

# Modèles et irréversibilités des systèmes de conversion de l'énergie

## Models and irreversibilities of the energy conversion systems

Ali Fellah<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Laboratoire de Thermodynamique Appliquée (LR18ES33), Ecole Nationale d'Ingénieurs, Université de Gabès, rue Omar Ibn Elkhattab, 6072 Gabès, Tunisie. al.fellah@gmail.com

**RÉSUMÉ.** Ce papier s'intéresse aux modèles utilisés dans les études de performances des systèmes de conversion de l'énergie. Ces modèles sont définis vis-à-vis de la présence ou non des irréversibilités internes ou/et externes. On en distingue alors quatre types soient le réversible (de Carnot), l'endoréversible, l'exoréversible et l'irréversible. Ce recueil présente les caractéristiques de chaque modèle et de ses applications possibles. Une attention particulière est portée sur le modèle endoréversible qui, relié à la méthode de décomposition hiérarchisée du système, pourra bien donner des résultats très satisfaisants quant aux études conceptuelles et opérationnelles avec une computation aisée. Le modèle irréversible reste toujours un modèle approché vu qu'on ne peut modéliser toutes les irréversibilités dans une même formulation; ce qui a contraint les chercheurs à prévoir des relations empiriques pour ce type de modèle. Ce recueil, avec les exemples traités, sera une base aux chercheurs dans laquelle ils peuvent avoir des idées regroupées sur les modèles d'investigation des performances des systèmes énergétiques et environnementaux.

**ABSTRACT.** This paper looks at the models used in the studies of energy conversion systems performances. These models are defined in respect of whether or not internal or/and external irreversibility is present. There are four types: the reversible (Carnot), the endoreversible, the exoreversible and the irreversible. This collection presents the characteristics of each model and its possible applications. Particular attention is paid to the endoreversible model which, linked to the system's hierarchical decomposition method, may well yield very satisfactory results in conceptual and operational studies with easy computation. The irreversible model is always an approached model since not all irreversibility can be modeled in the same formulation; this has forced researchers to provide empirical relationships for this type of model. This collection, along with the examples covered, will be a basis for researchers in which they can have grouped ideas on models for investigating the performance of energy and environmental systems.

**MOTS-CLÉS.** Modèles, irréversibilités, Energie, Environnement, Décomposition hiérarchisée, Optimisation.

**KEYWORDS.** Models, irreversibilities, Energy, Environment, Hierarchical Decomposition, Optimisation.

### 1. Introduction

L'orientation universelle depuis la fin du 20<sup>ième</sup> siècle est pour la décentralisation de la recherche scientifique. En application pour l'étude des systèmes énergétiques et environnementaux, c'est sur la formulation du problème d'optimisation qu'il faut intervenir avec le recours à des méthodes jusqu'à lors utilisées pour l'étude et l'analyse de structures spécifiques telles que électriques, mécaniques, thermiques ou autres. Les méthodes utilisées en automatique, par exemple, ont été transposées à l'étude de systèmes et procédés énergétiques et présentées dans le livre [FEI 87]. La pointe de la décentralisation a été le développement de la théorie constructale par Adrian Bejan durant les années 90. Sur la base de cette théorie, divers domaines ont été analysés tels que la convection [NEL 98], la thermodynamique des systèmes [BEJ 08] et le climat et la circulation globale [REI 06].

Les périodes d'apparition de nouvelles formulations des critères d'analyse ont caractérisé l'histoire de la thermodynamique. Elles étaient directement liées à un type particulier de modèles tels que le modèle réversible, le modèle endoréversible, le modèle exoréversible ou le modèle irréversible. Sur la base de ces modèles, la comparaison des performances idéalisées à celles des procédés réels a été largement menée. Cependant, les jugements sont départagés quant à l'efficacité à produire de résultats pratiques et fiables de l'une ou de l'autre formulation.

Un premier groupe de chercheurs ([BEJ 88], [CHU 97], [GOR 97], [NGK 98], [BHA 05], [FAT 01], ...) défend la nécessité de prendre en compte aussi bien les irréversibilités internes qu'externes

dans les études et les analyses. Un deuxième groupe ([CHE 95], [CHE 96a], [CHE 96b], [WIJ 96], [TOZ 99], [ALA 02], [STI 02], [FEL 06]) met l'accent sur l'aspect fonctionnel et conceptuel optimal pour lequel une modélisation selon l'une des approches idéalistes réversible, endoréversible ou exoréversible est suffisante. Une régulation minimale sur le modèle théorique ou des considérations opérationnelles et techniques adéquates sont suffisantes pour disposer des résultats satisfaisants comparés à ceux dérivés des approches réelles irréversibles.

La formulation du problème nécessite une étude préalable concernant le choix de la méthode d'optimisation à associer à l'Etude Conceptuelle des Procédés (ECP). Les approches utilisant la maximisation du coefficient opérationnel de performance (COP) comme fonction 'objectif' n'aboutissent nécessairement et généralement pas aux mêmes démarches et résultats que celles utilisant la minimisation de la production d'entropie. La restriction a été illustrée pour les systèmes thermodynamiques endoréversibles où les contraintes clés sont le temps fini supposé du cycle pour lesquels la seule irréversibilité considérée est la résistance finie aux frontières du système lieux de transfert de chaleur avec les réservoirs et les puits environnants. Pour certaines contraintes spécifiques, il est possible pour ces deux stratégies d'être identiques. Par exemple, pour des systèmes à contraintes d'intérêt pratique aux fabricants telle que l'énergie de commande, ces deux objectifs peuvent être équivalents. C'est-à-dire pour des limitations particulières avec lesquelles les réfrigérateurs fonctionnent typiquement, elles peuvent apparaître et être utilisées dans les conceptions qui soient réellement à dissipation minimale tout en ayant une efficacité maximale. Les plus communs problèmes d'optimisation sont ceux de la maximisation du rendement thermodynamique (minimisation de l'énergie de commande) et de la minimisation du coût total du système (équipement et fonctionnement) [MUN 03] .

Les études de performance des machines à absorption ont été abordées par plusieurs approches ([BER 99], [BEJ 95a], [BEJ 95b], [BER 99], et autres...). Quelques-unes ont été à la base de plusieurs codes modulaires de calcul. Dans ces codes, l'utilisateur aura à confier au programme les unités qui constituent le cycle à absorption et le mode d'interconnexions ainsi que quelques-unes de leurs caractéristiques. D'autres pratiques d'analyses ont été entretenues. Elles consistaient à réaliser des essais sur des prototypes. Une fois les processus dans les compartiments de la machine sont assimilés, les coefficients de transfert sont mesurés et utilisés en entrées fixes pour les programmes et les codes de calcul [GRO 94]. Cependant, ces pratiques sont onéreuses. Pour disposer de résultats satisfaisants, d'importantes modifications sont souvent pratiquées sur les prototypes. Afin de réduire l'investissement dans les avant-projets de conception, plusieurs chercheurs ont proposé des approches pour la résolution de ce problème. La pratique de l'analyse entropique est plus riche comparée à l'analyse exergetique car elle peut faire apparaître la dépendance fonctionnelle du système aux différentes variables [FEI 02a] . Une revue bibliographique des diverses approches allant de la thermodynamique classique aux tendances d'analyses plus récentes a été présentée [SAL 01] . L'auteur dégage une importante différence entre la thermodynamique classique et celle associée au contrôle et à la régulation. Il finit par poser un point d'interrogation : comment peut-on concevoir une pratique et économique machine qui pourra assurer une distribution adéquate de la chaleur entre plusieurs sources et puits d'une façon plus efficace que les analyses aux limites. Il poursuit qu'une machine conçue de la sorte doit révolutionner la revalorisation et l'intégration de l'énergie. Une autre version de cette question a été posée [NUL 98] sous la forme d'une affirmation 'Comment élaborer des unités réelles qui approchent l'idéalisation est un important problème en ingénierie mécanique'.

Les travaux [FEL 07], [FEL 08a], [FEL 08b], [FEL 10], [FEL 11], [BEN 06], [BER 09], [BER 11], et [HAM 12] présentent une contribution à la résolution des problèmes de conception optimale des systèmes de transformation de l'énergie. Ces travaux étaient basés sur une méthode d'analyse technico-économique elle-même basée sur une modélisation par décomposition hiérarchisée, sur les principes de l'endoréversibilité et sur la méthode des multiplicateurs de Lagrange pour l'optimisation. D'une part et au lieu de s'intéresser aux systèmes indépendants avec un très grand nombre de Degrés De Liberté (DDL), il faudra s'intéresser à chaque instant à des sous-systèmes en

quasi-équilibre avec un nombre fini de DDL. D'autre part, ces études étaient basées aussi sur le fait que les machines thermiques ne produisent pas du travail dans un temps infini mais doivent produire de la puissance. Du travail produit dans un temps infini donne une puissance nulle. Cette méthodologie était appliquée à l'étude conceptuelle d'un cycle de réfrigération par absorption solaire composé de quatre éléments principaux: un générateur, un absorbeur, un condenseur et un évaporateur. Dans le cas d'une installation de moyenne ou faible charge, le convertisseur solaire thermique peut-être, considérer comme partie intégrante du système global de réfrigération. Son rendement et ses caractéristiques peuvent avoir une grande influence sur la puissance dans l'évaporateur et sur les caractéristiques générales de performance de l'installation.

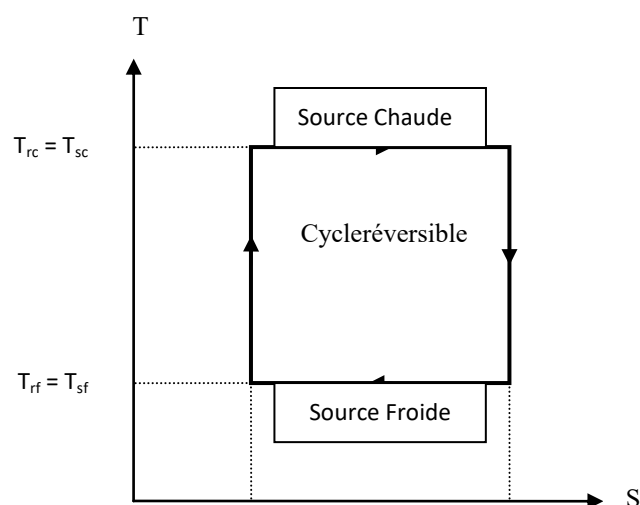
## 2. Modèles et irréversibilités

### 2.1. Modèle réversible

Le cycle réversible, instauré par l'ingénieur français Sadi Carnot au cours du 19<sup>ème</sup> siècle, est considéré comme étant la première importante apparition d'une formulation révolutionnaire sur le champ de la thermodynamique. Le modèle est réversible aussi bien à l'extérieur qu'à l'intérieur. La figure1 représente le diagramme entropique T-S de ce cycle composé de quatre branches, deux isothermes et deux adiabatiques ([FEI 87], [CHE 96a]). Deux sources, l'une froide à la température  $T_{sf}$  et l'autre chaude à la température  $T_{sc}$ , fournissent de la chaleur au cycle. Si la température  $T_{rf}$  du réfrigérant à basse température égalise celle de la source froide alors une surface d'échange infinie ( $A_f \rightarrow \infty$ ) est nécessaire pour transférer une quantité finie de chaleur. De même, une surface de transfert infinie ( $A_c \rightarrow \infty$ ) entre le réfrigérateur et la source chaude est nécessaire lorsque les températures du réfrigérant à haute température  $T_{rc}$  et de la source chaude  $T_{sc}$  sont égales. Dans ces conditions, la charge spécifique de refroidissement (CSR), charge par unité de surface, sera égale à zéro et le COP sera égal au rendement de Carnot qui, pour tout cycle fonctionnant entre deux réservoirs à températures fixées, s'écrit:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{sf}}{T_{sc}} \quad [1]$$

Selon le cycle de Carnot seuls des renseignements sur la limite supérieure du rendement peuvent être dégagés. Aucune appréciation des limites de la charge de refroidissement ou des limites spatiales dimensionnelles ne peut en être déduite.



