



HAL
open science

Contribution à l'optimisation technico-économique de systèmes énergétiques

Christine Mansilla Pellen

► **To cite this version:**

Christine Mansilla Pellen. Contribution à l'optimisation technico-économique de systèmes énergétiques. Sciences de l'ingénieur [physics]. Ecole Centrale Paris, 2006. Français. NNT : . tel-00185696

HAL Id: tel-00185696

<https://theses.hal.science/tel-00185696>

Submitted on 6 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.



**ÉCOLE CENTRALE DES ARTS
ET MANUFACTURES
« ÉCOLE CENTRALE PARIS »**

THÈSE
présentée par

Christine MANSILLA - PELLEN

pour l'obtention du

GRADE DE DOCTEUR

Spécialité : Génie Industriel

Laboratoire d'accueil : Laboratoire de Génie Industriel (LGI)

**SUJET : CONTRIBUTION A L'OPTIMISATION TECHNICO-ECONOMIQUE DE SYSTEMES
ENERGETIQUES**

soutenue le : 5 juillet 2006

devant un jury composé de :

**A. Bontemps
R. Benelmir
J.C. Bocquet
J.M. Castelain
J. Gosset
F. Werkoff**

**Président
Rapporteur
Directeur de thèse
Rapporteur
Examinateur
Responsable CEA**

2006 - 14

REMERCIEMENTS

L'étude présentée dans ce mémoire a été réalisée au Centre d'Etudes de Saclay du Commissariat à l'Energie Atomique (CEA).

J'exprime ma reconnaissance à Monsieur R. Lenain, chef du Service d'Etudes des Réacteurs et de Mathématiques Appliquées (CEA/DEN/DANS/DM2S/SERMA), ainsi qu'à Messieurs J. Gosset et F.L. Linet qui se succédèrent à la direction du Laboratoire de Technico-économie de l'Enrichissement et du Dimensionnement (SERMA/LTED), pour m'avoir accueillie et donné les moyens de mener à bien cette étude.

J'adresse mes remerciements à Monsieur A. Bontemps, Professeur des Universités à l'Université Joseph Fourier, qui me fait l'honneur de présider le jury.

Je souhaite remercier Monsieur R. Benelmir, Maître de Conférences Hors Classe – HDR à l'Université Henri Poincaré Nancy I et Directeur des Etudes à l'ESSTIN, et Monsieur J.M. Castelain, Professeur des Universités à l'Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis, qui ont accepté d'être rapporteurs de ce travail.

Je suis très honorée que Monsieur J. Gosset, Directeur du Centre Energétique et Procédés de l'Ecole des Mines de Paris, ait accepté de juger ce travail et de participer au jury.

Je prie Monsieur J.C. Bocquet, Directeur du Laboratoire de Génie Industriel de l'Ecole Centrale de Paris, de bien vouloir accepter ma profonde gratitude pour avoir assumé la direction scientifique de mon travail.

J'exprime ma sincère reconnaissance à Monsieur F. Werkoff, Docteur d'Etat et Chercheur au CEA, pour la direction de mes travaux et son enthousiasme quotidien.

J'ai bénéficié de conseils et informations, tout au long de mon travail de recherche. Aussi il m'est particulièrement agréable de remercier :

Messieurs G. Arnaud et M. Dumas (CEA/DM2S/SFME) pour la mise à ma disposition du logiciel *Vizir* et leur aide répétée pour sa mise en œuvre,

Monsieur A. Maréchal (CEA/DRT/GRETh) pour l'aide à la modélisation des échangeurs thermiques,

Monsieur X. Raepsaet (CEA/DM2S/SERMA) pour la transmission de données sur les réacteurs à haute température,

Messieurs J. Sigurvinnsson et P.H. Floch pour leurs collaborations et contributions,

Monsieur Y. Amalric (CEA/DM2S/SERMA) pour les aspects informatiques,

Mademoiselle S. Avril (CEA/DM2S/SERMA) pour sa collaboration.

Je souhaite encore remercier tous les membres du LTED et du LGI pour leur accueil, en particulier Anne, Catherine, Christine et Françoise pour leur amitié et soutien ; ainsi que Murielle pour sa gentillesse et sa redoutable efficacité !

Enfin j'adresse ma profonde gratitude à mes proches : mes parents et grands-parents, mon frère et bien sûr mon mari, pour leur amour et encouragements quotidiens.

TABLE DES MATIERES

1. Introduction	7
2. Introduction à la thermo-économie	13
3. Technico-économie versus Intégration thermique	61
4. Intégration thermique versus Technico-économie	101
5. Optimisation technico-économique du circuit d'hélium d'un VHTR (réacteur nucléaire à très haute température) entièrement dédié à la production d'électricité....	145
6. Conclusion générale	203
Annexe 1. Notions économiques	215
Annexe 2. Optimisation multi-critère par algorithmes génétiques.....	223
Annexe 3. Le code de calcul Tugaz	231
Annexe 4. Expression des nombres adimensionnés et du coefficient de transfert thermique	235
Annexe 5. Extension de la thermo-économie à de nouvelles problématiques.....	239

Des sommaires détaillés seront présentés au début de chaque chapitre. Des nomenclatures seront également fournies pour chaque partie du mémoire à l'exception du chapitre 2 (les auteurs ayant adopté différentes notations, nous avons préféré les expliciter au cas par cas).

1. INTRODUCTION

1.1. UN CONTEXTE DE DEVELOPPEMENT DURABLE

Les recherches menées actuellement, en particulier dans le secteur de l'énergie, devront désormais être conduites dans un contexte de développement durable.

Les systèmes énergétiques qui sont développés dans ce contexte présentent des caractéristiques différentes des systèmes énergétiques passés. Contrairement aux systèmes passés où le combustible représentait en général le principal poste de dépenses, dans un contexte de développement durable les coûts d'investissement deviennent prédominants dans certains cas.

Citons différents exemples :

- Des systèmes qui font appel à l'énergie solaire ou éolienne sont envisagés pour la production d'électricité ou d'hydrogène. Les investissements correspondants sont lourds et le consommable est gratuit.
- Les installations consommatrices de combustibles fossiles devront mettre en place des procédés pour la capture et la séquestration du dioxyde de carbone. Les investissements seront donc fortement accrus.
- Les procédés faisant appel à l'énergie nucléaire sont des procédés pour lesquels les investissements sont très importants, le consommable représentant une part relativement faible du coût final (quelques pourcents pour l'uranium naturel).

A l'heure actuelle, la démarche utilisée pour apprécier l'intérêt économique de ces différents systèmes s'appuie sur un schéma de fonctionnement fixé. Ensuite, à partir d'un scénario incluant les durées de construction et d'exploitation, ainsi qu'un taux d'actualisation, il est possible de calculer un coût de production (incluant les parts du coût d'investissement et du coût de fonctionnement).

Des études ont montré que les schémas de fonctionnement correspondant aux meilleurs rendements thermodynamiques ne conduisent pas nécessairement aux meilleurs coûts de production.

Les systèmes mis en œuvre impliquent souvent des conditions de fonctionnement sévères : on opère à haute température, ou à haute pression, ou encore en milieu très corrosif, et parfois sous plusieurs de ces conditions rigoureuses.

La technique n'est alors plus la seule dimension à prendre en compte lors de la conception. Il est indispensable d'intégrer également les aspects économiques (coûts d'investissement, mais également coûts de sûreté et sécurité (non ici traités)), car les nouveaux systèmes ne seront mis en œuvre qu'à condition qu'ils présentent un intérêt économique par rapport aux systèmes actuels.

1.2. OBJECTIF ET CADRE GENERAL

1.2.1. TECHNICO-ECONOMIE ET THERMO-ECONOMIE

La thermo-économie est une discipline qui allie thermodynamique et économie comme son nom l'indique. Nous en parlerons de manière détaillée au chapitre 2.

Les recherches en thermo-économie font très souvent appel à la notion d'exergie¹. L'exergie est une grandeur qui traduit la qualité de l'énergie. En tant que telle, elle est préconisée pour décrire le fonctionnement d'un système. Cependant, les études qui se réclament de la thermo-économie n'ont pas systématiquement recours à cette grandeur pour la modélisation du système.

Dans la partie originale de mes travaux, j'ai choisi de ne pas faire appel à l'exergie pour exprimer les coûts d'exploitation (la justification de ce choix est présentée au paragraphe 2.7). En conséquence, même si une démarche qui se détacherait de la notion d'exergie en utilisant des variables plus classiques mais qui réaliserait tout de même une optimisation intégrant coûts d'investissement et coûts d'exploitation me semble pouvoir se réclamer de la thermo-économie, il est apparu préférable d'employer le terme plus général de technico-économie dans ce cas.

Je propose la démarche suivante pour les différents systèmes qui seront étudiés. Cette démarche sera appelée optimisation technico-économique :

- définition du système,
- définition du modèle physique,
- définition du modèle thermodynamique,
- définition du modèle économique,
- choix de la fonction objectif,
- choix des variables de décision,
- définition des contraintes,
- optimisation de la fonction objectif soumise aux contraintes.

1.2.2. INTEGRATION THERMIQUE (OU THEORIE DES PINCEMENTS)

L'intégration thermique a d'abord été développée dans le domaine de l'ingénierie chimique où elle a été appelée intégration de procédés. L'intérêt premier pour une meilleure utilisation de l'énergie s'est diversifié : on recherche également à présent à minimiser la consommation d'eau par exemple.

Le but original de l'intégration thermique (également appelée théorie des pincements) est la définition des conditions de fonctionnement et la conception des utilités ; l'avantage résidant dans le fait de décomposer un système global en sous-systèmes plus faciles à gérer.

Cette méthode développée depuis plusieurs dizaines d'années permet de concevoir des réseaux d'échangeurs thermiques adaptés à un système. Elle sera détaillée au chapitre 3 et servira de point de comparaison pour l'optimisation technico-économique.

1.2.3. OBJECTIF ET CADRE DE LA THESE

Dans un contexte de développement durable, il apparaît donc indispensable de considérer l'aspect économique lorsque l'on souhaite réaliser l'optimisation d'un système. On se place en phase de conception d'un système. Un modèle a été mis en œuvre afin de déterminer

¹ Cette notion sera explicitée au paragraphe 2.2.1 du présent mémoire : elle représente le travail maximal que peut fournir le système considéré étant données les conditions imposées par l'environnement.

l'optimum global du coût prévisionnel de production d'un système énergétique, incluant à la fois coûts de fonctionnement et coûts d'investissement. Cet objectif global sera précisé dans ma thèse.

Dans mes travaux, je n'ai pris en compte que ces deux aspects (coûts d'investissement et coûts de fonctionnement). Néanmoins, l'extension de la méthodologie à d'autres aspects tels que les aspects sociétaux et environnementaux est envisageable (par exemple la prise en compte des émissions de CO₂ via des taxes ou des droits à polluer, ou bien par sa capture et sa séquestration).

Les systèmes étudiés sont en cours de conception (à l'exception du cas de référence pour la théorie des pincements présenté au chapitre 3) – l'objectif étant la mise en fonctionnement à l'horizon 2030 – 2040.

Notons que l'on se placera dans un contexte de calcul de coûts et non pas de prix. Ce sont deux notions différentes (cf. Annexe 1 p.215). L'objectif n'est pas d'obtenir un coût de production précis mais d'intégrer les coûts disponibles étant donné l'état des connaissances pendant la phase de conception.

1.3. ORGANISATION DU MEMOIRE

Dans un premier temps, nous ferons le point sur la thermo-économie – spécialité qui connaît actuellement un fort développement – à partir d'une étude bibliographique.

Ensuite, l'optimisation technico-économique sera comparée à la théorie des pincements, aussi appelée intégration thermique, sur un cas de référence pour la théorie des pincements. Nous pourrions ainsi valider l'intérêt de la méthode.

Une deuxième comparaison sera effectuée entre les deux approches, mais cette fois-ci en s'appuyant sur un cas d'abord traité par l'approche technico-économique : l'optimisation du réseau d'échangeurs thermiques haute température pour la production d'hydrogène par électrolyse haute température.

Enfin, un système global sera traité : l'optimisation du circuit d'hélium d'un réacteur à très haute température pour la production d'électricité. Cela nous permettra de tester la méthode sur un système complet, dans un autre domaine que celui de la production d'hydrogène, et ainsi contribuer à atteindre l'objectif général.

La conclusion sera l'occasion de formuler une synthèse de nos résultats, de se positionner par rapport aux méthodes existantes, et de mettre en relief les perspectives ouvertes par ce type de méthode.

2. INTRODUCTION A LA THERMO-ECONOMIE

SOMMAIRE DU CHAPITRE 2

2.1. Introduction	19
2.2. Définition des concepts.....	21
2.2.1. L'exergie	21
2.2.1.1. Définitions.....	21
2.2.1.2. Bilan exergétique.....	24
2.2.2. La thermo-économie	25
2.3. Historique de la thermo-économie.....	27
2.4. Différentes approches de la recherche en thermo-économie.....	28
2.4.1. Approche structurelle	28
2.4.2. Approche fonctionnelle.....	28
2.5. L'analyse thermo-économique.....	31
2.5.1. Introduction : objectifs et étapes de l'analyse	31
2.5.2. Analyse exergétique	31
2.5.2.1. Définition des produits et des ressources de chaque composant.....	31
2.5.2.2. Calcul des performances des composants	32
2.5.3. Evaluation thermo-économique	33
2.5.3.1. Attribution d'un coût à l'exergie	33
2.5.3.2. Coût des flux de l'installation.....	33
2.5.4. Exemple d'analyse thermo-économique : le problème CGAM.....	35
2.5.4.1. Définition du modèle physique	35
2.5.4.2. Analyse exergétique	37
2.5.4.3. Analyse fonctionnelle.....	38
2.6. L'optimisation thermo-économique	43
2.6.1. Introduction	43
2.6.2. Démarche de l'optimisation thermo-économique	43
2.6.3. Fonction objectif	44
2.6.3.1. Fonctions objectifs les plus utilisées	44
2.6.3.2. Autres critères possibles	49
2.6.4. Variables et contraintes de l'optimisation.....	50
2.6.4.1. Variables.....	50
2.6.4.2. Contraintes.....	50
2.6.5. Algorithmes d'optimisation.....	50
2.6.6. Exemple d'optimisation : le problème CGAM	51
2.6.6.1. Définition du problème	51
2.6.6.2. Démarche.....	52
2.6.6.3. Optimisation	52
2.6.6.4. Résultats	53
2.7. Conclusion.....	54
2.7.1. Utilisation de l'exergie	54
2.7.2. Positionnement de notre travail.....	54
Bibliographie.....	56

LISTE DES FIGURES DU CHAPITRE 2

Figure 2.1. Comparaison énergie-exergie lors d'un transfert de chaleur.....	22
Figure 2.2. Comparaison énergie-exergie physique de flux de matière.....	23
Figure 2.3. Modèle physique du CGAM, [Santarelli, 2003].....	36
Figure 2.4. Diagramme fonctionnel du CGAM, [Santarelli, 2003]	39
Figure 2.5. Schéma des contributions du coût du consommable et du coût d'investissement au coût total du produit, en tant que fonctions de la destruction d'exergie et du rendement exergetique, d'après [Tsatsaronis, 1993]	46

LISTE DES TABLEAUX DU CHAPITRE 2

Tableau 2.1. Valeurs thermodynamiques des flux, [Santarelli, 2003]	36
Tableau 2.2. Ressources et produits, [Santarelli, 2003]	37
Tableau 2.3. Paramètres de l'analyse exergétique, [Santarelli, 2003]	37
Tableau 2.4. Résultats de l'analyse exergétique, [Santarelli, 2003]	38
Tableau 2.5. Définition des paramètres du diagramme fonctionnel, [Santarelli, 2003]	40
Tableau 2.6. Définition des coefficients productifs, [Santarelli, 2003]	41
Tableau 2.7. Coûts exergétiques unitaires (k^*) et coûts thermo-économiques unitaires (c^*), [Santarelli, 2003]	42

2.1. INTRODUCTION

Dans le contexte de développement durable que nous avons introduit, la thermo-économie est un appui méthodologique. En effet, comme son nom l'indique, cette discipline allie thermodynamique et économie. Elle fut mentionnée pour la première fois en tant que telle à la fin des années 1950.

L'objectif de ce chapitre est de faire le point sur la thermo-économie à partir d'une étude bibliographique. Précisons que nous avons choisi de reprendre les notations des auteurs dans l'énoncé des équations. Ces notations seront détaillées au cas par cas.

La thermo-économie s'appuie sur les deux principes fondamentaux de la thermodynamique :

- **Premier principe de la thermodynamique**

La variation de l'énergie totale E d'un système isolé est égale à la somme des quantités d'énergie échangées avec son environnement. L'énergie peut être échangée sous forme de travail W ou de chaleur Q :

$$\Delta E = W + Q \quad (2.1)$$

Le premier principe postule que l'énergie de l'univers est constante. C'est le principe de conservation de l'énergie. Au cours d'un processus quelconque (transfert ou transformation), l'énergie peut changer de forme, mais elle ne peut ni être créée ni être détruite.

- **Second principe de la thermodynamique**

Le second principe procède à une hiérarchisation de l'énergie en évoquant les irréversibilités inhérentes à toute évolution. Il postule l'existence d'une fonction d'état qui rend compte de ces irréversibilités. Cette fonction est appelée entropie et est notée S . L'entropie d'un système isolé augmente toujours, même dans le cas d'un cycle parfait :

$$\frac{dS}{dt} \geq 0 \text{ ou } \Delta S \geq 0 \quad (2.2)$$

A partir du second principe a été définie l'exergie. Cette quantité est égale au travail utile maximal que peut atteindre un « porteur d'énergie »¹.

¹ Ce que nous entendons par « porteur d'énergie » sera détaillé au paragraphe 2.2.1.1.

La thermo-économie a deux facettes : l'analyse thermo-économique et l'optimisation thermo-économique.

L'analyse thermo-économique, qui découle de l'analyse exergetique, met en évidence les irréversibilités d'un système et les traduit en termes de coûts monétaires. Comme l'analyse exergetique, elle permet une meilleure compréhension du système, ainsi que la mise en évidence des améliorations possibles. En outre, elle a l'avantage de pouvoir rendre possible la détermination des coûts des différents produits d'une installation.

L'optimisation thermo-économique a pour objectif d'optimiser une installation considérée dans sa globalité du point de vue de son coût, et ce en intégrant coûts d'investissement et d'exploitation. Pour cela elle définit des modèles physiques, thermodynamiques et économiques.

Après avoir défini les différents concepts utilisés en thermo-économie, nous effectuerons un historique qui sera suivi de l'énoncé des différents formalismes développés dans ce domaine. Nous essaierons ensuite de montrer quelle est la démarche thermo-économique, aussi bien pour l'analyse que pour l'optimisation de systèmes énergétiques.

2.2. DEFINITION DES CONCEPTS

A partir du deuxième principe de la thermodynamique, il est possible de dégager les inefficacités et pertes énergétiques dans un système. En effet, un procédé dégrade forcément l'énergie. Cela a donné naissance au concept d'exergie qui quantifie les irréversibilités.

2.2.1. L'EXERGIE

2.2.1.1. Définitions

L'énergie peut être décomposée en deux parties :

- une composante « utile » : l'exergie,
- une composante « inutile » ou « indisponible » : l'anergie.

L'exergie est, par définition, le travail utile maximal que peut atteindre un porteur d'énergie dans les conditions imposées par un environnement donné. Sous le terme « porteur d'énergie » nous regroupons les flux de matière, la chaleur, le travail etc... L'exergie est le travail maximal que peut fournir le système considéré en passant de l'état initial à un état d'équilibre avec l'environnement. Nous en détaillerons quelques expressions plus bas qui permettent d'éclairer la compréhension.

A l'opposé, l'anergie est l'énergie qui ne pourra jamais être transformée en travail. Elle vaut :

$$an = T_0(s - s_0) \quad (2.3)$$

où :

an : anergie (J/kg)

T_0 : température de l'environnement (K)

s : entropie spécifique du flux dans l'état considéré (J/(kg.K))

s_0 : entropie spécifique du flux à la température T_0 et à la pression P_0 (pression environnante) (J/(kg.K))

L'exergie est une quantité thermodynamique caractéristique du porteur d'énergie, qui dépend à la fois de l'état du porteur considéré et de l'état de l'environnement qui l'entoure. C'est une mesure objective de la « valeur » thermodynamique, plus proche de la notion de coût que l'énergie. En effet, elle traduit la qualité et la quantité de l'énergie, là où l'énergie ne traite que de quantités.

Nous allons donner l'expression de l'exergie associée à différents porteurs. On adoptera un signe positif quand le système effectue un gain.

▪ Transfert de travail sur une frontière du système

$$E_w = W \quad (2.4)$$

où :

E_w : exergie associée au transfert de travail sur une frontière du système (J)

W : travail transféré (J)

Pour le travail et l'énergie électrique, l'exergie est égale à l'énergie. Ce sont en effet des formes « nobles » d'énergie par opposition aux formes dégradées, telles que la chaleur par exemple.

▪ **Transfert de chaleur**

$$E_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot Q \tag{2.5}$$

où :

E_Q : exergie associée au transfert de chaleur (J)

Q : chaleur transférée (J)

T : température à la frontière (là où s'effectue le transfert de chaleur) (K)

T_0 : température de l'environnement (K)

On peut ici faire une analogie avec le rendement de Carnot qui est le rendement thermodynamique maximal qu'il est possible d'atteindre. Il peut s'exprimer de la façon

suivante : $\eta = 1 - \frac{T_F}{T_C}$. T_F est la température de la source froide, et T_C celle de la source chaude.

L'expression de l'exergie associée à un transfert de chaleur permet de comparer, sur la Figure 2.1, l'énergie transférée (Q) et l'exergie transférée (E_Q) lors d'un transfert de chaleur de 1 kJ, en fonction de la température à laquelle le transfert a lieu. La température de l'environnement est prise égale à 20°C.

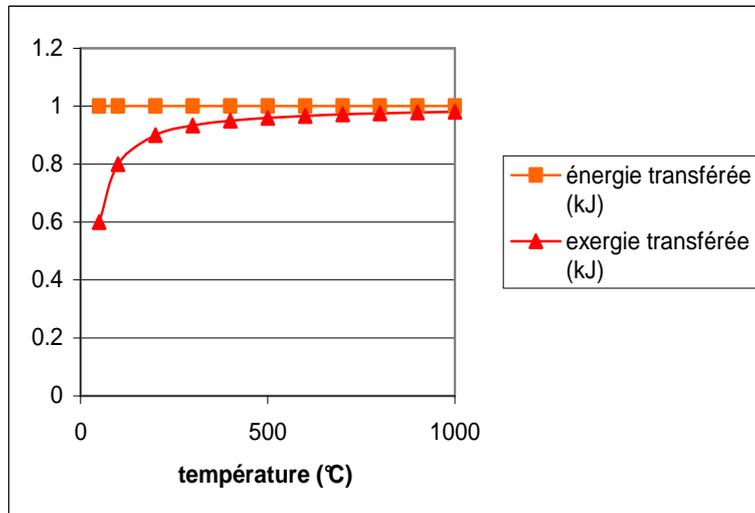


Figure 2.1. Comparaison énergie-exergie lors d'un transfert de chaleur

L'exergie transférée est toujours inférieure à l'énergie. La différence se réduit quand la température augmente.

▪ **Exergie liée aux flux de matière**

Dans la littérature, l'exergie d'origine nucléaire, magnétique, ou électrique est négligée le plus souvent¹. On obtient alors :

$$E_{TOT} = E_{KN} + E_{PT} + E_{PH} + E_{CH} \quad (2.6)$$

où :

- E_{TOT} : exergie associée au flux de matière (J)
- E_{KN} : exergie d'origine cinétique (égale à l'énergie cinétique du flux) (J)
- E_{PT} : exergie d'origine potentielle (égale à l'énergie potentielle du flux) (J)
- E_{PH} : exergie d'origine thermodynamique (J)
- E_{CH} : exergie d'origine chimique (J)

Précisons les expressions de E_{PH} et de E_{CH} .

L'exergie thermodynamique est due aux différences de température et de pression entre le flux et l'environnement. Dans le cas d'un système ouvert elle s'écrit :

$$E_{PH} = m \cdot [(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)] \quad (2.7)$$

où :

- m : masse (kg)
- T_0 : température de l'environnement (K)
- h : enthalpie spécifique du flux (J/kg)
- h_0 : enthalpie spécifique du flux à la température T_0 et à la pression P_0 (pression environnante) (J/kg)
- s : entropie spécifique du flux (J/(kg.K))
- s_0 : entropie spécifique du flux à la température T_0 et à la pression P_0 (J/(kg.K))

Sur la Figure 2.2 nous avons représenté l'énergie et l'exergie physique contenue dans 1 kg d'eau sous une pression de 30 bar en fonction de la température. T_0 est prise égale à 20°C.

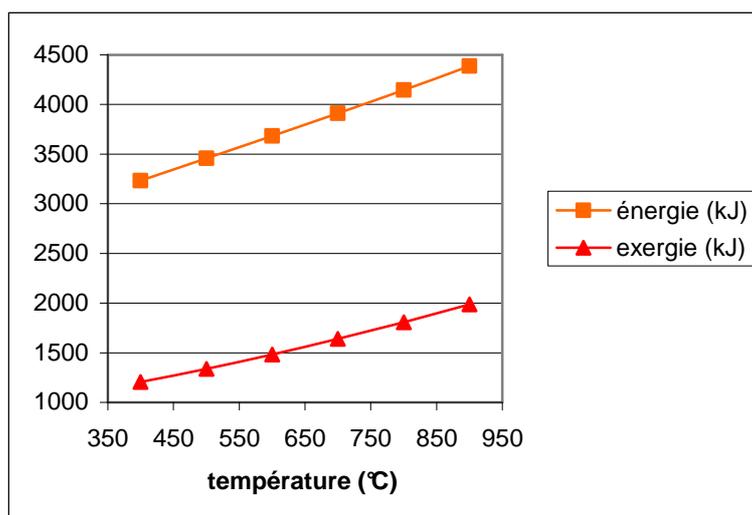


Figure 2.2. Comparaison énergie-exergie physique de flux de matière

¹ Dans les systèmes étudiés jusqu'à présent par la thermo-économie, l'exergie d'origine nucléaire ou électromagnétique des flux de matière est négligeable. Il serait néanmoins possible d'intégrer l'exergie électromagnétique des flux de matière si nécessaire.

L'exergie chimique E_{CH} est le travail que l'on récupérerait en amenant le flux de matière à l'équilibre chimique avec l'environnement. Cela pose le problème de la définition de l'équilibre chimique de l'environnement. Cependant, ce choix ne modifiera pas radicalement les résultats de l'analyse.

L'exergie chimique d'un gaz de référence (qui contribue à former l'atmosphère de référence) est définie par rapport aux pressions partielles ([Cornelissen, 1997], l'exergie ici définie est l'exergie spécifique en J/mol) :

$$E_{CH} = RT_0 \ln \frac{P_0}{P_{00}} \quad (2.8)$$

où :

R : constante des gaz parfaits ($R = 8,314 \text{ J/(K.mol)}$)

T_0 : température de l'environnement (K)

P_0 : pression environnante (Pa)

P_{00} : pression partielle du gaz dans l'état de référence (Pa)

Pour la plupart des combustibles, l'exergie chimique est très proche de leur pouvoir calorifique inférieur¹.

2.2.1.2. Bilan exergetique

Afin de mettre en évidence la différence entre énergie et exergie, écrivons les bilans pour ces deux grandeurs (bilans reproduits d'après [Douvartzides et al., 2002]) :

▪ Bilan énergétique

$$\sum_j \dot{Q}_j - \dot{W} = \left(\sum_i \dot{m}_i h_i \right)_{\text{entrée}} - \left(\sum_i \dot{m}_i h_i \right)_{\text{sortie}} \quad (2.9)$$

où :

\dot{Q}_j : flux de chaleur (positif quand il est dirigé vers le système considéré, W)

\dot{W} : flux de travail (positif quand il est produit par le système, W)

\dot{m}_i : débit massique du flux de matière i (kg/s)

h_i : enthalpie spécifique du flux de matière i (J/kg)

L'indice *entrée* renvoie aux flux entrant dans le système considéré, l'indice *sortie* aux flux sortants.

L'énergie est globalement conservée.

¹ La combustion d'un produit génère, entre autres, de l'eau à l'état de vapeur. La quantité de chaleur contenue dans cette eau peut être récupérée par condensation. Cela permet de distinguer deux pouvoirs calorifiques :

- le *pouvoir calorifique supérieur (PCS)* est la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète d'un produit ; l'eau formée pendant la combustion étant ramenée à l'état liquide et les autres produits restant à l'état gazeux.
- le *pouvoir calorifique inférieur (PCI)* se déduit du précédent en y retranchant la chaleur de condensation de l'eau (2511 kJ/kg) (d'après http://www.thermexcel.com/french/ressourc/gaz_comb.htm)

▪ **Bilan exergetique**

$$\dot{E}_D = T_0 \dot{S}_{\text{générée}} = \left(\sum_i \dot{m}_i e_i \right)_{\text{entrée}} - \left(\sum_i \dot{m}_i e_i \right)_{\text{sortie}} + \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W} \quad (2.10)$$

où :

\dot{E}_D : taux de destruction d'exergie (exergie détruite par unité de temps, W)

$\dot{S}_{\text{générée}}$: taux de création d'entropie (entropie créée par unité de temps, W/K)

T_0 : température ambiante (K)

T_j : température à la frontière j (là où s'effectue le transfert de chaleur, K)

\dot{Q}_j : flux de chaleur (positif quand il est dirigé vers le système considéré, W)

\dot{W} : flux de travail (positif quand il est produit par le système, W)

\dot{m}_i : débit massique du flux de matière i (kg/s)

e_i : exergie spécifique du flux de matière i (elle comprend l'exergie physique et l'exergie chimique, J/kg)

L'exergie peut être détruite. Cette destruction est la conséquence des irréversibilités du système. En effet, d'après le théorème de Gouy-Stodola ([Cornelissen, 1997]) :

$$I = T_0 S_{\text{générée}} \quad (2.11)$$

où :

I : irréversibilité du système (J)

T_0 : température ambiante (K)

$S_{\text{générée}}$: entropie créée (J/K)

On peut donc réaliser des analyses exergetiques de la même manière que l'on effectue des analyses énergétiques (bilans, quantité contenue dans les flux...).

2.2.2. LA THERMO-ECONOMIE

La thermo-économie combine analyse exergetique et analyse économique. Pour cela un coût est assigné à l'exergie. Certains auteurs ont cependant utilisé ce terme pour désigner une analyse thermodynamique (au sens du premier principe) et une analyse économique, conduites séparément sur un même système. Pour éviter cette ambiguïté, le terme exergo-économie est parfois utilisé pour désigner l'analyse combinée ([Tsatsaronis et Pisa, 1994]). Par la suite nous préférons le terme thermo-économie au sens analyse exergetique combinée à l'analyse économique.

De la façon la plus générale, pour ce qui est de la partie économique de l'analyse, on voit apparaître des variables d'entrée qui sont :

- les dépenses et le planning des achats ou investissements,
- le planning de l'installation, de l'exploitation,
- le taux d'inflation,
- les sources de financement et le retour sur investissement souhaité,

- le taux d'imposition,
- le coût du combustible,
- la durée de vie économique et technique,
- les facteurs de charge de l'installation,
- les dépenses d'assurance,
- les revenus de la vente des produits.

