

Université Paris Nanterre

Ecole doctorale Connaissance, langage et modélisation

Laboratoire Energétique Mécanique Electromagnétisme

Thèse Présentée et soutenue

publiquement par :

Ruijie LI

pour obtenir le grade

de

Docteur de l'Université Paris Nanterre

Spécialité : Energétique

Applications du moteur Stirling dans un contexte de développement durable

Etude numérique et expérimentale

Soutenance prévue le 6 Juillet 2017 devant le jury composé de:

F. Aloui	Professeur	Université de Valenciennes	Rapporteur
M. Costea	Professeur	Polytechnic University of Bucharest	Examineur
M. Feidt	Professeur Emérite	Université de Lorraine	Examineur
L. Grosu	MCF HDR	Université Paris Nanterre	Directeur de thèse
L. Luo	Professeur	Université de Nantes	Rapporteur
D. Queiros-Condé	Professeur	Université Paris Nanterre	Co-Directeur de thèse

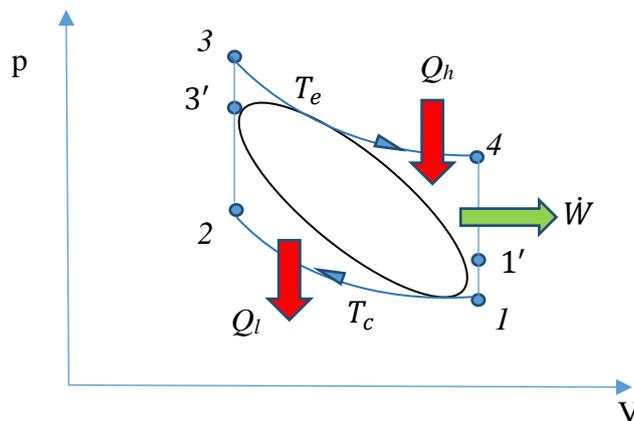
Table des matières

1 Introduction	1
2. Nouveau modèle isotherme couplé avec plusieurs pertes d'énergie	2
2.1 Modèle et Résultats	2
2.2 Conclusion.....	8
3. Validation expérimentale du modèle isotherme pour le moteur Stirling solaire de type Gamma	8
3.1 Validation expérimentale	8
3.2 Conclusion.....	12
4. Nouveau modèle polytropique avec pertes (PSML).....	12
4.1 Résultat du nouveau modèle.....	12
4.2 Conclusion.....	19
5. Optimisation multi-objectifs du moteur Stirling expérimental de type Gamma	19
5.1 Algorithme et résultats.....	19
5.2 Conclusion.....	26
6. Modèle isotherme avec pertes appliquées à un cryoréfrigérateur Stirling de type d'Alpha	27
6.1 Résultats et validation	27
6.2 Conclusion.....	34
7. Résumé.....	35
Référence.....	36

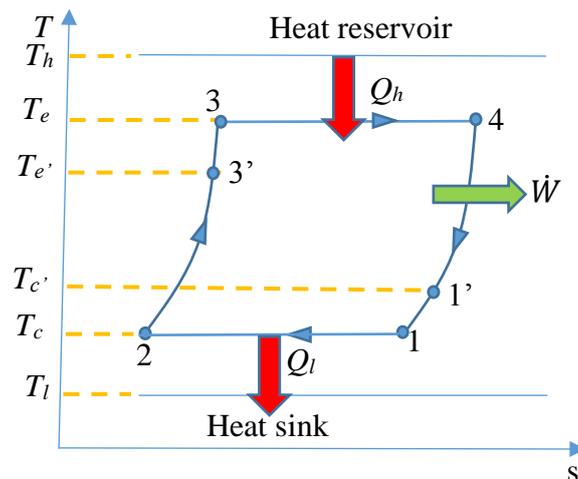
1 Introduction

De nos jours, l'augmentation de la population mondiale et son évolution a un impact fort sur les demandes en énergies [1]. Cependant, la consommation d'énergies fossiles est liée au problème de réchauffement climatique, de pollution de l'air... Pour réduire les polluants dans l'air et les émissions de gaz à effet de serre causées par les énergies fossiles, l'énergie solaire ou encore la biomasse sont des ressources capables de remplacer une grosse partie des consommations en énergies fossiles [2]. Le Moteur Stirling (MS) est un excellent mécanisme pour l'utilisation de source solaire [3-5] qui est plus respectueuse de l'environnement, sans émissions de gaz à effet de serre et une longue durée de vie. Puisque c'est une machine à combustion externe, le Moteur Stirling peut fonctionner avec une multitude de sources d'énergies, quel que soit sa qualité, par conséquent, celui-ci peut utiliser l'énergie solaire, les rejets de chaleur non utilisés etc.

Le cycle idéal de Stirling consiste en quatre transformations (Figure 1) : une compression isotherme (1-2) à la température T_c ; une transformation isochore (2-3) où le fluide de travail absorbe de la chaleur du régénérateur ; une détente isotherme (3-4) à la température T_e ; et une transformation isochore (4-1) où le fluide cède de la chaleur au régénérateur. Le cycle réel représente plutôt une ellipse comme on peut l'apercevoir sur la même figure. De plus, du fait du transfert de chaleur en temps fini et d'une surface de transfert de chaleur (du régénérateur) finie, la régénération est imparfaite. En effet, lors de la transformation 2-3, le fluide supplémentaire évolue seulement jusqu'au point 3' ($T_{e'}$), de ce fait le fluide absorbe une chaleur de la source chaude durant la transformation 3'-3 ; de façon analogue, pour la transformation 4-1, le fluide évolue seulement jusqu'au point 1' ($T_{c'}$), de ce fait le fluide rejette de la chaleur à la source froide durant la transformation 1'-1 aussi.



(a) Diagramme p - V



(b) Diagramme $T-s$

Figure 1 Cycle de Stirling

2. Nouveau modèle isotherme couplé avec plusieurs pertes d'énergie

2.1 Modèle et Résultats

Un Moteur Stirling de type Gamma à faible différence de température alimenté en énergie solaire a été construit au laboratoire. Un modèle isotherme modifié a été mis au point incluant les imperfections du transfert de chaleur au régénérateur, de la dissipation visqueuse, de la vitesse finie du piston, de l'hystérésis, des fuites entre piston et parois du cylindre, de la conduction de chaleur et lors du déplacement du piston déplaceur. Une section du moteur Stirling de type Gamma peut être vue dans la Figure 2. Le piston et le piston déplacement sont connectés au même vilebrequin avec une différence de phase spécifique. Il n'y a pas de régénérateur dans ce moteur. Le flux d'air s'écoule entre les côtés chaud et froid du moteur à travers la section entre le cylindre et le piston de déplacement. Cette section modélise ainsi un régénérateur très imparfait. Les volumes chaud et froid sont supposés à températures constantes.

L'algorithme de calcul est présenté en Figure 3. Les paramètres initiaux sont supposés dans un premier temps, incluant pression, masse totale, et températures aux interfaces, puis, les fuites, les paramètres d'états et les énergies échangées sont calculées à chaque pas de temps. Des nouveaux paramètres : masse, pression et températures d'interfaces peuvent être calculés. La chaleur absorbée, la puissance mécanique produite et le temps sont ensuite sommés. La simulation continue jusqu'à un temps limite spécifié par l'utilisateur.

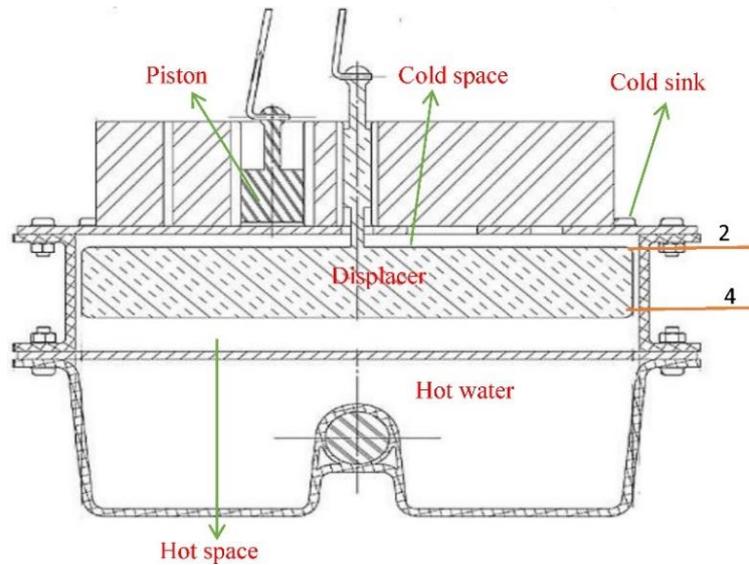


Figure 2 Géométrie interne du moteur Stirling Gamma

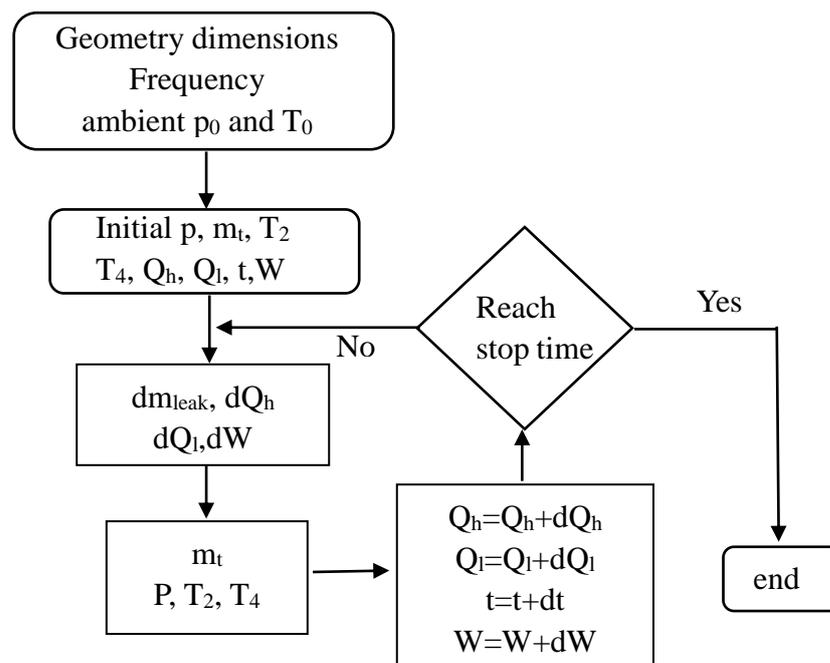


Figure 3 Organigramme du processus de simulation

La masse totale du fluide étudié dépend de l'angle de vilebrequin, comme on peut le voir dans la Figure 4, à cause des fuites à travers la section entre le piston et les parois du cylindre. On peut ainsi voir une masse totale fluctuante durant le cycle.

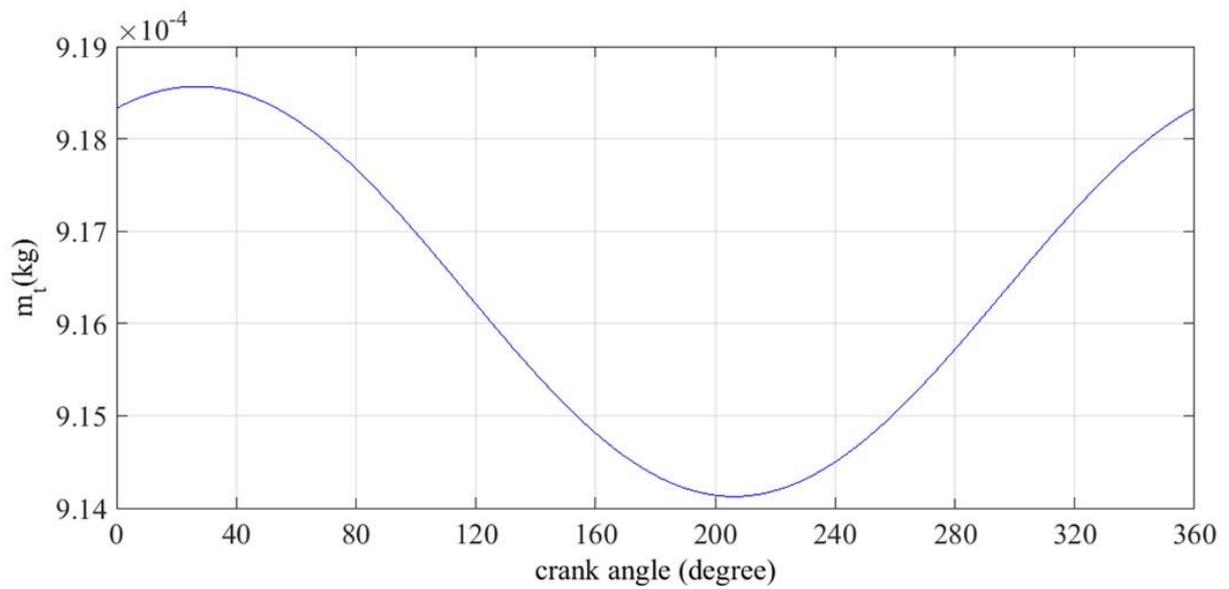


Figure 4 Masse totale en fonction de l'angle de vilebrequin

La Figure 5 montre la variation de pression en fonction de l'angle de vilebrequin. On peut ainsi voir l'effet des fuites ou la pression devient plus faible lors de la compression et plus grande durant la détente. La ligne continue bleue représente la pression (p) sans pertes de pression, celle en pointillé rouge en obtenue en considérant les fuites (p_{leak}). On peut aussi apercevoir une diminution de l'amplitude, de l'onde de pression lorsque l'on prend en compte les fuites. De plus, une avance de phase, ϕ de l'onde de pression est observée due à l'effet des fuites.

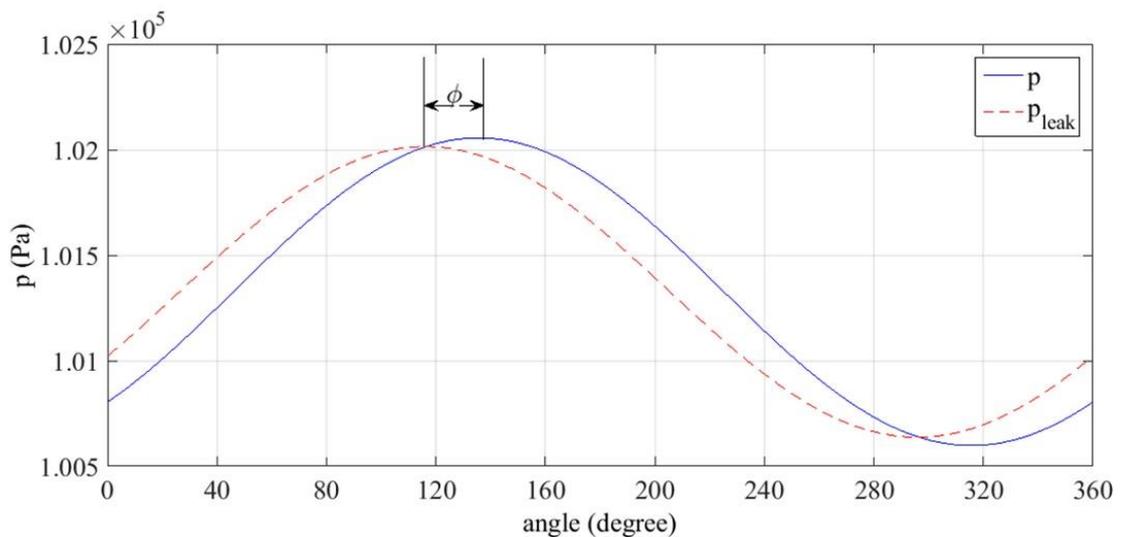


Figure 5 Pression avec et sans fuites en fonction de l'angle de vilebrequin

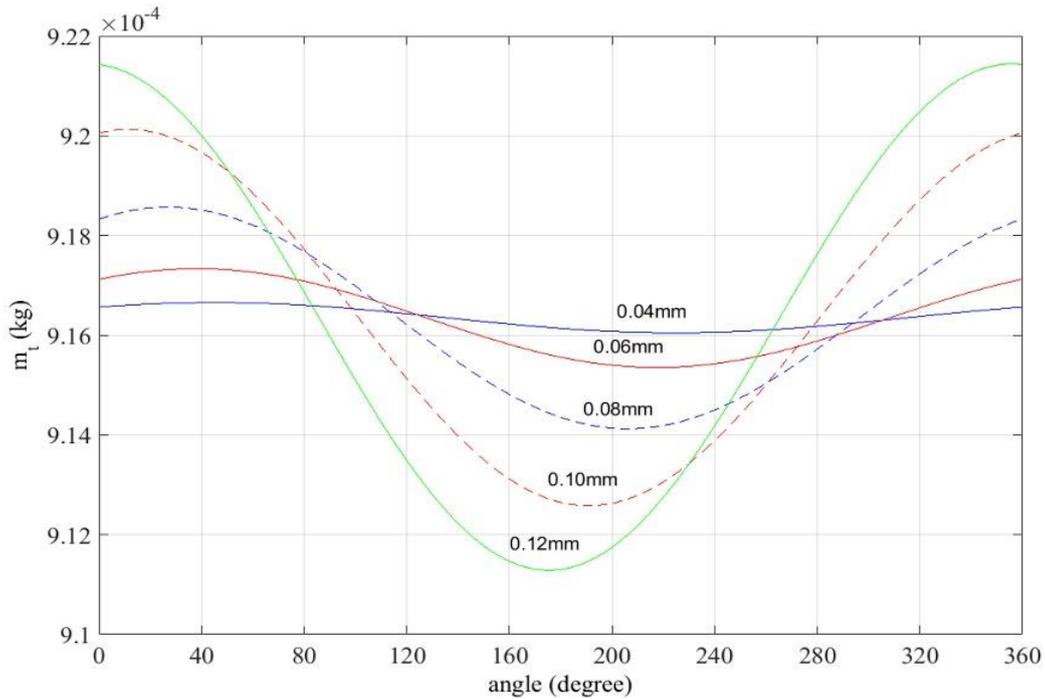


Figure 6 Variation de la masse du gaz en fonction de l'angle de vilebrequin pour divers espacements entre piston et parois du cylindre

