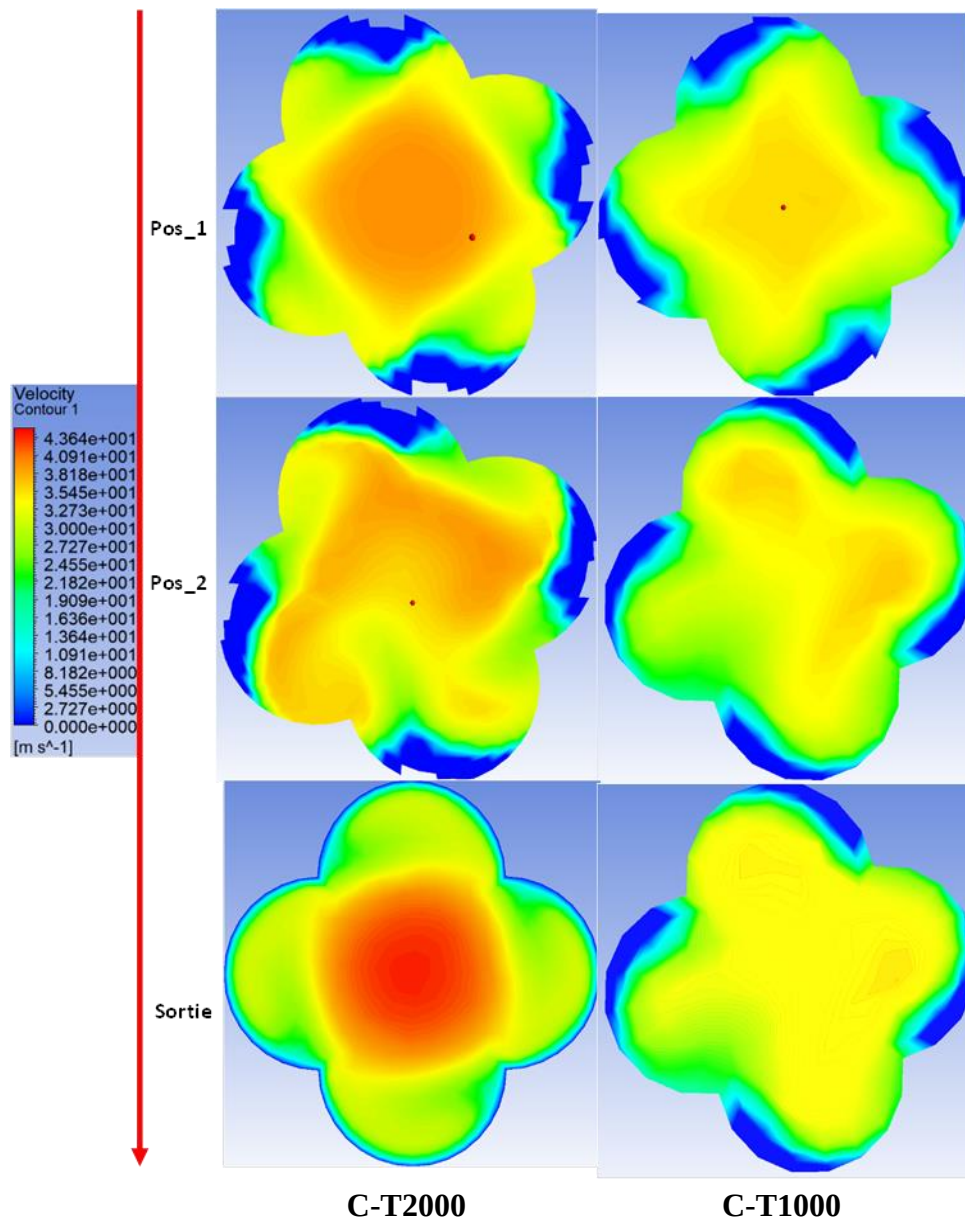


Figure III-12: Présentation du contour de la vitesse dans le tube tourbillon. (a) Pour C-T200 et (b) pour C-T1000.

