



HAL
open science

Energie, exergie, économie, thermo-économie

André Lallemand

► **To cite this version:**

| André Lallemand. Energie, exergie, économie, thermo-économie. 2007. hal-00189701

HAL Id: hal-00189701

<https://hal.science/hal-00189701>

Preprint submitted on 21 Nov 2007

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

ENERGIE, EXERGIE, ÉCONOMIE THERMO-ÉCONOMIE

André LALLEMAND

Centre de Thermique de Lyon, UMR 5008 CNRS, INSA, UCBL
INSA, 20, Avenue Albert Einstein, 69621 Villeurbanne cedex, France
andre.lallemand@insa-lyon.fr

Résumé : Après un bref rappel des définitions et lois générales relatives à l'exergie, on met en évidence la complémentarité des analyses énergétiques et des analyses exergetiques dans l'étude de l'efficacité des systèmes thermiques. Des exemples particuliers sont donnés : machines frigorifiques et pompes à chaleur d'une part, turbines à gaz et turbines à combustion d'autre part. Le cas de la cogénération est également étudié car il sert de base à une première étude thermo-économique simple mais révélatrice de l'intérêt de ce type d'analyse. Enfin, le principe de l'optimisation exergo-économique d'un procédé est développé et illustré dans le cas d'une machine frigorifique.

Mots clés : énergie, exergie, économie, entropie, optimisation, cogénération, diagramme de Sankey, machines frigorifiques, turbines à gaz, turbines à combustion

1. INTRODUCTION

Pour concevoir et optimiser un procédé industriel quelconque, les ingénieurs utilisent des méthodes, la plupart du temps découplées, qui font appel à l'efficacité énergétique ou à d'autres grandeurs physiques d'une part, à une étude économique d'autre part. Cette méthodologie est fondamentalement et objectivement délicate à mettre en œuvre car elle conduit, dans de nombreux cas à privilégier soit l'un, soit l'autre des critères : physique ou économique.

Pour les aspects physiques et notamment énergétiques, le seul intérêt des concepteurs va en général à la minimisation de la "consommation" d'énergie. Pour cela, ils font appel au rendement énergétique des systèmes qui est défini comme un rapport entre l'énergie utile et l'énergie utilisée, ces énergies pouvant être du même type ou de types différents (chimique, thermique, mécanique, électrique, etc.). Cette démarche découle directement des applications liées au premier principe de la thermodynamique, principalement à celle du bilan enthalpique dans le cas des systèmes ouverts, ce qui est le cas général des grands systèmes ou procédés.

On sait cependant que le premier principe ne prend en compte que les quantités d'énergie (avec, au plan global, conservation de l'énergie prise sous toutes ses formes) sans aucune référence à la qualité qui est y associée selon le deuxième principe de la thermodynamique. Ainsi, disposer de 1 kWh d'électricité ou de 1 kWh de chaleur n'est pas équivalent, comme avoir 1 kWh de chaleur à température ambiante ou 1 kWh à très haute température. Ces différences trouvent une expression thermodynamique soit à travers l'entropie, soit à travers l'exergie dont l'avantage sur l'entropie est de s'exprimer en unité énergétique (J, Wh, cal, etc...) comme n'importe quel type d'énergie.

Associer l'exergie à l'énergie dans les analyses du fonctionnement des systèmes revient ainsi à associer quantité et qualité de l'énergie et de ses diverses formes ou types. L'analyse devient nettement plus riche qu'une simple analyse énergétique.

La thermo-économie et son emploi en vue d'une optimisation d'un système ou d'un procédé permet d'ajouter une dimension supplémentaire, celle des coûts et ceci dans un seul et même concept.

2. EXERGIE FLUX ET EXERGIE MATIERE

2.1. Exergie d'un système quelconque

On trouve, dans la littérature scientifique, plusieurs définitions de l'exergie d'un système quelconque. On retiendra la suivante [1] : "l'exergie d'une certaine quantité de matière contenue dans un système est une mesure du potentiel de production (ou de réception) d'un travail maximal (ou minimal) par le supersystème (constitué du système et de son milieu ambiant), qui permettra à cette quantité de matière d'être ramenée de son état initial à un état d'équilibre inerte avec le milieu ambiant".

La Figure 1 est une illustration de cette évolution d'un système quelconque d'un état initial à son état d'équilibre avec le milieu ambiant.

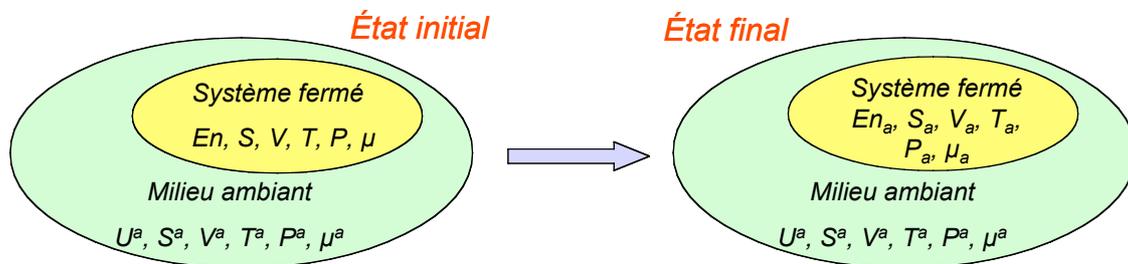


Figure 1 : Schématisation de l'évolution d'un supersystème

Considérant que le travail ne peut être maximum que lors d'opérations réversibles, c'est-à-dire sans création d'entropie, et que l'équilibre avec le milieu ambiant exige que les variables intensives du système et du milieu ambiant soient égales, on démontre que l'exergie du système dans son état initial est donnée par l'expression :

$$Ex = En - T_a S + P_a V - \sum_i \mu_{i,a} N_i \quad (1)$$

ou, en, considérant un système thermomécanique dont l'énergie est constituée d'énergie interne, d'énergie cinétique macroscopique et d'énergie potentielle gravifique :

$$Ex = U + E_c + E_p - T_a S + P_a V - \sum_i \mu_{i,a} N_i \quad (2)$$

Pour l'unité de masse de système et pour une évolution d'un état 1 à un état 2 :

$$\Delta ex_{12} = \Delta u_{12} + \Delta e_{c12} + \Delta e_{p12} - T_a \Delta s_{12} + P_a \Delta v_{12} - \sum_i \mu_{i,a} \Delta n_{i12} \quad (3)$$

2.2. Exergie flux

Les énergies échangées entre un système et son environnement peuvent être qualifiées d'énergies flux [2]. L'énergie mécanique, l'énergie électrique et d'une manière générale, les énergies dites "nobles" sont, si on admet la réversibilité (ou la non création d'entropie), intégralement de l'exergie. En revanche, l'énergie thermique, même réversiblement, ne peut pas être transformée en énergie mécanique, à moins de disposer d'une source froide à température absolue nulle. En effet, la transformation réversible en énergie mécanique W

d'une quantité de chaleur Q à la température T nécessite l'utilisation d'un moteur de Carnot qui rejette une partie de cette énergie thermique à une source froide. En admettant, ce qui est un point de vue réaliste d'ingénieur, que la source froide dont on peut disposer gratuitement est le milieu ambiant à la température ambiante T_a , la part d'énergie thermique transformable en énergie mécanique est :

$$W = Q \left(1 - \frac{T_a}{T} \right) = \Theta Q \quad (4)$$

où Θ est le facteur de Carnot.

Ainsi, le contenu exergetique d'une quantité de chaleur échangée Q est :

$$Ex_Q = Q \left(1 - \frac{T_a}{T} \right) \quad (5)$$

La partie complémentaire de l'exergie est appelée anergie ; c'est la part d'énergie thermique non transformable en énergie noble :

$$An_Q = Q \frac{T_a}{T} \quad (6)$$

et :

$$Q = Ex_Q + An_Q \quad (7)$$

La Figure 2 illustre les contenus exergetique et anergétique de diverses quantités d'énergie de types différents.

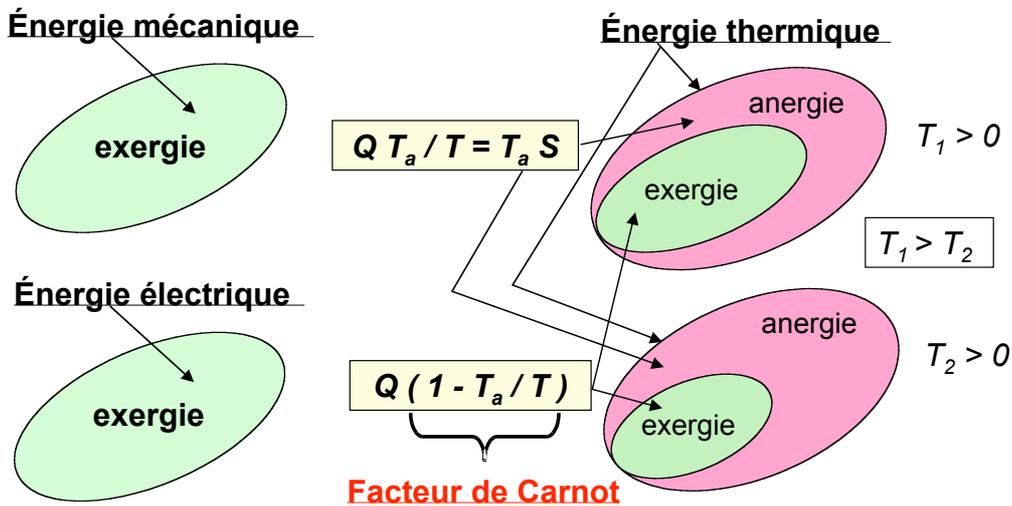


Figure 2 : Contenu exergetique de quelques types d'énergie

On peut noter que, pour l'énergie thermique, selon la valeur du facteur de Carnot, c'est-à-dire selon que la température considérée pour le flux de chaleur est supérieure ou inférieure à la température ambiante, le flux exergetique est soit du même signe (Figure 3a), soit du signe contraire (Figure 3b) à celui du flux thermique. A contrario, le flux anergétique est toujours du même signe que le flux thermique. On note qu'il lui est inférieur en quantité quand $T > T_a$; il lui est supérieur quand $T < T_a$ (Figures 3a et 3b).

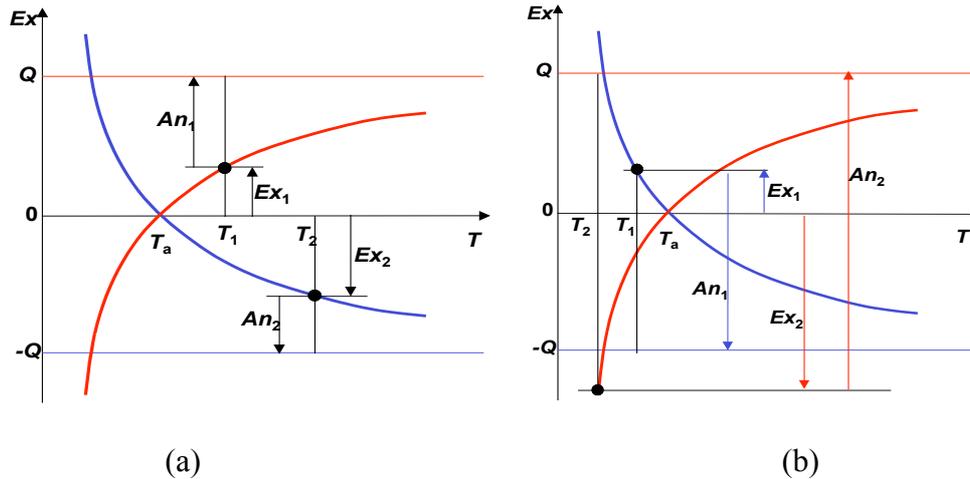


Figure 3 : Signe des échanges exergetiques et anergétiques en fonction du signe des échanges thermiques et de valeur de la température par rapport à la température ambiante

2.3. Exergie d'un fluide traversant un système thermique

Les fluides sont les principaux acteurs thermodynamiques des systèmes thermiques : machines et échangeurs, voire des procédés industriels. Or, lorsqu'un fluide traverse un système, il peut échanger du travail et de la chaleur avec son milieu extérieur (Figure 4). L'énergie mécanique maximum ou exergie qu'il est capable de fournir est constituée, d'une part, de l'énergie mécanique échangée avec les éléments mobiles de la (ou des) machine(s) w_t (à l'exclusion des effets mécaniques dans les canalisations non récupérables en réalité), d'autre part, du travail récupérable par un moteur de Carnot à partir de l'énergie thermique cédée par le fluide. Ainsi, on peut écrire que la variation d'exergie par unité de masse du fluide est :

$$\Delta ex_{12} = w_{t12} + q_{12} \left(1 - \frac{T_a}{T} \right) \quad (8)$$

ce qui, avec l'expression du bilan enthalpique, donne :

$$\Delta ex_{12} = \Delta h_{t12} - T_a \Delta s_{12} \quad (9)$$

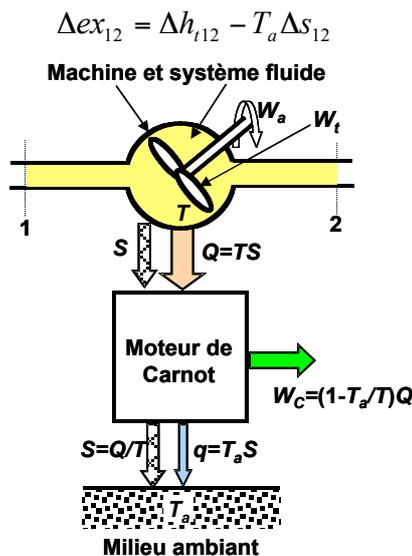


Figure 4 : Production d'énergie mécanique par un fluide en écoulement dans une machine (S correspond aussi à la variation d'entropie du fluide entre l'entrée et la sortie)

La part complémentaire, qui est l'énergie thermique cédée au milieu ambiant et donc non transformée en énergie mécanique, correspond à la variation d'energie du fluide :

$$\Delta an_{12} = T_a \Delta s_{12} \quad (10)$$

soit, au total :

$$\Delta h_{12} = \Delta ex_{12} + \Delta an_{12} \quad (11)$$

2.4. Exergie d'un mélange combustible en équilibre avec le milieu ambiant

Comme pour tout autre système thermodynamique, l'exergie d'un mélange combustible en équilibre avec le milieu ambiant (température et pression ambiantes) doit correspondre à la fraction maximum de son énergie transformable en énergie mécanique. Ce maximum ne peut être obtenu que dans le cas où la combustion est stoechiométrique, les fumées étant elles-mêmes en équilibre avec le milieu ambiant (Figure 5).