**Figure 1.** Diagramme T-S d'un cycle de Carnot (réversible)

## 2.2. Modèle endoréversible

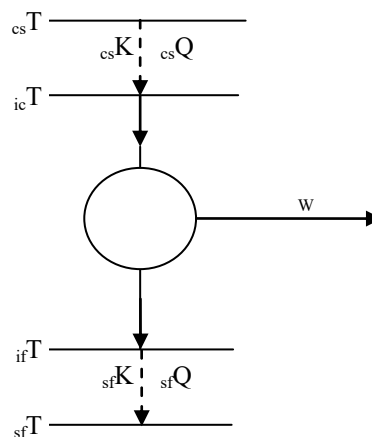
La considération des machines réversibles comme étant des machines à performance standard n'est pas désirable, car un procédé réversible ne peut être opérationnel que pour une opération infiniment lente. La nécessité d'avoir une valeur non nulle pour la charge produite dans les unités réelles est l'une des raisons pour laquelle le critère de haute performance d'une machine idéale et réversible est généralement recherché. Alors, il y a nécessité de rechercher une nouvelle limite de la charge spécifique de refroidissement pour se rapprocher plus, que ne l'a fait le modèle de Carnot, de la performance des réfrigérateurs réels. C'est dans les années 50 du siècle précédent que la notion de la Thermodynamique en Temps Fini (TTF) a été introduite [CHA 57][CHA 58][NOV 58]. Plus tard, le cas de flux finis de chaleur reçus et délivrés par une machine thermique réversible a été utilisé [CUR 75]. La Figure 2 schématise le modèle de Curzon-Ahlborn d'une machine thermique. Après maximisation de la puissance à la sortie, ils ont déduit une expression du rendement sous la forme :

$$\eta_{C-A} = 1 - \sqrt{\frac{T_{sf}}{T_{sc}}} \quad [2]$$

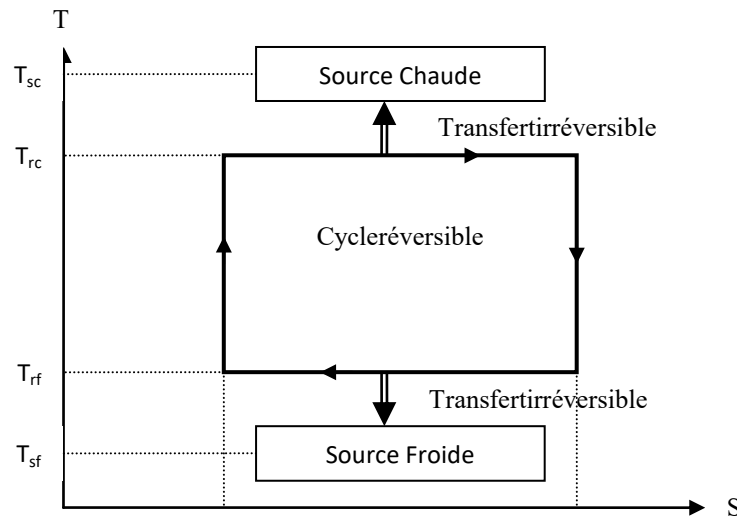
Il est évident que cette expression est différente de celle du rendement de Carnot exprimée par l'équation [1]. Pour des températures données des sources chaude et froide, l'inégalité suivante est toujours vérifiée :

$$\eta_{C-A} \prec \eta_{Carnot} \quad [3]$$

Alors, le rendement  $\eta_{C-A}$  de Curzon-Ahlborn représente une limite plus proche du réel comparé à celui de Carnot  $\eta_{Carnot}$ . Ce n'est qu'en 1979 que le modèle de Curzon-Ahlborn a été désigné par le modèle endoréversible qui n'est qu'un modèle de Carnot modifié pour lequel la réversibilité est localisée uniquement à l'intérieur du système par contre les interactions extérieures avec les réservoirs environnants sont considérées comme étant irréversibles [RUB 79a] [RUB 79b]. La figure 3 représente le diagramme entropique T-S de ce cycle.



**Figure 2.** Modèle de Curzon-Ahlborn d'une machine thermique endoréversible avec des transferts finis de chaleur



**Figure 3.** Diagramme  $T$ - $S$  d'un cycle endoréversible.

### 2.3. Modèle exoréversible

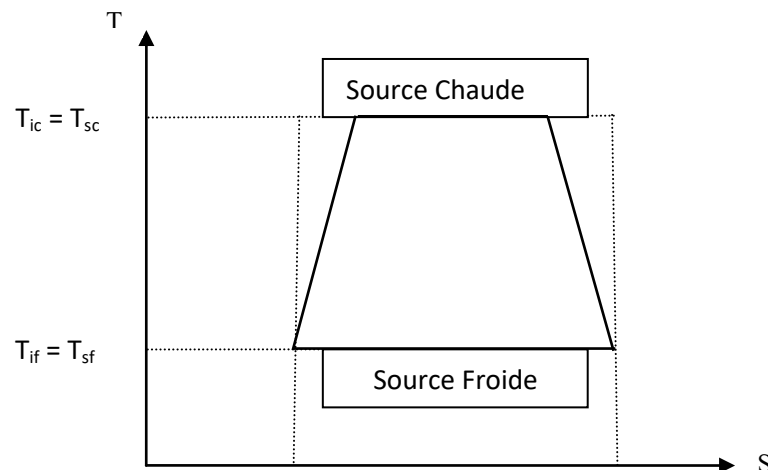
La figure 4 décrit le diagramme  $T$ - $S$  d'un modèle exoréversible. C'est l'inverse du modèle endoréversible quant à l'allocation des irréversibilités. En effet, il est réversible à l'extérieur et irréversible à l'intérieur. Un réfrigérateur thermoélectrique est l'exemple type de machines pouvant être modélisées par un modèle exoréversible [CHE 96c]. Il est composé (voir figure 5) de deux semi-conducteurs  $S_1$  et  $S_2$  et considéré comme étant isolé électriquement et thermiquement par rapport à son environnement à l'exception des jonctions avec les réservoirs. Les irréversibilités internes sont causées par les pertes par effet Joule au niveau des résistances électriques et les pertes par conduction à travers les semi-conducteurs entre les jonctions haute température (HT) et basse température (BT). Le coefficient opérationnel de performance (COP) à charge de refroidissement maximale s'écrit:

$$COP = (T_{sf} - \frac{1}{Z.B}) / 2T_{ic} \quad [4]$$

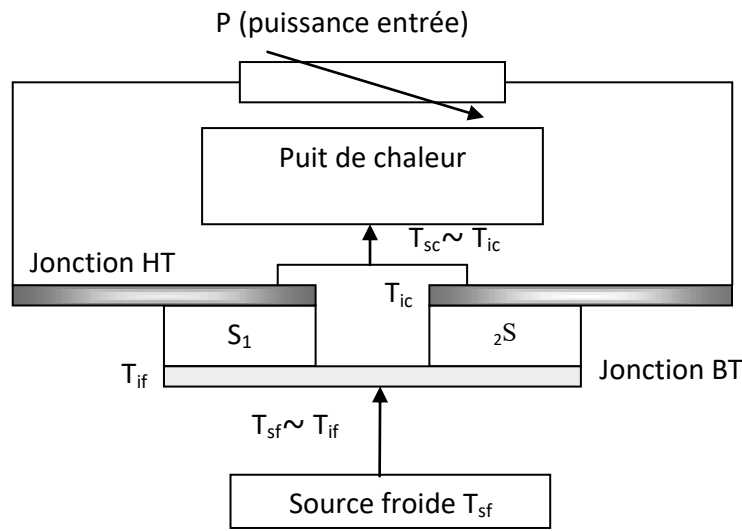
$$\text{dans laquelle : } B = T_{sf} / (T_{sc} - T_{sf}) \quad [5]$$

$$\text{et } Z = \alpha^2 / KR \quad [6]$$

où  $\alpha$  est le Coefficient de Seebeck.



**Figure 4.** Diagramme  $T$ - $S$  d'un cycle exoréversible.



**Figure 5.** Schéma fonctionnel d'un réfrigérateur thermoélectrique exoréversible.

La conductance thermique  $K$ , en fonction des coefficients de transfert  $k_{S1}$  et  $k_{S2}$ , des sections  $A$  et des longueurs  $L$  des semi-conducteurs, s'écrit sous la forme :

$$K = (k_{S1}A_{S1}/L_{S1}) + (k_{S2}A_{S2}/L_{S2}) \quad [7]$$

et la résistance électrique interne totale  $R$  s'exprime en fonction des résistivités  $\delta_{si}$  des semi-conducteurs par :

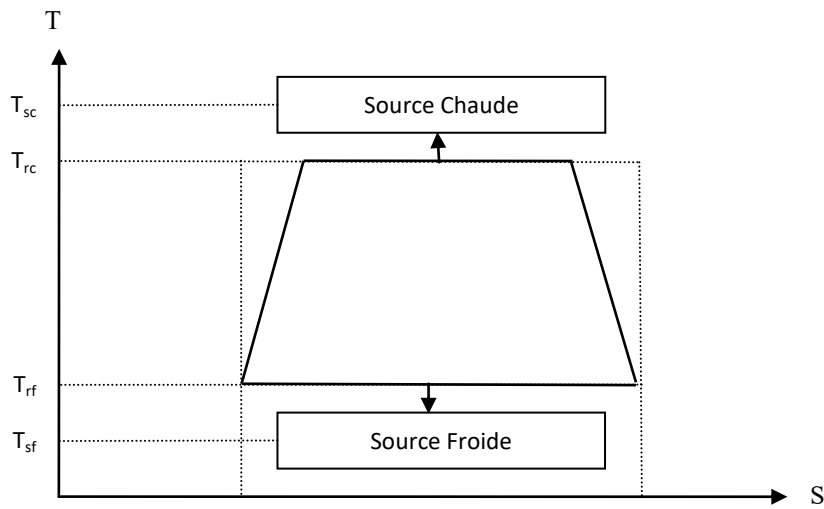
$$R = (\delta_{S1}L_{S1}/A_{S1}) + (\delta_{S2}L_{S2}/A_{S2}) \quad [8]$$

#### 2.4. Modèle irréversible

Les différentes sources d'irréversibilités, regroupées ou séparées, dans un système réel sont dues à :

- la conduction de la chaleur,
- la convection de la chaleur et les échanges radiatifs,
- les frottements,
- les phénomènes physiques liés au mouvement d'un fluide réel,
- la détente naturelle des gaz (laminage),
- la diffusion,
- les réactions chimiques,
- la conduction électrique.

