

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



Mémoire

Présenté à

Université Djilali Bounaama Khemis Miliana

Faculté des sciences et de la technologie

Par

Djabellaoui Abderraouf

Ben Ali Arib Redouane

Pour obtenir le diplôme de

Master en Génie Mécanique

Option : Energétique

THEME

Simulation numérique d'un bruleur à petite chambre de combustion
destinée aux moteurs Stirling

Soutenu le 13 juillet 2021

Devant le jury composé de :

DJELLOUL AZZOUZI	Maître de conférences A, UDBKM	Président
ABBADENI MOHAMED	Maître de conférences B, UDBKM	Examineur
ALLICHE RIDHA	Maître de conférences B, UDBKM	Directeur de mémoire

Dédicaces

À

Nos parents

Nos frères et sœurs.

Remerciement

Nous tenons à remercier toutes les personnes qui ont contribué dans notre succès et qui nous ont aidées lors de la rédaction de ce mémoire.

Nous voudrions dans un premier temps remercier, notre directeur de mémoire R.Alliche, professeur à l'université de Khemis Miliana, pour sa patience, sa disponibilité et surtout ses judicieux conseils, qui ont contribué à alimenter nos réflexions.

Nous remercions tous les membres du jury pour avoir accepté de lire ce travail et de participer à la soutenance de ce mémoire

Nous adressons nos sincères remerciements à nos collègues de classe nos amis et surtout nos parents qui nous ont soutenu et nous ont aidé moralement à passer ces temps-là.

Résumé

Le moteur Stirling est un moteur à combustion externe qui peut fonctionner en toute sécurité avec toute source de chaleur y compris la chaleur produite par la combustion d'un hydrocarbure. Cependant, la conception d'un brûleur efficace est très importante afin qu'il puisse fournir un apport de chaleur suffisant à la tête chaude du moteur Stirling, chose que les brûleurs classiques ne sont pas capables à cause de la petite surface de contact entre la flamme et la tête chaude du moteur, ce qui nécessite une chambre de combustion à petite échelle spéciale pour ce genre de brûleur. Bien que de nombreuses avancées aient été réalisées pour comprendre et simuler ce type de combustion, mais les études de l'utilisation d'un brûleur avec une chambre de combustion à petite échelle destiné aux moteurs Stirling ne sont pas beaucoup. Dans ce travail, nous nous intéressons à la simulation numérique de la combustion au sein d'une chambre compatible à la tête chaude des moteurs Stirling en utilisant différents hydrocarbures. Les simulations numériques vont effectuer à l'aide du code de calcul ANSYS FLUENT, ce code peut servir comme outil puissant capable d'employer pour réaliser une simulation d'une telle combustion d'un mélange de gaz (carburant/comburant).

Mots-clés : Moteur Stirling, Brûleur, Combustion à petite échelle, Ansys Fluent.

Abstract

The Stirling engine is an external combustion engine that can operate safely with any source of heat including heat produced by the combustion of a hydrocarbon. However, the design of an efficient burner is very important so that it can provide sufficient heat input to the hot head of the Stirling engine, something that conventional burners are not capable of because of the small contact area between the flame and the hot head of the engine, which requires a special small-scale combustion chamber for this kind of burner. Although many advances have been made to understand and simulate this type of combustion, but studies of the use of a burner with a small-scale combustion chamber intended for Stirling engines are not much. In this work, we are interested in the numerical simulation of combustion in a chamber compatible with the hot head of Stirling engines using different hydrocarbons. The numerical simulations will perform using the ANSYS FLUENT calculation code, this code can serve as a powerful tool capable of being used to perform a simulation of such a combustion of a gas mixture (fuel / oxidizer).

Keywords : Stirling engine, Burner, Small-scale combustion, ANSYS FLUENT.

المخلص

محرك "ستيرلنغ" هو محرك احتراق خارجي يمكنه العمل بأمان مع أي مصدر للحرارة بما في ذلك الحرارة الناتجة عن احتراق الهيدروكربون. ومع ذلك، فإن تصميم الموقد الفعال مهم جدًا بحيث يمكنه توفير مدخلات حرارة كافية للرأس الساخن لمحرك ستيرلنغ، وهو أمر لا تستطيع الشعلات التقليدية القيام به بسبب مساحة التلامس الصغيرة بين اللهب والرأس الساخن. المحرك الذي يتطلب غرفة احتراق خاصة صغيرة الحجم لهذا النوع من الموقد. على الرغم من التقدم الكبير الذي تم إحرازه لفهم ومحاكاة هذا النوع من الاحتراق، إلا أن دراسات استخدام الموقد بغرفة احتراق صغيرة الحجم مخصصة لمحركات "ستيرلنغ" ليست كثيرة. في هذا العمل، نحن مهتمون بالمحاكاة العددية للاحتراق في غرفة متوافقة مع الرأس الساخن لمحركات "ستيرلنغ" التي تستخدم هيدروكربونات مختلفة. سيتم تنفيذ عمليات المحاكاة العددية باستخدام كود حساب ANSYS FLUENT ، ويمكن أن يكون هذا الأخير بمثابة أداة قوية يمكن استخدامها لإجراء محاكاة لمثل هذا الاحتراق لمزيج غاز (وقود / مؤكسد).

الكلمات المفتاحية : محرك ستيرلنغ، موقد، غرفة احتراق صغيرة الحجم، ANSYS FLUENT

Table des matières

Introduction Générale	1
Chapitre I :	3
Généralités sur les Moteurs Stirling et les bruleurs	3
I.1 Moteurs Stirling.....	3
I.1.1 Historique.....	3
I.1.2 Avantage	3
I.1.3 Principe de fonctionnement	4
I.1.4 Différents types de moteur.....	6
I.1.4.1 Moteur Stirling de type Alpha	7
I.1.4.2 Moteur Stirling de type Beta	7
I.1.4.3 Moteur Stirling de type Gamma	8
I.2 Hybridation du bruleur avec le moteur Stirling.....	9
I.2.1 Combustion avec recirculation	9
I.2.2 Bruleur catalytique.....	11
I.2.3 Bruleur tourbillonnaire.....	13

I.2.3.1 Écoulement swirlé	13
I.2.3.2 Ecoulement whirlé.....	16
I.3 Logiciel de simulation (Ansys Fluent)	17
I.3.1 Définition	17
I.3.2 Méthodes numérique utilisées.....	17
I.3.2.1 Éléments finis	17
I.3.2.2 Volumes finis.....	18
I.3.2.3 Différences finis	18
I.3.3 Étapes de simulation	18
I.3.3.1 Géométrie.....	19
I.3.3.2 Maillage.....	19
I.3.3.3 Configuration.....	19
I.3.3.4 Résultat	19
Chapitre II :	17
Modélisation du bruleur	17
II.1 Choix du bruleur.....	20
II.2 Equations de conservation.....	20
II.2.1 Conservation de masse	21
II.2.2 Conservation de quantité de mouvement.....	21
II.2.3 Conservation de l'énergie	21

II.3 Procédure de simulation	21
II.4 calculs des fractions massiques des espèces chimique.....	24
II.5 Température adiabatique de la combustion du gaz	27
II.6 Rendement du bruleur	29
Chapitre III :	30
Résultats et discussions.....	30
III.1 Paramètres de conception du bruleur	30
III.2 Validation de la simulation du bruleur.....	32
III.3 Améliorations possibles sur le bruleur.....	33
III.3.1 L'influence de nombre de spirales	33
III.3.1.1 Bruleur sans spirale.....	34
III.3.1.2 Bruleur avec deux spirales	35
III.3.1.3 Bruleur avec quatre spirales.....	36
III.3.1.4 L'influence du nombre de spirales sur le rendement	37
III.3.2 L'influence de l'épaisseur d'échangeur	37
III.3.2.1 Epaisseur d'échangeur de 0.8 cm.....	39
III.3.2.2 Epaisseur d'échangeur de 0.6 cm.....	40
III.3.2.3 L'influence de l'épaisseur d'échangeur sur le rendement	40
III.3.3 L'influence de la vitesse d'injection du gaz.....	41
III.3.4 L'influence du type de gaz.....	42

Conclusion Générale..... 44

Bibliographie..... 45

Liste des Figures

Figure I.1 Système fermé en contact avec la source (a : chaude, b : froide)	4
Figure I.2 Représentation du rôle de déplaceur	5
Figure I.3 Raccordement du déplaceur avec le vilebrequin.....	5
Figure I.4 Coupe d'un moteur Stirling de type Alpha [8]	7
Figure I.5 Coupe d'un moteur Stirling de type Bêta [8].....	8
Figure I.6 Coupe d'un moteur Stirling de type Gamma [8]	8
Figure I.7 Distribution de température dans un brûleur avec et sans recirculation [12].....	9
Figure I.8 Schéma et champs de température d'un brûleur droit de 0.5 cm étudié dans [13]	10
Figure I.9 Schéma et photo du brûleur swiss-roll cylindrique de Tohoku de 64 mm de diamètre	11
Figure I.10 Exemple d'un brûleur catalytique.....	12
Figure I.11 schéma des principales structures tourbillonnaires identifiées à la sortie d'injection TLC et flamme en V (en rouge), tiré de la thèse de Guedot [21]	14
Figure I.12 Systèmes de production de Swirl axial et radiale par ailettes	15
Figure I.13 Schéma de l'injection double dans les brûleur tourbillonnaire	15
Figure I.14 (a) : schéma de l'écoulement d'air dans la chambre de combustion ; intersection avec l'injection de carburant. (b) : schéma d'une chambre de combustion cylindrique de type whirl.	16
Figure II.15 configuration géométrique en 2D du brûleur à 2 spirales.....	22
Figure II.16 maillage de la chambre de combustion et de l'échangeur de chaleur.....	23
Figure III.17 Puissance thermique produite par le brûleur	32
Figure III.18 L'évolution de la puissance thermique et le rendement en fonction du débit du gaz pour un brûleur sans spirales.....	35

Figure III.19 L'évolution de la puissance thermique et du rendement en fonction du débit du gaz pour un bruleur à deux spirales	36
Figure III.20 Graphe de la puissance thermique et du rendement en fonction du débit du gaz pour un bruleur a quatre spirales	36
Figure III.21 L'évolution du rendement du bruleur pour différentes spirales en fonction du débit du gaz	37
Figure III.22 L'évolution de la puissance thermique et du rendement en fonction du débit du gaz pour un bruleur a quatre spirales et 0.8 cm d'épaisseur.....	39
Figure III.23 L'évolution de la puissance thermique et du rendement en fonction du débit du gaz pour un bruleur a quatre spirales et 0.8 cm d'épaisseur.....	40
Figure III.24 L'évolution des rendements en fonction du débit du gaz pour un bruleur a quatre spirales et différentes épaisseurs de l'échangeur	41
Figure III.25 Contours de Température pour les vitesses d'injection de gaz (a) : 0.3 m/s, (b) : 0.6 m/s et (c) : 0.9 m/s, dans un bruleur "Swiss-roll" à 4 spirales et 0.6cm d'épaisseur.	42
Figure III.26 Histogramme du rendement des gaz utilisé.....	43

Liste des Tableaux

Tableau III.1 Différents géométries étudiées du bruleur	31
Tableau III.2 calcul de la puissance produite par la flamme	32
Tableau III.3 Contours de température pour différentes vitesses d'injection du gaz et nombres de spirales	34
Tableau III.4 Contours de température pour différentes vitesses d'injection du gaz et épaisseur de l'échangeur thermique.....	38

Liste des Symboles

Symboles latins

A	[m ²]	Surface
C	/	Fractions massique
C _p	[J/kg.k]	Chaleur spécifique massique à pression constant
D	[m]	Diamètre
E	/	Facteur d'air
L	[m]	Longueur caractéristique
P	[Pa]	Pression
PCI	[kWh/m ³]	Pouvoir calorifique inférieur
Q	[J]	Quantité de chaleur
Q̇	[W]	Puissance thermique
S	[N / (m ² · s)]	Terme source
T	[K]	Température
t	[s]	Temps
U	[m/s]	Vecteur vitesse avec deux composantes (x et y)
v	[m ³]	Volume
v	[m/s]	Vitesse de gaz
X	/	Fraction molaire

Symboles grecs

η	[%]	Rendement
λ	[W/m.K]	Conductivité thermique de l'air
ν	[m ² /s]	Viscosité cinématique
ρ	[Kg/m ³]	Densité
τ	[Pa]	Tenseur de contrainte

Introduction Générale

La production de l'énergie est un grand défi pour les années à venir. En effet, les besoins énergétiques dans le monde ne cessent d'augmenter. Par ailleurs, de nouvelles perspectives de production d'énergie par des machines thermiques par transformation de l'énergie calorifique en travail utile à partir du soleil ou de la valorisation des déchets est toujours en développement. Le moteur Stirling peut être une solution intéressante non seulement pour son aspect énergétique car il est capable d'atteindre l'efficacité de Carnot, mais aussi pour des considérations environnementales car il a l'avantage d'utiliser plusieurs sources de chaleur y compris la chaleur produite par la combustion des hydrocarbures dans les brûleurs.

Il faut noter qu'il existe plusieurs types de brûleur dont chacun a sa propre utilisation dans l'industrie. Cependant, dans les moteurs Stirling on ne peut pas utiliser n'importe quel type de brûleurs parce que l'intérêt est d'avoir une puissance mécanique maximale de ce moteur ce qui nécessite un apport de chaleur suffisant que la tête chaude du moteur doit recevoir, chose que les brûleurs classiques ne sont pas capables à cause de la petite surface de contact entre la flamme et la tête chaude du moteur, ce qui nécessite une chambre de combustion à petite échelle spéciale pour ce genre de brûleur pour atteindre des hautes températures et par conséquent une bonne puissance thermique.

Afin de traiter ce sujet et de répondre à cette problématique, nous avons fait des simulations numériques du processus de combustion au sein d'une chambre à petite échelle compatible à la tête chaude des moteurs Stirling en utilisant un brûleur de type « Swiss-roll », notre objectif est de trouver les meilleurs paramètres de dimensionnement tel que le nombre de spirales de l'échangeur thermique et son épaisseur ainsi que le meilleur alcane à brûlé afin d'assurer une haute température de combustion et un bon rendement thermique du brûleur.

Le présent travail est reparti en trois chapitres. Le premier chapitre comprend une partie bibliographique sur les moteurs Stirling et les bruleurs qui peuvent être utilisés dans ce genre d'application afin de permettre au lecteur de bien saisir la démarche qui vient. Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté la modélisation du bruleur en justifiant notre choix du bruleur et en montrant les procédures de la simulation, et pour finir le chapitre on a calculé les fractions massiques des espèces chimiques CH_4 , O_2 , N_2 , CO_2 , H_2O , et la température de flamme adiabatique. Dans le dernier chapitre, nous avons présenté en premier lieu les paramètres de conception du bruleur choisi et la validation de notre simulation numérique suivie par l'étude des paramètres qui influent sur la température de la flamme et le rendement du bruleur. En fin, dans la conclusion nous avons fait une synthèse de l'ensemble des résultats obtenus.

Chapitre I :

Généralités sur les Moteurs Stirling et les bruleurs

I.1 Moteurs Stirling

I.1.1 Historique

Le moteur Stirling a été inventé en 1816, bien avant le moteur Diesel (1893), le moteur à essence (1860) et le moteur électrique (1869) par Robert Stirling. Il a connu un succès commercial impressionnant jusqu'au début du 20^{ème} siècle. Il constituait avec la machine à vapeur, quasiment la seule possibilité de convertir de l'énergie calorifique en énergie mécanique. Les machines à vapeur étant plutôt réservées aux grandes puissances [1].

I.1.2 Avantage

Le moteur Stirling régnait dans le créneau des basses puissances et ceci grâce à ses multiples avantages :

- ✓ Un rendement élevé : comme il est possible de faire fonctionner le moteur Stirling en cogénération, le rendement global peut être très élevé.
- ✓ L'utilisation d'une multitude de sources chaudes : combustion de gaz divers, de bois, déchets, énergie solaire ou géothermique, etc.
- ✓ Un fonctionnement silencieux : il n'y a pas de détente à l'atmosphère comme dans le cas des moteurs à combustion interne. De plus, sa conception est telle que le moteur est facile à équilibrer et engendre peu de vibrations.
- ✓ La fiabilité et la maintenance aisée : la simplicité technologique permet d'avoir des moteurs d'une très grande fiabilité et nécessitant peu de maintenance.
- ✓ La durée de vie : importante du fait de sa simplicité [1].

