

Le Coût Ecologique (Ecological Cost): un critère pour le dimensionnement des tubes dans les machines à cycle inverse.

Abdelhamid KHEIRI*, Michel FEIDT

Université Henri Poincaré Nancy-Université, Lemta,
2 avenue de la Forêt de Haye, Vandoeuvre-lès-Nancy 54516, France.

* (auteur correspondant : abdelhamid.kheiri@esstin.uhp-nancy.fr)

Résumé : Dans ce papier, nous utilisons un nouveau critère que nous avons récemment développé, le « Coût Ecologique » (Ecological Cost, *EC*), dans un objectif d'optimisation les dimensions des tubes des machines à cycle inverse. L'*EC* inclue le coût écologique, en équivalent CO₂, de l'exergie détruite par pertes de charge au niveau du tube et le GWP (Global Warming Potential), qui est aussi fourni en équivalent CO₂ de la masse du réfrigérant contenu dans ce même tube. Nous développons les formules permettant d'obtenir la valeur du diamètre optimal du tube sur la base de ce critère.

Nomenclature

A_t section transversale du tube, m^2
COP coefficient de Performance
 c équivalent en CO₂ de l'exergie détruite, $kg\ CO_2.J^{-1}$
 c' valeur équivalente en CO₂ du réfrigérant ou son GWP, *équivalent* $kg\ CO_2.kg^{-1}$
 D diamètre, m
 Δt durée de vie de la machine, s
EC ecological cost, *équivalent* $kg\ CO_2$
EC' *EC* par unité de longueur, *équivalent* $kg\ CO_2.m^{-1}$
 $\dot{E}x'$ flux d'exergie par unité de longueur, W/m
 f coefficient de frottement
 L longueur du tube, m .
 M charge en réfrigérant, kg
 \dot{m} débit massique, $kg.m^{-1}$
 Nu nombre de Nusselt
 P périmètre mouillé, m
 \dot{q} flux de chaleur, W
 \dot{q}' flux de chaleur par unité de longueur, $W.m^{-1}$
 \dot{q}'' densité de flux de chaleur, $W.m^{-2}$
 Re nombre de Reynolds

T température de mélange du fluide, K
 \dot{S} entropie créée, $W.K^{-1}$
 \dot{S}' entropie créée par unité de longueur, $W.K^{-1}.m^{-1}$
 \dot{S}''' entropie créée par unité de volume, $W.K^{-1}.m^{-3}$
 V volume, m^3
 x abscisse, m

Lettres Grecques

α taux de fuite du réfrigérant par unité de temps, s^{-1}
 β $\beta = 1 + \alpha\Delta t$
 δ taux de récupération du fluide frigorigène en fin de vie de la MAF
 Φ fonction de dissipation visqueuse, s^{-2}
 μ viscosité dynamique, $Pa.s$
 ν viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
 ρ masse volumique locale du fluide, $kg.m^{-3}$

Indices

opt optimal
ref référence

1. Introduction

A la suite des accords de Montréal et Kyoto plusieurs études consacrées à la réduction de la charge en fluide frigorigène des machines à Froid (MAF) ont vu le jour [1][2][3]. Le TEWI (Total Equivalent Warming Impact) a été utilisé par certains auteurs [4] pour étudier l'impact

global d'une machine à froid sur l'effet de serre. Le TEWI représente l'équivalent CO₂ de l'énergie totale consommée, souvent électrique, par la machine sur sa durée de vie, additionné de l'équivalent CO₂ de sa charge en fluide frigorigène en prenant en compte l'éventuelle récupération de ce fluide en fin de vie de la machine. Les fuites du frigorigène y sont aussi prises en compte. Si le TEWI permet de comparer entre elles deux MAF sur le plan des équivalents rejets totaux de CO₂, il ne permet pas d'optimiser a priori le dimensionnement d'une machine qui doit produire un effet utile sous un ensemble de contraintes données.