La différence entre durée de vie technique et durée de vie économique est la suivante : la durée de vie technique est une durée de vie vraisemblable, et la durée de vie économique est une durée de vie avérée, réalisable à coup sûr. L'amortissement du matériel est donc calculé pour la durée de vie économique. Les coûts d'exploitation sont évalués sur la durée de vie technique.

L'ensemble de ces données forme ce qui est parfois appelé le « scénario économique ». Selon ce que l'on souhaite prendre en compte, il est possible d'y intégrer des informations supplémentaires telles que les coûts de démantèlement, les coûts liés au développement, à la sûreté, ou bien les coûts environnementaux ou d'acceptabilité.

Dans nos travaux, nous nous limiterons aux variables suivantes :

- la durée de vie technique de l'installation et celle des composants,
- le taux d'actualisation,
- le taux de fonctionnement de l'installation,
- le scénario d'engagement des dépenses (l'investissement peut être réparti sur plusieurs années),
- le coût de l'énergie : thermique ou électrique,
- les autres coûts (en fonction du système étudié : investissement pour les différents composants, coûts de fonctionnement, coût de maintenance).

Ce scénario sera détaillé pour chaque système considéré (voir paragraphes 3.4.1.2, 4.2.4.3 et 5.3.3.7). Le coût de l'énergie et les autres coûts seront en général détaillés séparément des autres paramètres.

La différence entre une analyse économique classique et une analyse économique menée dans le cadre d'une analyse thermo-économique est que, dans ce cadre, l'étude descend du niveau le plus haut jusqu'au niveau du composant.

L'intérêt de la thermo-économie est donc de traiter l'analyse et l'optimisation d'un système producteur ou consommateur d'énergie en termes de coûts. Les coûts en thermo-économie incluent généralement investissement et exploitation.

Des travaux récents ([Sciubba, 2003]), orientés différemment, ont porté sur la mise en place d'un formalisme qui s'abstrait des valeurs monétaires, et traduit toutes les grandeurs (y compris les coûts monétaires) en termes exergétiques. Cette volonté d'unification nous paraît intéressante. Cependant, dans notre cas, l'objectif est de se rapprocher d'un coût de production : cette démarche n'est donc pas appropriée.

2.3. HISTORIQUE DE LA THERMO-ECONOMIE

Les premières contributions au concept d'exergie remontent à la fin du 19^e siècle. Celles-ci ont suivi la formulation mathématique du second principe de la thermodynamique. Des personnalités telles que J. W. Gibbs (1873) et J. C. Maxwell (1875) y ont participé (cités d'après [Tsatsaronis, 1993]). Ces travaux ont suscité peu d'intérêt à l'époque.

Selon [Tsatsaronis, 1993], le développement moderne de l'analyse exergetique a été initié par [Keenan, 1932] aux Etats-Unis, et [Bosnjakovic, 1938] en Europe. Des travaux ont suivi dans les années 1950-60. Ils traitent notamment du calcul de l'exergie des combustibles et de la définition de l'état de référence pour le calcul de l'exergie chimique.

C'est en 1932 qu'a émergé l'idée d'attribuer un coût à l'exergie. Cette idée est due à [Keenan, 1932] qui, en s'intéressant à un système de cogénération, a souligné que la valeur économique de la vapeur et de l'électricité réside dans leur exergie, et non pas dans leur énergie : de la vapeur à 100°C ou de la vapeur à 300°C ne peuvent pas avoir la même valeur.

Le terme « exergie » est inventé en 1956 par Z. Rant, et est adopté partout de façon unanime, sauf aux Etats-Unis où, au départ, les termes de « disponibilité » ou « énergie disponible » sont également employés.

Toujours d'après [Tsatsaronis, 1993], les premiers travaux en thermo-économie sont dus à M. Tribus et R. B. Evans de l'Université de Californie, Los Angeles, ainsi qu'à E. F. Obert et R. A. Gaggioli de l'Université du Wisconsin, à la fin des années 1950. Les premiers ont appliqué le concept d'exergie au dessalement en formulant des équations bilans de coûts au niveau des composants du système ([Evans et Tribus, 1962], [Evans et al., 1966]). Les seconds ont assigné des coûts à l'exergie pour la sélection optimale d'un système de tuyauterie et son isolation thermique ([Obert et Gaggioli, 1963], [Gaggioli, 1961]). L'article de [El-Sayed et Evans, 1970] marque l'introduction de méthodes de calcul rigoureuses pour l'optimisation en thermo-économie.

A partir des années 1970, le nombre d'applications de ces méthodes a augmenté de façon importante. Parmi les principaux auteurs dans ce domaine on peut citer (dans l'ordre alphabétique) Benelmir, El-Sayed, Evans, Frangopoulos, Tsatsaronis, Valero et von Spakovsky.

Ces différents auteurs ont confronté leurs approches sur le problème du CGAM¹ ([Valero et al., 1994 a]), système de cogénération détaillé au paragraphe 2.6.6. Il semble donc exister un vrai dialogue entre les différents acteurs de cette discipline.

¹ Ce problème tient son nom des initiales des prénoms des spécialistes ayant confronté leurs méthodologies sur ce problème simple d'optimisation : C. Frangopoulos, G. Tsatsaronis, A. Valero, M. von Spakovsky. Le modèle physique est décrit sur la Figure 2.3 p.36.

2.4. DIFFERENTES APPROCHES DE LA RECHERCHE EN THERMO-ECONOMIE

Différents formalismes ont été développés.

Kotas, d'une part, a développé dans ses travaux une approche structurale que nous allons expliciter dans un premier temps. Ensuite, nous détaillerons l'approche fonctionnelle de Benelmir, Frangopoulos, von Spakovsky, Tsatsaronis, Valero et Lozano.

2.4.1. APPROCHE STRUCTURELLE

[Kotas, 1985] a formalisé l'impact d'un composant sur l'ensemble du système dont il fait partie, en termes d'irréversibilités. Ce facteur d'impact est appelé « coefficient de lien structurel » (« coefficient of structural bond »). Il est noté $CSB_{i,k}$.

L'indice i renvoie à la variable de décision (variable dont on cherche la valeur pour arriver à un coût optimal). C'est par exemple une température. L'indice k fait référence au composant considéré au sein du système (une turbine, un échangeur...).

$$CSB_{i,k} = \frac{\frac{\partial I_{tot}}{\partial x_i}}{\frac{\partial I_k}{\partial x_i}} \quad (2.12)$$

où :

$CSB_{i,k}$: « coefficient de lien structurel » relatif à la variable x_i et au composant k

x_i : variable du système

I_{tot} : irréversibilité générée par le système global

I_k : irréversibilité générée par le composant k

Ce coefficient doit donc traduire l'impact de l'irréversibilité générée par le composant k sur l'irréversibilité générée par le système global, lorsque l'on modifie le paramètre x_i .

Ce formalisme a principalement été utilisé pour réaliser des optimisations locales de composants, en tenant compte de leur influence sur le fonctionnement du système global, et ce par rapport à certaines variables ([Kotas, 1985], [Dentice d'Accadia et al., 2002]).

2.4.2. APPROCHE FONCTIONNELLE

Sous cette approche nous regroupons les travaux de Tsatsaronis, Frangopoulos, von Spakovsky, Benelmir, Valero et Lozano depuis les années 1980.

Chacun d'eux utilise une dénomination différente :

Frangopoulos nomme cette approche la « thermoeconomic functional approach », notée TFA.

Von Spakovsky développe cette analyse et l'appelle « engineering functional analysis » (EFA), ainsi que Benelmir. Tsatsaronis regroupe ses travaux dans ce domaine sous l'expression « évaluation et optimisation exergo-économiques ». Valero et Lozano nomment leur théorie « théorie du coût exergetique ».

L'approche fonctionnelle de Frangopoulos consiste à décomposer un système en unités et réseau de distribution. Les unités sont constituées des composants, et ont un objectif défini que l'on peut quantifier en termes d'exergie. Pour un compresseur, l'objectif est d'augmenter l'exergie mécanique du fluide.

Le produit des différents composants (c'est-à-dire l'exergie du flux de matière sortant du composant, ou bien l'exergie mécanique produite si le composant est une turbine, par exemple) est réparti entre les autres unités via le réseau.

Le réseau et les unités constituent ce qui est appelé le diagramme fonctionnel.

Dans une procédure d'optimisation globale du système, les variables et les contraintes sont exprimées en fonction des produits des composants.

L'« engineering functional analysis » de von Spakovsky est un développement de l'analyse fonctionnelle. La modélisation passe également par la construction d'un diagramme fonctionnel qui met en évidence les unités du système, des jonctions de flux et des branchements. Des flux de néguentropie¹ traduisent que tous les composants doivent « payer » l'évacuation de l'entropie qu'ils produisent. Les boucles principales, notamment celle de l'exergie, sont ensuite déterminées.

Benelmir utilise la notion de « rail énergétique » (exergie et anergie sont considérées) afin de suivre les irréversibilités et de voir comment elles sont distribuées à travers les composants d'un système.

Tsatsaronis quant à lui définit le concept de structure productive. Elle s'apparente au diagramme fonctionnel de Frangopoulos ou von Spakovsky.

En fonction de la nature des composants chaque flux d'exergie est appelé soit une ressource, soit un produit, soit une perte. Pour une pompe par exemple, la ressource est le travail, le produit est le gain d'exergie du fluide au passage dans la pompe, et la chaleur dégagée vers l'environnement est une perte.

Chaque flux appartient à une seule catégorie et l'exergie des flux est positive.

L'utilisation de l'exergie est systématique : tous les coûts sont exprimés en fonction de grandeurs exergetiques (cf. [Tsatsaronis, 1993], paragraphe 2.6.3.1)

La théorie du coût exergetique développée par Valero et Lozano traduit les conséquences économiques des irréversibilités. Elle reprend les idées de Tsatsaronis :

- l'utilisation systématique de la notion d'exergie ;
- les concepts de ressource et de produit qui mettent en exergue le but - ou la fonction - de chaque composant.

A cela est ajoutée la formalisation mathématique de la théorie des systèmes.

L'ensemble de ce formalisme matriciel est développé notamment dans la thèse de [Serra, 1994] dont l'objectif est d'unifier la théorie du coût exergetique de Lozano et Valero, l'approche de Frangopoulos, et celle de von Spakovsky. Cette approche est appelée « théorie structurelle », à ne pas confondre avec la dénomination utilisée pour exposer celle de Kotas au paragraphe 2.4.1 du présent mémoire.

¹ La néguentropie traduit les pertes exergetiques. Le flux de néguentropie est l'opposé du flux d'anergie. Au lieu de créer de l'entropie, le système consomme de la néguentropie.

Il existe donc différentes approches en thermo-économie. Toutes ont en commun l'utilisation du deuxième principe de la thermodynamique pour le calcul des coûts de consommation énergétique. Leurs différences résident dans la répartition des différents coûts et la formulation des équations auxiliaires.

2.5. L'ANALYSE THERMO-ECONOMIQUE

Avant d'aborder l'optimisation, nous nous intéressons ici aux techniques d'analyse. A partir des différents formalismes, j'ai tenté de dégager une méthodologie générale d'analyse thermo-économique ayant une approche fonctionnelle.

2.5.1. INTRODUCTION : OBJECTIFS ET ETAPES DE L'ANALYSE

Cette analyse a différents objectifs :

- identifier, localiser et quantifier les pertes exergetiques dans un système,
- calculer le coût associé à ces pertes,
- évaluer le coût de production de chaque produit,
- faciliter les études de faisabilité et l'optimisation pendant la phase de conception, ainsi que les études d'amélioration pour les systèmes déjà existants,
- assister les prises de décision concernant les modes opératoires, la maintenance et l'allocation de fonds de recherche,
- comparer des alternatives techniques.

Pour l'analyse, l'étude s'appuie sur un schéma de fonctionnement fixé. La définition de ce schéma sera la première étape quel que soit l'objectif fixé.

Puis, une analyse exergetique permet d'obtenir des résultats sur la performance des différents composants, performance que l'on peut traduire en termes économiques en assignant un coût unitaire à l'exergie.

Les coûts des divers flux du processus sont établis grâce à des bilans de coût sur les différents composants du système, via par exemple une analyse fonctionnelle (cf. paragraphes 2.5.3.2 et 2.5.4.3).

2.5.2. ANALYSE EXERGETIQUE

Comme nous l'avons déjà mentionné, les irréversibilités d'un système entraînent une destruction d'exergie alors que l'énergie globale est conservée. Par exemple la conversion de travail en chaleur correspond à une transformation d'énergie, mais à une destruction irréversible d'exergie pour le système.

L'analyse exergetique est capable d'identifier les sources de destruction d'exergie dans un processus, pour ensuite chercher à les minimiser.

2.5.2.1. Définition des produits et des ressources de chaque composant

L'analyse exergetique consiste à identifier pour chaque sous-système les produits et ressources. Si l'on prend l'exemple d'un compresseur, le produit est la variation d'exergie du fluide (gain réalisé grâce à la variation de pression) et la ressource est le travail fourni au compresseur. Pour un échangeur thermique ayant pour but de chauffer un fluide, le produit est la variation d'exergie du fluide réchauffé, et la ressource est la variation d'exergie du fluide

que l'on a utilisé pour réaliser le réchauffement. Dans ce dernier cas, les variations d'exergie sont en relation avec les variations de températures.

2.5.2.2. Calcul des performances des composants

Différents indicateurs de performance peuvent ensuite être calculés tels que le rendement exergetique ou la destruction d'exergie. D'autres indicateurs seront détaillés dans l'exemple décrit au paragraphe 2.5.4.

Le rendement exergetique est défini grâce au rapport des exergies :

$$\eta_{ex} = \frac{E_{produit}}{E_{ressource}} \quad (2.13)$$

où :

$E_{ressource}$: exergie de la ressource
 $E_{produit}$: exergie du produit

Il traduit la véritable performance du point de vue thermodynamique. Il est déterminé pour un système donné, pour lequel on aura pris soin de définir un produit et une ressource.

La destruction d'exergie se calcule grâce à un bilan entre les flux d'exergie entrant et sortant d'un système donné.

$$E_{ressource} = E_{produit} + E_{détruite} + E_{perdue} \quad (2.14)$$

où :

$E_{ressource}$: exergie de la ressource
 $E_{produit}$: exergie du produit
 $E_{détruite}$: exergie détruite pendant le processus
 E_{perdue} : exergie non détruite et non contenue dans le produit (rejet d'un effluent vers l'environnement par exemple)

L'exergie détruite est égale au produit de la température ambiante par l'entropie générée par le processus (cf. équation (2.10) p.25).

Il est nécessaire d'effectuer cette analyse au niveau des composants, si le but est de localiser les pertes exergetiques. On peut sinon réaliser cette étude d'un point de vue plus global. L'objectif fixé à l'étude définira le niveau de décomposition du système.

A ce stade, des résultats sont déjà disponibles. Ce sont des résultats en termes exergetiques. Les sources de destruction d'exergie sont identifiées et localisées. Pour obtenir des résultats sur le plan économique, il faut procéder à une évaluation thermo-économique.

2.5.3. EVALUATION THERMO-ECONOMIQUE

Selon l'objectif fixé à l'étude, différentes étapes sont encore nécessaires.

2.5.3.1. Attribution d'un coût à l'exergie

L'analyse exergetique nous a donné des éléments pour évaluer la performance des composants. En effet celle-ci est traduite par les rendements, la destruction d'exergie réalisée par les composants, et divers autres indicateurs que l'on aura choisi de calculer.

L'analyse exergetique a permis la localisation et la quantification des pertes exergetiques.

Pour approfondir l'analyse, l'étape suivante est l'évaluation thermo-économique. Si l'on veut calculer le coût associé à la destruction d'exergie, il est nécessaire de lui attribuer un coût unitaire.

Différentes options existent telles que prendre comme coût unitaire ([Casarosa et al., 2004]) :

- le coût unitaire du combustible,
- le coût unitaire du combustible divisé par le rendement de l'installation,
- le coût unitaire du combustible divisé par le rendement moyen des installations existantes,
- la valeur moyenne du prix de vente unitaire du produit fini.

Si l'on fait le choix du coût unitaire du combustible, on assimile la destruction d'exergie à une consommation supplémentaire de combustible. Si l'on fait le choix du prix de vente du produit fini, on considère que l'exergie détruite entraîne une production moins importante. Le coût dû à la destruction d'exergie est plus grand dans le deuxième cas.

[Casarosa et al., 2004] préconisent cette dernière solution. Notons qu'il ne semble pas très cohérent de mélanger les notions de coût et de prix de vente.

Il est alors possible d'attribuer des coûts, en multipliant les pertes exergetiques qui sont dues à chaque composant par le coût unitaire de l'exergie. C'est ainsi que sont pris en compte les coûts de fonctionnement par [Casarosa et al., 2004].

2.5.3.2. Coût des flux de l'installation

L'objectif ici visé est l'attribution de coûts aux produits d'une installation. Les coûts des flux de matière sont utilisés pour déterminer les coûts des produits dans des systèmes de cogénération.

Afin de les déterminer, il est nécessaire de procéder à une analyse économique, suivie de bilans de coût sur les composants du système considéré.

▪ Analyse économique

Dans le cadre d'une évaluation thermo-économique, l'analyse économique consiste à rassembler les données décrites au paragraphe 2.2.2 pour l'ensemble des composants du système. Elle peut être effectuée de manière plus ou moins détaillée.

Les coûts d'achat des différents composants sont des données importantes. Sans eux, l'analyse se cantonnera à l'aspect exergetique et donc au fonctionnement du système.

▪ Bilans de coût

On réalise des bilans de coûts sur les composants du système, de la même manière qu'on effectue des bilans de matière ou d'énergie. Les termes du bilan sont des coûts divisés par une durée. Les coûts d'investissement sont divisés par la durée d'exploitation supposée, et on suppose être en régime permanent. L'actualisation¹ n'est pas prise en compte explicitement. Si l'on considère par exemple un système auquel il est fourni de l'électricité et de la chaleur, on obtient le bilan suivant ([Tsatsaronis, 1993]) :

$$\sum_j c_j^{TOT} \dot{E}_j^{TOT} = c^W \dot{E}^W + c^Q \dot{E}^Q + \sum_i c_i^{TOT} \dot{E}_i^{TOT} + \dot{Z} \quad (2.15)$$

où :

c_j^{TOT} : coût unitaire du flux de matière j sortant du système (€/J)

\dot{E}_j^{TOT} : taux d'exergie associé au flux de matière j sortant du système (W)

c_i^{TOT} : coût unitaire du flux de matière i entrant dans le système (€/J)

\dot{E}_i^{TOT} : taux d'exergie associé au flux de matière i entrant dans le système (W)

c^W : coût unitaire de l'énergie électrique transférée au système (€/J)

\dot{E}^W : taux d'exergie associé à l'énergie électrique transférée au système (W)

c^Q : coût unitaire de la chaleur transférée au système (€/J)

\dot{E}^Q : taux d'exergie associé à la chaleur transférée au système (W)

\dot{Z} : charges d'investissement, de maintenance, divisées par le nombre de secondes d'exploitation par an (€/s)

\dot{Z} est obtenu à partir d'une collecte de données économiques. L'exergie des flux est calculée à partir du schéma de fonctionnement du système. Les coûts unitaires sont par exemple déterminés par la méthode matricielle comme cela est fait au paragraphe 2.5.4.

A partir de ces bilans, il est possible de déterminer le coût des produits sortant du composant considéré, comme on le verra avec l'exemple présenté au paragraphe 2.5.4.

Différents indicateurs sont également calculés tels que la part du coût d'investissement ou de la ressource dans le coût total, ou le rapport de la différence de coût entre produit et ressource par le coût de la ressource.

Ces indicateurs permettront d'identifier la nature de l'effort à fournir (diminution du coût de l'investissement, amélioration du rendement).

¹La notion d'actualisation est explicitée en Annexe 1 p.215

2.5.4. EXEMPLE D'ANALYSE THERMO-ECONOMIQUE : LE PROBLEME CGAM

L'analyse thermo-économique est illustrée ici au travers de l'exemple du système CGAM (cycle à turbine à gaz avec cogénération, cf. Figure 2.3), traité grâce à l'approche fonctionnelle.

Cet exemple apparaît comme un exemple de référence. Il a été particulièrement développé dans la littérature, que ce soit pour l'analyse ou l'optimisation : [von Spakovsky et Frangopoulos, 1994], [von Spakovsky, 1997], [Santarelli et al., 2001], [Toffolo et Lazzaretto, 2002], [Tsastaronis et Pisa, 1994], [Frangopoulos, 1994], [von Spakovsky, 1994] et [Valero et al., 1994 b].

Ces quatre derniers articles ont permis aux auteurs de comparer leurs méthodologies, dans le but de les unifier par la suite.

La méthodologie présentée est extraite de [Santarelli, 2003] (voir aussi [Santarelli, 1998]).

2.5.4.1. Définition du modèle physique

La première étape est la définition du modèle physique, car l'on est dans le cadre d'une analyse : les paramètres sont fixés.

On part du schéma de fonctionnement représenté sur la Figure 2.3, et des paramètres suivants :

- Taux de compression : $\beta = 8,5234$
- Rendement isentropique du compresseur : 0,8468
- Rendement isentropique de la turbine à gaz : 0,8786
- $T_3 = 914,28$ K
- $T_4 = 1492,63$ K

Pertes de charge dans le réchauffeur :

- Gaz : $\Delta P_{PRA, g} = 0,03$ bar ;
- Air : $\Delta P_{PRA, a} = 0,05$ bar ;

Pertes de charge dans la chambre de combustion :

- $\Delta P_{CC} = 0,05$ bar ;

Pertes de charges dans la chaudière à récupération (notée « HRSG » de « Heat Recovery Steam Generator » en anglais) :

- Gaz : $\Delta P_{GVR, g} = 0,05$ bar ;
- Air : $\Delta P_{GVR, H_2O} = 0$ bar ;

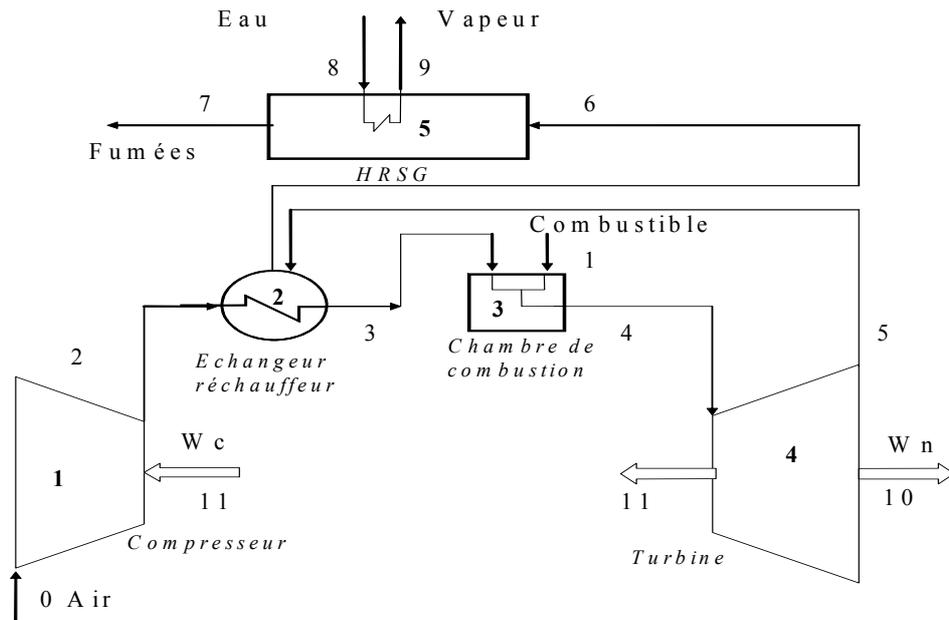


Figure 2.3. Modèle physique du CGAM, [Santarelli, 2003]

A partir de ce modèle physique fixé, l'exergie des différents flux est calculée, en entrée et sortie de chaque composant. Elle est notée Ψ dans cet exemple.

On peut alors regrouper les grandeurs caractéristiques de chaque flux dans un tableau (cf. Tableau 2.1) :

Etat	Substance	Débit kg/s	Température K	Pression bar	Exergie kW
0	Air	99,4559	298,15	1,013	0
1	Méthane	1,6274	298,15	12	84343
2	Air	99,4559	595,51	8,634	27331,92
3	Air	99,4559	914,28	8,202	45961,9
4	Gaz de combustion	101,0833	1492,63	7,792	103706,8
5	Gaz de combustion	101,0833	987,90	1,099	41447,5
6	Gaz de combustion	101,0833	718,76	1,066	20565,57
7	Gaz de combustion	101,0833	400,26	1,013	3094,184
8	Eau	14	298,15	20	0
9	Vapeur	14	485,52	20	12748

Tableau 2.1. Valeurs thermodynamiques des flux, [Santarelli, 2003]

2.5.4.2. Analyse exergetique

- Définitions des ressources et produits

Pour effectuer l'analyse exergetique, il est nécessaire de définir la ressource et le produit de chaque composant. Ceux-ci dépendent directement de la fonction du composant. La ressource d'un réchauffeur sera par exemple la variation d'exergie du fluide chaud qui sert à chauffer le fluide froid. Le produit sera la variation d'exergie du fluide froid. L'exergie est ici notée Ψ . Les différents produits et ressources sont détaillés dans le Tableau 2.2 pour notre exemple, les indices reprennent les numéros de la Figure 2.3 :

Composant	Type	Ressource	Produit
1	Compresseur	Ψ_{11}	$\Psi_2 - \Psi_0$
2	Réchauffeur	$\Psi_5 - \Psi_6$	$\Psi_3 - \Psi_2$
3	Chambre de combustion	Ψ_1	$\Psi_4 - \Psi_3$
4	Turbine	$\Psi_4 - \Psi_5$	$\Psi_{10} + \Psi_{11}$
5	HRSG	$\Psi_6 - \Psi_7$	$\Psi_9 - \Psi_8$

Tableau 2.2. Ressources et produits, [Santarelli, 2003]

- Calcul des performances de l'installation

Différents indicateurs de performance sont alors calculés, tels que le rendement exergetique de chaque composant, la destruction d'exergie (Ψ_I : irréversibilités du système), ou la contribution du composant à l'irréversibilité globale du système :

$\eta_i = \frac{\Psi_{P_i}}{\Psi_{F_i}}$	$\Psi_{I_i} = \Psi_{F_i} - \Psi_{P_i}$
$\chi_i = \frac{\Psi_{I_i}}{\Psi_{I_{tot}}}$	$\delta_i = \frac{\Psi_{I_i}}{\Psi_{F_{tot}}}$
$f_i = \frac{\Psi_{F_i}}{\Psi_{F_{tot}}}$	

Tableau 2.3. Paramètres de l'analyse exergetique, [Santarelli, 2003]

L'indice i renvoie au composant considéré (turbine, échangeur...), I à irréversibilité, P au produit et F à la ressource (« fuel »). La ressource totale est celle apportée au système global (Ψ_1).

Ces indicateurs permettent d'évaluer les performances de l'installation à partir de différents points de vue.

Le calcul de ces différents indicateurs pour les composants du système considéré est détaillé dans le Tableau 2.4 :

Composant	Ψ_F MW	Ψ_P MW	Ψ_I MW	η	χ	δ	f
Compresseur	29,692	27,331	2,360	0,920	0,0566	0,027	0,351
Réchauffeur	20,882	18,629	2,251	0,892	0,0540	0,026	0,247
Chambre de combustion	84,383	57,744	26,638	0,684	0,6398	0,315	1
Turbine	62,259	59,692	2,567	0,958	0,0616	0,030	0,737
HRSG	20,565	12,748	7,817	0,619	0,187	0,092	0,243

Tableau 2.4. Résultats de l'analyse exergetique, [Santarelli, 2003]

On observe que le composant qui contribue le plus à l'irréversibilité est la chambre de combustion, résultat bien sûr peu surprenant.

- **Traduction thermo-économique**

Ces résultats en termes d'exergie peuvent être exploités tels quels, ou bien transposés en termes économiques si l'on attribue un coût à l'exergie. Il est alors possible de chiffrer économiquement les irréversibilités du système.

Ces indicateurs sont utiles pour localiser les pertes exergetiques du système et calculer le coût associé à ces pertes.

Afin d'attribuer un coût aux différents produits de l'installation, il faut poursuivre l'analyse.

2.5.4.3. Analyse fonctionnelle

L'application de l'approche fonctionnelle présentée au paragraphe 2.4.2 permet de représenter la structure du fonctionnement du système.

- **Diagramme fonctionnel**

Le premier pas de l'analyse fonctionnelle consiste à élaborer le diagramme fonctionnel du système considéré. A la différence du modèle physique qui fait apparaître les flux physiques, le diagramme fonctionnel représente les différents composants et les flux de ressources et de produits. Les notions de ressources/produits sont portées sur un schéma. Par exemple, pour un compresseur, le modèle physique comporte un flux de matière entrant, un flux de matière sortant et un flux de travail. Sur le diagramme fonctionnel sont représentés un flux de travail, un flux d'exergie (la variation de l'exergie du flux de matière au passage du compresseur) et un flux d'entropie (irréversibilités générées).

Pour effectuer un diagramme fonctionnel, on distingue l'exergie contenue dans des flux de matière de l'exergie du travail ou du combustible. Sur le diagramme sont aussi reportés les flux de néguentropie (égaux en valeur absolue aux flux d'anergie (cf. équation (2.3)) mais de signe opposé) qui permettent de redistribuer les irréversibilités. Ces flux de néguentropie convergent vers une unité de dissipation.

Les composants du diagramme sont les composants du système, des unités de dissipation et des jonctions entre flux.