I.1.3 Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement du moteur Stirling est très simple, Imaginons une boîte cylindrique remplie par un gaz (ex : l'air) et fermée par un piston de travail qui peut coulisser de haut en bas et vice versa. En suppose que cette boîte est mise successivement en contact avec une source chaude puis une source froide, à nouveau une source chaude puis une source froide...etc. le phénomène suivant se produit :

- Si la boîte est en contact avec la source chaude :
 - La température du gaz augmente
 - Sa pression augmente ;
 - Le piston se déplace vers le haut (Figure I.1 -a-).
- Si la boîte est en contact avec la source froide :
 - La température du gaz diminue
 - Sa pression va baisser
 - Le piston se déplace vers le bas (Figure I.1 -b-).

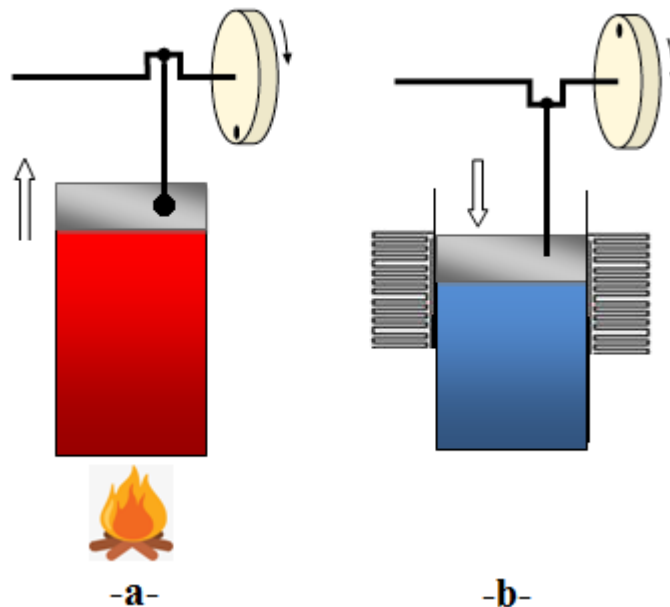


Figure I.1 Système fermé en contact avec la source (a : chaude, b : froide)

Ces deux mouvements se font avec température constante ($T = C^{te}$) et un changement de volume et de pression du gaz en même temps.

Maintenant, plutôt que de chauffer et de refroidir toute la boîte, chauffons un côté et refroidissons l'autre. Ceci peut se réaliser en introduisant un autre piston pour déplacer l'air d'un côté à l'autre de la boîte afin que celui-ci se chauffe ou se refroidit. Ce piston est appelé "déplaceur", (Figure I.2).

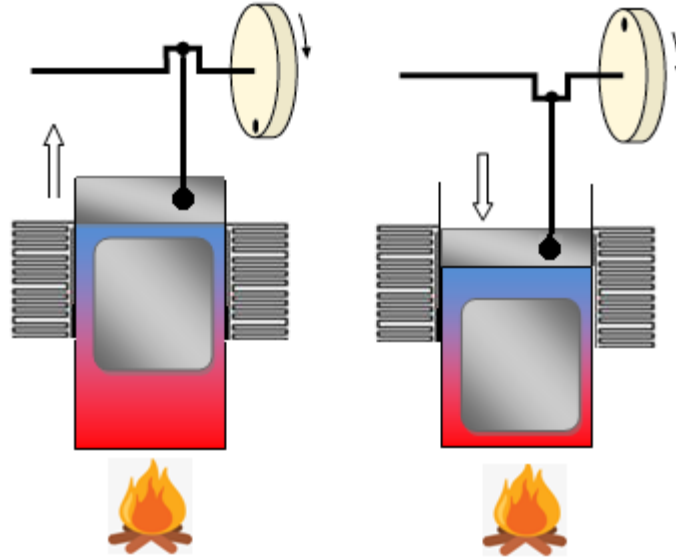


Figure I.2 Représentation du rôle de déplaceur

Pour assurer le mouvement de ce déplaceur, on utilise une petite partie de l'énergie mécanique précédemment fournie par le piston de travail, (Figure I.3).

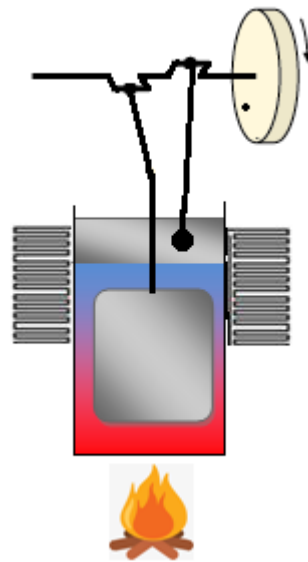


Figure I.3 Raccordement du déplaceur avec le vilebrequin

I.1.3.1 Cycle Stirling théorique

Le moteur Stirling fonctionne selon le cycle Stirling. C'est un cycle fermé basé sur le processus de régénération à volume constant et sur des transformations de compression et de détente isothermes. Le cycle thermodynamique d'un moteur Stirling est composé de 4 processus de transfert de chaleur :

1→ 2 Détente isotherme : Le gaz fonctionnant à haute température, absorbe la chaleur de l'espace chaud et augmente isothermiquement en volume exerçant ainsi un travail sur le piston de puissance ; le moteur produit le travail utile du cycle.

2→ 3 Détente isochore : Le piston de déplacement transfère tout le gaz à travers le régénérateur vers la partie froide. La chaleur est absorbée du gaz pendant qu'il traverse le régénérateur, abaissant ainsi sa température jusqu'à celle de la partie froide. Ainsi, la température diminue accompagnée d'une diminution considérable de la pression.

3→ 4 Compression isotherme: Le piston de puissance comprime le gaz à la température froide, par conséquent rejette la chaleur à l'espace froid. Puisque le travail effectué est à la basse pression, moins de travail est exigé pour la compression que celui obtenu à partir de l'expansion (1 → 2).

4→ 1 Compression isochore: Le piston de déplacement transfère tout le gaz à travers le régénérateur vers la partie chaude. La chaleur est livrée au gaz à partir du régénérateur, de ce fait sa température augmente et atteint celle de l'espace chaud. Comme la température s'élève, la pression de gaz augmente de manière significative et le système revient à ses conditions initiales.

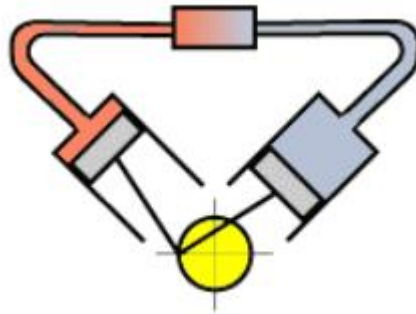
[1]

I.1.4 Différents types de moteur

Il existe une très grande diversité de moteurs Stirling. On les classe généralement en fonction de leur configuration géométrique. Selon ce critère, il y a trois types principaux de moteur Stirling : le moteur Alpha, le moteur Bêta et le moteur Gamma [2].

I.1.4.1 Moteur Stirling de type Alpha

Le moteur bicylindre ou alpha (Figure I.4) est un moteur dans lequel un cylindre est associé à la source froide et un autre est associé à la source chaude. Le couplage cinématique des deux pistons permet au fluide de passer d'un cylindre à l'autre tout en traversant un récupérateur d'énergie (régénérateur) et de faire varier le volume selon les phases s'approchant de celles décrites dans le diagramme indicateur théorique de Stirling.



Pierre Gras (2002)

Figure I.4 Coupe d'un moteur Stirling de type Alpha

I.1.4.2 Moteur Stirling de type Beta

Le moteur bêta (Figure I.5) est un moteur monocylindre constitué de deux pistons :

- Un piston de travail (gris foncé) utile pour la compression et la détente,
- Un piston 'déplaceur' (gris clair) pour mettre successivement le gaz en contact avec la source froide puis la source chaude.

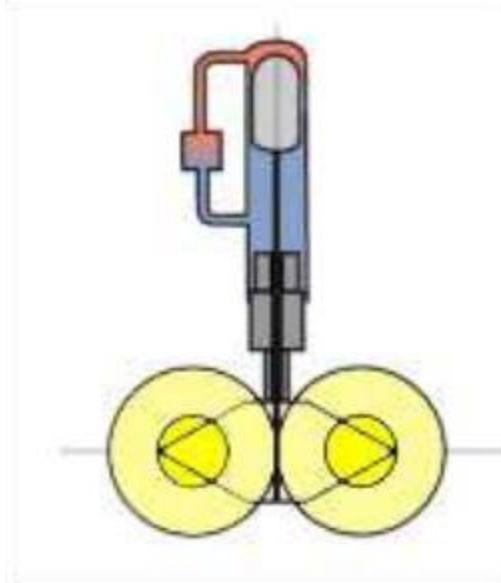


Figure I.5 Coupe d'un moteur Stirling de type Bêta

I.1.4.3 Moteur Stirling de type Gamma

Enfin, le moteur que nous avons utilisé dans nos manipulations est le moteur de type gamma (Figure I.6). Ce moteur ressemble beaucoup au type bêta car il a aussi un piston de travail et un piston déplaceur. La seule différence réside dans le fait que les deux pistons se meuvent dans des cylindres distincts.

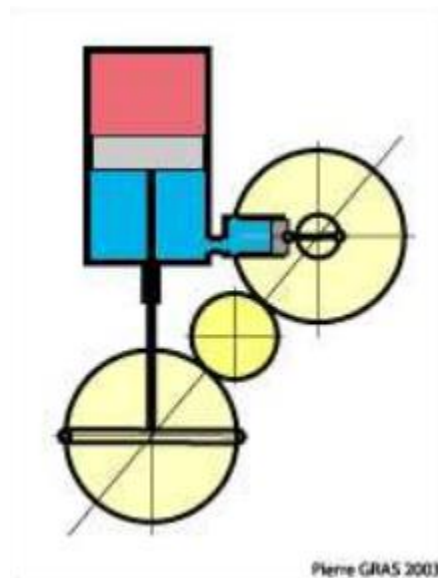


Figure I.6 Coupe d'un moteur Stirling de type Gamma

I.2 Hybridation du brûleur avec le moteur Stirling

Dans le développement d'un système hybride moteurs Stirling/brûleur, la fabrication d'un brûleur puissant est très importante car l'efficacité du moteur dépend de la capacité du brûleur à fournir une chaleur suffisante pour la tête chaude du moteur. Alors que pour une petite surface de contact entre la flamme et la tête chaude (notre cas), il nécessite d'utiliser des brûleurs spéciaux pour ce type de combustion.

I.2.1 Combustion avec recirculation

La combustion conventionnelle empêche le principe selon lequel la température maximale peut être atteinte dans une réaction envisagée par la température d'équilibre adiabatique. Pour certaines configurations de brûleur, toutefois, la température maximale peut dépasser cette valeur en raison de la circulation thermique. (Figure I.7), qui conduit au concept de combustion super-adiabatique. L'avantage de ce type de combustion est l'élargissement des limites d'inflammabilité en par augmentation des vitesses des réactions chimique [3]. Cette méthode n'est pas nouvelle : elle a été développée par *Weinberg* il y a déjà plusieurs décennies [4, 5].

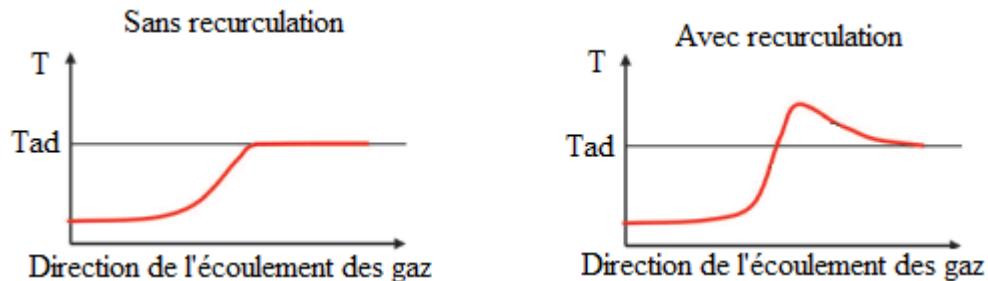


Figure I.7 Distribution de température dans un brûleur avec et sans recirculation [6]

L'idée la plus simple pour une configuration utilisant le principe de la recirculation est un brûleur droit (Figure I.8), La flamme chauffe le mur sur toute la distance à proximité, et le mur conduit la chaleur vers des endroits plus éloignés. (C'est-à-dire l'entrée d'air), puis la paroi chaude préchauffe le gaz frais entrant, provoquant une incendie du mélange. Grâce au couplage thermique entre flammes et le mur, la recirculation de la chaleur est ici indirecte.

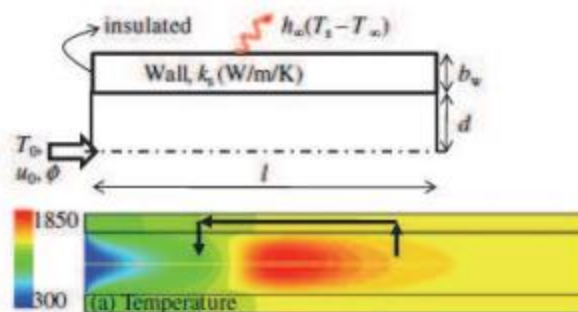


Figure I.8 Schéma et champs de température d'un brûleur droit de 0.5 cm étudié dans [7]

Le principal avantage des brûleurs avec recirculation des gaz d'échappement est qu'ils peuvent fonctionner à petite échelle lorsque les brûleurs conventionnels sont limités. S'il n'y a pas de cycle thermique, la teneur en énergie des réactifs et la perte de chaleur externe limiteront la température de la zone de combustion, limitant ainsi la vitesse de la réaction chimique [8]. Cependant, dans la combustion à recirculation, le mélange carburant / air entrant est préchauffé à partir de la paroi chaude par convection, ce qui entraîne une augmentation de la température maximale, augmentant ainsi la vitesse de réaction. En conséquence, il est possible d'élever la température du mélange air / carburant autrement inflammable à un niveau où une zone de réaction auto-entretenu peut être réalisée [8].

Le concept «Swiss roll» est sans aucun doute le concept le plus connu des brûleurs à recirculation, mais c'est aussi le plus compliqué d'entre eux. Il est principalement développé pour les petites chambres de combustion. Il se compose d'un enroulement en spirale dans lequel un gaz frais est injecté et d'un tuyau de sortie des fumées entourant la zone de combustion. Par conséquent, chaque tube contenant du gaz frais est en contact direct avec deux tubes contenant du gaz de combustion, et vice versa, comme le montre la Figure I.9. Cette stratégie permet de fournir une très grande surface d'échange thermique, qui peut être ajustée en changeant le nombre de spirales. Le diamètre du canal peut être maintenu petit afin d'étendre le transfert de chaleur, et la taille de la zone de combustion centrale peut être conçue indépendamment des composants d'échange de chaleur.