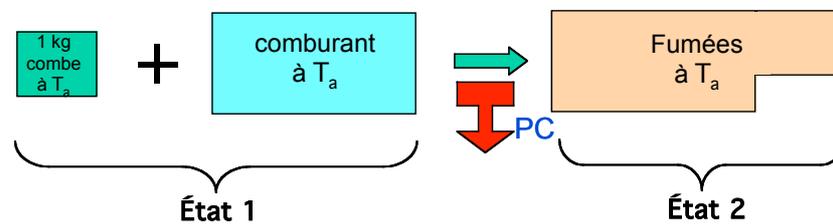


Figure 5 : Transformation d'un mélange combustible

En appliquant le résultat précédent à ce fluide particulier, utilisé dans certains moteurs thermiques, sa variation d'exergie (équation (9)), dans laquelle on admet que les variations d'énergies cinétique et potentielle sont négligeables et on note que la variation d'enthalpie est égale à l'opposé du pouvoir calorifique (PC), est donnée par :

$$\Delta Ex_{12} = -PC - T_a \Delta S_{12} \quad (12)$$

Si, par convention, on fixe à 0 la valeur de l'exergie des fumées en équilibre avec le milieu ambiant, l'exergie du mélange combustible contenant 1 kg de combustible et la masse d'air stoechiométrique correspondante est donnée par :

$$Ex_{mél\ comb} = PC + T_a \Delta S_{12} \quad (13)$$

Pour tenir compte de la réalité des moteurs thermiques, le pouvoir calorifique qui est considéré dans cette expression de l'exergie est, en général, le pouvoir calorifique inférieur (PCI).

Dans certaines applications, le terme entropique est négligé, ce qui revient à admettre que l'exergie du mélange combustible est égale à son pouvoir calorifique. Une combustion de ce type est alors équivalente à un apport de chaleur à partir d'une source à température infinie (équation (5)). Cependant, si on prend l'exemple d'une combustion de méthane, la différence d'entropie entre l'ensemble combustible-air et les fumées (ΔS_{12}) est de -15 kJ/kg.K , ce qui revient à prendre, dans l'équation (13) et pour une température ambiante de 20 °C , un terme entropique égal à $-4,4 \text{ MJ/kg}$ à comparer au PCI du méthane qui est de 50 MJ/kg environ. La prise en compte de ce terme donne comme équivalence combustion/source de chaleur, une source de chaleur à 3350 K .

2.5. Exergie et irréversibilités

Dans toutes les considérations précédentes, il apparaît un lien évident entre l'exergie et l'entropie. Cette dernière fonction étant directement liée aux irréversibilités des opérations pratiques, il en est de même de l'exergie.

2.5.1. Cas des exergies flux

Les Figures 6a et 6b mettent facilement en évidence la perte d'exergie, compensée par un gain d'anergie, lors d'un échange thermique irréversible entre deux sources (ou thermostats) à des températures différentes. On note également sur ces figures la conservation de l'énergie et l'inversion du sens d'échange de l'exergie par rapport à celui de la chaleur lorsque la température de la source est inférieure à la température ambiante (Figure 6b).

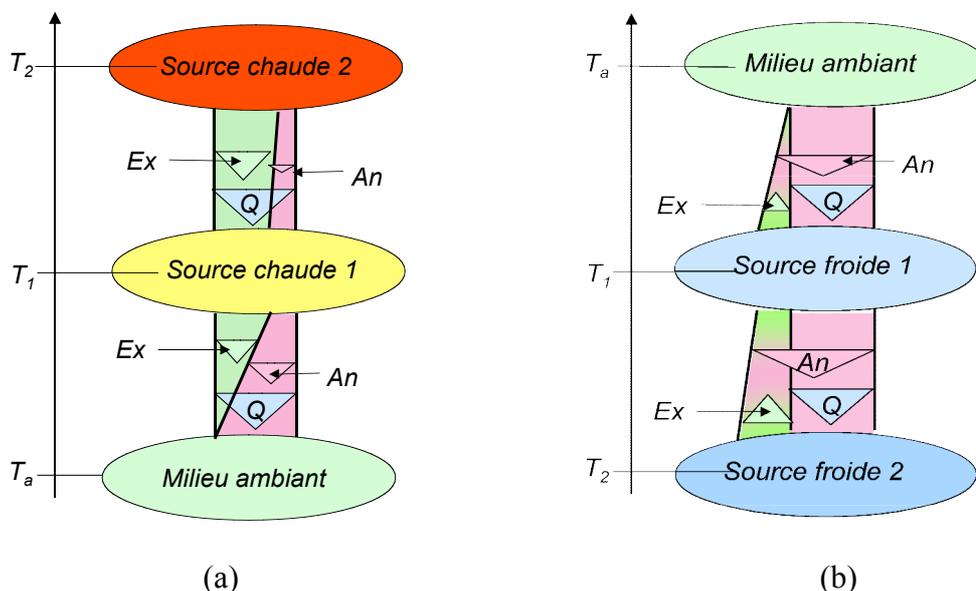


Figure 6 : Echanges thermiques et exergétiques entre sources à températures différentes

2.5.2. Cas d'un fluide traversant une machine

L'équation (9) met en évidence la propriété de fonction d'état de l'exergie, puisque l'enthalpie comme l'entropie sont des fonctions d'état, T_a étant une constante. En explicitant l'enthalpie à partir du bilan enthalpique et la variation d'entropie à partir du bilan entropique, l'équation (9) devient :

$$\Delta ex_{12} = w_{12} + q_{12} \left(1 - \frac{T_a}{T} \right) - T_a s' \quad (14)$$

dans laquelle s' représente la création d'entropie massique due aux irréversibilités internes.

Cette équation montre que, pour une certaine quantité d'énergies thermique et mécanique, l'exergie du fluide en sortie de système sera d'autant plus faible que la création d'entropie, donc les irréversibilités auront été plus importantes. On peut noter facilement, à partir de l'équation (10), que le résultat est inversé pour l'anergie :

$$\Delta an_{12} = T_a \frac{q}{T} + T_a s' \quad (15)$$

2.5.3. Cas de la combustion

Les irréversibilités dues à la réaction chimique de combustion peuvent être exprimées comme étant la différence entre l'exergie du mélange combustible et l'exergie des fumées obtenues lors d'une combustion adiabatique. Cette considération élimine effectivement les irréversibilités de transfert thermique présentes dans toutes les combustions industrielles. La schématisation énergétique de la combustion adiabatique, dans laquelle les fumées se retrouvent à la température dite adiabatique de combustion T_c , fait l'objet de la Figure 7a. La Figure 7b représente l'évolution des fumées à pression constante, de la température adiabatique de combustion (point 2) à la température ambiante (point 0f).

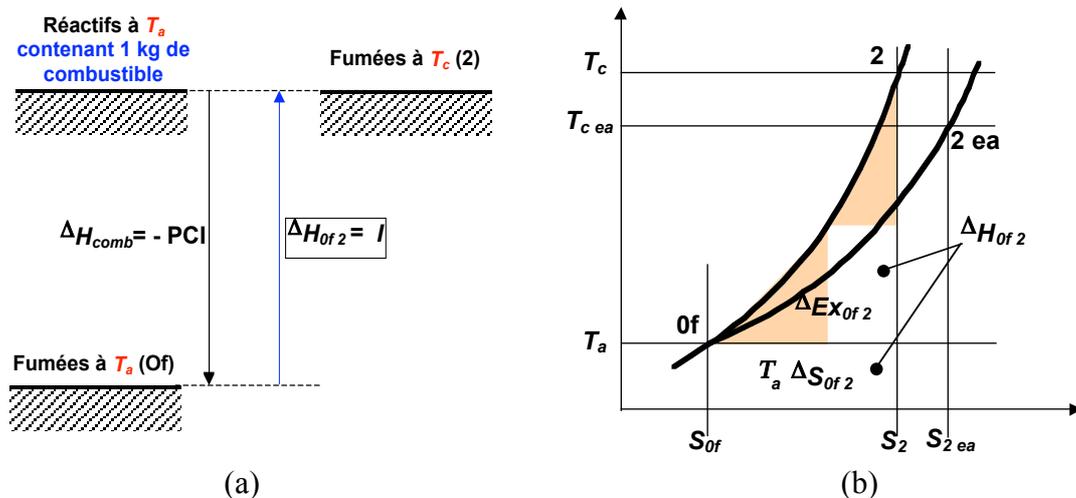


Figure 7 : Schématisation d'une combustion adiabatique et de l'évolution des fumées entre la température adiabatique et la température ambiante

La variation d'exergie des fumées entre l'état 2 et l'état 0f est donnée par l'équation (9), qui en prenant toujours comme origine des exergies en combustion celle des fumées en équilibre avec le milieu ambiant, s'écrit :

$$\Delta Ex_{0f2} = Ex_2 = Ex_{\text{fumées adiab}} = \Delta H_{0f2} - T_a \Delta S_{0f2} = PC - T_a \Delta S_{0f2} \quad (16)$$

La différence entre cette exergie et celle du mélange combustible donnée par l'équation (13) correspond à la perte d'exergie due aux irréversibilités de la combustion :

$$Ex_{\text{fumées adiab}} - Ex_{\text{mél comb}} = -T_a (\Delta S_{\text{comb à } T_a} + \Delta S_{0f2}) \quad (17)$$

Si on reprend le cas du méthane, cette perte d'exergie est de l'ordre de 9,3 MJ/kg, soit 20 % de l'exergie du combustible.

Cette perte d'exergie est d'autant plus importante qu'il y a plus d'air pour réaliser la combustion complète (excès d'air). Le point 2_{ea} de la Figure 7b représente les fumées d'une combustion adiabatique avec excès d'air. En effet, la température adiabatique de combustion est alors plus faible puisque l'énergie mise en jeu, qui correspond à la variation d'enthalpie, égale au pouvoir calorifique, est la même que pour une combustions stoechiométrique. Ainsi, la variation d'entropie des fumées est plus importante. Alors, on a :

$$\Delta Ex_{0f2ea} = Ex_{2ea} = Ex_{\text{fumées adiab excès d'air}} = PC - T_a \Delta S_{0f2ea} < Ex_{\text{fumées adiab}} \quad (18)$$

2.5.4. Cas général – Bilans énergétique, exergetique et anergétique

Les résultats ci-dessus peuvent être généralisés : *tout système qui fonctionne de manière irréversible conserve l'énergie (sous ses diverse formes – premier principe) mais détruit une partie de l'exergie en créant une quantité égale d'anergie (deuxième principe)*. Plus les irréversibilités sont importantes, plus la quantité d'exergie détruite Ex_d est importante et, corrélativement, plus la quantité d'anergie créée (ou produite) An_p est importante. La quantité d'anergie créée est liée à l'entropie créée S' par la relation simple suivante :

$$An_p = T_a S' \quad (19)$$

Il est donc possible d'affirmer qu'un système fonctionnant réversiblement conserve l'entropie, l'exergie et l'anergie (Figure 8a) alors qu'un système qui fonctionne de manière irréversible (Figure 8b) crée de l'entropie et est un transformateur d'exergie en anergie.