Le diagramme fonctionnel du CGAM est représenté sur la figure suivante :

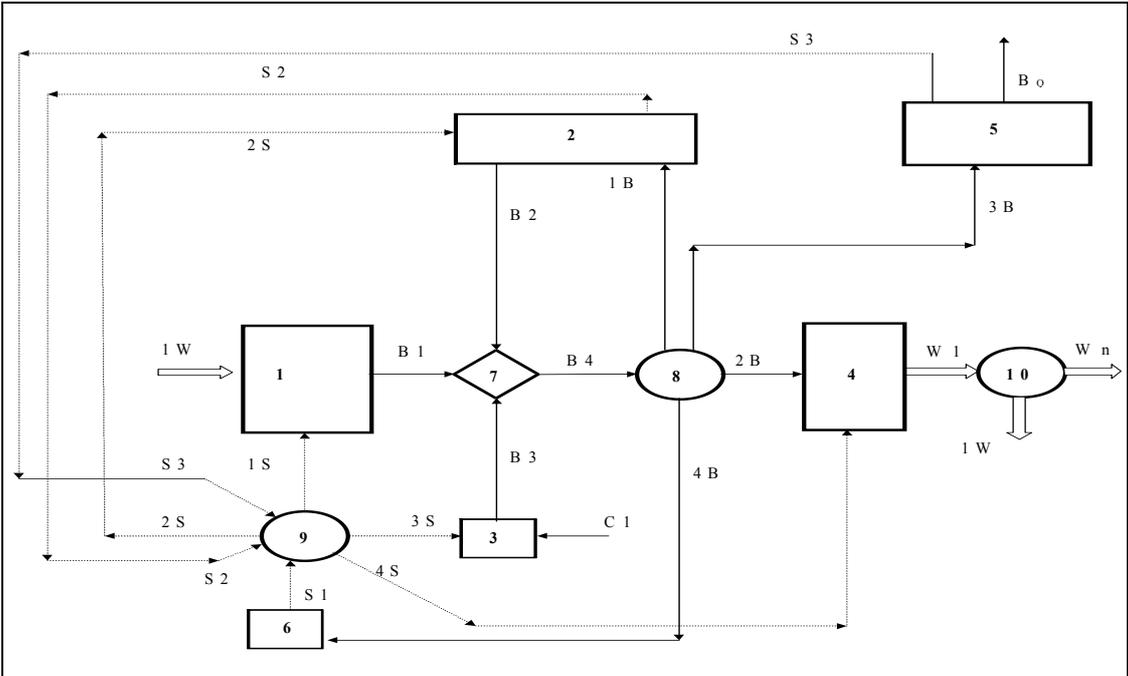


Figure 2.4. Diagramme fonctionnel du CGAM, reproduit d'après [Santarelli, 2003]

Les différentes notations utilisées dans le diagramme fonctionnel sont explicitées dans le tableau suivant :

Unité	Ressource				Produit	Sous-produit
	Exergie	Hydro carbure	Travail	Néguentropie		
Compresseur à air 1			1W	$1S = G_a T_0 (S_2 - S_0)$	$B1 = \Psi_2 - \Psi_0$	
Réchauffeur 2	$1B = \Psi_5 - \Psi_6$			$2S = G_a T_0 (S_3 - S_2)$	$B2 = \Psi_3 - \Psi_2$	$S2 = G_g T_0 (S_5 - S_6)$
Chambre de combustion 3		1C		$3S = T_0 (G_g S_4 - G_a S_3)$	$B3 = \Psi_4 - \Psi_3$	
Turbine 4	$2B = \Psi_4 - \Psi_5$			$4S = G_g T_0 (S_5 - S_4)$	W1	
HRSG 5	$3B = \Psi_6 - \Psi_7$				$B_Q = \Psi_9 - \Psi_8$	$S3 = G_g T_0 (S_6 - S_7)$
Unité de dissipation 6	$4B = \Psi_7 - \Psi_0$				$S1 = G_g T_0 (S_7 - S_0)$	
Jonction 7	$B1 + B2 + B3$				$B4 = \Psi_4 - \Psi_0$	
Branchement 8	B4				$1B + 2B + 3B + 4B = \Psi_4 - \Psi_5 + \Psi_5 - \Psi_6 + \Psi_6 - \Psi_7 + \Psi_7 - \Psi_0$	
Branchement 9				$S1 + S2 + S3$	$1S + 2S + 3S + 4S$	
Branchement 10			W1		$1W + W_n$	

Tableau 2.5. Définition des paramètres du diagramme fonctionnel, [Santarelli, 2003]

G est la notation utilisée pour les débits, S désigne les entropies, W le travail, T_0 est la température ambiante (298,15 K).

▪ **Coûts exergetiques unitaires**

Des coefficients dits **productifs** sont alors définis.

Ils sont équivalents à des inverses de rendement et sont notés k . Ce sont les coûts exergetiques unitaires, pour chaque produit de chaque composant. Ils représentent la consommation d'exergie effectuée par chaque composant, et correspondant à chaque produit (Joules consommés par Joules produits).

Compresseur 1	$k_{1W} = \frac{1W}{B1}$	$k_{1S} = \frac{1S}{B1}$	
Réchauffeur 2	$k_{1B} = \frac{1B}{B2}$	$k_{2S} = \frac{2S}{B2}$	$k_{S2} = \frac{S2}{B2}$
Chambre de combustion 3	$k_{C1} = \frac{1C}{B3}$	$k_{3S} = \frac{3S}{B3}$	
Turbine 4	$k_{2B} = \frac{2B}{W1}$	$k_{4S} = \frac{4S}{W1}$	
HRSG 5	$k_{3B} = \frac{3B}{B_Q}$	$k_{S3} = \frac{S3}{B_Q}$	
Unité de dissipation 6	$k_{4B} = \frac{4B}{S1}$		
Jonction 7	$k_{B1} = \frac{B1}{B4}$	$k_{B2} = \frac{B2}{B4}$	

Tableau 2.6. Définition des coefficients productifs, [Santarelli, 2003]

▪ **Coûts des flux de matière**

On peut alors évaluer les coûts monétaires de chaque flux, grâce à une équation bilan de coûts écrite sous forme matricielle.

$$\{c\} = [\mathbf{A}] \cdot \{c\} + \{R\} \quad (2.16)$$

$\{c\}$: vecteur des coûts unitaires

$[\mathbf{A}]$: matrice des coefficients productifs

$\{R\}$: vecteur des coûts externes (flux externes (combustible, consommables), et coûts d'investissement des composants).

Les coûts unitaires sont donnés par l'équation :

$$\{c\} = [[U_D] - [\mathbf{A}]]^{-1} \cdot \{R\} \quad (2.17)$$

où U_D est la matrice unité.

$$\begin{bmatrix} c_{B1} \\ c_{B2} \\ c_{B3} \\ c_{W1} \\ c_{BQ} \\ c_{S1} \\ c_{B4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & k_{1W} & 0 & k_{1S} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{2S} - k_{S2} & k_{1B} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{3S} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{4S} & k_{2B} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{S3} & k_{3B} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{4B} \\ k_{B1} & k_{B2} & 1 - k_{B1} - k_{B2} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} c_{B1} \\ c_{B2} \\ c_{B3} \\ c_{W1} \\ c_{BQ} \\ c_{S1} \\ c_{B4} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{Z1} \\ k_{Z2} \\ c_1 \cdot k_{c1} + k_{Z3} \\ k_{Z4} \\ k_{Z5} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Si l'on évalue uniquement les coûts exergetiques unitaires :

$$k_{Zi} = 0 ;$$

$$k_{CI} = 1$$

Dans le cas d'une évaluation thermo-économique :

$$k_{Zi} = \text{coût d'investissement du composant } i, \text{ en €/s;}$$

$$k_{CI} = \text{coût du combustible, en €/s.}$$

Le calcul des flux d'exergie (Ψ) permet quant à lui de déterminer les coefficients de la matrice [A].

Les coûts unitaires obtenus (exergetiques et monétaires) sont détaillés dans le tableau suivant pour la ressource (notée F) et le produit (noté P) de chaque composant, ainsi que ceux-ci ont été définis dans le Tableau 2.2. Les coûts monétaires sont exprimés en centimes d'euro par mégajoule.

Analyse fonctionnelle				
Composant	k_F^*	k_P^*	c_F^* c€/MJ	c_P^* c€/MJ
Compresseur	2,063	2,291	7,4	8,5
Réchauffeur	1,954	2,259	6,9	8,2
Chambre de combustion	1	1,696	3,3	5,7
Turbine	1,954	2,063	6,9	7,4
HRSG	1,954	1,759	6,9	6,7

Tableau 2.7. Coûts exergetiques unitaires (k^*) et coûts thermo-économiques unitaires (c^*), [Santarelli, 2003]

On peut ainsi déterminer les coûts de chaque flux en entrée et sortie de tous les composants du système, en multipliant le coût unitaire du flux par l'exergie de ce même flux.

En conclusion, cette méthode permet d'attribuer un coût aux produits d'une installation énergétique. Les installations traitées sont connues (le système physique est figé) et le coût est calculé étant donnée l'installation existante.

Notre étude s'inscrit elle dans la phase de conception du système et s'apparente alors à une démarche d'optimisation plutôt que d'évaluation thermo-économique. Nous présentons l'optimisation thermo-économique au paragraphe suivant.

2.6. L'OPTIMISATION THERMO-ECONOMIQUE

2.6.1. INTRODUCTION

Le but de l'optimisation thermo-économique est la détermination de la synthèse, de la conception et du mode opératoire d'une installation, qui conduisent à l'optimum du point de vue économique.

La synthèse traite du nombre de composants à employer et de leurs connexions ; la conception, du choix des technologies, et de leurs performances nominales ; le mode opératoire, du point de fonctionnement effectivement réalisé en pratique.

L'optimum économique est déterminé en minimisant une fonction objectif de nature économique (coût unitaire de la production ou coût total par exemple). Les coûts d'investissement et les coûts d'exploitation doivent être considérés conjointement¹. Le coût de maintenance, lorsqu'il est pris en compte, est intégré via un pourcentage de l'investissement. Il est également envisageable d'intégrer les coûts environnementaux à l'optimisation (cf. Annexe 5 p.239).

La fonction objectif est aussi appelée critère d'optimisation. Cette fonction dépend d'un certain nombre de variables, et doit être optimisée dans le cadre de contraintes d'égalité ou d'inégalité (le problème de l'optimisation est défini plus amplement dans l'Annexe 2 p.223 à partir de [Dumas, 2002]).

Certaines variables sont dites de décision. Ce sont celles par rapport auxquelles l'optimisation est réalisée. Les contraintes sont des lois physiques ou des règles expertes qui traduisent la cohérence avec les pratiques de l'ingénieur.

2.6.2. DEMARCHE DE L'OPTIMISATION THERMO-ECONOMIQUE

La démarche de l'optimisation thermo-économique est la suivante :

- définition du problème,
- définition du modèle physique,
- définition du modèle thermodynamique,
- définition du modèle économique,
- choix de la fonction objectif,
- choix des variables de décision,
- définition des contraintes,
- optimisation de la fonction objectif soumise aux contraintes.

La définition du problème prend en compte le cahier des charges : type de l'installation, productions requises...

- Le modèle physique traduit les différents bilans (matière, énergie, exergie),
- le modèle thermodynamique décrit les propriétés des fluides (énergies et exergies spécifiques, par exemple),

¹ Cela n'est historiquement pas toujours le cas. Comme cela a déjà été précisé en introduction, les systèmes en phase de conception sont optimisés le plus souvent par rapport au rendement thermodynamique. L'intérêt de ce travail est d'intégrer l'aspect investissement.

- le modèle économique définit les différents coûts et autres données de l'analyse économique décrite au paragraphe 2.2.2 p.25.

Cette démarche sera illustrée grâce à l'exemple CGAM¹, au paragraphe 2.6.6 p.51.

Il existe différentes méthodes d'optimisation possibles. En effet, une fois les modèles physique, thermodynamique et économique définis, il est possible de choisir d'appliquer directement un algorithme d'optimisation ou bien de recourir à une analyse fonctionnelle ou modulaire.

L'avantage de l'application directe est la simplicité de l'approche : aucune analyse supplémentaire du système n'est requise. Cependant elle ne permet pas d'approfondir les relations qu'entretiennent les différents composants entre eux. En outre, l'application directe n'est pas toujours possible lorsque le système est trop complexe.

Pour pallier ces inconvénients le choix de l'algorithme d'optimisation est parfois précédé par une analyse plus approfondie du système telle que l'analyse fonctionnelle, éventuellement suivie de l'approche Lagrangienne. [Frangopoulos, 1994] en donne un exemple.

La méthode d'optimisation technico-économique que nous proposons est proche de la méthodologie thermo-économique (cf. paragraphe 2.7.2).

2.6.3. FONCTION OBJECTIF

On trouve plusieurs types de fonctions objectifs dans la littérature.

Nous présenterons des fonctions objectifs potentiellement intéressantes avant d'expliquer notre choix : d'abord les fonctions objectifs les plus utilisées, puis d'autres fonctions parfois employées.

2.6.3.1. Fonctions objectifs les plus utilisées

▪ Coût total

Le critère d'optimisation retenu dans la plupart des publications est le coût total net que l'on va chercher à minimiser ([von Spakovsky, 1997]). Ce coût s'exprime de la manière suivante :

$$C_{total\ net} = C_{capital} + C_{ressource} - B_{produit} + K \quad (2.18)$$

où :

$C_{total\ net}$: coût total net (€)
$C_{capital}$: coût d'investissement, de maintenance, de remplacement (€)
$C_{ressource}$: coût des ressources utilisées (€)
$B_{produit}$: bénéfices retirés de la vente des différents produits (€)
K	: charges fixes (€)

Cette formulation générale permet de prendre en compte les variations du régime de fonctionnement, et peut donc s'appliquer à des systèmes en régime permanent comme à des

¹ Le modèle physique du CGAM est décrit sur la Figure 2.3 p.36.

problèmes dépendant du temps. Dans ce dernier cas, les coûts sont exprimés en €/an ou €/h. La problématique de la dépendance temporelle est introduite en Annexe 5 p.239.

Une variante du coût total est le cash-flow annuel ([Valdés et al., 2003]) :

$$B = S \cdot P - C_{ressource} + C_{amortissement} + C_{O\&M} \quad (2.19)$$

où :

- B : cash flow simplifié (€/an)
- S : prix de vente (€ par unité de production)
- P : production annuelle (unités de production/an)
- $C_{ressource}$: coût des ressources (€/an)
- $C_{amortissement}$: coût d'investissement total divisé par la durée de vie économique de l'installation (€/an)
- $C_{O\&M}$: coût d'exploitation et maintenance (€/an)

Le cash-flow est l'opposé du coût total. Le terme de bénéfices est détaillé dans cette dernière expression, et le terme $C_{capital}$ a été séparé en $C_{amortissement}$ et $C_{O\&M}$.

Notons dans ces deux dernières équations le mélange effectué entre les notions de coûts et de prix. L'actualisation n'est pas prise en compte dans ces formules.

▪ Coût de production unitaire

Le coût de production unitaire est défini de la manière suivante ([Valdés et al., 2003]) :

$$C_{production} = \frac{C_{ressource} + C_{amortissement} + C_{O\&M}}{P} \quad (2.20)$$

où :

- $C_{production}$: coût unitaire de production (€ par unité de production)
- $C_{ressource}$: coût des ressources (€/an)
- $C_{amortissement}$: coût d'investissement total divisé par la durée de vie économique de l'installation (€/an)
- $C_{O\&M}$: coût d'exploitation et maintenance (€/an)
- P : production annuelle (unités de production par an)

Ce même objectif peut être écrit sous une autre forme faisant intervenir explicitement l'exergie ([Tsatsaronis, 1993]) :

$$c_{produit} = \frac{c_{ressource} \cdot \dot{E}_{ressource} + \dot{Z}}{\dot{E}_{produit}} \quad (2.21)$$

où :

- $c_{produit}$: coût unitaire du produit
- $c_{ressource}$: coût unitaire de la ressource
- $\dot{E}_{produit}$: taux d'exergie associé au produit
- $\dot{E}_{ressource}$: taux d'exergie associé à la ressource

\dot{Z} : charges d'investissement, de maintenance, divisées par le nombre d'heures d'exploitation par an

La Figure 2.5 illustre les différentes contributions au coût total du produit : coût des ressources et coût d'investissement. Les différents coûts sont représentés en fonction de la performance du composant (rendement exergetique, destruction d'exergie).

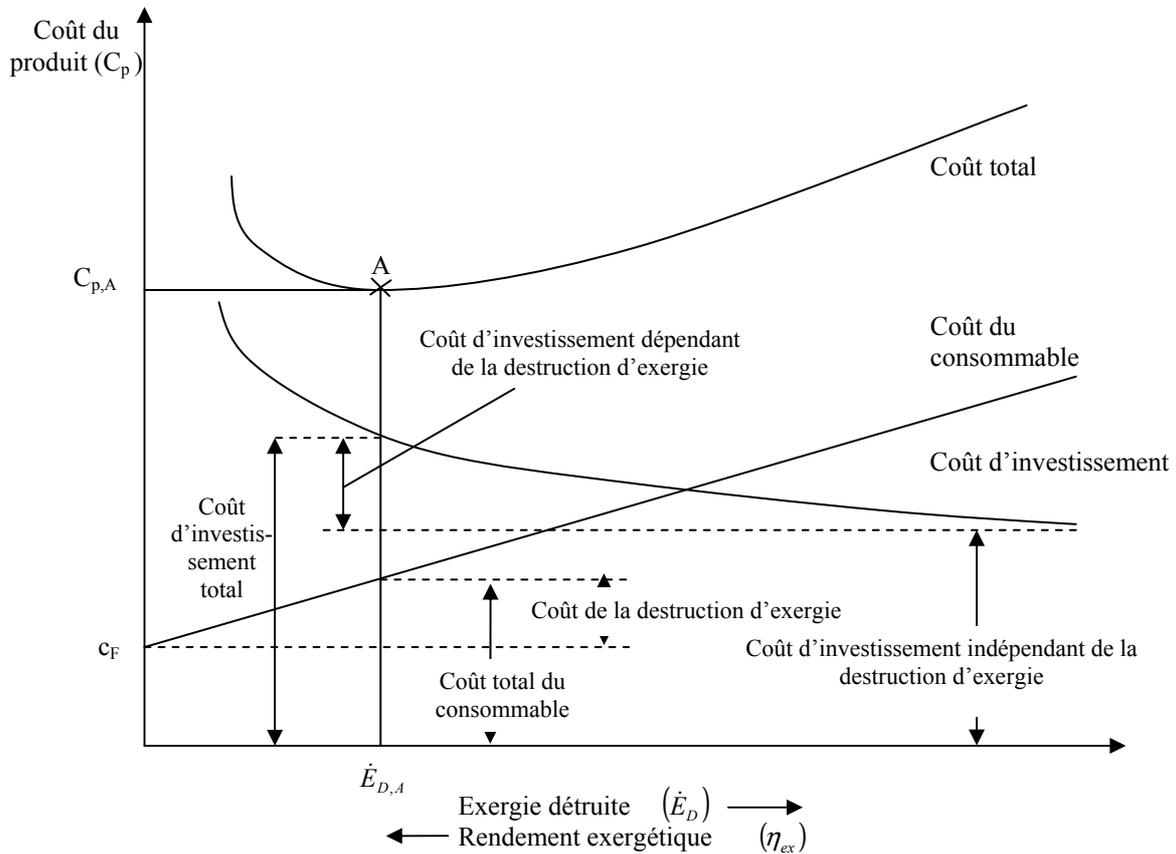


Figure 2.5. Schéma des contributions du coût du consommable et du coût d'investissement au coût total du produit, en tant que fonctions de la destruction d'exergie et du rendement exergetique, reproduit d'après [Tsatsaronis, 1993]

Commentons la Figure 2.5.

Le coût total du produit est la somme du coût d'investissement et du coût d'exploitation (avec un coût de maintenance négligé ou bien considéré proportionnel au coût d'investissement).

Plus le composant est performant, plus le rendement exergetique augmente. Pour un composant plus performant, le coût d'investissement est en général plus élevé : sa mise en œuvre nécessite des technologies plus avancées, donc souvent plus chères. Cependant, parallèlement, le coût des consommables diminue. En effet, le rendement étant meilleur, la même production demande une consommation plus faible de ressources.

Pour le coût des consommables, la dépendance est linéaire en $\frac{1}{\eta_{ex}}$ ou linéaire par rapport à l'exergie détruite. Rappelons l'expression du rendement exergetique (cf. équations (2.13) et (2.14) p.32) :

$$\eta_{ex} = \frac{E_{produit}}{E_{ressource}}$$

où :

- η_{ex} : rendement exergetique
- $E_{produit}$: exergie contenue dans le produit
- $E_{ressource}$: exergie contenue dans le consommable

$$E_{ressource} = E_{produit} + E_{détruite}$$

où :

- $E_{produit}$: exergie contenue dans le produit
- $E_{ressource}$: exergie contenue dans le consommable
- $E_{détruite}$: exergie détruite au cours du processus

On néglige l'exergie contenue dans les flux rejetés vers l'extérieur.

Si la quantité produite est constante, l'exergie du produit est constante et la dépendance du coût des consommables en fonction du rendement exergetique ou de la destruction d'exergie est mise en évidence.

En ce qui concerne le coût d'investissement, [Tsatsaronis, 1993] le suppose relié au rendement exergetique via une expression du type : coût d'investissement proportionnel à $\left(\frac{\eta_{ex}}{1-\eta_{ex}}\right)^n$, où n est une constante. Cette dépendance est établie à partir de données sur des composants connus.

Le coût minimal du consommable c_F correspond à un rendement optimal, sans pertes exergetiques.

De même, un composant ayant un rendement exergetique faible a tout de même un coût d'achat. Ce coût d'achat minimal qui correspond à l'équipement le plus médiocre est le coût d'investissement indépendant de la destruction d'exergie.

Puisque le coût total est la somme du coût du consommable et du coût d'investissement, et que ces deux coûts ont un sens de variation opposé lorsque le rendement exergetique augmente, il existe un optimum qui n'est pas situé à une extrémité de l'intervalle parcouru par le rendement exergetique.

L'optimum est repéré par le point A sur la Figure 2.5.

A l'optimum l'exergie détruite est notée $\dot{E}_{D,A}$. Elle ne correspond ni à un rendement exergetique nul, ni à un rendement égal à un.

Par conséquent :

- le coût d'investissement est supérieur au coût d'investissement appelé sur la Figure 2.5 coût d'investissement indépendant de la destruction d'exergie ;
- le coût du consommable est supérieur à c_F . Une part de la consommation des ressources est due à la destruction d'exergie (rendement exergetique inférieur à un).

Pour utiliser la formulation de la fonction objectif de [Tsatsaronis, 1993] exposée précédemment, les coûts doivent être exprimés sous la forme suivante qui met en jeu des variables liées à l'exergie (les constantes définies dans ces lois sont obtenues par la méthode des moindres carrés à partir des données disponibles pour des composants connus) :

- Définition des coûts d'investissement pour le composant k :

$$I_k = B_k \left(\frac{\eta_{exk}}{1 - \eta_{exk}} \right)^{n_k} \dot{E}_{produit,k}^{m_k} \quad (2.22)$$

où :

I_k : coût d'investissement

η_{exk} : rendement exergetique du composant k (traduit l'effet du rendement sur le coût)

$\dot{E}_{produit,k}$: taux d'exergie associé au produit du composant k (traduit l'effet de la taille du composant sur le coût)

B_k, n_k, m_k : constantes qui dépendent du composant k

Ce type de loi est nommé « corrélation exergo-économique » par certains auteurs.

Dans la plupart des études, les coûts d'investissement sont généralement exprimés en fonction de paramètres thermodynamiques grâce à des corrélations se fondant sur des composants existants.

- Charges de maintenance :

$$Z_k^{O\&M} = \gamma_k I_k + \omega_k \tau \cdot \dot{E}_{produit,k} + R_k \quad (2.23)$$

où :

$Z_k^{O\&M}$: charges d'exploitation et de maintenance

I_k : coût d'investissement ($\gamma_k I_k$: part fixe de $Z_k^{O\&M}$)

τ : durée annuelle d'exploitation

$\dot{E}_{produit,k}$: taux d'exergie associé au produit du composant k ($\omega_k \tau \cdot \dot{E}_{produit,k}$: part variable de $Z_k^{O\&M}$)

γ_k, ω_k, R_k : constantes qui dépendent du composant k

On obtient alors pour Z_k :

$$Z_k = (\beta_k + \gamma_k) I_k + \omega_k \tau \cdot \dot{E}_{produit,k} + R_k \quad (2.24)$$

où :

Z_k : charges d'investissement, de maintenance, divisée par le nombre d'heures d'exploitation par an (c'est la somme du coût de maintenance et du coût d'investissement pondéré par β_k)

- I_k : coût d'investissement
 $\dot{E}_{produit,k}$: taux d'exergie associé au produit du composant k
 τ : durée d'exploitation par an
 γ_k, ω_k, R_k : constantes qui dépendent du composant k
 β_k : facteur d'amortissement (« capital recovery factor » en anglais)

2.6.3.2. Autres critères possibles

Les fonctions objectifs qui reviennent le plus souvent dans les optimisations ont été décrites au paragraphe précédent. Cependant, il existe de nombreux critères possibles, thermodynamiques ou thermo-économiques.

Les optimums obtenus à partir de différentes fonctions objectifs peuvent être comparés ([Attala et al., 2001]).

Les critères utilisés sont :

- le coût d'investissement,
- le rendement (au sens du premier principe de la thermodynamique),
- le rendement exergetique (second principe de la thermodynamique),
- la consommation des ressources,
- les irréversibilités,
- la VAN (valeur actuelle nette),
- le taux de rentabilité interne,
- l'équivalent annuel de l'investissement.

Certains auteurs considèrent deux objectifs de façon simultanée ([Toffolo et Lazzaretto, 2002]) : un objectif thermodynamique - le rendement exergetique ou les pertes exergetiques, et un objectif thermo-économique - le coût total du système.

L'argument mis en avant pour justifier l'utilisation de ces deux fonctions est que, dans un contexte où les politiques énergétiques ainsi que les prix de l'énergie peuvent fluctuer sensiblement, il n'est pas suffisant de rechercher le minimum économique, il faut également maximiser le rendement. Ils ajoutent que l'on peut obtenir une augmentation du rendement avec un coût qui croît raisonnablement.

Les résultats de leurs études montrent que, pour le système CGAM¹, une augmentation du rendement de près de deux points (par rapport à l'optimum économique) engendre un surcoût de l'ordre de 5% pour le coût total.

Notre objectif est d'approcher un coût de production prévisionnel.

Afin d'être pertinente, la fonction objectif doit donc intégrer les coûts d'investissement et les coûts d'exploitation. Il nous paraît également essentiel de prendre en compte l'actualisation des coûts étant données les durées de vie considérées.

La fonction objectif retenue est le coût de production actualisé (cf. Annexe 1 p.215). Ce critère préconisé par [Generation IV, 2002] facilite la comparaison avec des systèmes existants et permet donc d'évaluer la compétitivité des systèmes en cours de conception par rapport aux systèmes actuels.

¹ Le modèle physique du CGAM est décrit sur la Figure 2.3 p.36.

2.6.4. VARIABLES ET CONTRAINTES DE L'OPTIMISATION

2.6.4.1. Variables

Les variables dites de « décision », c'est-à-dire les variables pour lesquelles il faut rechercher la valeur qui permet de minimiser la fonction objectif, sont des variables thermodynamiques.

Par exemple, dans la littérature :

- pour un compresseur, le rapport de compression et le rendement isentropique du compresseur sont en général choisis ;
- pour une turbine, le rendement isentropique est retenu.
- pour un échangeur, ce sont les températures qui sont choisies.

Les variables retenues sont celles qui a priori influent sur les coûts d'exploitation d'une part, sur les coûts d'investissement d'autre part. Des modèles de coûts qui utilisent les paramètres retenus (le rendement exergetique, par exemple) sont bâtis en procédant comme suit :

Il est possible de connaître le coût des composants existants. Il est alors nécessaire de procéder par analogie avec ces composants et d'utiliser des corrélations. L'obtention des modèles de coûts se traduit par des formules analytiques.

Le problème se pose lorsque les systèmes étudiés sont des systèmes du futur pour lesquels les données relatives à certains composants ne sont pas actuellement disponibles. C'est le cas des systèmes que nous étudions : actuellement en phase de conception, les coûts sont imparfaitement connus. Nous faisons alors appel à des experts qui sont en mesure de nous donner des informations en l'état actuel des connaissances. Nous utilisons également des lois d'extrapolation. Rappelons ici que notre objectif ne porte pas sur la précision du coût estimé.

2.6.4.2. Contraintes

Il existe deux types de contraintes : des contraintes d'égalité et d'inégalité.

Les contraintes d'égalité établissent une relation entre différentes variables. Ce sera par exemple un bilan de masse, un bilan d'énergie ou plus généralement une fonction de transfert. On peut également avoir à exprimer des équations traduisant la connexion entre différents modules d'un système.

Les contraintes d'inégalité traduisent des limitations physiques, comme une gamme de température à respecter, ou bien des règles expertes issues de la pratique de l'ingénieur. Des contraintes pourraient également être ajoutées afin de satisfaire des aspects réglementaires. Nous nous limiterons aux contraintes liées à la technologie.

2.6.5. ALGORITHMES D'OPTIMISATION

D'une façon très générale, quelle que soit la méthode d'optimisation retenue, il est nécessaire de choisir un algorithme d'optimisation. Ce choix dépend des caractéristiques du modèle : sa linéarité ou non, le nombre et le type des variables (continues ou discrètes), les contraintes. La méthode retenue peut être directe, faire appel au Lagrangien ou bien recourir à la décomposition.

Certains auteurs ([Uche et al., 2001]) ont recours à l'optimisation locale quand ils traitent de systèmes complexes (dans l'article cité il s'agit d'une installation couplée à une unité de dessalement). L'optimisation locale consiste à réaliser l'optimisation au niveau du composant pour atteindre l'optimum de l'installation à un niveau global.

La méthode généralement utilisée est la méthode d'isolement : le système est optimisé via l'optimisation des sous-systèmes définis et l'introduction de contraintes d'isolement. Elle a été introduite par [El-Sayed et Evans, 1970] puis développée par différents auteurs dont [Benelmir, 1989] (cités d'après [Grosu, 2000]).

La méthode de décomposition est un développement de la notion d'isolement. Elle se base sur l'analyse fonctionnelle et permet de déterminer le coût unitaire de chaque flux d'exergie ou d'anergie. Ce qui est optimisé est le coût unitaire du produit exergetique.

Pour ce qui est des méthodes de résolution directes, il existe de nombreux algorithmes d'optimisation parmi lesquels on peut trouver les méthodes des gradients ou les algorithmes génétiques (cf. Annexe 2 p.223).

Les algorithmes génétiques appliqués à la thermo-économie sont cités dès 1997 ([von Spakovsky, 1997]). Nous avons retenu ce type d'algorithmes pour différentes raisons détaillées au paragraphe 2.7.2.

2.6.6. EXEMPLE D'OPTIMISATION : LE PROBLEME CGAM

Reprenons l'exemple du système CGAM, exemple de référence décrit au paragraphe 2.5.4 p.35. Nous présentons ici le traitement du problème en vue d'une optimisation et non plus d'une analyse.

Il a été défini dans [Valero et al., 1994 a]. Il a fait ensuite l'objet de quatre articles : [Tsastaronis et Pisa, 1994], [Frangopoulos, 1994], [von Spakovsky, 1994] et [Valero et al., 1994 b]. Dans chacun de ces articles, les auteurs ont résolu le problème en utilisant la méthodologie qui leur est propre.

L'objectif est de comparer les différentes méthodologies de la thermo-économie pour les unifier par la suite.

2.6.6.1. Définition du problème

L'installation délivre 30 MW d'électricité et un débit de 14 kg/s de vapeur saturée à 20 bar. Les conditions environnementales sont une température de 298,15 K et une pression de 1,013 bar. Le combustible est du gaz naturel de pouvoir calorifique inférieur égal à 50 000 kJ/kg.

Les variables de décision sélectionnées pour l'optimisation sont :

- le rapport de compression du compresseur,
- le rendement isentropique du compresseur,
- le rendement isentropique de la turbine,
- la température de l'air en sortie du réchauffeur,
- la température du gaz de combustion en entrée de turbine.

Les hypothèses de travail sont les suivantes :

- l'air et les gaz de combustion sont des gaz idéaux avec des chaleurs spécifiques constantes,

- pour les calculs de combustion, le combustible est assimilé à du méthane,
- tous les composants, à l'exception de la chambre de combustion, sont adiabatiques,
- des pertes de charge raisonnables sont choisies pour les flux de gaz et d'air au passage dans les différents composants.

2.6.6.2. Démarche

Le cas d'étude ainsi explicité, les différents modèles restent à définir. Ces modèles font intervenir les variables citées au paragraphe précédent.

Le premier modèle est le **modèle physique**. Il traduit les bilans de masse et d'énergie au passage de chaque composant.

Pour le **modèle thermodynamique**, il s'agit de définir un environnement de référence – température, pression, composition chimique - pour pouvoir ensuite calculer les variables d'état. Les compositions chimiques des différents flux sont exprimées. Les énergies et exergies spécifiques sont calculées et les constantes thermodynamiques définies.