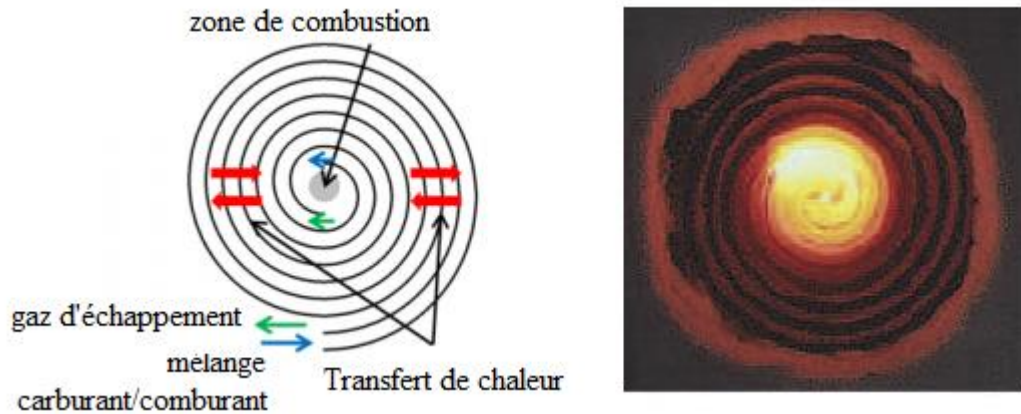


Figure I.9 Schéma et photo du brûleur swiss-roll cylindrique de Tohoku de 64 mm de diamètre

I.2.2 Brûleur catalytique

La petite taille du système à petite échelle se traduit par un très grand rapport surface / volume, ce qui augmente la masse et le transfert de chaleur. Ces effets rendent la combustion en phase gazeuse très sensible. Disparu. D'autre part, la combustion catalytique peut profiter de puissants avantages de transfert de masse. Il n'a pas non plus de distance d'extinction, une température de réaction modérée et Émissions propres [9].

La combustion classique en présence d'une flamme lors de la combustion d'hydrocarbures comme le méthane est un processus difficile à maîtriser. Il se produit dans une plage de concentration air / hydrocarbure bien définie et conduit à la formation de dioxyde de carbone et d'eau, ainsi qu'à la production de polluants tels que le monoxyde de carbone et les oxydes d'azote. En revanche, la combustion catalytique produit très peu de polluants, tels que les NOx et le CO. De plus, l'introduction du catalyseur permet de mieux contrôler l'oxydation totale dans une plage de rapport air / hydrocarbure plus large. Ceux-ci peuvent dépasser la plage d'inflammabilité de la combustion conventionnelle. De plus, la combustion catalytique permet de brûler une variété de composés. La Figure I.10 montre un exemple de brûleur catalytique.



Figure I.10 Exemple d'un bruleur catalytique

Le catalyseur de combustion est généralement constitué d'un substrat monolithique, céramique ou métallique, sur lequel est déposée une couche mince d'un ou plusieurs oxydes réfractaires (généralement de l'alumine), de surface et de porosité supérieure à celles du substrat monolithique. Une phase active constituée essentiellement de métaux du groupe du platine est dispersée sur l'oxyde. Pendant le processus de combustion, le catalyseur doit résister à des températures très élevées, généralement supérieures à 1000 ° C [10].

Par rapport à la combustion conventionnelle, la combustion catalytique peut offrir de nombreux avantages. La plupart de ces avantages sont liés à la capacité du catalyseur à brûler même de petites quantités d'hydrocarbures sans aucun problème de stabilité. Cela ouvre la porte au fonctionnement stable de la chambre de combustion. Par conséquent, la température de flamme peut être abaissée sans les instabilités indésirables qui se produisent dans les chambres de combustion pré-mélangées classiques [11].

Bref, la littérature scientifique est d'accord avec l'existence de la combustion catalytique. Intérêt pour l'extension de la limite d'inflammabilité et l'amélioration de la stabilité de la flamme. Réaction Même à des températures plus basses, la surface est toujours active et a une meilleure résistance à la résistance. Dans les cas où la taille du système n'est pas trop grande (plus petite), une perte de chaleur sera observée à la taille d'un millimètre.

I.2.3 Brûleur tourbillonnaire

Une autre méthode envisageable pour la stabilisation de la combustion à petite échelle en phase gazeuse consiste à modifier la topologie de l'écoulement. En effet, un écoulement permettant à une flamme confinée de s'établir en restant suffisamment loin des parois limite les pertes thermiques et favorise un bon mélange des réactifs. C'est notamment le cas des écoulements tourbillonnaires comme l'écoulement swirlé et l'écoulement whirlé définis ci-dessous.

I.2.3.1 Écoulement swirlé

En flux tourbillonnant, généralement rencontré dans la chambre de combustion de la turbine Gaz, le flux de gaz tourne avec des composantes de vitesse à travers un éjecteur appelé cyclone. Composantes de vitesse axiale et tangentielle.

Ces systèmes sont toujours largement étudiés sur des systèmes de taille conventionnelle [12, 13, 14]. Ils sont caractérisés par le nombre de swirl calculé comme le rapport du flux axial de quantité de mouvement azimutale sur le flux axial de quantité de mouvement axiale [12]. Les flammes swirlées confinées possèdent une structure caractéristique, qui varie selon l'intensité du swirl :

- Dans les brûleurs peu swirlés, une zone de recirculation externe (ORZ pour Outer Recirculation Zone) se forme autour du jet principal. Elle améliore la stabilité et l'accrochage de la flamme.
- Quand le nombre de swirl augmente, la vitesse axiale a tendance à diminuer au niveau de l'axe de symétrie. Pour un nombre de swirl supérieur à 0.6, cette zone de faible vitesse axiale se transforme en une zone de recirculation centrale (CRZ pour Central Recirculation Zone), dans laquelle les gaz brûlés viennent alimenter et réchauffer les gaz frais.

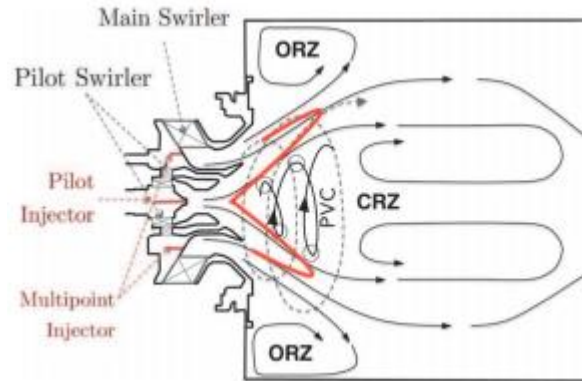


Figure I.11 schéma des principales structures tourbillonnaires identifiées à la sortie d'injection TLC et flamme en V (en rouge), tiré de la thèse de Guedot [15]

Pour des nombres de swirl plus élevés, la taille de la zone de recirculation centrale a tendance à augmenter. Des nombres de swirl élevés peuvent générer des instabilités, et augmentent le risque de flashback.

Ces principales structures tourbillonnaires sont illustrées par la Figure I.11 Les avantages technologiques de la stabilisation par le swirl sont multiples :

- ✓ Contrairement à une stabilisation par accroche-flamme, la stabilisation par swirl est faite grâce à un point d'arrêt aérodynamique. Elle permet de s'affranchir des contraintes thermomécaniques liées à la présence de pièces mécaniques dans la zone de réaction où les gaz sont les plus chauds.
- ✓ Un autre avantage du swirl est la compacité de la flamme, le rapport de longueur par rapport à une flamme de type jet étant d'environ 1/3. La combustion ayant lieu dans un volume plus petit, cela permet de réduire la taille du brûleur. La flamme, stabilisée sur l'avant de la zone de recirculation centrale [16].
- ✓ La zone de recirculation joue le rôle de réservoir énergétique. L'importante quantité de gaz contenue dans la zone de recirculation permet de stabiliser la flamme sur une large plage de fonctionnement. Par ailleurs, dans la zone de cisaillement entre le jet principal et les zones de recirculation, les gradients de vitesse sont très importants, donnant lieu à des niveaux de turbulence élevés qui améliorent le mélange des réactifs, et contribuent au bon fonctionnement du brûleur sur une large gamme de débits.

Il existe plusieurs façons de générer la rotation de l'écoulement. Ils peuvent être classés en trois catégories principales :

1. Utilisation d'ailettes ou d'hélices réglables déviant l'écoulement soit d'une manière axiale ou radiale selon la position des ailettes (Figure I.12). Du fait de sa simplicité, ce dispositif est généralement utilisé dans les systèmes industriels. Cependant, ce type d'appareil introduit des pertes de charge importantes, et l'intensité du tourbillon est limitée à cause de la conception des ailettes [17].

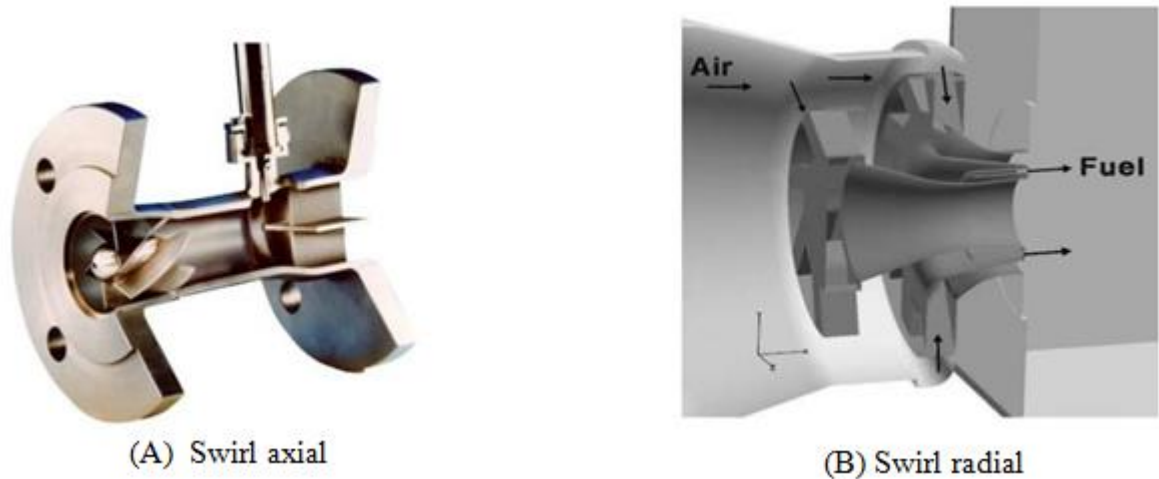


Figure I.12 Systèmes de production de Swirl axial et radiale par ailettes

2. Double injection : injection axiale et injection tangentielle permet de faire pivoter le débit (Figure I.13). L'intensité du vortex est ensuite déterminée par le rapport entre le courant d'injection tangentielle et celui injecté axialement. [18, 19].

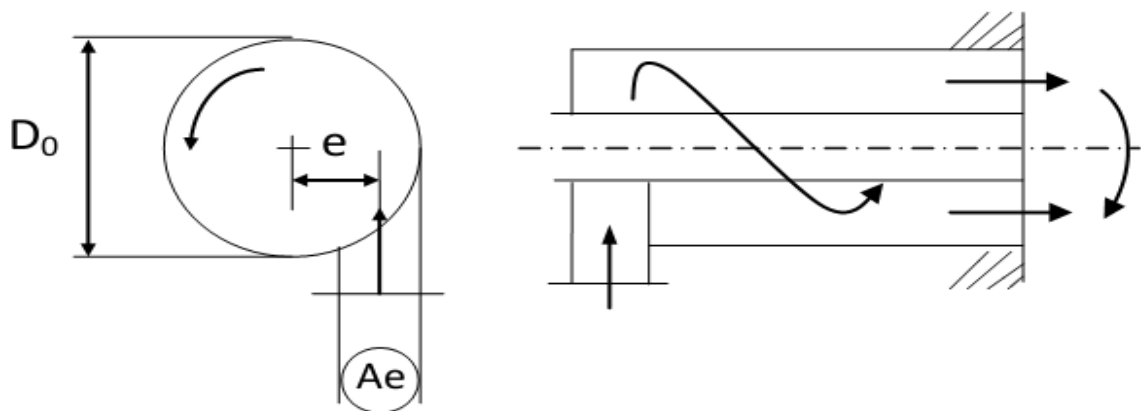


Figure I.13 Schéma de l'injection double dans les bruleur tourbillonnaire

- Utilisez des dispositifs mécaniques rotatifs générant un mouvement tournant vers le fluide entre eux [20].

I.2.3.2 Ecoulement whirlé

Whirlflow est un flux de tourbillons créés par la géométrie de la chambre de combustion [21, 22]. En comparaison avec le tourbillon, ses caractéristiques sont les suivantes :

- L'air a été introduit tangentiellement à un mur (Figure I.14 a et b).
- Le carburant est perpendiculairement injecté à l'air afin que les deux jets se croisent, favorisant le mélange.

Dans le régime de combustion, l'écoulement whirlé améliore la stabilisation de la flamme à travers une zone centrale de droite, composée de gaz chaud et de faibles niveaux de turbulence. La force centrifuge rejette les gaz frais lourds près des murs et concentre les gaz chauds légers au centre de l'écoulement. L'autre avantage de ce concept est de limiter les pertes thermiques pariétales grâce à la clôture de gaz de frais sur un mur proche. Toutes ces fonctionnalités révèlent le flux comme un concept très intéressant pour la combustion centimétrique.

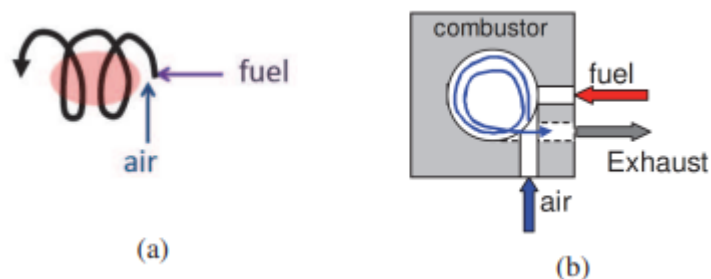


Figure I.14 (a) : schéma de l'écoulement d'air dans la chambre de combustion ; intersection avec l'injection de carburant. (b) : schéma d'une chambre de combustion cylindrique de type whirll

Swirl et whirll conduisent à des structures et des mécanismes différents pour l'écoulement et la stabilisation de la flamme. La flamme whirllée ressemble à un cylindre creux avec un cœur chaud central relativement calme. Au contraire, la flamme swirlée est caractérisée par une zone de recirculation centrale produite par éclatement tourbillonnaire de l'écoulement fortement swirlé [23]. Cette zone conduit à la stabilisation de la flamme grâce à une région de vitesse opposée à l'écoulement swirlé qui alimente en gaz brûlés la zone de réaction.

Chapitre II : Modélisation du bruleur

II.1 Logiciel de simulation (Ansys Fluent)

II.1.1 Définition

Ansys Fluent est un programme informatique de pointe permettant de modéliser les écoulements de fluides, le transfert de chaleur et les réactions chimiques dans des géométries complexes.

Ansys Fluent est écrit en langage C et exploite pleinement la flexibilité et la puissance offertes par ce langage. Par conséquent, une véritable allocation de mémoire dynamique, des structures de données efficaces et un contrôle flexible du solveur sont tous possibles. En outre, Ansys Fluent utilise une architecture client / serveur, ce qui lui permet de s'exécuter simultanément en tant que processus distincts sur des postes de travail clients et de puissants serveurs de calcul. Cette architecture permet une exécution efficace, un contrôle interactif et une flexibilité complète entre différents types de machines ou de systèmes d'exploitation.

Ansys Fluent offre une flexibilité totale des maillages, y compris la possibilité de résoudre vos problèmes d'écoulement à l'aide de maillages non structurés pouvant être générés relativement facilement sur des géométries complexes. Les types de maille pris en charge incluent les mailles triangulaires / quadrilatérales 2D, tétraédriques / hexaédriques / pyramidales / pyramidales / polyédriques 3D et mixtes (hybrides). ANSYS Fluent vous permet également d'affiner ou de grossir votre maillage en fonction de la solution de flux [24].

II.1.2 Méthodes numérique utilisées

Dans ce programme on a 3 principales méthodes numériques qu'on utilise qui nous permettent à résoudre le problème, ces méthodes sont :

II.1.2.1 Éléments finis

En analyse numérique, la méthode des éléments finis (MEF, ou FEM pour finite element method en anglais) est utilisée pour résoudre numériquement des équations à la dérivée partielle

comme la méthode des différences finis et celle des volumes finis. Celles-ci peuvent par exemple représenter analytiquement le comportement dynamique de certains systèmes physiques (mécanique, thermodynamique, acoustique, etc.).

Concrètement, cela permet par exemple de calculer numériquement le comportement d'objets même très complexes, à condition qu'ils soient continus et décrits par une équation aux dérivées partielles linéaire : mouvement d'une corde secouée par l'un de ses bouts, comportement d'un fluide arrivant à grande vitesse sur un obstacle, déformation d'une structure métallique...

