

Influence des volumes morts sur les performances d'un nouveau concept de compresseur thermique.

Rabah IBSAINE¹, Pascal STOUFFS^{1*}, Jean-Marc JOFFROY²

¹Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés (LaTEP, EA 1932), IUT, Domaine Universitaire – 64000 Pau

²boostHEAT, Centre de R&D,

Villa San Diego, 12 Avenue de l'Europe – 31520 Ramonville Saint-Agne

* (auteur correspondant : pascal.stouffs@univ-pau.fr)

Résumé - Dans le domaine des machines frigorifiques comme des pompes à chaleur, les préoccupations environnementales ont remis en cause l'utilisation des fluides frigorigènes de synthèse et le CO₂ s'impose de plus en plus comme réfrigérant de remplacement. Le recours à un cycle transcritique a donné un nouvel essor au développement de machines frigorifiques et de pompes à chaleur au CO₂. Un nouveau type de compresseur thermique a été conçu pour ce type de machine. Ce compresseur est constitué des éléments principaux suivants (Figure 1) : un piston déplaceur (D) se déplaçant dans un cylindre muni d'un clapet d'aspiration (IV) et d'un clapet de refoulement (EV), un échangeur réchauffeur (heater H), un régénérateur (R) et un échangeur refroidisseur (cooler K). Le fonctionnement de ce compresseur thermique s'apparente à celui d'un moteur Stirling. L'originalité réside principalement dans le fait que le fluide moteur est le même que le fluide à comprimer. Un modèle détaillé de ce type de compresseur a été réalisé. A partir de cette modélisation, l'objectif de ce travail est d'étudier l'influence des volumes morts adiabatiques sur les performances du compresseur thermique. On considèrera des volumes morts autour du régénérateur (Figure 1, HR, entre le réchauffeur et le régénérateur et RK entre le régénérateur et le refroidisseur), mais aussi entre le cylindre de détente et le réchauffeur (Figure 1, EH) et entre le cylindre de compression et le refroidisseur (Figure 1, KC). On sait que les volumes morts réduisent les amplitudes de pression dans le compresseur thermique. Cependant, ils ont également des effets complexes sur les champs de température dans le compresseur thermique, et, de ce fait, sur les performances de ce compresseur, notamment en termes de débit de fluide comprimé et d'énergie primaire consommée par kilogramme de fluide comprimé. A taille identique, le volume mort situé entre le régénérateur et le refroidisseur (V_{RK}), est plus pénalisant que celui situé entre le refroidisseur et l'espace de compression (V_{KC}). Par contre du côté chaud, le volume mort situé entre l'espace de détente et le réchauffeur (V_{EH}) est plus néfaste que celui situé entre le réchauffeur et le régénérateur (V_{HR}). Globalement, les volumes morts situés du côté chaud grèvent moins les performances du compresseur thermique que ceux qui sont localisés dans la partie froide.

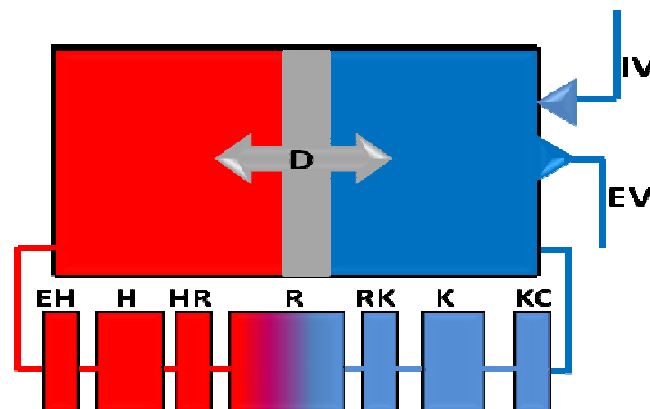


Figure 1 : Principe du compresseur thermique.