Vient enfin le **modèle économique** dont le but est de définir les fonctions coûts des différents composants en fonction des variables choisies.

$$\dot{Z}_i = \frac{FCR}{3600 \cdot N} \cdot \varphi \cdot Z_i \quad (2.25)$$

où :

\dot{Z}_i : coût du composant i (€/s)

FCR : facteur d'amortissement (« Fixed charge rate », [von Spakovsky, 1994]. FCR est parfois noté CRF : « Capital recovery factor », [Valero et al., 1994 a])

N : nombre d'heures d'exploitation par an

φ : facteur de maintenance

Z_i : coût d'achat du composant (exprimé en fonction des variables de décision)

Le coût associé au combustible est :

$$\dot{C}_f = c_f \cdot \dot{m}_f \cdot LHV \quad (2.26)$$

où :

\dot{C}_f : coût associé à la consommation du combustible (€/s)

c_f : coût unitaire du combustible (sur une base énergétique, €/J)

\dot{m}_f : débit de combustible (kg/s)

LHV : pouvoir calorifique inférieur (« Low Heating Value », J/kg)

2.6.6.3. Optimisation

L'optimisation consiste à minimiser la fonction objectif choisie (ici le coût total \dot{C}_T), pour une production de vapeur et d'électricité déterminée.

$$\dot{C}_T = \dot{C}_f + \sum_{i=1}^5 \dot{Z}_i \quad (2.27)$$

où :

\dot{C}_T : coût total (€/s)

\dot{C}_f : coût associé à la consommation du combustible (€/s)

\dot{Z}_i : coût du composant i (€/s) (i va de 1 à 5 car il y a cinq composants dans le système, cf. Figure 2.3 p.36)

Les contraintes sont les équations données par les différents modèles. Ils comptent cinq degrés de liberté correspondant aux cinq variables de décision.

Le mode de résolution peut ici différer selon le formalisme de chaque auteur.

2.6.6.4. Résultats

Les résultats obtenus par l'utilisation directe d'un algorithme d'optimisation (non spécifié) sont détaillés dans [Valero et al., 1994 a]. Nous les reportons tels que présentés dans l'article (en particulier la précision n'a pas été modifiée).

A l'optimum les valeurs des variables de décision sont :

- rapport de compression du compresseur : 8,5234
- rendement isentropique du compresseur : 0,8468
- rendement isentropique de la turbine : 0,8786
- température de l'air en sortie du réchauffeur : 914,28 K
- température du gaz de combustion en entrée de turbine : 1492,63 K

Le coût total optimal est 0,362009 \$/s.

2.7. CONCLUSION

La thermo-économie est une discipline dont les applications sont nombreuses. Elle permet de réaliser des études de faisabilité, d'assister les décisions d'investissement, de comparer des alternatives techniques, d'optimiser les conditions d'exploitation des systèmes thermodynamiques. Comme nous avons pu le voir au cours de ce chapitre, de nombreux travaux ont été menés en thermo-économie, domaine en pleine phase de croissance

2.7.1. UTILISATION DE L'EXERGIE

En théorie, les coûts d'exploitation sont des coûts exergetiques. Cela se traduit souvent par le fait que le coût unitaire du combustible est exprimé en €/kJ. Pour obtenir le coût total de consommation du combustible, on multiplie ensuite ce coût unitaire par le débit et le pouvoir calorifique inférieur (exergie unitaire).

En pratique, il semble que ces coûts résultent souvent de rendements classiques. On le voit par exemple lors de l'expression de la fonction objectif coût unitaire au paragraphe 2.6.3.1. Le coût unitaire peut être défini de manière tout à fait générale, ou bien en faisant appel explicitement à l'exergie.

L'exergie est préconisée comme étant la grandeur qui traduit le mieux le fonctionnement du système. Cependant, une démarche qui s'en détacherait en utilisant des variables plus classiques, mais qui réaliserait tout de même une optimisation intégrant coûts d'investissement et coûts d'exploitation, me semble pouvoir se réclamer de la thermo-économie.

L'utilisation de l'exergie comme grandeur décrivant le fonctionnement du système relève d'un choix quasi philosophique. En effet, cette approche fait apparaître que le chauffage électrique n'est pas une solution optimisée, par exemple.

A l'heure actuelle les consommations énergétiques sont exprimées en termes de coûts d'énergie primaire. Nous avons donc opté pour l'utilisation de ces grandeurs. Le débat n'est bien sûr pas clos, et les conséquences de ce choix sont un problème qu'il faudra traiter à l'avenir.

2.7.2. POSITIONNEMENT DE NOTRE TRAVAIL

Nous avons donc trouvé dans la thermo-économie des éléments pour répondre à notre problématique.

Notre méthodologie sera proche de celle de l'optimisation thermo-économique ; à cette différence près que nous ne ferons pas intervenir la notion d'exergie. Nous en avons expliqué les raisons dans le paragraphe précédent : la consommation énergétique et non pas exergetique étant « facturée » à l'heure actuelle, c'est elle que nous ferons intervenir. En outre les corrélations exergo-économiques d'un système étant très complexes à établir (elles peuvent faire l'objet d'une grande partie du travail d'une thèse, cf. [Grosu, 2000]), il apparaît préférable dans le contexte industriel dans lequel nous nous situons de mettre en œuvre des modèles de coût basés sur des grandeurs physiques telles que des débits ou des puissances (grandeurs couramment manipulées dans l'industrie).

Nous adopterons donc la démarche suivante pour les différents systèmes que nous étudierons. Nous l'appellerons optimisation technico-économique :

- définition du système,
- définition du modèle physique,
- définition du modèle thermodynamique,
- définition du modèle économique,
- choix de la fonction objectif,
- choix des variables de décision,
- définition des contraintes,
- optimisation de la fonction objectif soumise aux contraintes.

Le modèle physique traduit les différents bilans (matière, énergie).

Le modèle thermodynamique décrit les propriétés des fluides (énergies spécifiques, viscosités par exemple).

Le modèle économique propose des modèles pour l'ensemble des coûts pris en compte. Il inclut aussi un scénario : durée et répartition de l'investissement, durée de fonctionnement de l'installation, taux de fonctionnement, taux d'actualisation.

Nous avons choisi comme fonction objectif le coût de production unitaire actualisé (cf. méthode du coût global actualisé décrite en Annexe 1 p.215). Celui-ci sera adapté en fonction des systèmes étudiés. Les coûts et la production sont actualisés, étant donnée la durée de vie de l'installation.

Ce critère est préconisé par [Generation IV, 2002]. L'intérêt de cette fonction objectif est de faciliter la comparaison avec les systèmes existants. L'actualisation quant à elle permettra de traiter équitablement des flux financiers qui interviennent sur des périodes étendues (plus de 30 ans).

Les variables de décision et les contraintes dépendront du système étudié. L'optimisation sera réalisée grâce au logiciel *Vizir* basé sur les algorithmes génétiques (cf. Annexe 2). Le choix de ces algorithmes a été effectué pour différentes raisons :

Etant donné le caractère non linéaire de la fonction objectif et la nécessité de prendre en compte des contraintes, les algorithmes génétiques sont bien adaptés à la résolution de nos problèmes. Ils permettent de traiter des problèmes particulièrement complexes et pourront donc être utilisés pour de futures applications.

En outre, ils permettent d'étudier la solution obtenue : l'influence des variables sur le coût, l'existence de corrélations entre variables. Un retour sur le problème physique est obtenu. Il est également possible de rechercher les solutions à un epsilon près, ce qui est intéressant pour l'étude de la robustesse de la solution.

Enfin, un des grands avantages des algorithmes génétiques est qu'ils autorisent la prise en compte de plusieurs critères simultanément, ce qui représente un fort intérêt dans un contexte de développement durable.

Le cœur de notre problème sera de définir un modèle économique approprié et de construire une fonction coût adaptée, pour des systèmes du futur - nucléaires ou autres - caractérisés par des coûts d'investissement élevés, et ce dans le but d'intégrer l'aspect investissement dès la phase de conception de ces systèmes.

Bibliographie

[Ahadi-Oskui et al., 2003] Ahadi-Oskui T., Czieszla F., Tsatsaronis G., Alperin G. et Novak I. 2003. A relaxation-based heuristic for the design of cost-effective energy conversion systems, Proc. ECOS 2003 (N. Houbak et al., eds.), Copenhagen, Danemark, 1239-1246.

[Attala et al., 2001] Attala L., Facchini B. et Ferrara G. 2001. Thermo-economic optimization method as design tool in gas-steam combined plant realization. *Energy Conversion & Management* 42(18), 2163-2172.

[Benelmir, 1989] Benelmir R. 1989. *Second law analysis of a cogeneration cycle*. Thèse de doctorat, Georgia Institute of Technology, Atlanta.

[Benelmir et Lallemand, 1992] Benelmir R. et Lallemand A. 1992. Optimisation thermoéconomique des machines frigorifiques et pompes à chaleur, Société Française des Thermiciens, Journée d'étude du 8 avril 1992.

[Bosnjakovic, 1938] Bosnjakovic F. 1938. Kampf den Nichtumkehrbarkeiten ! *Arch. Wärmewirt* 19(1), 1-2.

[Casarosa et al., 2004] Casarosa C., Donatini F. et Franco A. 2004. Thermo-economic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants. *Energy* 29(3), 389-414.

[Cornelissen, 1997] Cornelissen R.L. 1997. *Thermodynamics and sustainable development - the use of exergy analysis and the reduction of irreversibility*. Thèse de doctorat, University of Twente.

[Dentice d'Accadia et al., 2002] Dentice d'Accadia M., Fichera A., Sasso M. et Vidiri M. 2002. Determining the optimal configuration of a heat exchanger (with a two-phase refrigerant) using exergoeconomics. *Applied Energy* 71(3), 191-203.

[Douvartzides et al., 2002] Douvartzides S., Sarantarides D., Coutelieris F., Xin Q. et Tsiakaras P. 2002. Energy and exergy analysis of a solid oxide fuel cell plant fueled by ethanol and methane, Proc. 9th Euroconference on Ionics, Rhodes, Grèce, 293-296.

[Dumas, 2002] Dumas M. 2002. *Optimisation multicritère par algorithmes génétiques*. Rapport CEA DM2S SFME/LETR/RT/02-027/A.

[El-Sayed et Evans, 1970] El-Sayed Y.M. et Evans R.B. 1970. Thermo-economics and the Design of heat systems. *Journal of Engineering for Power* 92(1), 27-35.

[Evans et Tribus, 1962] Evans R.B. et Tribus M. 1962. *A contribution to the theory of thermo-economics*. Rapport n°62-36, UCLA, Department of Engineering, Los Angeles.

[Evans et al., 1966] Evans R.B., Grellin G.L. et Tribus M. 1966. *Principles of Desalination*. Academic Press, New York.

[Frangopoulos, 1983] Frangopoulos C.A. 1983. *Thermoeconomic Functional Analysis : A Method for the Optimal Design or Improvement of Complex Thermal Systems*. Thèse de doctorat, Georgia Institute of Technology, Atlanta.

[Frangopoulos, 1992] Frangopoulos C.A. 1992. An introduction to environomic analysis and optimization of energy-intensive systems, Proc. ECOS 1992, Saragosse, Espagne, 231-239.

[Frangopoulos, 1994] Frangopoulos C.A. 1994. Application of the thermoeconomic functional approach to the CGAM problem. Energy 19(3), 323-342.

[Frangopoulos et Caralis, 1997] Frangopoulos C.A. et Caralis Y.C. 1997. A method for taking into account environmental impacts in the economic evaluation of energy systems. Energy Conversion & Management 38(15-17), 1751-1763.

[Frangopoulos et Dimopoulos, 2004] Frangopoulos C.A. et Dimopoulos G.G. 2004. Effect of reliability considerations on the optimal synthesis, design and operation of a cogeneration system. Energy 29(3), 309-329.

[Frangopoulos et von Spakovsky, 1993 – partie I] Frangopoulos C.A. et von Spakovsky M.R. 1993. A global environomic approach for energy systems analysis and optimization (part I), Proc. ENSEC 1993 (J. Szargut et al., eds), Cracovie, Pologne, 123-132.

[Frangopoulos et von Spakovsky, 1993 – partie II] Frangopoulos C.A. et von Spakovsky M.R. 1993. A global environomic approach for energy systems analysis and optimization (part II), Proc. ENSEC 1993 (J. Szargut et al., eds), Cracovie, Pologne, 133-144.

[Gaggioli, 1961] Gaggioli R.A. 1961. *Thermodynamics and the non-equilibrium system*. Thèse de doctorat, University of Wisconsin.

[Generation IV, 2002] Generation IV Economics Crosscut Group. 2002. *Generation IV Nuclear Energy Systems Roadmap – Economics Crosscut Group – R&D Scope Report*.

[Grosu, 2000] Grosu L. 2000. *Contribution à l'optimisation thermodynamique et économique des machines à cycle inverse à deux et trois réservoirs de chaleur*. Thèse de doctorat, Institut National de Chimie Lorrain.

[Keenan, 1932] Keenan J.H. 1932. A steam chart for second-law analysis - A study of thermodynamic availability in the steam power plant. Journal of Mechanical Engineering Science 54, 195-204.

[Kotas, 1985] Kotas T.J. 1985. Exergy method of thermal plant analysis. Anchor Brendon Ltd., Tiptree.

[Lozano et Valero, 1993] Lozano M.A. et Valero A. 1993. Theory of the exergetic cost. Energy 18(9), 939-954.

[Obert et Gaggioli, 1963] Obert E.F. et Gaggioli R.A. 1963. Thermodynamics. McGraw-Hill, New-York.

[Olsommer et al., 1997] Olsommer B., von Spakovsky M.R. et Favrat D. 1997. An approach for the time-dependent thermoeconomic modeling and optimization of energy system synthesis, design and operation, Proc. TAIES 1997 (Cai et al., eds.), Pékin, Chine, 321-339.

[Olsommer et al., 1999] Olsommer B., Favrat D. et von Spakovsky M.R. 1999. An Approach for the Time-Dependent Thermoeconomic Modeling and Optimization of Energy System Synthesis, Design and Operation - Part II: Reliability and Availability. International Journal of Applied Thermodynamics 2(4), 177-186.

[Pelster et al., 2001] Pelster S., Favrat D. et von Spakovsky M.R. 2001. The thermoeconomic and environomic modeling and optimization of the synthesis, design, and operation of combined cycles with advanced options. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 123(4), 717-726.

[Santarelli, 1998] Santarelli M. 1998. *Considerazioni Termodinamiche, Economiche ed Ambientali nella Analisi ed Ottimizzazione di Sistemi Energetici*. Thèse de doctorat, Dipartimento di Energetica, Politecnico di Torino.

[Santarelli et al., 2001] Santarelli M., Calí M. et Borchellini R. 2001. Thermoeconomic analysis of a combined cycle and an IRSOFC plant and carbon exergy tax influence on advanced systems economic competitiveness, Proc. IMECE 2001, New York, Etats-Unis, 611-619.

[Santarelli, 2003] Santarelli M. 2003. Thermoeconomic analysis of CGAM system. Communication privée.

[Sciubba, 2003] Sciubba E. 2003. Cost analysis of energy conversion systems via a novel resource-based quantifier. Energy 28(5), 457-477.

[Serra, 1994] Serra L. 1994. *Optimización exergoeconómica de sistemas térmicos*. Thèse de doctorat, Universidad de Zaragoza.

[Silveira et Tuna, 2003] Silveira J.L. et Tuna C.E. 2003. Thermoeconomic analysis method for optimization of combined heat and power systems. Part I. Progress in energy and combustion science 29(6), 479-485.

[Toffolo et Lazzaretto, 2002] Toffolo A. et Lazzaretto A. 2002. Evolutionary algorithms for multi-objective energetic and economic optimization in thermal system design. Energy 27(6), 549-567.

[Tsatsaronis, 1993] Tsatsaronis G. 1993. Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. Progress in energy and combustion science 19(3), 227-257.

[Tsatsaronis et Pisa, 1994] Tsatsaronis G. et Pisa J. 1994. Exergoeconomic evaluation and optimization of energy systems - application to the CGAM problem. Energy 19(3), 279-381.

[Uche et al., 2001] Uche J., Serra L. et Valero A. 2001. Thermoeconomic optimization of a dual-purpose power and desalination plant. Desalination 136(1), 147-158.

[Uche et al., 2003] Uche J., Serra L., Herrero L.A., Valero A., Turégano J.A. et Torres C. 2003. Software for the analysis of water and energy systems. *Desalination* 156(1-3), 367-378.

[Valdés et al., 2003] Valdés M., Durán D. et Rovira A. 2003. Thermoeconomic optimization of combined cycle gas turbine power plants using genetic algorithms. *Applied thermal engineering* 23(17), 2169-2182.

[Valero et al., 1994 a] Valero A., Lozano M.A., Serra L., Tsatsaronis G., Pisa J. et von Spakovsky M.R. 1994. CGAM problem: definition and conventional solution. *Energy* 19(3), 279-286.

[Valero et al., 1994 b] Valero A., Lozano M.A., Serra L. et Torres C. 1994. Application of the exergetic cost theory to the CGAM problem. *Energy* 19(3), 365-381.

[von Spakovsky, 1986] von Spakovsky M.R. 1986. *A practical generalized analysis approach to the optimal thermoeconomic design and improvement of real-world thermal systems*. Thèse de doctorat, Georgia Institute of Technology, Atlanta.

[von Spakovsky, 1994] von Spakovsky M.R. 1994. Application of the engineering functional analysis to the analysis and optimization of the CGAM problem. *Energy* 19(3), 343-364.

[von Spakovsky, 1997] von Spakovsky M.R. 1997. The thermodynamic, thermoeconomic and environomic modeling and optimization of energy systems - discussion and applications. *Entropie* 205, 12-26.

[von Spakovsky et Evans, 1990] von Spakovsky M.R. et Evans R.B. 1990. The design and performance optimization of thermal systems. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 112, 86-93.

[von Spakovsky et Frangopoulos, 1994] von Spakovsky M.R. et Frangopoulos C.A. 1994. The environomic analysis and optimization of a gas turbine cycle with cogeneration, Proc. IMECE 1994, Chicago, Etats-Unis.

[Zubair et al., 1987] Zubair S.M., Kadaba P.V. et Evans R.B. 1987. Second-law-based thermoeconomic optimization of two-phase heat exchangers. *Journal of Heat Transfer* 109(2), 287-294.

3. TECHNICO-ECONOMIE VERSUS INTEGRATION THERMIQUE

SOMMAIRE DU CHAPITRE 3

Nomenclature du chapitre 3	65
3.1. Introduction à la comparaison entre optimisation technico-économique et intégration thermique	67
3.2. Présentation du problème	68
3.3. Approche de la théorie des pincements	70
3.3.1. La théorie des pincements	70
3.3.1.1. Concepts	70
3.3.1.2. Méthode.....	70
3.3.1.3. Identification d'un réseau optimal d'échangeurs de chaleur	72
3.3.1.4. Choix de la valeur du pincement	72
3.3.2. Résultats avec l'approche des pincements	73
3.3.2.1. Détermination de la consommation énergétique minimale	73
3.3.2.2. Détermination du réseau d'échangeurs	75
3.3.2.3. Réseau obtenu.....	80
3.4. Approche technico-économique	82
3.4.1. Définition du problème d'optimisation	82
3.4.1.1. Le modèle d'échangeur	82
3.4.1.2. Fonction objectif.....	84
3.4.1.3. Variables de l'optimisation.....	85
3.4.1.4. Contraintes.....	86
3.4.2. Résultats avec l'approche technico-économique	86
3.4.2.1. Echangeurs obtenus.....	86
3.4.2.2. Influence du coût unitaire d'investissement	89
3.5. Comparaison des deux approches	90
3.5.1. Méthode de comparaison	90
3.5.2. Influence du coût d'investissement	92
3.5.3. Ambiguïtés possibles dans la détermination du nombre d'échangeurs par la méthode des pincements : cas du pincement de 10°C	94
3.6. Conclusion	96
Bibliographie	98

LISTE DES FIGURES DU CHAPITRE 3

Figure 3.1. Schéma du système étudié	68
Figure 3.2. Exemple de diagramme composite	71
Figure 3.3. Choix du pincement optimal.....	73
Figure 3.4. Diagramme composite - pincement de 33°C	74
Figure 3.5. Diagramme composite - pincement de 20°C	74
Figure 3.6. Définition des différentes sections.....	75
Figure 3.7. Echangeurs sous le point de pincement	76
Figure 3.8. Echanges avec l'utilité froide	77
Figure 3.9. Diagramme enthalpique, échanges thermiques entre flux - 1 ^{ère} possibilité	77
Figure 3.10. Echangeurs au dessus du point de pincement - 1 ^{ère} possibilité.....	78
Figure 3.11. Diagramme enthalpique, échanges thermiques entre flux – 2 ^{ème} possibilité	79
Figure 3.12. Echangeurs au dessus du point de pincement - 2 ^{ème} possibilité.....	79
Figure 3.13. Echangeur avec l'utilité chaude.....	80
Figure 3.14. Réseau d'échangeurs résultant de la méthode des pincements	81
Figure 3.15. Schéma des échangeurs thermiques.....	82
Figure 3.16. Résultats pour $c_i = 0,01 \text{ €/m}^2$	86
Figure 3.17. Résultats pour $c_i = 200 \text{ €/m}^2$	87
Figure 3.18. Réseau obtenu par optimisation technico-économique	88
Figure 3.19. Coûts d'investissement en fonction du pincement	90
Figure 3.20. Coûts d'exploitation en fonction du pincement.....	91
Figure 3.21. Coûts totaux en fonction du pincement	91
Figure 3.22. Comparaison des approches, $\tau = 6\%$ $T_e = 20$ ans	92
Figure 3.23. Comparaison des approches, $\tau = 8\%$ $T_e = 20$ ans	93
Figure 3.24. Comparaison des approches, $\tau = 6\%$ $T_e = 15$ ans	93
Figure 3.25. Diagramme composite - pincement de 10°C	94
Figure 3.26. Diagramme enthalpique - pincement de 10°C.....	95

LISTE DES TABLEAUX DU CHAPITRE 3

Tableau 3.1. Flux de l'installation	68
Tableau 3.2. Résultats de l'optimisation technico-économique	88
Tableau 3.3. Résultats de l'optimisation technico-économique pour différents coûts unitaires d'investissement.....	89
Tableau 3.4. Résultats de l'optimisation technico-économique pour différents coûts unitaires d'investissement (suite)	89
Tableau 3.5. Valeur optimale du pincement ($T_e = 20$ ans, actualisation 0%)	92

Nomenclature du chapitre 3

C_e	: coût de fonctionnement (€/an)
C_i	: coût d'investissement (€)
C_p	: capacité thermique massique (kJ/(kg.°C))
c_i	: coût unitaire d'investissement (€/m ²)
c_{kJ}	: coût de l'énergie thermique extérieure (€/kJ)
CTA	: coût total actualisé (€)
\dot{H}	: taux d'enthalpie (kW)
Inv	: part de l'investissement dans le coût total
$LMTD$: différence de température moyenne logarithmique (°C)
\dot{m}	: débit massique (kg/s)
N	: nombre total d'échangeurs
N_e	: nombre d'échangeurs minimal
N_s	: nombre de flux
Op	: part de la consommation énergétique dans le coût total
Q	: chaleur transférée dans l'échangeur thermique (kW)
S	: surface d'échange (m ²)
T	: température (°C)
T_e	: nombre d'années d'exploitation (an)
T_i	: nombre d'années pendant lesquelles on investit (an)
t_e	: durée de fonctionnement (s/an)
U	: coefficient de transfert thermique (kW/(m ² .°C))

Symboles grecs

Δ	: différence
ε	: efficacité de l'échangeur
η	: rendement de l'échangeur
τ	: taux d'actualisation

Indices

1	: relatif à l'alimentation du réacteur
2	: relatif à l'alimentation de la colonne
3	: relatif à la phase lourde
4	: relatif à la phase légère
in	: entrée de l'échangeur
out	: sortie de l'échangeur
n	: échangeur considéré
t	: année considérée

3.1. INTRODUCTION A LA COMPARAISON ENTRE OPTIMISATION TECHNICO-ECONOMIQUE ET INTEGRATION THERMIQUE

L'intégration thermique ou méthode des pincements est une méthode développée depuis plusieurs dizaines d'années. Elle a pour objectif l'optimisation de réseaux d'échangeurs thermiques, réalisée en minimisant le recours aux sources extérieures (utilité chaude ou froide) et sera détaillée au paragraphe 3.3.1.

L'objet du présent chapitre est la comparaison entre la méthode d'optimisation technico-économique précédemment définie au paragraphe 2.7.2 et celle issue de la théorie des pincements, sur un cas de référence pour la méthode des pincements, afin de valider l'intérêt de l'approche technico-économique.

Pour effectuer cette comparaison, nous utiliserons l'exemple d'un réseau d'échangeurs de chaleur défini et résolu dans [Peters et al., 2003].

Dans un premier temps nous rappellerons les concepts de la théorie des pincements et nous exposerons les résultats obtenus pour le problème posé grâce à cette théorie.

Ensuite, nous détaillerons l'approche technico-économique ainsi que les résultats auxquels nous arrivons pour le même problème.

Une comparaison sera finalement effectuée entre les deux approches. Les coûts obtenus, le nombre d'échangeurs, le réseau feront l'objet de cette comparaison.

3.2. PRESENTATION DU PROBLEME

Le cas de référence porte sur l'optimisation d'un réseau d'échangeurs de chaleur. Ce réseau est présenté dans [Peters et al., 2003] afin de mettre en évidence l'intérêt de l'intégration thermique. Il est reproduit sur le schéma suivant :

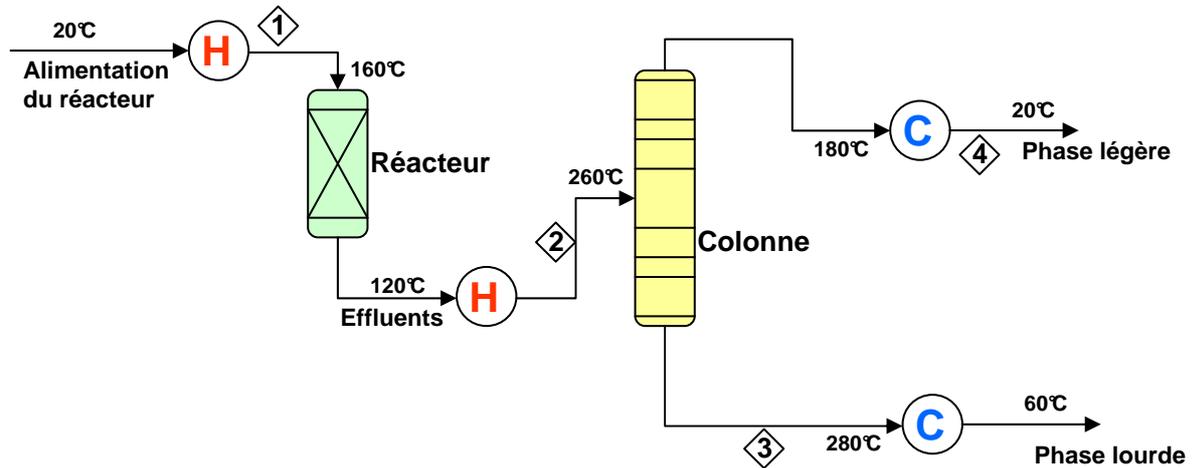


Figure 3.1. Schéma du système étudié

Le système comprend quatre flux : deux flux à chauffer (1 et 2) et deux à refroidir (3 et 4). Leurs caractéristiques sont rassemblées dans le tableau suivant :

Numéro du flux	Nature du flux	Température d'entrée (°C)	Température de sortie (°C)	$\dot{m} \cdot C_p$ (kW/°C)
1	Alimentation du réacteur	20	160	50
2	Alimentation de la colonne	120	260	55
3	Phase lourde	280	60	30
4	Phase légère	180	20	40

Tableau 3.1. Flux de l'installation

Deux utilités sont disponibles :

- une utilité chaude au coût de 2,25 €/GJ¹. Cette utilité a une température de 320°C en entrée et 310°C en sortie.
- une utilité froide au coût de 0,25 €/GJ. Cette utilité a une température de 10°C en entrée et ne doit pas dépasser 20°C en sortie.

Si l'on chauffe et refroidit les fluides de l'installation en utilisant uniquement les utilités on aboutit aux coûts suivants :

$$\text{coût de l'utilité froide} = 0,25 \cdot 10^{-6} \times [30 \times (280 - 60) + 40 \times (180 - 20)] = 3,25 \cdot 10^{-3} \text{ €/s}$$

$$\text{coût de l'utilité chaude} = 2,25 \cdot 10^{-6} \times [50 \times (160 - 20) + 55 \times (260 - 120)] = 3,31 \cdot 10^{-2} \text{ €/s}$$

soit un coût total de :

$$\text{coût total} = 3,63 \cdot 10^{-2} \text{ €/s}$$

Si l'on suppose un taux de charge de 90% le coût annuel est évalué à :

$$\text{coût total} = 1,03 \cdot 10^6 \text{ €/an}$$

L'objectif est de réduire de façon appréciable la consommation énergétique – c'est-à-dire le recours aux utilités chaude et froide – (de l'ordre de 70-80%), par l'utilisation d'un réseau d'échangeurs récupérateurs.

¹ Les données économiques fournies par [Peters et al., 2003] sont exprimées en dollar.

Nous adopterons la conversion 1 \$ = 1 € - 2000 (réalisée au 1^{er} janvier 2000). Des modèles de parité plus précis pourraient être intégrés par la suite.

3.3. APPROCHE DE LA THEORIE DES PINCEMENTS

3.3.1. LA THEORIE DES PINCEMENTS

3.3.1.1. Concepts

L'objectif est l'optimisation d'un réseau d'échangeurs de chaleur afin de minimiser la consommation énergétique. Les échanges à effectuer sont figés (les variations de températures, les débits et propriétés des fluides sont connus) et ce que l'on optimise c'est le réseau, à savoir quels fluides échangent avec quels autres et où on apporte de l'énergie extérieure. Cette théorie porte également le nom d'intégration thermique.

Une cible énergétique (« energy target ») est fixée avant la conception. Elle correspond à la demande énergétique théorique minimale pour le processus global et elle est toujours inférieure au besoin en absence de récupération.

Une différence de température (la valeur du pincement) qui sépare la gamme de températures en deux régions est imposée : soit empiriquement, soit par essai sur différentes valeurs. Une fois la valeur du pincement fixée, de la chaleur est fournie au dessus du pincement et est « retirée » (autrement dit on refroidit) en dessous du pincement.

3.3.1.2. Méthode

La première étape de l'analyse consiste à identifier les fluides chauds et froids (i.e. respectivement à refroidir ou à chauffer), ainsi que leurs propriétés thermodynamiques, leurs températures initiales et finales, l'existence ou non d'un changement de phase. Certains fluides sont considérés séparément quand les gammes de températures sont très différentes de celles mises en jeu dans le reste du système (c'est par exemple le cas du condenseur pour une colonne de distillation).

On trace ensuite le « diagramme composite » : il représente la température en fonction du taux de variation d'enthalpie. Un exemple de diagramme composite est reproduit sur la Figure 3.2. Le taux de variation d'enthalpie est une grandeur relative : des translations horizontales n'ont pas d'effet sur la validité du diagramme.