II.1.2.2 Volumes finis

Les méthodes des volumes finis qui est utiliser dans cette mémoire, et des éléments finis exploitent des approximations d'intégrales. Toutefois, la méthode des volumes finis se base directement sur la forme dite forte de l'équation à résoudre, alors que la méthode des éléments finis se fonde sur une formulation variationnelle de l'équation.

Les méthodes de volumes finis ont été initialement mises au point pour des lois de conservations hyperboliques, mais des développements récents permettent à présent de les utiliser pour des équations elliptiques et paraboliques.

II.1.2.3 Différences finis

En analyse numérique, la méthode des différences finies est une technique courante de recherche de solutions approchées d'équations aux dérivées partielles qui consiste à résoudre un système de relations (schéma numérique) liant les valeurs des fonctions inconnues en certains points suffisamment proches les uns des autres.

Cette méthode apparaît comme étant la plus simple à mettre en œuvre car elle procède en deux étapes: d'une part la discrétisation par différences finis des opérateurs de dérivation/différentiation, d'autre part la convergence du schéma numérique ainsi obtenu lorsque la distance entre les points diminue.

II.1.3 Étapes de simulation

On a généralement quatre étapes à suivre pour réaliser une simulation.

II.1.3.1 Géométrie

Dans cette étape on doit Créer la géométrie avec un modeleur et identifier les zones utiles pour définir correctement les conditions aux limites et créer les entités géométriques et après identifier les zones utiles pour établir des post traitements particuliers : par exemple résultante des efforts exercés sur une surface donnée d'un corps, il est habituellement plus simple de définir cette surface dès la conception du domaine plutôt que de le faire avec le post processeur Si l'écoulement présente des zones dans lesquelles de forts gradients sont prévisibles (rétrécissement, couche limite..).Et prévoir des entités géométriques utiles au raffinement du maillage.

II.1.3.2 Maillage

Le maillage est un ensemble recouvrant au mieux le domaine géométrique étudié. Il peut être constitué d'éléments linéiques, surfaciques et volumiques. La connectivité d'un maillage est la définition des liaisons entre les sommets de ses éléments. On parle de maillage hybride lorsqu'il mêle des éléments de nature différente. Par exemple en 2D quadrangle et triangle ou en 3D hexaèdres et tétraèdres.

II.1.3.3 Configuration

Pour résoudre tout problème informatique lié à la dynamique des fluides, les conditions initiales et limites doivent être spécifiées. Et c'est ça ce qu'on choisit dans cette étape. Les conditions aux limites sont des composants essentiels d'un modèle mathématique. Ils dirigent le mouvement du flux qui mène à une solution unique. Dans ANSYS Fluent (ou en général dans tout logiciel CFD), nous connaissons les conditions aux limites standard telles que l'entrée, la sortie, le mur, la symétrie, etc. Ces types de conditions aux limites sont fréquemment utilisés. Cependant, certaines applications nécessitent des conditions aux limites personnalisées qui diffèrent un peu de ces conditions à la limite standard.

II.1.3.4 Résultat

Au cours de cette étape, on affiche les résultats de la simulation dans ANSYS Fluent, les afficher dans CFD-Post, puis consulter la liste des fichiers générés par ANSYS Workbench. Et ses résultats peuvent être la vélocité ou la température dans chaque point ou arrête ou on peut le voir même dans des graphe.

II.2 Choix du bruleur

Notre choix s'est porté sur un bruleur avec recirculation de type "Swiss-roll", et ce pour différentes raisons :

- La géométrie annulaire de la chambre de combustion limite les principaux avantages du brûleur à jet hélicoïdal. Le brûleur à jet hélicoïdal est basé sur le bon mélange de réactifs. En fait, plusieurs géométries de brûleur à jet hélicoïdal ont été simulées, mais les résultats sont toujours non convaincants alors l'utilisation a été abandonnée.
- Le brûleur catalytique peut être utilisé pour n'importe quelle géométrie de la chambre de combustion sans aucun problème. Cependant, la mise en œuvre et la simulation de cette méthode étant trop compliquées.
- Brûleur à recirculation, sa base est de récupérer la chaleur dégagée par les fumées en offrant une grande surface de transfert et d'échange thermique, réglable en modifiant le nombre de spires. Le diamètre du canal peut être maintenu petit afin d'étendre le transfert de chaleur, et la taille de la zone de combustion centrale peut être conçue indépendamment de la partie d'échange thermique. De plus, il convient également aux petites chambres de combustion, même si leur volume est d'environ quelques centimètres cubes [25].
- Enfin, certaines recherches ont été menées sur des brûleurs «Swiss roll», en particulier des brûleurs de très petite taille, comme le format (12,5 × 12,5 × 5 mm) conçu par J. Vican[26]. JeongminAhn [27] a étudié les dimensions (70 × 70 × 50 mm) et les résultats ont montré qu'elles sont très adaptées à notre configuration.

Dans cette étude, un échangeur à spirale carrée a été choisi pour induire plus de turbulence, améliorant ainsi le transfert de chaleur entre les fumées et l'air frais.

II.3 Equations de conservation

Dans les processus de simulation, le gaz était supposé incompressible et le processus de combustion était supposé en état stable. La gravité a également été ignorée [28]. Les équations de conservation utilisées sont les suivants :

II.3.1 Conservation de masse

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (\text{II. 1})$$

II.3.2 Conservation de quantité de mouvement

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} \quad (\text{II. 2})$$

II.3.3 Conservation de l'énergie

$$\frac{\partial (\rho e)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} e) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) - \mathbf{p} \nabla \cdot \mathbf{U} + \nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau}) + S_{chem} + S_{rad} \quad (\text{II. 3})$$

II.4 Procédure de simulation

Afin de comprendre les caractéristiques de combustion du brûleur sélectionné et de pouvoir calculer le flux thermique transféré à la tête chaude du moteur Stirling, une simulation numérique bidimensionnelle (x,y) du type de brûleur sélectionné (swiss-roll) nous avons utilisé le code CFD Fluent [25]. La géométrie 2D du brûleur sélectionné (Figure II.15) se compose d'un échangeur de chaleur en spirale carré, et la zone centrale circulaire représente la forme cylindrique de la chambre de combustion correspondant à la tête thermique du moteur. Ils sont en contact direct les uns avec les autres pour assurer que la chaleur des fumées est transférée à l'air frais de l'extérieur. De plus, la circulation des gaz dans les deux échangeurs se fait à contre-courant, ce qui est judicieux pour améliorer les transferts thermiques. L'injecteur de carburant est situé à une certaine distance de la chambre de combustion, de sorte que la flamme reste stable sur toute la surface de la Tête chaude du moteur.

Il faut entrer dans le détail du fonctionnement de Fluent : lorsque l'on fait un calcul en 2D, Fluent réalise en fait un calcul en 3D avec une troisième dimension dont la section est le dessin 2D réalisé par l'utilisateur. La hauteur choisie est par défaut de 1 mètre et ce pour ne pas ajouter de coefficient de correction aux calculs [29]. Dans notre travail, après l'obtention des résultats de flux, toutes les quantités sont recalculées en utilisant un coefficient de proportion correspondant à la hauteur exacte du brûleur.

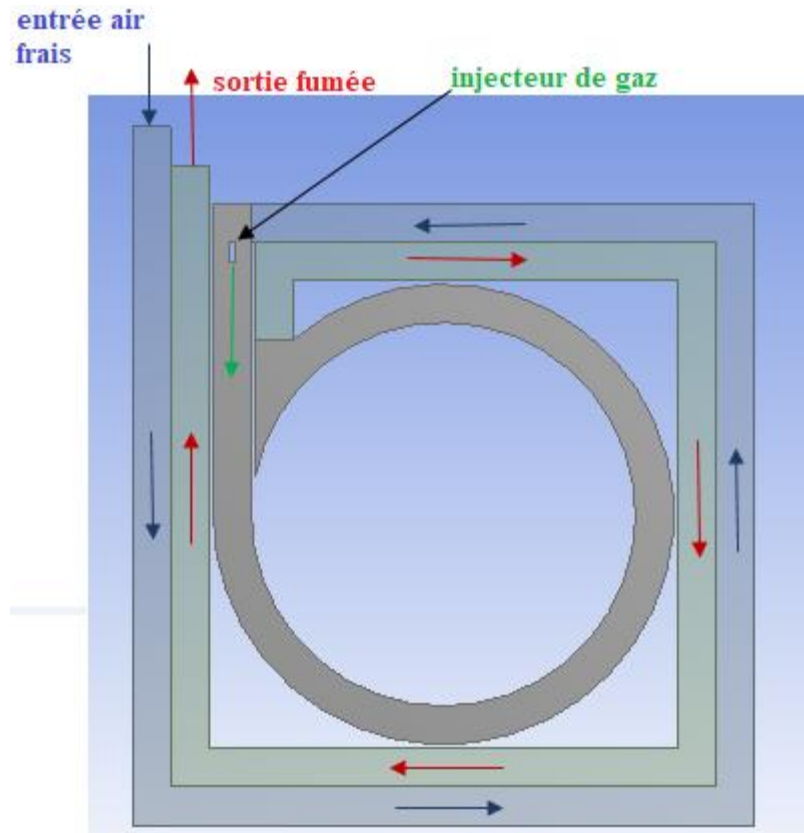


Figure II.15 configuration géométrique en 2D du bruleur à 2 spirales

Du fait de la cohérence des formes géométriques, un type de maillage a été défini, le domaine circulaire représentant la chambre de combustion et le domaine rectangulaire représentant l'échangeur de chaleur sont définies par une grille quadrillée. Sur le quadrilatère, ce dernier permet d'affiner la frontière. Dans le domaine circulaire où se produit la réaction, des grilles trop denses sont nécessaires pour assurer des résultats plus précis, tandis que les grilles quadrilatérales ne se condensent qu'à proximité de la paroi de contact où se produit le transfert de chaleur, ce qui peut optimiser le temps de calcul. La figure (II.16) illustre les différents maillages utilisés dans cette étude.

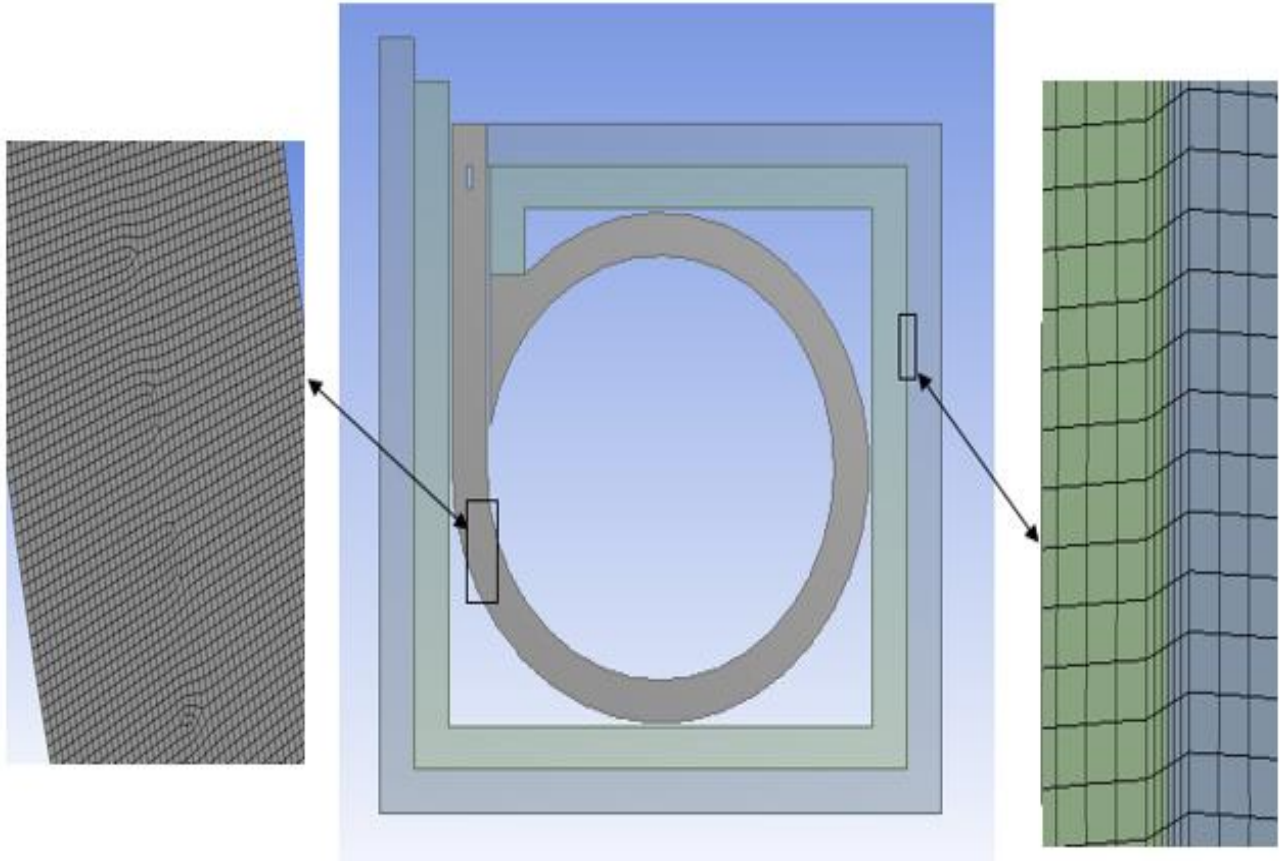


Figure II.16 maillage de la chambre de combustion et de l'échangeur de chaleur

Sur la base de l'étude préliminaire de ce type de brûleur que le transfert de rayonnement dans l'échangeur de chaleur est très important, le rayonnement surface à surface a été modélisé, et son émissivité de paroi était de 0,35. Comparé à la convection et au rayonnement surface à surface, le transfert de rayonnement en phase gazeuse est négligeable. La turbulence et le transfert de chaleur sont modélisés à l'aide de modèles standard ($k-\epsilon$). Néanmoins, le modèle est toujours considéré comme utile pour évaluer les effets de la turbulence [30]. Le schéma "upwind du second ordre" est utilisé pour la discrétisation spatiale du domaine de calcul, et l'algorithme "SIMPLEC" est utilisé pour le couplage pression-vitesse. Le couplage entre la turbulence et la réactivité du système provoquée par la réaction de combustion est géré par le modèle PDF (fonction de densité de probabilité).

II.5 calculs des fractions massiques des espèces chimique

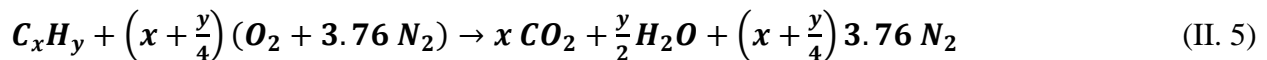
Dans ce travail, nous posons les hypothèses suivantes pour modéliser la combustion dans le brûleur :

- La combustion est complète,
- La quantité d'eau dans le comburant est négligeable.
- Le gaz est composé essentiellement de CH_4 et tous les autres composés (ex : H_2S , N_2 ...) sont négligeables.