Nomenclature

m	masse de fluide de travail, kg
P	pression, Pa
q	énergie thermique massique, $J.kg^{-1}$
T	température, K
V	volume, m^3
W	travail mécanique par cycle, J
w	travail mécanique massique, $J.kg^{-1}$

Symboles grecs

θ angle du vilebrequin, $^\circ$

Indices et exposants

prim énergie primaire

ref refoulé

C, E, EH, H, KC, \dots voir figures 1 ou 2

1. Introduction

Le secteur du bâtiment constitue un des principaux consommateurs d'énergie. En France, par exemple, ce secteur consomme 32 % de l'énergie totale et contribue à 25 % des émissions de gaz à effet de serre du pays. Le chauffage seul représente 70 % de la consommation totale des bâtiments [1]. Le chauffage représente donc un important gisement potentiel d'économies d'énergie et les efforts portés sur l'amélioration de l'efficacité énergétique des systèmes de production de chaleur auront un impact déterminant au niveau de la consommation de combustibles et de la réduction des émissions de gaz à effet de serre. Les systèmes de production de chaleur à basse température à partir d'une source de chaleur comme la combustion de fuel ou de gaz, combiné à un effet de pompe à chaleur (énergie gratuite prélevée à l'environnement) apportent une amélioration significative de l'efficacité énergétique des combustibles utilisés. Ces technologies sont à ce titre des enjeux majeurs pour nos sociétés. Les principes thermodynamiques montrent que ces systèmes, appelés de façon générique « systèmes trithermes », peuvent obtenir une efficacité énergétique accrue pour les applications de production de chaleur en comparaison des chaudières traditionnelles. Cependant, l'utilisation commerciale des systèmes trithermes reste assez limitée. Parmi ceux-ci, il faut mentionner les systèmes non intégrés comme le couplage d'un moteur à gaz avec une pompe à chaleur à compression de vapeur conventionnelle, le couplage d'un moteur Stirling avec une pompe à chaleur à compression de vapeur conventionnelle ou avec une pompe à chaleur Stirling, ou les systèmes intégrés tels que les pompes à chaleur à absorption ou adsorption et les machines de Vuilleumier.

Par ailleurs, dans le domaine des machines frigorifiques comme des pompes à chaleur, les préoccupations environnementales ont remis en cause l'utilisation des fluides frigorigènes de synthèse et le CO_2 s'impose de plus en plus comme réfrigérant de remplacement [2-3]. Le recours à un cycle transcritique a donné un nouvel essor au développement de machines frigorifiques et de pompes à chaleur au CO_2 [4].

Pour cette dernière application, le concept développé par la société boostHEAT est particulièrement original. Il consiste en un système tritherme intégré combinant un compresseur thermique, dont la configuration s'apparente à celle d'un moteur Stirling de type gamma dont on a remplacé le cylindre de travail par des clapets d'admission et de refoulement, et une pompe à chaleur à compression de vapeur conventionnelle, utilisant le CO_2 comme fluide de travail.

2. Principe du compresseur thermique

La figure 1 illustre schématiquement les principaux composants du compresseur thermique. Celui-ci est constitué d'un piston déplaceur (D) se déplaçant dans un cylindre muni d'un clapet d'aspiration (IV) et d'un clapet de refoulement (EV), un échangeur réchauffeur (heater H), un régénérateur (R) et un échangeur refroidisseur (cooler K).

L'avantage majeur de ce système est qu'en dépit de sa très grande simplicité, il assure toutes les fonctions équivalentes à celles d'un système composé d'un moteur thermique à apport de chaleur externe, d'une transmission de puissance mécanique et d'un compresseur mécanique. L'originalité réside principalement dans le fait que le fluide moteur est le même que le fluide à comprimer. Le rôle du déplaceur est similaire à celui du déplaceur (par opposition au piston de travail) d'un moteur Stirling de configuration bêta ou gamma : il assure le déplacement du fluide de travail de la partie froide à la partie chaude du cylindre en le faisant passer à travers les échangeurs de chaleur. A tout moment, la communication entre les parties chaude et froide du système est ouverte. Comme dans un moteur Stirling, la pression reste uniforme dans tout le système, aux pertes de charge près. Ce compresseur thermique est considéré comme un dispositif particulièrement approprié pour remplacer le compresseur mécanique d'une pompe à chaleur au CO₂ transcritique. Le cycle thermodynamique décrit par le compresseur thermique est constitué de quatre transformations :

