

# Représentation graphique des modes opératoires des systèmes dithermes.

**Julien RAMOUSSE\***

Laboratoire Optimisation de la Conception et Ingénierie de l'Environnement (LOCIE)  
Université Savoie Mont-Blanc - Campus Universitaire - Savoie Technolac - 73376 Le Bourget du Lac  
\*(auteur correspondant : [julien.ramousse@univ-smb.fr](mailto:julien.ramousse@univ-smb.fr))

**Résumé** - Ce travail propose une représentation graphique originale et unifiée des différents modes opératoires des systèmes thermodynamiques dithermes. Dans un plan défini par les axes  $\vec{e}_{Q_f}$ ,  $\vec{e}_{Q_c}$  et  $\vec{e}_W$ , formant des angles de  $2\pi/3$  entre eux, quatre modes opératoires distincts sont identifiés et discutés. Deux modes dissipatifs (Transfert de chaleur forcé et Dissipation thermique) sont décrits, en complément des deux modes classiquement étudiés (Moteur et Pompe à Chaleur). L'efficacité de conversion énergétique de ces systèmes est discutée puis reportée sur une figure 3D afin de proposer une interprétation graphique globale des conditions opératoires de systèmes dithermes.

## Nomenclature

$COP$  coefficient de performance, -  
 $q_c$  chaleur spécifique massique échangée avec le réservoir chaud,  $J.kg^{-1}$   
 $q_f$  chaleur spécifique massique échangée avec le réservoir froid,  $J.kg^{-1}$   
 $r$  rayon équivalent,  $J.kg^{-1}$   
 $T_c$  température du réservoir chaud,  $K$   
 $T_f$  température du réservoir froid,  $K$   
 $w$  travail spécifique massique échangé par le système,  $J.kg^{-1}$

*Symboles grecs*  
 $\alpha$  angle,  $rad$   
 $\theta$  facteur de Carnot, -  
 $\eta$  rendement énergétique, -  
 $\sigma$  source spécifique massique d'entropie,  $J.kg^{-1}.K^{-1}$   
*Indices et exposants*  
 $C$  système réversible (de Carnot)  
 $q_c -$  puits chaud ( $q_c < 0$ )  
 $q_c +$  source chaude ( $q_c > 0$ )

## 1. Introduction

Depuis l'essor de la Thermodynamique au 19<sup>ème</sup> siècle, de nombreuses représentations graphiques ont été proposées afin de faciliter l'analyse des systèmes thermodynamiques. Citons en premier lieu les travaux de Gibbs [1], qui a mis en évidence que les états d'équilibre d'un corps pur peuvent être reportés sur un diagramme 3D ( $P-v-T$ ). Cette représentation permet d'établir les diagrammes de phase 2D, dont les plus couramment utilisés sont les diagrammes de Clapeyron ( $P-v$ ) et de Mollier ( $h-s$ ) et les diagrammes entropiques ( $T-s$ ). Cette approche est généralisée à la description des mélanges diphasiques, pour l'étude des systèmes à changement de phase par exemple.

Ce travail se consacre à l'étude des systèmes thermodynamiques dithermes, assurant une conversion d'énergie thermique en travail (ou inversement). Une première représentation, relativement proche de celle présentée, a été proposée par Alefeld et Radermacher [2], également appelé diagramme de Raveau [3]. Les conditions opératoires des systèmes dithermes sont reportées sur un graphique 2D définis par les axes orthogonaux  $\vec{e}_{q_c}$  et  $\vec{e}_{q_f}$ . Différents modes opératoires sont identifiés (deux modes réversibles : Moteur et Pompe à Chaleur et deux modes irréversibles, non détaillés). Toutefois, cette représentation induit un biais (déformation de l'axe  $\vec{e}_w$ ) qui nuit à l'interprétation. Ce travail vise donc à compléter l'interprétation graphique proposée par ces auteurs. Il convient également de citer les travaux de Borel [4] qui propose de reporter les conditions opératoires des systèmes dithermes sur un

graphe, dont les axes sont définis par le rapport des températures des réservoirs et le rapport des énergies travail et chaleur reçue par le système. Encore une fois, différents modes opératoires sont distingués (mode Moteur, modes chauffage et refroidissement des Pompes à Chaleur et mode dissipatif). Les rendements énergétique et exergétique sont ensuite reportés sur une figure 3D. Les différences entre ces représentations et celle proposée ici sont discutées dans la suite du document. Une représentation graphique des modes opératoires des systèmes thermoélectriques dithermes est également proposée dans [5], en fonction des conditions opératoires (températures des réservoirs et courant électrique).