Une première observation montre que la vitesse du fluide près de l'entrée **Pos_1** atteint sa valeur la plus élevée au milieu pour les deux géométries ($a = 2000$ et $b = 1000$). Elle atteint la valeur la plus élevée au sein de tube tourbillon d'un angle de torsion $a = 2000$ (43 m/s au milieu de la section transversale). Une deuxième observation montre que la vitesse du fluide augmente légèrement dans la section transversale près de la sortie **Pos_2**. Dans les deux tubes de tourbillon ($a=2000$ et $b=1000$), la sortie entraîne une augmentation considérable de la vitesse du fluide.

III.2.3.2. Présentation du contour de la température

La **figure III.13** présente les contours de température dans le tube de l'échangeur de chaleur de moteur Stirling pour deux configurations ($a = 2000$ et $b = 1000$). La température d'entrée a été fixée à 353 K, la température imposée à la paroi est égale 573 K. La légende des températures est indiquée par des couleurs variant du bleu (faibles températures) au rouge (grandes températures).

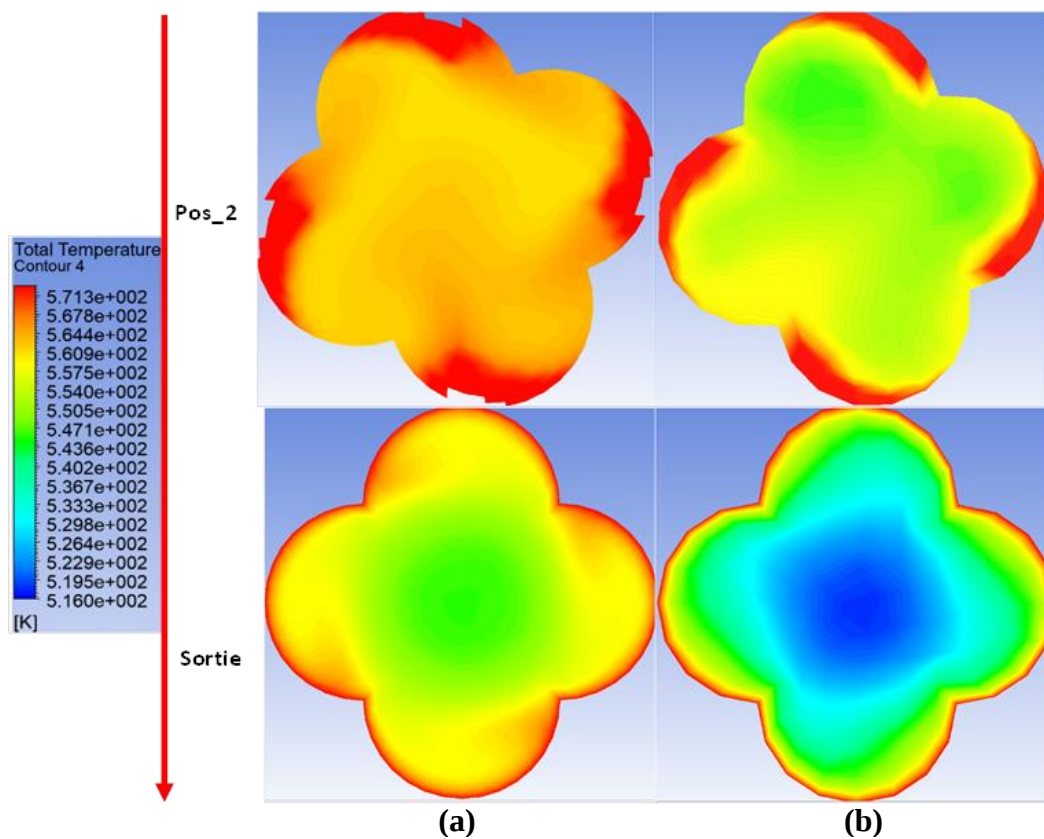


Figure III-13: Présentation du contour de la température dans le tube tourbillon.
(a) pour CT2000 et (b) pour C-T1000.

La **figure III.13** montre que les températures du fluide les plus élevées sont pour la plupart situées au voisinage de la paroi. La température maximale atteinte est de l'ordre de 571,3 K. Nous remarquons également que la température du fluide au sein du tube tourbillon d'un angle de torsion $a = 2000$ est supérieur à celle du tube tourbillon d'un angle de torsion $b = 1000$. Par conséquent, le transfert de chaleur de la paroi du tube avec un angle de torsion $a = 2000$ a été efficacement favorisé, et le tube $a = 2000$ a un meilleur effet d'échange thermique que le tube $b = 1000$.