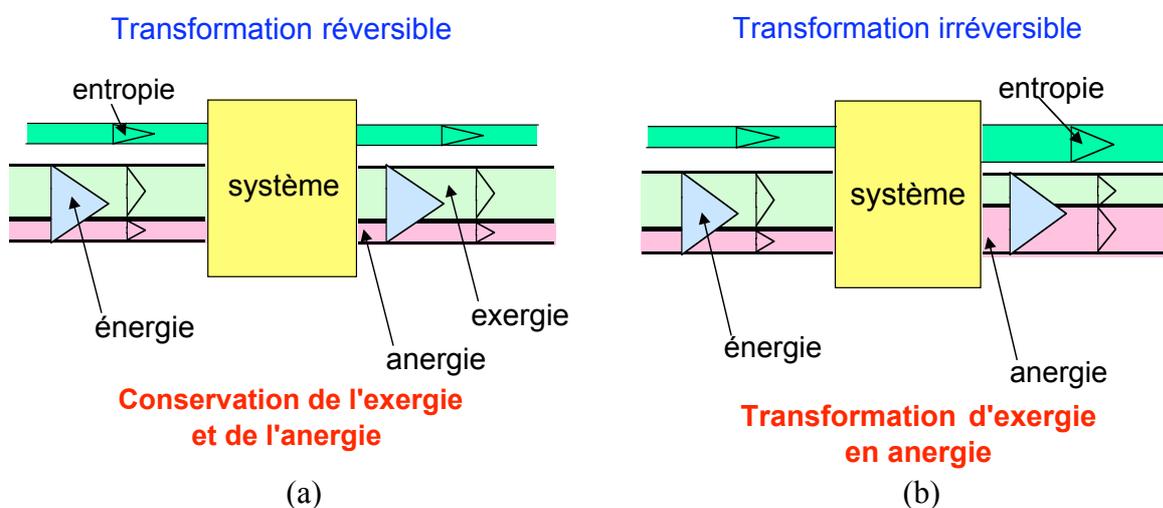


Figure 8 : Comparaison des systèmes réversibles et irréversibles sur les plans énergétique et exergetique

En conclusion, on note que l'analyse exergetique, comme l'analyse entropique, conduit à une connaissance chiffrée des irréversibilités qui ont lieu dans un système quelconque. L'intérêt de l'analyse exergetique sur l'analyse entropique réside dans la possibilité de comparer directement l'exergie détruite à l'énergie mise en jeu dans le procédé puisque ces deux grandeurs s'expriment dans la même unité : énergie (joule) ou puissance (watt).

3. ANALYSES ENERGETIQUE ET EXERGETIQUE

3.1. Rendements

Plusieurs définitions peuvent être données à des rendements. On retient ici les définitions les plus classiques.

Pour le rendement énergétique, on prend en général :

$$\eta_{en} = \frac{\text{énergie utile}}{\text{énergie utilisée}} \quad (20)$$

Pour le rendement exergetique :

$$\eta_{ex} = \frac{\text{exergie utile}}{\text{exergie utilisée}} \quad (21)$$

Malgré leur précision mathématique, ces définitions conduisent parfois à des résultats différents du fait de l'appréciation qualitative des termes utile et utilisée.

Trois exemples sont donnés ci-après afin d'illustrer ces définitions et leurs conséquences.

3.1.1. Cas d'une machine frigorifique ou d'une pompe à chaleur (Figures 9a et 9b).

Le rendement de telles machines pouvant être supérieur à l'unité, l'appellation rendement a été changée par les professionnels pour celle de coefficient de performance (COP).

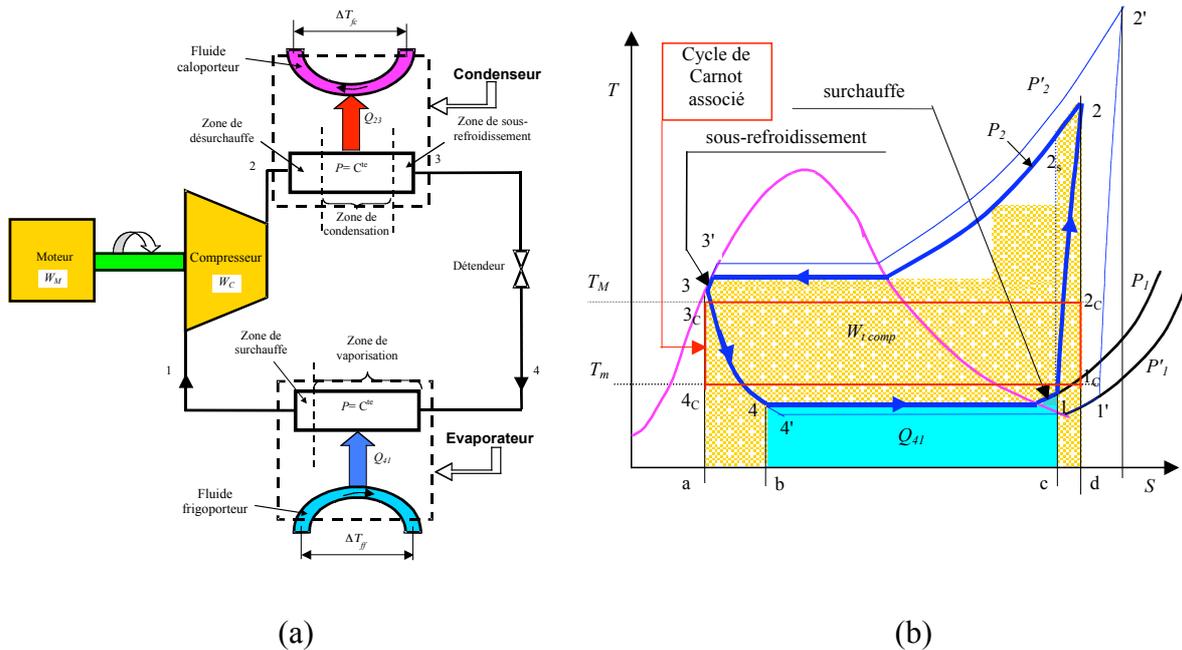


Figure 9 : Schéma d'une machine frigorifique ou pompe à chaleur et diagramme thermodynamique associé

Pour un fonctionnement en machine frigorifique, l'énergie utile est la chaleur soustraite à la source froide Q_m et l'énergie utilisée est l'énergie mécanique apportée par le compresseur W_t . Le rendement ou coefficient de performance vaut alors :

$$COP = \frac{Q_m}{W_t} \quad (22)$$

L'exergie utile est celle qui est fournie à la source froide $Q_m(1 - T_a/T_m)$ où T_m est la température moyenne du fluide frigoroporteur. L'exergie utilisée est celle qui est apportée par le compresseur et qui est égale à l'énergie mécanique. Ainsi, le rendement exergetique s'écrit :

$$\eta_{ex} = - \frac{Q_m \left(1 - \frac{T_a}{T_m} \right)}{W_t} \quad (23)$$

A toute machine thermique, on peut associer une machine de Carnot qui fonctionne de manière totalement réversible, intérieurement et extérieurement (c'est-à-dire dans sa relation avec les sources de chaleur). Le cycle correspondant (Figure 9b) est limité par les températures des fluides caloporteur $T_M = T_a$ (en effet, le fluide caloporteur d'une machine

frigorigique est à la température ambiante) et frigoporteur T_m . Son coefficient de performance est :

$$COP_C = \frac{T_m}{T_a - T_m} \quad (24)$$

On note alors que le rapport du rendement de la machine à celui de la machine réversible de Carnot est égal au rendement exergetique :

$$\frac{COP}{COP_C} = \eta_{ex} \quad (25)$$

Ce résultat est tout à fait logique puisque, comme le rendement exergetique, le rapport des deux COP est une mesure de l'irréversibilité de la machine réelle.

Pour une pompe à chaleur, pour laquelle c'est le fluide frigoporteur qui est à la température ambiante ($T_m = T_a$), l'énergie et l'exergie utiles sont celles qui sont communiquées à la source chaude Q_M et $Q_M(1 - T_a/T_M)$ et l'énergie et l'exergie utilisées ou nécessaires à l'opération est l'énergie fournie par le compresseur W_t . On peut alors écrire l'ensemble des équations suivantes :

$$COP = -\frac{Q_M}{W_t} ; COP_C = \frac{T_M}{T_M - T_a} ; \eta_{ex} = \frac{-Q_M(1 - T_a/T_M)}{W_t} = \frac{COP}{COP_C} \quad (26)$$

3.1.2. Cas d'une turbine à gaz (Figures 10a et 10b)

L'énergie utile est le travail mécanique W_t fourni à l'arbre de la machine. L'énergie utilisée est celle fournie par la source chaude au niveau de l'échangeur chaud Q_M . Le rendement énergétique s'écrit :

$$\eta_{en} = -\frac{W_t}{Q_M} \quad (27)$$

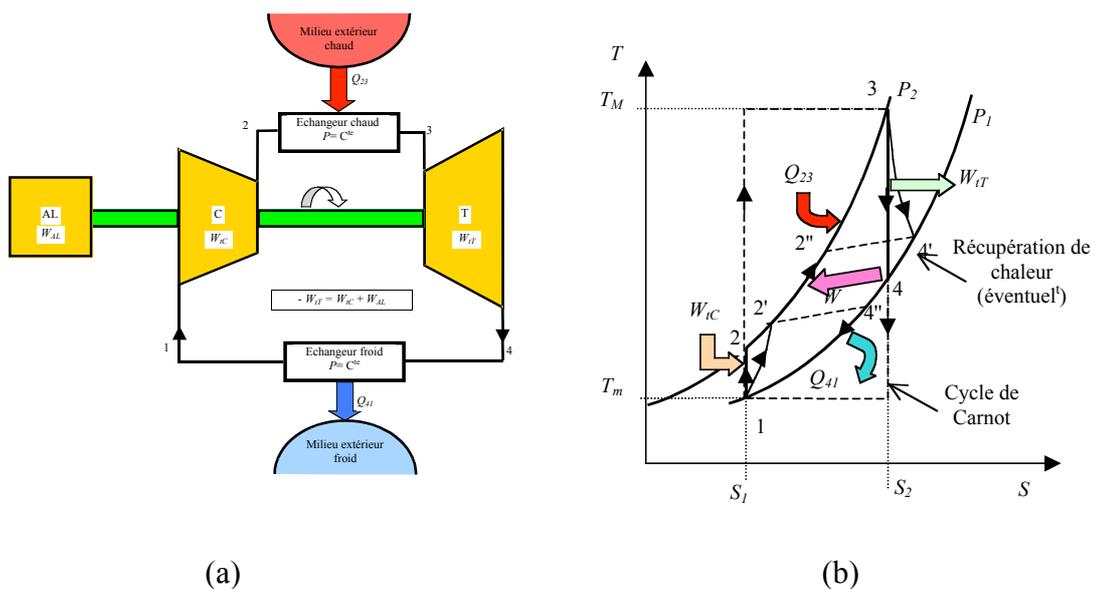


Figure 10 : Turbine à gaz à apport externe de chaleur

De même, l'exergie utile est le travail W_t , alors que l'exergie utilisée est celle qui provient de la source chaude $Q_M(1 - T_a/T_M)$. Le rendement exergetique est :

$$\eta_{ex} = - \frac{W_t}{Q_M(1 - T_a/T_M)} \quad (28)$$

Le moteur de Carnot associé à une telle machine réelle fonctionnerait entre des sources à températures T_M et $T_m=T_a$ dont le rendement énergétique s'écrit :

$$\eta_{enC} = \frac{T_M - T_a}{T_M} \quad (29)$$

Ainsi, on note également que le rapport des rendements énergétiques de la machine réelle à celui de la machine de Carnot associée est égal au rendement exergetique de la machine réelle :

$$\frac{\eta_{en}}{\eta_{enC}} = \eta_{ex} \quad (30)$$

3.1.3. Cas d'une turbine à combustion (Figures 11a et 11b)

Dans le cas d'une turbine à combustion (comme pour un moteur à essence ou diesel), le cycle est ouvert avec à l'entrée un mélange carburant/air et en sortie des fumées. Le rendement énergétique, avec comme référence l'énergie utile fournie, soit le pouvoir calorifique inférieur du carburant (PCI) s'écrit :

$$\eta_{en} = - \frac{W_t}{PCI} \quad (31)$$

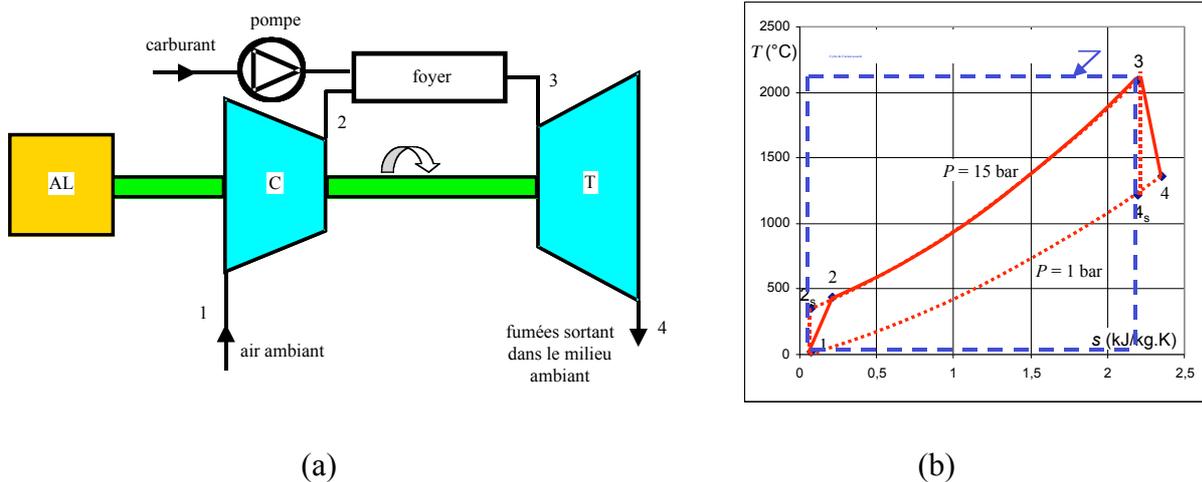


Figure 11 : Turbine à combustion (méthane en combustion stœchiométrique, taux de compression de 15 et rendements isentropiques de compresseur et de turbine de 0,8 et 0,85)

Pour le rendement exergetique, l'exergie utile est le travail technique alors que l'exergie utilisée est celle contenue dans le mélange combustible à température ambiante (équation (13)) :

$$\eta_{ex} = -\frac{W_t}{Ex_{mél\ comb}} \quad (32)$$

Le cycle de Carnot équivalent doit s'inscrire entre la température ambiante et la température équivalente d'une source de chaleur qui disposerait de la même énergie conduisant à la même exergie, puisqu'étant une machine réversible. En effet, le rendement exergétique de la machine de Carnot doit être égal à l'unité. On écrit :

$$Ex_{mél\ comb} = PCI \left(1 - T_a / T_{M\ équiv} \right) \text{ et } \eta_{enC} = \frac{T_{M\ équiv} - T_a}{T_{M\ équiv}} \quad (33)$$

Dans ces conditions, on retrouve une identité entre le rendement exergétique et le rapport des rendements de la machine et celui de la machine de Carnot qui lui est associée :

$$\frac{\eta_{en}}{\eta_{enC}} = \eta_{ex} \quad (34)$$

Cependant, il convient de noter que dans de nombreuses publications, la température maximum du cycle de Carnot associé est prise égale à la température maximum atteinte par les fumées dans le moteur (2100 °C environ dans l'exemple de la figure 11). Cette manière de procéder conduit à un rendement de Carnot inférieur, donc à un meilleur rapport des rendements énergétiques, ce qui laisse supposer moins d'irréversibilités pour la machine réelle. En réalité, en procédant de la sorte, on ne prend pas en compte les irréversibilités de la combustion elle-même et, bien évidemment, le rapport des rendements énergétiques n'est plus égal au rendement exergétique, qui rend compte effectivement de toutes les irréversibilités.