Par convention on tracera la courbe des fluides « chauds » (en bleu sur la Figure 3.2) à gauche de la courbe des fluides « froids » (en rose sur la Figure 3.2). La position relative de ces deux courbes est fixée grâce à la valeur du pincement choisie. On atteint le ΔT souhaité pour le pincement par translation de l'une des deux courbes.

La valeur du pincement est comprise entre 3 et 40°C, suivant les recommandations de [Peters et al., 2003]. Elle est unique pour le réseau considéré et imposée avant de procéder à l'analyse.

Sur le diagramme composite sont représentés les sources de chaleur cumulées ainsi que les puits de chaleur cumulés.

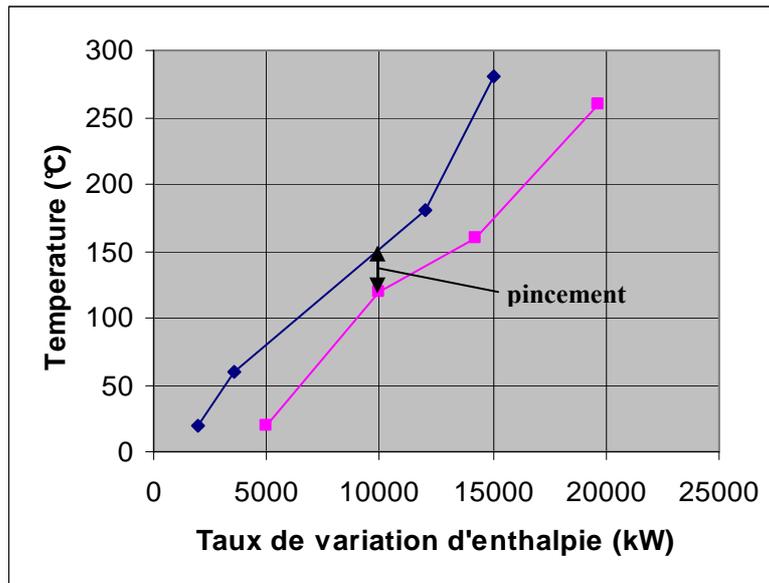


Figure 3.2. Exemple de diagramme composite

Les changements de pente observés sur le diagramme composite traduisent l'ajout ou le retrait d'un flux (modification du produit $\dot{m} \cdot C_p$). Dans notre exemple, un seul flux nécessite un chauffage entre 20°C et 120°C (le flux 1). A partir de 120°C, le flux 2 doit également être chauffé et le flux 1 n'a pas terminé sa variation de température : la pente de la courbe « fluides froids » est modifiée au niveau de l'ordonnée 120°C.

Les transferts de chaleur se font verticalement sur ce diagramme. On détermine les quantités de chaleur à apporter par les sources extérieures grâce au tracé de deux lignes verticales qui limitent les zones où la courbe des fluides « froids » ne peut pas échanger avec celle des fluides chauds et réciproquement (le tracé d'une ligne verticale ne croise qu'une des deux courbes).

Le diagramme composite permet de définir les différentes sections en traçant trois lignes verticales :

- 1) au niveau du pincement
- 2) au début du besoin en utilité chaude
- 3) au début du besoin en utilité froide

Le bilan énergétique est vérifié pour chaque section.

Pour déterminer le nombre minimal d'échangeurs on calcule d'abord le nombre minimal dans chaque section :

$$N_e = N_s - 1 \quad (3.1)$$

N_e est le nombre d'échangeurs nécessaires pour la section considérée, N_s le nombre de flux mis en jeu dans la section. Les utilités doivent être considérées comme des flux. Un flux ne doit être compté qu'une seule fois par section, mais doit être compté à nouveau dans chaque section.

La somme du nombre minimal d'échangeurs pour chaque section conduit au nombre minimal d'échangeurs pour le système considéré.

On peut alors développer le réseau en procédant section par section.

3.3.1.3. Identification d'un réseau optimal d'échangeurs de chaleur

Voici quelques lignes de conduite expertes pour construire un réseau d'échangeurs « faisable et presque optimal » reprises de [Peters et al., 2003] :

- ne pas transférer de chaleur à travers le point de pincement (existence des sections avec des échangeurs propres à chaque section : aucun échangeur ne doit correspondre à un échange thermique qui chevauche le point de pincement) ;
- minimiser le nombre d'échangeurs requis ;
- ne pas mettre en jeu des différences de températures d'approche (point d'approche) inférieures à la valeur du pincement ;
- ne pas utiliser de source chaude (extérieure) en dessous du pincement ;
- ne pas utiliser de source froide (extérieure) au dessus du pincement ;
- éviter les boucles (deux flux ne doivent échanger que dans un seul échangeur au sein d'une même section).

Pour développer le réseau section par section il existe également différentes lignes de conduite :

- au niveau du pincement : les fluides doivent entrer ou sortir de l'échangeur à la température observée sur le diagramme composite au niveau du pincement ;
- lorsque que l'on observe un changement de pente sur le diagramme composite, c'est qu'un fluide est ajouté ou retiré. Ce fluide doit entrer ou sortir de l'échangeur à la température observée au moment du changement de pente ;
- si l'on a 3 flux dans une même section : un flux échange avec les deux autres (son débit est donc divisé entre les deux échangeurs) ;
- si l'on a 4 flux dans une même section : soit un fluide échange avec les 3 autres, soit on essaie par un diagramme température – enthalpie d'agencer au mieux les 4 fluides dans 3 échangeurs ;
- si l'on a plus de 4 flux il faut recourir à un algorithme ;
- si un fluide est peu chauffé (ou refroidi) par une utilité on peut essayer de terminer l'échange grâce à un fluide du procédé. Cela permet de diminuer le nombre d'échangeurs d'une unité et de conserver le même apport en chaleur (ou froid) extérieure (ce qui montre que la loi donnant le nombre minimal d'échangeurs est plus une indication qu'un résultat sur le réseau optimisé).

3.3.1.4. Choix de la valeur du pincement

Le choix de la valeur du pincement résulte de règles expertes et est donc laissé à l'appréciation de l'utilisateur. Des valeurs sont par exemple préconisées en fonction de la nature des phases des fluides mis en jeu (16 K pour des gaz, 8 K pour des liquides, 6 K dans le cas d'une vaporisation ou condensation, cf. [Rakotozafy, 2005]).

Une autre approche est proposée ([Linnhoff et Hindmarsh, 1983]) ; elle consiste à tracer le coût total (coûts d'investissement et coûts d'exploitation) en fonction de la valeur du pincement (l'allure de ces coûts est représentée sur la Figure 3.3).

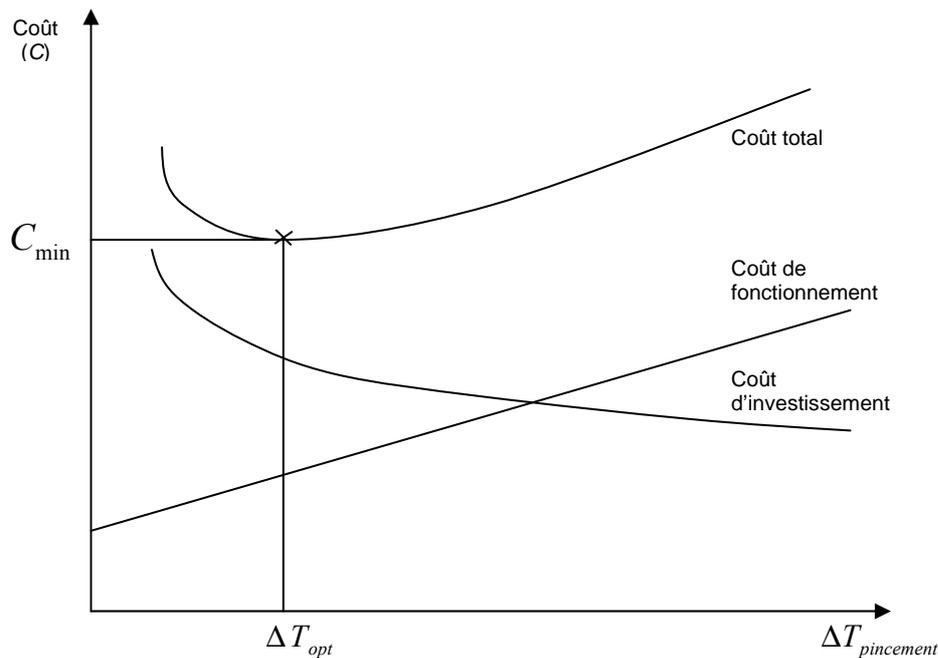


Figure 3.3. Choix du pincement optimal

Un pincement nul correspond à une surface d'échange infinie, et donc à un coût d'investissement infini. Le coût d'investissement est une fonction décroissante du pincement. Le coût de fonctionnement, au contraire, croît avec la valeur du pincement. En effet, un pincement plus grand implique moins de récupération d'énergie au sein du système et donc un recours plus important aux utilités extérieures.

L'abscisse du minimum correspond à la valeur du pincement qu'il faudrait choisir.

Le tracé de cette courbe nécessite d'estimer le coût de l'installation pour différentes valeurs de pincement. C'est donc une procédure incrémentale qui permet de déterminer le pincement optimal.

Remarquons que cette courbe rappelle la Figure 2.5 p.46.

3.3.2. RESULTATS AVEC L'APPROCHE DES PINCEMENTS

Dans cette partie, les diagrammes et figures présentés correspondent au problème explicité au paragraphe 3.2 et résolu dans [Peters et al., 2003] par la méthode des pincements.

3.3.2.1. Détermination de la consommation énergétique minimale

La première étape est le tracé du diagramme composite.

Un premier tracé de ce diagramme aboutit à un pincement de 33°C (cf. Figure 3.4).

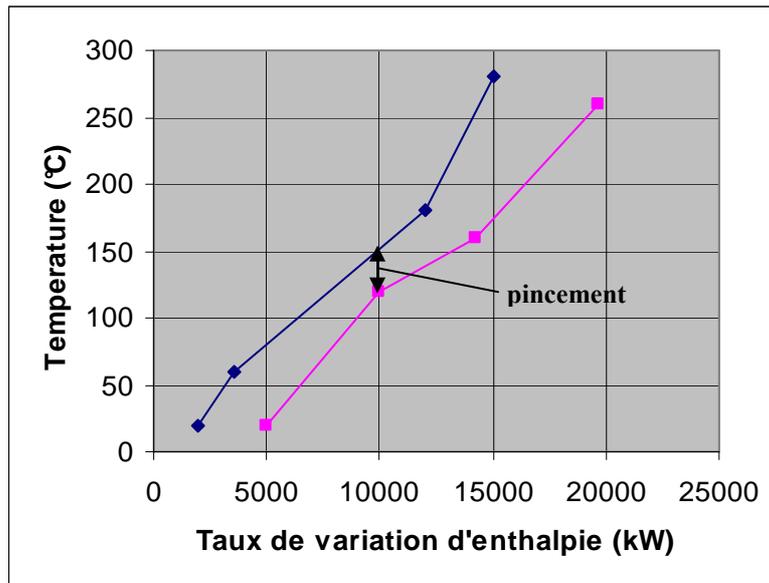


Figure 3.4. Diagramme composite - pincement de 33°C

Si l'on souhaite réduire la valeur du pincement à 20°C (valeur préconisée dans cet exemple par [Peters et al., 2003]), une translation de la courbe des fluides « chauds » permet d'aboutir au graphe suivant :

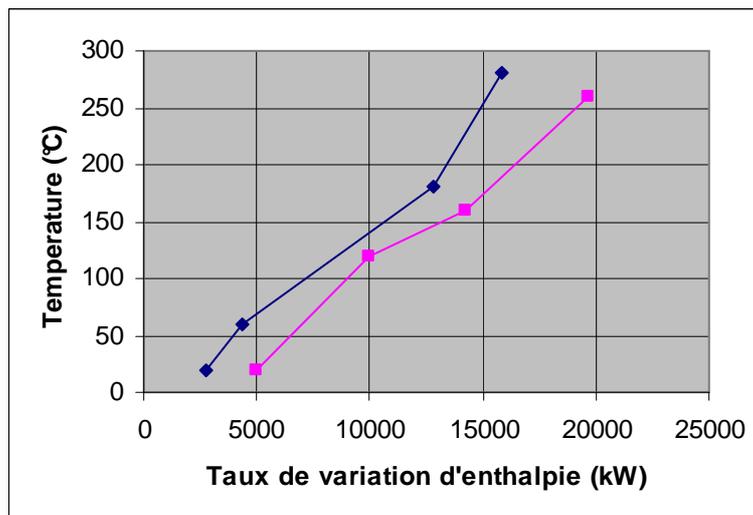


Figure 3.5. Diagramme composite - pincement de 20°C

Dans le cas du pincement de 20°C, la consommation des utilités est réduite à 3 900 kW pour l'utilité chaude et 2 200 kW pour l'utilité froide.

Cela amène à un coût de fonctionnement de $9,33 \cdot 10^{-3}$ €/s soit $2,65 \cdot 10^5$ €/an avec un taux de fonctionnement de 90%.

Par rapport à la solution qui ne fait appel qu'aux utilités extérieures, une économie de $7,66 \cdot 10^5$ €/an est réalisée, soit près de 75% de la consommation énergétique correspondant à la solution sans échangeurs – récupérateurs (cf. p.69). Cependant d'autres échangeurs sont nécessaires pour réaliser les échanges entre les fluides du procédé.

L'optimisation est donc réalisée par rapport à la consommation énergétique et n'intègre pas de façon explicite les coûts d'investissement.

Le coût d'investissement est pris en compte implicitement via la valeur du pincement choisie. Comme nous l'avons déjà mentionné, cette valeur influe sur la surface d'échange et donc sur le coût d'investissement des échangeurs. Nous le verrons au paragraphe 3.5.1 p.90 avec la Figure 3.19.

Le choix d'une valeur de pincement non nulle traduit le fait que l'efficacité¹ des échangeurs thermiques ne peut pas atteindre l'unité (ce qui correspondrait à une surface d'échange infinie).

3.3.2.2. Détermination du réseau d'échangeurs

Les lignes de conduite du paragraphe 3.3.1.3 permettent de déterminer une possibilité de réseau après avoir calculé le nombre minimal d'échangeurs requis pour ce réseau.

➤ Calcul du nombre minimal d'échangeurs

Une fois le diagramme composite tracé, les différentes sections sont distinguées afin de calculer le nombre d'échangeurs minimal pour chaque partie du diagramme.

Le pincement sépare la zone endothermique (à droite du pincement : un apport de chaleur est généralement requis) de la zone exothermique (à gauche du pincement : un excédent de chaleur doit être évacué). Chacune de ces zones est divisée en deux sections : une section où il est nécessaire de faire intervenir une source extérieure (utilité chaude ou utilité froide) et une section où les échanges sont assurés entre les flux du processus.

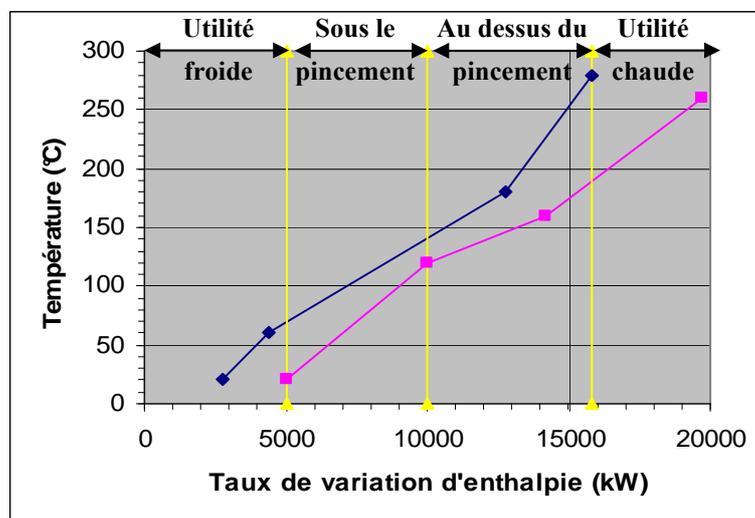


Figure 3.6. Définition des différentes sections

¹ L'efficacité de l'échange est définie grâce à la grandeur suivante : $\varepsilon = \frac{Q}{(\dot{m}C_p)_{\min} (T_{1,in} - T_{2,in})}$.

Les indices 1 et 2 renvoient ici aux branches primaire et secondaire respectivement.

Le produit $(\dot{m}C_p)_{\min}$ est le minimum entre $(\dot{m}C_p)_1$ et $(\dot{m}C_p)_2$.

On utilise ensuite la règle pour la détermination du nombre minimal d'échangeurs (cf. équation (3.1)), et ce dans chaque section :

- section utilité froide : 2 échangeurs ;
- section sous le pincement : 2 échangeurs ;
- section au dessus du pincement : 3 échangeurs ;
- section utilité chaude : 1 échangeur.

Huit échangeurs thermiques sont nécessaires.

On procède ensuite section par section afin de déterminer le réseau d'échangeurs, en débutant au niveau du pincement.

➤ **Détermination des échangeurs pour chaque section**

- **Section sous le point de pincement**

Le fluide 1 échange avec les fluides 3 et 4. Le flux 1 est donc partagé entre deux échangeurs. Les températures observées au niveau du pincement ne doivent pas être modifiées. Un bilan enthalpique permet de déterminer la température des flux 3 et 4 en sortie de section : $68,6^{\circ}\text{C}$. Les échangeurs sont décrits sur la Figure 3.7.

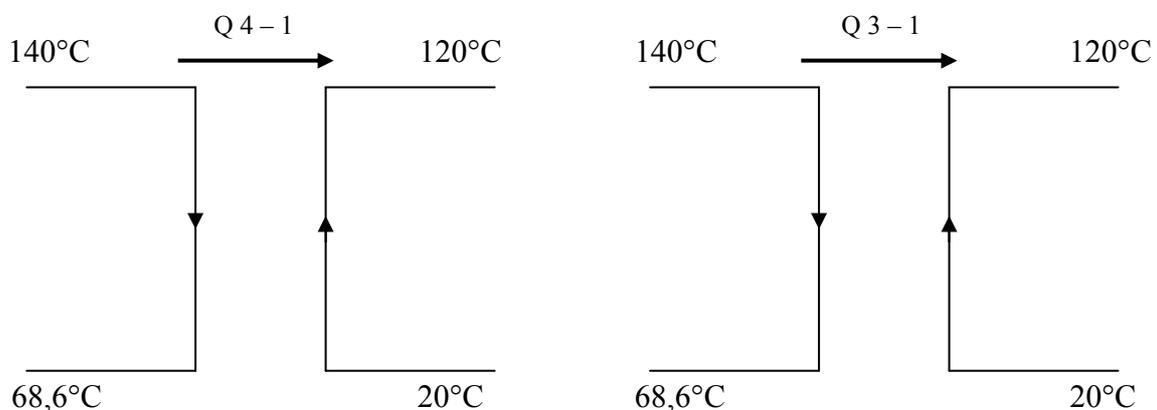


Figure 3.7. Echangeurs sous le point de pincement

- **Section utilité froide**

Il faut terminer le refroidissement des flux 3 et 4 grâce à l'utilisation de l'utilité froide.

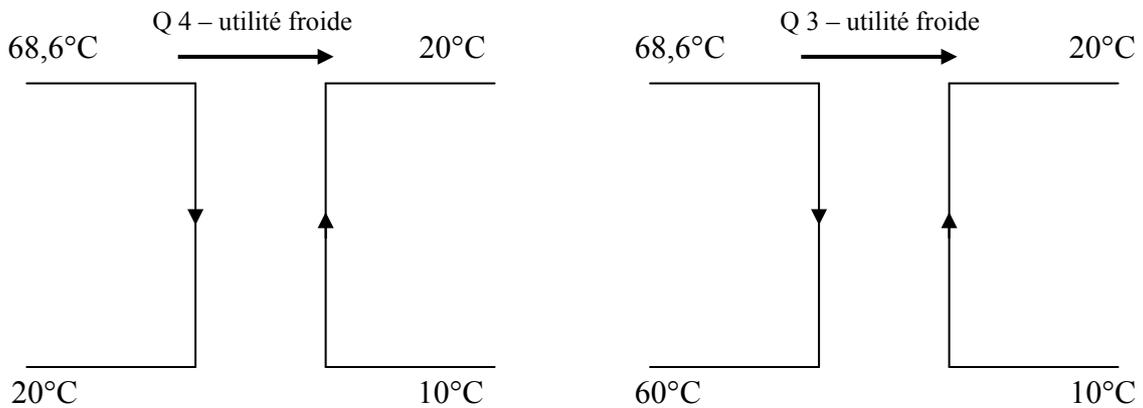


Figure 3.8. Echanges avec l'utilité froide

- **Section au dessus du point de pincement**

Les températures du point de pincement ne doivent pas être modifiées. Un bilan enthalpique permet de calculer la température de sortie de section pour le flux 2 : 189,1°C.

Quatre flux sont mis en jeu dans cette section : deux flux chauds et deux flux froids. L'agencement des flux n'est donc pas immédiat. C'est le tracé du diagramme enthalpique qui permet d'identifier les agencements possibles.

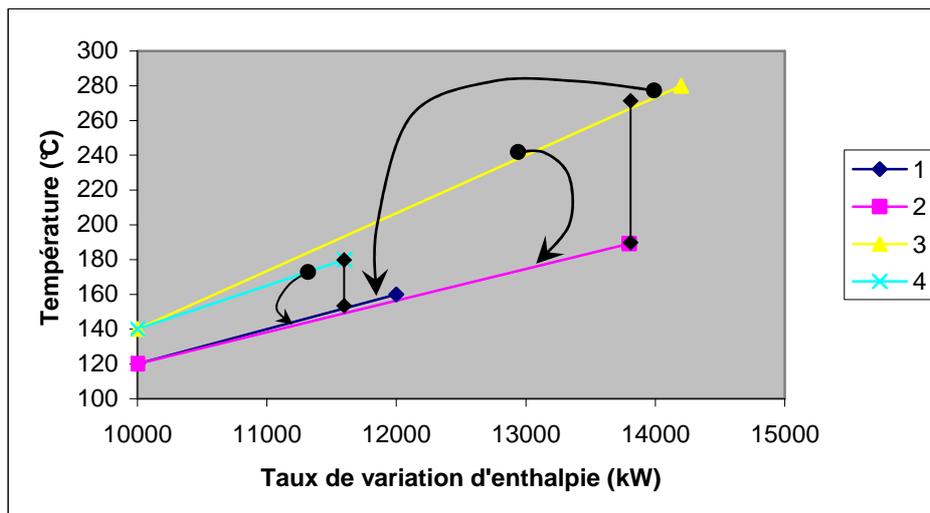


Figure 3.9. Diagramme enthalpique, échanges thermiques entre flux - 1^{ère} possibilité

Chaque flèche représente l'échange thermique entre les deux segments qu'elle relie.

Le flux 4 échange avec la partie basse en température du flux 1. Le flux 2 est entièrement réchauffé par la partie basse en température du flux 3. Le dernier échange est effectué entre les parties hautes des flux 1 et 3. Les échangeurs sont détaillés sur la Figure 3.10.

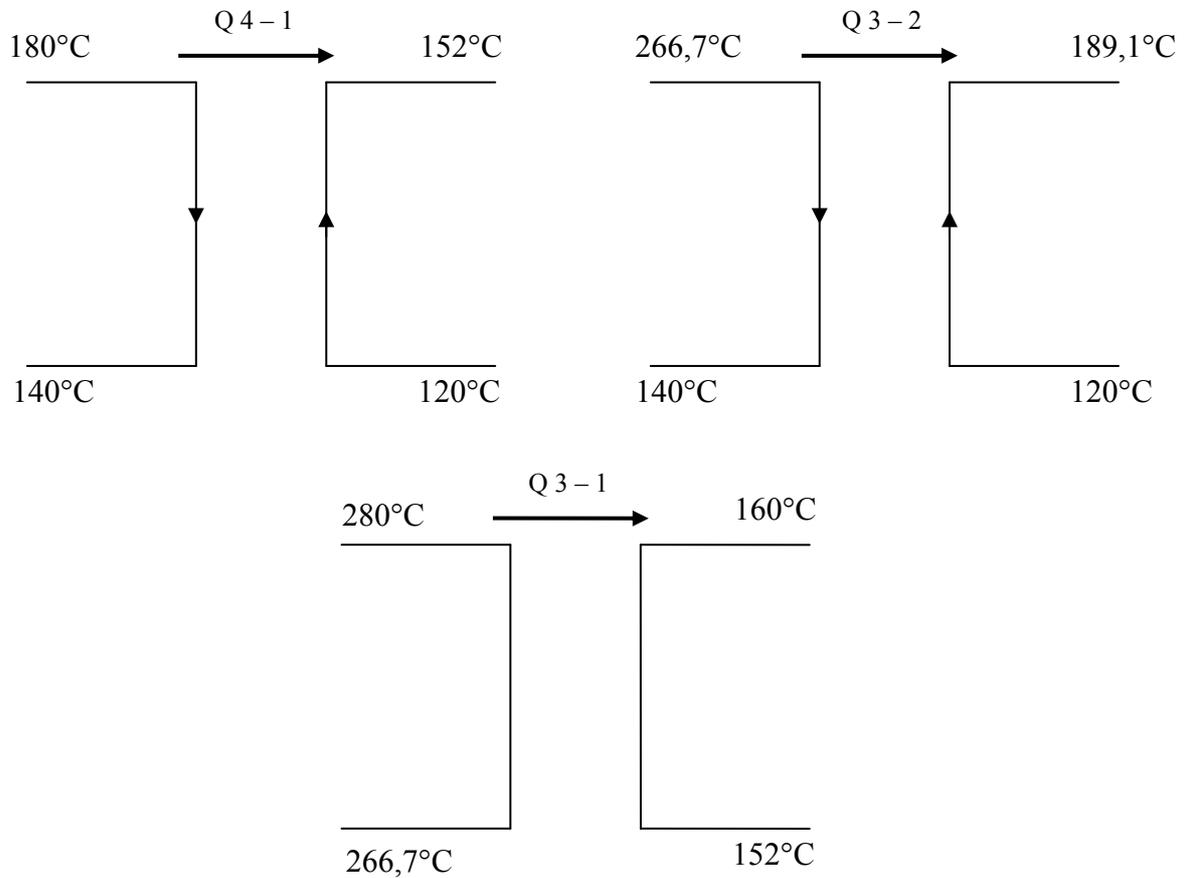


Figure 3.10. Echangeurs au dessus du point de pincement - 1^{ère} possibilité

Une deuxième possibilité peut être envisagée à partir du diagramme enthalpique (cf. Figure 3.11). Les flux qui échangent ont alors des gammes de température plus proches. Cela implique une meilleure efficacité des échanges et donc une surface d'échange inférieure.

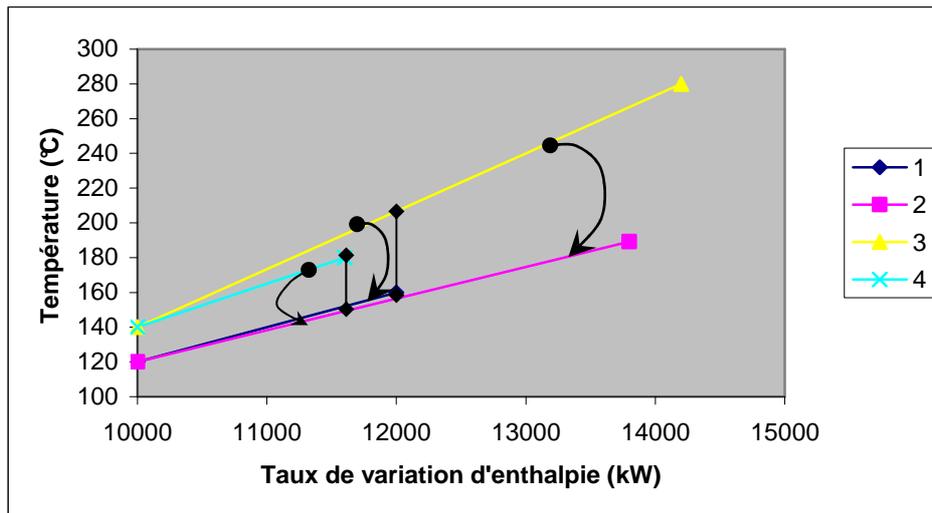


Figure 3.11. Diagramme enthalpique, échanges thermiques entre flux – 2^{ème} possibilité

Le flux 4 réchauffe la partie basse du flux 2. La partie basse du flux 3 réchauffe le flux 1. Les parties hautes des flux 2 et 3 réalisent le dernier échange de cette section. Cette autre possibilité conduit aux échanges représentés sur la Figure 3.12.

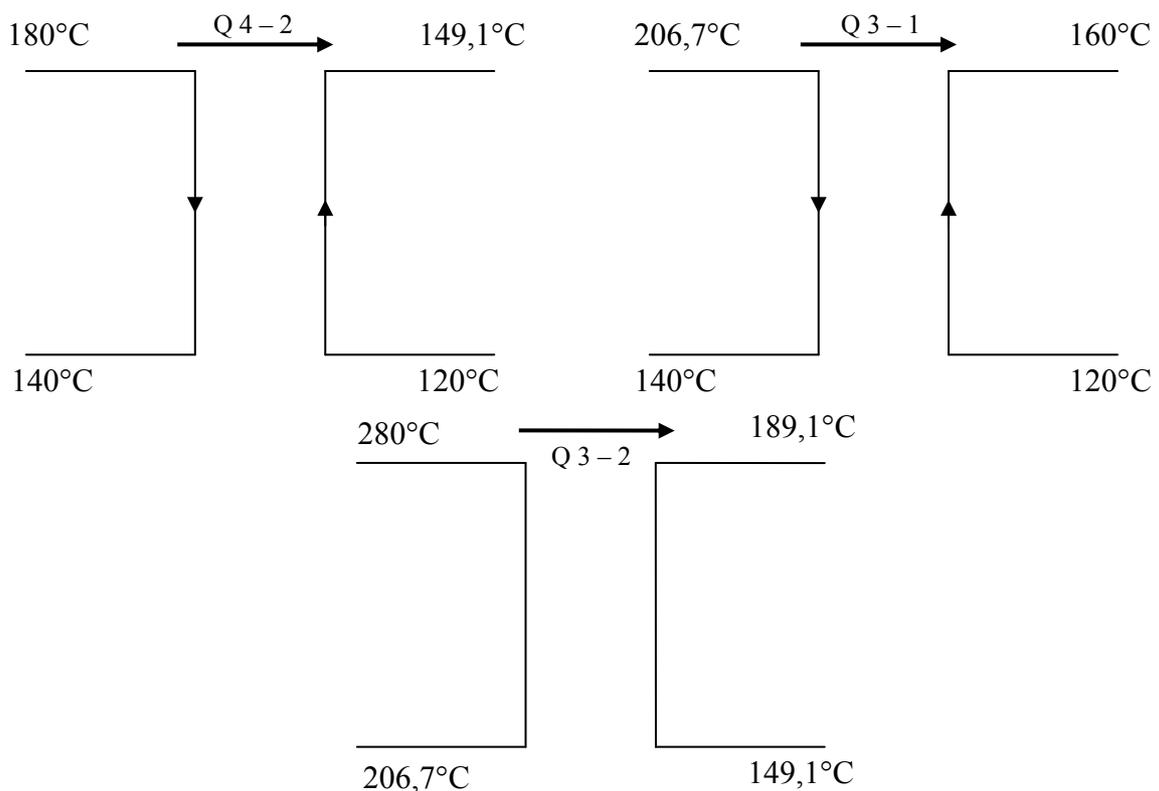


Figure 3.12. Echangeurs au dessus du point de pincement - 2^{ème} possibilité

Le choix entre les deux agencements possibles sera effectué en fonction du coût. C'est cette deuxième possibilité qui est retenue par [Peters et al., 2003] et reportée sur le schéma de la Figure 3.14 p.81.