Dans une MAF courante, le fluide frigorigène est contenu principalement dans les échangeurs (le condenseur et l'évaporateur) et dans les tubes de liaison. Poggi et al. [5] indiquent que la part relative de ces deux composants pour une machine d'une puissance frigorifique de 5 kW est de 77% pour les échangeurs et de 32% pour les tubes. La part des tubes s'accroît lorsqu'il s'agit d'un split system, où l'évaporateur, et dans une moindre mesure le condenseur, se trouvent situés loin du compresseur, ce qui est assez souvent le cas pour les systèmes à détente directe. Pour une installation industrielle, Macchi et al. [6] ont indiqué que la part du fluide frigorigène totale contenue dans les tubes est de 64% dans une MAF de 300 kW froid. Malgré l'importance de l'optimisation des diamètres des tubes, les études qui concernent ce sujet sont rares.

Réduire la charge du fluide frigorigène dans les tubes implique la réduction du diamètre de ces derniers. Ceci se traduit par la nécessité d'utiliser une plus grande énergie pour l'écoulement du fluide. C'est en effet la perte de charge du fluide qui provoque la destruction de son exergie et rend nécessaire l'utilisation d'une plus grande énergie pour sa circulation. Ainsi le gain en équivalent CO₂ que l'on obtient par la réduction de la charge du fluide se trouve amoindri voir annulé par l'augmentation des rejets en CO₂ inhérents à une utilisation d'une plus grande quantité d'énergie pour faire fonctionner la machine. Il y aurait donc un optimum à trouver entre ces deux effets antagonistes.

Nous avons développé ailleurs [3] un critère que nous avons appelé *EC*, Ecological Cost, qui prend en compte l'équivalent CO₂ de l'exergie détruite ainsi que de celui de la charge en fluide frigorigène. Nous l'avons utilisé pour trouver les dimensions optimales des échangeurs de chaleur des MAF.

Après un rappel de la définition et de la composition de ce critère (*EC*), nous proposons dans cette communication, de l'utiliser pour établir les dimensions optimales des tubes des MAF permettant d'avoir un minimum d'équivalents rejets CO₂ inhérents aux deux effets en compétition.

2. L'Ecological Cost : rappel des définitions et restriction au cas d'un tube de liaison dans une MAF

2.1. Création d'entropie liée à l'écoulement du fluide frigorigène dans les tubes de liaison

La création d'entropie volumique liée à l'écoulement d'un fluide monophasique dans un tube dans le cas général où il y a un échange de chaleur par l'intermédiaire d'un flux de chaleur surfacique entre le fluide qui se trouve à la température T et le tube, est la somme de deux contributions [7], une qui est due au transfert de chaleur et la deuxième due à l'écoulement du fluide :

$$\dot{S}''' = \dot{S}'''_{\nabla T} + \dot{S}'''_{\nabla P} = -\frac{\bar{q}''}{T^2} \vec{\text{grad}}(T) + \frac{\mu\Phi}{T} \quad (1)$$

Φ est la fonction de dissipation visqueuse.

En dehors de l'objectif de la minimisation de la charge du fluide qu'il contient, l'optimisation des dimensions d'un tube, revient à trouver la géométrie qui rend minimale cette entropie générée (1) et ce lorsque une paire de données est imposée comme le nombre de Reynolds et le flux de chaleur, ou le débit massique et le flux de chaleur. La différence de température entre la surface du tube et le fluide peut aussi être imposée au lieu du flux.

Lorsqu'un fluide à une température T , à une pression P a un débit \dot{m} dans un tube où il subit un transfert de chaleur avec la paroi du tube dont la température est $T + \Delta T$, l'entropie locale créée par unité de longueur du tube s'écrit [7],[8] :

$$\dot{S}' = \frac{\dot{q}' \Delta T}{T^2 (1 + \Delta T / T)} + \frac{\dot{m}}{\rho T} \left(-\frac{dP}{dx} \right) \quad (2)$$

où \dot{q}' est le flux de chaleur échangé par unité de longueur. x est l'abscisse dans le sens de l'écoulement du fluide dans le tube supposé droit.