La Figure 6 représente le diagramme T-S d'un cycle irréversible.



**Figure 6.** Diagramme T-S d'un cycle irréversible.

La majorité des travaux traitant les modèles irréversibles affectent aux irréversibilités un paramètre I dans les modèles mathématiques [BHA 05][CHE 94a][CHE 94b][CHE 94c]. Le deuxième principe de la thermodynamique s'écrit alors:

$$Q_1/T_1 - I \times Q_2/T_2 = 0 \quad [9]$$

Luo et al. [LUO 03] ont travaillé sur l'optimisation des surfaces d'échange et de la charge de refroidissement dans un modèle irréversible d'un réfrigérateur thermoélectrique. Ils ont considéré les irréversibilités internes dues aux pertes par effet Joule dans les résistances électriques et les pertes par conduction à travers le semi-conducteur entre les jonctions chaude et froide ainsi que les irréversibilités externes dues aux transferts finis de chaleur c'est à dire aux différences finis de températures.

### 3. Modèle endoréversible et ses applications

#### 3.1. Hypothèses

L'idée de base de ce champ est la description d'un système qui n'est pas en équilibre, comme étant un ensemble de sous-systèmes en équilibre. Les irréversibilités intervenant dans le procédé sont dues aux interactions entre ces sous-systèmes. D'autre part, l'approche endoréversible est en étroite connexion avec la TTF qui est focalisée sur l'introduction des effets dissipatifs causés par le temps fini ou par une opération à temps fini. Elle a été largement utilisée dans les études et les analyses des STE ([AND 77], [DEM 94], [CHE 96a], [GOR 97], [PAT 98], [FEI 02], [BHA 05], [FEL 11]). L'appellation en temps fini a été le sujet de multiples discussions. Feidt [FEI 02] et Sieniutycz [SIE 03], par exemple, ont préféré l'appellation thermodynamique des ressources finies.

Les hypothèses avec lesquelles les analyses menées sur la base des modèles endoréversibles sont :

- Les sources et les puits de chaleur sont des thermostats (réservoirs de capacités thermiques finies). Les coefficients globaux de transfert  $U_i$  dans les échangeurs entre le cycle et les réservoirs environnants sont supposés constants.
- Le système fonctionne en régime permanent (les rapports introduits sont des paramètres supposés constants). Ce cas correspond le plus souvent au régime nominal de fonctionnement sur lequel sont basées la plupart des études conceptuelles.



- Les lois de transfert de chaleur au contact du fluide cyclé, de température  $T_1$ , avec une source ou un puit, de température  $T_2$ , ne dépendent que de ces deux températures selon des lois telles que définies par l'hypothèse suivante.
- Les transferts thermiques avec les sources et les puits sont supposés continus et linéaires.
- Les échanges de chaleur entre les sous-systèmes, à travers les frontières, sont les seules sources d'irréversibilités.
- Toute quantité entrant dans le système est considérée comme étant positive et toute quantité sortant du système comme étant négative.
- Les échangeurs fonctionnent à contrecourant.

### 3.2. Endoréversibilité et décomposition hiérarchisée

L'endoréversibilité est fondée sur la définition de sous-systèmes qui peuvent être traités avec une bonne approximation comme étant des systèmes en équilibre. Selon la finalité de l'étude, il y aura toujours possibilité de décomposer un système technique. L'avantage principal de la décomposition du problème est que les couplages physiques et mathématiques peuvent apparaître et contribuer au traitement et à l'analyse d'une façon plus efficace que dans un problème à tâche unique. On distingue trois types de décomposition. L'une est une décomposition physique (en équipements) utilisée pour les études conceptuelles macroscopiques. On lui rapproche [MUN 03] la tendance à isoler l'influence que pouvait avoir chaque élément du système en termes de fonction 'objectif' globale. L'autre est une décomposition disciplinaire, en tâches et sous tâches, utilisée pour les études microscopiques des phénomènes physiques de transfert de matière et de chaleur qui interviennent dans chaque compartiment du système. La troisième est une décomposition mathématique associée à la phase de résolution mathématique et de la mise en équation. Les premières approches des années 1960 et 1970 traitaient les problèmes de synthèse des réseaux des échangeurs de chaleur sans application de la décomposition en sous tâches. Les approches liées à la tâche unique ont donné naissance aux procédures introduisant les techniques de décomposition du problème traité en trois sous tâches : coût d'utilisation minimal, nombre minimal d'unités et coût minimal d'investissement (configuration, implantation). Les principes d'application ont été présentés par Aolola [AOL 03]. Cette distinction ne présente qu'un sous niveau de la décomposition disciplinaire relative aux études technico-économiques.

Plusieurs chercheurs appliquent la décomposition physique sous forme d'études de modèles étagés ou combinés des systèmes et des procédés ([CON 93], [BLA 95], [CHE 95], [CHE 96a], [CHE 96b], [BER 99], [TOZ 99], [BEL 01], [SWA 01], [FEI 02b]). Tozer et Agnew [TOZ 99] ont utilisé une décomposition du système de réfrigération en deux cycles de Carnot. C'est pratiquement la seule décomposition, à notre connaissance, dans laquelle le générateur et le condenseur forment le sous-système de commande d'une part et l'évaporateur et l'absorbeur forment le sous-système de réfrigération d'autre part. Tous les autres travaux, utilisant la décomposition, présentent deux sous-systèmes. Le premier est une machine thermique formée par le générateur et l'absorbeur. Le deuxième est une machine frigorifique formée par le condenseur et l'évaporateur.

Belaribi et al. [BEL 01] ont présenté une étude conceptuelle assistée par ordinateur d'un système de réfrigération par voie solaire. La modélisation a été élaborée en trois phases. Ils ont optimisé, en premier, le cycle endoréversible d'une machine tritherme. Ensuite ils ont modélisé le capteur solaire et enfin ils ont déduit des relations adimensionnelles relatives à la modélisation du système couplé machine-capteur. Ce qui a permis l'étude par simulation numérique de l'influence de quelques paramètres fonctionnels sur les performances du modèle. Un COP de 0,8 a été obtenu. Un modèle combiné irréversible a été utilisé par Cheng [CHE 04] pour optimiser les performances d'un cycle moteur. Ce modèle était lié à une fonction écologique  $E$  d'expression :



$$E = \dot{W} - T_{sf} \dot{S} \quad [10]$$

Elle est exprimée par la différence entre la puissance à la sortie et la puissance perdue. L'étude a montré que la valeur optimale de la puissance à la sortie était plus faible que celle obtenue par l'optimisation d'un cycle simple compact endoréversible.

### 3.3. Endoréversibilité et contrôle des procédés

Depuis leur apparition simultanée sur le champ de la thermodynamique, l'endoréversibilité et la TTF ont été utilisées comme approches de base pour plusieurs travaux. Cependant, elles étaient critiquées pour leurs limitations vis-à-vis des modèles irréversibles (réels). Mais, lorsqu'il s'agit d'un problème de recherche des valeurs limites en contrôle optimal des procédés, l'utilisation de l'approche endoréversible est rigoureusement justifiée par le recours au théorème d'Orlov et Berry [ORL 90], cité et défendu par Salamon et al. [SAL 01], qui affirme que le contrôle optimal d'un système thermodynamique simple en temps fini a pour limite le contrôle optimal d'une version endoréversible du procédé. Le rendement et l'efficacité des opérations effectuées par les systèmes de transformation de l'énergie seront mieux assurés par la considération en simultané du procédé dans son ensemble, des modes opératoires et du système de contrôle [HOF 97][PAT 98][MEE 02][CON 93].

### 3.4. Exemples d'applications des modèles endoréversibles

Les modèles endoréversibles ont fait l'objet de plusieurs travaux. Ces travaux ont concerné différents procédés et systèmes tels que : la réfrigération par absorption, la réfrigération solaire à sorption, le générateur thermoélectrique, la machine thermique solaire, la conversion de l'énergie solaire en énergie éolienne, les batteries solaires, les machines photovoltaïques, les réacteurs chimiques. Les références relatives à ces applications sont énumérées par Hoffmann et al. [HOF 97] dont certains cas ont été revus et actualisés par Fellah [FEL 08a].

#### 3.4.1. Réfrigérateurs à absorption et réfrigérateurs à compression

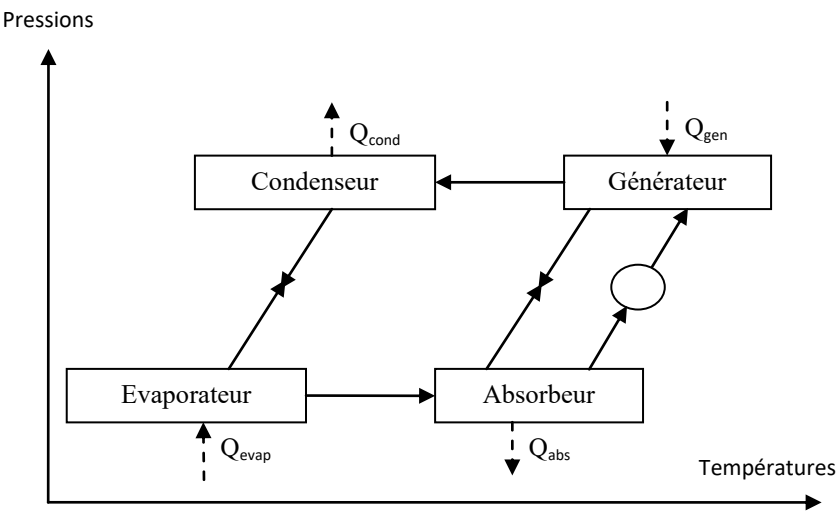
La réfrigération à absorption utilise la chaleur pour produire du froid. Pour le même effet, la réfrigération à compression utilise du travail mécanique. Les éléments de base constituant une installation de réfrigération par absorption et schématisé sur les figures 7 et 8 sont les suivants : un générateur, un absorbeur, un condenseur et un évaporateur dans le premier cas. Un compresseur mécanique remplace le générateur et l'absorbeur dans le cycle à compression schématisé sur la figure 9. Le générateur reçoit le flux de chaleur  $Q_{\text{gen}}$  d'une source chaude à la température  $T_{\text{sc}}$  et l'absorbeur rejette le flux  $Q_{\text{abs}}$  à une source intermédiaire à  $T_{\text{si}}$ . Ce flux de chaleur commande un autre flux à partir de l'espace froid à la température  $T_{\text{sf}}$ .