- Une compression isochore. Les clapets (IV) et (EV) sont fermés. Le déplaceur (D) est initialement au point mort gauche et se déplace vers la droite. Le fluide de travail, initialement à la pression minimale P_1 , est transféré de la partie froide à la partie chaude du cylindre à travers les échangeurs (K, R, H). Le volume total du système est constant et la pression du fluide augmente graduellement jusqu'à la pression maximale P_2 .
- Un refoulement isobare. A la pression P_2 le clapet de refoulement (EV) s'ouvre et une certaine masse de fluide est refoulée hors du cylindre tant que le déplaceur (D) se meut vers son point mort droit.
- Une détente isochore. Les deux clapets (IV) et (EV) sont fermés. Le déplaceur se meut vers la gauche de sorte que le fluide de travail s'écoule du côté chaud vers le côté froid du cylindre. Le volume total du système est constant. La pression du fluide de travail diminue progressivement depuis la pression maximale P_2 jusqu'à atteindre la pression minimale P_1 .
- Une aspiration isobare. A la pression P_1 le clapet d'aspiration (IV) s'ouvre. Une certaine masse de fluide est introduite dans le cylindre tant que le déplaceur se meut vers son point mort gauche.

3. Problématique des volumes morts

Constructivement parlant, il n'est pas possible de réaliser un balayage complet du cylindre. Il existe toujours un certain volume mort non nul lorsque le déplaceur est à son point mort haut. En outre, il existe aussi très généralement des volumes morts connectant les différents espaces et/ou échangeurs entre eux. Ces volumes morts peuvent souvent être considérés comme adiabatiques. Technologiquement parlant, il arrive que le concepteur d'un système de ce type ait la possibilité de ventiler les espaces morts en différentes localisations du compresseur thermique.

On sait que les espaces morts réduisent les amplitudes des variations de pression dans le système. En ce sens, ils ont évidemment un impact négatif sur les performances du compresseur thermique. Cependant, d'autres effets, beaucoup plus difficiles à appréhender, doivent être pris en compte. Dans le cas des moteurs Stirling, l'influence bénéfique de certains volumes morts sur les oscillations de température dans les échangeurs, et sur les modifications de la phase des évolutions de pression a récemment été mise en évidence [5]. Dans le cas du compresseur thermique objet de cette étude, on peut aussi penser que certains effets bénéfiques peuvent apparaître du fait de la présence de volumes morts. Ainsi, lors de la

phase de détente, le déplaceur se mouvant vers la gauche, le fluide sortant du refroidisseur K voit sa température s'abaisser dans le volume mort adiabatique V_{KC} du fait de la détente. Donc, la présence de ce volume mort permet d'abaisser la température dans l'espace de compression, ce qui aura un effet bénéfique. De même, la chaleur sensible du fluide de travail qui n'a pas été cédée à la matrice du régénérateur lorsque le déplaceur se meut vers la gauche (détente) est perdue dans le refroidisseur K. On pourrait penser que la présence d'un volume mort V_{RK} permettrait de réduire cette perte thermique en stockant une partie de cette chaleur sensible qui sera ré-aspirée dans le régénérateur lorsque le déplaceur se meut dans l'autre sens. On verra cependant que l'effet majeur de ce volume mort est de rehausser tous les niveaux de température du côté froid et donc de réduire les performances globales.

Les effets générés par la présence de volumes morts adiabatiques sont donc complexes et difficiles à appréhender intuitivement. L'objet de ce travail est de mettre en évidence cette complexité dans le cas d'un dimensionnement particulier de compresseur thermique. Les conclusions de ce travail ne sont donc pas généralisables et ne s'appliquent qu'à la configuration de base considérée ; en particulier, des conclusions différentes peuvent être attendues dans le cas où l'on modifie le design des échangeurs de chaleur H, R ou K.