## 2. Système ditherme

### 2.1. Conventions

Considérons un système thermodynamique ditherme quelconque, tel que présenté sur la figure 1, échangeant de la chaleur avec deux réservoirs de températures distinctes ( $T_f$  et  $T_c$  avec  $T_f < T_c$ ). La chaleur et le travail spécifiques massiques échangés avec l'environnement sont comptés algébriquement. Le système peut être générateur ( $w < 0$ ) ou récepteur ( $w > 0$ ). De même, les réservoirs peuvent jouer le rôle de source ( $q > 0$ ) ou de puits ( $q < 0$ ).

Le premier principe de la thermodynamique appliqué à une unité de masse élémentaire du système considéré s'écrit :

$$q_c + q_f + w = 0 \quad (1)$$

Cette expression s'applique aussi bien au cas des systèmes dithermes fermés (masse constante) qu'aux systèmes dithermes ouverts, décrivant un cycle. La conservation de l'énergie implique que le travail échangé par le système est directement lié aux échanges thermiques avec les réservoirs chaud et froid.

Le second principe de la thermodynamique appliqué à ce même système peut s'écrire :

$$\frac{q_c}{T_c} + \frac{q_f}{T_f} + \sigma = 0 \quad (2)$$

Où  $\sigma$  est la source spécifique d'entropie dans le système, définie positive ( $\sigma \geq 0$ ). Ce terme est représentatif des irréversibilités internes au système (système réversible :  $\sigma = 0$ ). Cette loi d'évolution traduit l'impossibilité de certaines transformations en fonction des potentiels thermiques des sources.

## 3. Représentation graphique

### 3.1. Construction graphique

L'équation 1 suggère l'équation d'un plan dans un repère orthonormé défini par les vecteurs  $\vec{e}_{q_c}, \vec{e}_{q_f}, \vec{e}_w$ . Il apparaît alors pertinent de représenter l'ensemble des systèmes dithermes  $M(q_c, q_f, w)$  dans le plan  $P$ , défini par  $q_c + q_f + w = 0$  (figure 2). On peut vérifier que le premier principe (équation 1) est respecté pour tout point du plan  $P$ .

Le plan  $P$  peut alors facilement être découpé en 6 secteurs d'angle  $\pi/3$ , en fonction des signes respectifs des énergies échangées entre le système et son environnement. Les 6 régions considérées sont représentées sur la figure 3 et correspondent aux conditions suivantes :

- **Région I** : Moteur  $w < 0, \quad q_c > 0, \quad q_f < 0$

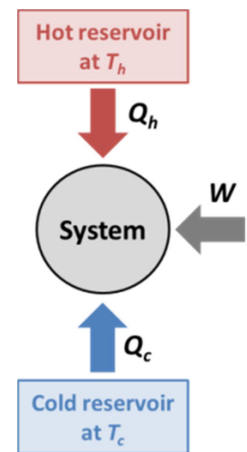


Figure 1 : Système thermodynamique ditherme.

- **Région II** : Transfert thermique forcé  $w > 0, q_c > 0, q_f < 0$
- **Région III** : Dissipation thermique  $w > 0, q_c < 0, q_f < 0$
- **Région IV** : Pompe à Chaleur  $w > 0, q_c < 0, q_f > 0$
- **Région V** : Impossible (équation 2)  $w < 0, q_c < 0, q_f > 0$
- **Région VI** : Impossible (équation 2)  $w < 0, q_c > 0, q_f > 0$

En accord avec le premier principe (équation 1), aucune région ne correspond aux conditions opératoires suivantes (non représentées dans le plan  $P$ ) :  $w > 0, q_c > 0, q_f > 0$  ; et  $w < 0, q_c < 0, q_f < 0$ .