En conclusion de la présentation de ces exemples, on doit souligner que *la comparaison entre le rendement énergétique d'un système réel et celui de la machine de Carnot associée donne la mesure des irréversibilités de la machine réelle au même titre que son rendement exergétique. Il convient cependant de porter une attention particulière aux niveaux de températures retenus pour la machine réversible de référence. Notamment, l'une des deux températures doit être égale à la température ambiante, l'autre est à particulariser selon le procédé étudié.*

3.2. Analyse par composant d'un système

Si le rendement global, énergétique ou exergétique, d'un système est intéressant, il est important, pour l'optimiser, de faire une analyse des irréversibilités composant par composant. Cette analyse doit être faite sur la base du deuxième principe de la thermodynamique, donc en utilisant soit les bilans entropiques, soit les bilans exergétiques. Nous privilégions ici ces derniers en considérant les pertes exergétiques introduites par chaque composant d'un système et leurs rendements exergétiques. Afin de mettre en évidence l'intérêt de cette méthode et les interprétations qui s'ensuivent, on reprend deux des cas présentés dans le paragraphe 3.1.

3.2.1. Machine frigorifique - Pompe à chaleur

Les Figures 12a et 12b représentent les diagrammes énergétique et exergétique de Sankey respectivement d'une machine frigorifique et d'une pompe à chaleur. Dans de telles installations, l'évaporateur fournit l'énergie au système alors que le compresseur fournit

l'exergie qui, *in fine*, avec une certaine perte, va à la source froide dans le cas de la machine frigorifique, à la source chaude dans le cas de la pompe à chaleur.

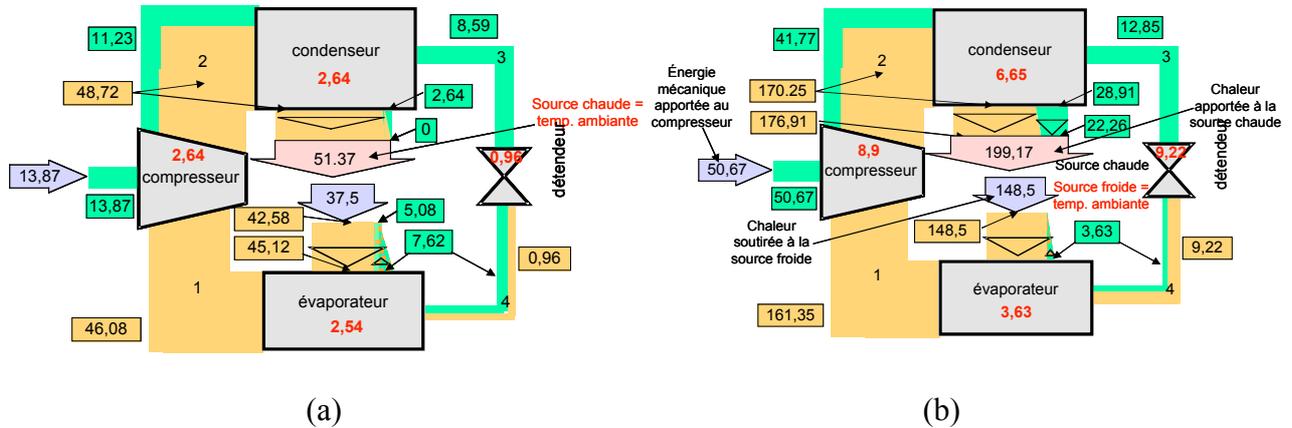


Figure 12 : Diagramme exergétique de Sankey (unités : kcal/kg de fluide frigorigène)
 a) machine frigorifique – b) pompe à chaleur (b)

Les conditions du calcul sont les suivantes :

- pour la machine frigorifique : fluide frigorigène, R22 ; température du caloporteur au condenseur = température ambiante = 20 °C ; température du frigoporteur (eau glycolée) = -15 °C ; température du frigorigène à la condensation = 30 °C, à l'évaporation = -25 °C ; la compression est adiabatique avec un rendement isentropique de 75 % ; il n'y a ni surchauffe, ni sous-refroidissement du fluide frigorigène ;
- pour la pompe à chaleur : fluide frigorigène, R142b ; température du frigoporteur (eau glycolée) à l'évaporateur = température ambiante = 5 °C ; température du caloporteur au condenseur = 40 °C ; température du frigorigène à la condensation = 50 °C, à l'évaporation = -5 °C ; la compression est adiabatique avec un rendement isentropique de 75 % ; il n'y a ni surchauffe, ni sous-refroidissement du fluide frigorigène.

Sur chacun des diagrammes de Sankey sont notés : les points de références sur le cycle (1, 2, 3 et 4) ; les flux et les valeurs des exergies (en vert) et des anergies (en orange) aux bornes des composants. L'énergie qui transite d'un composant à l'autre correspond à la somme algébrique de l'exergie et de l'anergie. Les valeurs des pertes d'exergie (ou création d'anergie) sont notées sur chacun des composants. On note que :

- pour la machine frigorifique, le condenseur ne donne aucune exergie au milieu extérieur, ce qui est normal puisque la chaleur (51,37 kcal/kg de fluide frigorigène) cédée à ce milieu à température ambiante a un contenu exergétique nul. L'évaporateur fournit au frigoporteur une quantité d'exergie égale à 5,08 kcal/(kg). Comme au niveau du compresseur, le fluide reçoit 13,87 kcal/kg d'exergie sous forme d'énergie mécanique, le rendement exergétique de la machine vaut 37 %, alors que son rendement énergétique (ou coefficient de performance est égal à 2,7 soit 270 %). Le coefficient de performance de la machine de Carnot associée, c'est-à-dire fonctionnant entre -15 °C (température du frigoporteur) et 20 °C (température ambiante) est égal à 7,38 soit 738%. Le rapport entre ces rendements énergétiques est bien égal à la valeur du rendement exergétique, soit 37 %. Quand on compare les composants du système sur le plan de leurs pertes exergétiques (égales à la différence entre l'exergie qui sort en totalité du composant et celle qui y rentre, en totalité), on note que le condenseur et le compresseur ont les mêmes pertes (2,64 kcal/kg), légèrement supérieures à celles de l'évaporateur (2,54 kcal/kg). Le détendeur, organe à fonctionnement totalement

irréversible, ne dégrade que 0,96 kcal/kg. D'autres calculs peuvent également être conduits : celui du rendement exergetique de chaque composant (même définition que pour un système – équation (21)) et celui du rapport entre la perte exergetique (ou exergetie détruite ex_d) et l'énergie transmise par le composant que l'on appelle aussi taux d'irréversibilités. Ces valeurs sont données dans le tableau 1 qui récapitule tous les résultats. Les conclusions de l'analyse composant par composant ne sont pas péremptoires car les conclusions dépendent fortement du critère choisi. Ainsi, par exemple, le compresseur et le condenseur sont les composants qui dégradent le plus l'exergie alors que le rendement exergetique du compresseur est le meilleur de tous et le rapport de l'exergie détruite à l'énergie transmise par ce composant est le plus important, si on excepte celui le détendeur dont la vocation exergetique est une destruction pure et simple. Sur un plan intrinsèque, il convient de privilégier le dernier rapport qui compare en fait la destruction d'exergie d'un composant à son importance énergétique, donc qui donne une idée correcte et relative des irréversibilités qui s'y développent.

Machine frigorifique	Totalité du système	η_{ex} (%)	COP	COP_C	COP/COP_C
		37	2,7	7,38	0,37
	Analyse par composant	composant	ex_d (kcal/kg)	η_{ex} (%)	$ex_d/énergie$ (%)
		compresseur	2,64	81	19,0
		condenseur	2,64	0	5,1
		évaporateur	2,54	67	6,8
détendeur	0,96	0	∞		
Pompe à chaleur	Totalité du système	η_{ex} (%)	COP	COP_C	COP/COP_C
		43,9	3,93	8,95	0,44
	Analyse par composant	composant	ex_d (kcal/kg)	η_{ex} (%)	$ex_d/énergie$ (%)
		compresseur	8,9	82	17,6
		condenseur	6,65	77	3,3
		évaporateur	3,63	0	2,4
détendeur	9,22	0	∞		

Tableau 1 : Efficacités énergétique et exergetique de machines génératrices (température ambiante – 20 °C - égale à la température du caloporteur pour la machine frigorifique, égale à la température du frigoporteur pour la pompe à chaleur)

- le cas de la pompe à chaleur est traité de la même manière. Tous les résultats sont donnés dans le tableau 1. La conclusion sur les critères est la même.

La température de référence à l'ambiante a une importance certaine dans le cas des machines frigorifiques et des pompes à chaleur qui fonctionnent à des températures proches de cette température (ce qui n'est pas le cas des moteurs). En effet, la différence entre l'énergie thermique et sa valeur exergetique fluctue de manière sensible pour de faibles variations de la température de référence. A titre d'exemple, on donne dans le tableau 2 les résultats de l'étude dans laquelle seule la température du milieu ambiant a été modifiée. Elle est prise égale à 15 °C dans chacun des deux cas au lieu d'être prise égale à la température du caloporteur ou du frigoporteur. C'est le rendement exergetique du composant travaillant au plus proche de la température ambiante qui est le plus affecté par cette référence. Alors que ce rendement est nul lorsque la température ambiante est prise égale à celle du fluide porteur, il peut devenir relativement bon quand ces deux températures diffèrent. A noter également que, dans ce cas, le rapport des COP réel et de Carnot n'est plus égal au rendement exergetique global.

Machine frigorifique	Totalité du système	η_{ex} (%)	COP	COP_C	COP/COP_C
		31	2,7	7,38	0,37
	Analyse par composant	composant	ex_d (kcal/kg)	η_{ex} (%)	$ex_d/énergie$ (%)
		compresseur	2,59	81	18,7
		condenseur	2,59	25	5,0
évaporateur		2,50	64	6,7	
détendeur	0,94	0	∞		
Pompe à chaleur	Totalité du système	η_{ex} (%)	COP	COP_C	COP/COP_C
		43,9	3,93	8,95	0,44
	Analyse par composant	composant	ex_d (kcal/kg)	η_{ex} (%)	$ex_d/énergie$ (%)
		compresseur	9,2	82	18,2
		condenseur	6,89	70	3,4
évaporateur		3,76	59	2,5	
détendeur	9,56	0	∞		

Tableau 2 : Efficacités énergétique et exergetique de machines génératrices (température amiante égale à 15 °C)

3.2.2. Turbine à combustion

Le cas de la turbine à combustion schématisée sur la Figure 11a est repris pour une analyse exergetique par composant. Deux cas sont considérés : celui d'une combustion stœchiométrique (Figure 13a) et celui d'une combustion avec un excès d'air de 100 % (Figure 13b).