Cette augmentation de la température du fluide de sortie peut améliorer efficacement l'efficacité du moteur Stirling et permet d'économiser les sources de chaleur externes.

III.2.4. Flux de chaleur totale

La **figure III.14** ci-dessous représente les valeurs du flux de chaleur pour trois géométries de l'échangeur de moteur Stirling (Simple, C-T1000 et C-T2000) en fonction de l'angle de rotation.

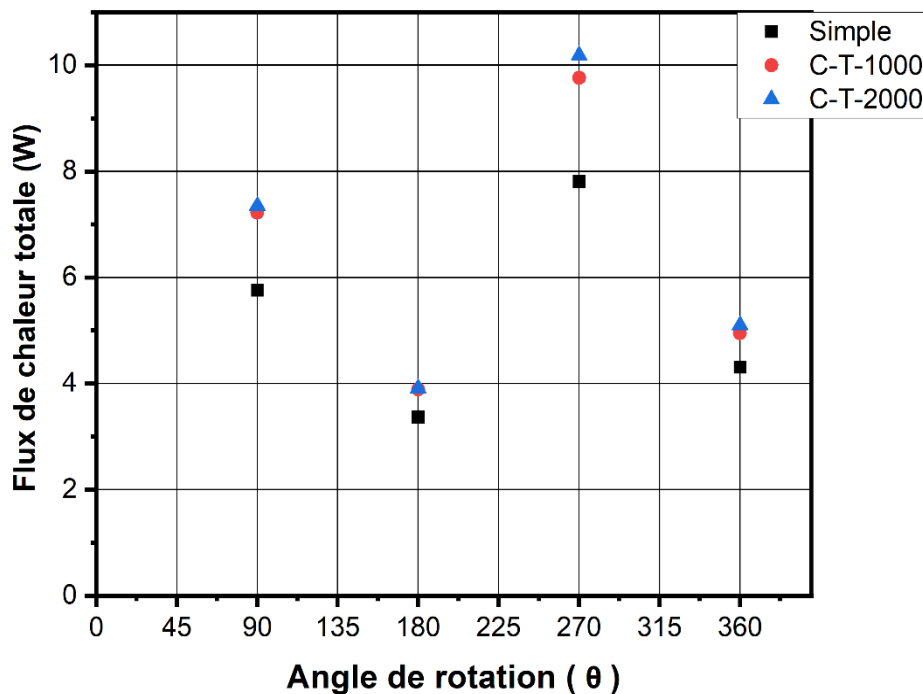


Figure III-14: Représentation graphique de flux de chaleur.

On observe clairement que le flux de chaleur dans les géométries complexe est supérieur à celle de la géométrie simple. On constate que le changement de la géométrie et le degré de torsion améliore le flux de l'échangeur thermique

Conclusion

Dans ce chapitre .Dans la première partie de cette étude, un certain nombre de simulations numériques ont été effectuées en régime permanent en utilisant différent géométries, à la fois simple et complexe, et à différents nombres de Reynolds. Même si la perte de charge a légèrement augmenté, il est clair que le changement de niveau de torsion a eu un effet bénéfique sur l'échange thermique. En outre, les résultats montrent que la géométrie complexe a un taux de transfert de chaleur plus élevé que la géométrie simple.

Dans la deuxième partie. les résultats de la simulation numérique des géométries proposé nous ont permis de mieux comprendre le phénomène écoulement oscillatoire en régime instationnaire et en régime turbulent et la distribution spatial des caractéristiques thermo fluidique de l'échangeur (pression , vitesse, température).

Conclusion Générale

Le présent travail concerne l'étude thermo-fluidique d'un échangeur de chaleur thermique de moteur Stirling. Dans cette étude, un moteur Stirling de configuration Gamma, a été choisis.

Dans le premier chapitre, une étude bibliographique sur des travaux expérimentaux et numériques sur les machines Stirling. Nous avons examiné en détail le principe de fonctionnement de ce genre de machine thermique quel que soit sa configuration, nous avons aussi passé en revue les avantages, les inconvénients, les domaines d'applications de ce genre de moteur.