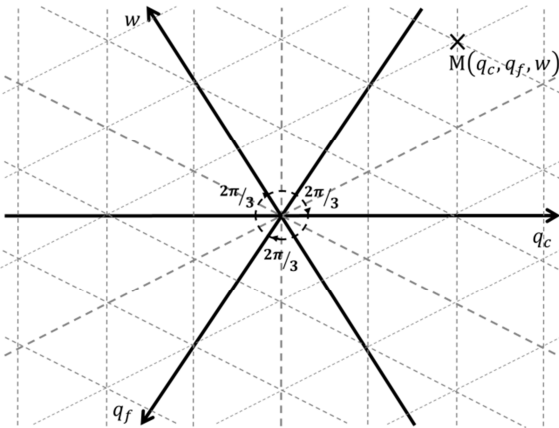


Figure 2 : Plan  $P$ .

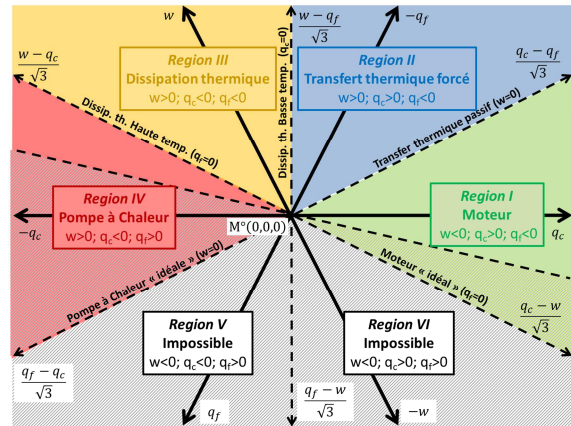


Figure 3 : Modes opératoires ( $\theta = 0,25$ ).

L'application du second principe ( $\frac{q_c}{T_c} + \frac{q_f}{T_f} \leq 0$ , équation 2) réduit les conditions opératoires possibles au demi-plan supérieur délimité par la droite d'équation  $\frac{q_c}{T_c} + \frac{q_f}{T_f} = 0$  (pour un système réversible  $\sigma = 0$ , ou système de Carnot). Cette droite passe par l'origine  $M^o(0,0,0)$  et sa pente est directement fonction des potentiels thermiques des réservoirs (ou du facteur de Carnot  $\theta = \frac{T_f}{T_c}$ ). Pour  $0 < \theta < 1$ , cette limite réduit les conditions opératoires possibles

des Régions I et IV. Par ailleurs, les régions V et VI ne sont jamais permises, quelques soient les températures des réservoirs. En revanche, les Régions II et III restent toujours des conditions opératoires possibles. Le second principe stipule donc que les conditions opératoires envisageables pour tout système ditherme se réduisent alors aux modes I à IV (seulement partiellement pour les modes I et IV, en fonction du facteur de Carnot) qui sont détaillés dans la suite du document. Un exemple est représenté sur la figure 3 pour  $\theta = 0,25$ .

Ces résultats ont déjà partiellement été mis en évidence par Alefeld et Radermacher [2], avec une représentation similaire. Toutefois, le choix de reporter les conditions opératoires des systèmes dithermes dans un plan orthonormé ( $\vec{e}_{q_c}, \vec{e}_{q_f}$ ) induit une déformation de l'axe  $\vec{e}_w$  qui nuit à l'interprétation graphique. Les différentes régions (I à IV) et la limite imposée par le second principe sont également identifiées mais peu discutées. Ce travail vise donc à compléter l'analyse graphique des systèmes dithermes proposée par Alefeld et Radermacher.