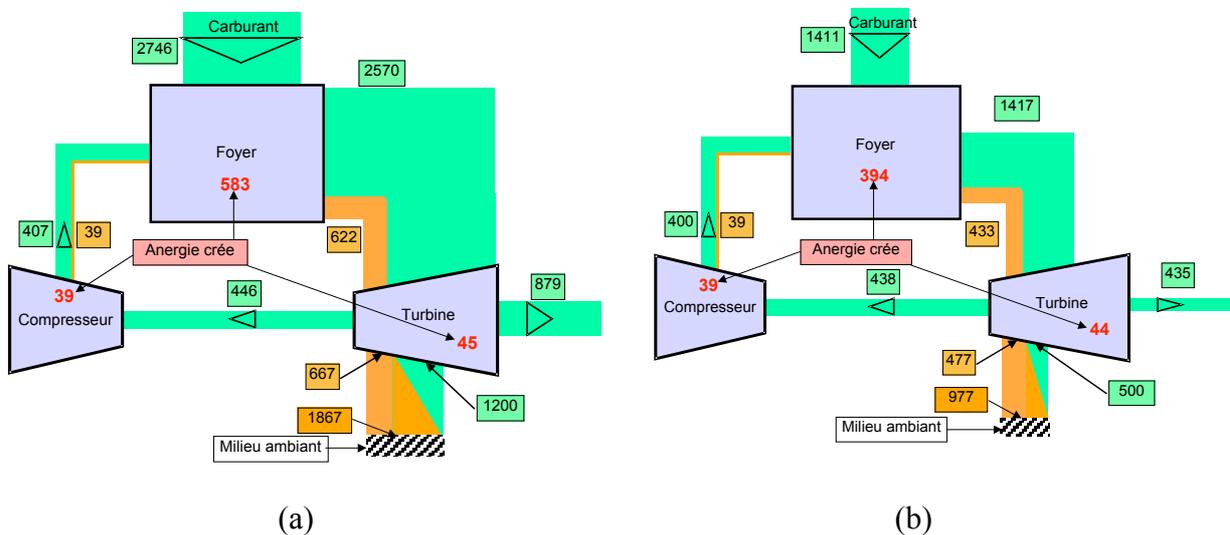


Figure 13 : Diagramme exergetique de Sankey d'une turbine à combustion interne de méthane (taux de compression de 15 et rendements isentropiques de compresseur 0,8 et de turbine 0,85 – unités : kJ/kg de mélange carburant + air)
 a) combustion stœchiométrique b) combustion avec excès d'air de 100 %

Avec ce type de machine, on peut faire exactement les mêmes calculs que dans le cas des machines génératrices. Pour chacun des cas présentés sur la Figure 13, les résultats sont donnés dans le tableau 3. Dans les calculs exergetiques, l'exergie du carburant est prise égale à son PCI , ce qui revient à négliger (équation (13)) la variation d'entropie entre le mélange et

les fumées en équilibre avec le milieu ambiant et donc à considérer que cette énergie est de l'exergie pure. Cette hypothèse simplificatrice conduit alors à un rendement énergétique d'une telle installation égal à son rendement exergetique. En effet, l'exergie utile est l'énergie mécanique récupérable sur l'arbre de la turbine à combustion, exergie pure, et l'exergie utilisée est l'énergie chimique fournie au foyer que l'on a considéré également comme de l'exergie pure.

Combustion stoechiométrique	Totalité du système	η_{ex} (%)	η_{en} (%)	$(\eta_{en C})_{T\text{ gaz}}$ (%)	$\eta_{en} / (\eta_{en C})_{T\text{ gaz}}$	
		32	32	88	0,37	
	Analyse par composant	composant	ex_d (kJ/kg)	η_{ex} (%)	$ex_d/\text{énergie}$ (%)	
		compresseur	39	91,2	8,7	
		foyer	583	81,8	21,2	
		turbine	45	98,5	3,4	
échappement	1200	0	∞			
Combustion avec excès d'air	Totalité du système	η_{ex} (%)	η_{en} (%)	$(\eta_{en C})_{T\text{ gaz}}$ (%)	$\eta_{en} / (\eta_{en C})_{T\text{ gaz}}$	
		29,1	29,1	81,9	0,35	
	Analyse par composant	composant	ex_d (kJ/kg)	η_{ex} (%)	$ex_d/\text{énergie}$ (%)	
		compresseur	39	91,2	8,9	
		foyer	394	78,2	27,9	
		turbine	44	96,9	5,0	
échappement	500	0	∞			

Tableau 3 : Efficacités énergétique et exergetique d'une turbine à combustion (température amiante égale à 20 °C)

Cette hypothèse implique également que le mélange combustible est équivalent à une quantité de chaleur à une température infinie. Le rendement de la machine de Carnot associée est ainsi égal à l'unité. Dans le tableau 3, cette valeur a été remplacée par celle du rendement de Carnot calculé (comme cela se pratique souvent) avec la température maximum atteinte par les gaz au cours du cycle (2100 °C dans le cas stoechiométrique, 1350 °C avec excès d'air). Un tel rendement de Carnot est bien sûr inférieur à 1 et si on rapporte le rendement de la machine réelle à ce rendement, la valeur obtenue est supérieure au rendement exergetique. Comme cela a été souligné plus haut (§ 3.1.3), la différence provient de la non prise en compte de l'irréversibilité de la réaction de combustion.

La perte exergetique la plus importante, et de loin, a lieu à l'échappement, puis dans le foyer où le taux d'irréversibilité est de l'ordre de 25 % (21,2 % en combustion stoechiométrique, presque 28 % en combustion avec 100 % d'excès d'air). Pour l'échappement, ce résultat montre la nécessité de récupérer une partie de l'enthalpie des gaz lorsque cela est techniquement possible. La turbine a un taux d'irréversibilité inférieur à celui du compresseur du fait d'un meilleur rendement isentropique. Enfin, il apparaît nettement que les performances de la machine sont dégradées par la présence d'air en excès dans la combustion.

4. THERMO-ECONOMIE

Si les analyses exergetiques se complètent sur le plan technique puisqu'elles associent premier et deuxième principes de la thermodynamique et qu'à ce titre, elles permettent de guider l'ingénieur ou le chercheur dans ses choix techniques et scientifiques, elles ne conduisent en général pas au choix définitif d'un procédé, choix qui est soumis à des critères

économiques. Une manière d'associer les deux déterminants est la thermo-économie illustrée, ci-dessous, par deux exemples : celui de l'intérêt économique de la cogénération et celui de l'optimisation exergo-économique d'une machine frigorifique.

4.1. Analyse thermo-économique de la cogénération

Le chiffrage de l'intérêt de la cogénération peut s'appuyer sur plusieurs types de considérations : énergétique, économique ou exergétique. Dans la suite, on développe de manière simple ces trois possibilités. Pour cela, on considère une production de puissance électrique \dot{W}_e et de puissance thermique à des fins de chauffage \dot{Q}_c . On note par CE le **coefficient électrique** qui représente le rapport entre la puissance électrique et la puissance thermique à fournir :

$$CE = \frac{\dot{W}_e}{\dot{Q}_c} \quad (35)$$

Ce rapport est de l'ordre de l'unité si on globalise sur la France la production électrique et la consommation d'énergie pour le chauffage. Généralement, les productions ont lieu de manière séparée (cas A - Figure 14a). Elles pourraient avoir lieu par cogénération (cas B - Figure 14b). Dans le cas A, on suppose que le rendement énergétique de production thermique de la chaudière vaut η_c alors que le rendement énergétique de production d'énergie électrique par l'installation motrice à vapeur (IMV) vaut η_e . Le cas B est un cas de cogénération par soutirage tel celui représenté sur la Figure 15. Schématiquement, le cas B correspond à la production séparée en deux de l'énergie électrique : d'une part, une production d'une puissance \dot{W}_{e1} avec rejet thermique \dot{Q}_m à la température de l'environnement T_a (à contenu exergétique nul) et un rendement $\eta_{e1} = \eta_e$, d'autre part, une production d'une puissance \dot{W}_{e2} avec un rendement $\eta_{e2} < \eta_e$ du fait de la récupération de la chaleur \dot{Q}_c à une température T'_c supérieure à la température ambiante (à contenu exergétique non nul). Du fait de pertes en ligne, on admet qu'une partie \dot{Q}_c seulement de cette chaleur, à température T_c , est utilisable dans un réseau de chauffage.

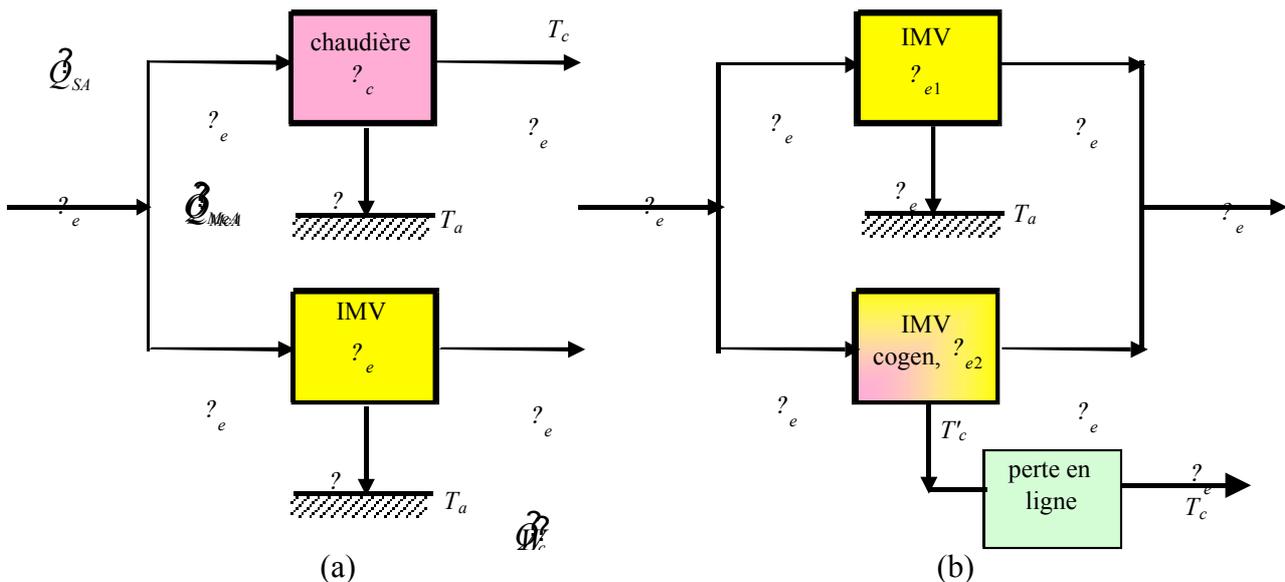


Figure 14 : Production conjointe de chaleur et d'électricité
 a) production séparée ; b) production combinée (avec cogénération)

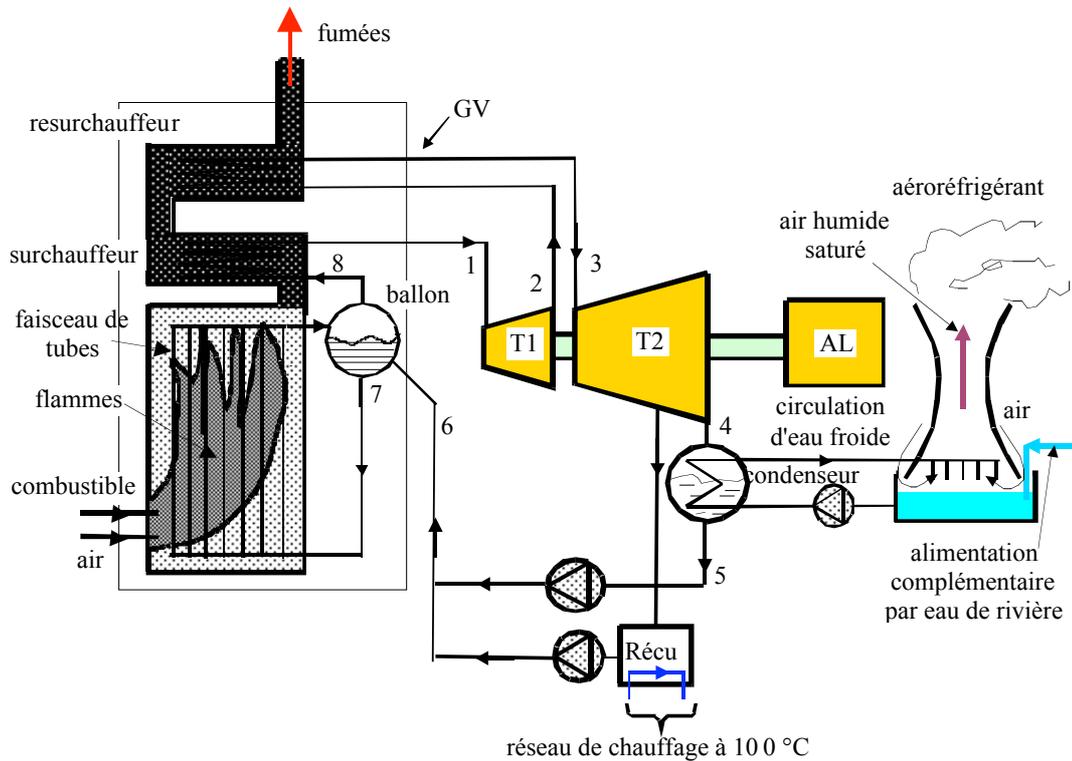


Figure 15 : Schéma d'une IMV à soutirage de vapeur et récupération de chaleur par un réseau de chauffage

4.1.1. Intérêt énergétique

Afin de chiffrer l'intérêt énergétique de la cogénération, une étude comparative des deux systèmes est faite à partir du premier principe de la thermodynamique, en prenant pour base la quantité de chaleur à fournir \dot{Q}_c et une valeur du coefficient électrique CE variable. Les paramètres étudiés sont la quantité d'énergie primaire \dot{Q}_S à fournir ainsi que le rendement global de production thermoélectrique η_g :

$$\eta_g = \frac{\dot{W}_e + \dot{Q}_c}{\dot{Q}_S} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_S} (1 + CE) \quad (36)$$

Pour le cas A, on obtient :

$$\dot{Q}_{SA} = \dot{Q}_c \left(\frac{1}{\eta_c} + \frac{CE}{\eta_e} \right) \quad (37)$$

$$\eta_{gA} = \frac{1 + CE}{\frac{1}{\eta_c} + \frac{CE}{\eta_e}} \quad (38)$$

Pour le cas B, l'application du premier principe donne :

$$\dot{Q}_{SB} = \dot{Q}_c \left[\frac{1}{\eta_{el} \eta_{pq}} \frac{\eta_{e1} - \eta_{e2}}{1 - \eta_{e2}} + \frac{CE}{\eta_{e1}} \right] \quad (39)$$

$$\eta_{gB} = \frac{1 + CE}{\left[\frac{1}{\eta_{e1}\eta_{pq}} \frac{\eta_{e1} - \eta_{e2}}{1 - \eta_{e2}} + \frac{CE}{\eta_{e1}} \right]} \quad (40)$$

où η_{pq} est le rendement de pertes en ligne de la chaleur.