- **Echangeur mettant en jeu l'utilité chaude**

Il reste à terminer le chauffage du flux 2.

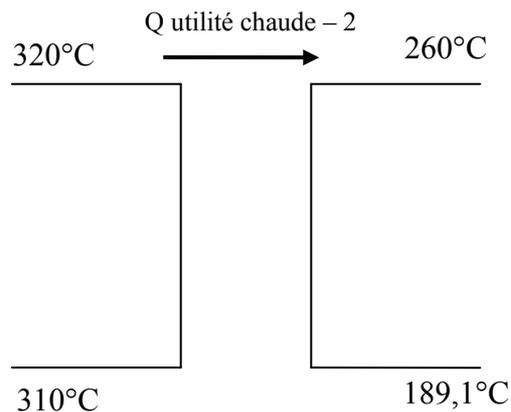


Figure 3.13. Echangeur avec l'utilité chaude

3.3.2.3. Réseau obtenu

Le réseau global est obtenu en connectant les différents échangeurs énumérés au paragraphe précédent.

Cependant, [Peters et al., 2003] ont apporté une modification supplémentaire au réseau. En effet, le fluide 3 est refroidi par l'utilité froide de seulement 8,6°C. [Peters et al., 2003] préconisent alors de modifier la section sous le pincement de la façon suivante. Le fluide 3 est refroidi jusqu'à la température de 60°C par échange avec le fluide 1. Le fluide 4 n'est alors refroidi que jusqu'à 75°C par le fluide 1 au lieu 68,6°C. Son refroidissement jusqu'à la température finale de 20°C est ensuite assuré par l'utilité froide.

Ces modifications permettent de diminuer le nombre d'échangeurs d'une unité tout en conservant les besoins pour les utilités. Le réseau ainsi obtenu est représenté sur la Figure 3.14.

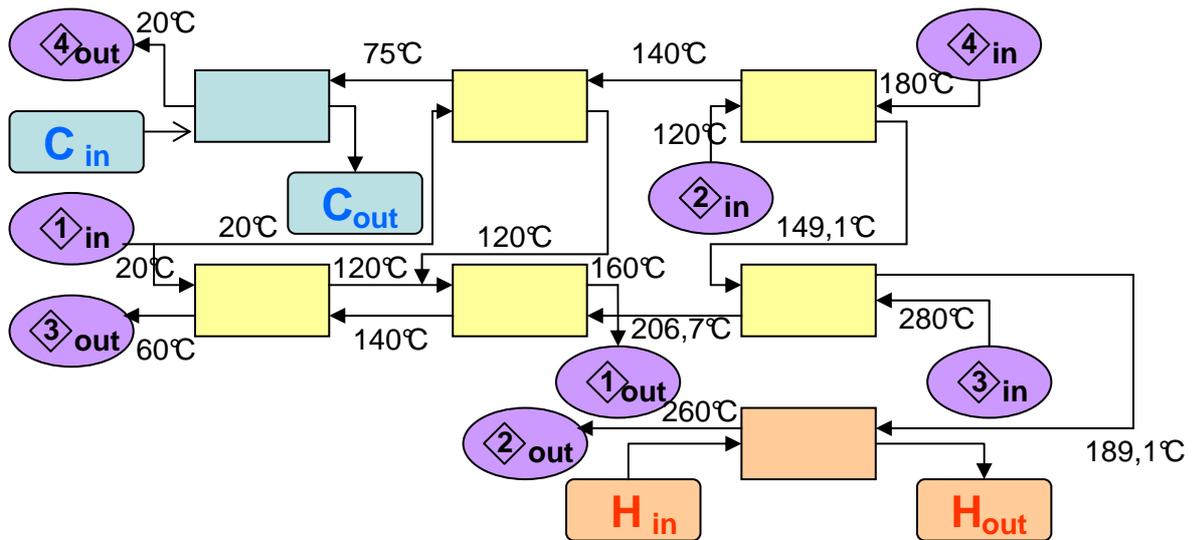


Figure 3.14. Réseau d'échangeurs résultant de la méthode des pincements

Le réseau ainsi obtenu devra être choisi si son coût est inférieur à celui du réseau résultant de la connexion des différents échangeurs détaillés au paragraphe précédent.

La règle $N_e = N_s - 1$ donne donc une indication sur le nombre d'échangeurs minimal plutôt qu'un résultat ferme. Nous reviendrons sur ce point au paragraphe 3.5.3.

3.4. APPROCHE TECHNICO-ECONOMIQUE

A la différence de la théorie des pincements, l'approche technico-économique intègre explicitement coûts d'investissement et coûts de fonctionnement dans le problème d'optimisation. La démarche est différente : le point de départ est un réseau d'échangeurs supposé (ce réseau est décrit au paragraphe suivant), où le nombre d'échangeurs peut être surabondant, nous le verrons plus loin.

3.4.1. DEFINITION DU PROBLEME D'OPTIMISATION

3.4.1.1. Le modèle d'échangeur

Etant données les gammes de température et pour des considérations d'efficacité¹ de l'échange, il est préférable de faire échanger les fluides 1 et 4 entre eux, et les fluides 2 et 3 entre eux selon le schéma de la Figure 3.15.

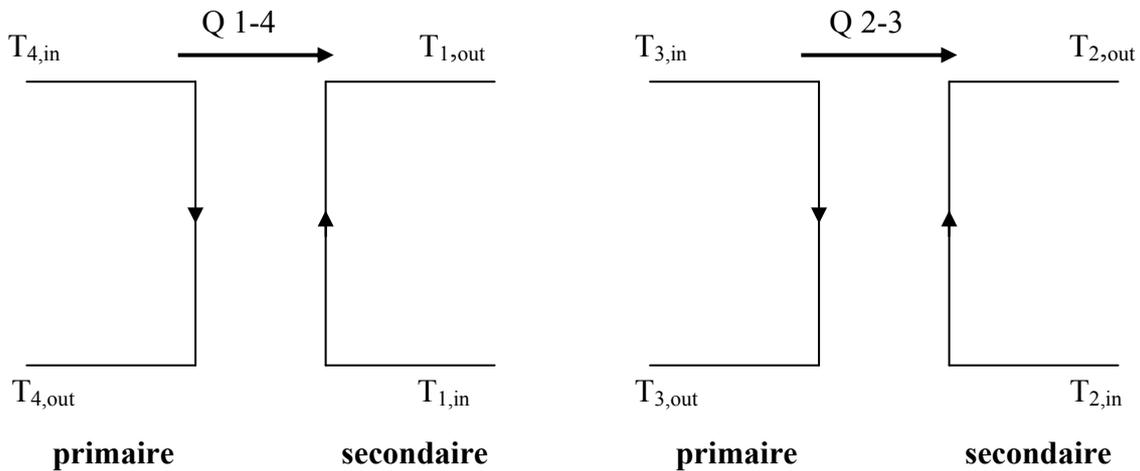


Figure 3.15. Schéma des échangeurs thermiques

Ce sont des échangeurs à contre courant.

Les indices 1, 2, 3, 4 renvoient aux fluides tels qu'ils sont numérotés dans le Tableau 3.1 p.68.

Les températures d'entrée sont notées T_{in} et celles de sortie des branches T_{out} .

¹ L'efficacité de l'échange est définie grâce à la grandeur suivante : $\varepsilon = \frac{Q}{(\dot{m}C_p)_{\min} (T_{1,in} - T_{2,in})}$.

Les indices 1 et 2 renvoient ici aux branches primaire et secondaire respectivement.

Le produit $(\dot{m}C_p)_{\min}$ est le minimum entre $(\dot{m}C_p)_1$ et $(\dot{m}C_p)_2$.

La branche chaude est le primaire. De la chaleur est transférée du primaire vers le secondaire. On la note Q . Son expression est détaillée ci-dessous.

La **chaleur transmise** est reliée aux différentes températures par la relation :

$$Q = \eta \cdot \dot{m}_1 C_{p1} (T_{1,in} - T_{1,out}) = \dot{m}_2 C_{p2} (T_{2,out} - T_{2,in}) \quad (3.2)$$

où :

Q : quantité totale de chaleur transmise (kW)

η : rendement de l'échangeur

Il est pris égal à l'unité (hypothèse de transfert adiabatique utilisée par [Peters et al., 2003]).

C_p : capacité thermique massique du fluide (kJ/(kg.°C))

\dot{m} : débit massique (kg/s)

Les valeurs des produits $\dot{m} \cdot C_p$ sont détaillées dans le Tableau 3.1 pour les différents flux.

T : température (°C)

Dans cette formule, les indices 1 et 2 renvoient également aux branches primaire et secondaire.

La **surface d'échange** est elle déterminée par la relation :

$$S = \frac{Q}{U \cdot LMTD} \quad (3.3)$$

où :

S : surface d'échange (m²)

Q : quantité totale de chaleur transmise (kW)

U : coefficient de transfert (kW/(m².°C))

U est pris égal à 0,06 kW/(m².°C) (cette valeur est assez peu élevée, c'est une valeur raisonnable qui correspond par exemple à la gamme possible des coefficients de transfert des refroidisseurs du problème exposé au chapitre 5).

$LMTD$: différence de température logarithmique moyenne (°C)

$$LMTD = \frac{(T_{1,out} - T_{2,in}) - (T_{1,in} - T_{2,out})}{\ln \left[\frac{T_{1,out} - T_{2,in}}{T_{1,in} - T_{2,out}} \right]} \quad (3.4)$$

Les indices 1 et 2 renvoient, ici encore, aux branches primaire et secondaire.

L'énergie thermique échangée dans les échangeurs que l'on notera 1-4 et 2-3 est gratuite. Par contre, il est possible de consommer de l'énergie (coûts des utilités) si les températures qui figurent sur le schéma de la Figure 3.15 sont différentes des températures indiquées dans le Tableau 3.1. En effet chaque flux varie d'une température d'entrée à une température de sortie données (cf. Tableau 3.1). Pour un flux donné, si la variation de température réalisée dans les échangeurs 1-4 ou 2-3 est différente, les utilités sont nécessaires pour obtenir la variation de température souhaitée.

Par exemple :

- si $T_{1,in} > 20^\circ\text{C}$ c'est que l'on a chauffé l'alimentation du réacteur de 20°C à $T_{1,in}$ avant qu'elle ne vienne échanger avec la phase légère. Il faut donc comptabiliser le coût de l'utilité chaude nécessaire à ce réchauffement.

- si $T_{1,in} < 20^\circ\text{C}$ c'est que l'on a refroidi l'alimentation du réacteur de 20°C à $T_{1,in}$ avant qu'elle ne vienne échanger avec la phase légère. Il faut donc comptabiliser le coût de l'utilité froide qui a été employée pour cet échange.
- si $T_{1,in} = 20^\circ\text{C}$, aucune utilité n'a été utilisée. Aucun coût de consommable n'est alors à prendre en compte.

Le même raisonnement peut être tenu pour les autres températures. Des échangeurs sont donc ajoutés si nécessaire pour permettre les échanges entre les utilités et les fluides du processus. On considère donc potentiellement huit échangeurs ajoutés aux échangeurs 1-4 et 2-3. On présuppose un schéma de fonctionnement, éventuellement surabondant.

Il faut noter que, si un échange est effectué, il faut prendre en compte le coût d'investissement correspondant à l'échangeur thermique qu'il est nécessaire de mettre en œuvre.

Pour échangeurs 1-4 et 2-3 le seul coût pris en compte est celui de la surface d'échange.

Les coûts sont détaillés dans le paragraphe 3.4.1.2.

3.4.1.2. Fonction objectif

[Peters et al., 2003] évaluent un coût annuel du réseau d'échangeurs (un coût de fonctionnement). Dans une démarche technico-économique, il est nécessaire d'intégrer le coût d'investissement dans la procédure d'optimisation. Nous avons donc choisi comme fonction objectif le coût total actualisé de la production (intégrant coût de fonctionnement et coût d'investissement) sur une période de fonctionnement fixée à 20 ans.

Ce coût se décompose en :

- **coût d'investissement :**

$$C_i = c_i \cdot S \quad (3.5)$$

où :

- C_i : coût d'investissement (€)
- c_i : coût unitaire d'investissement (€/m²)
- S : surface de l'échangeur (m²)

c_i est supposé connu en fonction du type d'échangeur, du matériau, des conditions de fonctionnement. L'étude sera effectuée en fonction de différentes valeurs de c_i : 0,01 €/m² et 200 €/m² dans un premier temps.

La valeur de 0,01 €/m² est étudiée afin d'observer le comportement de l'optimisation dans le cas où le coût d'investissement est négligé. La valeur de 200 €/m² est un ordre de grandeur qui nous permettra d'observer le comportement de notre modèle dès lors que le coût d'investissement n'est plus négligé.

D'autres valeurs plus élevées de coût unitaire seront également étudiées au paragraphe 3.4.2.2 p.89 afin de comparer les deux approches (ie méthode des pincements et optimisation technico-économique) en fonction du coût unitaire d'investissement considéré.

L'investissement peut être réparti sur plusieurs années, le scénario étant connu.

- **coût de fonctionnement :**

C'est le coût de la consommation d'énergie thermique fournie par les utilités.

$$C_e = c_{kJ} \frac{Q}{\eta} t_e \quad (3.6)$$

où :

- c_{kJ} : coût de l'énergie fournie par les utilités (€/kJ)
- Q : puissance transmise au secondaire (kW)
- η : rendement de l'échangeur (il traduit d'éventuelles pertes vers l'environnement)
- t_e : durée de fonctionnement (s/an)

c_{kJ} et t_e sont définis par le scénario retenu. Nous retiendrons les valeurs de [Peters et al., 2003].

$c_{kJ} = 2,25 \cdot 10^{-6}$ €/kJ pour l'utilité chaude et $c_{kJ} = 0,25 \cdot 10^{-6}$ €/kJ pour l'utilité froide.

On considère un taux de fonctionnement égal à 90%. $t_e = 0,9 \times 3600 \times 24 \times 365$

Les échangeurs sont supposés fonctionner de manière adiabatique : le rendement est donc égal à l'unité.

La fonction à optimiser est donc :

$$CTA = \sum_{t=1}^{T_i+T_e} \left[\left(\sum_{n=1}^N C_{i \ n \ t} + \sum_{n=1}^{N-2} C_{e \ n \ t} \right) (1 + \tau)^{-t} \right] \quad (3.7)$$

où :

- CTA : coût total actualisé (€)
- t : indice de l'année considérée
- T_i : nombre d'années pendant lesquelles on investit
 $T_i = 1$ an
- T_e : nombre d'années d'exploitation
 $T_e = 20$ ans (nous étudierons également une valeur plus faible)
- n : indice de l'échangeur considéré
- N : nombre total d'échangeurs ($N-2$ échangeurs mettent en jeu les utilités extérieures)
- C_i : coût d'investissement (€)
- C_e : coût de fonctionnement (consommation d'énergie thermique des utilités) (€/an)
- τ : taux d'actualisation (défini par le scénario)
 $\tau = 6\%$ (ce taux préconisé par [Generation IV, 2002] correspond ici à un amortissement de 8,7% par an, nous étudierons également l'influence d'un taux plus élevé)

3.4.1.3. Variables de l'optimisation

Les températures sont les variables de l'optimisation.

On a donc six variables dites de décision : $T_{1,in}$, $T_{2,in}$, $T_{3,in}$, $T_{4,in}$, $T_{3,out}$, $T_{4,out}$. Les intervalles de définition choisis sont larges : [11°C ; 319°C].

$T_{1,out}$ et $T_{2,out}$ se déduisent des températures précédentes en utilisant l'hypothèse de transfert adiabatique.

3.4.1.4. Contraintes

On souhaite assurer que le transfert de chaleur s'effectue bien du primaire vers le secondaire. Cela nous amène à poser quatre contraintes d'inégalité :

- $T_{4,in} > T_{1,out}$
- $T_{4,out} > T_{1,in}$
- $T_{3,in} > T_{2,out}$
- $T_{3,out} > T_{2,in}$

3.4.2. RESULTATS AVEC L'APPROCHE TECHNICO-ECONOMIQUE

La méthode d'optimisation technico-économique utilisant les algorithmes génétiques que nous avons exposée au paragraphe 2.7.2 nous permet d'obtenir les résultats présentés ici.

3.4.2.1. Echangeurs obtenus

Les résultats obtenus pour deux valeurs de coûts d'investissement unitaires ($0,01 \text{ €/m}^2$ et 200 €/m^2) sont présentés sur la Figure 3.16 et la Figure 3.17.

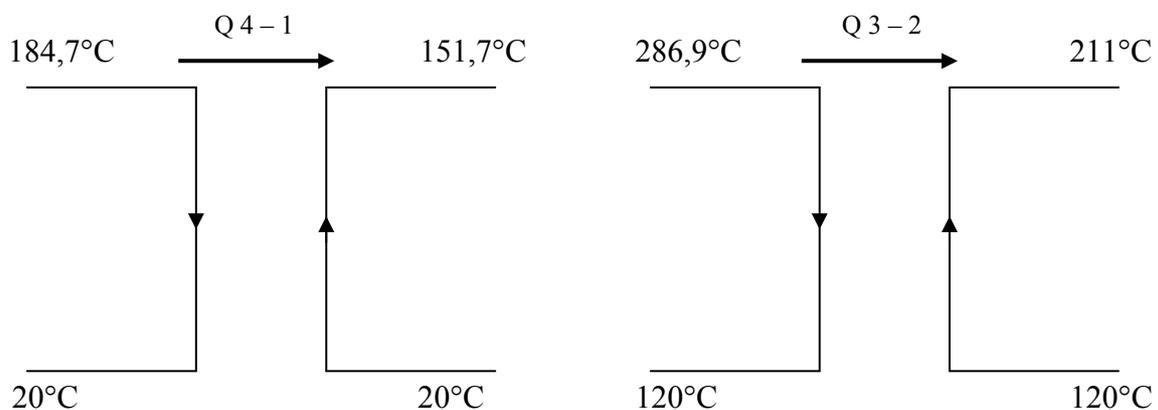


Figure 3.16. Résultats pour $c_i = 0,01 \text{ €/m}^2$

Avec un coût d'investissement réduit (et rendu quasiment négligeable), la température de sortie de la branche chaude est quasiment égale à la température d'entrée de la branche froide (au dixième de degré près). En effet, le choix de ce coût unitaire autorise des surfaces d'échange très importantes.

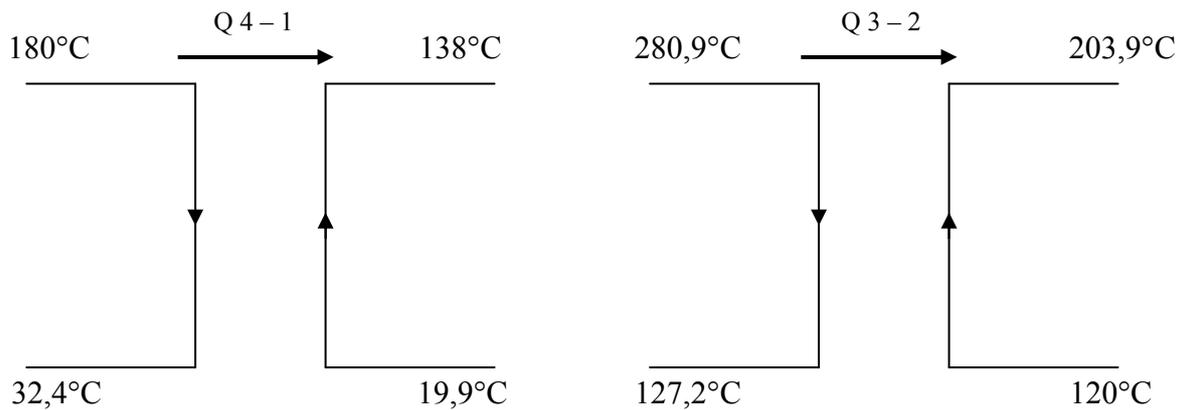


Figure 3.17. Résultats pour $c_i = 200 \text{ €/m}^2$

On peut constater que l'introduction d'un coût unitaire d'investissement réaliste (non voisin de zéro) conduit à observer des écarts de températures plus importants entre la sortie de la branche chaude et l'entrée de la branche froide, par comparaison avec le cas précédent (cf. Figure 3.16). En effet, quand ces températures sont très proches, l'efficacité de l'échangeur est voisine de un. Cela correspond à un échangeur très performant de très grande surface (infinie quand ces températures sont égales).

La surface d'échange mise en jeu est réduite dans le cas $c_i = 200 \text{ €/m}^2$ par rapport au cas précédent, en conséquence de cet écart de température plus important. La surface d'échange ici n'est pas « gratuite » : l'optimisation réalise un équilibre entre coûts d'investissement et coûts de fonctionnement.

Rappelons les variations de températures souhaitées pour les différents flux (cf. Tableau 3.1) :

- le fluide 1 est chauffé de 20°C à 160°C ;
- le fluide 2 est chauffé de 120°C à 260°C ;
- le fluide 3 est refroidi de 280°C à 60°C ;
- le fluide 4 est refroidi de 180°C à 20°C .

On constate que les températures d'entrée des différents fluides sont conservées lors de l'optimisation. L'intervention des utilités est nécessaire pour terminer le chauffage des fluides 1 et 2, ainsi que le refroidissement des fluides 3 et 4.

On a donc six échangeurs : deux entre fluides du processus (1-4 et 2-3), deux avec l'utilité froide (3-utilité froide et 4-utilité froide) et deux avec l'utilité chaude (1-utilité chaude et 2-utilité chaude).

Le réseau obtenu est le suivant :

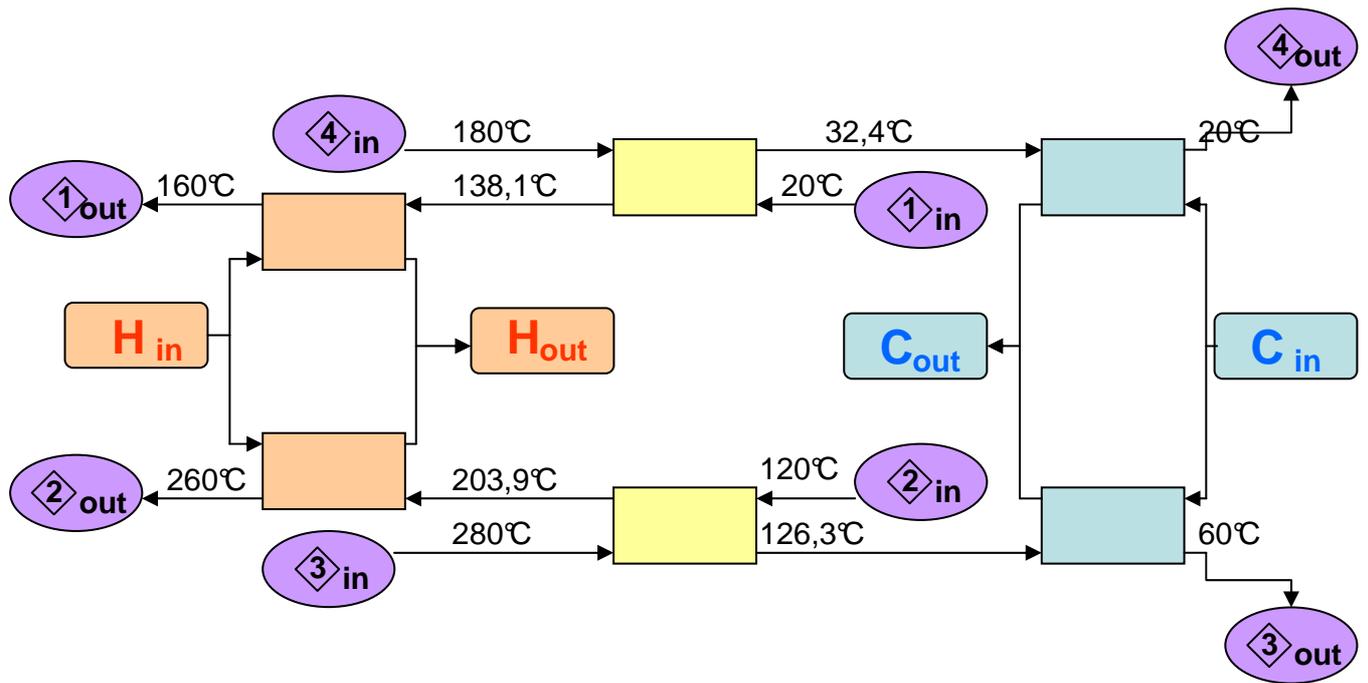


Figure 3.18. Réseau obtenu par optimisation technico-économique

En termes de coûts les résultats de l'optimisation sont les suivants :

c_i (€/m ²)	0,01	200
C_e (€/an)	$2,37 \cdot 10^5$	$2,87 \cdot 10^5$
C_i (€)	$4,49 \cdot 10^2$	$1,69 \cdot 10^6$
CTA (€)	$2,56 \cdot 10^6$	$4,69 \cdot 10^6$

Tableau 3.2. Résultats de l'optimisation technico-économique

CTA est le coût total actualisé avec un taux de 6%. Il représente les dépenses effectuées sur l'ensemble de la durée de vie de l'installation. Ces résultats dépendent bien sûr des hypothèses considérées (coûts, scénario économique).

On constate que l'introduction du coût d'investissement (cas 200 €/m² contre 0,01 €/m²) conduit à augmenter le coût de fonctionnement (les surfaces d'échange sont plus petites : on récupère moins la chaleur).

Le coût de fonctionnement obtenu par l'approche technico-économique est également bien inférieur à celui obtenu sans récupération de chaleur au sein de l'installation ($2,87 \cdot 10^5$ €/an contre $1,03 \cdot 10^6$ €/an sans récupération).

Par ailleurs, notons pour terminer que le coût de fonctionnement obtenu par la méthode des pincements est meilleur (de l'ordre de 8%). Ce résultat n'est pas surprenant car le réseau de récupération de la chaleur est plus développé avec la méthode des pincements : l'objectif est d'abord de minimiser la consommation énergétique. Nous comparerons les coûts totaux au paragraphe 3.5 p.90.

3.4.2.2. Influence du coût unitaire d'investissement

Nous avons réalisé l'optimisation technico-économique pour différents coûts d'investissement : 200 €/m², 500 €/m², 800 €/m², 1000 €/m². Les résultats sont présentés dans le Tableau 3.3.

Dans tous les cas, on constate que les échanges avec les utilités ne sont nécessaires qu'en sortie des branches primaire et secondaire des échangeurs 1-4 et 2-3 : les températures d'entrée T_{in} obtenues après optimisation (cf. Tableau 3.3) sont égales aux températures d'entrée demandées par l'installation (cf. Tableau 3.1 p.68) (les écarts observés (inférieurs au degré) ne nous semblent pas significatifs étant donnée la latitude offerte par les intervalles de définition (plus de 300°C)).

Par conséquent six échangeurs sont mis en jeu alors que le schéma de fonctionnement initial en proposait jusqu'à dix. Rappelons que l'approche des pincements conduit à huit échangeurs (sept si l'on considère la dernière modification proposée par [Peters et al., 2003], cf. Figure 3.14 p.81).

Par ailleurs une augmentation du coût unitaire d'investissement conduit à une augmentation de la différence de température minimale ΔT_{min} (lorsque le coût unitaire d'investissement augmente, $T_{1,out}$ et $T_{2,out}$ diminuent, $T_{3,out}$ et $T_{4,out}$ augmentent. On observe de légères variations inverses entre les cas 800 et 1000 €/m² : cela est probablement dû au fait que la courbe de coût total est assez plate autour du minimum dans le cas 1000 €/m² (cf. Figure 3.21). La valeur de ΔT_{min} augmente néanmoins (cf. Tableau 3.3)).

En effet, accroître cette différence conduit à récupérer moins efficacement la chaleur à l'intérieur du système et par conséquent à mettre en jeu une surface d'échange plus faible. En outre une augmentation du coût unitaire d'investissement amène un accroissement de la part du coût d'investissement dans le coût total.

c_i (€/m ²)	200	500	800	1 000
$T_{1,in}$ (°C)	19,9	19,8	20,1	20,5
$T_{1,out}$ (°C)	138,0	128,8	121,9	123,9
$T_{2,in}$ (°C)	120,0	120,1	120,2	120,0
$T_{2,out}$ (°C)	203,9	199,4	195,0	194,4
$T_{3,in}$ (°C)	280,9	280,8	280,9	280,1
$T_{3,out}$ (°C)	127,2	135,6	143,8	143,8
$T_{4,in}$ (°C)	180,0	180,1	179,5	180,3
$T_{4,out}$ (°C)	32,4	43,8	52,3	51,1
ΔT_{min} (°C)	7,2	15,5	23,6	23,8

Tableau 3.3. Résultats de l'optimisation technico-économique pour différents coûts unitaires d'investissement

c_i (€/m ²)	200	500	800	1 000
CTA (€)	4,69 10 ⁶	6,73 10 ⁶	8,46 10 ⁶	9,54 10 ⁶
Inv (%)	33,8%	45,7%	51,4%	57,4%
Op (%)	66,2%	54,3%	48,6%	42,6%

Tableau 3.4. Résultats de l'optimisation technico-économique pour différents coûts unitaires d'investissement (suite)

3.5. COMPARAISON DES DEUX APPROCHES

3.5.1. METHODE DE COMPARAISON

A partir des agencements proposés par [Peters et al., 2003] (optimisation réalisée grâce à la théorie des pincements pour un pincement imposé de 20°C), nous avons calculé la surface d'échange et le coût d'investissement correspondant. La surface d'échange est calculée pour chaque échangeur grâce à l'équation (3.3) puis multipliée par un coût unitaire d'investissement. Les coûts d'investissement ainsi calculés pour chaque échangeur sont sommés pour obtenir le coût d'investissement total.

Nous avons bien sûr repris les mêmes valeurs de coefficient de transfert thermique et de coût unitaire d'investissement pour calculer le coût d'investissement pour la méthode des pincements et pour l'optimisation technico-économique. Comme [Peters et al., 2003] proposent deux possibilités de réseau, nous avons sélectionné pour la suite de l'étude celui qui conduit à la surface d'échange totale la plus petite. L'écart entre les deux surfaces d'échange totales n'est que de 0,6%. Le deuxième agencement est retenu car il conduit à une surface d'échange inférieure et donc à un coût d'investissement réduit.

Le coût total actualisé est calculé en utilisant l'équation (3.7).

Avant de détailler les résultats nous allons montrer comment les principes reportés sur la Figure 3.3 p.73 peuvent être mis en application et donc comment la valeur de pincement optimale peut être déterminée (si elle ne l'est pas par des règles expertes) par un processus itératif.

La Figure 3.19 reproduit le coût d'investissement pour le réseau global obtenu par la méthode des pincements en fonction de la valeur du pincement, et ce pour différents coûts unitaires.