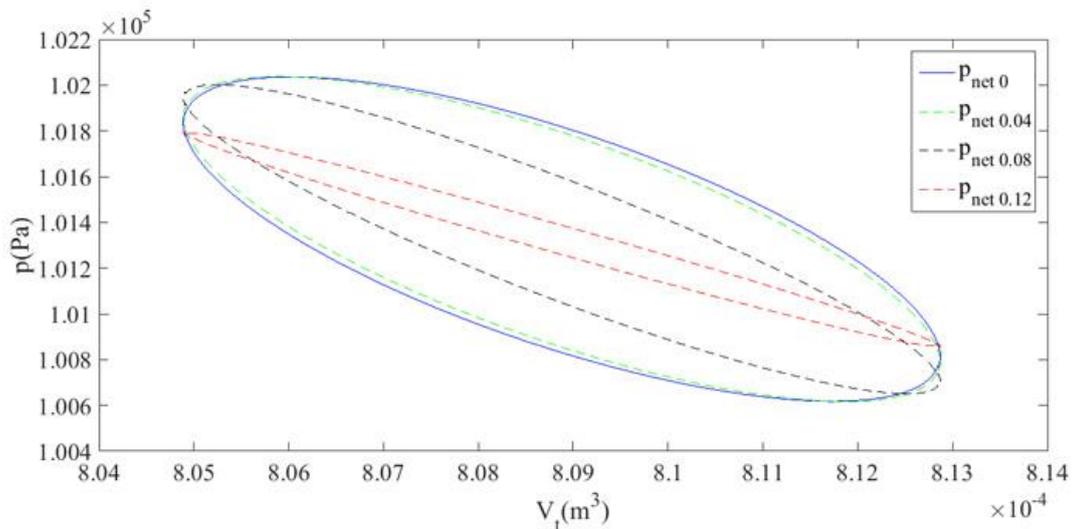
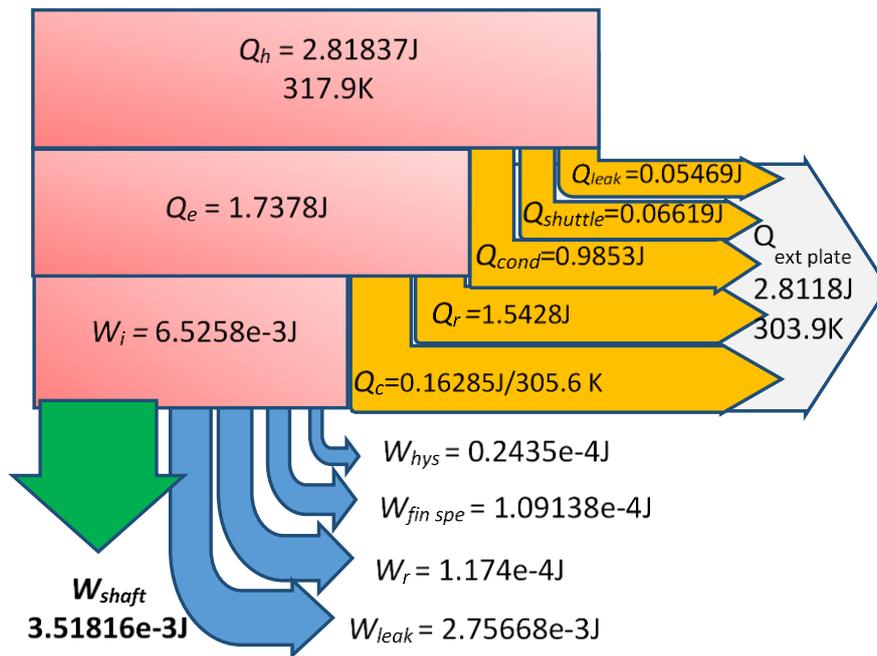


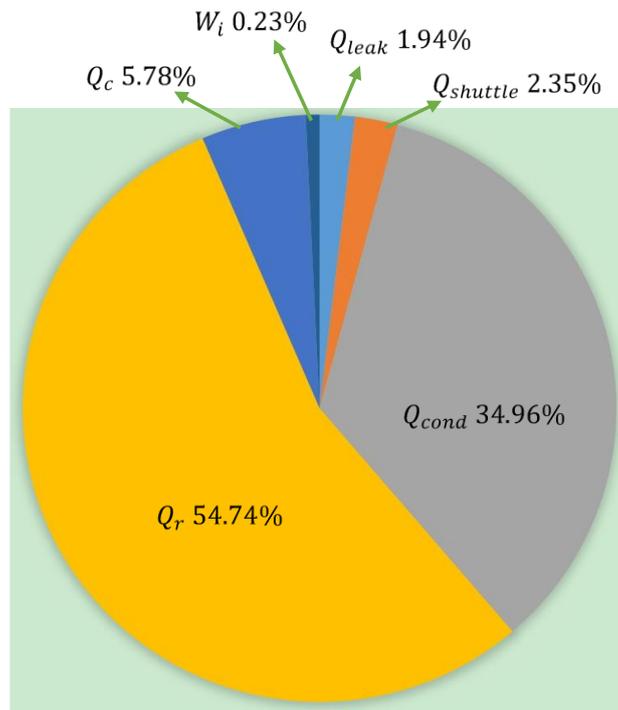
Figure 7 Diagramme p-V pour divers espacements entre piston et parois du cylindre

La Figure 6 montre la variation de la masse totale du fluide de travail dans le moteur pour plusieurs tailles d'écartements entre le piston et les parois du cylindre. On observe que l'amplitude de l'onde de la masse totale augmente lorsque cet espacement augmente précisément à cause des fuites. Par contre ces fuites mènent à une diminution du travail indiqué comme le montre la Figure 7, où $p_{net\ 0}$, $p_{net\ 0.04}$, $p_{net\ 0.08}$, $p_{net\ 0.12}$ sont les pressions nettes pour des espacements autour de 0mm, 0.04mm, 0.08mm or 0.12mm. Cette figure montre la diminution des fuites lorsque l'espacement diminue. Cependant, la taille de cet espacement ne peut être réduite indéfiniment et des frictions sévères peuvent apparaître entre la surface du piston et les parois du cylindre lorsque la taille de celui-ci est très faible puisque le piston n'est

pas parfaitement coaxial avec les parois du cylindre.



(a) Distribution d'énergie



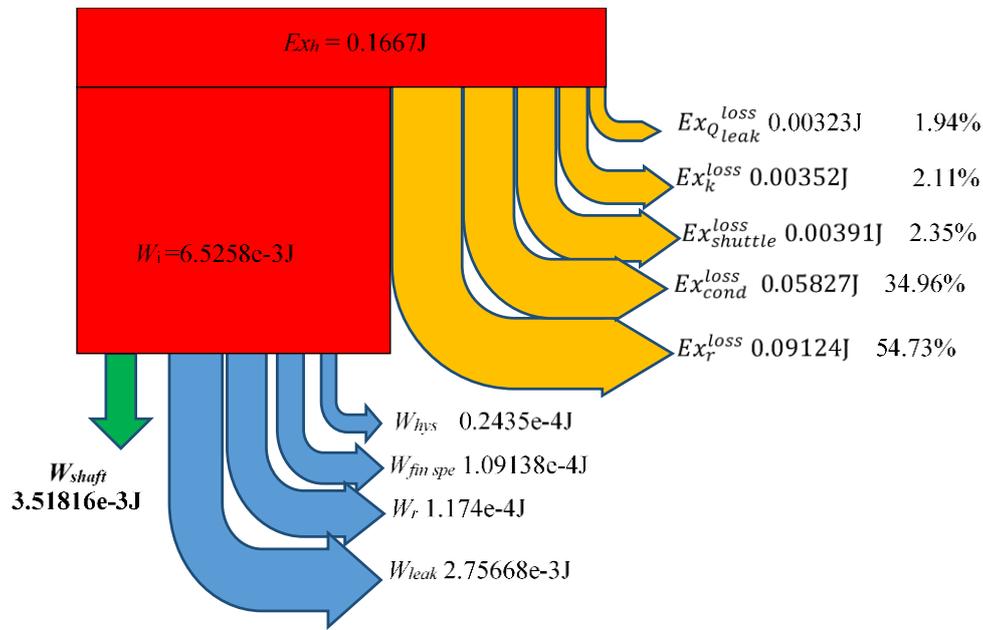
(b) Pourcentage de distribution d'énergie

Figure 8 Représentation du bilan d'énergie pour un cycle

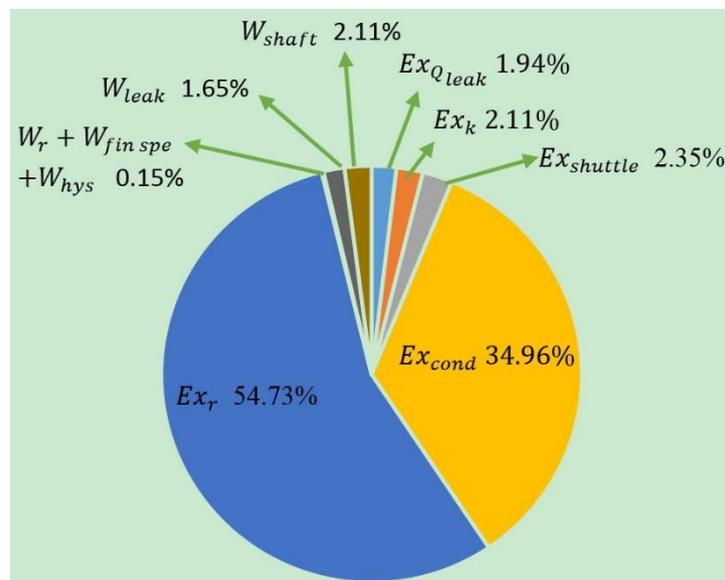
Le bilan d'énergie est représenté dans la Figure 8. Ce diagramme montre que pour le cas étudié, les pertes dues au régénérateur sont les plus élevées, environ 54.74% du total de chaleur fournie par la source chaude. Pour ce moteur, le travail mécanique total perdu est d'environ 46.1% du

travail mécanique indiqué, et la raison principale peut être liée à la petite échelle de notre moteur et les faibles valeurs des puissances rechangées.

Le diagramme du bilan exergetique est présenté en Figure 9. Il montre aussi que les imperfections du régénérateur et du transfert de chaleur par conduction ont le plus grand effet, et que parmi les dissipations d'exergies dues aux pertes de pressions, les fuites restent le facteur le plus imposant.



(a) Distribution d'exergies de l'énergie absorbée



(b) Pourcentage de distribution d'exergie de l'énergie absorbée

Figure 9 Analyse exergetique du moteur – représentation du bilan exergetique

2.2 Conclusion

Dans ce chapitre, un couplage entre le modèle isotherme et la méthode à vitesse finie a été proposé. Les bilans de masse et d'énergie dans différents espaces du moteur sont considérés, pour modéliser le moteur Stirling du type Gamma du laboratoire.

La perte de chaleur dans le régénérateur est la perte la plus importante. La dissipation du travail due à la fuite par le jeu entre le piston et la paroi du cylindre est également très importante. La masse totale de gaz de travail dans le moteur est fluctuante, compte tenu des fuites et l'amplitude de l'onde de pression est inférieure à celle sans fuite. L'oscillation de la masse totale de gaz de travail dans le moteur augmente avec l'augmentation de la taille du jeu entre le piston et la paroi du cylindre, ce qui entraîne une diminution du travail correspondant.

Des analyses énergétique et exergetique ont été développées afin de montrer l'impact de différentes imperfections sur la performance du moteur. Elles ont souligné que l'imperfection du régénérateur et les fuites entraînent les deux dissipations les plus importantes dans le moteur.

3. Validation expérimentale du modèle isotherme pour le moteur

Stirling solaire de type Gamma

3.1 Validation expérimentale

Le moteur Stirling solaire de type Gamma et son banc d'essai sont présentés dans la Figure 10. La source chaude du moteur provient d'un circuit d'eau situé dans la partie inférieure du moteur. L'eau est chauffée par un panneau solaire éclairé par un soleil artificiel (9 lampes), la circulation de l'eau étant réalisée par une pompe. Les paramètres de pression et de température sont relevés à l'aide de plusieurs capteurs (Honeywell 40PC 250G, Thermocouple K) puis enregistrés à l'aide d'une carte d'acquisition. Le dessus du moteur est refroidi par convection naturelle. Le gaz de travail est de l'air.

La Figure 11 montre les résultats expérimentaux et de simulation permettant de déterminer la puissance fournie en fonction de la température chaude et du déphasage entre les pistons pour un course de piston de 21mm. Il apparaît que la puissance est maximale pour un déphasage de 90° , nous pouvons donc en déduire qu'en ce qui concerne le déphasage, c'est la configuration optimale. De plus, on remarque que la puissance évolue linéairement avec la température de la source chaude avec une pente de plus en plus raide lorsque l'on tend vers le déphasage optimal. On observe une bonne similitude entre les expériences et les simulations, même si les simulations ont tendance à donner un résultat légèrement supérieur.



Figure 10 Banc d'essai de moteur Stirling de type Gamma à énergie solaire

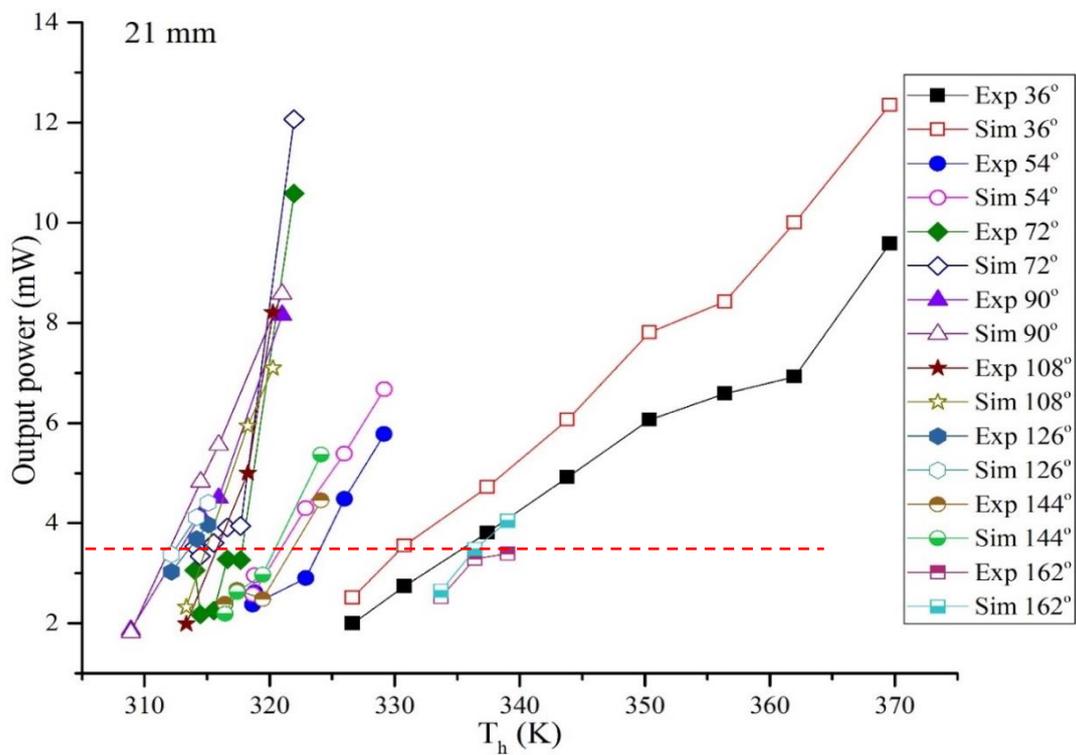


Figure 11 La puissance fournie par le moteur en fonction de la température de la source chaude et du déphasage (course de piston de 21mm)

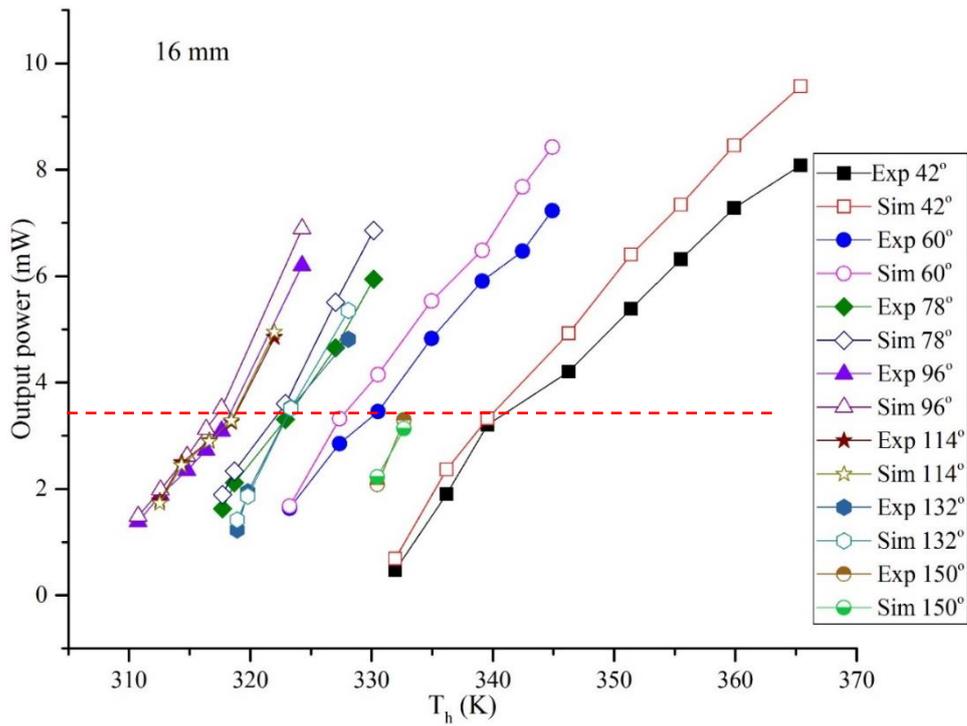


Figure 12 La puissance fournie par le moteur en fonction de la température de la source chaude et du déphasage (course du piston de 16mm)

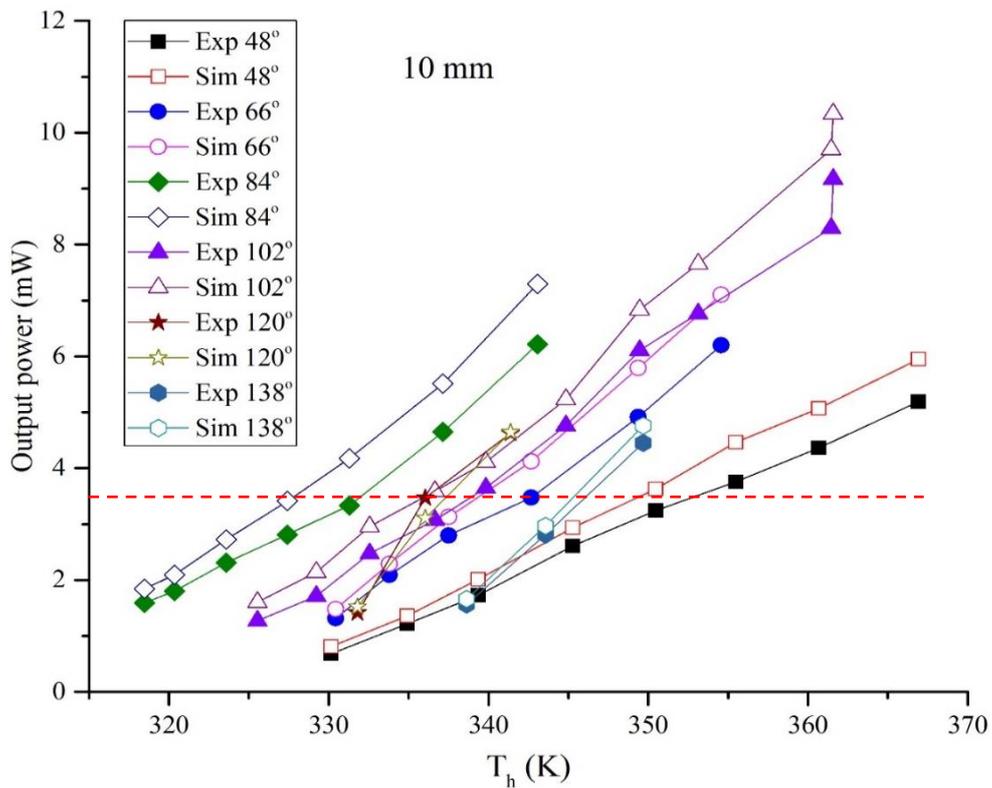


Figure 13 La puissance fournie par le moteur en fonction de la température de la source chaude et du déphasage (course du piston de 10mm)

La Figure 12 montre les résultats expériences/simulations permettant de déterminer la puissance fournie en fonction de la température chaude et du déphasage pour une course de piston de 16mm. Dans ce cas précis, il existe deux valeurs de déphasage donnant une puissance maximale : 96° et 114°.