La Figure 16 donne l'évolution des rendements globaux en fonction du coefficient électrique CE pour des valeurs fixées des rendements. Le rendement de pertes en ligne est pris égal à 0,9. Les valeurs des rendements $\eta_e = \eta_{e1} = 0,469$; $\eta_{e2} = 0,377$ sont :

- d'une part, celle du cycle théorique de Hirn (avec détente isentropiques) avec resurchauffe fonctionnant à des température et pression maximums de 550 °C et 160 bar, des température et pression minimums de 24 °C et 30 mbar et une pression intermédiaire de 22 bar ;
- d'autre part, celle d'un cycle analogue mais ayant une température minimum $T_c = 100$ °C et une pression minimum de 1 bar. On prend donc en compte, sur cet exemple la très forte diminution du rendement d'une IMV avec l'élévation de la température de la source froide.

La Figure 16 met en évidence l'influence notable du coefficient électrique sur l'intérêt énergétique de la cogénération. Pour $CE = 0,672$, la production électrique est due uniquement à la cogénération. Le rendement global de production est alors maximum (94 %). Le gain de consommation d'énergie primaire par rapport à la production séparée $\dot{Q}_{SA} / \dot{Q}_{SB}$ est de 43 %. Puis, au fur et à mesure que CE augmente, la part de la production d'énergie électrique non cogénérée augmente, ce qui diminue le rendement global de l'installation et le gain de consommation primaire. Ainsi pour $CE = 3$, celui-ci n'est plus que de 11 %, ce qui cependant est encore intéressant sur le plan énergétique.

Figure 16 : Intérêt énergétique de la cogénération en fonction du coefficient électrique

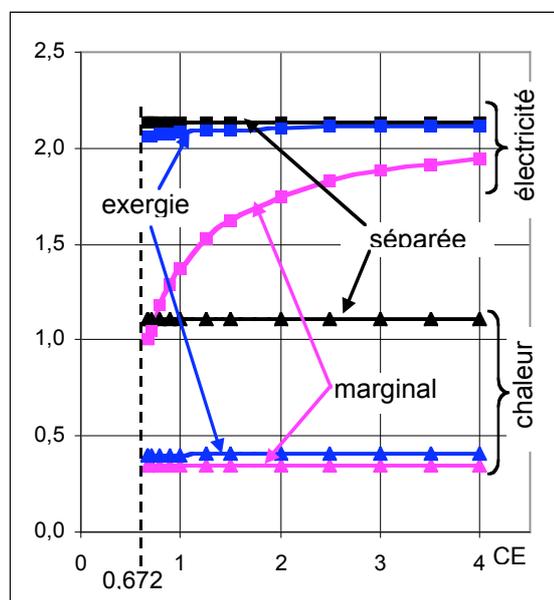


Figure 17 : Comparaison des coûts relatifs (prix de vente sur prix chargé de l'énergie : Pr/Pr_{ep}) selon la méthode employée

4.1.2. Analyse économique

L'étude économique est réalisée à partir des coûts. L'analyse suivante, bien que simplifiée, donne des tendances intéressantes. On suppose que le prix de revient de l'énergie correspond au prix de l'énergie primaire (combustible fossile, combustible nucléaire, etc.) chargé des coûts d'investissement et d'exploitation, égal à Pr_{ep} par unité d'énergie (€/kWh), et unique quel que soit le procédé (ce qui est sans doute critiquable, mais simplifie le raisonnement).

Si on élimine la problématique des bénéficiaires, pour le cas A, le prix de vente des énergies devra être le suivant (Figure 17 – production séparée) :

- $Pr_c = Pr_{ep} / \eta_c$ par unité d'énergie pour la chaleur ;
- $Pr_e = Pr_{ep} / \eta_e$ par unité d'énergie pour l'électricité.

Pour le cas B (production cogénérée), la solution est quelque peu plus complexe, le prix de vente de l'une ou de l'autre des énergies pouvant se faire au coût marginal : l'une des deux formes d'énergie est vendue au prix du marché, le prix de l'autre étant calculé à partir du simple surcoût de production occasionné par la cogénération. Cette solution revient à minimiser fortement le coût de l'une ou de l'autre forme d'énergie.

Solution 1 : la chaleur est considérée comme un sous-produit vendu au coût marginal. L'électricité est vendue à son prix du marché en production classique : $(Pr_e)_1 = Pr_{ep} / \eta_e$. Le prix de vente de la chaleur doit être tel que le prix de vente total couvre les frais, c'est-à-dire le prix de l'énergie primaire chargé :

$$Pr_{ep} \mathcal{Q}_{SB} = (Pr_c)_1 \mathcal{Q}_c + (Pr_e)_1 \mathcal{W}_e \quad (41)$$

soit :

$$(Pr_c)_1 = \left(\frac{\mathcal{Q}_{SB}}{\mathcal{Q}_c} - \frac{CE}{\eta_e} \right) Pr_{ep} \quad (42)$$

Solution 2 : l'électricité est considérée comme un sous-produit vendu au coût marginal. La chaleur est vendue à son prix du marché : $(Pr_c)_2 = Pr_{ep} / \eta_c$. Le prix de vente de l'électricité doit respecter l'équation suivante :

$$Pr_{ep} \mathcal{Q}_{SB} = (Pr_c)_2 \mathcal{Q}_c + (Pr_e)_2 \mathcal{W}_e \quad (43)$$

soit :

$$(Pr_e)_2 = \frac{1}{CE} \left(\frac{\mathcal{Q}_{SB}}{\mathcal{Q}_c} - \frac{1}{\eta_c} \right) Pr_{ep} \quad (44)$$

La combinaison de ces équations avec l'équation (39) conduit aux résultats présentés sur la Figure 17. Les rendements de conversion sont les mêmes que ceux utilisés pour l'étude énergétique.

On note d'après cette figure que les prix de vente de chacun des deux types d'énergie diffèrent considérablement d'une hypothèse à l'autre, ce qui confirme la réalité d'une vente au coût marginal. Cependant, si la chaleur produite par cogénération est vendue au prix marginal 3,2 fois moins chère qu'à partir d'une production classique quel que soit CE , le rapport pour l'électricité varie entre 2,1 et 1,1 lorsque le coefficient électrique passe de 0,672 à 4.

4.1.3. Analyse exergo-économique

Ce type d'analyse couple l'étude exergétique des procédés et leur analyse économique. Elle confère à l'énergie sa vraie valeur et traduit économiquement cette réalité en coûts. Pour cela, on fixe le coût exergétique global du procédé de cogénération Pr_{ex} à partir du coût chargé de l'énergie primaire consommée et du contenu exergétique des énergies mises en jeu. Le contenu exergétique de la chaleur est donné par l'équation (5) ; l'électricité a un contenu exergétique égal à la quantité d'énergie. L'équation des coûts est alors la suivante :

$$Pr_{ep} \mathcal{E}_{SB} = Pr_{ex} \left[\mathcal{E}_e + \mathcal{E}_c \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right] \quad (45)$$

Avec ce concept, les prix de vente de chaque type d'énergie doivent être les suivants :

pour l'électricité :

$$(Pr_e)_3 = Pr_{ex} = \frac{\mathcal{E}_{SB}}{\mathcal{E}_c} \left[\frac{1}{CE + \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right)} \right] Pr_{ep} \quad (46)$$

pour la chaleur :

$$(Pr_c)_3 = \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right) Pr_{ex} \quad (47)$$

L'évolution de ces prix de vente de la chaleur et de l'électricité est représentée sur la Figure 17, pour laquelle, la température de livraison de la chaleur a été prise égale à 90 °C, soit une baisse de température en ligne de 10 K. On peut faire les constatations suivantes :

- compte tenu du faible contenu exergétique de la chaleur (facteur de Carnot égal à 0,193 dans notre exemple), le prix de vente de l'exergie (ou de l'électricité dans ce concept exergétique) reste légèrement inférieur au prix de vente du "marché" de l'électricité. Il correspond à 96,7 % de ce prix pour $CE = 0,672$ (cogénération pure) et tend vers 1 pour les valeurs élevées de CE ;
- le prix de vente de la chaleur est nettement inférieur au prix du marché : 36 % environ avec une valeur plus faible pour les faibles valeurs de CE (évolution de 35,7 % à 36,7 % pour une variation de CE de 0,672 à 4) ;
- le concept exergétique favorise le prix de vente des deux énergies, légèrement pour l'électricité, nettement plus pour la chaleur. Ce résultat est évidemment dû à l'amélioration du rendement global de la production cogénérée par rapport à la production séparée.

4.2. Optimisation exergo-économique

Il existe de nombreuses possibilités de coupler les analyses économiques aux contraintes énergétiques, voire exergétiques. L'une d'entre elles a été présentée ci-dessus. Nous allons en décrire une autre plus élaborée puisqu'elle conduit à une optimisation des systèmes et des procédés. Il s'agit de *l'analyse fonctionnelle exergo-économique*. Les autres méthodes pourront être étudiées dans la littérature correspondante.

4.2.1. Définitions et présentation générale

L'optimisation exergo-économique par l'approche de *l'analyse fonctionnelle exergétique* est basée sur deux opérations successives : la considération du système ou du procédé par le biais de ses composants et des réseaux d'essergie qui les relie (Figure 18) ; la mise en œuvre

d'une théorie d'optimisation basée sur la minimisation de certains critères et l'obéissance à certaines contraintes.

La notion d'*essergie* a été introduite initialement par Evans [3] puis utilisée par ses élèves dont M. Von Spakowsky [4] et R. Benelmir [5]. Elle est un terme générique qui initialement était une contraction de "essential energy" et que nous utilisons pour représenter aussi bien l'exergie que l'anergie et la *néganergie*. Nous avons introduit [6] cette dernière grandeur, qui est simplement *l'opposée de l'anergie* (d'où son nom) pour des raisons psychologiques de coûts d'entités consommées et non pas de coûts d'entités fournies. En effet, il sera vu plus loin que l'optimisation exergo-économique est basée non seulement sur le coût des utilités consommées, mais également sur une pénalisation économique due aux dégradations de l'énergie, donc à la création d'entropie celle concomitante d'anergie qui entraînera une destruction, donc une consommation, de néganergie. La Figure 19 illustre ces diverses évolutions dues aux irréversibilités.

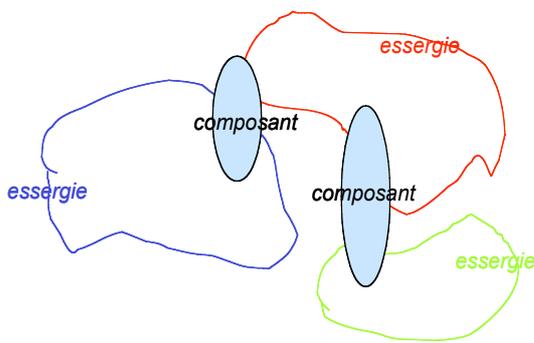


Figure 18 : Interconnexion des composants d'un système par un réseau essergétique

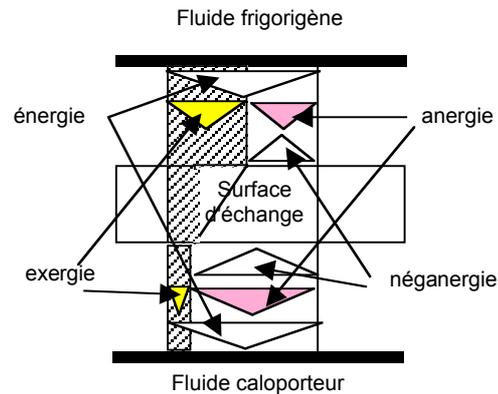


Figure 19 : Flux énergétique et essergétiques entre les fluides d'un condenseur

Dans l'analyse fonctionnelle essergétique, chaque composant a une fonction principale pour le système conduisant à un produit d'une nature essergétique donnée. Pour fournir ce produit, il a besoin de ressources (Figure 20).