4. Le modèle

Le fluide de travail est le dioxyde de carbone, modélisé comme un gaz réel aux propriétés thermophysiques non constantes. L'analyse dite « du troisième ordre » ou « couplée » généralement utilisée pour modéliser les moteurs Stirling est appliquée pour décrire le compresseur thermique [6]. Cette approche, plus précise que les autres méthodes requiert cependant un temps de calcul plus important.

Le compresseur est divisé en différents volumes de contrôle (Figure 2). Chaque côté froid et chaud du cylindre est considéré comme un volume de contrôle. Le régénérateur (R) est divisé en 5 éléments, le refroidisseur (K) et le réchauffeur (H) en 4 éléments chacun. Tous les volumes morts considérés (EH, HR, RK et KC) sont modélisés par un volume de contrôle.

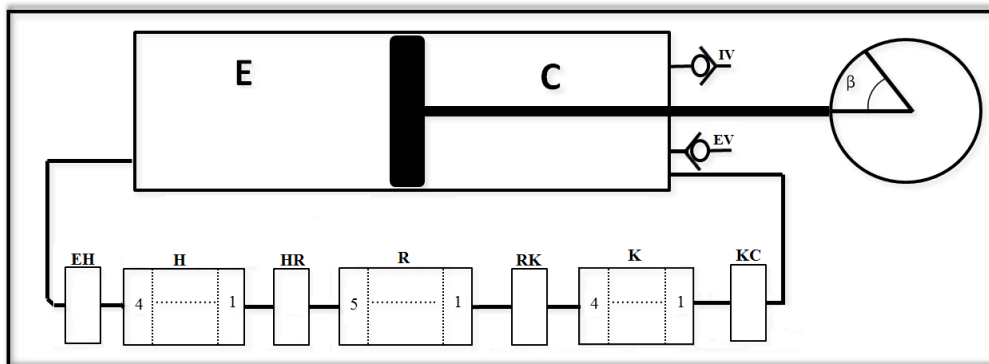


Figure 2 : Modélisation du compresseur thermique

Les propriétés du fluide à la sortie de chaque volume de contrôle sont celles à l'entrée du volume de contrôle adjacent. Différentes hypothèses habituelles sont utilisées :

- Il n'y a pas de fuite du fluide de travail ;
- Les parties chaude et froide du cylindre et tous les volumes morts sont adiabatiques ;
- La pression instantanée dans chaque volume de contrôle est la moyenne des pressions aux interfaces de ce volume de contrôle ;

- Les températures des parois du réchauffeur et du refroidisseur sont constantes ;
- L'énergie cinétique du fluide est négligée ;
- L'écoulement du fluide est monodimensionnel.

A partir de ces hypothèses, l'analyse couplée se base sur les équations de bilan de masse et d'énergie écrites sur chacun des volumes de contrôle. Les équations détaillées du modèle ont été présentées par ailleurs [7] ainsi que différents résultats de simulation du compresseur thermique relatifs à l'évolution instantanée de la pression et des pertes de charge, à la température instantanée du fluide et de la matrice du régénérateur, à la proportion de fluide débité par rapport au fluide contribuant au cycle moteur, à l'influence du diamètre de la tige du déplaceur sur la consommation ou la production de travail mécanique sur ce déplaceur, et au gain d'énergie primaire réalisé par rapport à un compresseur mécanique conventionnel.

L'énergie mécanique dépensée pour mouvoir le déplaceur (ou, dans certains cas, produite par le fluide sur le déplaceur) varie selon la taille et l'emplacement des volumes morts considérés. On considère ici un facteur de conversion de 1/2,58 entre énergie primaire et énergie mécanique. L'énergie primaire totale par unité de masse de CO₂ refoulée, nécessaire pour faire fonctionner le compresseur, est donc définie comme : $q_{prim} = q_H + 2,58 w$.