La Figure 13 montre les résultats permettant de déterminer la puissance fournie en fonction de la température chaude et du déphasage pour une course de piston de 10mm. On remarque que dans ce cas, le déphasage optimal est de 84°, et encore une fois que les simulations sont en accord avec les données relevées expérimentalement.

Si l'on trace une ligne correspondant à une puissance fournie de 3.5mW (ligne interrompue rouge sur les figures 11~13) l'intersection entre la ligne rouge et la courbe d'évolution représente le niveau de température de la source chaude, pour plusieurs déphasages. La Figure 14 illustre la variation de température de la source chaude en fonction du déphasage, pour une puissance fournie de 3.5mW et trois valeurs pour la course du piston : 21mm, 16mm et 10mm. On peut conclure que le déphasage optimum est situé entre 85° et 115° où à puissance fournie équivalente, la température de source chaude est la plus basse.

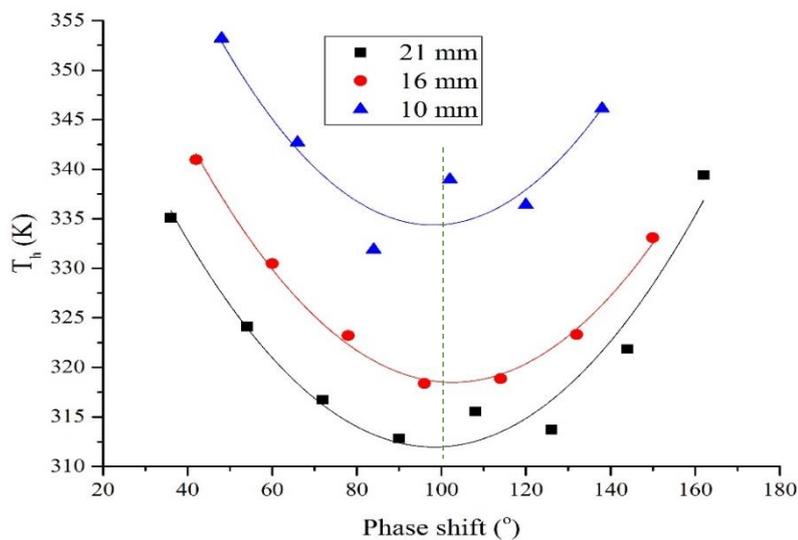


Figure 14 Variation de la température de source chaude en fonction du déphasage, pour une puissance fournie de 3.5mW.

La Figure 15 montre l'évolution de la fréquence en fonction de la température de source chaude et du déphasage, pour une course de 21mm. On remarque que la fréquence évolue linéairement avec la température de la source chaude, et la pente diminue graduellement. On remarque aussi que la fréquence décroît lorsque l'on s'éloigne de la valeur optimale de déphasage.

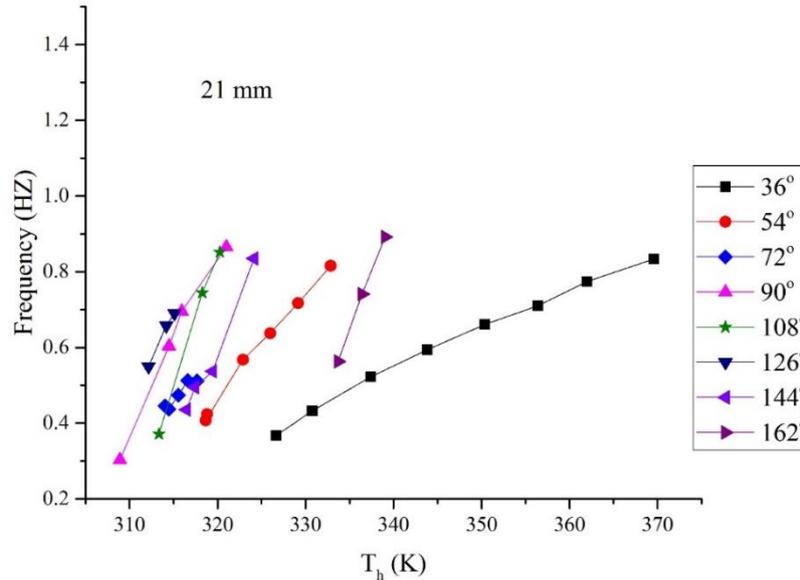


Figure 15 Variation de la fréquence en fonction de la température de source chaude et du déphasage (course du piston de 21mm)

3.2 Conclusion

Plusieurs séries d'expérience ont été réalisées pour valider le modèle isotherme proposé. La comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques à différents déphasages entre le piston de déplacement et le piston moteur, et à différentes courses de piston, montre que les résultats de simulation du modèle isotherme sont convaincants pour prédire la performance du moteur.

Une étude paramétrique sur la performance du moteur Stirling de type gamma à énergie solaire a également été effectuée expérimentalement et numériquement. Elle montre que la puissance fournie, la fréquence, le travail perdu (par vitesse finie, au régénérateur et par hystérésis) et la perte de chaleur (par conduction de chaleur, par échange de chaleur imparfait au régénérateur, par effet navette du piston de déplacement, et par fuite à travers le jeu entre le piston et la paroi du cylindre) augmentent presque linéairement par rapport à la température de l'espace chaud. Le déphasage optimum pour une puissance mécanique maximale est d'environ 85°~115°, vérifié pour plusieurs courses du piston)

4. Nouveau modèle polytropique avec pertes (PSML)

4.1 Résultat du nouveau modèle

Dans les moteurs de type Bêta et Gamma représentés dans la Figure 16, le jeu entre le piston de déplacement et le cylindre engendre des fuites entre le volume de détente et le volume de compression en court-circuitant les échangeurs de chaleur. Nous proposons de prendre en compte ces fuites et les pertes en correspondants. Une connexion entre le volume de

compression et de détente a été rajouté afin de simuler les circulations de fluides (Figure 17).

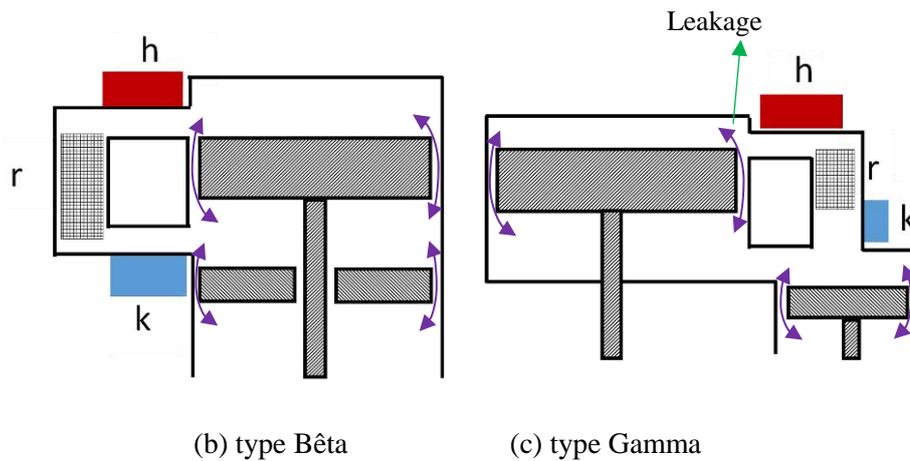


Figure 16 Schéma des fuites à travers le jeu piston/paroi

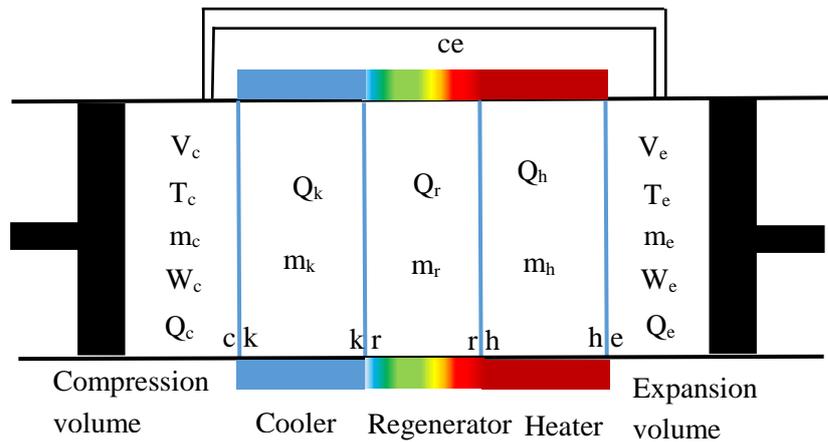


Figure 17 Schéma du nouveau modèle de moteur Stirling Bêta ou Gamma

La Figure 18 montre la puissance fournie calculée par la simulation, relevé expérimentalement et calculée par d'autres auteurs. Le fluide de travail est de l'Hélium, la pression de compression moyenne est de 2.76Mpa, la température de la paroi chaude est de 922K et celle de la paroi froide est de 286K. La courbe « PSML » représente les résultats obtenus à l'aide du nouveau modèle, les résultats calculés par ce modèle sont plus proches des valeurs expérimentales. On remarque que lorsque la vitesse de rotation augmente, le travail fourni présente un maximum avant de décroître à mesure que la vitesse augmente.

La Figure 19 montre l'évolution du rendement avec la vitesse de rotation dans la même configuration que celle étudiée précédemment. Le nouveau modèle est proche des valeurs expérimentales pour des vitesses de rotation inférieures à 1500 tr/min. Cependant l'erreur est supérieure au modèle PFST pour des vitesses de rotation supérieure à 1500 tr/min.

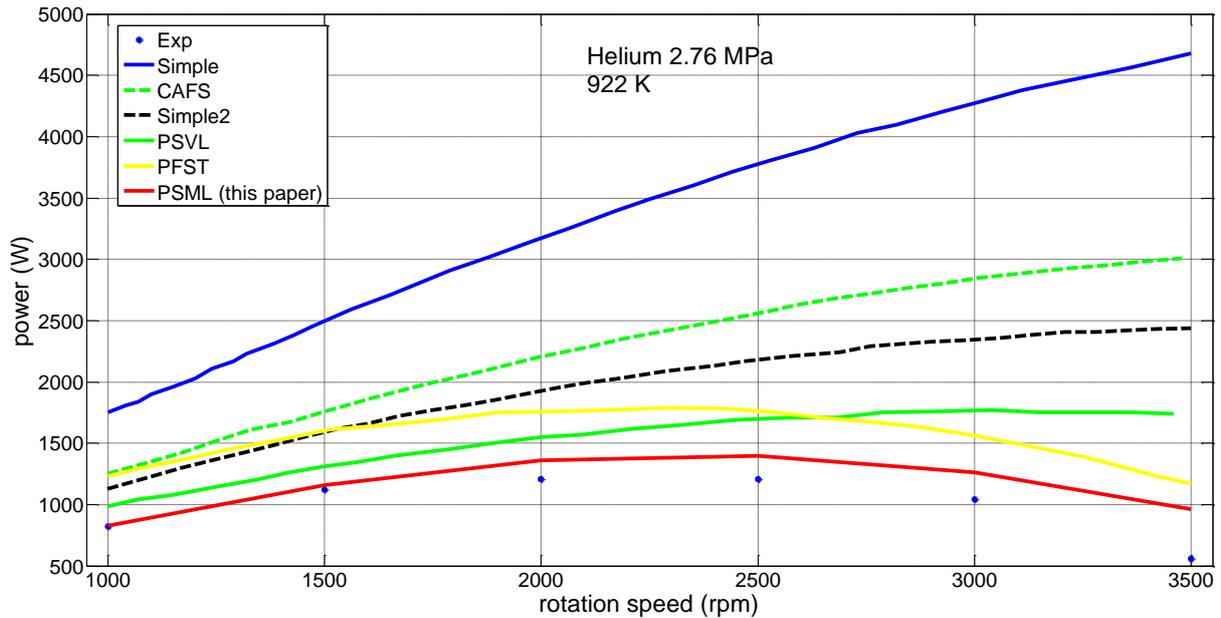


Figure 18 Variation de la puissance mécanique en fonction de vitesse de rotation pour l'Hélium à 2.76 MPa et une source chaude à 922 K

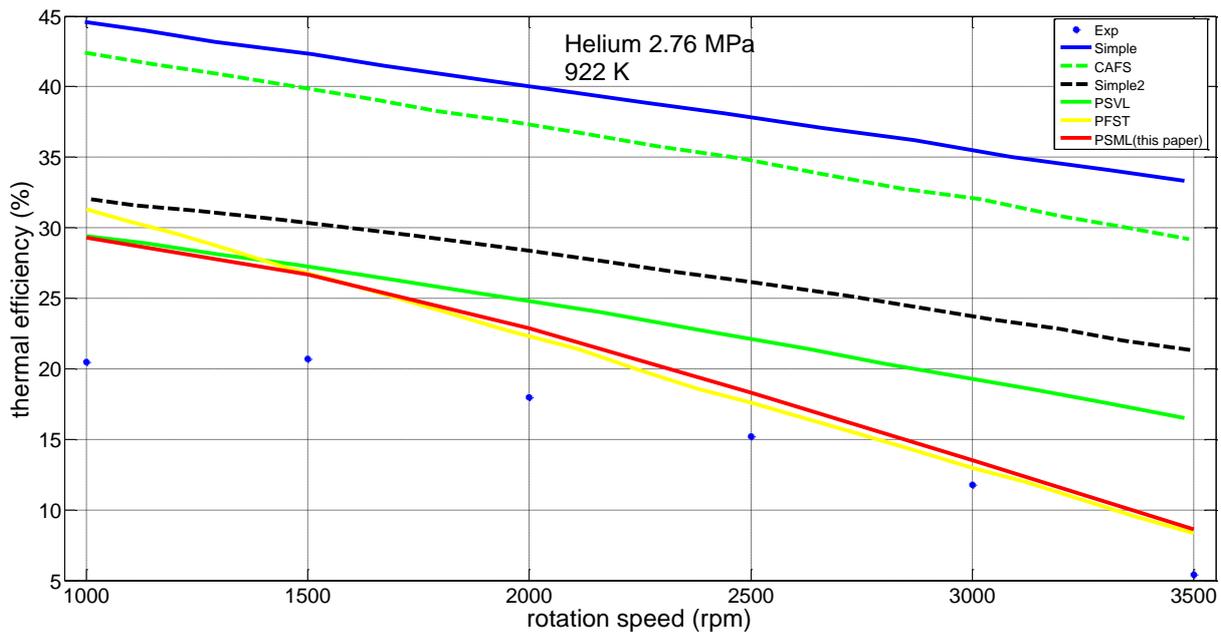
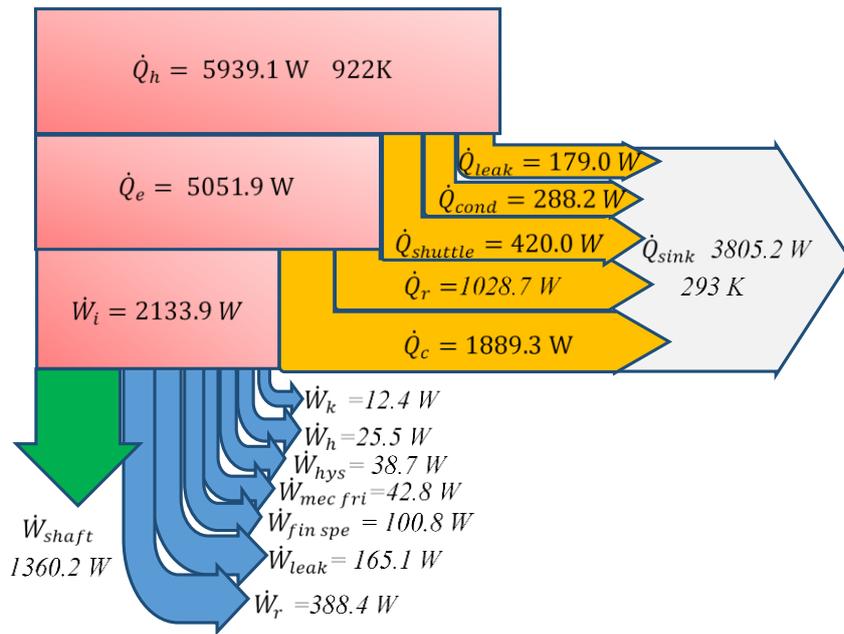
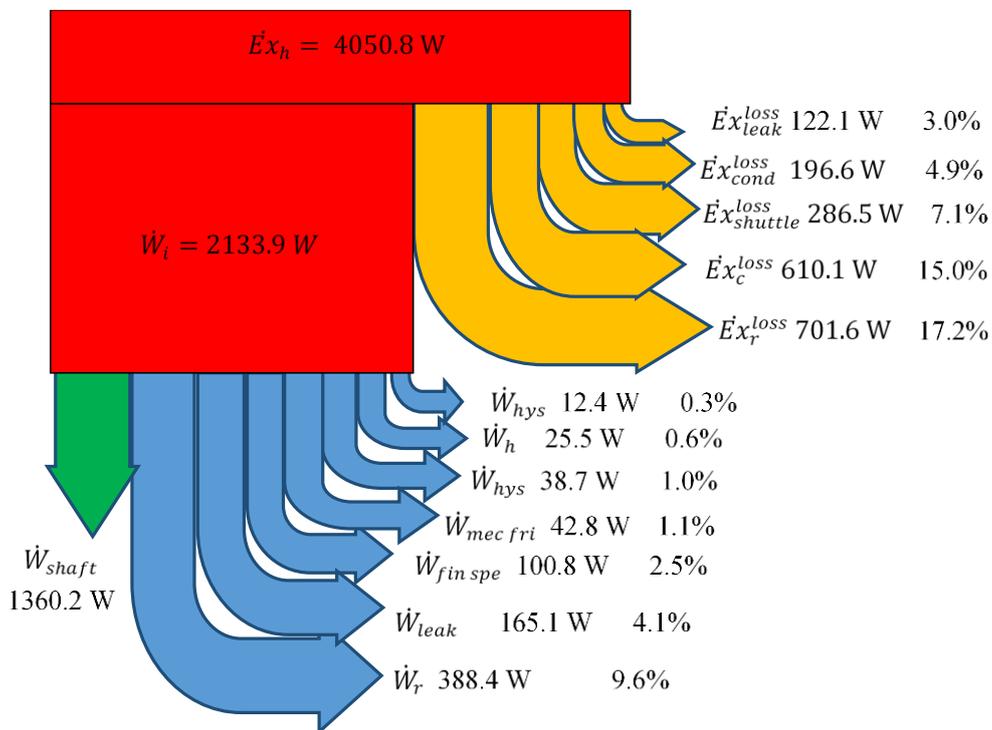


Figure 19 Variation du rendement en fonction de la vitesse de rotation pour de l'Hélium à 2.76MPa et une source chaude à 922K

Les schémas bilan énergétique et exergetique sont indiqués dans la Figure 20. On peut voir que les pertes au niveau du régénérateur sont la plus importante source de pertes thermiques alors que les pertes liées à la viscosité du fluide lors de son passage dans le régénérateur sont la plus grosse source de pertes mécaniques. Les pertes thermiques liées au mouvement du piston de déplacement sont à l'origine d'une perte de 7.1% de l'exergie totale fournie.