Le processus de combustion de base peut être décrit par des combustibles (hydrocarbures) plus des oxydants (air ou oxygène) appelés réactifs, qui libèrent de la chaleur pour former des produits de combustion tout en subissant des processus chimiques, de sorte que la masse est conservée. Dans le processus de combustion le plus simple (appelé combustion stœchiométrique), tout le carbone du carburant forme du dioxyde de carbone (CO_2) et tout l'hydrogène du produit forme de l'eau (H_2O). On peut donc écrire la réaction chimique sous la forme :



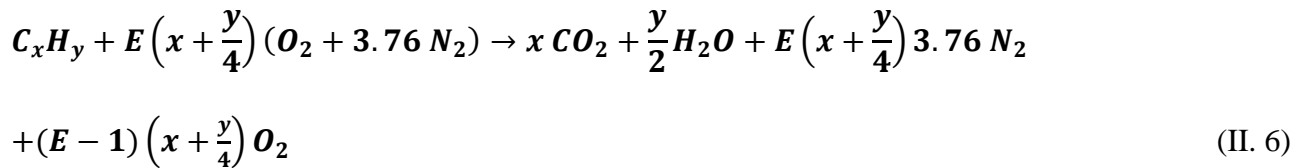
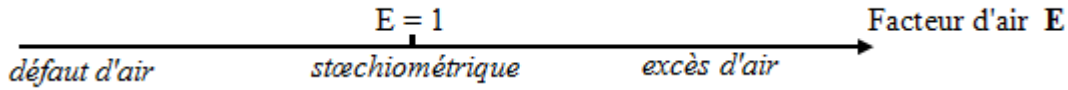
En utilisant cette équation, connaissant la composition massique initiale de l'air entrant dans le brûleur, la composition des fumées de combustion peut être calculée. En effet, la teneur en oxygène de l'air est d'environ 21 % (volume). Les 79 % restants des autres gaz sont principalement de l'azote (N_2), nous supposons donc que l'oxygène de l'air est constitué de 21 % d'oxygène et que l'azote est de 79 % en volume d'azote. Par conséquent, chaque mole d'oxygène nécessaire pour oxyder les hydrocarbures est accompagnée de $79/21 = 3,76$ moles d'azote. En utilisant cette combinaison, le poids moléculaire de l'air devient 29 [g/mol]. Notez que l'azote est supposé inerte. Dans ce cas, la réaction chimique est :



Dans la pratique, les combustions sont non-stœchiométriques. Pour éliminer les imbrûlés il faut qu'en tout point suffisamment d'oxygène soit disponible pour la combustion. Ce qui veut dire

qu'il est nécessaire d'avoir d'un excès d'air ($E > 1$) même s'il dilue les fumées et fait chuter la température.

Les réactions sont alors caractérisées par le facteur d'air E :



La fraction massique (combustible/air) est le rapport entre le débit du combustible et le débit du comburant, elle est donnée par :

$$C_{comb}^{air} = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{air}} = \frac{m_{comb}}{m_{air}} = \frac{x M_c + y M_H}{E \left(x + \frac{y}{4} \right) M_{air}} \quad (II. 7)$$

Les fractions massiques de CO_2 et H_2O dans les fumées sont calculés respectivement par :

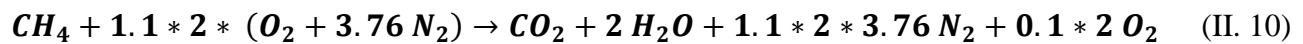
$$C_{CO_2}^{fumée} = \frac{m_{CO_2}}{m_{fumée}}$$

$$= \frac{x M_{CO_2}}{x M_{CO_2} + \frac{y}{2} M_{H_2O} + E \left(x + \frac{y}{4} \right) (3.76 M_{N_2}) + (E - 1) \left(x + \frac{y}{4} \right) M_{O_2}} \quad (II. 8)$$

$$C_{H_2O}^{fumée} = \frac{m_{H_2O}}{m_{fumée}}$$

$$= \frac{\frac{y}{2} M_{H_2O}}{x M_{CO_2} + \frac{y}{2} M_{H_2O} + E \left(x + \frac{y}{4} \right) (3.76 M_{N_2}) + (E - 1) \left(x + \frac{y}{4} \right) M_{O_2}} \quad (II. 9)$$

Pour la combustion du méthane dans l'air avec un excès de 10% (donc : $E = 1 + 0,1 = 1,1$), l'équation de combustion devient :

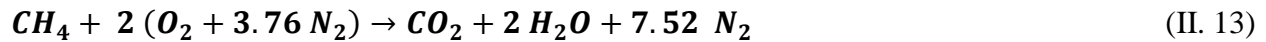


Avec $x = 1$ et $y = 4$, donc :

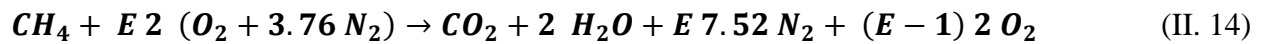
$$C_{CH_4}^{air} = (12 + 4)/(1,1 * 2 * (2 * 16 + 2 * 3,76 * 14)) = 0,053 = 5,3 \% \quad (II. 11)$$

La principale différence de composition entre le biogaz et le gaz naturel est la teneur en dioxyde de carbone. Le dioxyde de carbone est l'un des principaux composants du biogaz et sa teneur en gaz naturel est très faible, le gaz naturel contient également une teneur plus élevée en hydrocarbures. Ces différences se traduisent par un contenu énergétique du biogaz par unité de volume inférieur à celui du gaz naturel. En séparant le dioxyde de carbone du biogaz dans le processus de recyclage, le contenu énergétique du biogaz récupéré peut être comparable à celui du gaz naturel [31]. Le biogaz contient principalement (55-80%) CH₄, (20-45%) CO₂ et des traces négligeables de H₂ et H₂S [32].

Les réactions stœchiométriques de combustion du gaz avec de l'O₂ et de l'air peuvent, respectivement, écrites sous forme :



Si on tient en compte le facteur d'air E, l'équation de combustion du gaz avec l'air devient:



La fraction massique (gaz/air) est le rapport entre le débit du combustible et le débit du comburant, elle est donnée par :

$$C_{gaz}^{air} = \frac{\dot{m}_{gaz}}{\dot{m}_{air}} = \frac{m_{gaz}}{m_{air}} = \frac{M_{CH_4}}{2 E M_{air}} \quad (II. 15)$$

D'un autre coté :

$$C_{gaz}^{air} = \frac{\dot{m}_{gaz}}{\dot{m}_{air}} = \frac{\rho_{gaz} v_{gaz} A_{gaz}}{\rho_{air} v_{air} A_{air}} \quad (II. 16)$$

Donc :

$$v_{air} = \frac{v_{gaz} \rho_{gaz} A_{gaz}}{C_{gaz}^{air} \rho_{air} A_{air}} = \frac{2 E M_{air} v_{gaz} \rho_{gaz} A_{gaz}}{M_{CH4} \rho_{air} A_{air}} \quad (II. 17)$$

Et :

$$v_{gaz} = \frac{C_{gaz}^{air} \rho_{air} v_{air} A_{air}}{\rho_{gaz} A_{gaz}} = \frac{M_{CH4} \rho_{air} v_{air} A_{air}}{2 E M_{air} \rho_{gaz} A_{gaz}} \quad (II. 18)$$

Les fractions massiques de CO₂ et H₂O dans les fumées sont calculé respectivement par :

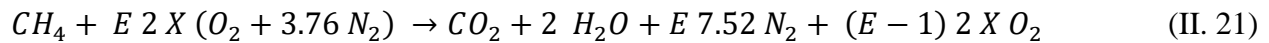
$$C_{CO2}^{fumée} = \frac{m_{CO2}}{m_{fumée}} = \frac{M_{CO2}}{M_{CO2} + 2 M_{H2O} + E 7.52 M_{N2} + (E-1) 2 M_{O2}} \quad (II. 19)$$

$$C_{H2O}^{fumée} = \frac{m_{H2O}}{m_{fumée}} = \frac{2 M_{H2O}}{M_{CO2} + 2 M_{H2O} + E 7.52 M_{N2} + (E-1) 2 M_{O2}} \quad (II. 20)$$

II.6 Température adiabatique de la combustion du gaz

On cherche maintenant à déterminer la température de la flamme obtenue à partir de la combustion du gaz dans l'air. On rappelle que l'air est constitué de 79% de diazote et 21% de dioxygène en quantité de matière, **E** le facteur d'air.

L'équation de combustion s'écrit alors comme suit :



On suppose que la combustion dans l'air est complète et suffisamment rapide pour être adiabatique, le gaz entre à la température de T₀ = 298 K. L'enthalpie standard de réaction (Δ_rH°) de combustion du méthane à cette température en considérant que l'eau est à l'état gazeux est calculée comme suit :



$$\Delta_r H^\circ (298K) = \Delta_f H^\circ (CO_2 (g)) + 2\Delta_f H^\circ (H_2O (g)) - \Delta_f H^\circ (CH_4 (g)) \quad (II. 23)$$

$$\Delta_r H^\circ (298K) = -393.51 - 2*241.81 + 74.52 = - 802.61 \text{ kJ/mol.} \quad (II. 24)$$

On note que :

- $\Delta_f H^\circ$ correspond à l'enthalpie standard de formation d'un corps composé par la réaction de formation de ce corps à partir des éléments pris dans leur état standard.
- L'enthalpie standard de formation d'un corps simple pris son état de référence est nulle (donc : $\Delta_f H^\circ (O_2) = 0$).

Espèce	CH _{4(g)}	CO _{2 (g)}	H ₂ O _(g)
$\Delta_f H^\circ$ (kJ /mol) [138]	-74,52	-393,51	-241,81

On applique la loi de Kirchhoff à un système adiabatique (pas de transfert de chaleur vers l'extérieur). La chaleur libérée par la combustion sert seulement à chauffer les produits de la réaction.

$$0 = \Delta_r H^\circ(298K) + \int_{300}^{T_{comb-ad}} [C_p(CO_2) + 2 C_p(H_2O) + E 7.52 C_p(N_2) + (E - 1)2 C_p(O_2)] dT \quad (II. 25)$$

Après l'intégration on trouve :

$$X \Delta_r H^\circ(298K) + [C_p(CO_2) + 2 C_p(H_2O) + E 7.52 C_p(N_2) + (E - 1)2 C_p(O_2)] * (T_{comb-ad} - 298) = 0 \quad (II. 26)$$

Donc :

$$T_{comb-ad} = 298 - \left\{ \Delta_r H^\circ(298K) / \left[\begin{array}{l} C_p(CO_2) + 2 C_p(H_2O) \\ + E 7.52 C_p(N_2) \\ + (E - 1)2 C_p(O_2) \end{array} \right] \right\} \quad (II. 27)$$

Avec :

Espèce	N _{2(g)}	CO _{2 (g)}	H ₂ O _(g)	O _{2 (g)}
C _P (J mol ⁻¹ K ⁻¹)	28,58	44,22	30,54	29.96

II.7 Rendement du bruleur

Il représente le rapport de la puissance utile fournie au récepteur et la puissance produite par la combustion du gaz.

$$\eta_{bru} = \frac{\dot{Q}_{bru}}{\dot{Q}_{comb}} = \frac{\dot{Q}_{bru}}{q_{v-gaz}PCI} \quad (\text{II. 28})$$

Avec q_{v-gaz} désigne le débit volumique du gaz et PCI (pouvoir calorifique inférieur) est la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète du combustible lorsque l'eau produite par cette combustion reste à l'état vapeur [33]. On peut calculer la puissance dégagée par la combustion en multipliant le PCI du gaz par son débit volumique.

Chapitre III :

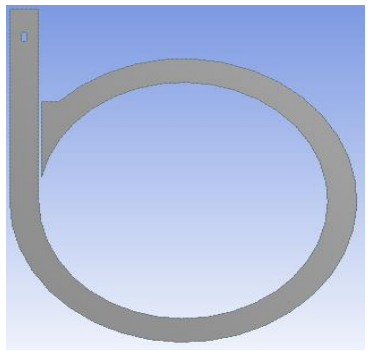
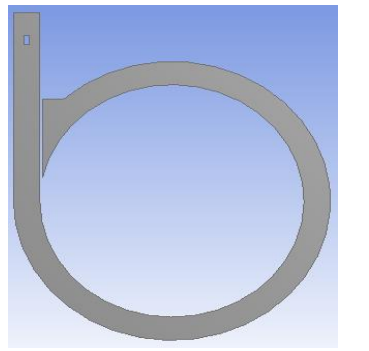
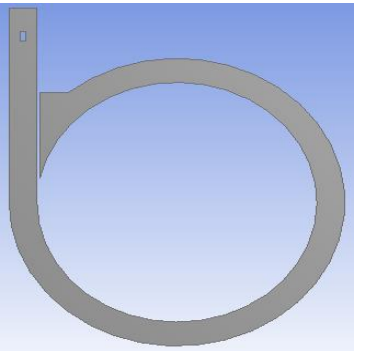
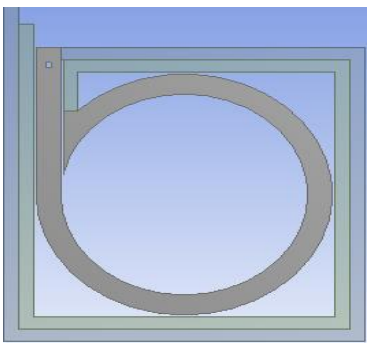
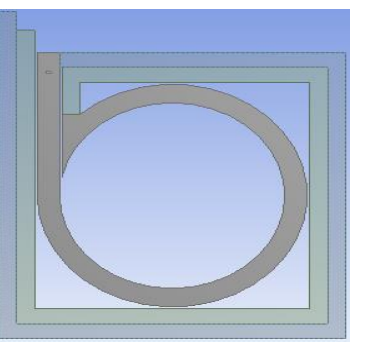
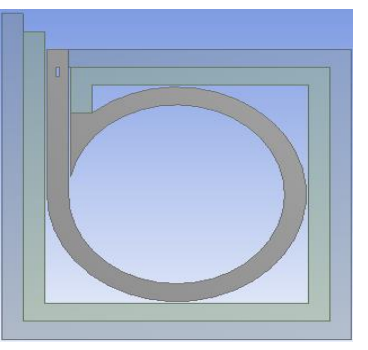
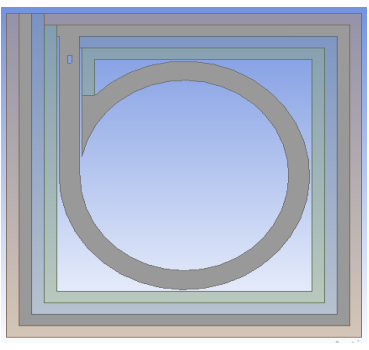
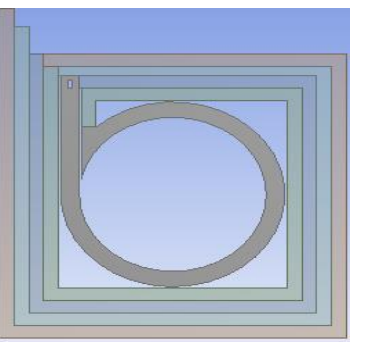
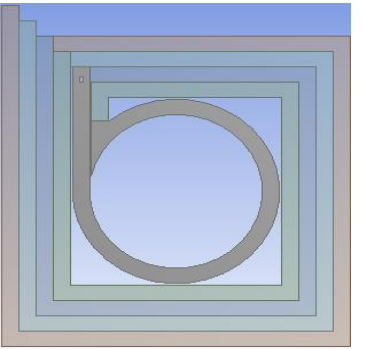
Résultats et discussions

III.1 Paramètres de conception du bruleur

La configuration du bruleur considérée dans cette étude (Figure II.15) est développée en se référant aux dimensions de la tête chaude. La chambre de combustion considéré est ouverte des deux côtés avec une longueur totale de $H_{brul} = 0.12 \text{ m}$ et un diamètre intérieur de $D_{brul} = 0.1 \text{ m}$. L'épaisseur de la chambre de combustion varie de 0.6 cm, 0.8 cm et 1 cm. Le bruleur traité possède deux injecteurs rectangulaires différents, l'une pour l'air frais où sa surface varie pour chaque épaisseur (par exemple pour l'épaisseur de 0.1 cm, $A_{air} = 1.2 \text{ e}^{-3} \text{ m}^2$), et l'autre pour le gaz caractérisé par une surface de $A_{gaz} = 0.24 \text{ e}^{-3} \text{ m}^2$.

Le nombre de spirale dans ce type de bruleur n'est pas limité à condition que la température de la fumée à la sortie soit supérieur à celle d'entrée d'air frais et en tenant compte aussi de la perte de charge de l'air et de la fumée qui augmente chaque fois que le nombre de spirales augmente. Le tableau (III.1) illustre le bruleur choisi avec des nombres de spirale différente (N= 0, 2 et 4). Dans cette étude, Les vitesses d'injection caractérisant l'entrée du gaz sont obtenues par l'équation (II.18) en se fixant un taux d'excès d'air égal à 10% (afin d'assuré une combustion complète) et une fraction molaire de CH_4 égale à 1.