Les réfrigérateurs à absorption ont été étudiés par une combinaison d'un réfrigérateur endoréversible commandé par un moteur endoréversible [CHE 95]. Par une décomposition hiérarchisée plus détaillée ils étaient aussi analysés et étudiés [FEL 05][FEL 06][BEN 06][FEL 08a][FEL 10][BER 11]. Dans une approche différente, ils étaient modélisés par un système à 3 sources de chaleur tel qu'il est représenté sur la figure 8 [PAT 98] [AND 77] [CHE 94d]. Le système reçoit les flux de chaleur  $Q_{\text{gen}}$  et  $Q_{\text{evap}}$  respectivement de la source chaude et de la source froide et rejette la chaleur  $Q_a$  qui correspond à la somme  $Q_{\text{abs}} + Q_{\text{cond}}$  dans la figure 7, vers l'ambiant ou source intermédiaire. Pour une loi linéaire de transfert, le critère d'allocation des surfaces d'échange vérifie l'égalité suivante [CHE 94d]:

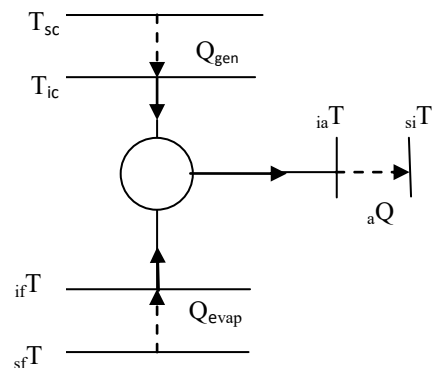
$$\sqrt{U_c} A_c + \sqrt{U_f} A_f = \sqrt{U_{\text{int}}} A_{\text{int}} \quad [11]$$

Les modèles endoréversibles des réfrigérateurs ont été largement analysés. Le cas du réfrigérateur à compression a été aussi étudié selon une modélisation endoréversible [CHE 96a]. Des expressions

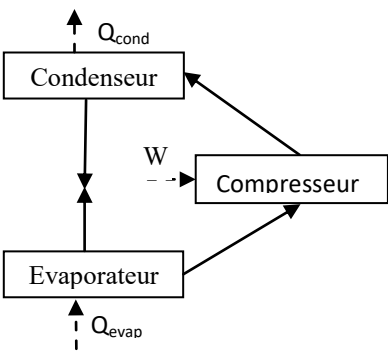
donnant les caractéristiques optimales de performance ont été établi. Elles étaient plus signifiantes que celles déduites de l'analyse d'un cycle réversible de Carnot car elles présentaient des limites plus proches des performances réelles.



**Figure 7.** Schéma d'un cycle de réfrigération à absorption



**Figure 8.** Description d'un cycle de réfrigération à absorption par un modèle à trois sources de chaleur



**Figure 9.** Schéma d'un cycle de réfrigération à compression

### 3.4.2. Générateur thermoélectrique

Le générateur thermoélectrique convertit un flux de chaleur directement en électricité. Il est composé de deux différents conducteurs ou semi-conducteurs entre deux réservoirs. Les bonnes conductivités thermiques des matériaux du convertisseur peuvent causer un flux de chaleur direct entre les deux réservoirs. Dans ce cadre, Feidt [FEI 87] a donné un aperçu général sur les effets

thermoélectriques en l'absence d'un champ magnétique et a indiqué que la réfrigération est considérée comme étant l'une des utilisations potentielles de ce phénomène. Chen [CHE 96c] et Chen et Andresen [CHE 96a] ont déterminé l'efficacité du générateur thermoélectrique. Wu [WUC 95] a modélisé le générateur thermoélectrique utilisant le modèle de Curzon-Ahlborn des machines thermiques endoréversibles représenté sur la figure 2. Gordon [GOR 91] a utilisé un modèle endoréversible avec des pertes de chaleur qui inclut les plus grandes sources d'irrégularités du générateur thermoélectrique. Les résultats de l'analyse étaient comparables à ceux observés pour des unités réelles.

En ne considérant que les irrégularités dues aux transferts de chaleur dans un réfrigérateur thermoélectrique, une expression du COP, regroupant la puissance fournie  $P$  et la surface totale de transfert  $A_t$ , pourra être déduite sous la forme [CHE 96a]:

$$COP = R_A (A_c + A_f) / P \quad [12]$$

$$\text{Avec} \quad R_A = q_{\text{evap}} / A_t \quad [13]$$

La variation de la charge spécifique de refroidissement, exprimée par l'expression [13], en fonction du COP est similaire à celle déduite de la modélisation exoréversible du même réfrigérateur.

### 3.4.3. Moteurs thermiques solaires

#### 3.4.3.1. Modèles

Dans les moteurs thermiques solaires les collecteurs reçoivent le rayonnement du soleil et le convertissent en énergie thermique utilisée généralement pour la commande d'un moteur thermique. Les limites thermodynamiques de cette conversion ont fait l'objet d'un livre écrit par De Vos [DEV 92]. Les modèles thermiques solaires endoréversibles ont été largement discutés dans la littérature [DEV 87] [GOR 88]. Une approche endoréversible des moteurs thermiques solaires est le modèle de Muser [MUS 57] où un moteur thermique est couplé par un transfert radiatif à une source de chaleur. Ce modèle est identique à celui de Novikov sauf que la loi de transfert linéaire est remplacée par une loi radiative. Dans le modèle de Muser le point chaud de la machine à la température  $T_c$  reçoit de la chaleur d'une source à une température  $T_{sc}$ , le soleil, et rejette la chaleur à un point à une température  $T_f$ . Le flux de chaleur  $Q$  entre le soleil et la machine est donné par :

$$Q = K(T_{sc}^4 - T_c^4) \quad [14]$$

Une analyse directe du modèle donne la caractéristique puissance-rendement sous la forme :

$$P = \eta K [(1 - \eta)^4 T_{sc}^4 - T_c^4] / (1 - \eta)^4 \quad [15]$$

$$\text{Avec} \quad \eta = 1 - \frac{T_f}{T_c} \quad [16]$$

Un autre modèle a été discuté utilisant le modèle de Curzon-Ahlborn avec une loi de transfert radiative avec les sources chaude et froide [GOK 93]. L'analyse du modèle a donné une expression de la puissance maximale  $P_{\text{max}}$  qui doit être résolue numériquement. La valeur de cette puissance augmentait pour les faibles valeurs du rapport  $\tau$  des températures de la source froide et de la source chaude:

$$\tau = T_{sf} / T_{sc} \quad [17]$$

La variation de cette puissance était faible pour les valeurs du rapport inférieures à 0,2. En vue d'améliorer le rendement thermique et la puissance, la valeur du rapport  $\beta$  des coefficients de transfert doit diminuer. Ce rapport est exprimé par :

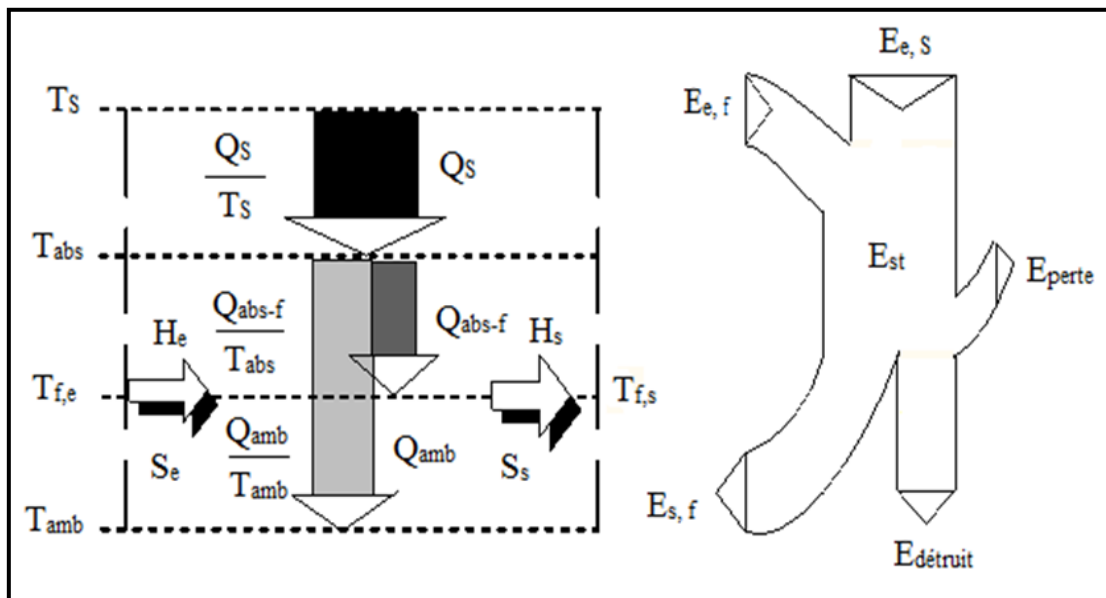
$$\beta = K_{sc}/K_{sf} \quad [18]$$

Ce qui indique que la conductance thermique  $K_{sf}$  du coté basse température doit être élevée pour avoir une meilleure performance.

Bejan [BEJ 94] a montré, pour le cas particulier  $T_{sf} = 273 \text{ K}$ , que si la surface du collecteur et du radiateur est une contrainte du problème, la puissance maximale est obtenue lorsque la surface du radiateur basse température est le double de celle du collecteur haute température. D'autres chercheurs, Blank et Wu [BLA 95], Howell et Bannerot [HOW 77] et Badescu [BAD 92], ont travaillé sur les modèles endoréversibles appliqués à un cycle de Stirling avec des interconnexions radiatives, à un cycle de Stirling régénératif et aux cycles de Stirling et d'Ericson, respectivement.

### 3.4.3.2. Bilan exergétique

La figure 10 représente les différents phénomènes de transfert exergétique qui auront lieu au sein d'un capteur solaire plan.