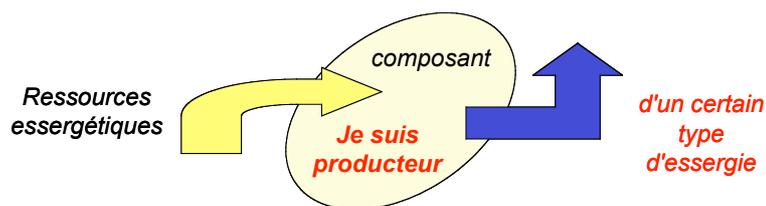


Figure 20 : Fonction essergétique d'un composant

Le lien entre les composants d'une part, entre les composants et le milieu extérieur (un fluide en général) d'autre part conduit à la représentation d'un *diagramme fonctionnel* sur lequel, outre les composants, figurent le réseau d'exergie et le réseau de néganergie (ou d'anergie). A travers les composants, ces réseaux forment des boucles ouvertes sur le milieu extérieur qui aura une signification de "marché extérieur" dans la partie économique de l'analyse. A titre d'exemple, sur la Figure 21 est représenté le diagramme fonctionnel essergétique d'une machine frigorifique. Sur le plan exergétique, cette machine est un producteur d'exergie pour le fluide frigoporteur par le biais de l'évaporateur ; le compresseur

est un producteur d'exergie pour le système, le condenseur est le producteur de néganergie pour le système. Cette néganergie est nécessaire au fonctionnement irréversible de la machine donc au développement d'une certaine puissance.

Le diagramme fonctionnel de cette figure peut être amélioré en faisant apparaître explicitement et quantitativement les irréversibilités du système. Les réseaux d'exergie et de néganergie respectent alors la représentation de Sankey comme sur la Figure 22 (sur un tel diagramme, les flux anergétiques sont simplement opposés aux flux de néganergie).

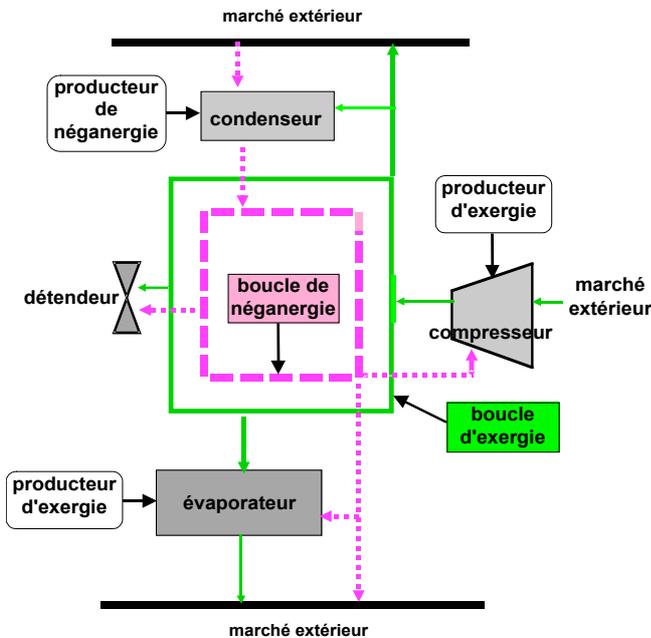


Figure 21 : Diagramme fonctionnel essergétique d'une machine frigorifique

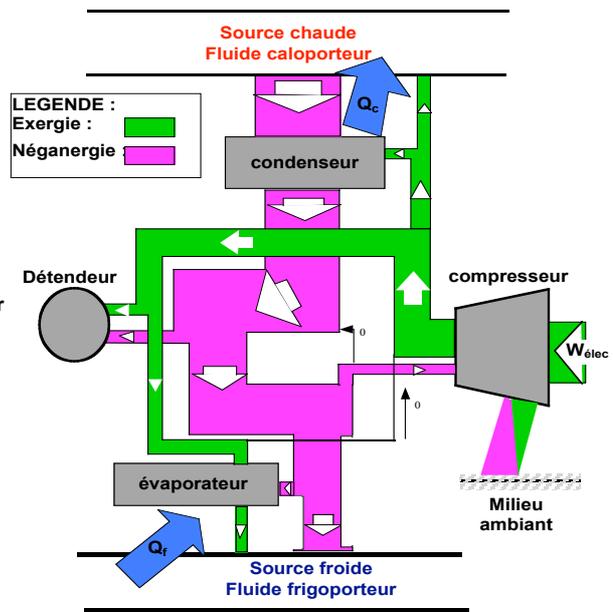


Figure 22 : Diagramme fonctionnel d'une machine frigorifique avec mise en évidence des irréversibilités

4.2.2. Intervention de l'économie

La dimension économique intervient dans les coûts unitaires affectés aux ressources et aux produits. Or, le coût unitaire du produit d'un composant doit être fonction du coût unitaire des ressources et des coûts unitaires de l'investissement, de la maintenance et opératoire. On peut écrire :

$$\lambda_{produit} = f(\lambda_{ressources}, \lambda_{maintenance}, \lambda_{opératoire}) \quad (48)$$

Comme cela a été indiqué plus haut, dans le cadre d'une analyse du type développement durable, on ajoute un coût au "déchet énergétique" que représentent les irréversibilités, soit à la destruction d'exergie, donc à la consommation de néganergie (concomitante à la création d'entropie ou d'anergie). On peut alors écrire un bilan économique (Figure 23) par unité de temps (en €/s) :

$$\lambda_P \mathcal{E}_P = \lambda_R \mathcal{E}_R + \lambda_D \mathcal{E}_D + \mathcal{E}_I \quad (49)$$

Les différents λ sont les coûts unitaires (€/J), les \mathcal{E} sont des puissances essergétiques et les indices représentent : P le produit essergétique, R les ressources (à l'exclusion de celles qui sont le reflet direct des dissipations comptabilisées dans le terme suivant), D les dissipations ou la consommation de néganergie (création d'anergie, d'entropie ou destruction d'exergie) et

\dot{Z}_i intègre le coût du capital, de la maintenance et le coût opératoire. On peut encore écrire pour ce taux de coût :

$$\dot{Z}_i = \frac{Z_i}{NOP} g_1 g_2 \quad (50)$$

où Z_i correspond à la valeur technique de l'investissement (taille de la machine, performances, qualité, etc.), g_1 est le coefficient de conversion monétaire, g_2 le facteur d'amortissement du capital et NOP la durée opératoire annuelle. La maintenance et la charge opératoire sont prises en compte dans la valeur technique de l'investissement.

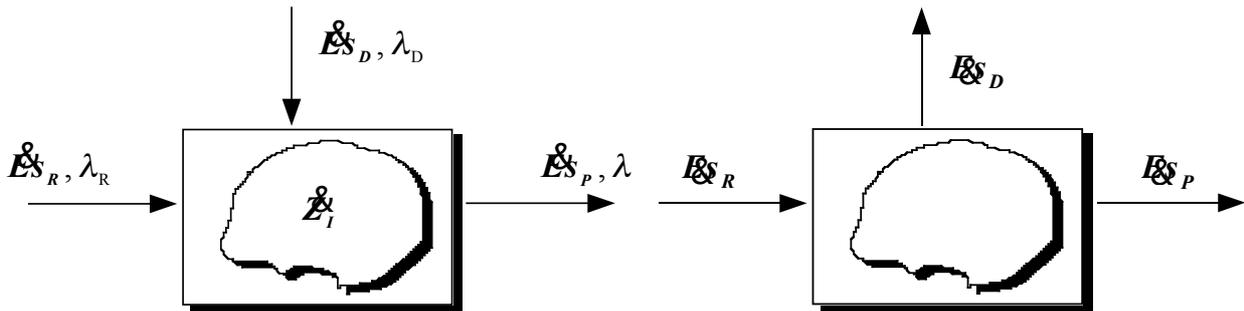


Figure 23 : Bilan des coûts sur un composant ou un système, voire un procédé

Figure 24 : Bilan exergétique

En fait, l'équation économique est contrainte par l'équation physique qui traduit les deuxième et premier principes de la thermodynamique : le bilan exergétique (Figure 24).

$$\dot{E}_{S_R} = \dot{E}_{S_P} + \dot{E}_{S_D} \quad (51)$$

\dot{E}_{S_D} est le taux de destruction d'exergie (ou de néganergie), compté positivement dans cette relation. C'est donc une sortie pour le bilan exergétique alors qu'il apparaît en entrée dans le bilan économique.

Dans l'étude exergo-économique, l'équation (50) est modifiée de manière à faire apparaître explicitement le **rapport de dissipation** ξ , qui est une mesure de la qualité de la machine, et le taux de production exergétique, qui est proportionnel à sa taille, les deux paramètres rendant compte de ses performances [7] :

$$\xi = \frac{\dot{E}_{S_D}}{\dot{E}_{S_P}} \quad (52)$$

On écrit :

$$\dot{Z}_i = b \frac{\dot{E}_{S_P}}{\xi^a} \quad (53)$$

Dans cette formulation, on admet implicitement que le coût d'un composant est proportionnel à sa puissance et dépend de l'inverse de son manque de qualité. Quel que soit le composant ou le système considéré, l'allure de cette fonction est celle de la Figure 25. Dans le paramètre b doivent intervenir tous les autres éléments apparaissant explicitement dans l'équation (50). Il est d'ailleurs possible de déterminer indirectement b à partir de l'équation (53) :

$$b = \exp \left[\log \frac{\dot{E}_1}{\dot{E}_P} + a \log \xi \right] \quad (54)$$

Avec cette nouvelle convention, le bilan économique s'écrit :

$$\lambda_P \dot{E}_P = \lambda_R \dot{E}_R + \lambda_D \dot{E}_D + \frac{b}{\xi^a} \dot{E}_P \quad (55)$$

ou, en tenant compte du bilan exergétique et après réduction :

$$\lambda_P = \lambda_R (1 + \xi) + \lambda_D \xi + \frac{b}{\xi^a} \quad (56)$$

Cette équation est à la base de l'étude de l'optimisation exergo-économique.

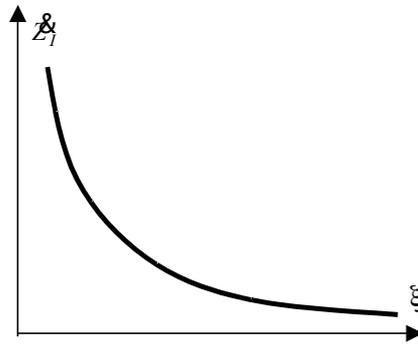


Figure 25 : Allure générale du coût d'un composant en fonction de son rapport de dissipation

4.2.3. Optimisation exergo-économique

Le choix économique d'un composant est toujours un compromis entre sa qualité énergétique (ou exergétique) et son coût, voire le coût du produit fourni, ici un produit essergétique. Ainsi, on cherche un minimum du coût unitaire du produit en fonction du rapport de dissipation :

$$\left(\frac{d\lambda_P}{d\xi} \right)_{opt} = \frac{d\lambda_R}{d\xi} + \frac{d(\lambda_R \xi)}{d\xi} + \frac{d(\lambda_D \xi)}{d\xi} + \frac{d\left(\frac{b}{\xi^a} \right)}{d\xi} = 0 \quad (57)$$

Comme pour toute étude économique, les coûts unitaires doivent faire appel à la notion de marché et d'acteurs de ce marché, ce qui est mis en évidence sur le diagramme fonctionnel par les relations des boucles essergétiques avec le milieu environnant. Ainsi, le coût des ressources essergétiques (exergie et néganergie) doit prendre en compte la réalité du marché avec lequel le composant est en relation. Les coûts unitaires des ressources exergétiques et néganergétiques (dissipation) sont donc fixés. Ainsi, l'équation (57) se simplifie et permet d'exprimer le rapport de dissipation optimum à prendre en compte :

$$\xi_{opt} = \left(\frac{ab}{\lambda_R + \lambda_D} \right)^{1/(1+a)} \quad (58)$$

et la valeur du coût unitaire optimisé du produit :

$$(\lambda_P)_{opt} = \lambda_R (1 + \xi_{opt}) + \lambda_D \xi_{opt} + \frac{b}{\xi_{opt}^a} \quad (59)$$

A partir de l'équation (58), on obtient :

$$\frac{b}{\xi_{opt}^a} = \frac{\xi_{opt}}{a} (\lambda_R + \lambda_D) \quad (60)$$

et une forme condensée du coût unitaire optimisé du produit :

$$(\lambda_P)_{opt} = \lambda_R + (\lambda_R + \lambda_D) \left(1 + \frac{1}{a}\right) \xi_{opt} \quad (61)$$

C'est l'ensemble des équations (58) et (61) qui va permettre l'optimisation des composants d'un système.

4.2.4. Application au cas d'une machine frigorifique

On ne considère que les éléments principaux de la machine frigorifique : compresseur, évaporateur, condenseur et détendeur, comme sur le diagramme fonctionnel de la figure 21 et on suppose que le compresseur fonctionne de manière adiabatique. On admet comme contrainte sur les coûts le fait que le coût unitaire d'un type d'essergie (exergie ou néganergie) est unique dans la boucle correspondante qui relie les composants. Ces coûts pourront être imposés par le composant qui fournit (ou produit) la grandeur essergétique correspondante au réseau :

- compresseur pour l'exergie,
- condenseur pour la néganergie.