5. Les caractéristiques du compresseur thermique modélisé

Le compresseur thermique modélisé a un alésage de 70,4 mm et le déplaceur a une course de 44 mm. Un volume mort relatif de 2 % est pris en compte de chaque côté du cylindre. La fréquence de fonctionnement est de 3,5 Hz. La tige de commande du déplaceur, qui traverse le cylindre du côté froid (espace C, figure 2) a un diamètre de 16 mm. Le réchauffeur est un échangeur annulaire de volume $V_H = 12,5 \text{ cm}^3$, tandis que le refroidisseur est un échangeur multitubulaire de volume $V_K = 8,1 \text{ cm}^3$. Le régénérateur est constitué de treillis de fils inox d'un diamètre de 0,033 mm. Le volume à vide du régénérateur est de $125,5 \text{ cm}^3$, alors que le volume offert au fluide vaut $V_R = 74,26 \text{ cm}^3$. La porosité du régénérateur est donc de 0,592.

La température des parois du réchauffeur vaut $T_{H,paroi} = 550 \text{ °C}$, tandis que la température des tubes du refroidisseur vaut $T_{K,paroi} = 30 \text{ °C}$. La température du CO₂ aspiré par le compresseur, et donc sortant de l'évaporateur de la pompe à chaleur considérée dans cette application, vaut 1 °C . La pression d'aspiration vaut $35 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ et la pression de refoulement vaut $55 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Compte tenu d'une perte de charge aux clapets de $0,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, cela conduit à des pressions minimale et maximale respectivement de $P_1 = 34,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ et $P_2 = 55,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Le rapport de compression interne du compresseur thermique vaut donc 1,6.

6. Résultats

Les figures 3 à 7 présentent respectivement l'énergie primaire totale consommée par unité de masse de CO₂ refoulé (Figure 3), la masse de CO₂ refoulée par cycle (Figure 4), l'énergie mécanique consommée par le déplaceur par cycle (Figure 5), la température du CO₂ refoulé (Figure 6) et la température du CO₂ dans le cylindre de compression (C) pour l'angle $\theta = 180^\circ$ correspondant au début de la compression (Figure 7). Toutes ces grandeurs sont tracées en fonction du volume mort total supplémentaire. Les courbes V_{EH} , V_{HR} , V_{RK} et V_{KC} correspondent à des volumes morts considérés seuls (par exemple, la courbe V_{EH} est relative à des résultats de simulation pour lesquels les volumes morts V_{HR} , V_{RK} et V_{KC} sont considérés comme nuls). On a également présenté 6 points correspondant à des combinaisons de volumes morts V_{RK} et V_{KC} .

La figure 3 montre que l'énergie primaire consommée pour comprimer un kilogramme de CO_2 augmente toujours lorsqu'on accroît la taille des volumes morts. Cependant, l'effet négatif d'un volume mort est différent selon sa position dans le compresseur thermique.