(a) Répartition de l'énergie absorbé



(b) Répartition de l'exergie absorbé

Figure 20 Schémas bilans énergétique et exergetique

La Figure 21 montre les nombres polytropiques en fonctions de l'angle de vilebrequin on compression (n_c) et en détente (n_e) pour de l'hélium avec une pression de compression de 5.52 MPa, 41.67Hz, une température de paroi chaude de 922K et une température froide de 286K. La Figure 22 montre l'évolution de la pression et des volumes spécifiques dans les espaces de compression et d'expansion.

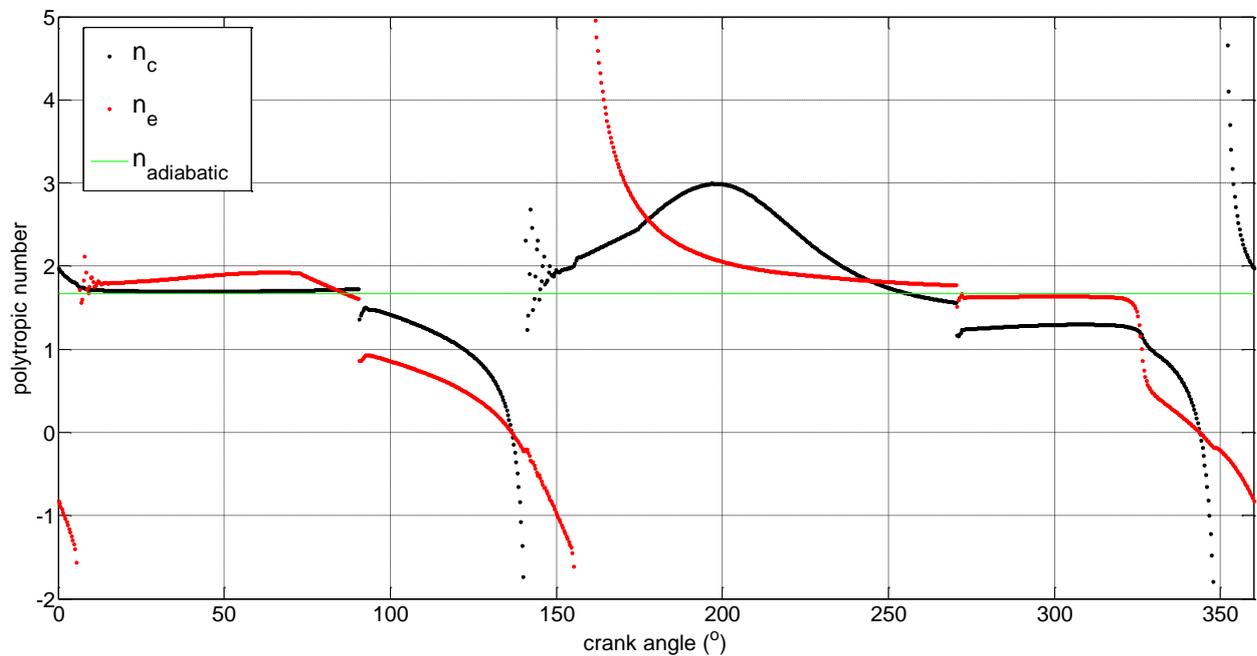


Figure 21 Nombre polytropique en fonction de l'angle de vilebrequin

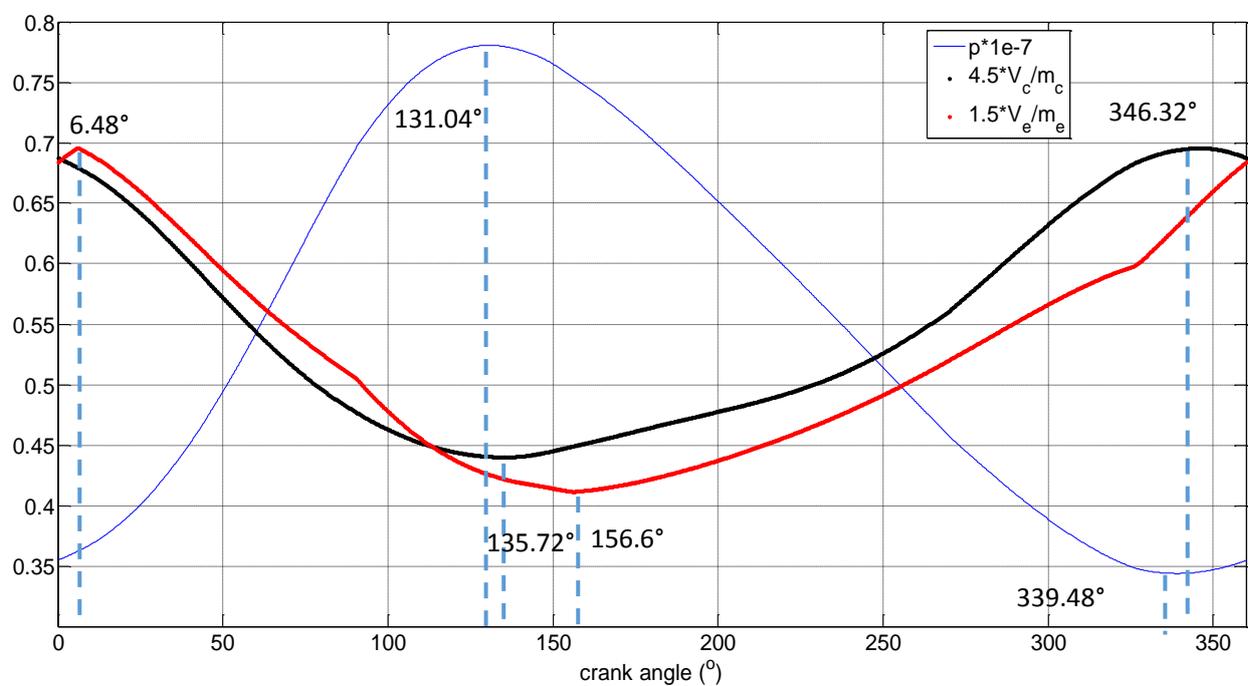


Figure 22 Profil de pression et des volumes spécifiques de compression et d'expansion en fonction de l'angle vilebrequin

Sur la Figure 22 on voit qu'entre 0° et 6.48° et entre 339.48° et 346.32° , lorsque la pression et le volume de compression augmentent, le nombre polytropique tend vers l'infini (voir Figure 21). De 8° à 90° le nombre polytropique dans les volumes de compression et de détente sont proches de l'exposant adiabatique ce qui montre que la transformation est proche d'une transformation adiabatique. De 131.04° à 135.72° , la pression et le volume de compression décroissent et le nombre polytropique de compression tend vers l'infini (voir la Figure 21), de même réflexion de 339.48 à 360° 131.04° . De 145° à 254° le nombre polytropique de compression est supérieur à la valeur adiabatique, puis sa valeur décroît jusqu'à 270° puis reste constante jusqu'à 325° (Voir Figure 21). De manière analogue, le nombre polytropique de détente décroît entre 160° et 275° , ensuite il reste constant (valeur adiabatique) et cela jusqu'à 325° . Ainsi, lors de la compression (de 8° à 100°) et de la détente (de 200° à 300°) le nombre polytropique est proche de la valeur adiabatique.

Sur la base des nombres polytropiques de la Figure 21, le diagramme PV des volumes de compression et d'expansion est présenté sur Figure 23.

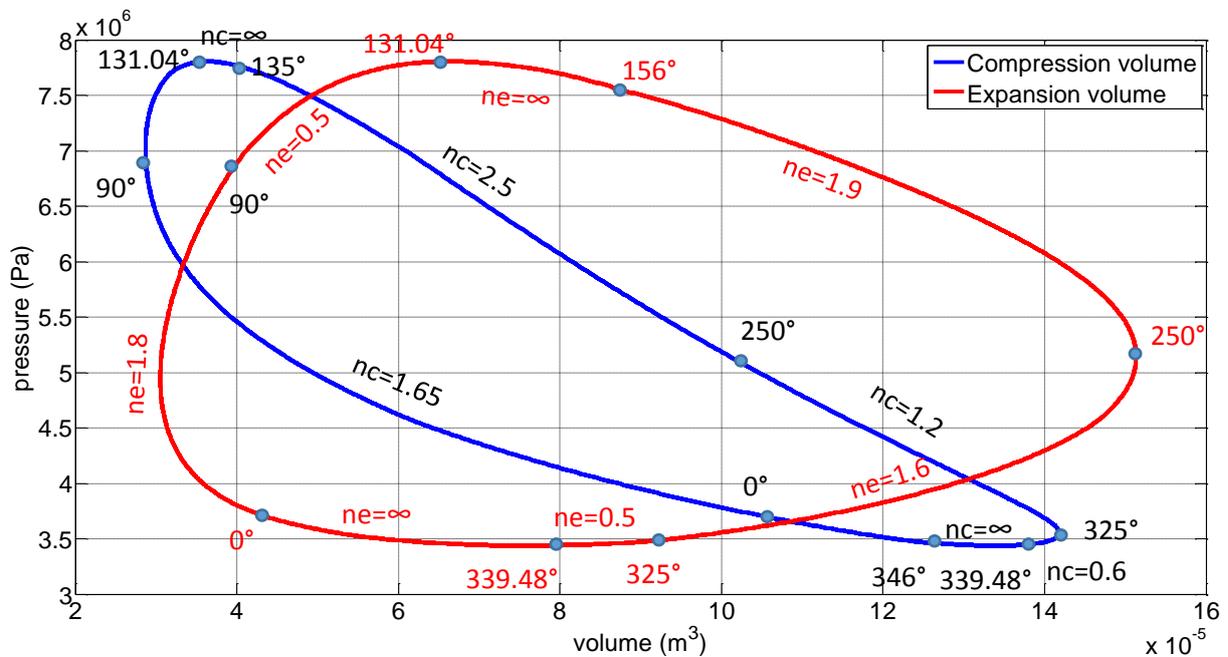
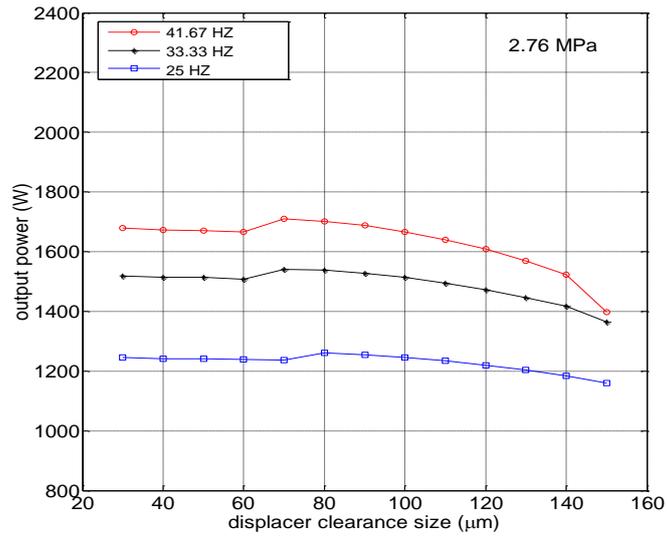
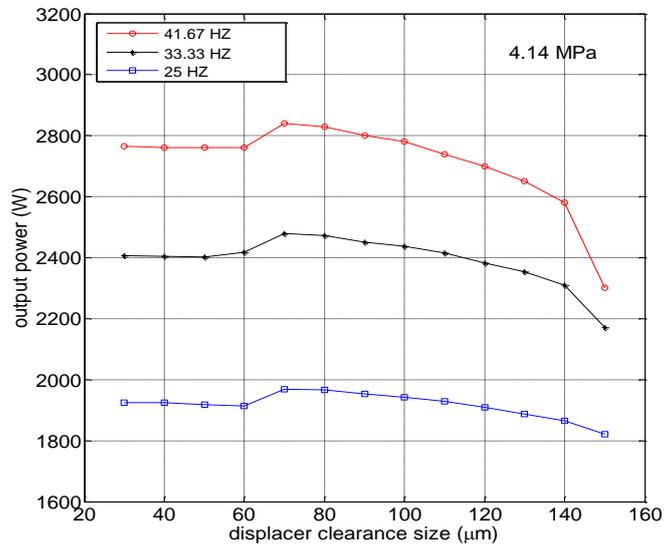


Figure 23 Variation du nombre polytropique dans les volumes de compression et d'expansion

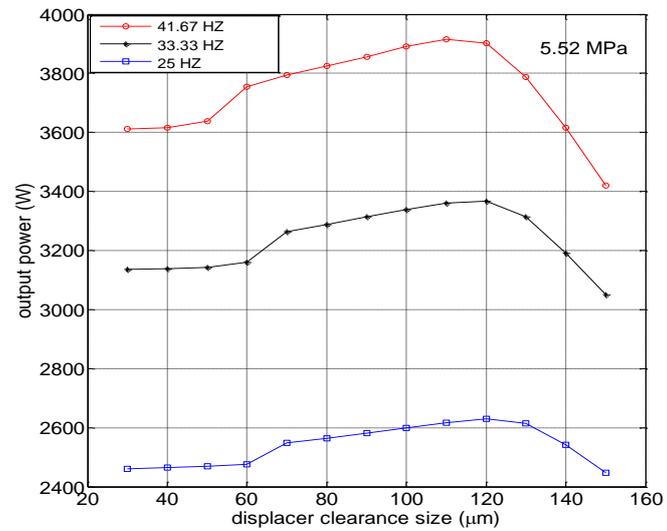
La Figure 24 indique la variation de la puissance mécanique avec la taille du jeu piston de déplacement /Cylindre, en utilisant de l'hélium comme gaz de travail, pour une température de paroi chaude de 922K, une température de paroi de refroidissement de 286K et trois valeurs de pression moyenne de compression 2.76 MPa, 4.14 MPa et 5.52 MPa. La taille optimale du jeu piston de déplacement /paroi est environ $70 \mu\text{m}$, $75 \mu\text{m}$ et $120 \mu\text{m}$ lorsque la pression de compression moyenne est de 2.76 MPa, 4,14 MPa et 5.52 MPa respectivement. Il y a deux effets qui contribuent à la variation de la puissance : la perte de chaleur par effet navette du déplumeur, et la fuite par effet du gaz de travail. Lorsque la taille de jeu augmente, la perte de chaleur par effet navette diminue alors que la fuite augmente. Ces deux effets opposés donnent une valeur optimale pour la taille de cet espacement. Cette valeur optimale augmente avec la pression moyenne du moteur.



(a) 2.76 MPa



(b) 4.14 MPa



(c) 5.52 MPa

Figure 24 Puissance de sortie en fonction de la taille de jeu piston de déplacement /cylindre

4.2 Conclusion

Un nouveau modèle (PSML) a été proposé dans ce chapitre pour prédire les performances du moteur Stirling de type Bêta ou Gamma. Des processus polytropiques ont été considérés dans les volumes de compression et d'expansion du moteur Stirling. Le moteur Stirling GPU-3 a été utilisé pour valider le nouveau modèle. Il a été montré que le nouveau modèle (PSML) prédit très précisément la puissance de sortie et le rendement thermique du moteur Stirling.

Pendant les processus de compression et d'expansion, le nombre polytropique est néanmoins proche du nombre adiabatique au cours de la plus grande partie du cycle. Il existe une vitesse de rotation optimale pour une puissance de sortie maximale, tandis que le rendement thermique diminue lorsque la vitesse de rotation augmente. Une taille optimale de jeu piston/dépouilleur /cylindre a été déterminée pour une puissance de sortie maximale qui dépend de la pression moyenne dans le moteur.

5. Optimisation multi-objectifs du moteur Stirling expérimental de type

Gamma

5.1 Algorithme et résultats

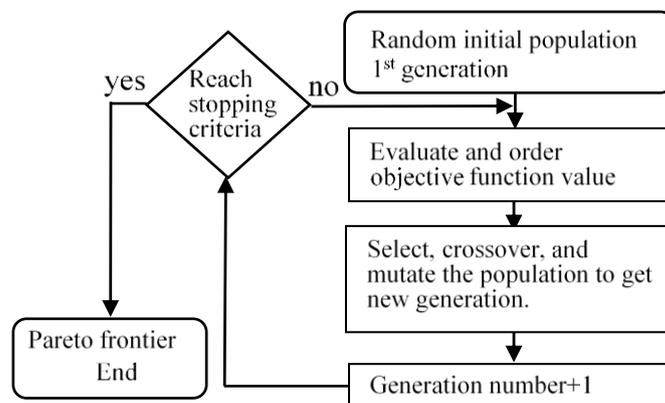


Figure 25 Croquis de l'algorithme génétique multi-objectif

L'algorithme génétique multi-objectif [11] a été utilisé dans ce travail dont le schéma correspondant est montré dans la Figure 25. Tout d'abord, nous avons obtenu la population initiale qui contient de nombreuses combinaisons de la valeur des variables aléatoires. On peut supposer d'abord les valeurs initiales d'une partie des variables, dont le nombre équivaut au degré de liberté. Deuxièmement, la valeur de la fonction objectif est évaluée pour chaque individu X_i ($i=1,2,\dots,N$) dans l'espace de la population. Ensuite, tous les individus sont définis en fonction des critères de Pareto [12]. Troisièmement, selon l'ordre des individus, les

descendants sont générés [13].

La nouvelle génération est obtenue en choisissant les meilleurs N individus et le processus ci-dessus se répète jusqu'à ce que les critères d'arrêt soient satisfaits.