## 3.2. Interprétation

### 3.2.1. Région I – Mode Moteur

Ce mode est d'un grand intérêt car il est le seul permettant au système de fonctionner en tant que générateur ( $w < 0$ ). Dans ces conditions, le système convertit en travail une part

de l'énergie thermique échangée entre la source chaude ( $q_c > 0$ ) et le puits froid ( $q_f < 0$ ). Les conditions opératoires associées à ce mode pouvant être obtenues par un système réversible ( $\sigma = 0$ ), ce mode est qualifié de (potentiellement) réversible.

### 3.2.2. Région II – Mode Transfert thermique forcé

Dans ce mode opératoire, le système reçoit du travail (récepteur,  $w > 0$ ) pour intensifier le transfert de chaleur d'une source chaude ( $q_c > 0$ ) vers un puits froid ( $q_f < 0$ ). Ce mode est couramment utilisé dans les échangeurs de chaleur en convection forcée : le transfert thermique passif est augmenté à l'aide du travail fourni au système pour lutter contre les pertes de charges des fluides débitants. Indépendamment des potentiels thermiques des sources, ce mode dissipatif suppose un fonctionnement nécessairement irréversible du système ( $\sigma > 0$ , équation 2).

### 3.2.3. Région III – Mode Dissipation thermique

Pour ce mode opératoire, le système convertit le travail reçu (récepteur,  $w > 0$ ) en chaleur aux puits chaud ( $q_c < 0$ ) et froid ( $q_f < 0$ ). Aucune source de chaleur n'est mise en jeu dans ce mode opératoire. Ce second mode dissipatif suppose également un fonctionnement nécessairement irréversible du système ( $\sigma > 0$ , équation 2), indépendamment des potentiels thermiques des sources.

Si les deux puits de chaleur sont reliés thermiquement, le système ditherme fonctionnant dans ces conditions peut être assimilé à un système monotherme échangeant la chaleur  $q_m$  avec un puits de température moyenne  $T_m$ , tel que :

$$q_m = q_h + q_c = -w < 0 \quad \text{et} \quad \frac{q_m}{T_m} = \frac{q_c}{T_c} + \frac{q_f}{T_f} \quad (3)$$

Comme les chaleurs échangées par le système  $q_c$ ,  $q_f$  et  $q_m$  sont toutes négatives, la température du puits monotherme équivalent est comprise entre les températures des puits chaud et froid ( $T_c \geq T_m \geq T_f$ ).

### 3.2.4. Région IV – Mode Pompe à Chaleur

Dans ce cas, le système fonctionne en récepteur ( $w > 0$ ) pour transférer de la chaleur d'une source à basse température ( $q_f > 0$ ) à un puits à haute température ( $q_c < 0$ ). Ce mode est classiquement utilisé dans les machines frigorifiques et les pompes à chaleur. Ces deux systèmes sont souvent distingués dans la littérature en fonction du besoin visé (chauffage ou refroidissement). Il s'agit pourtant d'un seul et même mode opératoire où l'on valorisera l'effet refroidissement de la source froide ou l'effet chauffage de la source chaude, en fonction de l'objectif visé. Pour les mêmes raisons que le mode Moteur, ce mode sera également qualifié de (potentiellement) réversible.

### 3.2.5. Frontières

La continuité de la représentation proposée permet de qualifier les frontières entre deux modes opératoires adjacents :

- **Frontière entre les Région VI et I :**  $q_f = 0$  et  $q_c = -w$   
L'énergie thermique fournie au système par la source chaude est intégralement convertie en travail. Ces conditions opératoires ne peuvent être atteintes que par un système moteur réversible couplé à des réservoirs idéaux ( $T_c \rightarrow +\infty$  et  $T_f \rightarrow 0$ ).
- **Frontière entre les Région I et II :**  $w = 0$  et  $q_c = -q_f$

La chaleur prélevée à la source chaude est intégralement transférée au puits froid. Ces conditions correspondent au transfert thermique passif (conduction, radiation, convection naturelle).