Dans cette communication, nous considérons que les tubes de liaison dans la MAF sont isolés et n'induisent en conséquence pas de transfert de chaleur. Ainsi nous serons amenés à ne considérer que la partie de la création d'entropie due à l'écoulement du fluide. Soit :

$$\dot{S}' = \frac{\dot{m}}{\rho T} \left(-\frac{dP}{dx} \right) \quad (3)$$

En introduisant le nombre de Reynolds ainsi que le coefficient de frottement f , on aboutit à [7] :

$$\dot{S}' = \frac{32 \dot{m}^3 f}{\pi \rho^2 T D^5} \quad (4)$$

En conséquence de cette entropie créée, l'exergie détruite dans le tube par unité de longueur vaut, en W/m :

$$\Delta \dot{E}x' = T_{ref} \dot{S}' = T_{ref} \frac{32 \dot{m}^3 f}{\pi^2 \rho^2 T D^5} \quad (5)$$

où T_{ref} est la température de référence que l'on considère pour le calcul des exergies [8]. Nous avons montré [3] qu'il convenait de prendre pour cette température de référence la température chaude T_H du cycle de la MAF afin de pouvoir exprimer l'exergie détruite en terme de travail additionnel à produire par le compresseur de la machine.

2.2. Le Coût Ecologique

Le Coût Ecologique ou Ecological Cost (EC) a été défini de la manière suivante [3] :

$$EC = c \Delta t T_{ref} \dot{S}' + c' M \quad (6)$$

c est l'équivalent en gaz carbonique de la production de chaque kWh d'énergie utilisée pour faire fonctionner la MAF. Le plus souvent l'énergie utilisée est l'énergie électrique pour laquelle la valeur de c varie en fonction du pays considéré. Ainsi en Europe [9], cette valeur est en moyenne de 0,43 kg CO₂/kWh électrique, avec selon le pays considéré un maximum de 1,03 kg CO₂/kWh et un minimum de 0,09 kg CO₂/kWh. Δt est la durée de vie de la machine.

c' représente l'équivalent en gaz carbonique de l'effet de serre créé par le frigorigène utilisé. Ainsi la valeur de c' coïncide avec la valeur du GWP de ce frigorigène. Elle vaut par exemple 1300 pour le R134a [9].

3. Utilisation de l'EC pour l'optimisation des dimensions des tubes

3.1. Expression de l'EC pour le tube

L'expression de l'EC pour un fluide monophasique de masse volumique ρ est:

$$EC = c\Delta T_{ref} \dot{S} + c' \rho V \quad (7)$$

V est le volume du tube. Par unité de longueur nous avons :

$$EC' = c\Delta T_{ref} \dot{S}' + c' \rho A_t \quad (8)$$

A_t est la section transversale du tube.

À partir des équations (5) et (8) et en exprimant la section transversale du tube, considérée de section circulaire, par sa valeur en fonction du diamètre nous obtenons:

$$EC' = c\Delta T_{ref} \frac{32\dot{m}^3 f}{\pi\rho^2 TD^5} + c' \pi\rho \frac{D^2}{4} \quad (9)$$

f , qui est le coefficient de frottement, est fonction du nombre de Reynolds.

Dans (9), nous avons trois variables potentielles non indépendantes : le débit massique, le nombre de Reynolds et le diamètre. L'optimisation de l'EC' se fera par rapport à l'une de ces trois variables en considérant une autre imposée, sachant que la troisième est déduite de la relation qui les lie :

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi\mu D} \quad (10)$$

Déterminer le diamètre optimal en imposant le débit massique, que l'on déduit directement de la puissance de la MAF, est le cas le plus pratique. La détermination du diamètre optimal avec le choix d'imposer plutôt Re permet de déterminer directement f grâce aux corrélations (comme la corrélation (11) ci-dessous).