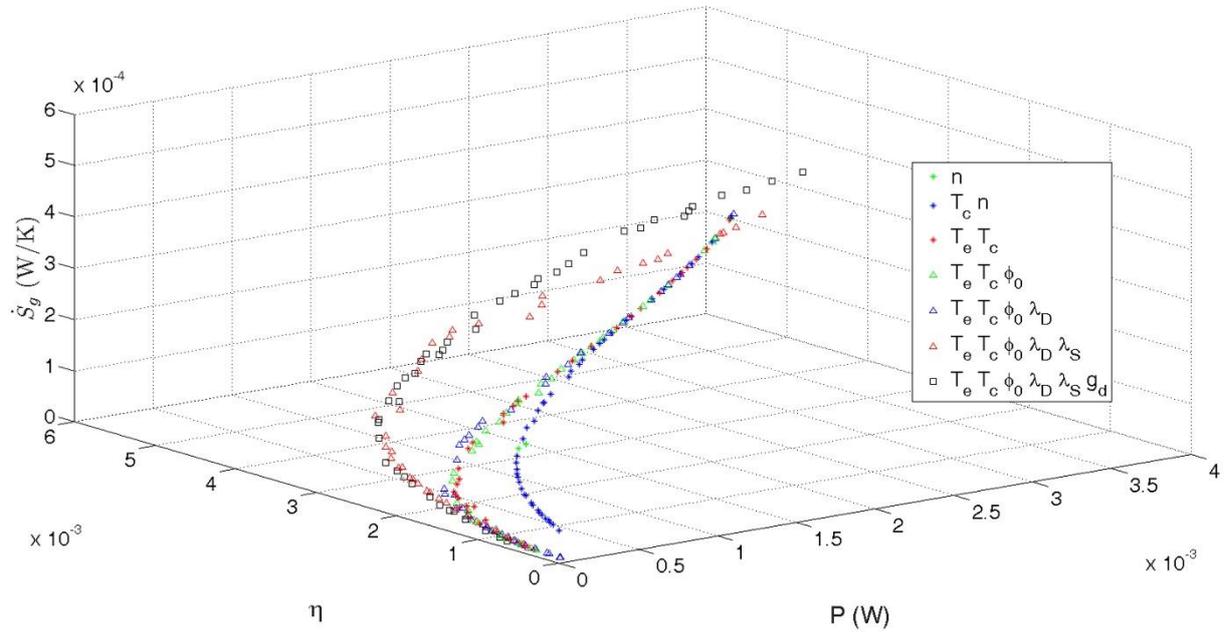


Figure 26 Frontière de Pareto pour différents degré de liberté

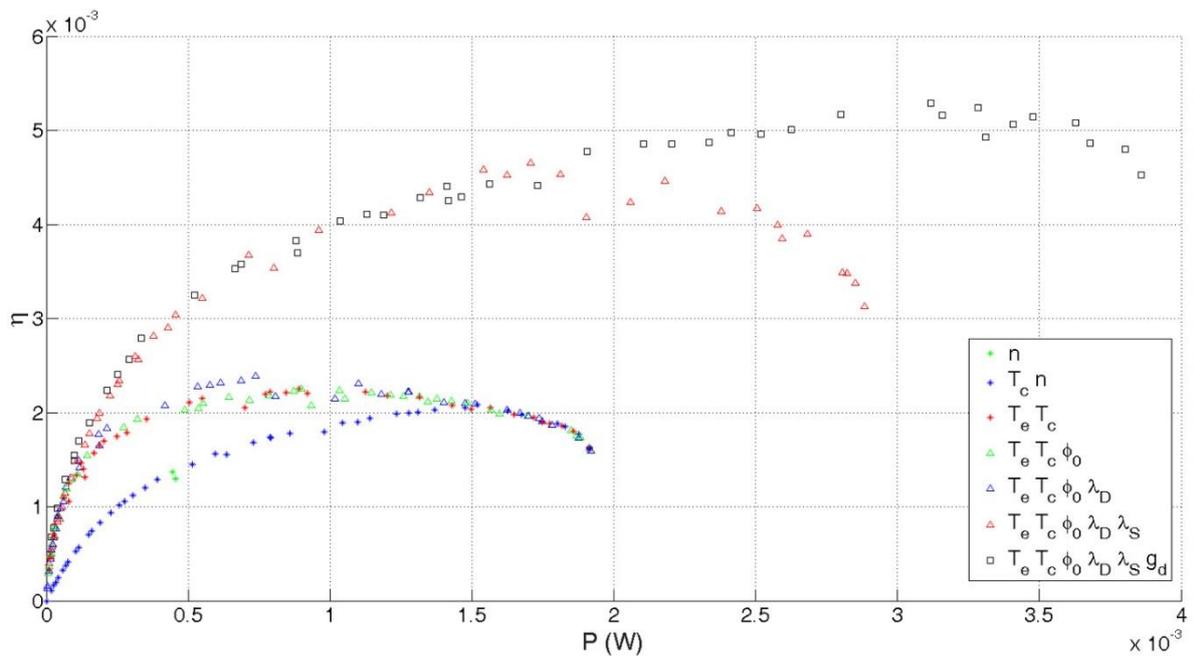


Figure 27 Evaluation Puissance/Rendement pour différents degrés de liberté

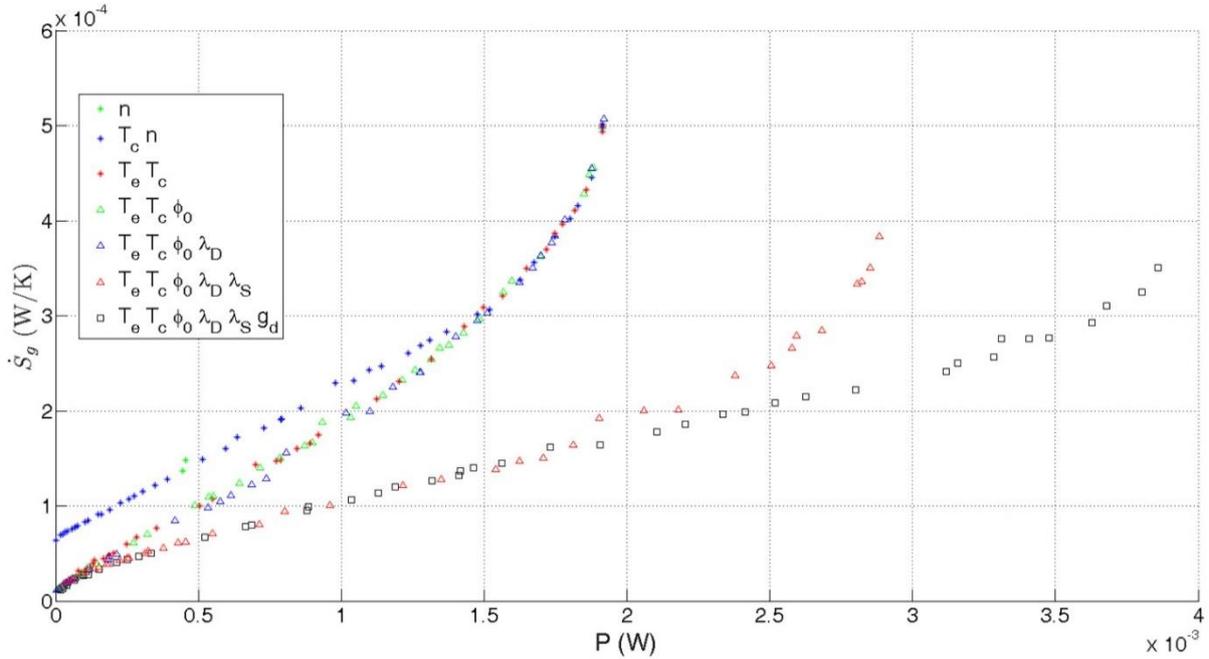
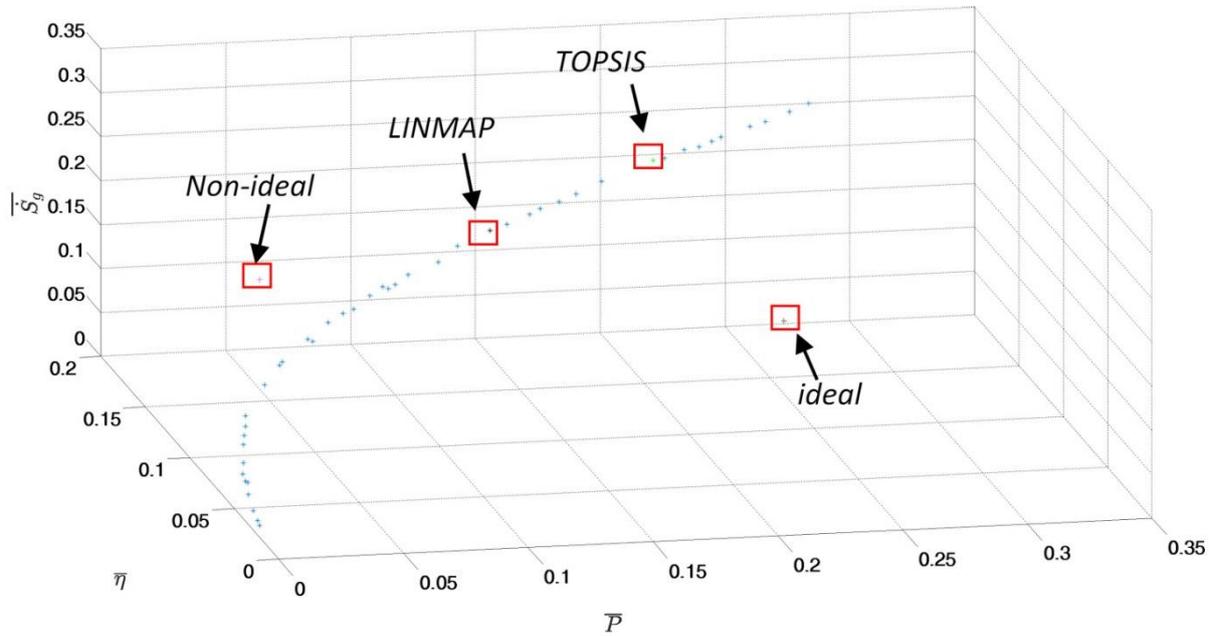


Figure 28 Evolution création d'entropie / puissance pour différents degrés de liberté

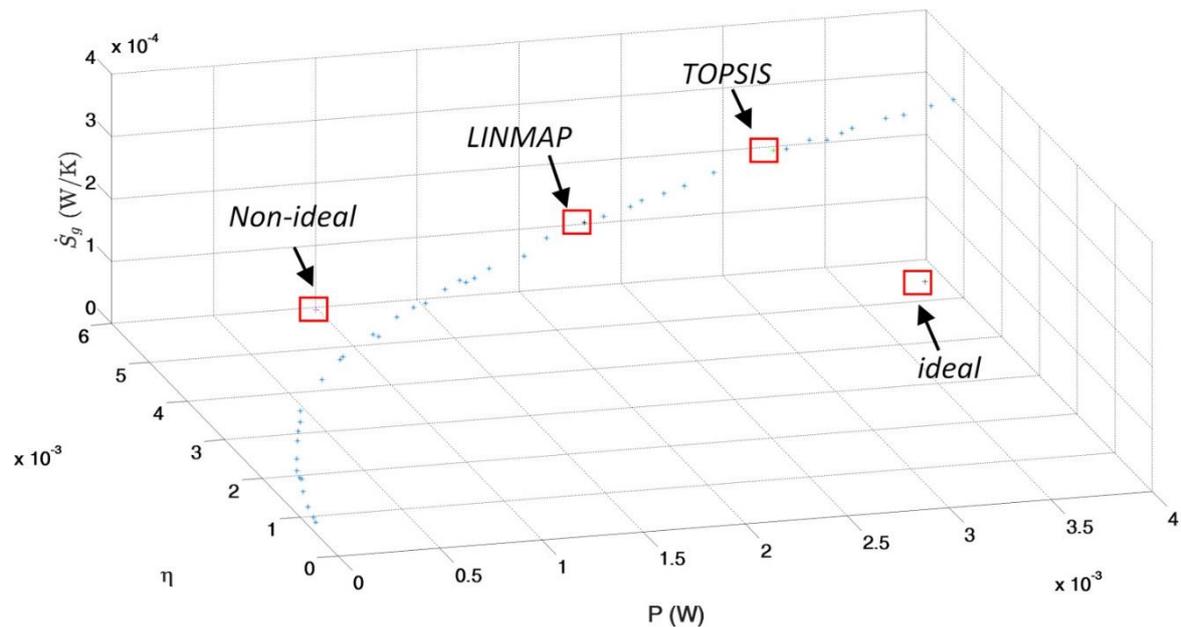
La Figure 26 montre la frontière de Pareto des résultats d'optimisation multi-objectifs. Les courbes avec la légende ' n ', ' $T_c n$ ', ' $T_e T_c$ ', ' $T_e T_c \Phi_0$ ', ' $T_e T_c \Phi_0 \lambda_D$ ', ' $T_e T_c \Phi_0 \lambda_D \lambda_S$ ' et ' $T_e T_c \Phi_0 \lambda_D \lambda_S g_d$ ' représentent la frontière de Pareto lorsque les variables libres optimisées sont ' n ', ' $T_c n$ ', ' $T_e T_c$ ', ' $T_e T_c \Phi_0$ ', ' $T_e T_c \Phi_0 \lambda_D$ ', ' $T_e T_c \Phi_0 \lambda_D \lambda_S$ ' et ' $T_e T_c \Phi_0 \lambda_D \lambda_S g_d$ ' respectivement avec $T_e =$ température du volume chaud, $T_c =$ température du volume froid, $\Phi_0 =$ déphasage piston/déplaceur, $\lambda_D =$ rapport des diamètres piston/déplaceur, $\lambda_S =$ rapport des courses piston/déplaceur, $g_d =$ taille du jeu. Les mêmes résultats sont plus clairement représentés dans les graphiques à deux dimensions, $(P \eta)$ et $(P \dot{S}_g)$ montré dans la Figure 27 et 28, respectivement. On peut voir que la frontière de Pareto dans la légende ' $T_e T_c$ ' est très proche de celle de la légende ' $T_e T_c \Phi_0$ '. Cela signifie que le Φ_0 optimum est d'environ 90° comme initialement considéré. En outre, on peut voir que la frontière de Pareto est meilleure lorsque le nombre de variables libres augmente.

Après avoir optimisé les différents paramètres on constate que le moteur pourrait fournir une puissance mécanique supérieure (environ 9 fois) et un meilleur rendement thermique (environ 3 fois). Même si le même taux de génération d'entropie est maintenu, le moteur pourrait toujours fournir une puissance supérieure (environ 3 fois) et un rendement thermique supérieur (environ 3 fois).

La Figure 29 montre les points optimaux dans la frontière de Pareto (courbe avec la légende ' $T_e T_c \Phi_0 \lambda_D \lambda_S g_d$ '), en utilisant les techniques LINMAP et TOPSIS. Les graphiques (a) et (b) montrent respectivement les points optimaux des fonctions adimensionnées et dimensionnées.



(a) Points optimaux des fonctions objectif adimensionnées



(b) Points optimaux des fonctions objectif

Figure 29 Point optimal en utilisant deux méthodes différentes LINMAP et TOPSIS

Les résultats obtenus optimaux sont comparés avec ceux de la littérature en une méthode écologique (Tableau 1), la méthode dite écologique permet de réduire le flux d'entropie créé de 12 fois. Cependant, la puissance fournie et le rendement thermique diminuent à respectivement 4% et 50% environ, de ceux obtenus dans la configuration de base avant optimisation. Selon la méthode de décision LINMAP, le taux de génération d'entropie est d'environ 30%. Cependant,

la puissance et le rendement thermique augmentent respectivement jusqu'à environ 475% et 354%. Selon la méthode de décision TOPSIS, le taux de génération d'entropie est d'environ 75.9% supérieur, mais la puissance et l'efficacité thermique augmentent à environ 703% et 386% respectivement. Par conséquent, les performances du moteur peuvent être améliorées en utilisant les valeurs optimales indiquées par la méthode multi-objectifs.

Tableau 1 Variables optimales et valeurs des fonctions objectifs

	T_e (K)	T_c (K)	Φ_0 (°)	D_d (mm)	γ_0 (mm)	g_d (mm)	P (mW)	η (%)	\dot{S}_g (mWK ⁻¹)
Before optimization	346.2	333.9	90	172.0	21.0	2.00	0.44	0.14	0.14
Ecological method	348.0	336.1	86	122.4	12.5	3.52	0.02	0.07	0.01
<i>LINMAP</i>	344.6	307.9	89	211.0	74.3	0.82	2.11	0.48	0.18
<i>TOPSIS</i>	342.2	310.1	90	216.3	80.1	1.25	3.12	0.53	0.24