- **Frontière entre les Région II et III :**  $q_c = 0$  et  $w = -q_f$   
Le travail fourni au système est intégralement dissipé dans le puits à température  $T_f$ . Ce mode opératoire est qualifié de dissipation thermique basse température.
- **Frontière entre les Région III et IV :**  $q_f = 0$  et  $w = -q_c$   
Le travail fourni au système est intégralement dissipé dans le puits à température  $T_c$ . Ce mode opératoire est qualifié de dissipation thermique haute température.
- **Frontière entre les Région IV et V :**  $w = 0$  et  $q_f = -q_c$   
L'énergie thermique fournie au système par la source froide est intégralement transférée au puits à température chaude. Ces conditions opératoires ne peuvent être atteintes que par un système de type pompe à chaleur réversible couplée à des réservoirs idéaux ( $T_c = T_f$ ).

L'origine  $M^0(0,0,0)$  du diagramme présenté correspond à l'équilibre thermodynamique ; le système n'échange pas avec son environnement.

### 3.3. Commentaires

La représentation proposée soulève plusieurs remarques. En plus des deux modes classiquement étudiés (modes Moteur et Pompe à Chaleur, Région I et IV), deux modes supplémentaires sont clairement identifiés (modes Transfert thermique forcé - Région II et Dissipation thermique – Région III). Ces deux derniers modes, assez peu étudiés, sont qualifiés de dissipatifs car ils ne peuvent être décrits que par un système irréversible ( $\sigma > 0$ ).

D'autre part, la superposition de différents systèmes dithermes se déduit aisément par construction graphique (en raisonnant en énergies, plutôt qu'en énergie spécifique). Il suffit pour cela d'additionner les différents vecteurs formés entre l'origine et les points de fonctionnement des différents systèmes. Par exemple, il a été montré [6] que le fonctionnement d'une machine à sorption tritherme peut ainsi se déduire par l'association de deux systèmes (un fonctionnant en mode Moteur et l'autre en mode Pompe à Chaleur).

Enfin, la limite de Carnot reportée sur la figure 3 suggère également une symétrie avec l'origine  $M^0(0,0,0)$  comme centre de symétrie. En effet, l'association de deux systèmes opposés (système 1 en mode Moteur et système 2 en mode Pompe à Chaleur), tels que  $q_c^1 = -q_c^2 > 0$ ,  $q_f^1 = -q_f^2 < 0$  et  $w^1 = -w^2 < 0$ , est équivalent à un système à l'équilibre thermodynamique. Ces deux systèmes n'échangent qu'entre eux et donc rien avec leur environnement. Cette observation nous mène à redéfinir le rendement de conversion d'un système relié à un puits de chaleur ( $q_c < 0$ ), afin de respecter la complémentarité entre un système en Mode Moteur et son opposé en mode Pompe à Chaleur.

## 4. Rendement énergétique et efficacité second principe

### 4.1.1. Pour une source chaude ( $q_c > 0$ )

Dans le cas où le réservoir chaud joue le rôle de source ( $q_c > 0$  ; Régions I et II), nous retiendrons la définition communément admise du rendement énergétique suivante :

$$\eta^{q_c+} = \frac{-w}{q_c} = (1 - \theta) \left( 1 - \frac{\sigma}{q_c \left( \frac{1}{T_f} - \frac{1}{T_c} \right)} \right) \quad (4)$$

On retrouve bien l'expression du rendement de Carnot ( $\eta_c^{q_c^+} = 1 - \theta$ ) dans le cas d'un système réversible ( $\sigma = 0$ ). Le rendement énergétique reste compris entre 0 et 1 pour les systèmes fonctionnant en mode Moteur (Région 1) et est négatif en mode Transfert de chaleur forcé (Région 2), conformément à nos attentes pour ce mode dissipatif.