Le deuxième chapitre est consacré à la modélisation et à la simulation numérique 3D des écoulements alterné au sein d'un échangeur de chaleur de moteur Stirling. Il contient un rappel des équations de Navier-Stokes régissant les écoulements laminares et turbulents. . Le traitement de l'écoulement au voisinage de la paroi a été aussi abordé.

Dans la première section du dernier chapitre, les résultats de la simulation numérique nous ont permis de comparer les interactions thermiques entre le fluide de travail et le solide pour différentes configurations d'échangeurs de chaleur de moteurs Stirling utilisant un écoulement laminaire permanent. Dans la deuxième section du chapitre, les caractéristiques thermo-fluides des échangeurs de chaleur fonctionnant en régime instationnaire laminaire et turbulent sont aussi discutées.

L'exploitation des grandeurs physiques nous a ainsi permis de :

- Visualiser les phénomènes d'écoulement alterné avec un régime instationnaire.
- Pour un régime permanent laminaire, on a montré que le changement de la configuration (dégrée de torsion) a amélioré l'échange thermique. La configuration avec une dégrée de torsion 2000 a un échange thermique supérieur à l'autre configuration mais engendre une perte de chaleur légèrement supérieure.
- Pour le régime turbulent. On a Montré que la configuration avec un dégrée de torsion 2000 Engendre des vitesses et échange thermique supérieur à la configuration avec dégrée de torsion 10.

Perspective

Comme perspectives à ce travail, il serait intéressant de perfectionner les modèles numériques et ceci en ajoutant les pertes thermiques et mécaniques qui influencent indirectement les performances des machines Stirling. D'autres études peuvent être réalisées sur l'effet de la géométrie sur les performances thermo-fluidiques.

Références bibliographiques

- [1] Tessera Solar and Stirling Energy Systems Unveil World's First Commercial Scale Suncatcher™ Plant, Maricopa Solar, with Utility Partner Salt River Project. Press Release, Tessera Solar. January 22, 2010..
- [2] Ö. Ataer and H. Karabulut, "Thermodynamic Analysis of the V-Type Stirling-Cycle Refrigerator," *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, p. 183 – 189, 2005.
- [3] "<http://www.moteurstirling.com/histoire.php>," [Online].
- [4] S. Bonnet, "Moteurs thermiques à apport de chaleur externe: étude d'un moteur STIRLING," 2005.
- [5] G. W. Ph. D and Ph. J. R. Senft., "Introduction-Free-Piston Stirling Engines," 1985.
- [6] *Engines, Stirling, Mechanical Configurations Ohio University. Web.*
- [7] Q. Salquebre, "Développement d'un Modèle de Prédimensionnement d'un ensemble alternateur - machine stirling à pistons libres.," , 2019, March 21.
- [8] "[https://www.cder.dz/spip.php?article4049#:~:text=Dans%20les%20conditions%20nominales,%20le,avec%20un%20rendement%20de%2022%25.\(2\)](https://www.cder.dz/spip.php?article4049#:~:text=Dans%20les%20conditions%20nominales,%20le,avec%20un%20rendement%20de%2022%25.(2))," [Online].
- [9] "<https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/engines/engines.html>," [Online].
- [10] *Laboratory of Jet Propulsion. Radioisotope Power Systems for NASA. Pasadena.,*
- [11] G. M. A, "The Kilopower Reactor Using Stirling TechnologY (KRUSTY) Nuclear Ground Test Results and Lessons Learned," 2018.
- [12] "Science : "Une Performance Stirling". 9 septembre1974.," [Online].
- [13] "http://www.tweaktown.com/news/9051/msi_employs_stirling_engine_theory," [Online].
- [14] "Kockums, Le système Kockums Stirling AIP - éprouvé en service opérationnel",," [Online].
- [15] "DELEURY/23-09-2021, <https://www.agasm.fr/author/patrick>," [Online].
- [16] A. E.-E. ..., G. Hennes, E. Eid and E. El-Kenany, "Development of the performance of an alpha-type Heat engine by using elbow-bend transposed-fluids Heat exchanger as a heater and a cooler," *journal of Energy Conversion and Management* , 2010.