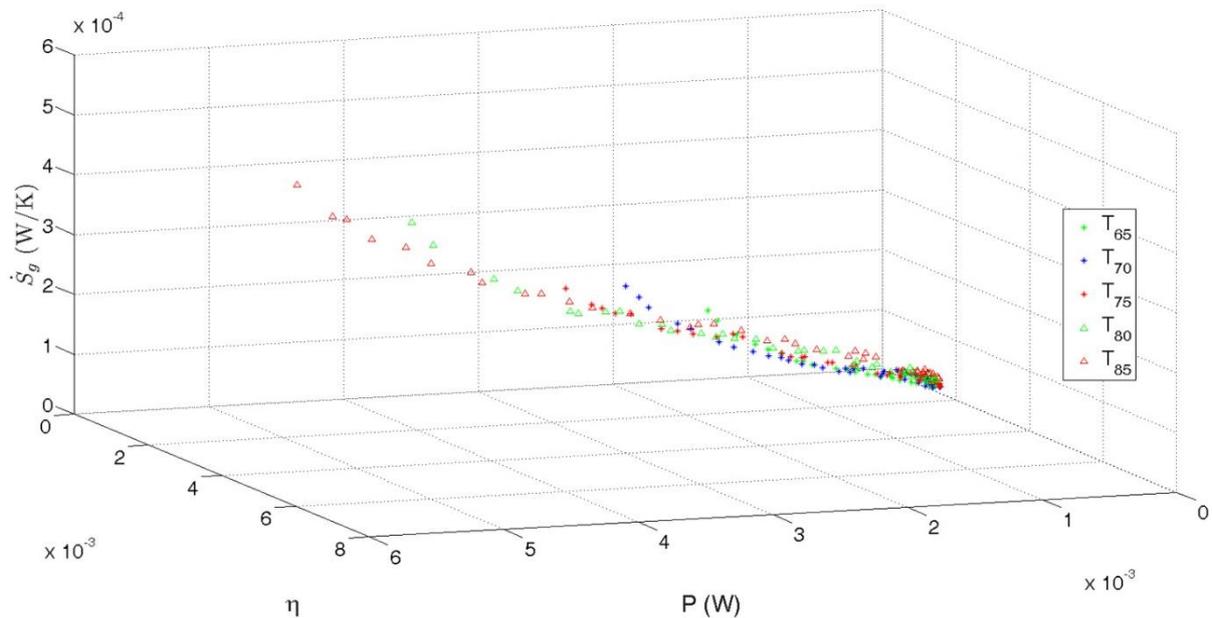
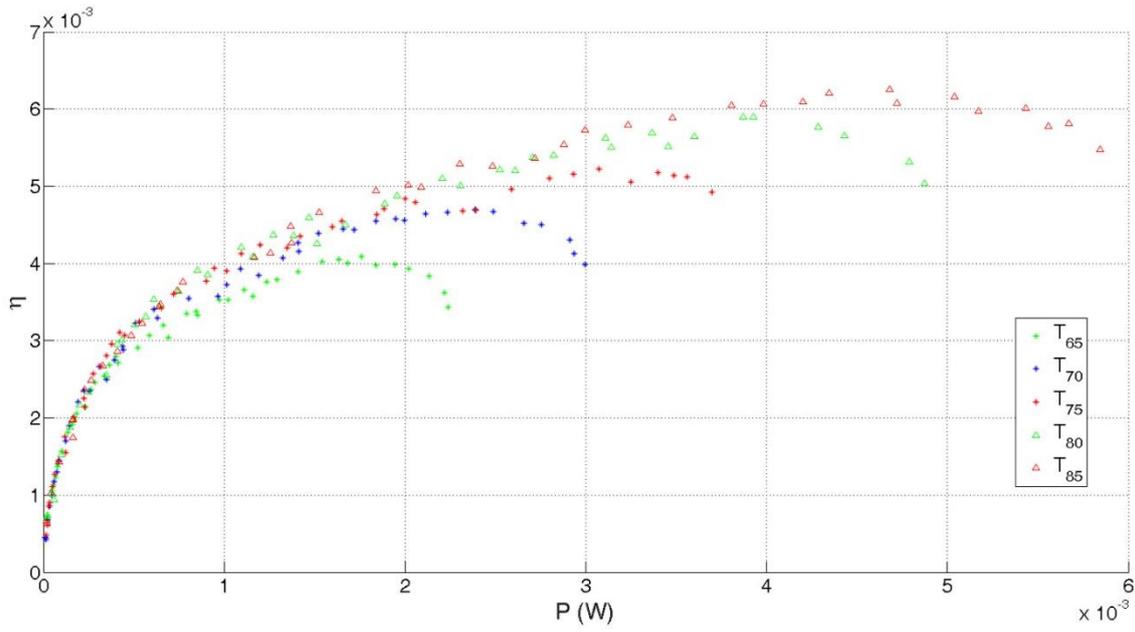
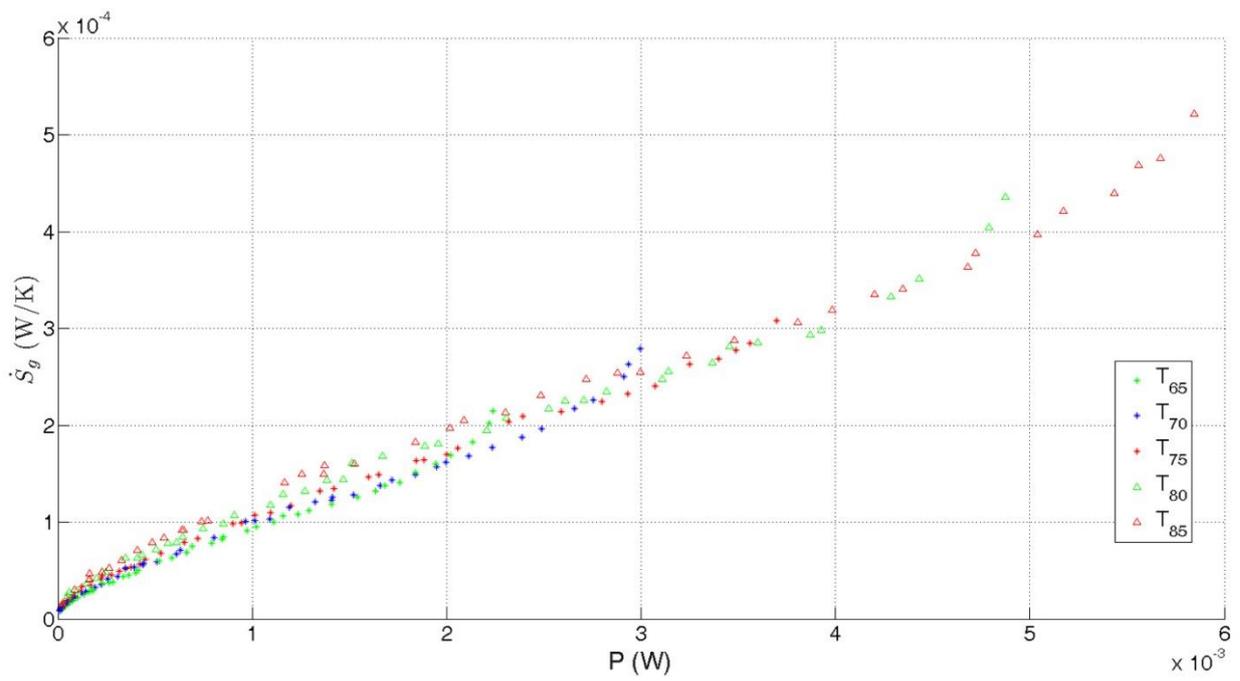


Figure 30 Frontière de Pareto pour différentes températures de source chaude

La variation de la frontière de Pareto avec la variation de la température de la source chaude est illustrée dans les Figure 30 et 31 (2D pour une meilleure vue). Nous pouvons voir qu'une augmentation de la température du volume chaud implique une énorme augmentation de la puissance et du rendement thermique du moteur. La puissance correspondant à un maximum de rendement thermique augmente également.



(a) P par rapport à η



(b) \dot{S}_g par rapport à P

Figure 31 Représentation 2-D de la frontière de Pareto de la figure 29

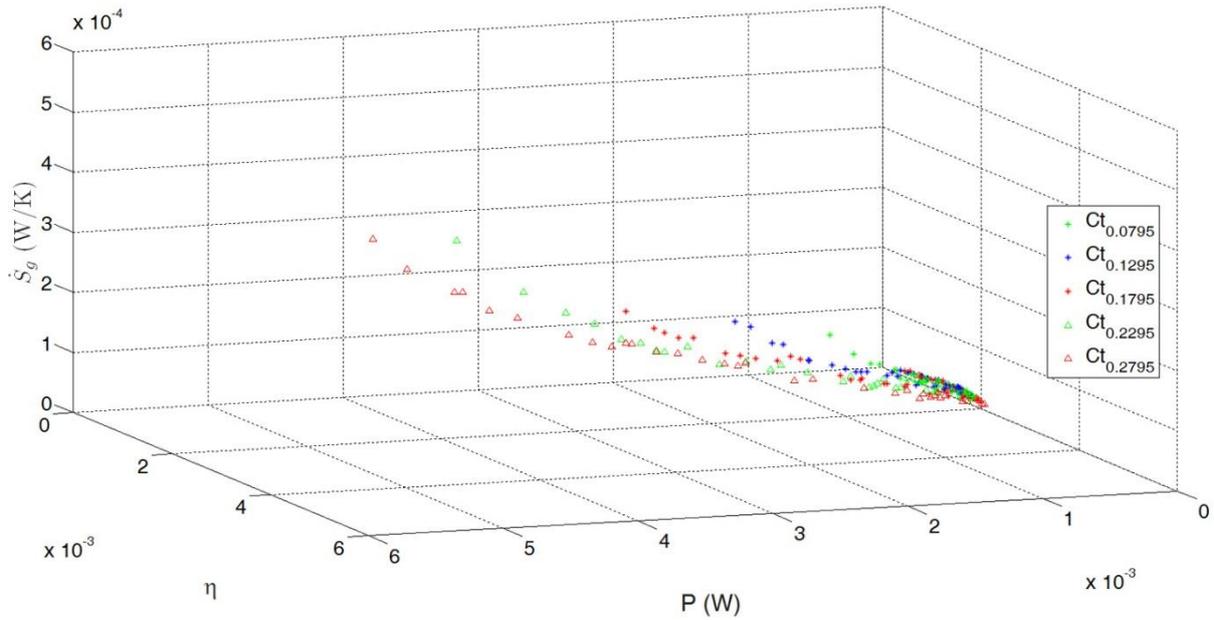
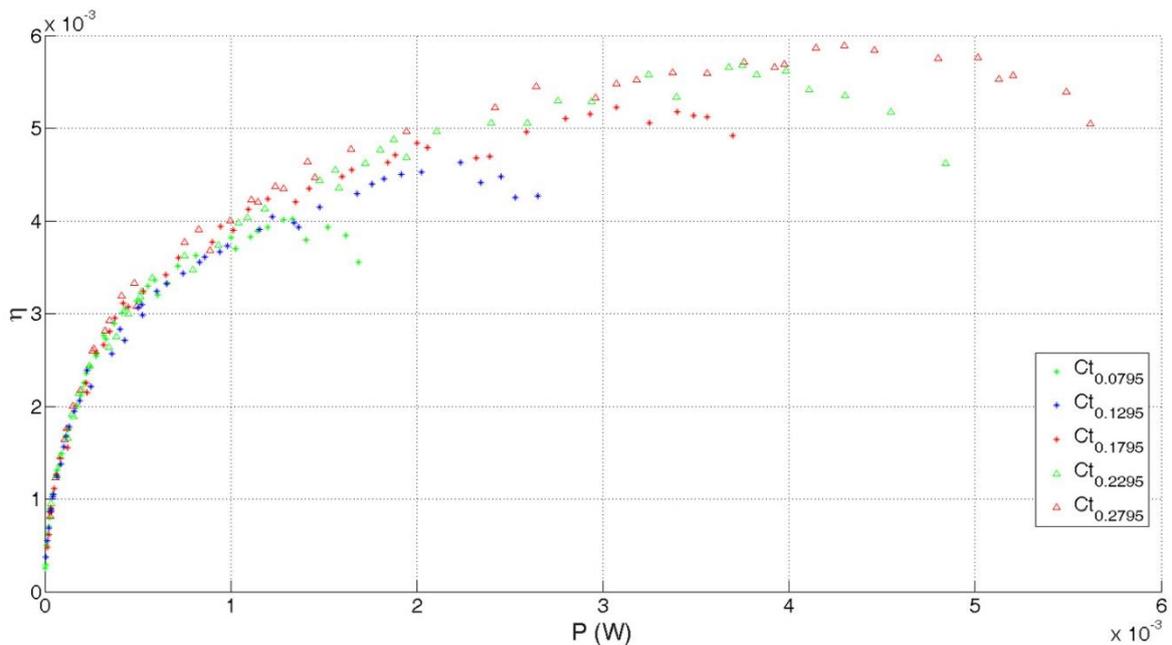
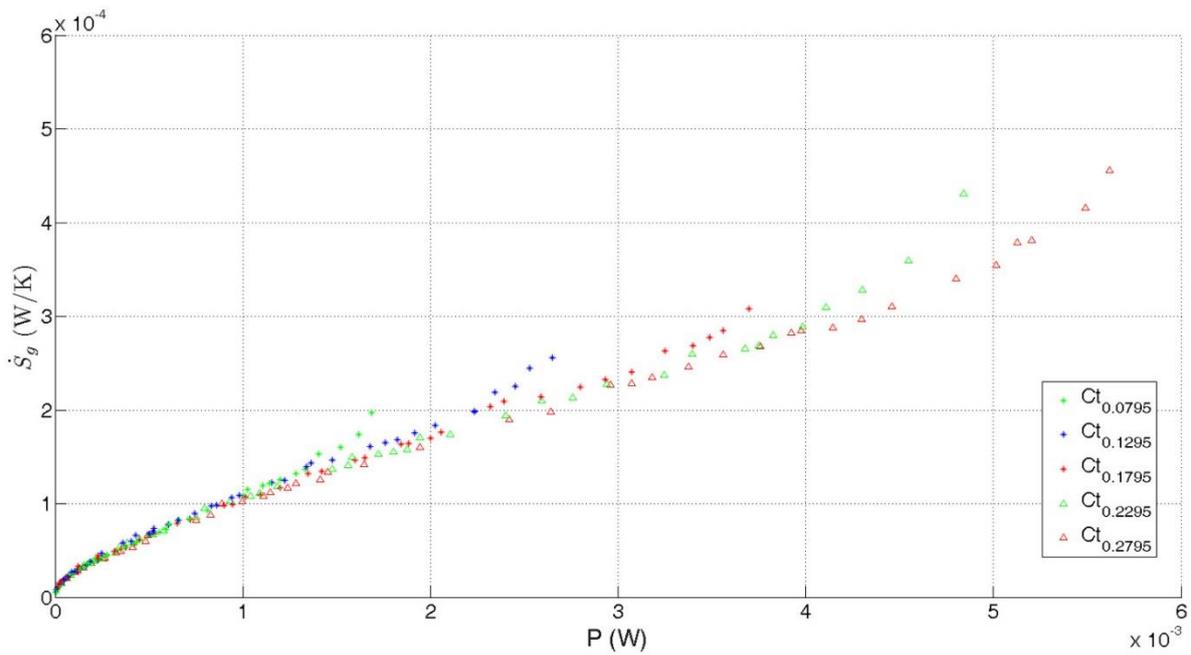


Figure 32 Frontière de Pareto pour plusieurs conductances thermiques

La variation de la frontière de Pareto par rapport à la conductance thermique est tracée dans les Figure 32 et 33. Une augmentation de la conductance thermique totale indique une augmentation de la puissance et de l'efficacité thermique. Dans la Figure 33 (b), on peut voir que le taux de génération d'entropie peut être réduit en augmentant la conductance thermique totale pour une même puissance mécanique fournie. Plus ce phénomène est, plus marquant à grandes puissance. Ce résultat indique que la conductance thermique devrait également être améliorée pour notre moteur afin d'améliorer ses performances.



(a) η par rapport à P



(b) \dot{S}_g par rapport à P

Figure 33 Représentation 2-D de la frontière de Pareto de la Figure 32

5.2 Conclusion

Le moteur Stirling de type Gamma a été optimisé dans ce chapitre en utilisant la méthode Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies avec une méthode génétique multi-objectif considérant la puissance, le rendement thermique et le taux de génération d'entropie comme des fonctions objectif simultanément. Tout d'abord, l'algorithme génétique a été utilisé pour obtenir la frontière de Pareto. Ensuite, la matrice des valeurs objectives est adimensionnée. Enfin, deux méthodes de prise de décision (LINMAP et TOPSIS) sont utilisées pour obtenir un point optimal.

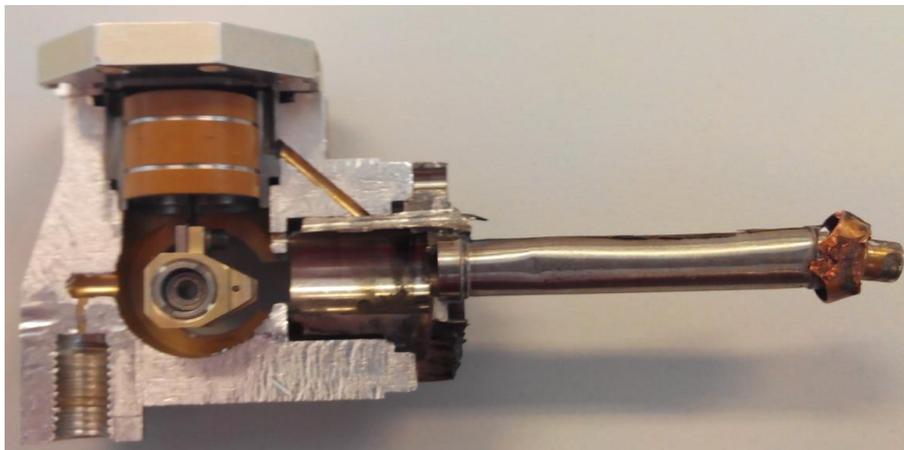
La performance du moteur peut être améliorée en utilisant les valeurs optimales indiquées par la méthode multi-objectif. En comparaison avec la méthode d'optimisation écologique, la méthode multi-objectifs peut mieux équilibrer les trois objectifs : la puissance de sortie, le rendement thermique et le taux de génération d'entropie. Ces résultats indiquent certaines améliorations (augmentation de la température et de la conductance thermique), à effectuer sur le moteur Stirling, afin d'améliorer ses performances.

6. Modèle isotherme avec pertes appliquées à un cryoréfrigérateur

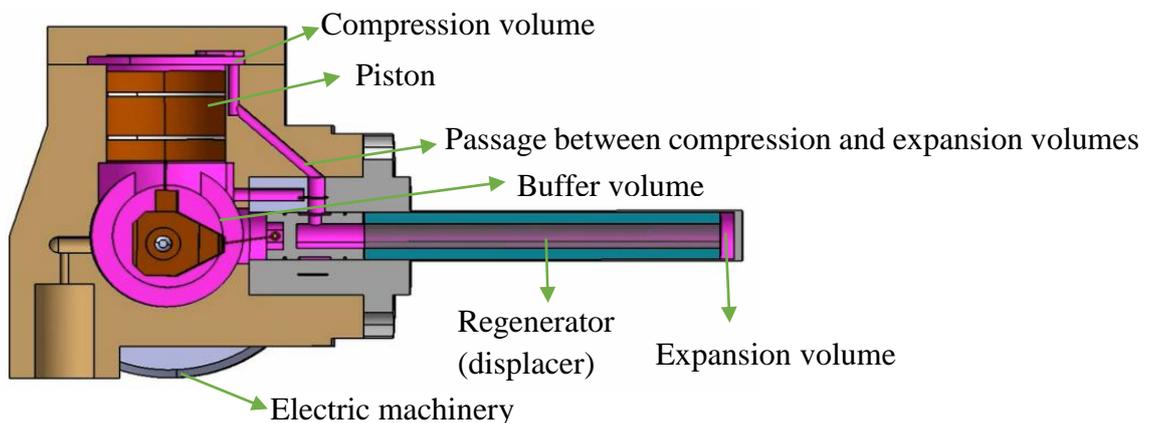
Stirling de type d'Alpha

6.1 Résultats et validation

Le cryoréfrigérateur Stirling étudié est utilisé dans l'instrument l'OMEGA (spectromètre de cartographie minéralogique infrarouge) dans le cadre du projet Mars Express de l'Agence Spatiale Européenne (ESA). La géométrie du cryoréfrigérateur de Stirling a été étudiée et les dimensions mesurées dans le laboratoire (Figure 34).



(a) Composants principaux



(b) Croquis des sections de débit de gaz

Figure 34 Géométrie du cryoréfrigérateur Stirling utilisé dans le projet Mars Express

Les résultats de la simulation du cryoréfrigérateur Stirling Alpha peuvent être vus dans les Figures 35 et 36. A partir de la Figure 35, on constate que la perte par frottement mécanique est la plus grande perte de puissance mécanique, mais la perte par hystérésis est également considérable. La perte de chaleur par conduction est la plus grande perte de chaleur, suivie de

la perte de chaleur par effet navette. Sur la Figure 36, on constate que l'exergie détruite par conduction de chaleur représente 35.7% de l'exergie totale, ce qui en fait la plus grande perte d'exergie; la perte par frottement mécanique représente 17,0% et constitue la deuxième plus grande perte d'exergie.