Tableau III.1 Différents géométries étudiées du bruleur

		Epaisseur de l'échangeur (cm)		
		0.6	0.8	1
Nombre de spirales	0			
	2			
	4			

III.2 Validation de la simulation du bruleur

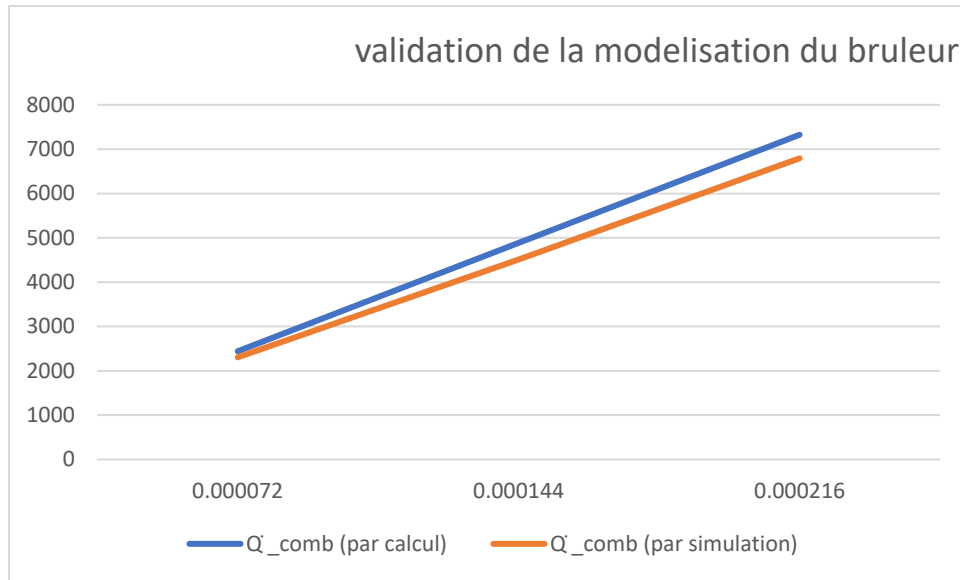


Figure III.17 Puissance thermique produite par le bruleur

-calcul de la puissance :

Tableau III 2 calcul de la puissance produite par la flamme

Qv gaz (pour 0,12m) (m3/s)	PCI (KWh/m3)	Puissance produite par la flamme (par calcul) (W) pour 0,12 m (W)
0,000072	9,42	2441,664
0,000144	9,42	4883,328
0,000216	9,42	7324,992

Où la puissance produite par la flamme égale au débit du gaz en litre par heure fois le PCI du gaz

$$\dot{Q}_{comb} = q_{v-gaz} * PCI$$

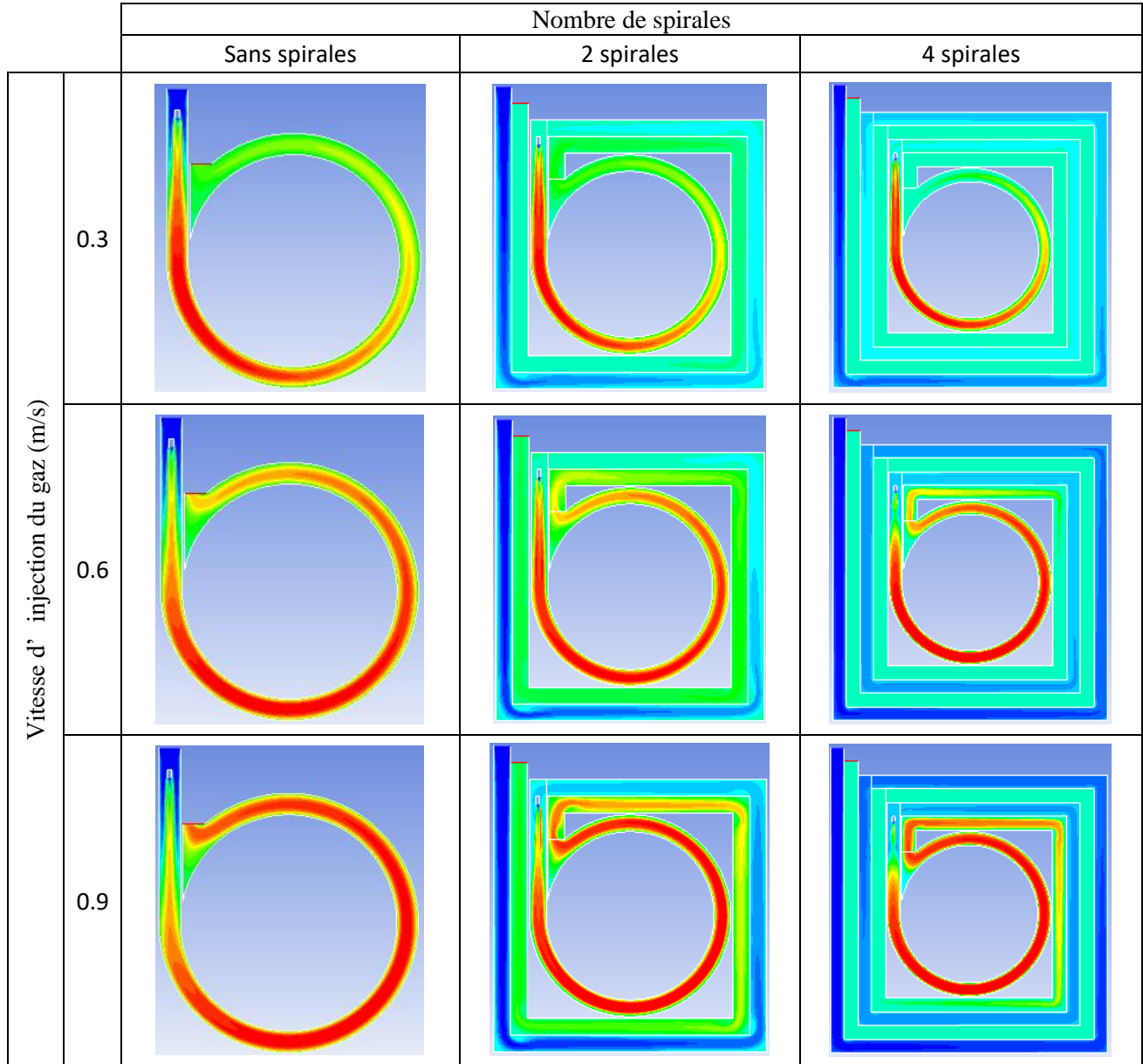
Dans cette partie on s'intéresse à valider la simulation numérique développer dans cette étude et les paramètres qui entre en jeu pour en faire. Pour cela, l'évolution de la puissance thermique produite par la combustion par calcul et par simulation numérique est présentée dans la Figure III.17. On constate que les deux évolutions sont linéaires où la puissance produite augmente avec l'augmentation du débit du gaz, ainsi, les deux pentes sont presque les mêmes. On peut dire que nous avons un accord acceptable et cette simulation numérique peuvent être utilisée pour prédire le comportement d'un tel bruleur.

III.3 Améliorations possibles sur le bruleur

III.3.1 L'influence de nombre de spirales

Pour étudier l'influence du nombre de spirale, on maintien un diamètre d'échangeur par default (0.1m) et on modifie le nombre de spirale tell affiché dans le tableau III.1, l'étude se fait pour différentes vitesses et les contours de températures sont présentés dans le tableau III.2.

Tableau III.3 Contours de température pour différentes vitesses d'injection du gaz et nombres de spirales



III.3.1.1 Bruleur sans spirale

La Figure III.18 représente les courbes de la puissance produite, puissance récupère et le rendement en fonction du débit du gaz pour un bruleur sans spirale. Où on remarque à chaque fois

que le débit du gaz augmente la puissance produite et récupère augmente aussi par contre le rendement diminue.

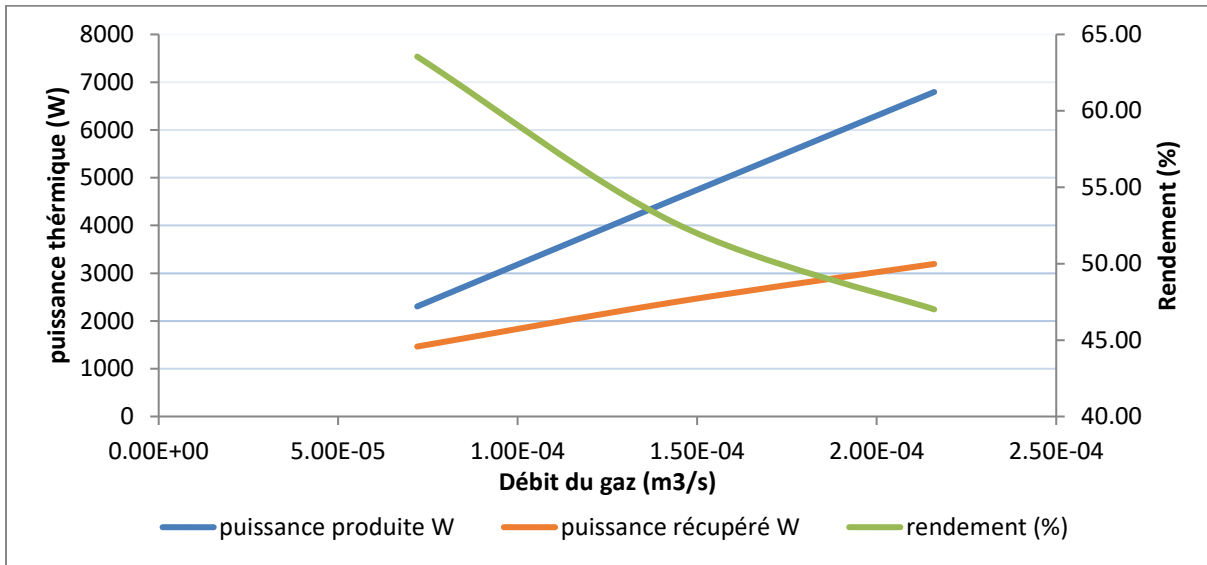


Figure III.18 L'évolution de la puissance thermique et le rendement en fonction du débit du gaz pour un brûleur sans spirales

III.3.1.2 Brûleur avec deux spirales

La Figure III.19 représente la puissance thermique et le rendement en fonction du débit du gaz pour un brûleur à deux spirales. D'abord pour un débit de 72×10^{-6} la puissance récupérée est de 1600 W et la puissance produite est de 2300 W avec un rendement de 70%. Ensuite à chaque fois que le débit augmente la puissance produite et récupérée augmente mais le rendement diminue jusqu'à 60%, et la puissance récupérée devient 4200 W et la puissance produite attend 7000 W pour un débit de 216×10^{-6} . On constate que la puissance récupérée et le rendement pour un nombre de spirale égale à deux sont vachement améliorés par rapport à un brûleur sans échangeur, et en fait, c'est bien la raison de l'installation de l'échangeur dans un tel type de brûleur.

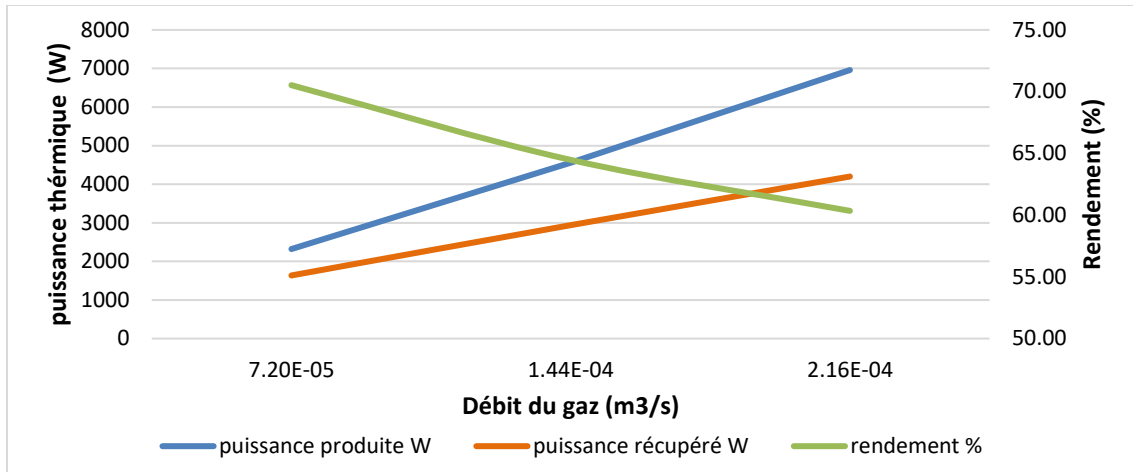


Figure III.19 L'évolution de la puissance thermique et du rendement en fonction du débit du gaz pour un bruleur à deux spirales

III.3.1.3 Bruleur avec quatre spirales

La Figure III.20 représente l'évolution de la puissance thermique et du rendement en fonction du débit gaz pour un bruleur à quatre spirales. On remarque une petite différence entre un bruleur a deux spirale et quatre spirales, d'abord dans le rendement ce bruleur commence avec un rendement de 88% et une puissance récupérée de 2000W mais la puissance produite reste la même avec 2300w. Après on constate que les deux puissances augmentent jusqu'à 4400w pour la puissance récupéré et 7000w pour la puissance produite. Et le rendement diminue jusqu'à 60%.

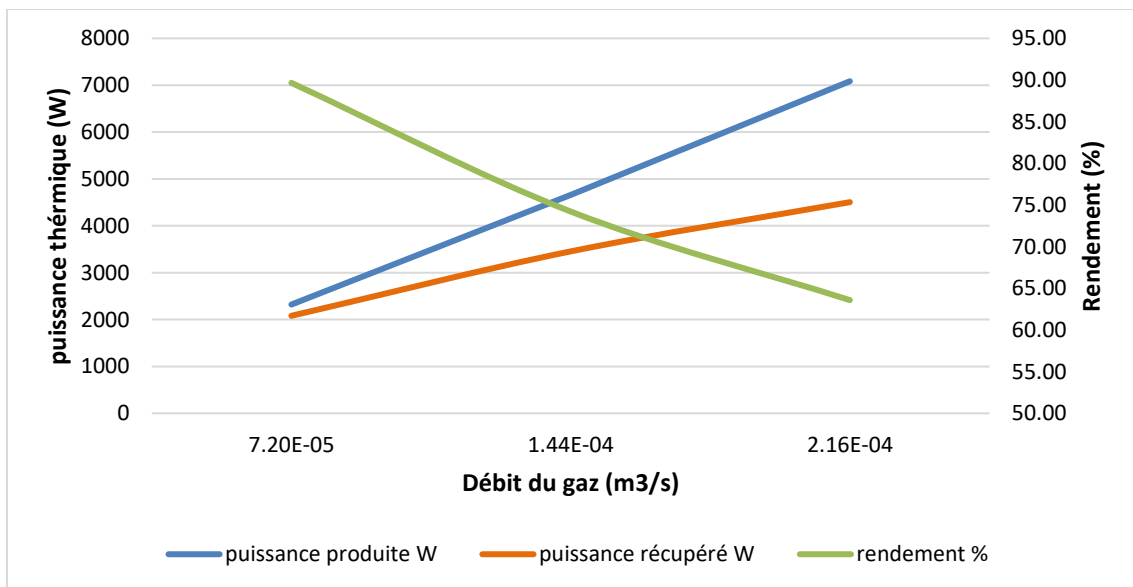


Figure III.20 Graphe de la puissance thermique et du rendement en fonction du débit du gaz pour un bruleur a quatre spirales

III.3.1.4 L'influence du nombre de spirales sur le rendement

La Figure III.21 représente les évolutions des rendements pour les différentes géométries du brûleur en fonction du débit du gaz. On remarque qu'à chaque fois que le nombre de spirales augmente, le rendement augmente avec. En outre, ce rendement a une relation inverse avec le débit du gaz.