- [17] T.S.Zhao and P.cheng, "Oscillatory pressure drops through a woven-screen packed column subjected to a cyclic flow," *scienceDirect*, vol. 36, pp. 333-341, 1996.
- [18] M. Kahaleras, G. Layes, F. Lanzetta and S. Djetel-gothe, "Experimental Thermofluidic Characterization of Different Metallic Regenerators Crossed by Alternating Air Flow," 2022.
- [19] F. Aksoy and H. Karabulut, "Performance testing of a Fresnel/Stirling micro solar Energy conversion system," *journal of Energy Conversion and Management*, 2013.
- [20] M. Abbas, Said and B. N et Boumeddane, "Optimisation d'un moteur Stirling de type gamma," *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 13, no. 1, 2010.
- [21] U. Munir, N. Asad, S. Gardezi, Z. Anwar and M. Kamran, "Oscillatory Heat Transfer correlation for annular mini channel stirling heater," *journal of Case Studies in Thermal Engineering*, 2020.
- [22] H. Hachem, R. Gheith, F. Aloui, Nasrallah and S. Ben, "Technological challenges and optimization efforts of the Stirling machine," *Journal of Energy Conversion and Management*, 2018.
- [23] I. Batmaz and S. Ustun, " Design and manufacturing of a V-type Stirling engine with double heaters," *journal of Applied Energy* , 2008.
- [24] S. Qiu, Y. Gao, G. Rinker and K. Yanaga, " Development of an avanced free-piston Stirling engine for micro combined heating and power application," *journal of Applied Energy* (, 2018.
- [25] Y. Timoumi, I. Tlili and S. Ben Nasrallah, " Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines," *journal of Energy*, 2008.
- [26] M. Ni, B. Shi, G. Xiao, Z. Luo and K. Cen, " Heat transfer characteristics of the oscillating flows of different working gases in U-shaped tubes of a Stirling engine," *journal of Applied Thermal Engineering* , 2015.
- [27] Y. Gaoa, S. Qiub, R. Lic and K. Yanagad, " Design and Development of a Heater Head for Free-Piston Stirling Engine," *journal of AIAA Propulsion and Energy*, 2019.
- [28] C.-H. Cheng, H.-S. Yang and L. Keong, " Theoretical and experimental study of a 300-W beta-type Stirling engine," *journal of Energy* , 2013.
- [29] P. Bitsikas, E. Rogdakis and G. Dogkasont, " CFD study of heat transfer in Stirling engine regenerator," *journal of Thermal Science and Engineering Progress* , 2020.

- [30] K. H. T. H. H. K. e. K. F. ., Teruyuki AKAZAWA, "Design of Ceramics Heater for Stirling Engine," in *The 3rd International Conference on Design Engineering and Science* , 2014.
- [31] C.-L. Chen, C.-E. Ho and H.-T. Yau, "Performance Analysis and Optimization of a Solar Powered Stirling Engine with Heat Transfer Considerations," *journal of Energies*, 2012.
- [32] D. Howard and R. G. Harley., "Modeling of Dish-Stirling Solar Thermal Power Generation," in *Power and Energy Society General Meeting* , 2010.
- [33] M. E. Zayed, J. Zhao and A. E. Kabeel, "Dish/Stirling Concentrated Solar Power Plant for Smart Grid Power Generation: Field Testing, Operational Experience, and Dynamic Performance Modeling," *Delta University Scientific Journal*, vol. 6, 2023.
- [34] S. Guarino, P. Catrini, A. Buscemi, V. L. Brano and A. Piacentino, "Assessing the Energy-Saving Potential of a Dish-Stirling Con-Centrator Integrated Into Energy Plants in the Tertiary Sector," *journal of Energies* , 2021.
- [35] E. A. Bekele and V. R. Ancha, ". Transient performance prediction of solar dish concentrator integrated with stirling and TEG for small scale irrigation system," *journal of Heliyon* , 2022.
- [36] R. B.-C. N. V. Saúl Islas, D. Leal-Chávez, R. López-Zavala and J. Aguilar-Jiménez, "A numerical study of the influence of design variable interactions on the performance of a Stirling engine System," *journal of Applied Thermal Enginneering*, 2020.
- [37] S. Alfarawi, R. AL-Dadah and S. Mahmoud, "Potentiality of new miniature-channels Stirling regenerator," *journal of Energy Conversion and Management* , 2016.
- [38] M. FURMANEK and J. KROPIWNICKI, "Hydraulic resistance analyses of selected elements of the prototype Stirling engine," *Archives of thrmodynamics*, vol. 40, 2019.
- [39] W. Ye, T. Zhang, X. Wang, Y. Liu and P. Chen, "Parametric study of gamma-type free piston stirling engine using nonlinear thermodynamic-dynamic coupled model," *journal of Energy* , 2020.
- [40] Y. Kato, "Indicated diagrams of low temperature differential Stirling engines with channel-shaped heat exchangers," *journal of Renewable Energy*, 2016.
- [41] "https://www.leapaust.com.au/cfd/," [Online].