**Figure 10.** Phénomènes de transfert d'exergie au sein d'un capteur solaire.

Le bilan exergétique peut être donné sous la forme suivante :

$$\sum E_e - \sum E_s - \sum E_{perte} - \sum E_{détruit} = \sum E_{stocké} \quad [19]$$

Les deux premiers termes du premier membre de cette équation sont les sommes des flux exergétiques entrant et sortant dans le volume de contrôle, respectivement. Le troisième terme représente l'exergie perdue vers l'environnement et le quatrième terme celle détruite due aux irréversibilités. Le second membre de l'équation désigne l'exergie stockée dans le capteur.

Le flux exergétique entrant dans le capteur est égal à la somme de l'exergie du fluide à l'entrée du capteur ( $E_{e,f}$ ) et de l'exergie produite par les rayonnements solaires ( $E_{e,s}$ ).

Le flux exergétique du fluide à l'entrée  $E_{e,f}$  est exprimé par [ESE 08] [AKP 10]:

$$E_{e,f} = \dot{m}_f C_{p_f} \left( T_{f,e} - T_{amb} - T_{amb} \ln \left( \frac{T_{f,e}}{T_{amb}} \right) \right) \quad [20]$$

Pour évaluer l'exergie des rayonnements solaires ( $E_{e,s}$ ), on utilise la corrélation suivante [ALT 88] [AKP 10]:

$$E_{e,s} = S_{capt} G \left( 1 - \frac{T_{amb}}{T_s} \right) \quad [21]$$

Selon Petela [PET 64], la température apparente du soleil  $T_s$  est prise égale à 4500 K.

De la même façon, le flux exergétique sortant du capteur est donné par l'exergie de sortie du fluide  $E_{s,f}$  qui est exprimée par :

$$E_{s,f} = \dot{m}_f C_{p_f} \left( T_{f,s} - T_{amb} - T_{amb} \ln \left( \frac{T_{f,s}}{T_{amb}} \right) \right) \quad [22]$$

Dans un capteur solaire le transfert de chaleur du soleil au fluide caloporteur passe par deux étapes: d'abord, l'absorption du rayonnement solaire par l'absorbeur et par la suite, le transfert de chaleur de l'absorbeur vers le fluide caloporteur.

L'exergie détruite lors de l'absorption de la chaleur est due à la différence de température entre le soleil et l'absorbeur, elle est exprimée par l'équation suivante [ALT 88] [AHM 13] :

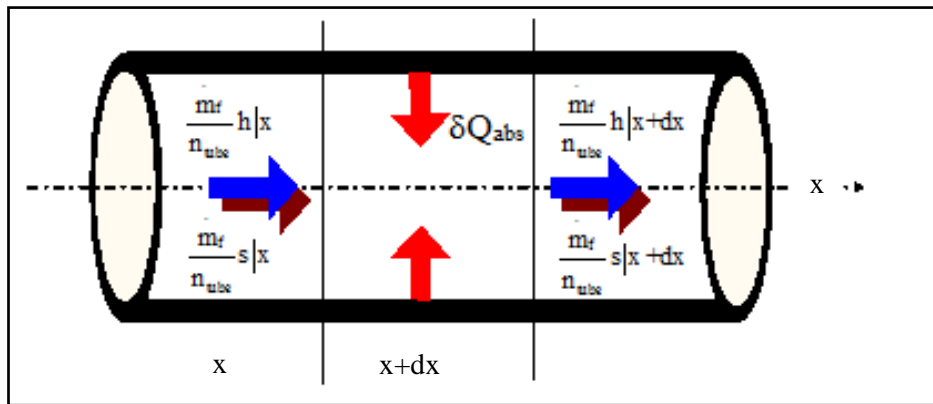
$$E_{détruit,S-abs} = \frac{\tau_v \alpha_{abs}}{1 - \phi_v (1 - \alpha_{abs})} S_{abs} G \left( \left( 1 - \frac{T_{amb}}{T_s} \right) - \left( 1 - \frac{T_{amb}}{T_{abs}} \right) \right) \quad [23]$$

L'exergie détruite lors du transfert de chaleur entre l'absorbeur et le fluide caloporteur est définie par :

$$E_{détruit,abs-f} = n_{tube} T_{amb} \dot{S}_{gen} \quad [24]$$

Où  $\dot{S}_{gen}$  est le taux d'entropie créée à l'intérieur d'un seul tube.

Afin de déterminer l'exergie détruite entre l'absorbeur et le fluide caloporteur, il est évident de calculer dans un premier temps le taux d'entropie créée. La figure 11 représente le paramétrage de l'écoulement du fluide dans une section transversale d'un tube de longueur  $dx$ .



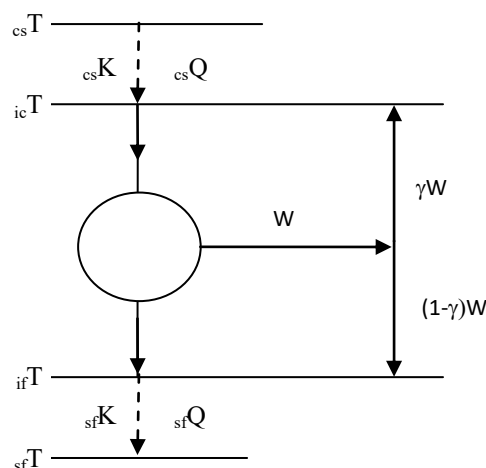
**Figure 11.** Bilan énergétique et entropique sur une section transversale du tube de longueur  $dx$ .

Pour plus de détails sur ce sujet le lecteur est invité à consulter les références [HAM 17] et [HAM 12].

### 3.4.4. Conversion solaire-éolienne

L'énergie éolienne est l'une des plus anciennes énergies renouvelables utilisées. En vue de déterminer ses potentialités, il faudra connaître le rendement avec lequel l'énergie peut être extraite du vent et avoir des informations sur la fraction de l'énergie solaire incidente convertie en énergie éolienne. En considérant que la génération du vent est une machine thermique solaire, cette question a été étudiée selon plusieurs et différentes approches [GOR 89][DEV 91b][DEV 92b]. Les limites supérieures de la fraction de l'énergie solaire qui peut être convertie en énergie éolienne dans l'atmosphère terrestre ont été calculées. De Vos résume et discute la plupart de ces modèles dans son livre [DEV 92a]. Le transfert thermique de et vers la machine éolienne est un processus irréversible dû au transfert radiatif du soleil à la terre et de la terre vers l'espace. Un modèle commun d'une machine éolienne endoréversible est le modèle de Curzon-Ahlborn avec un transfert radiatif. Bien que ces modèles simplifient trop les processus dans l'atmosphère terrestre et ne tiennent pas compte des lois qui gouvernent les mouvements de l'air, ils donnent une première estimation du rendement de la conversion de l'énergie solaire en énergie éolienne. Deux différentes applications de ce modèle ont été considérées. Dans la première, l'isotherme basse température prend place dans l'atmosphère supérieure où l'air se refroidit, et l'isotherme haute température prend place à la surface de la terre où l'air se réchauffe [GOR 89]. Dans la deuxième, l'isotherme haute température est du côté jour et l'isotherme basse température est du côté nuit de la terre. De Vos et Flatter [DEV 91b] ont élargi le modèle de Gordon et Zarmi [GOR 89] en incluant la dissipation de l'énergie éolienne. Une fraction  $\gamma$  de l'énergie cinétique éolienne est dissipée en chaleur à la haute température et le reste de l'énergie est dissipée en chaleur à la basse température. La figure 12 montre le modèle endoréversible correspondant.

Ces processus sont des exemples d'interactions dans les systèmes endoréversibles. Le procédé est modélisé par une interconnexion avec un contact de puissance et deux contacts d'entropie. C'est une considération purement énergétique dans laquelle le transfert instantané de la génération et de la dissipation du vent peut-être négligé. Les calculs ont donné une limite supérieure de 8,3% du rendement de la conversion de l'énergie solaire en énergie éolienne. Une plus faible limite du rendement de cette conversion est obtenue par Nuwayhid et Moukalled [NUW 94] qui ont inclus une perte de chaleur du côté lumineux au côté noir de la planète. Un raffinement du modèle a été considéré par De Vos et Van der Wel [DEV 92b] en supposant l'existence de plusieurs machines éoliennes endoréversibles sur la surface de la terre. Alors, ils ont modélisé le système par six cellules de Hadley (cycles macroscopiques atmosphériques) en les considérant comme étant des sous-systèmes endoréversibles du système éolien terrestre. Ce modèle a donné une limite supérieure du rendement égale à 1,17%. Des considérations empiriques ont été entretenues sur le sujet et ont conduit à des valeurs de l'ordre de 0,8% d'après Arpe et al. [ARP 86] et de 1.0% d'après Peixoto et Oort [PEI 92].



**Figure 12.** Schéma d'un modèle endoréversible de la génération du vent et des dissipations consécutives



### 3.4.5. Cellules solaires photovoltaïques

Une cellule solaire convertit directement l'énergie solaire en énergie électrique. Elle est considérée comme étant une machine thermodynamique [DEV 91a] [DEV 92a] [DEV 93] [BAR 90] [PAR 92]. Les variables mises en œuvre pour la modélisation sont les températures et les potentiels chimiques. Baruch et Parrot [BAR 90] ont utilisé un cycle de Carnot réversible pour la modélisation de cette conversion. Ils ont utilisé le courant d'électrons comme fluide de travail. D'autre part, De Vos [DEV 91a] a étudié une cellule solaire à jonction simple. Les caractéristiques d'un courant ont été déduites sous la forme de la caractéristique  $q-\eta$  (flux de chaleur, rendement) du modèle radiatif endoréversible de Muser. Ainsi, il a montré qu'un modèle endoréversible pourra bien décrire le comportement d'une cellule solaire. Plus tard, De Vos et al. [DEV 93] ont créé un modèle thermodynamique d'une cellule solaire utilisant les équations de transport d'énergie et d'entropie. Le modèle consistait en deux surfaces qui s'échangent un flux radiatif. Les seules irréversibilités sont localisées aux interfaces où les électrons excités subissent le champ thermique. Des revues de cette conversion sont mentionnées dans les livres de Feidt [FEI 87] et de De Vos [DEV 92a].