3.2. Débit massique du frigorigène imposé. Cas d'un écoulement turbulent pleinement développé

Si l'on impose \dot{m} pour un fluide monophasique qui s'écoule dans un tube, le coefficient de frottement f est fonction du nombre de Reynolds a priori inconnu. Si l'on fait l'hypothèse, à vérifier *in fine*, que l'écoulement est turbulent pleinement développé dans un tube hydrauliquement lisse avec Re compris entre 10^4 et 10^6 , nous avons l'expression de Mc Adams [10] pour déterminer f :

$$f = 0,046 Re^{-0,2} \text{ pour } 10^4 < Re < 10^6 \quad (11)$$

En reportant dans (9) nous obtenons :

$$EC' = c \frac{1,116\mu^{0,2}\Delta T_{ref}\dot{m}^{2,8}}{\pi^{1,8}\rho^2TD^{4,8}} + c' \frac{\pi\rho D^2}{4} \quad (12)$$

La valeur du diamètre optimale est celle qui rend minimale EC ou EC' . En posant que la dérivée de EC' par rapport à D est nulle, et pour des valeurs données locales de la viscosité et de la masse volumique, nous avons la valeur suivante du diamètre optimal local.

$$D_{opt} = \left(\frac{4,8a}{2b} \right)^{1/6,8} \quad (13)$$

où
$$a = c \frac{1,116\mu^{0,2}\Delta T_{ref}\dot{m}^{2,8}}{\pi^{1,8}\rho^2T} \quad (14)$$

et
$$b = c' \frac{\pi\rho}{4} \quad (15)$$

on peut aussi mettre (13) sous la forme :

$$D_{opt} = \left(\frac{10,71\mu^{0,2}\Delta T_{ref}}{\pi^{2,8}\rho^3T} \right)^{1/6,8} \left(\frac{c}{c'} \right)^{1/6,8} \dot{m}^{2,8/6,8} \quad (16)$$

Il faut s'assurer cependant après avoir calculé la valeur de ce diamètre que celle-ci assure bien un nombre de Reynolds correspondant à un écoulement turbulent pour lequel l'expression (11) utilisée pour f est valable. Si ce n'est pas le cas, il convient de remplacer (11) par une nouvelle expression qui correspond au nouveau nombre de Reynolds et de recalculer ce diamètre en reformulant (12). Il n'est pas exclu que l'on doive itérer afin de retrouver le Re qui correspond à la bonne corrélation utilisée *a priori* pour f .

4. Résultats et discussion

Soit une MAF $-10^\circ\text{C}/+40^\circ\text{C}$ avec le R134a comme fluide frigorigène. Considérons ce fluide à l'état gazeux saturé dans un tube parfaitement lisse où il est à -10°C , débit massique $\dot{m}=48,5$ g/s (correspondant à une puissance frigorifique d'environ 10 kW), durée de vie de la machine $\Delta t = 87600$ heures (10 ans). Nous avons [9] $\mu = 10,36 \cdot 10^{-6}$ Pa.s, $\rho = 10,04$ kg.m⁻³. Nous considérons aussi que $c = 0,43$ kg CO₂/kWh, et $c' = 1300$ kg CO₂/(kg réfrigérant) qui est le GWP du R134a. La température de référence est la température chaude $T_{ref} = 313$ K. L'Eq. (13) permet de trouver le diamètre optimal : $D_{opt} = 40$ mm. Le nombre de Reynolds vaut $8,8 \cdot 10^5$ et permet bien l'application de (11) pour déterminer le coefficient f .