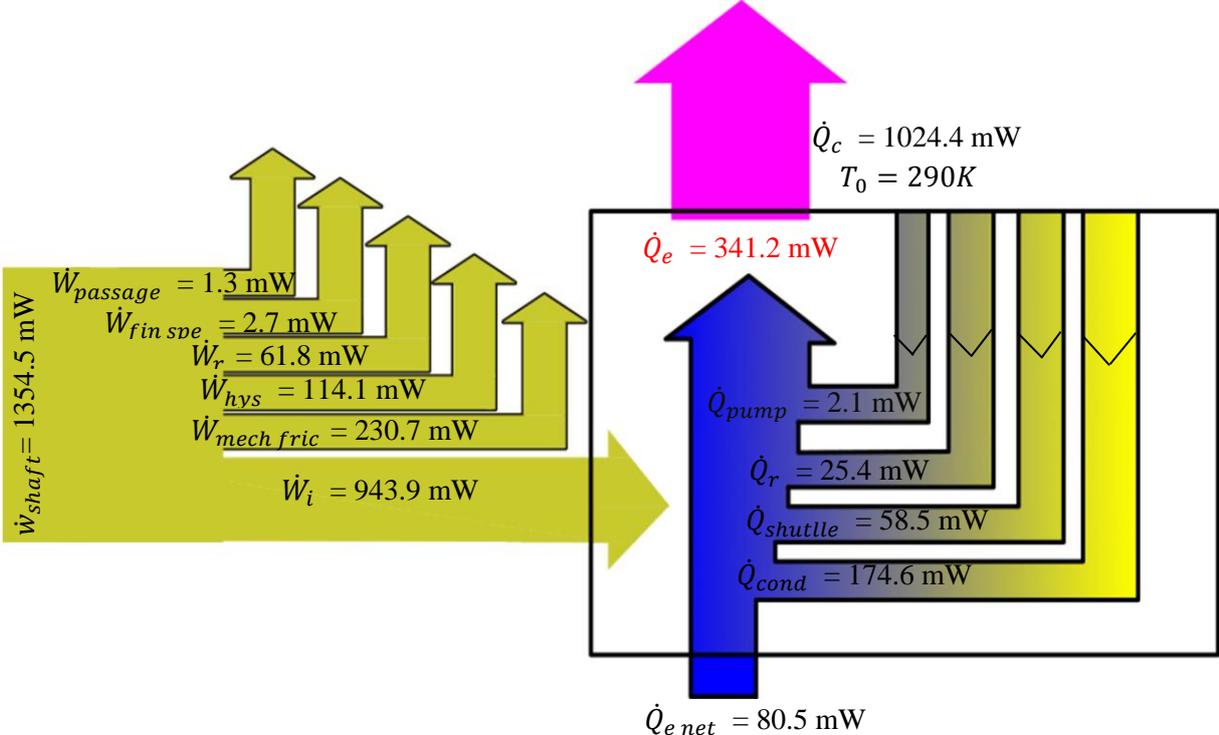


Figure 35 Schéma bilan énergétique du cryoréfrigérateur

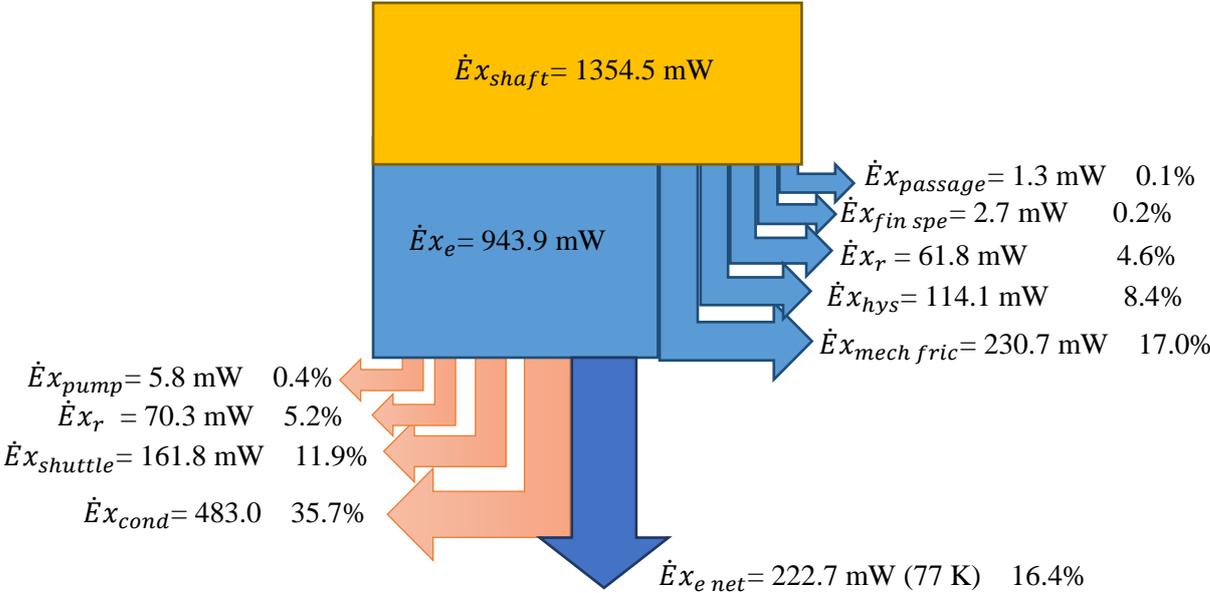


Figure 36 Distribution d'exergie

Les Figures 37 et 38 montrent la variation de la puissance consommée et de la puissance de refroidissement avec les températures froides et chaudes. On constate qu'avec une température froide qui augmente la puissance dépensés diminue presque linéairement, tandis que la puissance de refroidissement augmente presque linéairement. Lorsque la température chaude augmente, la puissance consommée augmente presque linéairement et la puissance de refroidissement diminue presque linéairement.

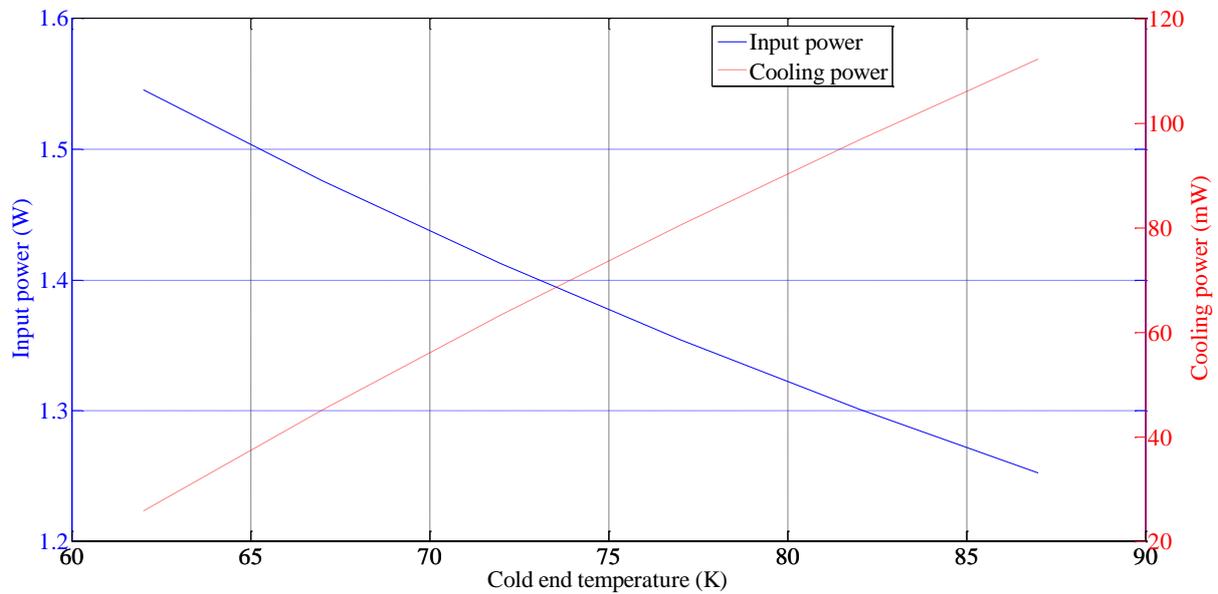


Figure 37 Variation de puissance consommée et de refroidissement avec température froid

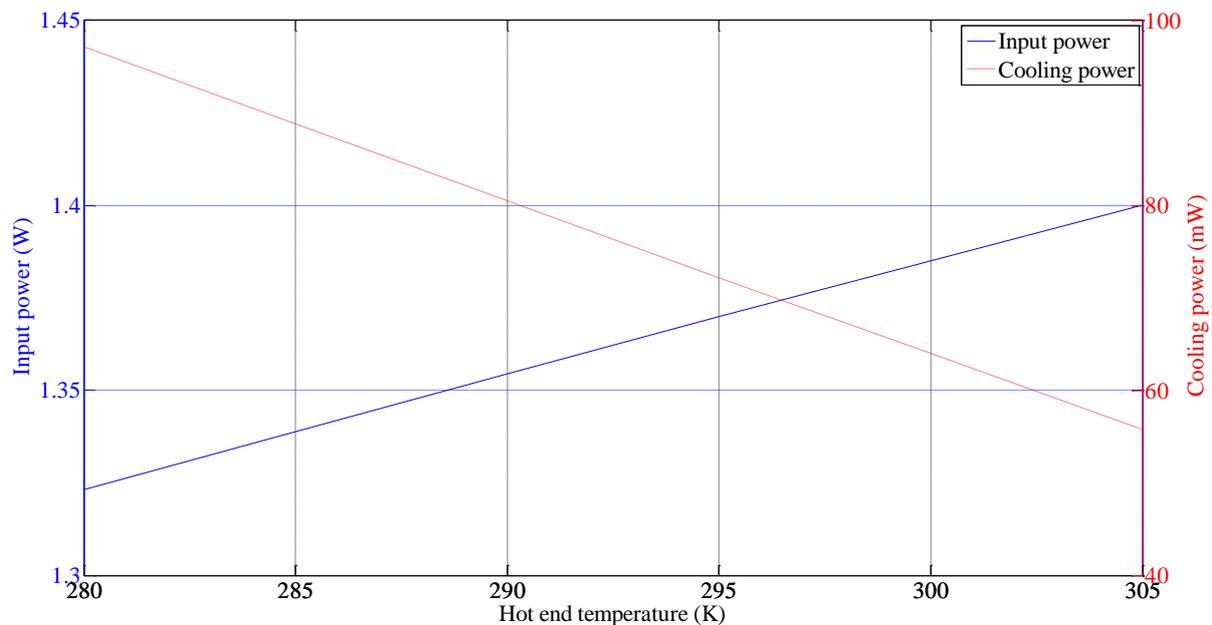


Figure 38 Variation de puissance consommée et de refroidissement avec température chaude

La Figure 39 montre la puissance consommée et la capacité de refroidissement avec la pression moyenne. On constate que lorsque la pression moyenne augmente, les deux puissances augmentent. La capacité de refroidissement pourrait être négative si la pression diminue fortement, ce qui implique que la puissance de refroidissement ne peut pas compenser les pertes de chaleur et, par conséquent, la température froide ne peut pas être atteinte dans cette condition de fonctionnement.

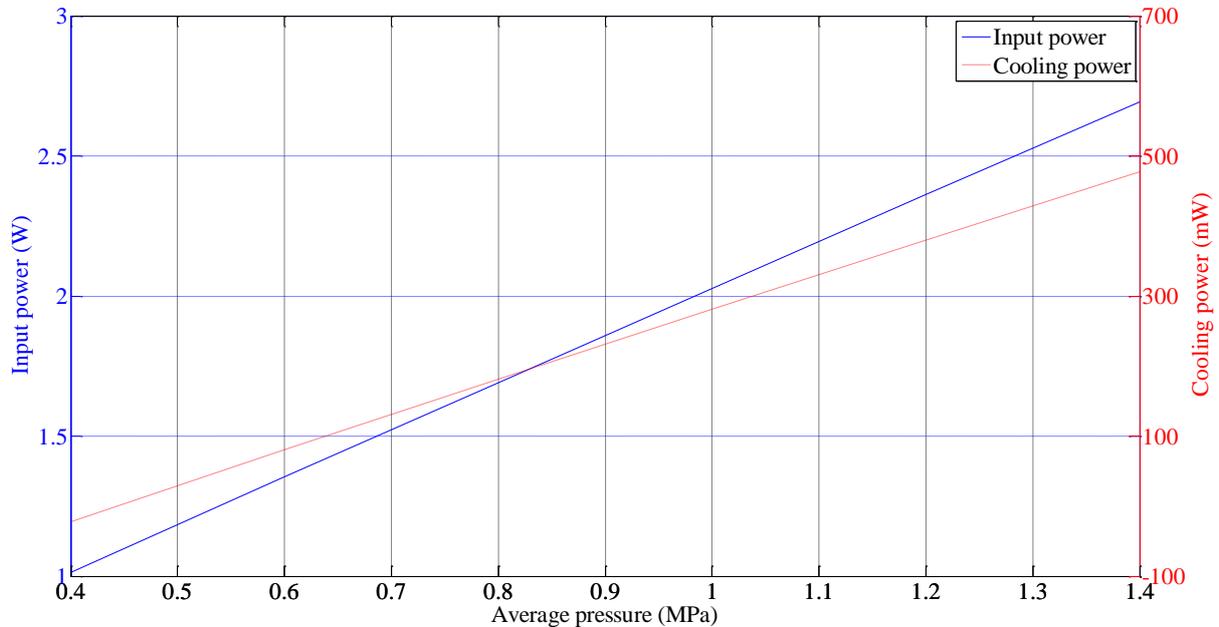


Figure 39 Variation de la puissance consommée et de refroidissement avec la pression moyenne

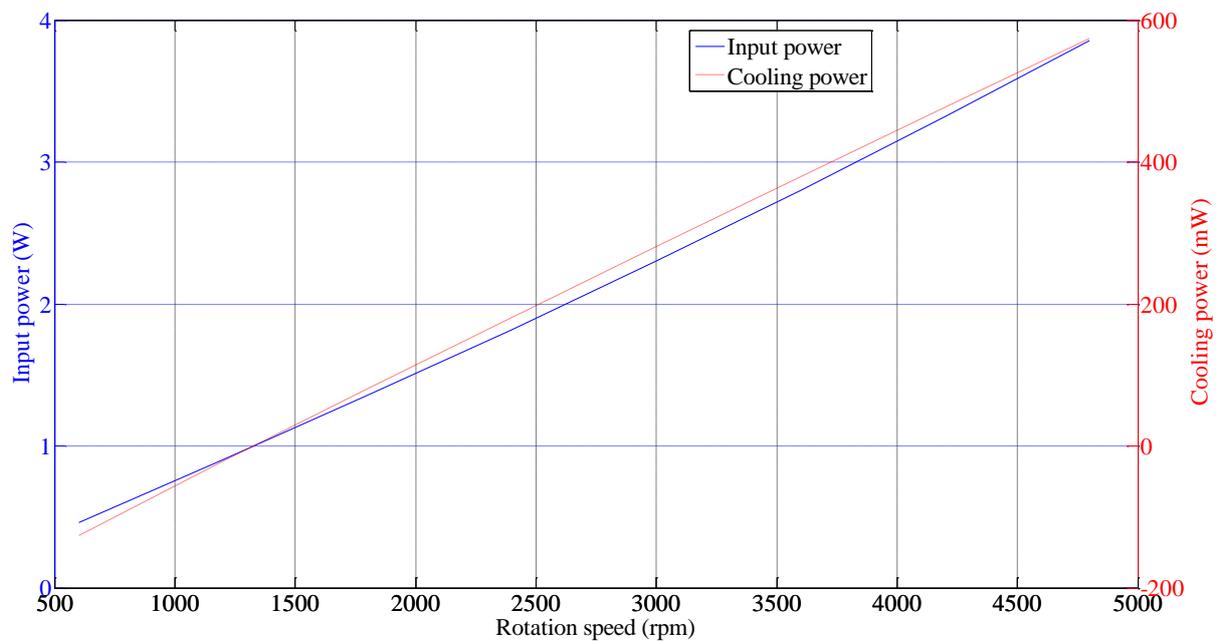


Figure 40 Variation de la puissance mécanique et de refroidissement en fonction de la vitesse de rotation

La Figure 40 indique la variation de la puissance consommée et de refroidissement par rapport à la vitesse de rotation. La puissance de refroidissement augmente presque linéairement. La puissance mécanique augmente presque linéairement seulement de 500 à 2500 tr/min, mais le gradient augmente lentement après 2500 tr/min, ce qui indique que les pertes de puissance augmentent rapidement à une vitesse de rotation élevée.

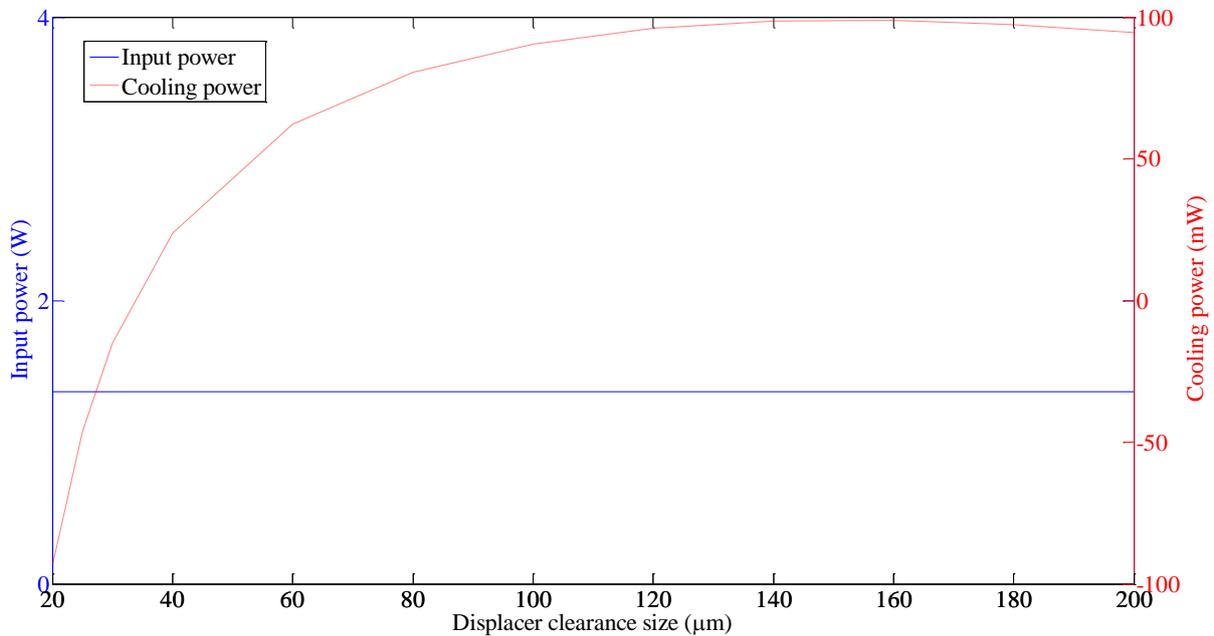


Figure 41 Variation de puissance mécanique et de refroidissement en fonction de la taille du jeu entre le piston de déplacement et le cylindre

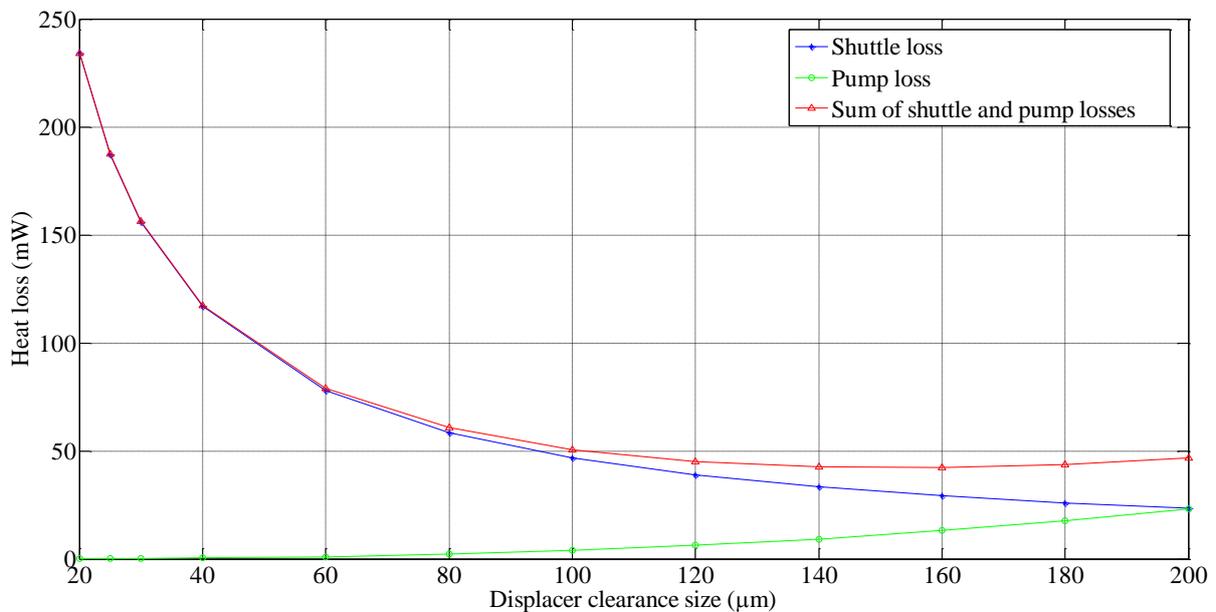


Figure 42 Variation de la perte de chaleur par effet navette et par fuite avec la taille de l'espace piston de déplacement/cylindre

La variation de la puissance mécanique et de refroidissement en fonction de la taille du jeu entre le déplaceur et le cylindre a été également étudiée et les résultats sont présentés dans la Figure 41. On constate que la puissance de refroidissement atteint une valeur maximale lorsque la taille de cet espacement est d'environ 160 μm . Ce phénomène est dû à la perte de chaleur par effet navette et à la perte de chaleur par le jeu (Figure 42). On constate que la perte de chaleur par effet navette diminue rapidement lorsque la taille de jeu augmente de 0 μm à 100 μm ; puis elle diminue lentement lorsque la taille de dégagement dépasse 160 μm . Pour la perte de chaleur par le jeu, le phénomène est opposé: il augmente lentement pour une taille de jeu de 0 μm à 160 μm , puis il augmente rapidement après cette valeur. En conséquence, la somme des deux pertes de chaleur atteint une valeur minimale lorsque la taille de jeu est d'environ 160 μm .