#### 4.1.2. Pour un puits chaud ( $q_c < 0$ )

Du fait de la symétrie centrale relevée précédemment, il paraît cohérent de définir le rendement énergétique des systèmes sollicitant un puits chaud par complémentarité au rendement d'un système utilisant une source chaude :

$$\eta^{q_c^-} = 1 - \eta^{q_c^+} = \frac{-q_f}{q_c} = \theta \left( 1 + \frac{\sigma T_c}{q_c} \right) = \frac{\theta}{1 + \frac{\sigma T_f}{q_f}} \quad (5)$$

Cette définition rejoint celle couramment utilisée pour les machines trithermes, tels que les machines à sorption [7]. Ce rendement peut s'interpréter comme l'efficacité du système à prélever de la chaleur à la source froide pour la transférer au puits chaud. Le rendement énergétique ainsi défini est positif et inférieur à l'unité pour tout système fonctionnant en mode Pompe à Chaleur (Région IV). En mode Dissipation thermique (Région III), le rendement est négatif, conformément à nos attentes pour ce second mode dissipatif.

On peut aisément relier ce rendement aux définitions couramment utilisées dans la littérature :

$$\eta^{q_c^-} = \frac{COP_f}{COP_c} = \frac{COP_c - 1}{COP_c} = \frac{COP_f}{COP_f + 1}, \quad \text{avec} \quad COP_f = \frac{q_f}{w} \quad \text{et} \quad COP_c = \frac{-q_c}{w} \quad (6)$$

Dans le cas d'un système réversible, le rendement de Carnot se réduit à  $\eta_c^{q_c^-} = \theta$ .

#### 4.1.3. Synthèse

En se référant aux définitions proposées du rendement énergétique, il est possible de reporter sur une figure 3D les valeurs du rendement énergétique en fonction des conditions opératoires du système (figure 4). Pour faciliter la lecture graphique, une représentation schématique est reportée sur la figure 5 (projection de la figure 4 sur le plan P).

La définition proposée pour le rendement des systèmes dithermes sollicitant un puits chaud ( $q_c < 0$ ; équation 5) assure une symétrie de fonctionnement entre les modes Moteur – Transfert thermique forcé et les modes Pompe à Chaleur – Dissipation thermique. Toutefois, la limite de Carnot brise partiellement la symétrie en interdisant les points de fonctionnement situés sous la limite de Carnot dans les Régions I et IV.

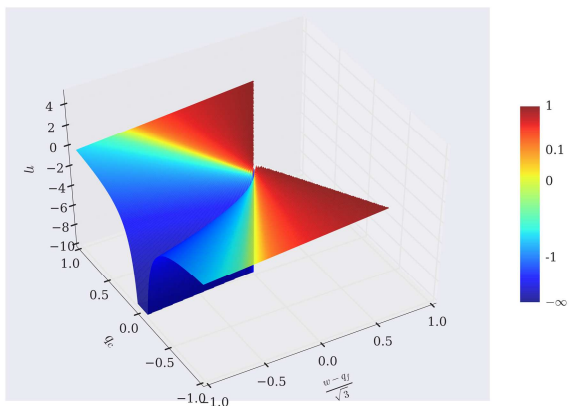


Figure 4 : Représentation 3D du rendement énergétique.

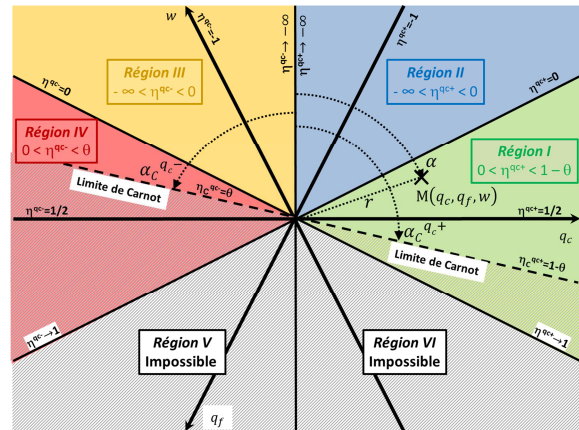


Figure 5 : Représentation schématique du rendement énergétique dans le plan P.

#### 4.1.4. Interprétation graphique

En utilisant les coordonnées polaires, tout système ditherme peut ainsi être décrit à partir de son rayon  $r$  et de l'angle  $\alpha$  représentés sur la figure 5.