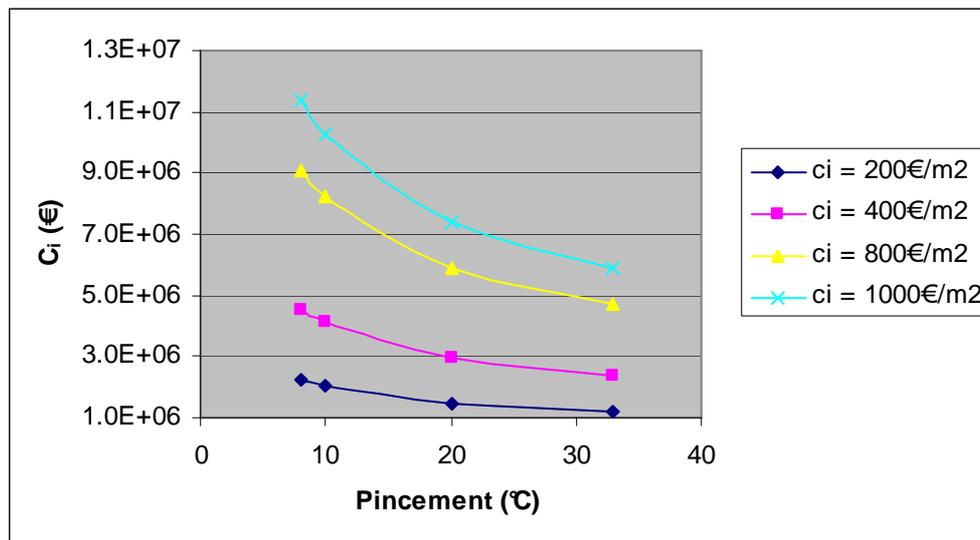


Figure 3.19. Coûts d'investissement en fonction du pincement

Les coûts d'exploitation sont les coûts correspondant à la consommation des utilités chaude et froide. Il est possible de tracer ces coûts en fonction de la valeur du pincement pour le système étudié.

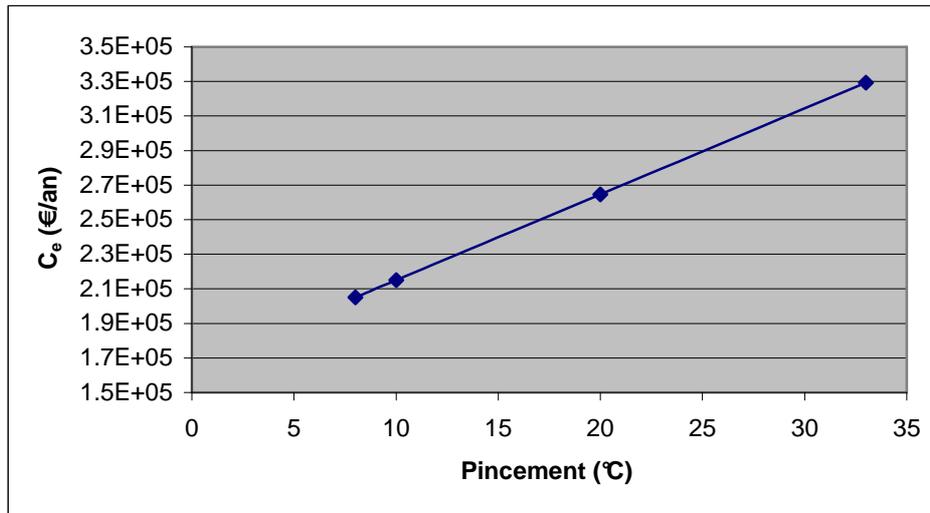


Figure 3.20. Coûts d'exploitation en fonction du pincement

La dépendance entre les coûts d'exploitation et la valeur du pincement est linéaire.

Prenons comme hypothèse que l'investissement est entièrement réalisé la première année et que la durée de fonctionnement est de 20 ans. On ne prend pas en compte d'actualisation pour le moment.

Ces hypothèses permettent d'aboutir aux résultats présentés sur la Figure 3.21, où les coûts totaux sont tracés en fonction de la valeur du pincement, et ce pour différents coûts unitaires d'investissement. Cette figure rappelle la Figure 2.5 du chapitre précédent pour un cas d'application donné, en ce sens que l'on observe l'existence d'un compromis à effectuer entre coûts d'investissement et coûts d'exploitation.

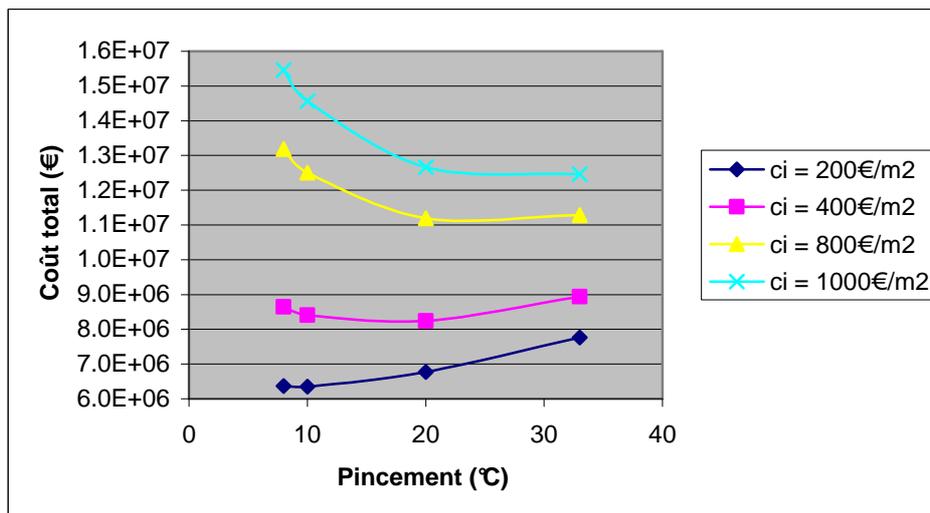


Figure 3.21. Coûts totaux en fonction du pincement

On observe que le coût total présente un minimum. Cependant la valeur du pincement pour laquelle ce minimum est réalisé dépend du coût unitaire d'investissement. Plus le coût unitaire est élevé et plus le pincement optimal est grand (cf. Tableau 3.5). En effet, quand on augmente la valeur du pincement, on diminue la surface d'échange nécessaire. En

conséquence quand le coût unitaire d'investissement est élevé, il est préférable de réduire la surface et donc d'augmenter le pincement.

c_i (€/m ²)	Pincement optimal (°C)
200	4,1
400	18,5
800	25,7
1000	27,2

Tableau 3.5. Valeur optimale du pincement ($T_e = 20$ ans, actualisation 0%)

Le choix de 20°C effectué par [Peters et al., 2003] pour le pincement du système étudié n'est pas neutre. Il correspond très vraisemblablement à une connaissance experte du système (et donc à une connaissance implicite des gammes de coûts d'investissement), qui leur permet de préconiser un pincement de 20°C comme valeur permettant d'aboutir à un bon compromis entre coûts d'investissement et coûts de fonctionnement

3.5.2. INFLUENCE DU COUT D'INVESTISSEMENT

Comparons les résultats obtenus par chacune des méthodes en fonction des coûts d'investissement. Ces résultats sont présentés sur la Figure 3.22 pour un taux d'actualisation de 6% et une durée de fonctionnement de 20 ans.

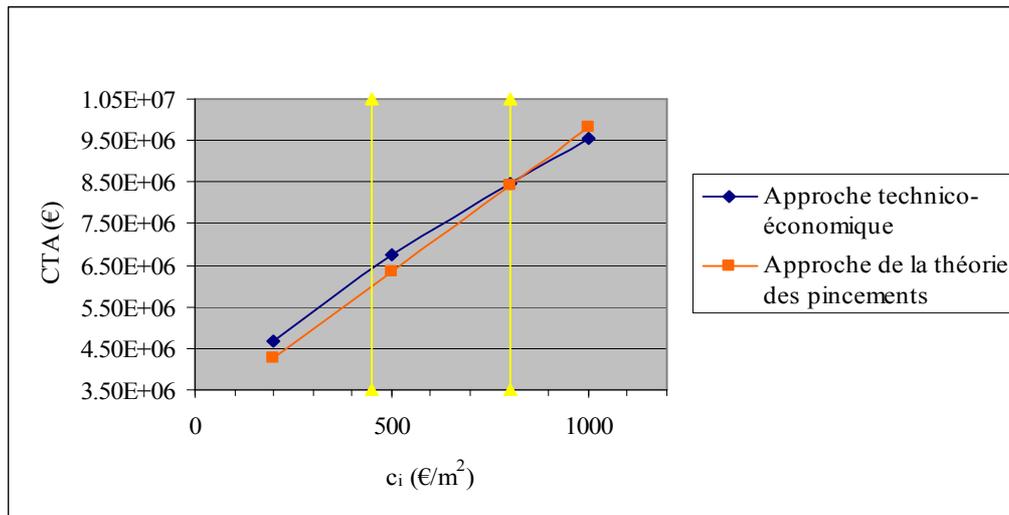


Figure 3.22. Comparaison des approches, $\tau = 6\%$ $T_e = 20$ ans

Les résultats diffèrent de quelques pourcents.

On constate que l'approche technico-économique devient plus performante dès lors que c_i dépasse 800 €/m². Cette limite dépend du taux d'actualisation et de la durée de fonctionnement. C'est ce qui est mis en évidence sur la Figure 3.23 et la Figure 3.24. La Figure 3.23 représente les mêmes grandeurs que la Figure 3.22, calculées pour la même durée de fonctionnement mais un taux d'actualisation supérieur : 8%. La limite se situe alors vers 680 €/m². Sur la Figure 3.24, les coûts sont calculés pour un taux d'actualisation de 6%, mais une durée de fonctionnement cette fois plus courte : 15 ans. L'approche technico-économique devient alors plus intéressante quand c_i est supérieur à 710 €/m².

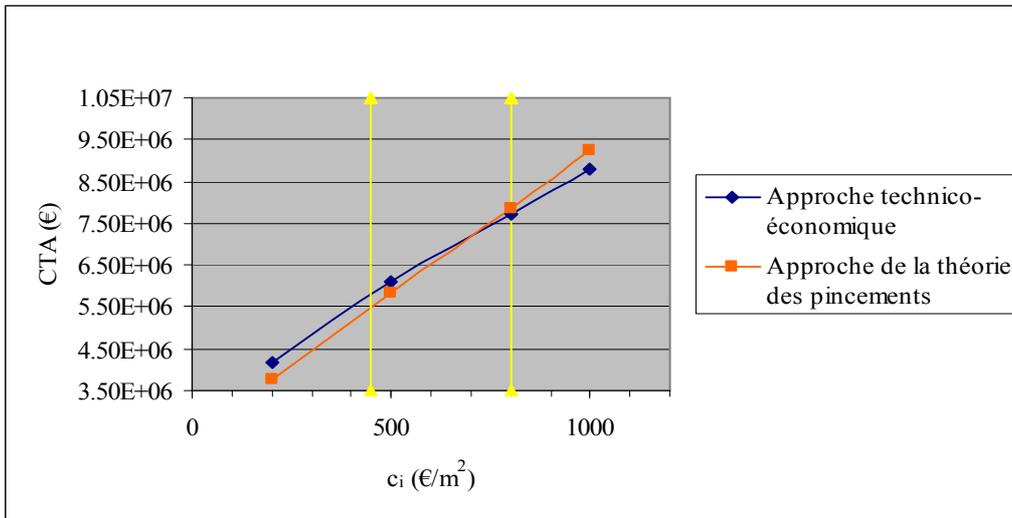


Figure 3.23. Comparaison des approches, $\tau = 8\%$ $T_e = 20$ ans

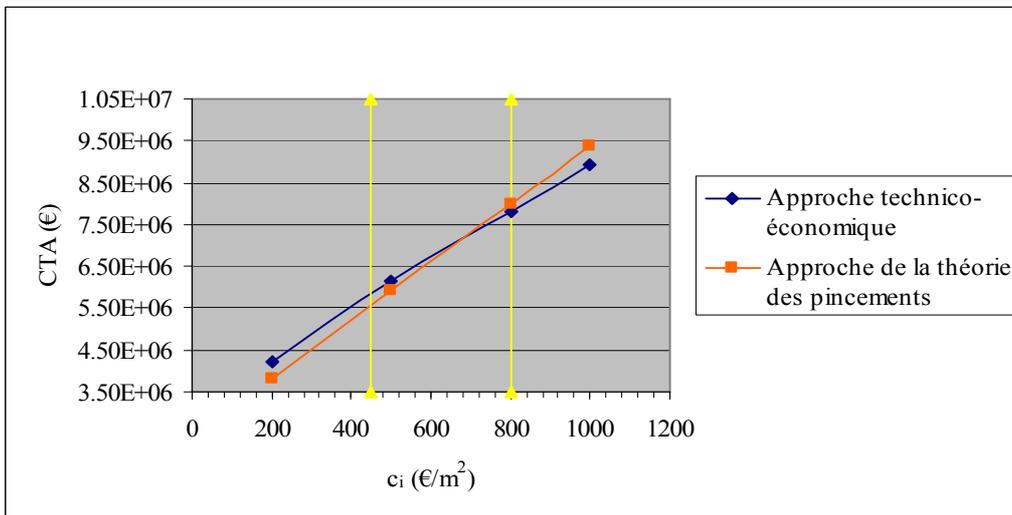


Figure 3.24. Comparaison des approches, $\tau = 6\%$ $T_e = 15$ ans

Sur les trois figures précédentes, la ligne verticale de gauche présente le coût unitaire d'un échangeur à plaques basse à moyenne température, celle de droite celui d'un échangeur moyenne à haute température. En ce qui concerne le coût d'un échangeur très haute température, il devrait atteindre environ 4000 €/m² ([Maréchal et Pra, 2004]).

Quand certains paramètres du scénario amplifient la part du coût d'investissement dans le coût total, l'approche technico-économique donne de meilleurs résultats que l'approche des pincements ; de même lorsque les coûts d'investissement deviennent plus importants.

L'intérêt de l'approche technico-économique est d'autant plus grand que les coûts investissements sont élevés. C'est le cas pour les systèmes que l'on sera amené à étudier, par exemple le réseau d'échangeurs haute température pour le procédé d'électrolyse haute température (en raison des gammes de températures, cf. chapitre 4).

3.5.3. AMBIGUÏTES POSSIBLES DANS LA DÉTERMINATION DU NOMBRE D'ÉCHANGEURS PAR LA MÉTHODE DES PINCEMENTS : CAS DU PINCEMENT DE 10°C

Nous allons revenir plus en détail sur la détermination du nombre d'échangeurs par la méthode des pincements pour mettre en évidence les ambiguïtés qui peuvent exister avec cette méthode.

Rappelons que la détermination du nombre d'échangeurs par la méthode des pincements comprend trois étapes :

- le tracé du diagramme composite,
- la détermination des différentes sections,
- le calcul du nombre d'échangeurs section par section grâce à la règle $N_e = N_s - 1$.

Le diagramme composite pour un pincement de 10°C est représenté sur la Figure 3.25.

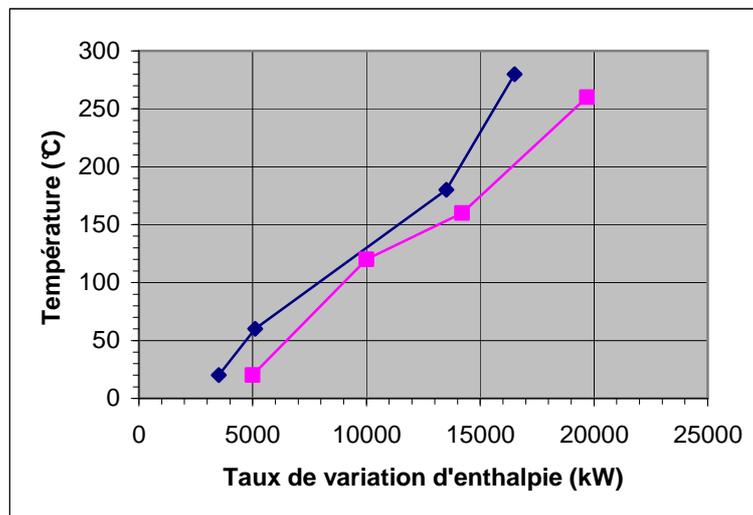


Figure 3.25. Diagramme composite - pincement de 10°C

A la différence du cas du pincement de 20°C, la section utilité froide ne met en jeu que deux fluides : l'utilité froide et le fluide 4. On compte donc un échangeur de moins sur le total.

La règle $N_e = N_s - 1$ conduit à un nombre de sept échangeurs pour le réseau global :

- section utilité froide : 1 échangeur ;
- section sous le pincement : 2 échangeurs ;
- section au dessus du pincement : 3 échangeurs ;
- section utilité chaude : 1 échangeur.

Intéressons nous à la section au dessus du point de pincement. Le bilan enthalpique sur cette section aboutit à une température de sortie du flux 2 de 201,8°C. Le diagramme enthalpique sur cette section est le suivant :

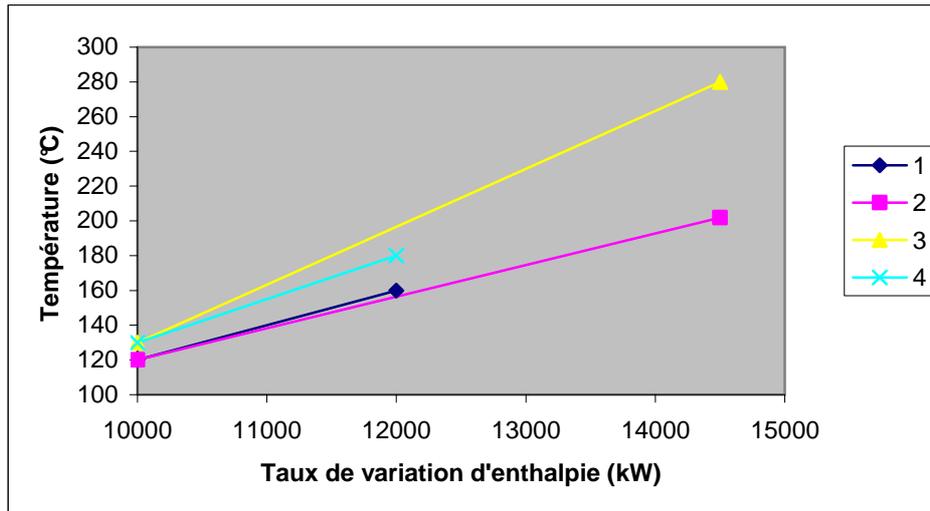


Figure 3.26. Diagramme enthalpique - pincement de 10°C

L'agencement de premier type conduit à apparier les flux 2 et 3, et 1 et 4. Or leurs variations d'enthalpie sont rigoureusement identiques deux à deux. Aucun autre échangeur n'est donc nécessaire, et deux échangeurs suffisent pour cette section. La règle est mise en défaut. Six échangeurs peuvent suffire dans ce cas alors que la règle $N_e = N_s - 1$ conduit à un nombre de sept.

Remarquons en outre que l'autre agencement réalisable, bien que comprenant trois échangeurs pour la section au dessus du pincement, correspond à une surface d'échange totale inférieure pour une consommation énergétique identique. Le choix résultera donc de l'intérêt en termes économiques à avoir soit une surface inférieure, soit un échangeur de moins. Le coût sera l'arbitre pour le choix entre les deux réseaux possibles.

3.6. CONCLUSION

La théorie des pincements et l'optimisation technico-économique procèdent de **deux démarches différentes**.

La théorie des pincements part des variations d'enthalpie des fluides du processus pour minimiser le recours à un apport extérieur d'énergie thermique. Son objectif est d'optimiser la récupération de la chaleur pour un système donné.

La théorie des pincements permet de déterminer quelle peut être la consommation énergétique minimale (apportée par les utilités) et quels groupes de fluides doivent échanger entre eux pour y parvenir. La répartition au niveau des échangeurs (quel fluide échange avec quel fluide dans un échangeur donné) n'est pas immédiate mais suit une procédure.

Une fois l'apport énergétique minimal déterminé – et ce en fonction d'une valeur de pincement préalablement choisie qui aura des conséquences sur les coûts d'investissement – un réseau d'échangeurs est déterminé. Le réseau obtenu n'est pas unique. Il peut exister des ambiguïtés sur le nombre d'échangeurs ou sur l'agencement des fluides dans les différents échangeurs. Divers réseaux correspondent donc au même diagramme composite. C'est une étude économique qui permettra de choisir entre les différentes options.

En outre, il est nécessaire d'étudier l'influence du pincement. Plus les coûts unitaires (par unité de surface) d'investissement sont élevés, plus la valeur du pincement devra être grande. En l'absence d'expertise sur le système considéré, des itérations sur la valeur du pincement sont nécessaires pour déterminer celle qui conduit au coût total le plus faible.

L'approche technico-économique part d'un schéma de fonctionnement qui peut être surabondant. Un coût total est alors minimisé partant de ce schéma de fonctionnement.

Dans le cas considéré, les échanges entre les flux du processus sont supposés selon un schéma très simple. Les échanges avec les utilités sont réalisés en cas de nécessité.

Le schéma de fonctionnement initial proposait dix échangeurs, six seulement ont été retenus.

Sur l'exemple étudié, il apparaît que s'agissant de minimiser l'apport énergétique fourni par les utilités, la théorie des pincements est plus performante. En effet, tous les échanges étant possibles, la récupération au sein du système est meilleure.

Cependant lorsque les coûts d'investissement sont pris en compte, l'approche technico-économique est plus pertinente. Dans un contexte de développement durable, certains systèmes sont mis en œuvre pour lesquels les coûts d'investissement sont plus élevés en raison, par exemple, de conditions de fonctionnement sévères (hautes pressions, hautes températures ou matières corrosives). Les avantages de l'optimisation technico-économique seront d'autant plus valorisés. L'intérêt de l'approche technico-économique est d'autant plus grand que les coûts investissements sont élevés.

La gestion de gammes de coûts d'investissement très différentes au sein d'un même système devrait également être plus aisée avec l'approche technico-économique. Un tel système sera étudié au chapitre suivant : le réseau d'échangeurs thermiques haute température pour la production d'hydrogène par électrolyse haute température. Une nouvelle comparaison sera

effectuée entre les deux méthodes sur ce cas d'étude qui sera d'abord abordé par la technico-économie et ensuite seulement par l'intégration thermique, à l'opposé du cas traité dans ce chapitre.

Le travail décrit dans le présent chapitre a fait l'objet d'une communication à la conférence HeatSet 2005 ([Mansilla et al., 2005]) et d'un article en cours de publication dans la revue International Journal of Energy, Environment and Economics ([Mansilla]).

Bibliographie

[Generation IV, 2002] Generation IV Economics Crosscut Group. 2002. *Generation IV Nuclear Energy Systems Roadmap – Economics Crosscut Group – R&D Scope Report*.

[Linnhoff et Hindmarsh, 1983] Linnhoff B. et Hindmarsh E. 1983. The pinch design method for heat exchanger networks. *Chemical Engineering Science* 38(5), 745-763.

[Linnhoff, 1994] Linnhoff B. 1994. Use pinch analysis to knock down capital costs and emissions. *Chemical Engineering Progress* 90(8), 32-57.

[Mansilla et al., 2005] Mansilla C., Arnaud G., Dumas M. et Werkoff F. 2005. Technoeconomic optimisation versus pinch technology analysis, *Proc. HeatSet 2005* (B. Thonon et al., eds.), Grenoble, France, 615-620.

[Mansilla] Mansilla C. Optimising a heat exchanger network: comparison between the pinch technology analysis and the technoeconomic approach. *International Journal of Energy, Environment and Economics*. En cours de publication.

[Maréchal et Pra, 2004] Maréchal A. et Pra F. 2004. Jeu de données pour le calcul d'un échangeur à plaques corruguées. Communication privée.

[Peters et al., 2003] Peters M.S., Timmerhaus K.D. et West R.E. 2003. *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*. (pages 417 and suivantes). McGraw-Hill, New York.

[Rakotozafy, 2005] Rakotozafy N. 2005. *Etude portant sur l'utilisation optimale d'un point de vue technico-économique de la chaleur nécessaire à l'électrolyse haute température avec Thermoptim*. Rapport n°50348, Centre Energétique et Procédés, Ecole des Mines de Paris.

4. INTEGRATION THERMIQUE VERSUS TECHNICO-ECONOMIE

SOMMAIRE DU CHAPITRE 4

Nomenclature du chapitre 4	105
4.1. Introduction à la gestion thermique pour le procédé d'électrolyse haute température	109
4.2. Définition du problème	111
4.2.1. Optimisation d'un échangeur thermique	111
4.2.1.1. Schéma de l'échangeur	111
4.2.1.2. Fonction objectif.....	111
4.2.1.3. Contraintes.....	114
4.2.2. Contexte de l'électrolyse haute température	115
4.2.2.1. L'électrolyse haute température (EHT).....	115
4.2.2.2. Les échangeurs après évaporation	116
4.2.3. Sur la technologie de l'échangeur	119
4.2.3.1. Choix de la technologie	119
4.2.3.2. Division en modules	120
4.2.4. Synthèse du problème	122
4.2.4.1. Variables et contraintes	122
4.2.4.2. Fonction objectif.....	123
4.2.4.3. Ordres de grandeur des paramètres	123
4.3. Résultats	126
4.3.1. Cas du couplage à une source géothermale islandaise	126
4.3.1.1. Paramètres spécifiques	126
4.3.1.2. Résultats	127
4.3.2. Cas du couplage à un réacteur haute température	128
4.3.2.1. Paramètres spécifiques	128
4.3.2.2. Résultats	129
4.3.3. Comparaison des résultats pour les deux sources de chaleur.....	131
4.4. Résolution du problème par la méthode d'intégration thermique	134
4.4.1. Introduction	134
4.4.2. Méthode mise en œuvre	134
4.4.3. Résultats	135
4.5. Extension de l'optimisation au système complet d'électrolyse dans le cas du couplage à une source géothermale	136
4.5.1. Introduction	136
4.5.2. Présentation du modèle	136
4.5.2.1. Schéma de fonctionnement.....	136
4.5.2.2. Modélisation de l'électrolyseur	137
4.5.2.3. Fonction objectif.....	138
4.5.3. Résultats	139
4.6. Conclusion	141
Bibliographie	142

LISTE DES FIGURES DU CHAPITRE 4

Figure 4.1. Schéma de principe de l'échangeur.....	111
Figure 4.2. Le système d'électrolyse haute température couplé à un réacteur haute température, d'après [Werkoff et al., 2003].....	115
Figure 4.3. Echangeurs après évaporation de l'eau pour l'EHT.....	116
Figure 4.4. Schéma d'un échangeur à plaques.....	119
Figure 4.5. Modules d'échangeur en fonction de la température	121
Figure 4.6. Schéma du système complet.....	122
Figure 4.7. Réseau d'échangeurs (géothermie).....	127
Figure 4.8. Réseau d'échangeurs (HTR).....	130
Figure 4.9. Système d'électrolyse haute température couplé à une source géothermale, d'après [Sigurvinsson, 2005]	136
Figure 4.10 Températures de fonctionnement du système, d'après [Sigurvinsson, 2005].....	140

LISTE DES TABLEAUX DU CHAPITRE 4

Tableau 4.1. Coût de la chaleur récupérée au sein du système (géothermie)	127
Tableau 4.2. Caractéristiques des échangeurs (géothermie)	128
Tableau 4.3. Coût de la chaleur récupérée au sein du système (HTR)	130
Tableau 4.4. Caractéristiques des échangeurs (HTR)	130
Tableau 4.5. Récapitulatif du coût de la chaleur récupérée	131
Tableau 4.6. Récapitulatif des températures et débits dans les échangeurs thermiques	131
Tableau 4.7. Récapitulatif des caractéristiques des échangeurs.....	132
Tableau 4.8. Comparaison des résultats obtenus par les deux méthodes, d'après [Rakotozafy, 2005].....	135
Tableau 4.9 Part des différents coûts dans le coût de production de l'hydrogène, d'après [Sigurvinsson et al., 2006].....	139

Nomenclature du chapitre 4

B	: largeur du canal (m)
C_e	: coût de la consommation d'énergie thermique (€/an)
C_i	: coût d'investissement (€)
C_o	: coût de fonctionnement (€/an)
C_p	: capacité thermique massique (kJ/(kg.°C))
C_{pomp}	: coût de pompage (€/an)
c_i	: coût unitaire d'investissement (€/m ²)
$c_{kWh_{th}}$: coût unitaire de l'énergie thermique (€/kWh _{th})
c_{Wh_e}	: coût unitaire de l'énergie électrique (€/Wh _e)
CTA	: coût total actualisé (€/kWh _{th} ou €/kgH ₂)
D_h	: diamètre hydraulique (m)
E	: potentiel de la cellule (V)
E_0	: potentiel thermodynamique de décomposition de la vapeur à l'équilibre (V)
F	: constante de Faraday (C/mol)
H	: production d'hydrogène (kg H ₂ /an)
h	: coefficient de transfert thermique (W/(m ² °C))
j	: densité de courant (A/m ²)
L	: longueur d'échange (m)
$LMTD$: différence de température moyenne logarithmique (°C)
M	: masse molaire (kg/mol)
\dot{m}	: débit massique (kg/s)
N	: nombre total d'échangeurs
\dot{n}	: débit molaire (mol/s)
N_c	: nombre de canaux
Nu	: nombre de Nusselt
P	: pression (Pa)
$P_{tot,useful}$: puissance électrique requise pour la dissociation de l'eau (kW _e)
$P_{réf}$: puissance surfacique de référence (W/cm ²)
Pd	: production d'énergie thermique (kWh/an)
Pr	: nombre de Prandtl
Q	: chaleur transférée dans l'échangeur thermique (kW)
R	: constante universelle des gaz parfaits (J/(mol.K))
R_{act}	: résistance due à l'activation de la réaction (Ωm ²)
R_{con}	: résistance due aux problèmes cinétiques, causés par la concentration inhomogène des gaz dans les électrodes (Ωm ²)
R_{ohm}	: résistance due aux pertes ohmiques dans la membrane (Ωm ²)
r	: taux de recyclage
Re	: nombre de Reynolds
S	: surface d'échange (m ²)
T	: température (°C)

T_e	: nombre d'années d'exploitation (an)
T_i	: nombre d'années d'investissement (an)
t_e	: durée de fonctionnement (h/an)
U	: coefficient de transfert thermique (kW/(m ² .°C))
$U_{electrolyser}$: tension de fonctionnement de l'électrolyseur (V)
u	: vitesse des fluides (m/s)
x	: taux de partage du débit de vapeur d'eau

Symboles grecs

Δ	: différence
ε	: efficacité de l'échangeur
η	: rendement de l'échangeur
η_{pomp}	: rendement du pompage
λ	: conductivité thermique (W/(m.°C))
μ	: viscosité (Pa.s)
ρ	: masse volumique (kg/m ³)
τ	: taux d'actualisation

Indices

1	: primaire
2	: secondaire
BT	: basse température
e	: électrique
$elec$: électrolyseur
$exch$: échangeurs thermiques
H_2	: relatif à l'hydrogène
H_2	: relatif à l'échangeur H ₂ /H ₂ O
H_2O	: relatif à l'eau
HT	: haute température
MT	: moyenne température
in	: entrée de l'échangeur
n	: échangeur considéré
O_2	: relatif à l'oxygène
O_2	: relatif à l'échangeur O ₂ /H ₂ O
out	: sortie de l'échangeur
t	: année considérée
th	: thermique

4.1. INTRODUCTION A LA GESTION THERMIQUE POUR LE PROCÉDE D'ELECTROLYSE HAUTE TEMPERATURE

L'utilisation de l'hydrogène comme substitut aux hydrocarbures fait actuellement l'objet de nombreux projets de recherche et développement dans le monde. Pour rentrer dans le cadre du développement durable, les procédés de production d'hydrogène ne devront ni consommer de matières premières autres que de l'eau, ni être à l'origine d'émissions de gaz à effet de serre.