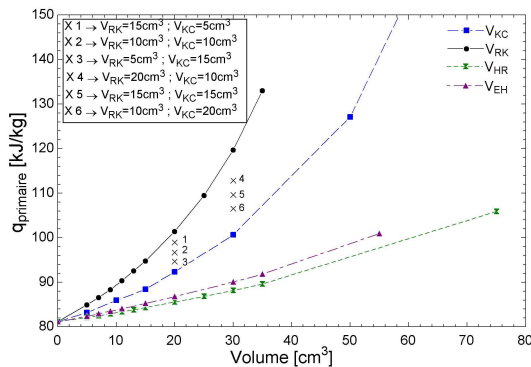


Figure 3 : *Energie primaire consommée par unité de masse de CO_2 comprimé*

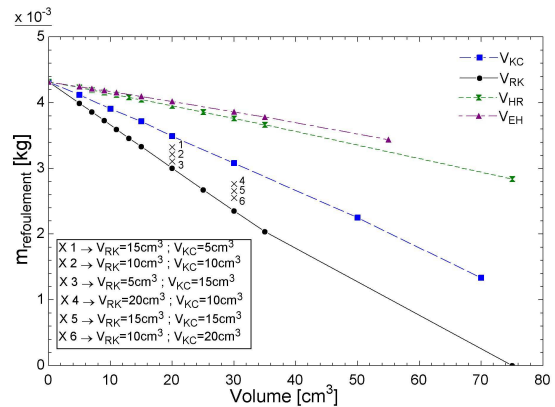


Figure 4 : *Masse de CO_2 comprimé par cycle*

Comme on pouvait s'y attendre, les volumes morts sont moins pénalisants lorsqu'ils sont situés du côté chaud que lorsqu'ils sont du côté froid. Du côté chaud, il y a assez peu de différence selon que le volume mort est placé entre l'espace de détente et le réchauffeur (V_{EH}) ou entre le réchauffeur et le régénérateur (V_{HR}), l'emplacement qui génère la plus faible surconsommation étant situé entre l'espace de détente et le réchauffeur (V_{EH}). Du côté froid, à taille identique, un volume mort est moins pénalisant lorsqu'il est situé entre le cylindre de compression et le refroidisseur que lorsqu'il est situé entre le régénérateur et le refroidisseur. Les points 1 à 6 de la figure montrent qu'une répartition des volumes morts entre ces deux emplacements (V_{RK} et V_{KC}) est toujours plus pénalisante que le positionnement de la totalité du volume mort en V_{KC} .

La figure 4 indique que la masse de fluide débité à chaque cycle diminue lorsque la taille des volumes morts augmente. Là encore, puisqu'un volume mort contient moins de masse lorsqu'il est situé du côté chaud, on constate que l'effet négatif du volume mort est moins marqué lorsque celui-ci est situé du côté chaud. On constate cependant une inversion des courbes du côté chaud par rapport à la figure 3 : l'emplacement (V_{HR}) du volume mort qui entraîne une réduction plus forte de la masse refoulée par cycle n'est pas celui (V_{EH}) qui conduit à la plus grande consommation d'énergie primaire par kilogramme de CO_2 comprimé.