A l'aide de la trigonométrie classique, l'angle  $\alpha$  peut s'exprimer ainsi :

$$\sin \alpha = \frac{qh}{r} \quad \text{et} \quad \cos \alpha = \frac{w-q_c}{\sqrt{3}r} \quad (7)$$

Le mode opératoire du système ditherme est directement lié à la valeur de l'angle  $\alpha$  :

- $\alpha \in [\pi/3; 2\pi/3]$  Région I Mode Moteur
- $\alpha \in [0; \pi/3]$  Région II Mode Transfert de Chaleur force
- $\alpha \in [-\pi/3; 0]$  Région III Mode Dissipation thermique
- $\alpha \in [-2\pi/3; -\pi/3]$  Région IV Mode Pompe à Chaleur

Après quelques développements analytiques, on peut montrer que l'angle  $\alpha$  est seulement fonction des rendements énergétiques précédemment définis (ou de la source spécifique d'entropie  $\sigma$ ) :

- Source chaude  $\alpha \in [0; 2\pi/3]$   $\tan \alpha = \frac{\sqrt{3}}{1-2\eta^{q_c+}} = \frac{\sqrt{3}}{2\theta-1-2\frac{\sigma T_f}{q_c}}$  (8)

- Puits chaud  $\alpha \in [-2\pi/3; 0]$   $\tan \alpha = \frac{-\sqrt{3}}{1-2\eta^{q_c+}} = \frac{\sqrt{3}}{2\theta-1+2\frac{\sigma T_f}{q_c}}$  (9)

Pour un système de Carnot (réversible,  $\sigma = 0$ ), l'angle correspondant  $\alpha_c$  est donné par :

$$\tan \alpha_c = \frac{\sqrt{3}}{2\theta-1} \quad \text{pour } \alpha_c^{q_c+} \in [\pi/3; 2\pi/3] \text{ et } \alpha_c^{q_c-} \in [-\pi/3; -2\pi/3] \quad (10)$$

En vertu du second principe, tout système ditherme doit vérifier la condition  $|\alpha| \leq |\alpha_c|$ .

D'autre part, le rayon  $r$  associé au système peut s'exprimer ainsi :

$$r^2 = q_c^2 + \frac{(q_f-w)^2}{3} = q_f^2 + \frac{(w-q_c)^2}{3} = w^2 + \frac{(q_c-q_f)^2}{3} \quad (11)$$

En introduisant le premier principe (équation 1), ces expressions se réduisent à :

$$r^2 = \frac{4}{3}(q_c^2 + q_f^2 + q_c q_f) = \frac{4}{3}(q_c^2 + w^2 + q_c w) = \frac{4}{3}(q_f^2 + w^2 + q_f w) \quad (12)$$

Le rayon  $r$  est ainsi relatif à l'intensité des échanges d'énergies entre le système et son environnement. A l'aide du second principe (équation 2), on peut également écrire :

$$r^2 = \frac{4}{3}q_c^2 \left[ 1 - \theta + \theta^2 - \frac{T_f \sigma}{q_c} \left( 1 - 2\theta - \frac{T_f \sigma}{q_c} \right) \right] = \frac{4}{3}q_f^2 \left[ 1 - \frac{1}{\theta} + \frac{1}{\theta^2} - \frac{T_c \sigma}{q_f} \left( 1 - \frac{2}{\theta} - \frac{T_c \sigma}{q_f} \right) \right] \quad (13)$$

Dans le cas d'un système de Carnot (réversible,  $\sigma = 0$ ), le rayon est directement fonction du facteur de Carnot  $\theta$  et de la chaleur spécifique échangée par le système  $q_c$  ou  $q_f$  :

$$r_c^2 = \frac{4}{3}q_c^2(1 - \theta + \theta^2) = \frac{4}{3}q_f^2 \left( 1 - \frac{1}{\theta} + \frac{1}{\theta^2} \right) \quad (14)$$

On peut ainsi proposer l'interprétation graphique globale suivante :

- Le rendement énergétique du système est uniquement fonction de l'angle  $\alpha$  (plus l'angle est grand (en valeur absolue), plus le système présente un bon rendement énergétique). Le rendement de Carnot définit l'angle maximal admissible  $\alpha_c$ . On peut ainsi déduire l'influence de la production spécifique d'entropie dans le système par l'écart entre les angles  $\alpha$  et  $\alpha_c$ .