Compresseur

Les échanges essergétiques du compresseur avec son environnement sont schématisés sur la Figure 26 sur laquelle le type d'essergie est particularisé.

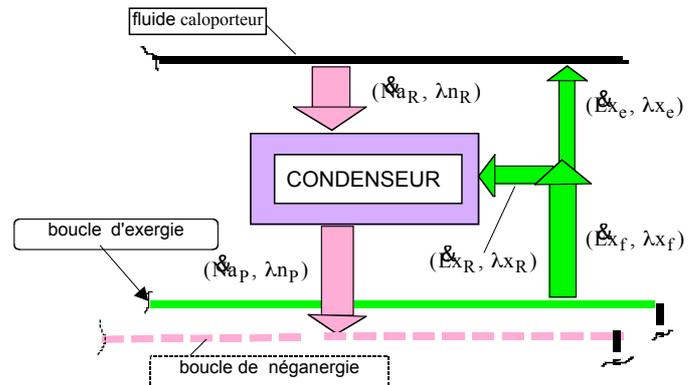


Figure 26 : Flux essergétiques et coûts unitaires pour le compresseur

Figure 27 : Flux essergétiques et coûts unitaires pour le condenseur

Il reçoit une puissance électrique \dot{E}_{el} qui correspond à de la puissance exergétique \dot{E}_{x_R} pure à un coût unitaire λ_{x_R} fixé par le prix du kilowatt.heure électrique vendu par l'opérateur de fourniture d'électricité :

$$\lambda_{x_R} \dot{E}_{x_R} = \lambda_{elec} \dot{E}_{el} \quad (62)$$

Il reçoit aussi une certaine puissance néganergétique \dot{N}_{a_R} (à cause de la dégradation de l'énergie noble dans le compresseur – perte exergétique et consommation corrélative de néganergie) à un coût unitaire λ_{n_R} fixé par le prix du réseau interne de néganergie (ou boucle de néganergie). Le rapport de dissipation est naturellement, pour ce composant :

$$\xi = \dot{N}_{a_R} / \dot{E}_{x_P} \quad (63)$$

En notant par λ_s la somme des coûts unitaires des essergies reçues, qui est un coût fixé :

$$\lambda_s = \lambda_{x_R} + \lambda_{n_R} \quad (64)$$

on peut déterminer, pour ce composant, le rapport de dissipation optimal (donc le type de compresseur) et le coût unitaire optimal du produit :

$$\xi_{opt} = \left(\frac{ab}{\lambda_s} \right)^{1/(1+a)} \quad \text{et} \quad (\lambda_{x_P})_{opt} = \lambda_{x_R} + \lambda_s \left(1 + \frac{1}{a} \right) \xi_{opt} \quad (65)$$

Ce coût unitaire sera imposé à la boucle d'exergie de la machine.

Condenseur

Le condenseur (Figure 27) reçoit une puissance exergétique \dot{E}_{x_R} de la boucle d'exergie au coût unitaire λ_{x_R} de la boucle d'exergie. Il reçoit également une puissance néganergétique \dot{N}_{a_R} du fluide caloporteur à un coût λ_{n_R} qui devra être calculé à partir du coût d'utilisation du caloporteur (consommation d'eau et énergie de pompage par exemple ou coût des ventilateurs et de la puissance utilisée pour véhiculer l'air à travers le compresseur, etc.). Le produit essergétique est la néganergie \dot{N}_{a_P} fournie à la boucle de néganergie. Le rapport de dissipation correspond à l'exergie détruite (toute l'exergie reçue par le condenseur) rapportée à la puissance néganergétique produite. En prenant les mêmes notations que ci-dessus, on peut alors écrire les équations suivantes :

$$\xi = \dot{E}_{x_R} / \dot{N}_{a_P} \quad ; \quad \xi_{opt} = \left(\frac{ab}{\lambda_s} \right)^{1/(1+a)} \quad \text{et} \quad (\lambda_{n_P})_{opt} = \lambda_{n_R} + \lambda_s \left(1 + \frac{1}{a} \right) \xi_{opt} \quad (66)$$

On obtient ainsi, à la fois le rapport de dissipation optimum, donc la qualité de l'échangeur à utiliser pour une puissance donnée, et le coût unitaire λ_{n_P} de la néganergie circulant dans la boucle.

Evaporateur

Les ressources essergétiques de l'évaporateur (Figure 28) sont à la fois de nature exergétique et néganergétique : \dot{E}_{x_R} , \dot{N}_{a_R} . Ces deux ressources proviennent de chacune des

deux boucles. Elles sont donc à un coût unitaire fixé : respectivement, λ_{x_R} et λ_{n_R} . La fonction essergétique de ce composant est de produire de l'exergie pour le fluide frigoporteur \dot{E}_{x_P} . La néganergie reçue par l'évaporateur étant entièrement détruite par irréversibilité, c'est elle qui doit être prise en compte dans le rapport de dissipation donné ci-après avec le rapport optimum de dissipation et le coût unitaire de l'exergie produite.

$$\xi = \dot{N}_{a_R} / \dot{E}_{x_P} \quad ; \quad \xi_{opt} = \left(\frac{ab}{\lambda_s} \right)^{1/(1+a)} \quad \text{et} \quad (\lambda_{x_P})_{opt} = \lambda_{x_R} + \lambda_s \left(1 + \frac{1}{a} \right) \xi_{opt} \quad (67)$$

On obtient ainsi, outre la qualité à retenir pour l'évaporateur, le coût unitaire du produit exergétique fourni au frigoporteur, donc, en définitive le prix de vente du kWh de froid :

$$\lambda_{froid} \dot{E}_{froid} = (\lambda_{x_P})_{opt} \dot{E}_{x_P} \quad (68)$$

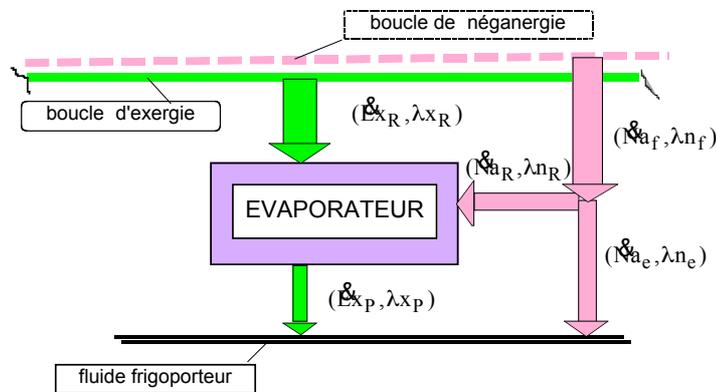


Figure 28 : Flux essergétiques et coûts unitaires pour l'évaporateur

Détendeur

Sur le plan du second principe, le détendeur est un composant qui ne fait que dégrader de l'énergie. Il ne peut donc pas être optimisé. Il consomme à la fois de l'exergie et de la néganergie ou, ce qui est identique, transforme de l'exergie en anergie.

Remarque

Pour la résolution de l'équation relative au compresseur, qui donne le coût de l'exergie au niveau de la boucle d'exergie, il a été supposé que le coût de la néganergie est fixé par la boucle de néganergie. Or, ce coût n'est déterminé qu'ensuite par le bilan sur le condenseur qui, lui-même, fait appel au coût de l'exergie au niveau de la boucle correspondante. Cette situation nécessite donc de mettre en œuvre un processus itératif entre la résolution du bilan de chacun de ces deux composants.

4.2.5. Conclusion

Bien que simple, l'exemple ci-dessus met bien en lumière ce type d'optimisation exergo-économique. La principale difficulté réside en fait dans la détermination des coefficients a et b de l'expression du coût du capital et de la maintenance. Ces paramètres ne peuvent être déterminés qu'après une étude exhaustive du marché des composants offerts dans un pays donné. Cela suppose que l'on dispose d'une banque de données importante et fiable de manière à en tirer des lois qui, de plus, ne seront valables que pour la période de temps qui a

servi à la réalisation de la banque. Une actualisation périodique sera nécessaire. De même, la détermination du coût unitaire d'une ressource essergétique n'est pas toujours facile, ce coût dépendant du lieu d'implantation du système et de la politique tarifaire.

Une autre difficulté apparaît dans le cas de systèmes et de composants complexes avec plusieurs entrées (ce qui est déjà le cas ici) et plusieurs sorties. Il peut aussi être délicat dans certains cas de faire un choix de fonction principale d'un composant qui peut effectivement en avoir plusieurs. Les boucles peuvent aussi avoir plusieurs alimentations à des coûts *a priori* différents. D'autres méthodes d'optimisation doivent alors être utilisées, comme celles basées sur les variables de Lagrange. Cependant, le principe d'optimisation reste le même.

5. CONCLUSION

Le but de cette présentation n'était pas de faire une revue bibliographique des diverses méthodes d'optimisation mettant en jeu la thermodynamique et ses principes, d'une part, les impératifs économiques d'autres part. De très nombreux articles existent dans ce domaine et les couplages entre aspects physiques et économiques y sont plus ou moins forts.

Il s'est agi plus fondamentalement de mettre en lumière, en s'appuyant sur des cas simples, l'intérêt d'une mise en œuvre des notions exergétiques et parfois les difficultés afférentes quant à l'interprétation des résultats. La méthode exergo-économique présentée n'est actuellement pas utilisée dans les milieux industriels. Cela provient du manque de pratique qu'ont les ingénieurs en matière exergétique, d'une part, du couplage fort entre thermodynamique et économie d'autre part. Par ailleurs, cette méthode implique non seulement un coût pour l'énergie noble consommée mais également un coût pour la dégradation de cette énergie. Cela revient à faire payer les ressources au sens classique du terme et les "déchets" énergétiques, ce qui est beaucoup moins courant et peu acceptable *a priori* dans le secteur énergétique actuel. On note cependant que depuis un certain temps déjà, en matière de développement durable, on n'hésite plus à "facturer" non seulement les entrées dans un procédé, mais également, et sous diverses formes, les déchets induits par le procédé (mises en décharge, fluides rejetés, etc.). L'application de ces méthodes au cas énergétique verra vraisemblablement le jour dans un avenir plus ou moins proche.

Nomenclature

A_n	anergie, J	N	nombre de moles, mol
a_n	anergie massique, J/kg	n	nombre de moles massique, mol/kg
COP	coefficient de performance	Na	néganergie, J
E_c	énergie cinétique, J	\dot{N}_a	puissance néganergétique, W
e_c	énergie cinétique massique, J/kg	P	pression, N/m^2
\dot{E}_{el}	puissance électrique, W	PC	pouvoir calorifique, J/kg
E_n	énergie d'un système quelconque, J	PCI	pouvoir calorifique inférieur, J/kg
e_p	énergie potentielle massique, J/kg	Q	énergie thermique, chaleur, J
E_p	énergie potentielle, J	\dot{Q}	puissance thermique, W
E_s	essergie, J	q	énergie thermique massique, J/kg
\dot{E}_s	puissance essergétique, W	S	entropie, J/K
E_x	exergie, J	s	entropie massique, $J/K.kg$
\dot{E}_x	puissance exergétique, W	s'	création d'entropie massique, $J/K.kg$
e_x	exergie massique, J/kg	T	température, K
h	enthalpie massique, J/kg	U	énergie interne, J
h_t	enthalpie massique totale, J/kg	u	énergie interne massique, J/kg
		V	volume, m^3

v	volume massique, m^3/kg	a	ambient
W	énergie mécanique, travail, J	C	Carnot
\dot{W}	puissance, W	c	chauffage
\dot{W}_t	puissance mécanique technique, W	d, D	détruite, dissipée
w_t	travail technique massique, J/kg	e	électrique
\dot{Z}	taux de coût, $€/s$	en	énergétique
		ep	énergie primaire
		ex	exergétique
		f	fumées
		g	global
		i	élément i
		M	maximum
		m	minimum
		P, p	produit
		pq	pertes de chaleur
		Q	thermique
		R	ressource

Symboles grecs

λ	coût unitaire, $€/J$
λ_x	coût unitaire de l'exergie, $€/J$
λ_n	coût unitaire de la néganergie, $€/J$
Θ	facteur de Carnot
μ	potentiel chimique, J/mol
η	rendement
ξ	rapport de dissipation

Indices, Exposants

Références

- [1] R. Benelmir, A. Lallemand, M. Feidt, Analyse exergétique, *Les techniques de l'Ingénieur*, BE 8015, 2002.
- [2] L. Borel, Thermodynamique et énergétique, *Presses polytechniques romandes*, 1983.
- [3] R.B. Evans, A proof that essergy is the only consistent measure of potential work, *Thesis Ph.D, Dartmouth College*, 1969.
- [4] M.R. von Spakovsky, A practical generalized analysis to the optimal thermoeconomic and improvement of real world thermal system, *Thesis Ph.D, Georgia Institut of Technology*, 1986
- [5] R. Benelmir, Second law analysis of cogeneration cycle, *Thesis Ph.D, Georgia Institut of Technology*, 1989.
- [6] R. Benelmir, A. Lallemand, Optimisation thermo-économique des machines frigorifiques et pompes à chaleur, *Journée SFT, Paris*, 8 Avril 1992.
- [7] J. Silveira, R. Benelmir, A. Lallemand, Dissipation ratios : an aid for essergy analysis of refrigeration cycle performance, *Int. J. Energy, Environment, Economics*, vol. 5, 1, pp. 51-54, 1997.