## 4. Lois de génération d'entropie : Modèles irréversibles

### 4.1. Relations empiriques

La génération d'entropie interne dépend de la nature des processus irréversibles subis par le fluide de travail. Pour le cycle à compression de vapeur, ces processus irréversibles sont facilement identifiables et l'augmentation de l'entropie au cours de ces processus peut être exprimée en termes des hautes et des basses températures du fluide de travail. Pour le cycle réel d'absorption, qui comprend plusieurs processus irréversibles, il est difficile d'obtenir la production interne d'entropie en fonction des niveaux de température. Par conséquent, dans la présente étude la génération d'entropie interne est traitée d'une manière semi-empirique en utilisant des fonctions simples pour représenter l'entropie du fluide de travail. Trois fonctions sont considérées [WIJ 97] [FAT 01] [GOR 91] :

– La première fonction suppose que la génération d'entropie dans le fluide de travail est constante. Par conséquent :

$$\dot{S}_{in} = cte \quad [25]$$

– La seconde fonction suppose que l'augmentation de l'entropie due à des processus irréversibles varie linéairement avec la température. Cela peut être exprimé par :

$$\dot{S}_{in} = b_1(T_1 - T_3) + b_2(T_3 - T_2) \quad [26]$$

Où  $\beta_1$  et  $\beta_2$  sont des paramètres estimés en ajustant les données de simulation détaillées des prédictions.

– La troisième fonction suppose que l'augmentation de l'entropie du fluide de travail peut être représentée par une expression similaire à celle d'un fluide incompressible idéal.

$$\dot{S}_{in} = l_1 \ln(T_1 / T_3) + l_2 \ln(T_3 / T_2) \quad [27]$$

Les paramètres  $\lambda_1$  et  $\lambda_2$  sont obtenus en ajustant les valeurs prédites des données de simulation comme décrit précédemment.

## 4.2. Détermination des constantes

Afin de déterminer les constantes, une simulation dynamique (en régime transitoire) basée sur les bilans massiques et thermiques pour chaque composant d'une machine frigorifique à absorption fonctionnant avec le couple  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  a été élaborée [BOU 15].

### 4.2.1. Simulation en régime transitoire

Afin de simplifier la formulation et par conséquent l'exécution du modèle, plusieurs conditions et hypothèses ont été incorporées sans que cela nuise aux principes de fonctionnement et les bases physique de l'étude. Ces hypothèses sont les suivantes:

- L'ammoniac sortant du générateur est saturée (utilisation d'un rectifieur après le générateur afin d'éliminer les gouttelettes d'eau entraînées avec la vapeur pouvant gêner soit la condensation, soit l'évaporation).
- A la sortie du condenseur, l'ammoniac est à l'état liquide saturé.
- Il n'y a ni surchauffe ni sous refroidissement respectivement à la sortie du générateur et du condenseur.
- Les solutions sortantes des différents éléments de l'installation sont à la même concentration et température que les solutions dans ceux-ci.
- Les vannes de régulation entre générateur/absorbeur et condenseur/évaporateur sont adiabatiques.

On note  $M_i(t) = M_i$  la masse à l'intérieur du composant  $i$ , et  $\dot{m}_i(t) = \dot{m}_i$  le débit massique entre les composants, comme marqués sur la figure 15. Par la suite, les bilans globaux de masse pour chaque composant sont exprimés par:

$$\frac{dM_G}{dt} = \dot{m}_7 - \dot{m}_8 - \dot{m}_1 \quad [28]$$

$$\frac{dM_C}{dt} = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \quad [29]$$

$$\frac{dM_E}{dt} = \dot{m}_3 - \dot{m}_4 \quad [30]$$

$$\frac{dM_A}{dt} = \dot{m}_4 - \dot{m}_{10} - \dot{m}_5 \quad [31]$$

En considérant que  $x_i(t) = x_i$  est la fraction massique du réfrigérant, nous obtenons les bilans massiques partiels relatifs au fluide frigorigène suivants:

$$\frac{d(x_G M_G)}{dt} = x_7 \dot{m}_7 - x_8 \dot{m}_8 - x_1 \dot{m}_1 \quad [32]$$

$$\frac{d(x_A M_A)}{dt} = x_4 \dot{m}_4 - x_{10} \dot{m}_{10} - x_5 \dot{m}_5 \quad [33]$$

Notant  $H_i(t) = H_i$  l'enthalpie spécifique, les bilans énergétiques sur chaque élément sont donnés par :

$$\frac{d\left[M_G H_G(x_G, T_G) + (MC)_G (T_G - T_{ref})\right]}{dt} = \dot{m}_7 H_7(x_7, T_{Ex}) - \dot{m}_8 H_8(x_8, T_G) - \dot{m}_1 H_7(y_1, T_G) + Q_G \quad [34]$$

$$\frac{d\left[M_C H_C(T_C) + (MC)_C (T_C - T_{ref})\right]}{dt} = \dot{m}_1 H_1(y_1, T_G) - \dot{m}_2 H_2(x_2, T_C) - Q_C \quad [36]$$

$$\frac{d\left[M_E H_E(T_E) + (MC)_E (T_E - T_{ref})\right]}{dt} = \dot{m}_3 H_3(x_3, T_C) - \dot{m}_4 H_4(x_4, T_E) + Q_E \quad [37]$$

$$\frac{d\left[M_A H_A(x_A, T_A) + (MC)_A (T_A - T_{ref})\right]}{dt} = \dot{m}_4 H_4(x_4, T_E) + \dot{m}_{10} H_{10}(x_{10}, T_{Ex}) - \dot{m}_5 H_5(x_5, T_A) - Q_A \quad [38]$$

$$\frac{d\left[M_{Ech} H_{Ech}(x_{Ech}, T_{Ech}) + (MC)_{Ech} (T_{Ech} - T_{ref})\right]}{dt} = \dot{m}_6 H_6(x_6, T_A) + \dot{m}_8 H_8(x_8, T_G) - \dot{m}_7 H_7(x_7, T_G) - \dot{m}_9 H_9(x_9, T_{Ech}) \quad [39]$$

Avec  $\Delta T_i = T_i - T_{i\infty}$

Où  $T_i$  est la température du composant i.  $T_{i\infty}$  est la température de l'espace entourant l'élément.

L'efficacité de l'échangeur peut être calculée par [BUL 95]:

$$\varepsilon_{Ex} = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_6} \quad [40]$$

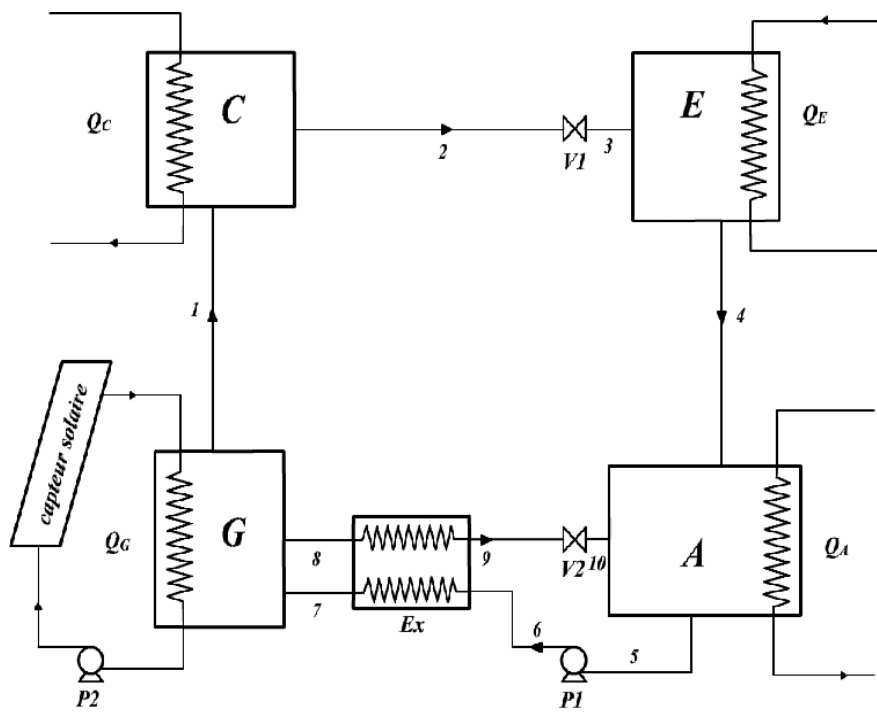
#### 4.2.2. Méthodologie de détermination des constantes

L'expression reliant le coefficient de performance et la variation de l'entropie interne s'écrit :

$$COP = \frac{\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_3}}{\frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_2} - \frac{\dot{S}_{in}}{Q_E}} \quad [41]$$

- Cas où la variation d'entropie interne est linéaire avec la température.

$$COP = \frac{\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_3}}{\frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_2} - \left[ \frac{\beta_1(T_1 - T_3) + \beta_2(T_3 - T_2)}{Q_E} \right]} \quad [44]$$



**Figure 13.** Schéma du cycle frigorifique à absorption.

Pour obtenir les meilleures estimations des paramètres  $\beta_1$  et  $\beta_2$  à partir des données de performance simulées, la méthode de moindres carrés peut bien être utilisée. A chaque point, le COP,  $Q_E$  et les températures internes des réservoirs sont connus. Les meilleures estimations de  $\beta_1$  et  $\beta_2$  sont déterminées en minimisant l'erreur de la somme quadratique  $\sum [COP_{sim} - COP(\beta_1, \beta_2)]^2$  où la sommation est faite sur tous les points de données, qui couvrent toute la gamme des températures et des capacités de refroidissement de la machine à absorption. On constate que la procédure est similaire à la régression linéaire pour obtenir les paramètres les mieux adaptés.

- Cas où la variation d'entropie interne varie suivant une fonction logarithmique de la température.

$$COP = \frac{\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_3}}{\frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_2} \left[ \frac{\lambda_1 \ln\left(\frac{T_1}{T_3}\right) + \lambda_2 \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right)}{Q_E} \right]} \quad [45]$$

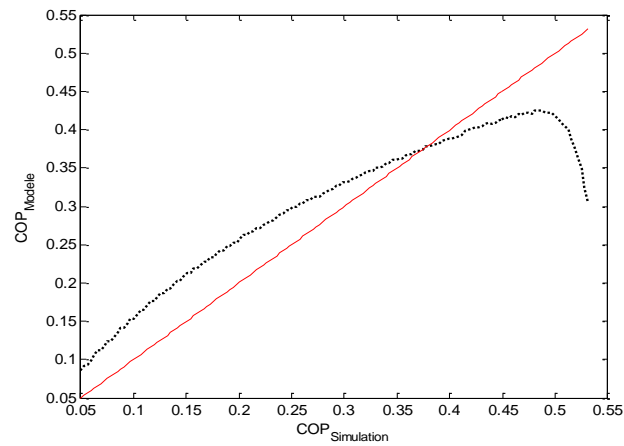
Les paramètres  $\lambda_1$  et  $\lambda_2$  sont obtenues par ajustement des valeurs prédites aux données de la simulation tel qu'il est décrit précédemment. Il convient de noter que, bien que la fonction de l'équation [45] n'est pas linéaire, la procédure pour obtenir les paramètres  $\lambda_1$  et  $\lambda_2$  est similaire à la régression linéaire.