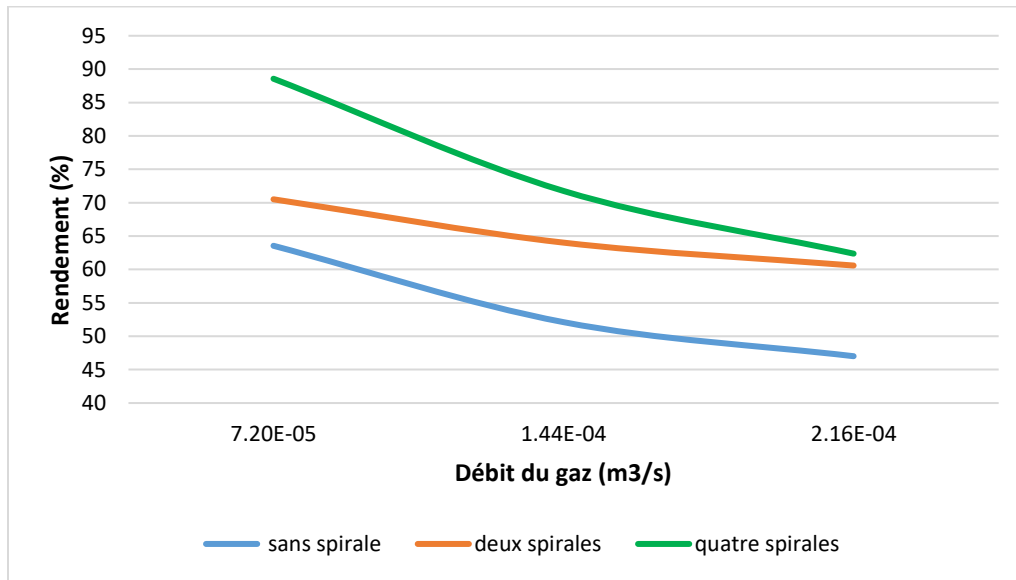
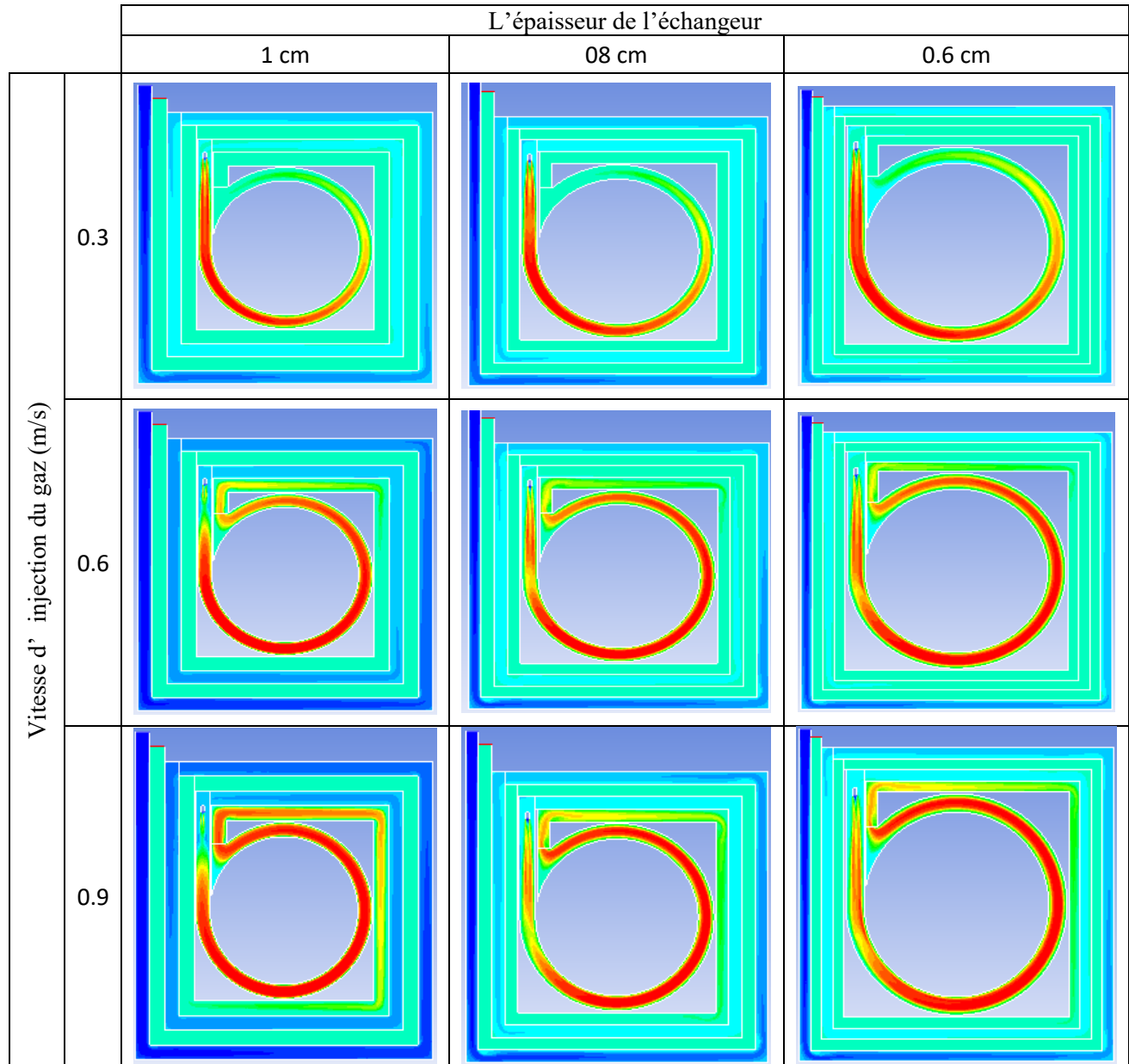


Figure III.21 L'évolution du rendement du brûleur pour différentes spirales en fonction du débit du gaz

III.3.2 L'influence de l'épaisseur d'échangeur

Dans cette partie, on s'intéresse au calcul de la puissance thermique produite par le brûleur et son rendement en fonction de l'épaisseur de l'échangeur thermique, et comme nous avons remarqué précédemment que l'échangeur a quatre spirales à un meilleur rendement par rapport aux autres géométries étudiés, nous avons fixé un nombre de spirale égale à quatre et changer l'épaisseur de ce dernier. Et comme tout d'abord, ces épaisseurs ont été testé pour différentes vitesses d'injection de gaz. Les contours de température trouvé sont présentés dans le tableau comme ci-dessous.

Tableau III.4 Contours de température pour différentes vitesses d'injection du gaz et épaisseur de l'échangeur thermique



III.3.2.1 Epaisseur d'échangeur de 0.8 cm

La Figure III.22 représente l'évolution de la puissance thermique et du rendement en fonction du débit du gaz pour un bruleur a quatre spirales de 0.8 cm d'épaisseur. On remarque que la puissance produite augmente de 2300w jusqu'à 7100w, ainsi, la puissance récupérée augmente de 2100w à 4600w. Par rapport à un épaisseur de 0.1 cm où la puissance récupérée a atteint 4400w pour un débit de $2.16 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, nous avons quand même récupéré 200w pour un échangeur de 0.8 cm d'épaisseur.

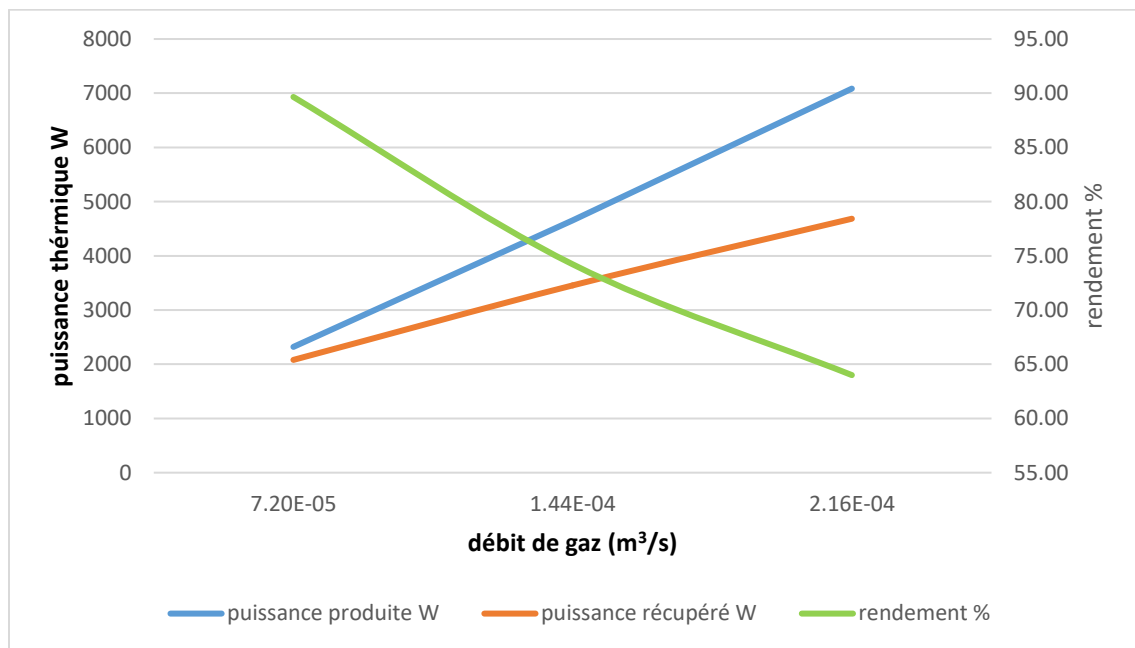


Figure III.22 L'évolution de la puissance thermique et du rendement en fonction du débit du gaz pour un bruleur a quatre spirales et 0.8 cm d'épaisseur

En outre, le rendement se diminue chaque fois le débit augment, cependant, les résultats trouvés sont un peu améliorés par rapport à un bruleur avec échangeur de 0.1 cm (par exemple pour un débit de $2.16 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, le rendement est 62% pour 1 cm et 64% pour 0.8 cm).

III.3.2.2 Epaisseur d'échangeur de 0.6 cm

La Figure III.23 représente l'évolution de la puissance thermique et du rendement en fonction du débit du gaz pour un bruleur a quatre spirales de 0.6 cm d'épaisseur., on constate que les deux puissances produite et récupéré augmentent de 2000w et 2300w respectivement à 4800w et 7000w. D'une autre part le rendement diminue de 94% jusqu'à 66%. Comme tout d'abord pour une épaisseur de 0.8 cm, nous avons constaté une augmentation significative en termes de puissance récupéré et de rendement par rapport aux autres épaisseurs.

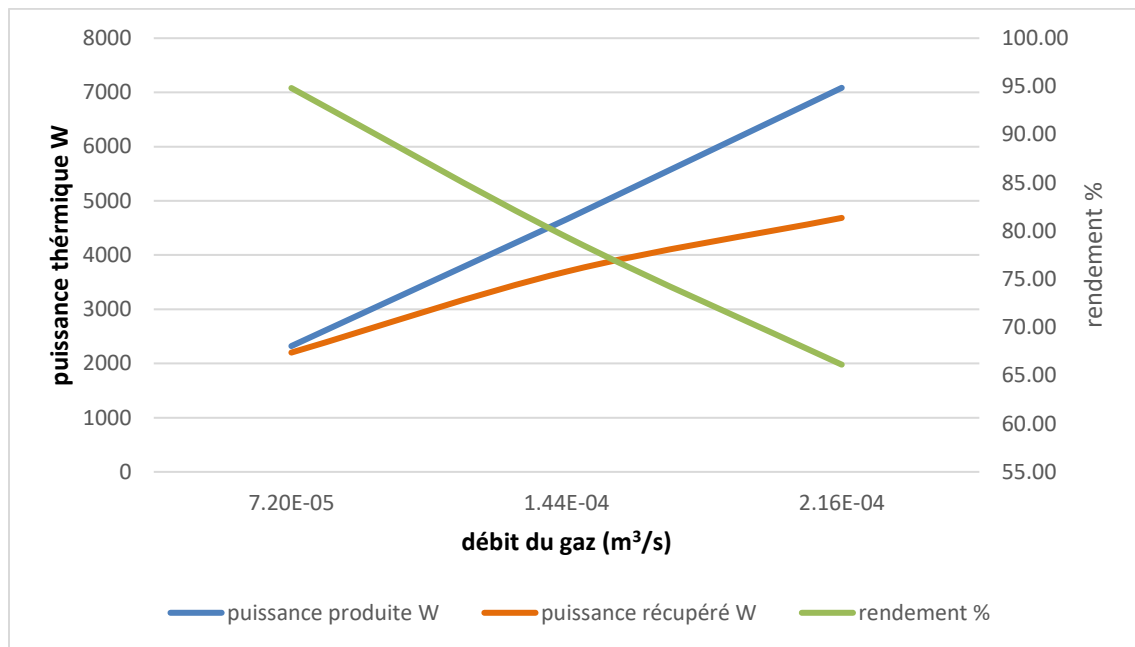


Figure III.23 L'évolution de la puissance thermique et du rendement en fonction du débit du gaz pour un bruleur a quatre spirales et 0.8 cm d'épaisseur

III.3.2.3 L'influence de l'épaisseur d'échangeur sur le rendement

La figure III.24 représente les évolutions des rendements pour les différentes épaisseurs d'échangeur du bruleur en fonction du débit du gaz. On constate que le bruleur a quatre spirales et 0.6cm d'épaisseur à le meilleur rendement par rapport aux autres épaisseurs, suivi par celui de 0.8 cm. Ce qui veut dire que pour avoir un bruleur avec un bon rendement thermique, il faut toujours installer un échangeur de petite épaisseur.

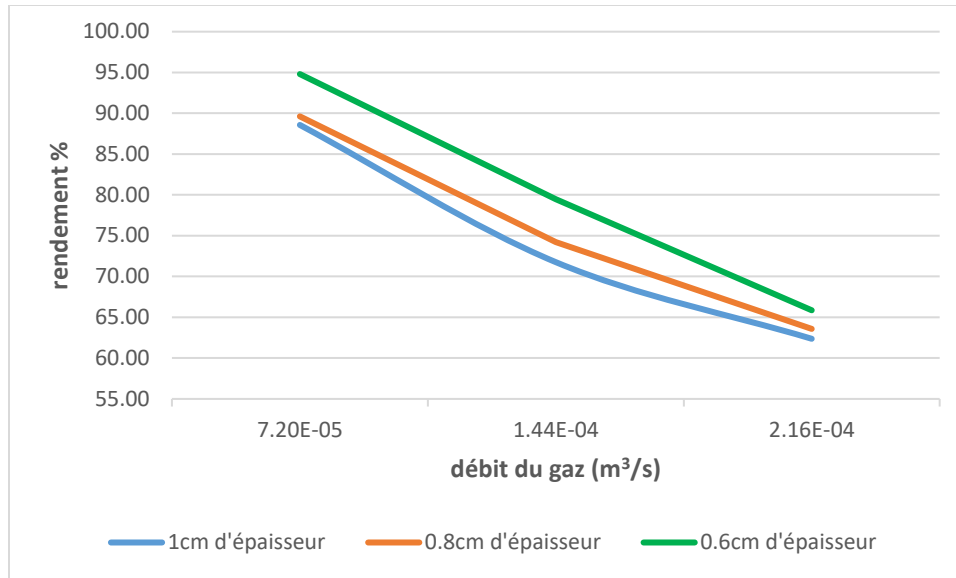


Figure III.24 L'évolution des rendements en fonction du débit du gaz pour un brûleur à quatre spirales et différentes épaisseurs de l'échangeur

III.3.3 L'influence de la vitesse d'injection du gaz

D'après la Figure III.25 on peut remarquer que la flamme issue du brûleur est bien collée à la paroi latérale de la tête chaude pour toutes les vitesses d'injections testées, ce qui assure un bon transfert de chaleur. Cependant, la taille de la flamme diffère d'une vitesse d'injection à l'autre. Par exemple, pour $V_{\text{gaz}} = 0.3 \text{ m/s}$, la flamme couvre environ la moitié de la surface de la tête chaude quant à l'autre moitié est en contact directe avec les fumées caractérisées par de très haute température. Cela signifie que la tête chaude reçoit encore directement de la chaleur qui est contenue dans les fumées ce qui se traduit par un très bon rendement (94%). Pour le 2^{ème} cas où $V_{\text{gaz}} = 0.6 \text{ m/s}$ on aperçoit que la flamme créée couvre une bonne partie de la tête chaude soit plus de puissance est transmise au premier. Néanmoins, une énergie considérable qui est contenue dans les fumées est perdue malgré l'existence de l'échangeur de chaleur car il est préférable de récupérer cette énergie directement dans la tête chaude que de la récupérer dans l'échangeur de chaleur et ce à cause de la limitation de ce dernier en termes d'efficacité thermique. Dans le 3^{ème} cas où $V_{\text{gaz}} = 0.9 \text{ m/s}$, la puissance transmise au récepteur est visiblement supérieure à celle du 2^{ème} cas en raison de la flamme qui couvre entièrement le récepteur. Mais dans ces conditions les fumées qui sont

caractérisées par une température très élevée apparaissent à l'extérieur de la chambre de combustion ce qui se répercute sur le rendement du bruleur (65.86%).