Annexe

Annexe 1 : Caractéristique du maillage dans les trois méthodes de maillage :

➤ Configuration simple :

Paramètres simple	Méthode de maillage		
	Balayage		Tétraèdres
	Hexaèdre	Hexaèdre / Prisme	
Étape de génération du maillage	• Choix de la méthode • Type des éléments (cas de méthode balayage) • Inflation • Dimensionnement d'élément (Element size)		
Nombre des éléments	168562	169184	378043
Nombre des nœuds	176309	177555	151846
Inclinaison maximale	0.36764	0.3923	0.80741
Qualité orthogonale minimale	0.90531	0.89859	0.26305
Plage de qualité	Très bonne	Très bonne	Bonne

➤ Configuration Complexe sans degré de torsion C-T0 :

Paramètres	Méthode de maillage		
	Balayage		Tétraèdres
	Hexaèdre	Hexaèdre / Prisme	
Étape de génération du maillage	• Choix de la méthode • Type des éléments (cas de méthode balayage) • Inflation • Dimensionnement d'élément (Element size)		
Nombre des éléments	311202	306456	583994
Nombre des nœuds	325241	319130	229199
Inclinaison maximale	0.56755	0.78929	0.84947
Qualité orthogonale minimale	0.59527	0.55262	0.16875
Plage de qualité	Bonne	Bonne	Acceptable

➤ **Configuration complexe avec degré de torsion (C-T1000 et 1500 et 2000 degré) :**

Paramètres	Méthode de maillage		
	Balayage		Tétraèdres
	Hexaèdre	Hexaèdre / Prisme	
Étape de génération du maillage	• Choix de la méthode • Type des éléments (cas de méthode balayage) • Inflation • Dimensionnement d'élément (Element size)		
Nombre des éléments	459370	460664	383689
Nombre des nœuds	481464	478224	383689
Inclinaison maximale	0.57223	0.59202	0.96718
Qualité orthogonale minimale	0.56563	0.56563	0.083064
Plage de qualité	Bonne	Bonne	Acceptable

Annexe 2 : tableau de l'étude d'indépendance de maillage pour les configurations C-T1000 et C-T1500.

➤ **Configuration complexe avec un degré de torsion 1000 (C-T1000) :**

Paramètres	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7
Dimension d'élément [mm]	0.25	0.28	0.3	0.4	0.5	0.8	1
Nombre d'élément	654461	510720	432308	217260	100350	31242	14924
Pression [Pa]	0.66801	0.66637	0.66172	0.65396	0.60695	0.36988	0.26998
Vitesse [m/s]	1.04147	1.04008	1.03666	1.02912	0.98854	0.76294	0.64562
Température [K]	313	313	313	313	313	313	313

➤ **Configuration complexe avec un degré de torsion 1000 (C-T1500) :**

Paramètres	M1	M2	M3	M4	M5	M6
Dimension d'élément [mm]	0.25	0.28	0.3	0.4	0.5	1
Nombre d'élément	585924	513520	419073	213144	88620	12403
Pression [Pa]	0.65967	0.66639	0.66180	0.63022	0.58662	0.24938
Vitesse [m/s]	1.03499	1.04013	1.03671	1.03106	0.97182	0.58662
Température [K]	313	313	313	313	313	313