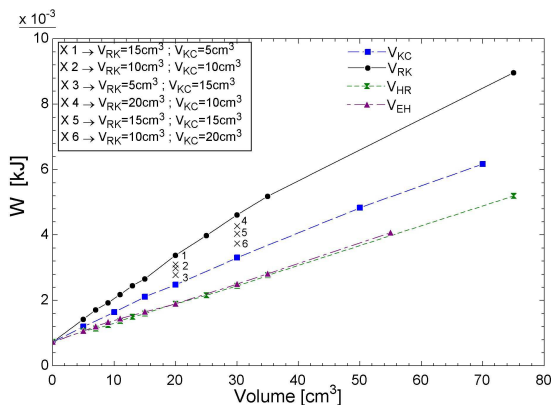


Figure 5 : *Energie mécanique consommée par le déplaceur, par cycle*

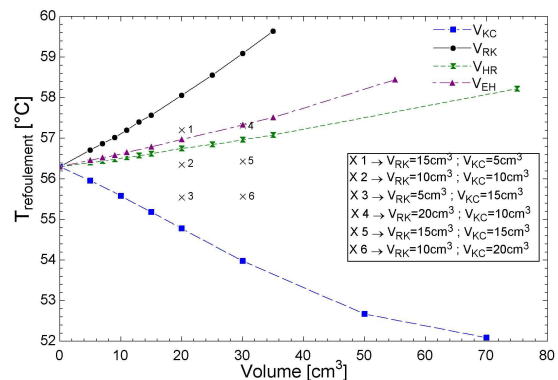


Figure 6 : *Température du fluide de travail refoulé*

La figure 5 présente l'énergie mécanique par cycle nécessaire pour mouvoir le déplaceur. Là encore, la présence des volumes morts ne fait qu'augmenter la consommation d'énergie mécanique. Comme précédemment, cette surconsommation est plus faible si les volumes morts sont situés du côté chaud, et quasiment identique selon qu'ils sont entre l'espace de détente et le réchauffeur (V_{EH}) ou entre le réchauffeur et le régénérateur (V_{HR}). Cependant, lorsqu'on rapproche les valeurs de la figure 5 de celles des figures 3 et 4, on remarque que la surconsommation d'énergie mécanique ne suffit pas à expliquer l'augmentation de l'énergie primaire consommée par unité de masse débitée : les volumes morts augmentent non seulement la consommation d'énergie mécanique, mais aussi la consommation d'énergie thermique nécessaire pour comprimer un kilogramme de CO_2 dans le compresseur thermique.

La figure 6 présente la température du fluide de travail refoulé. On y remarque que lorsque le volume mort est situé du côté froid entre le régénérateur et le refroidisseur (V_{RK}), la température du CO_2 débité a tendance à augmenter, alors qu'elle diminue lorsque le volume mort est situé entre le refroidisseur et l'espace de compression (V_{KC}). De même, lorsque les volumes morts sont du côté chaud, la température de refoulement augmente, et, là encore, de façon quasiment semblable selon la position du volume mort (V_{EH} ou V_{HR}). Il est à noter que la température de refoulement augmente moins fortement lorsque le volume mort est situé du côté chaud (V_{EH} ou V_{HR}) que lorsqu'il est situé entre le régénérateur et le refroidisseur (V_{RK}).

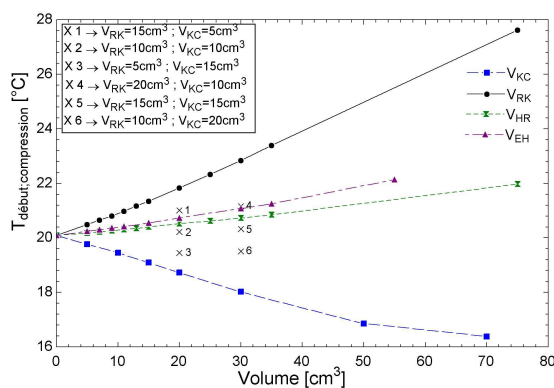


Figure 7 : Température du CO_2 en début de compression

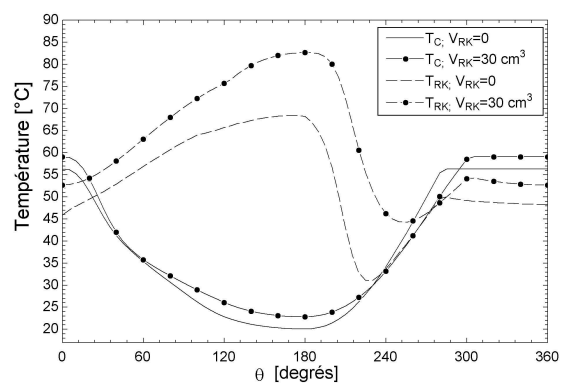


Figure 8 : Température instantanée du cylindre de compression et du volume mort V_{RK}

La figure 7 présente la température du fluide de travail dans l'espace de compression au moment du début de la compression. On constate que la compression débute avec un fluide plus froid lorsque le volume mort est situé entre le refroidisseur et l'espace de compression (V_{KC}). Cela peut être expliqué par le fait que le fluide refroidi par le refroidisseur subit une détente adiabatique dans le volume mort (V_{KC}) avant d'être introduit dans l'espace de compression. Dans tous les autres cas, la température en début de compression augmente lorsque les volumes morts augmentent. On notera la similitude des figures 6 et 7. En effet, l'espace de compression étant adiabatique, le rapport des températures entre la fin et le début de la compression est directement lié au rapport des pressions extrêmes, qui est fixé.