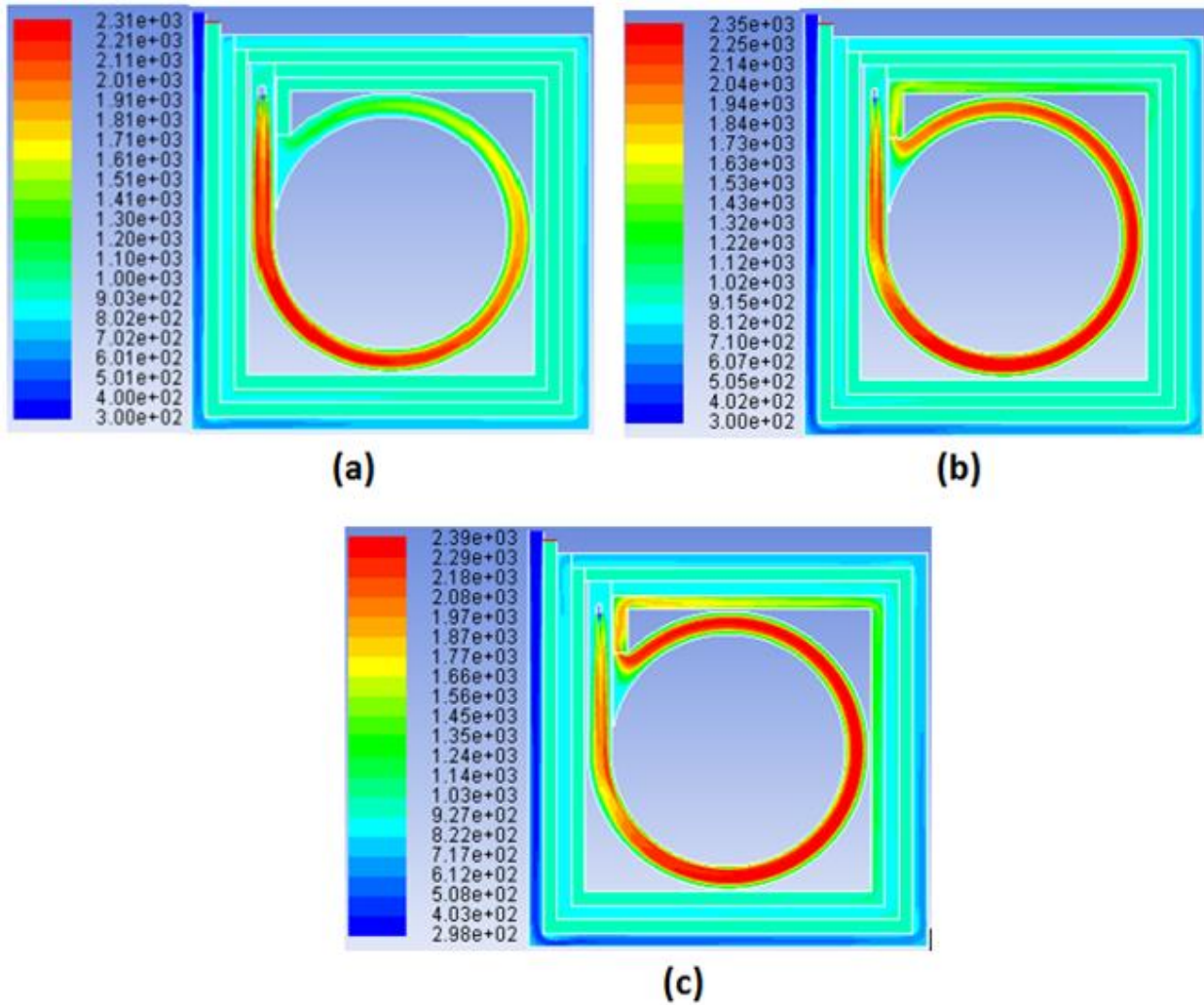


Figure III.25 Contours de Température pour les vitesses d'injection de gaz (a) : 0.3 m/s, (b) : 0.6 m/s et (c) : 0.9 m/s, dans un bruleur "Swiss-roll" à 4 spirales et 0.6cm d'épaisseur.

III.3.4 L'influence du type de gaz

Comme on a remarqué dans (§ III.3.1 et § III.3.2), le bruleur a quatre spirales et 0.6 cm d'épaisseur de spirales a le meilleur rendement par rapport aux autres géométries. Alors que dans cette partie, nous avons intéressé de modifier le type de gaz afin de savoir c'est qui entre ces gaz

peuvent nous donner un meilleur rendement. Trois gaz ont testé (CH_4 , C_2H_6 , et C_3H_8) et les résultats ont montré sur l'histogramme ci-dessous.

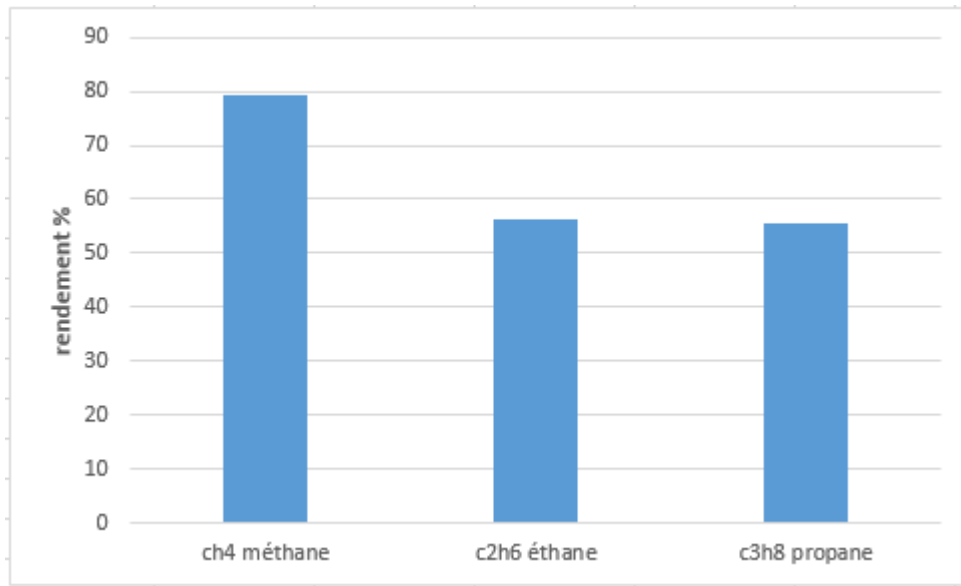


Figure III.26 Histogramme du rendement des gaz utilisé

On constate que le méthane a toujours le meilleur rendement malgré son faible pouvoir calorifique par rapport l'éthane et le propane, cela peut expliquer par le fait la flamme pour l'éthane et le propane a pu quitter la chambre de combustion vers l'échangeur de chaleur donc une partie importante de la chaleur est en fait en contact avec l'échangeur et non plus avec les parois de la tête chaude du moteur.

Conclusion Générale

L'étude effectuée dans cette thèse a permis d'analyser un brûleur à petite échelle destinée au moteur Stirling. Grâce à la simulation utilisée par ANSYS FLUENT, et d'en étudier les performances. Des pistes d'améliorations ont été proposées telles que l'ajout de nombre de spirales sur le brûleur, changement d'épaisseur de l'échangeur de chaleur et changements de types de gaz. Alors comment peut-on avoir une haute température de flamme et un bon rendement ?

Premièrement, pour l'influence de nombre de spirales on a conclu par simulation numérique que le brûleur à quatre spirales a eu le meilleur résultat, en temps de rendement et de température parce que le brûleur sans spirale perd plus de chaleur. Par contre en ajoutant de spirale on récupère plus de chaleur perdue et plus on récupère de chaleur plus le rendement augmente.

Deuxièmement, en changeant l'épaisseur de l'échangeur on a remarqué qu'à chaque fois qu'on diminue cette dernière le rendement augmente. À cause de la résistance thermique qui change en fonction de l'épaisseur, c'est-à-dire au fur et à mesure que l'épaisseur diminue, la résistance thermique diminue aussi alors en diminuant la résistance le rendement augmente.

Dernièrement, dans cette étude tous les essais ont été utilisés avec un seul gaz, le CH_4 , qui est le meilleur entre les autres gaz essayés malgré que les autres gaz aient un PCI plus élevé qu'au CH_4 . Ça c'est à cause de la flamme qui sort du brûleur. Ce qui inclut le même résultat que la vitesse d'injection de gaz où à chaque fois que la vitesse augmente la température de flamme augmente aussi mais le rendement diminue parce que la flamme sort du brûleur et l'échangeur ne peut pas récupérer suffisamment de puissance.

Alors on a bien répondu à notre objectif, et pour améliorer ce brûleur plusieurs influences peuvent être ajoutées telles que des modifications dans le moteur lui-même et on peut faire d'autres influences.

Bibliographie

- [1] GHEITH, Ramla. Etude expérimentale et théorique des moteurs Stirling à apport de chaleur externe: application aux machines de types Bêta et Gamma. 2011. Thèse de doctorat. Nantes.
- [2] R. Alliche, Etude du cycle de Stirling pour l'amélioration de la performance d'un moteur, Mémoire de magister, Médéa : université yahia fares , 2011, 114.
- [3] SCHOEGL, Ingmar et ELLZEY, Janet L. Superadiabatic combustion in conducting tubes and heat exchangers of finite length. *Combustion and Flame*, 2007, vol. 151, no 1-2, p. 142-159.
- [4] LLOYD, S. A. et WEINBERG, F. J. A burner for mixtures of very low heat content. *Nature*, 1974, vol. 251, no 5470, p. 47-49.
- [5] JONES, A. R., LLOYD, S. A., et WEINBERG, Felix Jiri. Combustion in heat exchangers. *Proceedings of the Royal Society of London. A. Mathematical and Physical Sciences*, 1978, vol. 360, no 1700, p. 97-115.
- [6] JU, Yiguang et MARUTA, Kaoru. Microscale combustion: Technology development and fundamental research. *Progress in energy and combustion science*, 2011, vol. 37, no 6, p. 669-715.
- [7] Dan G Norton and Dionisios G Vlachos. A cfd study of propane/air microflame stability. *Combustion and Flame*, 138(1) :97–107, 2004.
- [8] ALDUSHIN, A. P. New results in the theory of filtration combustion. *Combustion and Flame*, 1993, vol. 94, no 3, p. 308-320.
- [9] Kaoru Maruta. Micro and mesoscale combustion. *Proceedings of the Combustion Institute*, 33(1) :125–150, 2010.
- [10] EUZEN, Patrick. High temperature resistant oxidation catalyst, a process for its preparation and a combustion process using this catalyst. U.S. Patent No 5,830,822, 3 nov. 1998.
- [11] NILSSON, Tommy. 2-way FSI simulations on a shock absorber check valve. 2014.

- [12] Ashwani K Gupta, David G Lilley, and Nick Syred. Swirl flows. Tunbridge Wells, Kent, England, Abacus Press, 1984, 488 p., 1, 1984.
- [13] N. Syred and J.M. Beér. Combustion in swirling flows : A review. *Combustion and Flame*, 23(2) :143 – 201, 1974.
- [14] Nicholas Syred. A review of oscillation mechanisms and the role of the precessing vortex core (pvc) in swirl combustion systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 32(2) :93 – 161, 2006.
- [15] L. Guedot. Modélisation et optimisation de système d'injection multipoint. PhD thesis, INSA de Rouen, 2015.
- [16] Kilian Oberleithner, Michael Stöhr, Seong Ho Im, Christoph M. Arndt, and Adam M. Steinberg. Formation and flame-induced suppression of the precessing vortex core in a swirl combustor : Experiments and linear stability analysis. *Combustion and Flame*, 162(8) :3100 – 3114, 2015.
- [17] SCHMITTEL, P., GÜNTHER, B., LENZE, B., et al. Turbulent swirling flames: Experimental investigation of the flow field and formation of nitrogen oxide. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2000, vol. 28, no 1, p. 303-309.
- [18] BOUSHAKI, Toufik, SAUTET, Jean-Charles, et LABEGORRE, Bernard. Control of flames by tangential jet actuators in oxy-fuel burners. *Combustion and flame*, 2009, vol. 156, no 11, p. 2043-2055.
- [19] ELBAZ, Ayman M. et ROBERTS, William L. Investigation of the effects of quarl and initial conditions on swirling non-premixed methane flames: Flow field, temperature, and species distributions. *Fuel*, 2016, vol. 169, p. 120-134.
- [20] KHERBOUCHE, Yasmina. Etude de quelques aspects bioécologiques de la Sauterelle pèlerine *Schistocerca gregaria* Forskäl (1775)(Acrididae, Cyrtacanthacridinae) dans la région d'Adrar (Sahara, Algérie). 2007. Thèse de doctorat. INA.
- [21] Ming-Hsun Wu. Development and experimental analyses of meso and micro scale combustion systems. PhD thesis, The Pennsylvania State University, 2007.
- [22] Richard A. Yetter, Irvin Glassman, and H. Clay Gabler. Asymmetric whirl combustion : A new low nox approach. *Proceedings of the Combustion Institute*, 28(1) :1265 – 1272, 2000.

- [23] Richard A. Yetter, Irvin Glassman, and H. Clay Gabler. Asymmetric whirl combustion : A new low nox approach. *Proceedings of the Combustion Institute*, 28(1) :1265 – 1272, 2000.
- [24] FLUENT, ANSYS. 12.0 User's Guide, 2009. Fluent Inc., New Hampshire.
- [25] BÉNARD, Pierre. Analyse et amélioration d'une chambre de combustion centimétrique par simulations aux grandes échelles. 2015. Thèse de doctorat. Rouen, INSA.
- [26] VICAN, J. G. B. F., GAJDECZKO, B. F., DRYER, F. L., et al. Development of a microreactor as a thermal source for microelectromechanical systems power generation. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2002, vol. 29, no 1, p. 909-916.
- [27] AHN, Jeongmin, EASTWOOD, Craig, SITZKI, Lars, et al. Gas-phase and catalytic combustion in heat-recirculating burners. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2005, vol. 30, no 2, p. 2463-2472.
- [28] GAO, Ge, HUANG, Hulin, YANG, Ya, et al. Performance simulation of a low-swirl burner for a Stirling engine. *International Journal of Energy Research*, 2019, vol. 43, no 5, p. 1815-1826.
- [29] LANCIAUX, Nicolas. Contribution au développement d'un moteur Stirling: de la cogénération dans le bâtiment à l'autonomie énergétique. 2015. Thèse de doctorat. Evry-Val d'Essonne.
- [30] KUO, C. H. et RONNEY, P. D. Numerical modeling of non-adiabatic heat-recirculating combustors. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2007, vol. 31, no 2, p. 3277-3284.
- [31] PETERSSON, Anneli et WELLINGER, Arthur. Biogas upgrading technologies—developments and innovations. *IEA bioenergy*, 2009, vol. 20, p. 1-19.
- [32] DAHIYA, R. P., CHAND, Ami, SHARMA, S. C., et al. Investigations of seeded combustion products of biogas/air-O₂ systems. *Energy conversion and management*, 1986, vol. 26, no 2, p. 253-258.
- [33] Dupont, N., Valorisation du biogaz de fermentation: combustion catalytique. 2010.