Pour les figures 14, 15 et 16, le COP prévu par le modèle en utilisant les trois fonctions proposées de la variation de génération d'entropie interne est tracée par rapport aux valeurs correspondantes obtenues à partir de la simulation. La fonction d'entropie constante (figure 14) donne des mauvais pronostics avec un écart maximum de 7%. Tandis que sur les figures 15 et 16, la plupart des points relèvent d'un maximum de 3% de la première bissectrice. La fonction linéaire et la fonction logarithmique pourraient donc être utilisées pour représenter des irréversibilités internes dans le modèle proposé.

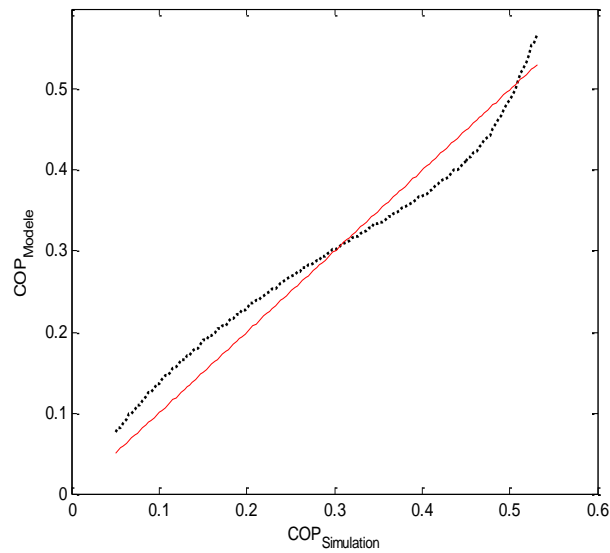
$$\frac{dS_{in}}{dt} = 5,73 \cdot 10^{-3} \text{ kW} \quad [46]$$

$$\frac{dS_{in}}{dt} = -0,0412 \times 10^{-3} T_1 - T_3 + 0,1843 \times 10^{-3} T_3 - T_2 \quad [47]$$

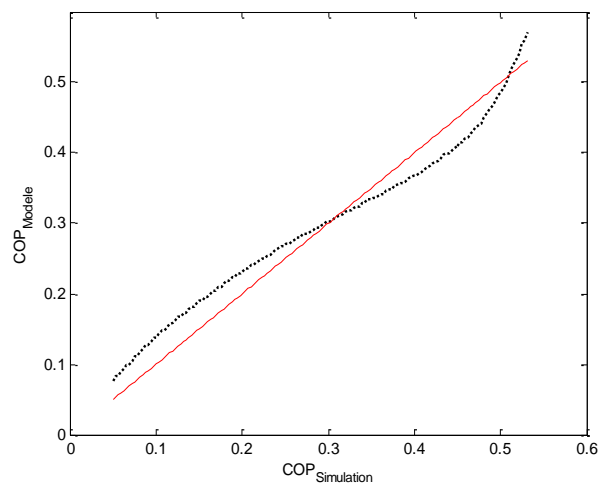
$$\frac{dS_{in}}{dt} = -0,0152 \text{Ln } T_1/T_3 + 0,0553 \text{Ln } T_3/T_2 \quad [48]$$



**Figure 14.** COP prédit en utilisant la fonction constante en fonction du COP simulé.



**Figure 15.** COP prédit en utilisant la fonction linéaire en fonction du COP simulé.



**Figure 16.** COP prédit en utilisant la fonction logarithmique en fonction du COP simulé.

## 5. Conclusion

Les systèmes énergétiques et environnementaux sont parfois complexes et diversifiés. Les méthodes numériques d'étude de leurs performances sont aussi apprêtées à une multitude de voies d'instauration et d'investigation. Cet article présente une revue relative aux modèles et leur relation avec les irréversibilités des systèmes énergétiques. Les chercheurs y trouveront une base regroupée sur les modèles d'investigation de tels problèmes. Une attention particulière a été donnée au modèle endoréversible qui s'avère le plus adéquat pour décrire le comportement de la majorité des systèmes énergétiques. Les modèles endoréversibles ont été appliqués avec succès aux études de différents comportements des systèmes de conversion de l'énergie. Tenir compte et modéliser toutes les irréversibilités dans une même étude est chose idéale mais encombrante et difficile quant à la mise en œuvre des programmes de résolution numérique. Ceci passe aussi par différentes approches basées sur des formes empiriques pour la définition des lois de génération de l'entropie.

## Bibliographie

- [AHM 13] Ahmad F., Kamaruzzaman S., Mohd H.R., Mohd Y.O., « Performance and cost benefits analysis of double-pass solar collector with and without fins », *Energy Conversion and Management*, 76, 8-19, 2013.
- [ALA 02] Alam K.C.A., Sarker M.M.A., « Optimal performance of an endoreversible solar driven sorption refrigeration system », *BSME-ASME Int. Conf. On Thermal Engineering*, Dhaka Bangladesh, 2002.
- [AKP 10] Akpinar E.K., Koçyigit F., « Energy and exergy analysis of a new flat-plate solar air heater having different obstacles on absorber plates », *Applied Energy*, 87, 3438-3450, 2010.
- [ALT 88] Altfeld K., Leiner W., Fiebig M., « Second law Optimization of flat-plate solar air heaters: Part I: The concept of net exergy flow and the modeling of solar air heaters », *Solar Energy*, 41, 127-132, 1988.
- [AND 77] Andresen B., Salamon P., Berry S.R., « Thermodynamics in finite time: extremals for imperfect heat engines », *J.Chem.Phys.*, 66, 1571, 1977.
- [AOL 03] Aoltola J., « Simultaneous Synthesis of flexible heat exchanger networks », Thesis, University of Technology Helsinki, 2003.
- [ARP 86] Arpe K., Brannkovic C., Oriol E., Speth P., « Variability in time and space of energetics from a long series of atmospheric data produced by ecmwf », *Beitrage zur Physik der Atmosphäre* 59, 321-355, 1986.
- [BAD 92] Badescu V., « Optimum operation of solar converter in combination with a Stirling or Ericson heat engine », *Energy* 17, 601, 1992.
- [BAR 90] Baruch P., Parrott J.E., « A thermodynamic cycle for photovoltaic energy conversion », *J. of Physics D: Applied Physics*. Vol. 23(6). 739-..., 1990.
- [BEJ 08] Bejan A., Lorente S., « Design with constructal theory ». Wiley, Hoboken, 2008.
- [BEJ 94] Bejan A., « Power generation and Refrigeration models with heat transfer irreversibilities », *J.Heat transfer Soc.Japan*, 33, 68-75, 1994.
- [BEJ 95a] Bejan A., « Theory of heat transfer irreversible power plants-II: The Optimal allocation of heat exchange equipment », *Int.J.heat and Mass transfer* 38/3, 433-444, 1995.
- [BEJ 95b] Bejan A., Vargas J.V.C., Sokolov M., « Optimal allocation of a heat exchanger inventory in heat driven refrigerators », *Int.J.heat and Mass transfer*, 38/16, 2997-3004, 1995.
- [BEJ 88] Bejan A., « Theory of heat transfer irreversible power plants », *Int.J.Heat and Mass transfer*, 31/6, 1211-1219, 1988.
- [BEL 01] Belaribi M., Benyaarou F., Benyoussef B., « Etude et conception assistée par ordinateur d'un système de Réfrigération par voie solaire », *Rev. Energie Renouvelable : Journées de thermique*, 25-30, 2001.
- [BEN 06] Ben Saad S., Fellah A., Ismaili S., Ben Brahim A., « Conception, Dimensionnement et Réalisation d'une installation de réfrigération par absorption solaire », *International Congress on the Engineering of Renewable Energies CERE'2006*, Hammamet, TUNISIA, 2006.
- [BER 09] Berrich E., Fellah A., Ben Brahim A., « Etude conceptuelle et fonctionnelle d'un cycle de réfrigération par absorption solaire : caractéristiques générales de performance », *14èmes Journées Internationales de Thermique JITH*, 27-29 Mars, 2009, Djerba, Tunisie, 2009.



- [BER 11] Berrich E., Fellah A., Ben Brahim A., Feidt M., « Conceptual and functional study of a solar absorption refrigeration cycle », *Int. J. Exergy*, Vol. 8, No. 3, 265, 2011.
- [BER 99] Berlitz J.T., Satzeger P., Summerer F., Ziegler F., Alefeld G., « A contribution to the evaluation of the economic perspectives of absorption chillers », *Int. J. Ref.*, 22, 67-76, 1999.
- [BHA 05] Bhardwaj P.K., Kaushik S.C., Jain S., « General performance characteristics of an irreversible vapour absorption refrigeration system using finite time thermodynamic approach », *Int.J.Thermal Sciences* 44, 189-196, 2005.
- [BLA 95] Blank D.A. and Wu C., « Power optimization of an extra-terrestrial solar-radiant stirling heat engine », *Energy*, Vol.20, 523-530, 1995.
- [BOU 15] Boukhchana Y., Fellah A., et Ben Brahim A., «Transient modeling and simulation of an ammonia-water absorption solar refrigerator *International Journal of Mechanics and Energy*», 3(1), 33-43, 2015.
- [BUL 95] Bulgan A. T., «Optimization of the thermodynamic model of aqua-ammonia absorption refrigeration systems, *Energy Conversion and Management*», 36(2), 135-143, 1995.
- [CHA 57] Chambadal P., « Les centrales nucléaires », Armand Colin, Paris, 1957.
- [CHA 58] Chambadal P., « Le choix du cycle thermique dans une usine génératrice nucléaire », *Rev. Gen. Electr.*, 1958.
- [CHE 94a] Chen J., « Optimal heat transfer areas for endoreversible heat pumps », *Energy*, 19/10, 1031-1036, 1994.
- [CHE 94b] Chen J., « New performance bounds of a class of irreversible refrigerators », *J.Phys. A: Math Gen*, 27, 6395-6401, 1994.
- [CHE 94c] Chen J., « The maximum power output and maximum efficiency of an irreversible Carnot heat engine », *J. Physics D: Applied physics* 27, 1144-1149, 1994.
- [CHE 94d] Chen J., « Performance of absorption refrigeration cycle at maximum cooling rate », *Cryogenics*. 34, 997-999, 1994.
- [CHE 95] Chen J. « The equivalent Cycle System of an Endoreversible Absorption Refrigerator and its general performance characteristics », *Energy*, 20/10, 995-1003, 1995.
- [CHE 96a] Chen J., Wu C., « General performance characteristics of an n stage endoreversible combined Power cycle system at maximum specific power output », *Energy Conversion Management*, 37/9, 1401-1406, 1996.
- [CHE 96b] Chen J., Wu C., « Optimization of a two stage combined refrigeration System », *Energy Convers. Mgmt.*, 37/3, 353-358, 1996.
- [CHE 96c] Chen J., « Thermodynamic analysis of a solar driven thermoelectric generator », *J.Appl.Phys.*, 79, 2717-2721, 1996.
- [CHE 04] Cheng C.Y., « The optimum allocation of heat transfer equipment for an irreversible combined heat engine with ecological criteria », *Int. J. Heat and Mass transfer*, 31/4, 573-584, 2004.
- [CHU 97] Chua H.T., Gordon J.M., Ng K.C., Han Q., «Entropy production analysis and experimental confirmation of absorption systems », *Int. J. Ref.*, 20/3, 179-190, 1997.
- [CON 93] Conde M.R., « The design of heat pumps by simulation », *Heat Pumps for energy Efficiency and Environmental Progress - Elsevier Science Publishers*, 229-235, 1993.
- [CUR 75] Curzon F.L, Ahlborn B., « Efficiency of a Carnot engine at maximum power output », *Am.J.Phys.*, 43, 22-24, 1975.
- [DEM 94] De Mey G., De Vos A., « On the optimum efficiency of endoreversible thermodynamic processes », *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 27, 736-739, 1994.
- [DEV 87] De Vos A., « Reflections on the power delivered by endoreversible engines », *J. Phys. D : Appl. Phys.*, 20, 232-236, 1987.
- [DEV 91a] De Vos A., « Is solar cell an endoreversible engine? », *Solar cells* 31, 181-196, 1991.
- [DEV 91b] De Vos A., Flatter G., « The maximum efficiency of the conversion of solar energy into wind energy », *AM. J. Phys.*, 59, 751-754, 1991.
- [DEV 92a] De Vos A., « Endoreversible thermodynamics of solar energy conversion », Oxford University Press, Oxford UK., 1992.
- [DEV 92b] De Vos A., Van derWel P., « Endoreversible models for the conversion of solar energy into wind energy », *J. Non-Equilibrium Thermod.*, 17, 77-89, 1992.