Considérons le cas du R134a en phase liquide saturé à 40°C avec le même débit massique $\dot{m} = 48,5$ g/s, et les mêmes c , c' , Δt . Nous avons $\mu = 0,3 \cdot 10^{-3}$ Pa.s, $\rho = 1327,1$ kg.m⁻³ L'Eq. (16) permet de trouver le diamètre optimal: $D_{opt} = 5,12$ mm. Le nombre de Reynolds vaut $2,36 \cdot 10^5$ et permet bien l'application de (11) pour la détermination du coefficient f . Par rapport au diamètre de 12 mm que l'on utiliserait classiquement dans ce type de configuration, la réduction de la charge est de 82,6% au niveau du tube liquide. Cette diminution se traduit par une réduction globale de la charge du fluide qui est très significative. A noter toutefois que la diminution du diamètre jusqu'à cette valeur optimale risque, lorsque l'installation est d'une certaine longueur, de provoquer l'évaporation partielle du liquide avant le détendeur. Azzouz cité dans [5], qui a utilisé une procédure de minimisation du TEWI global d'une MAF, est

arrivé à un diamètre optimal similaire (4 mm) mais en prenant en compte la mise en place d'une pompe additionnelle à la sortie du condenseur pour compenser la perte de charge induite par la réduction du diamètre.

5. Conclusion

Nous avons utilisé le coût écologique, Ecological Cost, EC que nous avons récemment développé afin de déterminer le diamètre optimal des tubes des MAF qui permet de minimiser les équivalents rejets CO₂ totaux liés d'une part à la génération d'entropie qui résulte de la perte de charge du fluide en écoulement dans le tube et d'autre part au GWP de la masse du fluide frigorigène que contient ce tube. Le diamètre optimal augmente avec le débit massique du fluide frigorigène et avec le rapport c/c' , c étant l'équivalent rejet en CO₂ du kWh d'énergie utilisée pour faire fonctionner la machine et c' est le GWP du fluide utilisé. La forme de la loi qui fournit le coefficient de frottement en fonction de Re influence le résultat. Nous avons effectué les calculs pratiques dans un cas particulier et montré que le résultat obtenu coïncident avec une optimisation de diamètre obtenu par minimisation du TEWI de la machine. D'autres développements restent à entreprendre afin de prendre en compte tous les cas de Reynolds ainsi que l'éventuelle variation de la température du fluide dans le tube. La prise en compte d'autres formes de section transversale qu'une section circulaire reste aussi à entreprendre.

Références Bibliographiques

- [1] D. Clodic, L. Palandre, Refrigerant capacity ratio as an indicator to evaluate advance technology for low charge refrigerant systems. *In: Zero Leakage-Minimum Charge. IIF-IIR, Stockholm, Suède, (26-28 August 2002).*
- [2] J.M. Corberan et al., Charge optimization study of a reversible water to water propane heat pump. *Int. J. Refrig.*, 31-4 (2008), 716-726.
- [3] A. Kheiri et al., New tendencies in the thermodynamics of compact heat exchangers. *In : IIR 1st Workshop on Refrigerant Charge Reduction, Cemagref Antony, France, (6-7 April, 2009).*
- [4] H. Farsi et al., An optimized design of the refrigerating systems using a small channel heat exchanger, *In: Microchannels and Minichannels, Rochester, N.Y., USA, by ASME, (17-19 June 2004).*
- [5] F. Poggi et al., Refrigerant charge in refrigeration systems and strategies of charge reduction, *Int. J. Refrig.*, 31-4 (2008), 353-370.
- [6] H. Macchi et al., Réduction de charge: comparaison entre détente directe, recirculation et réfrigération indirecte. *Journée Française du Froid –Interclima, 47–63 (1999).*
- [7] A. Bejan, *Entropy generation rate through heat and fluid flow*, Wiley Intersciences, (1982).
- [8] M. Feidt, *Thermodynamique et Optimisation Energétique des Systèmes et Procédés*, TEC et DOC, Paris, (1996).
- [9] F. Meunier, *Thermodynamique de l'ingénieur : énergétique-environnement*. Dunod Paris (2004).
- [10] R. L. Shah, D.P. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons, (2003).