- Le rayon du système est relatif à l'intensité des échanges entre le système et son environnement. Plus le rayon est grand, plus les énergies spécifiques mises en jeu dans le système sont importantes.

## 5. Conclusion

Ce travail propose une représentation originale et intuitive des conditions opératoires des systèmes dithermes. Il est montré que tout système ditherme respectant le premier principe peut être représenté dans un plan, défini par les axes  $\vec{e}_{q_c}$ ,  $\vec{e}_{q_f}$  et  $\vec{e}_w$ , formant des angles de  $2\pi/3$  entre eux. Tout système ditherme, défini par les énergies spécifiques échangées avec son environnement, est ainsi représenté par un point  $M(q_c, q_f, w)$  dans le plan proposé.

Cette représentation met en évidence l'existence de quatre modes opératoires distincts, en fonction des signes respectifs des énergies échangées entre le système et son environnement : deux modes réversibles (Modes Moteur et Pompe à Chaleur) et deux modes dissipatifs (Modes Transfert de Chaleur forcé et Dissipation thermique). A chacun de ces modes est associé un secteur d'angle  $\pi/3$  dans le plan proposé. En respect du second principe, l'ensemble des conditions opératoires possibles d'un système ditherme se réduisent au demi-plan supérieur, délimité par la droite de Carnot (pour un système réversible).

L'analyse graphique nous pousse à redéfinir le rendement énergétique quand le système échange avec un puits chaud ( $q_c < 0$ ) comme le complément à l'unité du rendement énergétique d'un système échangeant avec une source chaude ( $q_c > 0$ ). Ainsi, le rendement énergétique est directement lié à l'angle  $\alpha$  formé entre le point  $M(q_c, q_f, w)$  et la verticale ; et son rayon  $r$  est relatif à l'intensité des échanges entre le système et son environnement. L'écart à la réversibilité du système, résultat de la production interne d'entropie dans le système  $\sigma$ , se déduit de l'écart angulaire entre le point  $M(q_c, q_f, w)$  et la droite de Carnot.

Cette représentation, générale et intuitive, est d'une grande aide pour l'étude et l'analyse des conditions opératoires des systèmes thermodynamiques thermiques. Par extension, cette représentation s'applique à toute machine multi-therme, telle que les machines à sorption trithermes. Ce travail représente ainsi une ouverture sur de nombreuses perspectives, tant sur le plan théorique que pratique, par une description générique du comportement et des performances de tout système thermique.

## Références

- [1] J.W Gibbs. A method of geometrical representation of the thermodynamic properties of substances by means of surfaces. *Transactions of Connecticut Academy* (1873), 382-404.
- [2] G. Alefeld, R. Radermacher. *Heat conversion systems*. CRC Press (1994).
- [3] J.-P. Pérez. *Thermodynamique : Fondements et applications*, Vol. 1, 3rd ed. Dunod: Masson Sciences (2001), p. 174.
- [4] L. Borel, D. Favrat. *Thermodynamics and Energy Systems Analysis: From Energy to Exergy*, 1st ed., EPFL Press (2010).
- [5] C. Goupil, H. Ouerdane, Y. Apertet. *Thermoélectricité - Thermodynamique et applications*, Réf.BE8080 (2013). Techniques de l'Ingénieur.
- [6] F. Meunier, P. Neveu, J. Castaing-Lasvignottes. Equivalent Carnot cycles for sorption refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, 21-6 (1998), 472-489.
- [7] K. Herold, R. Radermacher, S.A. Klein. *Absorption Chillers and Heat Pumps*. CRC Press (1996).