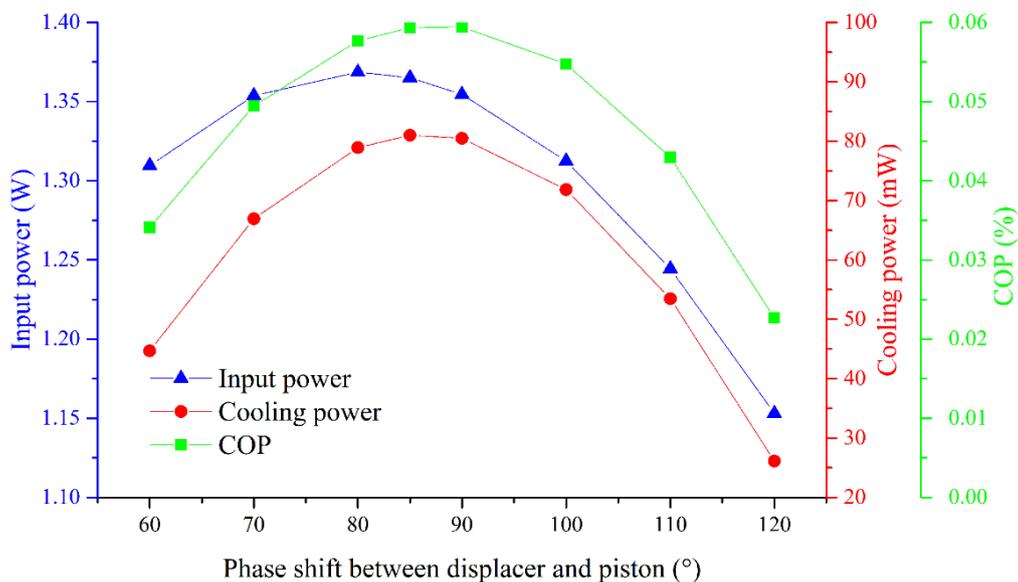


Figure 43 Variation de la puissance mécanique, la puissance de refroidissement et du *COP* par rapport au déphasage

La puissance mécanique consommée, la puissance de refroidissement et de le *COP* varient en fonction du déphasage comme on peut le constater dans la Figure 43. On constate que les puissances atteignent la valeur la plus élevée lorsque le déphasage est d'environ 80° et 85° respectivement. La *COP* atteint sa valeur la plus élevée à 85° et 90°, ce qui implique que le déphasage optimal peut être choisi entre 85° et 90°.

La Figure 44 montre la variation des puissances avec le rapport entre le diamètre et la course du piston. Cela implique une valeur optimale du rapport entre le diamètre et la course du piston d'environ 1 (moteur carré). Ce phénomène est dû aux variations de pertes de puissance avec ce rapport qui peuvent être vues dans la Figure 45. La somme des trois pertes de puissance indique un rapport optimal entre le diamètre et la course du piston.

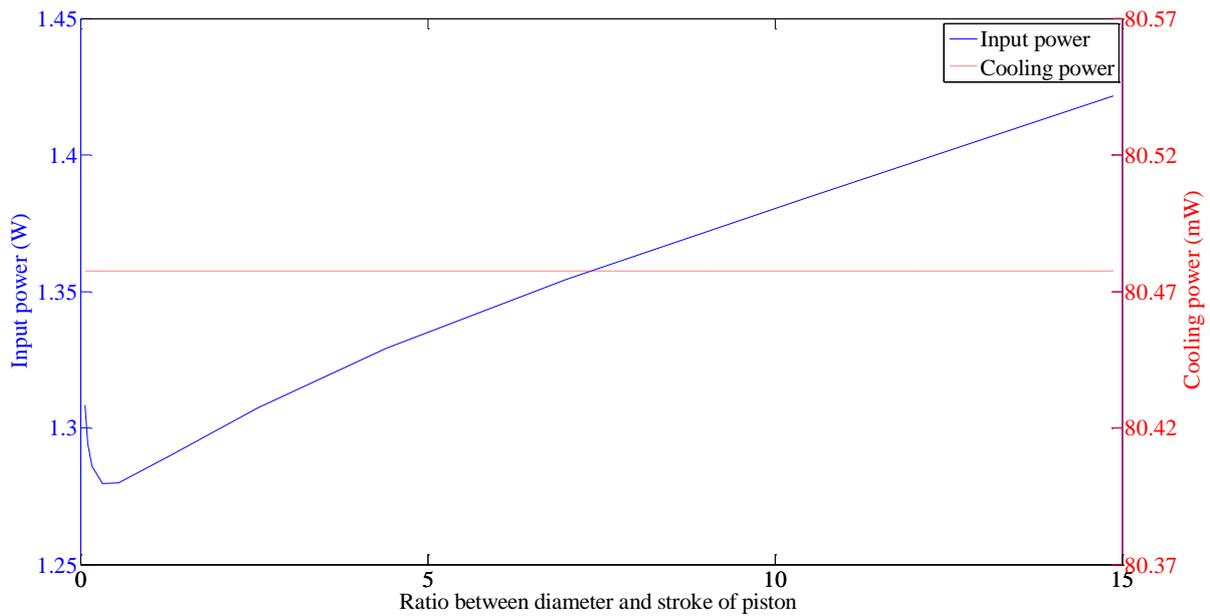


Figure 44 Variation des puissances en fonction du rapport entre le diamètre et la course du piston

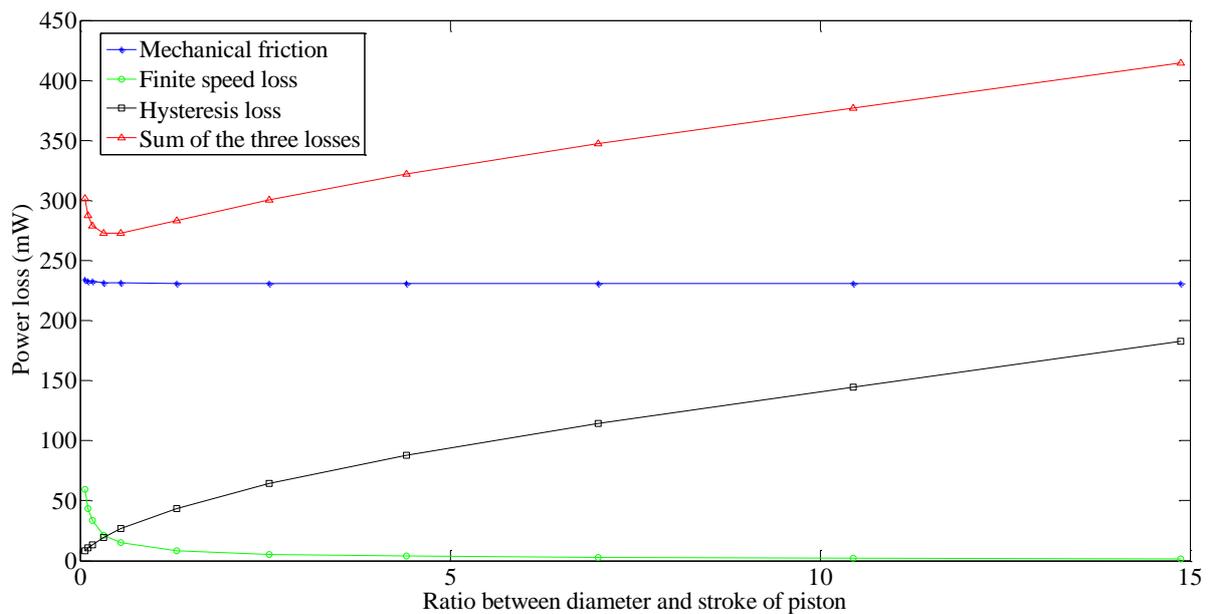


Figure 45 Variation des pertes de puissance avec le rapport entre le diamètre et la course du piston

Ne disposant pas de résultats expérimentaux pour le cryoréfrigérateur étudié, le modèle développé dans ce chapitre a été validé avec les résultats expérimentaux et numérique de Walker et al. [14], Atrey et al. [15], du modèle PPG-102 (Tableau 2). On constate que la puissance indiquée par notre simulation est plus petite que celle de Walker et Atrey, tandis que les pertes de chaleur sont similaires à celles des deux auteurs. Finalement, la puissance de refroidissement nette simulée est la plus proche de la valeur expérimentale. L'erreur relative entre la puissance consommée simulée et la puissance de refroidissement, et les résultats expérimentaux sont respectivement de 9,58% et 1,69%. Par conséquent, le modèle ci-dessus peut être utilisé pour

prédire la puissance d'entrée et la puissance de refroidissement des cryoréfrigérateur Stirling, avec faible marge d'erreur.

Tableau 2 Comparaison du résultat de la simulation pour le modèle PPG-102 cryoréfrigérateur Stirling avec d'autres modèles et résultats expérimentaux

	Results of Walker et al. (W) [14]	Results of Atrey et al. (W) [15]	Current simulation results (W)	Experimental results (W) [15]
Indicated power	4920.52	5541.04	4071.32	-
Freezer flow loss	371.02	287.73	394.66	-
Cooler flow loss	117.31	81.04	88.07	-
Regenerator flow loss	312.88	434.03	2212.82	-
Mechanical friction	2456.49	2718.78	2958.69	-
Finite speed loss	-	-	127.48	
Hysteresis loss	-	-	9.25	
Total mechanical power	8188.29	9062.63	9862.29	9000
Indicated cooling power	1379.23	1567.67	1450.90	-
Regenerator imperfection loss	282.38	277.2	380.68	-
Shuttle heat loss	57.07	66.44	18.38	-
Pumping loss	103.03	113.29	31.70	-
Conduction	3.20	3.20	3.2	-
<i>P-V</i> loss due to pressure drop	-	89.94	-	-
Net cooling power	933.51	1017.74	1016.94	1000

6.2 Conclusion

En conclusion, l'étude du cryorefrigerateur nous permet d'affirmer que : la perte par frottement mécanique est la plus grande perte mécanique, la perte par hystérésis étant également considérable ; La perte par conduction est la plus grande perte de chaleur, suivie de la perte de chaleur par effet navette. La perte d'exergies-chaleur représente 35.7% de l'exergie totale, ce qui en fait la plus grande perte d'exergie ; La perte d'exergie par frottements mécanique représente 17.0% et constitue la deuxième plus grande perte d'exergie.

Une augmentation de la température froide implique une puissance dépensée diminuant presque linéairement tandis que la puissance de refroidissement augmente presque linéairement. Lorsque la température chaude augmente, la puissance mécanique augmente presque linéairement tandis que la puissance de refroidissement diminue presque linéairement. Lorsque la pression moyenne ou la vitesse de rotation augmente, les deux puissances augmentent presque linéairement. La valeur optimale du jeu déplaceur/cylindre est d'environ 160 μm . Le déphasage optimum peut être compris entre 85 ° et 90 °. Les résultats de la simulation pour le modèle du cryorefrigerateur Stirling PPG-102 ont été comparés avec deux autres résultats de

simulation de la littérature et avec des résultats expérimentaux indiquant que ce modèle est convaincant pour prédire la performance du cryoréfrigérateur Stirling.

7. Résumé

Le travail de cette thèse a porté sur plusieurs types de machine Stirling : un moteur Stirling à faible écart de température de type Gamma alimenté par source solaire, un moteur Stirling couplé monocylindre de type Bêta et un cryoréfrigérateur Stirling intégral de type Alpha.

(1) Dans la première partie de cette thèse, un moteur Stirling de type gamma à énergie solaire a été étudié avec un modèle isotherme coulé avec la méthode à vitesse finie. Les résultats montrent que la perte de chaleur dans le régénérateur est la perte la plus importante, et que la dissipation de travail en raison de la fuite à travers le jeu entre le piston et la paroi du cylindre est également très importante. La masse totale de gaz de travail dans le moteur est fluctuante. La comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats de simulation à différents déphasages entre le piston déplacement et le piston moteur et à différentes courses de piston, montre que le modèle est convaincant à prédire les performances du moteur Stirling.

Le moteur Stirling de type Gamma a été optimisé également en utilisant un algorithme génétique multi-objectifs considérant la puissance mécanique, le rendement thermique et le taux de génération d'entropie comme des fonctions objectif simultanément. La performance du moteur peut être considérablement améliorée en utilisant les valeurs optimales indiquées par la méthode multi-objectifs.

(2) Un nouveau modèle nommé Modèle Stirling Polytropique avec Pertes (PSML) a été proposé dans cette thèse pour prédire la performance d'un moteur type Bêta ou Gamma. Ainsi, des processus polytropiques ont été considérés dans les volumes de compression et d'expansion du moteur Stirling. L'une des conclusions de cette étude est que : pendant les processus de compression et d'expansion, le nombre polytropique est proche du nombre adiabatique. L'existence d'une vitesse de rotation optimale et d'une taille de jeu optimale pour une puissance fournie a été démontrée.

(3) Un modèle isotherme présentant différentes pertes a été développé et validé pour le groupe cryogénique PPG-102 Stirling. Il a été également utilisé pour simuler le fonctionnement d'un cryorefroidisseur (OMEGA) dont la géométrie a été mesurée au laboratoire. Les résultats montrent que la perte par frottements mécaniques est la plus grande perte mécanique, la perte par hystérésis étant également considérable ; La perte par conduction est la plus grande perte de chaleur, suivie de la perte de chaleur par effet navette du déplaceur.

L'étude paramétrique montre qu'une augmentation de la température froide implique une puissance mécanique diminuant presque linéairement tandis que la puissance de refroidissement augmente presque linéairement si la température de l'extrémité chaude augmente, la puissance mécanique augmente presque linéairement pendant que la puissance de refroidissement diminue presque linéairement. Lorsque la pression moyenne ou la vitesse

de rotation augmente, la puissance consommée et la puissance de refroidissement augmentent presque linéairement. La valeur optimale du jeu piston de déplacement/cylindre est d'environ 160 μm . Le déphasage optimum est entre 85° et 90°. Il existe un rapport optimal entre le diamètre et la course du piston correspondant à une géométrie carrée (rapport égal à 1).

Référence

- [1] Nayak, A.O., Holistic Modeling, Design & Analysis of Integrated Stirling and Auxiliary Clean Energy Systems for Combined Heat and Power Applications. 2015.
- [2] Aksoy, F., et al., Thermal performance of a Stirling engine powered by a solar simulator. Applied Thermal Engineering, 2015. **86**(0): p. 161-167.
- [3] Ahmadi, M.H., et al., Multi-objective thermodynamic-based optimization of output power of Solar Dish-Stirling engine by implementing an evolutionary algorithm. Energy conversion and Management, 2013. **75**: p. 438-445.
- [4] Ahmadi, M.H., A.H. Mohammadi, and S. Dehghani, Evaluation of the maximized power of a regenerative endoreversible Stirling cycle using the thermodynamic analysis. Energy Conversion and Management, 2013. **76**: p. 561-570.
- [5] Ahmadi, M.H., et al., Thermodynamic optimization of Stirling heat pump based on multiple criteria. Energy Conversion and Management, 2014. **80**: p. 319-328.
- [6] Urieli, I. and D.M. Berchowitz, Stirling cycle engine analysis. 1984: Taylor & Francis.
- [7] Hosseinzade, H. and H. Sayyaadi, CAFS: The Combined Adiabatic–Finite Speed thermal model for simulation and optimization of Stirling engines. Energy Conversion and Management, 2015. **91**: p. 32-53.
- [8] Babaelahi, M. and H. Sayyaadi, Simple-II: A new numerical thermal model for predicting thermal performance of Stirling engines. Energy, 2014. **69**: p. 873-890.
- [9] Babaelahi, M. and H. Sayyaadi, A new thermal model based on polytropic numerical simulation of Stirling engines. Applied Energy, 2015. **141**: p. 143-159.
- [10] Hosseinzade, H., H. Sayyaadi, and M. Babaelahi, A new closed-form analytical thermal model for simulating Stirling engines based on polytropic-finite speed thermodynamics. Energy Conversion and Management, 2015. **90**: p. 395-408.
- [11] Deb, K., et al., A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. Evolutionary Computation, IEEE Transactions on, 2002. **6**(2): p. 182-197.
- [12] Veldhuizen, D. and G.B. Lamont, Multiobjective evolutionary algorithms: Analyzing the state-of-the-art. Evolutionary computation, 2000. **8**(2): p. 125-147.
- [13] Golberg, D.E., Genetic algorithms in search, optimization, and machine learning. Addison wesley, 1989. **1989**.
- [14] Walker, G., et al., Microcomputer simulation of Stirling cryocoolers. Cryogenics, 1989. **29**(8): p. 846-849.
- [15] Atrey, M.D., S.L. Bapat, and K.G. Narayankhedkar, Cyclic simulation of Stirling cryocoolers. Cryogenics, 1990. **30**(4): p. 341-347.