- [DEV 93] De Vos A., Landsberg P.T., Baruch P., Parrott J.E., « Entropy fluxes, endoreversibility and solar energy conversion », J. Appl. Phys., 74, 3631-3637, 1993.
- [ESE 08] Esen H., «Experimental energy and exergy analysis of a double-flow solar air heater having different obstacles on absorber plate», Building and Environment, 43, 1046-1054, 2008.
- [FAT 01] Fathi R., Ouaskit S., « The optimum performance of absorption cycles with external and internal irreversibilities », M. J. Condensed Matter 4/1, 2001.
- [FEI 87] Feidt M., « Thermodynamique et Optimisation Energétiques des Systèmes et procédés », Tech. Et Doc.(Lavoisier), Paris, 1987.
- [FEI 02a] Feidt M., « Optimisation des machines motrices, selon la Thermodynamique en temps-Fini : une revue et des prolongements proposés », Entropie n°239/240, 78-80, 2002.
- [FEI 02b] Feidt M., Lang S., « Conception optimale de systèmes combinés à génération de puissance, chaleur et froid », Entropie n°242, 2-11, 2002.
- [FEL 05] Fellah A., Ben Brahim A., « Répartition optimale des surfaces d'échange dans une installation de réfrigération par absorption solaire », Journées Internationales Scientifiques et Pédagogiques de Mécanique et d'Energétique (JISPME2005), Tozeur, Tunisie, 2005.
- [FEL 06] Fellah A., Ben Brahim A., Bourouis M., Coronas A., « Cooling loads analysis of an equivalent endoreversible model for a solar absorption refrigerator », Int. J. Exergy, 3/4, 452-465, 2006.
- [FEL 07] Fellah A., Ben Brahim A., « Hierarchical decomposition and optimization in absorption refrigerator analysis », Proceedings of the 3rd International Energy, Exergy and Environment Symposium, Evora Portugal, 2007.
- [FEL 08a] Fellah A., « Intégration de la décomposition hiérarchisée et de l'endoreversibilité dans l'étude d'un cycle de réfrigération par absorption solaire: Modélisation et optimisation », Thèse de Doctorat, Univ. De Tunis Elmanar, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tunis, 2008.
- [FEL 08b] Fellah A. and Ben Brahim A., « On the performance of solar refrigeration », 4th International Conference on Advances in Mechanical Engineering and Mechanics ICAMEM2008, Sousse, Tunisia, 2008.
- [FEL 10] Fellah A., Khir T., Ben Brahim A., « Hierarchical decomposition and optimization of thermal transformer performances », Struct Multidisc Optim, 42:437-448, 2010.
- [FEL 11] Fellah A. and Ben Brahim A., « On the Thermal Transformer Performances », Heat Analysis and Thermodynamic Effects, Amimul Ahsan (Ed.), InTech, 107-126, 2011.
- [GOK 93] Goktun S., Ozakynak S., Yavuz H., « Design parameters of a radiative heat engine », Energy, 18, 651-655. 1993.
- [GOR 88] Gordon J.M., « On optimized solar driven heat engines », Solar Energy, 40, 457-461, 1988.
- [GOR 89] Gordon J.M., Zarmi Y., « Wind energy a solar driven heat engine: A thermodynamic approach », Am. J. Phys. 57, 995-998, 1989.
- [GOR 91] Gordon J.M., « Generalized power versus efficiency characteristics of heat engines: the thermoelectric generator as an instructive illustration », Am. J. Phys. 59, 551-555, 1991.
- [GOR 97] Gordon J.M., Ng K.C., Chua H.T., « Optimizing Chiller Operation based on Finite-Time thermodynamics : Universal Modeling and Experimental Confirmation », Int. J. Refrigeration, 20/3, 191-200. 1997.
- [GRO 94] Grossman G., Wilk M., « Advanced modular simulation of absorption systems », Revue. Int. de froid, 17/4, 239-244. 1994.
- [HAM 17] Hamed M., «Etude numérique en régime dynamique du comportement d'un capteur solaire plan avec et sans stockage et couplage à un système de climatisation», Thèse de Doctorat, Ecole Nationale d'Ingénieurs Univ. de Gabès Tunisie, 2017.
- [HAM 12] Hamed M., Fellah A., Ben Brahim A., «Optimization of a solar driven absorption refrigerator in the transient regime», Applied Energy, Vol.92, p714-724, 2012.
- [HOF 97] Hoffmann K.H., Burzler J.M., Schubert S., «Endoreversible Thermodynamics», J.Non-Equil.Thermody., 22/4, 311-355, 1997.
- [HOW 77] Howell J.R., Bannerot R.B., « Optimum solar collector operation for maximizing cycle work output ». Solar Energy, 19, 149, 1977.
- [LUO 03] Luo J., Sun F., Wu C., « Optimum allocation of heat transfer surface area for cooling load and COP optimization of a thermoelectric refrigerator », Energy Conversion and Management, 44, 3197-3206, 2003.

- [MEE 02] Meeuse F.M., « On the design of Chemical processes with improved controllability characteristics », DUP Science, Netherlands, 2002.
- [MUN 03] Munoz J.R., Von Spakovsky M.R., « Decomposition in Energy System synthesis/Design optimization for stationary and aerospace applications », *J. Aircraft*, 40/1, 35-42, 2003.
- [MUS 57] Muser H., « Behandlung von Electronenprozessen in Halbleiterrandschichten », *Z. Phys.*, 148, 380-390, 1957.
- [NEL 98] Nelson J.R.A., Bejan A., « Constructal optimization of internal flow geometry in convection », *J. Heat Transfer*, 120, 357-364, 1998.
- [NGK 98] Ng K.C., Tu K., Chua H.T., Gordon J.M., Kashiwagi T., Akisawa A., Saha B.B., « Thermodynamic analysis of absorption chillers: internal dissipation and process average temperature », *Appl. Thermal. Eng.*, 18/8, 671-682, 1998.
- [NOV 58] Novikov I.I., « The efficiency of atomic power stations », *J. Nucl. Energy II (USSR)*, 17, 125-128, 1958.
- [NUW 94] Nuwayhid R.Y., Mukalled F., « The effect of planet thermal conductance on conversion of solar energy into wind energy », *Renewable energy*, Vol.4 (1), 53-58, 1994.
- [ORL 90] Orlov V.N., Berry R.S., « Power output from an irreversible heat engine with a nonuniform working fluid », *Physical Review A*, 42, 7230-7235, 1990.
- [PAR 92] Parrott J.E., « Thermodynamics of solar cell efficiency » *Solar energy materials and solar cells*. Vol.25. 73-85. 1992.
- [PAT 98] Pathria R.K., Salamon P., Nulton J.D., « Optimal Operation of Finite Time Tricycles with Heat Conduction Losses », *J. Physics A*, 31, 3171-3183, 1998.
- [PEI 92] Peixoto J., Oort A., « Physics of climate », American Institute of Physics Edt., New York, 1992.
- [PET 64] Petela R., « Exergy of heat radiation », *ASME Journal of Heat Transfer*, 86, 187-192, 1964.
- [REI 06] Reis A. H., Bejan A., « Constructal theory of global circulation and climate », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006.
- [RUB 79a] Rubin M., « Optimal configuration of a class of irreversible engines I », *Phys. Rev. A*, 19, 1272-1276, 1979.
- [RUB 79b] Rubin M., « Optimal configuration of a class of irreversible engines II », *Phys. Rev. A*, 19, 1277, 1979.
- [SAL 01] Salamon P., Nulton J.D., Siragusa G., Andresen T.R., Limon A., « Principles of Control Thermodynamics », *Energy*, 26, 307-319, 2001.
- [SIE 03] Sieniutycz S., « Carnot controls to unify traditional and work assisted operations with heat and mass transfert », *Int. J. Thermodynamics* 6/2, 1-9, 2003.
- [STI 02] Stitou D., Labidi J., Spinner B., « Endoreversible efficiency of heat transformer at maximum power production », *Entropie* n°239/240, 89-92, 2002.
- [SWA 01] Swada H., Yan X.T., « Applying Generic constraint solving technics in providing insights into engineering design », *1st Conf. On Eng. Design*. Glasgow, 21-23, 2001.
- [TOZ 99] Tozer R., Agnew B., « Optimization of Ideal Absorption Cycles with external irreversibilities », *Int. Sorption Heat Pump Conf.* (March 1999) Munich-Germany, 1999.
- [WIJ 96] Wijesundera N.E., « Performance limits of absorption cycles with external irreversibilities », *Applied Therm. Engng.*, 16/2, 175-181, 1996.
- [WIJ 97] Wijesundera N.E., « Performance of three-heat-reservoir absorption cycles with external and internal irreversibilities », *Applied Therm. Engng.*, 17/12, 1151-1161, 1997.
- [WUC 95] Wu C., « Maximum obtainable specific cooling load of a refrigerator », *Energy Convers. Mgmt.*, 36/1, 7-10, 1995.