La figure 8 présente les températures instantanées T_C dans l'espace de compression et T_{RK} dans le volume mort V_{RK} dans le cas où ce volume mort est nul (interface RK) et dans le cas où il vaut 30 cm^3 . On constate que la présence d'un volume mort V_{RK} non nul tend à décaler les courbes de températures T_C et T_{RK} vers le haut. Ceci peut être interprété comme suit : à la fin de la détente, la masse de fluide contenue dans le volume V_{RK} est à une température supérieure à celle du refroidisseur. Lorsque l'écoulement s'inverse, la température d'entrée du fluide dans le régénérateur est plus élevée que si le fluide sortait du refroidisseur, ce qui

conduit à une température de l'extrémité froide de la matrice du régénérateur plus élevée que celle de la source froide. La présence du volume mort V_{RK} provoque donc une élévation globale des températures du côté froid et donc une réduction des performances du système.

On peut montrer également que, de la même manière, un volume mort V_{HR} de l'autre côté du régénérateur a un effet symétrique de réduction globale des températures du côté chaud et de réduction des performances du compresseur. Cependant, du côté chaud, c'est le volume mort V_{EH} qui a l'effet négatif le plus important sur la consommation d'énergie primaire spécifique. Ceci peut être expliqué par le fait que ce volume va contenir du fluide de travail à une température plus élevée que la température des parois du réchauffeur (du fait de la compression du fluide sortant du réchauffeur). Ce fluide chaud n'étant pas totalement ré-aspiré dans le réchauffeur, son effet 'régénératif' est perdu. En l'absence de ce volume mort, l'introduction, dans le réchauffeur, de fluide plus chaud que la température de ses parois contribue à réduire la quantité de chaleur que cet échangeur doit fournir.

7. Conclusion

La présence de volumes morts entre les différents espaces d'un compresseur thermique (espace de compression, refroidisseur, régénérateur, réchauffeur, espace de détente) modifie de façon complexe les champs de température instantanée à l'intérieur du système, et, dès lors, ses performances en terme notamment d'énergie primaire spécifique consommée et de débit de fluide comprimé. Pour l'exemple étudié, les volumes morts les plus pénalisants sont situés, par ordre de nuisance décroissant, entre le régénérateur et le refroidisseur (V_{RK}), entre le refroidisseur et l'espace de compression (V_{KC}), entre l'espace de détente et le réchauffeur (V_{EH}) et enfin, pour le moins pénalisant, entre le réchauffeur et le régénérateur (V_{HR}).

Références

- [1] Commissariat général au développement durable - Service de l'observation et des statistiques, *Bilan énergétique de la France pour 2012*, Ministère de l'Ecologie, du Développement Durable et de l'Energie (juillet 2013).
- [2] G. Lorentzen, Revival of carbon dioxide as a refrigerant, *Int. J. Refrigeration*, 17-5 (1994), 292-300.
- [3] J. M. Calm. The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook. *Int. J. of Refrigeration*, 31 (2008) 1123-1133.
- [4] R. Rulliere, S. Colasson, P. Haberschill, Performance optimization of a transcritical CO2 heat pump, *3rd IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants* (Boulder, United States, June 2009).
- [5] M. Gschwendtner, G. Bell, The Myth about Dead Volume in Stirling Engines, *16th International Stirling Engine Conference and Exhibition* (Bilbao, Spain, 24-26 September 2014), 229-249.
- [6] N. Seraj Mehdizadeh, P. Stouffs, Dynamic simulation of a Martini-Type free piston Stirling engine using coupled and decoupled analysis; study of the piston and displacer motion control. *8th International Stirling Engine Conference and Exhibition* (Ancona, Italy, May 27-30, 1997).
- [7] R. Ibsaine, J.-M. Joffroy, P. Stouffs, A new heat driven compressor for heat pump application, *16th International Stirling Engine Conference and Exhibition* (Bilbao, Spain, 24-26 September 2014), 271-279.

Remerciements

Ce travail a été réalisé dans le cadre du projet TRICOM financé par l'Agence Nationale de la Recherche, et dans le cadre du projet COMANCHE financé par l'ADEME.