L'électrolyse basse température lorsqu'elle consomme de l'électricité produite sans émissions de gaz à effet de serre répond à ces différentes exigences et est d'ailleurs utilisée à l'heure actuelle pour produire de l'hydrogène. Son principal inconvénient est qu'elle présente un rendement limité.

Il est possible d'améliorer ses performances en fonctionnant à haute température (EHT). Une part de l'énergie nécessaire à la dissociation des molécules d'eau est alors fournie sous forme thermique et il est essentiel de récupérer la chaleur contenue dans les produits de l'électrolyse grâce à des échangeurs thermiques. En effet, pour que l'EHT soit efficace, il est nécessaire de récupérer une partie importante de la chaleur contenue dans les gaz à haute température (de 700 à 900°C) en sortie de l'électrolyseur, afin de réchauffer la vapeur d'eau jusqu'à la température requise à l'entrée de l'électrolyseur.

La chaleur est apportée au système de l'extérieur par un couplage à un réacteur nucléaire à haute température (HTR) ou bien par une source géothermale.

Ces deux possibilités sont en effet à l'étude, d'une part dans le cadre du Forum International pour l'étude des réacteurs de quatrième génération ([Generation IV, 2002]) et en particulier des réacteurs nucléaires à haute température (HTR), et d'autre part grâce à des collaborations entre la France et l'Islande, maintenant rejoints par d'autres pays de la communauté européenne.

A l'avenir, des sources de chaleur aussi diverses que l'incinération des déchets, la biomasse, les réacteurs refroidis à l'eau ou bien au sodium seront étudiées.

Une optimisation technico-économique du réseau d'échangeurs thermiques haute température mis en jeu dans le procédé d'électrolyse haute température a été réalisée. Cette étude est intéressante à plusieurs titres.

Tout d'abord, un réseau d'échangeurs thermiques est un composant intéressant : il présente de nombreux degrés de liberté (plus qu'un compresseur par exemple) et peut servir de référence pour l'évaluation d'autres composants (étudier un réacteur chimique revient à considérer un échangeur thermique en ajoutant les problèmes de cinétique par exemple).

Cette étude pourrait également constituer un « cas de référence » technico-économique car elle traite de composants complexes qui présentent des gammes de coût très différentes au sein du même système.

Dans un premier temps nous présenterons le modèle technico-économique d'un échangeur thermique et du réseau étudié. Ce modèle s'appuie sur la technologie retenue grâce à l'expertise industrielle du Groupement pour la Recherche sur les Echangeurs Thermiques¹. Les résultats correspondant au couplage à chaque source de chaleur envisagée seront ensuite présentés.

¹ GRETh : association fondée notamment par le CEA www.greth.fr

Dans un second temps nous verrons comment ce problème est abordé et résolu avec la méthode d'intégration thermique et quels sont les résultats obtenus. Cela nous permettra de comparer une nouvelle fois les deux méthodes (intégration thermique et optimisation technico-économique avec algorithmes génétiques), mais cette fois-ci sur un cas pour lequel la technico-économie a été appliquée d'abord et non sur un cas de référence pour la théorie des pincements.

Enfin nous présenterons une extension du problème : le système global de l'EHT incluant l'électrolyseur sera optimisé. Ce travail a été réalisé en collaboration avec Jon Sigurvinsson ([Sigurvinsson, 2005]).

4.2. DEFINITION DU PROBLEME

4.2.1. OPTIMISATION D'UN ECHANGEUR THERMIQUE

4.2.1.1. Schéma de l'échangeur

On considère l'échangeur à contre-courant suivant :

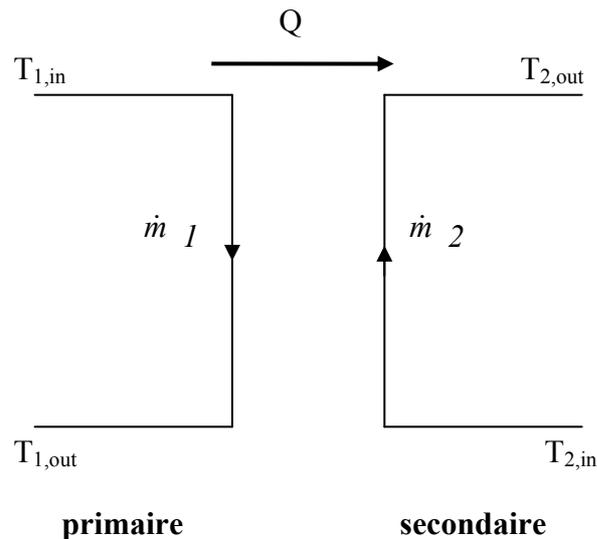


Figure 4.1. Schéma de principe de l'échangeur

L'indice 1 renvoie au primaire, l'indice 2 au secondaire. Les températures d'entrée sont notées T_{in} et celles de sortie des branches T_{out} .

De la chaleur est transférée du primaire vers le secondaire. On la note Q .

\dot{m}_i est le débit massique de la branche considérée.

4.2.1.2. Fonction objectif

Nous avons choisi le coût du kWh thermique produit au secondaire de l'échangeur comme fonction objectif (en accord avec la méthode du coût global actualisé décrite en Annexe 1 p.215). On le notera CTA pour coût total actualisé.

Ce coût se décompose en coût d'investissement et coût de fonctionnement :

- **coût d'investissement :**

La loi de coût d'investissement d'un échangeur thermique est la même qu'au chapitre précédent (cf. équation (3.5) p.84).

$$C_i = c_i \cdot S \quad (4.1)$$

où :

- C_i : coût d'investissement (€)
- c_i : coût unitaire d'investissement (€/m²)
- S : surface de l'échangeur (m²)

c_i est supposé connu en fonction du type d'échangeur, du matériau, des conditions de fonctionnement.

L'investissement est réparti sur plusieurs années, le scénario étant connu.

Rappelons ici l'expression de la surface d'échange déjà détaillée au chapitre précédent (cf. équations (3.3) et (3.4) p.83).

$$S = \frac{Q}{U.LMTD}$$

et $LMTD = \frac{(T_{1,out} - T_{2,in}) - (T_{1,in} - T_{2,out})}{\ln \left[\frac{T_{1,out} - T_{2,in}}{T_{1,in} - T_{2,out}} \right]}$, avec les notations définies au paragraphe précédent.

▪ **coût de fonctionnement :**

$$C_o = C_e + C_{pomp} \quad (4.2)$$

où :

- C_o : coût de fonctionnement (€/an)
- C_e : coût de la consommation d'énergie thermique (€/an)
- C_{pomp} : coût de pompage (€/an)

L'ensemble des coûts de fonctionnement est engagé chaque année. Il sera nécessaire de les actualiser.

Détaillons les deux composantes du coût de fonctionnement :

○ **consommation d'énergie thermique au primaire**

De l'énergie thermique est consommée au primaire de l'échangeur pour pouvoir en produire au secondaire (cf. équation (3.2) p.83) :

$$Q = \eta \cdot \dot{m}_1 C_{p1} (T_{1,in} - T_{1,out}) = \dot{m}_2 C_{p2} (T_{2,out} - T_{2,in}) \quad (4.3)$$

La consommation d'énergie thermique induit le coût suivant :

$$C_e = c_{kWh_{th}} \frac{Q}{\eta} t_e \quad (4.4)$$

où :

- $c_{kWh_{th}}$: coût unitaire de l'énergie au primaire de l'échangeur (€/kWh_{th})
- Q : puissance transmise au secondaire (kW)
- η : rendement de l'échangeur (il traduit d'éventuelles pertes vers l'environnement)

t_e : durée de fonctionnement (h/an)
 $c_{kWh_{th}}$ et t_e sont définis par le scénario retenu.

- **coût de pompage**, ou consommation d'énergie électrique pour le pompage

On introduit un coût de consommation électrique correspondant au pompage nécessaire pour compenser les pertes de charge.

$$C_{pomp} = \frac{c_{Wh_e}}{\eta_{pomp}} \frac{\dot{m} \cdot \Delta P}{\rho} t_e \quad (4.5)$$

où :

c_{Wh_e} : coût unitaire de la consommation de la pompe (€/Wh_e)
 η_{pomp} : rendement mécanique de la pompe
 \dot{m} : débit massique (kg/s)
 ρ : masse volumique (kg/m³)
 ΔP : pertes de charge (Pa)
 t_e : durée de fonctionnement (h/an)

Les pertes de charge sont proportionnelles au carré du débit. Elles dépendent également de la longueur d'échange, du diamètre hydraulique, de la section de la branche et de la masse volumique du fluide (cf. Annexe 4 p.235).

Ce coût doit être pris en compte pour chaque branche de l'échangeur.

▪ **Production d'énergie au secondaire :**

La production d'énergie au secondaire de l'échangeur est considérée constante pendant l'année (hypothèse de régime permanent) :

$$Pd = Q \cdot t_e \quad (4.6)$$

où :

Pd : quantité d'énergie produite par an (kWh/an)
 Q : puissance transmise au secondaire (kW)
 t_e : durée de fonctionnement (h/an)

Si l'on considère un échangeur seul, **la fonction à optimiser** est donc :

$$CTA = \frac{\sum_{t=1}^{T_i+T_e} [(C_i)_t + (C_o)_t] \cdot (1 + \tau)^{-t}}{\sum_{t=1}^{T_i+T_e} [(Pd)_t] \cdot (1 + \tau)^{-t}} \quad (4.7)$$

où :

CTA : coût total actualisé (€/kWh)
 C_i : coût d'investissement initial (on ne considère pas ici de remplacement, €)
 C_o : coût de fonctionnement (€/an)

- Pd : production d'énergie thermique (kWh/an)
 τ : taux d'actualisation (défini par le scénario)
 T_e : nombre d'années d'exploitation (an)
 T_i : nombre d'années pendant lesquelles on investit (durée de construction, an)
 t : année considérée

Cette formule est inspirée de celle proposée dans [Generation IV, 2002] (cf. méthode du coût global actualisé décrite en Annexe 1 p.215).

4.2.1.3. Contraintes

Les contraintes auxquelles est soumise l'optimisation sont les suivantes :

- $T_{1,in} > T_{2,out}$
- $T_{1,out} > T_{2,in}$
- $\eta < 1$
- $\varepsilon < 0,9$
- $u < 30$ m/s

Les deux premières contraintes imposent que le transfert de chaleur s'effectue bien du primaire vers le secondaire, sans « allers-retours ».

Ces contraintes sont parfois simplement vérifiées si les paramètres en question sont imposés ou bien grâce aux intervalles de définition.

La contrainte sur le rendement a pour simple objectif d'obtenir un système réalisable du point de vue physique.

Pour ce qui concerne la quatrième contrainte, on doit définir l'efficacité ε de l'échangeur. Cette grandeur caractérise la performance de l'échangeur du point de vue transfert de chaleur du primaire vers le secondaire.

$$\varepsilon = \frac{Q}{(\dot{m}C_p)_{\min} (T_{1,in} - T_{2,in})} \quad (4.8)$$

où :

- Q : quantité totale de chaleur transmise (kW)
 C_p : capacité thermique massique du fluide (kJ/(kg.°C))
 \dot{m} : débit massique (kg/s)
 T : température (°C) (les indices ont été définis p.111)

L'indice *min* signifie que le produit $\dot{m}C_p$ est calculé pour la branche primaire et la branche secondaire. C'est la valeur minimale de ces deux grandeurs qui est ensuite utilisée pour calculer l'efficacité.

L'efficacité est souhaitée inférieure à 0,9 car cela correspond à des valeurs techniques raisonnables ([Maréchal et Pra, 2004]).

Enfin, les vitesses dans les deux branches doivent être inférieures à 30 m/s, car au-delà d'importants problèmes de vibrations pourraient poser des difficultés ([Maréchal et Pra, 2004]).

4.2.2. CONTEXTE DE L'ÉLECTROLYSE HAUTE TEMPERATURE

4.2.2.1. L'électrolyse haute température (EHT)

L'échangeur que nous souhaitons optimiser n'est pas isolé. Il est intégré dans un réseau qui prend place au sein d'un système d'électrolyse haute température représenté sur la Figure 4.2.

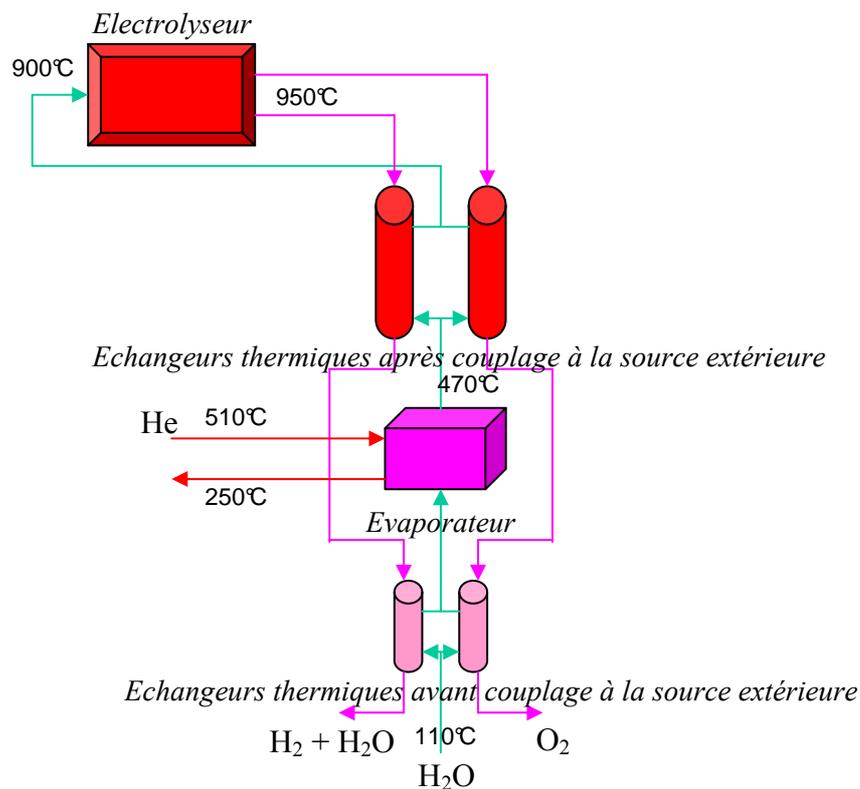


Figure 4.2. Le système d'électrolyse haute température couplé à un réacteur haute température, d'après [Werkoff et al., 2003]

Le mode de fonctionnement choisi pour l'électrolyseur est le mode autothermique ([Werkoff et al., 2003]) : la température en sortie de l'électrolyseur est supérieure à celle en entrée. L'évaluation technico-économique des différents modes d'électrolyse a montré que ce mode de fonctionnement correspond au plus faible coût de production ([Werkoff et al., 2003]).

L'eau est réchauffée par échange thermique avec les produits de l'électrolyse dans les échangeurs qui opèrent avant l'intervention de la source de chaleur extérieure (« échangeurs thermiques avant couplage à la source extérieure », cf. Figure 4.2). Elle est ensuite évaporée grâce à un échange thermique avec de l'hélium : le fluide caloporteur du réacteur nucléaire. La source chaude peut également être géothermale. La vapeur d'eau ainsi formée est encore chauffée par échange thermique avec les produits de l'électrolyse dans les derniers échangeurs (« échangeurs thermiques après couplage à la source extérieure »).

La vapeur d'eau a alors atteint 900°C environ : elle est électrolysée. Les produits de l'électrolyse sont :

- un mélange hydrogène, vapeur d'eau ;
- de l'oxygène.

Toute la vapeur n'est pas électrolysée : on note r le taux de recyclage correspondant à la quantité de vapeur d'eau n'ayant pas réagi. Il a été fixé à 0,33 (d'après [Rodriguez et Pinteaux, 2003]).

D'un point de vue molaire, les produits de l'électrolyse sont présents dans les proportions suivantes :

- $(1-r)$ H₂ et r H₂O d'une part,
- $\frac{(1-r)}{2}$ O₂ d'autre part.

Nous nous intéresserons aux échangeurs intervenant après l'évaporation de l'eau (nommés « échangeurs thermiques après couplage à la source extérieure » sur la Figure 4.2). Cette étude ne considère pas les échangeurs qui sont mis en jeu avant l'évaporation de l'eau.

4.2.2.2. Les échangeurs après évaporation

Pour le premier échangeur, le fluide au primaire est le mélange vapeur d'eau – hydrogène. Pour le second, c'est de l'oxygène.

De la vapeur d'eau circule au secondaire des deux échangeurs ([Rodriguez et Pinteaux, 2003]).

Nous conservons ici les notations de la Figure 4.1. Pour l'échangeur dont le fluide au primaire est un mélange vapeur d'eau – hydrogène, nous attacherons « _H2 » aux différentes notations. Pour l'autre échangeur, nous utiliserons « _O2 ». Les notations sont détaillées sur la Figure 4.3.

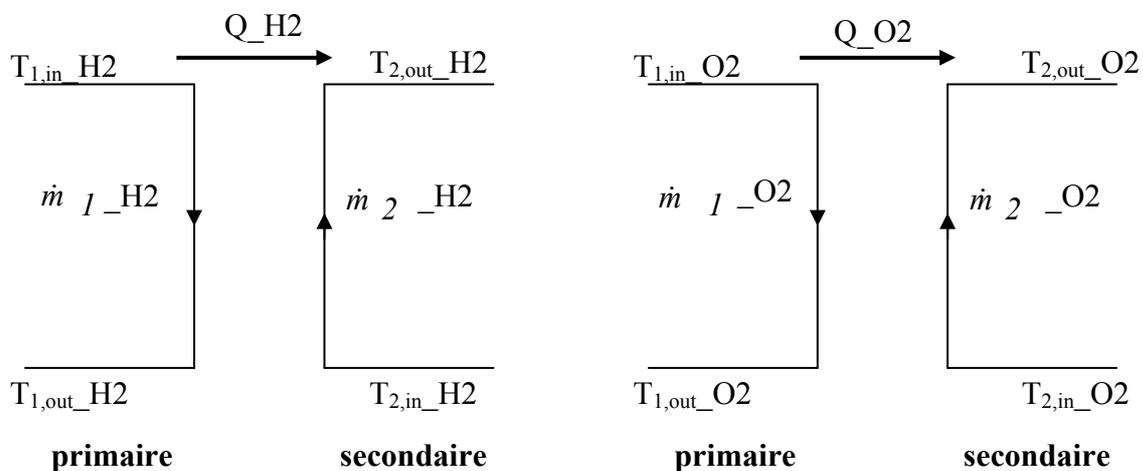


Figure 4.3. Echangeurs après évaporation de l'eau pour l'EHT

Dans un souci de simplicité, nous nommerons par la suite l'échangeur de gauche « échangeur H₂ », et celui de droite « échangeur O₂ ».

▪ Données concernant les températures

Toutes les températures ne sont pas indépendantes.

- Les produits en sortie de l'électrolyseur sont à la même température : $T_{1,in} - H_2 = T_{1,in} - O_2$.
- Le flux de vapeur d'eau sortant de l'évaporateur se partage dans les deux branches secondaires de l'échangeur donc : $T_{2,in} - H_2 = T_{2,in} - O_2$. Cette température est fixée par la source chaude (géothermie ou réacteur nucléaire).

Le schéma de fonctionnement présenté sur la Figure 4.2 précise les ordres de grandeur pour les températures d'entrée et de sortie des échangeurs :

- 950°C pour les températures d'entrée au primaire des deux échangeurs,
- 900°C en sortie des deux branches secondaires,
- 230°C en entrée des deux branches secondaires dans le cas de la géothermie ([Geysler, 2004]), 470°C si l'on couple l'installation à un réacteur nucléaire.

Ces températures (en entrée de la branche primaire, en entrée et à la sortie de la branche secondaire) seront fixées au cours de la procédure d'optimisation. Nous verrons plus loin (au paragraphe 4.2.3.2) qu'un réseau d'échangeurs doit être mis en œuvre. Les autres températures d'entrée et de sortie des échangeurs du réseau seront des variables de l'optimisation (elles sont détaillées au paragraphe 4.2.4.1). Les valeurs des températures fixées nous permettront de préciser les intervalles de définition du domaine de recherche.

▪ Données concernant les débits

Le fait d'intégrer les échangeurs étudiés dans le système EHT impose des liens entre les différents débits via le taux de recyclage r .

Si l'on note \dot{n}_{H_2O} le débit molaire total d'eau à travers les deux branches secondaires des échangeurs, les différents débits molaires sont :

- $(1-r) \dot{n}_{H_2O}$ de dihydrogène au primaire de l'échangeur H₂,
- $r \dot{n}_{H_2O}$ d'eau au primaire de l'échangeur H₂,
- $\frac{(1-r)}{2} \dot{n}_{H_2O}$ de dioxygène au primaire de l'échangeur O₂,
- $x \dot{n}_{H_2O}$ d'eau au secondaire de l'échangeur H₂,
- $(1-x) \dot{n}_{H_2O}$ d'eau au secondaire de l'échangeur O₂.

x est le taux de partage du débit principal d'eau. C'est une grandeur comprise strictement entre 0 et 1.

Par conséquent, les débits massiques s'expriment de la façon suivante :

$$\dot{m}_{1_H2} = (1-r) \cdot \dot{m}_{H_2O} \cdot \frac{M_{H_2}}{M_{H_2O}} + r \cdot \dot{m}_{H_2O} \quad (4.9)$$

où :

\dot{m}_{1_H2} : débit massique au primaire de l'échangeur H₂ (kg/s)

\dot{m}_{H_2O} : débit massique d'eau (kg/s)

M_{H_2O} : masse molaire de l'eau (kg/mol)

M_{H_2} : masse molaire du dihydrogène (kg/mol)

r : taux de recyclage

$$\dot{m}_{2_H2} = x \cdot \dot{m}_{H_2O} \quad (4.10)$$

où :

\dot{m}_{2_H2} : débit massique au secondaire de l'échangeur H₂ (kg/s)

\dot{m}_{H_2O} : débit massique d'eau (kg/s)

x : taux de partage du débit principal d'eau

$$\dot{m}_{1_O2} = \frac{(1-r)}{2} \cdot \dot{m}_{H_2O} \cdot \frac{M_{O_2}}{M_{H_2O}} \quad (4.11)$$

où :

\dot{m}_{1_O2} : débit massique au primaire de l'échangeur O₂ (kg/s)

\dot{m}_{H_2O} : débit massique d'eau (kg/s)

M_{H_2O} : masse molaire de l'eau (kg/mol)

M_{O_2} : masse molaire du dioxygène (kg/mol)

r : taux de recyclage

$$\dot{m}_{2_O2} = (1-x) \cdot \dot{m}_{H_2O} \quad (4.12)$$

où :

\dot{m}_{2_O2} : débit massique au secondaire de l'échangeur O₂ (kg/s)

\dot{m}_{H_2O} : débit massique d'eau (kg/s)

x : taux de partage du débit principal d'eau

▪ Variables du problème

Les variables de décision sont choisies parmi les températures et les débits. Le rendement et l'efficacité seront alors des conséquences des contraintes imposées et des ajustements effectués.

En ce qui concerne les quatre débits, ils peuvent s'exprimer en fonction de trois variables : \dot{m}_{H_2O} , x , r .

Le taux de recyclage est un paramètre fixé de l'optimisation. Les températures d'entrée sont fixées ainsi que la température de sortie de l'eau.

Le problème ainsi posé compte donc quatre variables : $T_{1,out} - H_2$, $T_{1,out} - O_2$, \dot{m}_{H_2O} , x .

4.2.3. SUR LA TECHNOLOGIE DE L'ÉCHANGEUR

4.2.3.1. Choix de la technologie

Le choix s'est porté sur un échangeur à plaques planes corruguées, c'est-à-dire non lisses (d'après [Maréchal et Pra, 2004]). Les plaques corruguées permettent un meilleur transfert de la chaleur. On peut représenter l'échangeur par un empilement de plaques entre lesquelles circulent alternativement le fluide chaud et le fluide froid (cf. Figure 4.4).

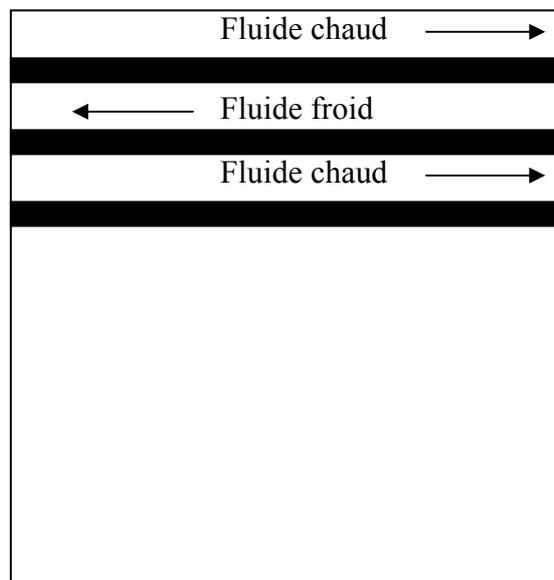


Figure 4.4. Schéma d'un échangeur à plaques

Pour un tel échangeur on peut définir la section de passage et le diamètre hydraulique :

- la section de passage est la section droite d'un canal traversée par le fluide. Elle est égale au produit de la largeur du canal par l'espacement des plaques ;
- le diamètre hydraulique est le double de la hauteur d'un canal.

On travaillera avec des plaques de (1 m × 1 m) empilées les unes sur les autres avec un espacement de 3 mm. L'épaisseur des plaques est 1 mm (d'après [Maréchal et Pra, 2004]).

On pose l'hypothèse d'équirépartition du fluide : pour un fluide donné le débit est le même dans chaque canal. Cela nous amène à préciser certaines équations :

▪ Chaleur transférée au secondaire

Reprenons l'équation (4.3) :

$$Q = \eta \cdot \dot{m}_1 C_{p1} (T_{1,in} - T_{1,out}) = \dot{m}_2 C_{p2} (T_{2,out} - T_{2,in})$$

Q est la quantité totale de chaleur transférée dans un échangeur considéré et \dot{m} est le débit massique total qui traverse l'échangeur.

- **Coût d'investissement :**

$$C_i = c_i \cdot S$$

Dans l'équation (4.1), la surface considérée est la surface totale d'échange de l'échangeur. Elle peut s'écrire :

$$S = (Nc - 1) \cdot L \cdot B \quad (4.13)$$

où :

Nc : nombre de canaux

L : longueur du canal (ou longueur d'échange) (m)

B : largeur du canal (m)

La longueur et la largeur des canaux sont égales à 1 m.

- **Coût de pompage, ou consommation d'énergie électrique**

$$C_{pomp} = \frac{c_{Wh_e}}{\eta_{pomp}} \frac{\dot{m} \cdot \Delta P}{\rho} \cdot t_e$$

Dans l'équation (4.5), \dot{m} est le débit massique total qui traverse l'échangeur.

Les pertes de charge ont lieu dans chaque canal. Cependant d'après l'hypothèse d'équirépartition du fluide, le débit par canal est égal au rapport du débit total par le nombre de canaux. En outre, la section de passage totale de l'échangeur est égale au produit de la section de passage d'un canal par le nombre de canaux. Par conséquent, le coût de pompage peut être calculé à partir des grandeurs globales au lieu des grandeurs relatives au canal.

4.2.3.2. Division en modules

Rappelons que nous traitons le cas du réseau d'échangeurs mis en jeu après couplage à la source de chaleur extérieure (cf. Figure 4.2 du présent mémoire).

Comme nous l'avons vu au paragraphe 4.2.2.2, les températures aux bornes de l'échangeur vont de 230°C dans le cas de la géothermie, 470°C quand le système est couplé à un réacteur haute température, jusqu'à 950°C.

Cette gamme de température ne peut pas être couverte par un seul type d'échangeur. En effet, les matériaux utilisés, et donc le coût de l'échangeur, dépendent directement de la température. A basse température l'acier inoxydable domine. D'autres aciers prennent ensuite le relais, pour être remplacés par la céramique à très haute température ([Maréchal et Pra, 2004]).

Il est important de souligner que les échangeurs moyenne température sont encore en phase de tests et que, concernant les échangeurs haute température, des travaux de recherche sont toujours en cours quant au matériau et au type d'échangeur à mettre en œuvre. Dans nos modèles, les coûts de Recherche et Développement et leur amortissement ne seront néanmoins pas pris en compte.

On travaillera donc avec des modules d'échangeurs pour lesquels nous adopterons les conventions suivantes :

- BT pour « basse température » (jusqu'à 600°C),
- MT pour « moyenne température » (de 600°C à 850°C),
- HT pour « haute température » (au-delà de 850°C).

Un échangeur peut alors être schématisé comme sur la Figure 4.5.

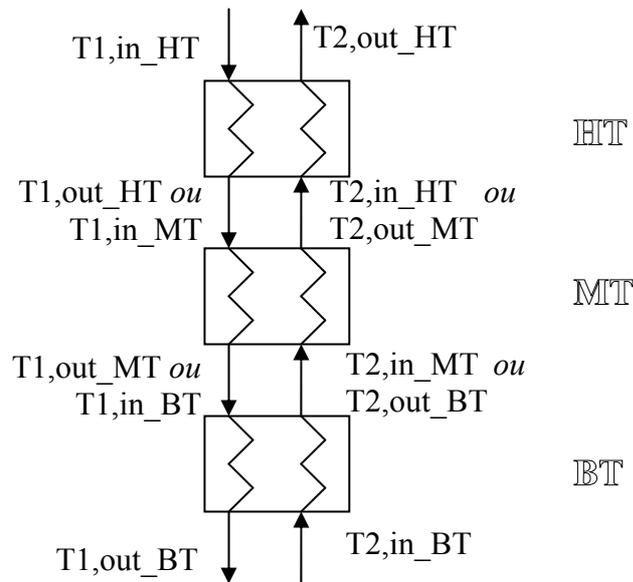


Figure 4.5. Modules d'échangeur en fonction de la température

Les mêmes débits massiques traversent les trois modules.

Par ailleurs nous supposons que la variation de température entre deux échangeurs est négligeable. Par conséquent :

- $T_{1,out_HT} = T_{1,in_MT}$
- $T_{2,in_HT} = T_{2,out_MT}$
- $T_{1,out_MT} = T_{1,in_BT}$
- $T_{2,in_MT} = T_{2,out_BT}$

Nous noterons ces quatre températures T_{1_HT} , T_{2_HT} , T_{1_MT} , T_{2_MT} .

Les limites en température selon les différents modules d'échangeurs nous donnent des ordres de grandeur pour les températures énumérées ci-dessus : T_{1_HT} et T_{2_HT} doivent être inférieures à 850°C, T_{1_MT} et T_{2_MT} à 600°C.

Les contraintes définies au paragraphe 4.2.1.3 s'appliquent à chaque module. Le partage en trois modules introduit seulement quatre nouvelles variables de température, huit si l'on considère le système complet (échangeurs H2 et échangeurs O2).

4.2.4. SYNTHÈSE DU PROBLÈME

4.2.4.1. Variables et contraintes

Les notations sont regroupées sur la Figure 4.6 qui représente un schéma du système complet.

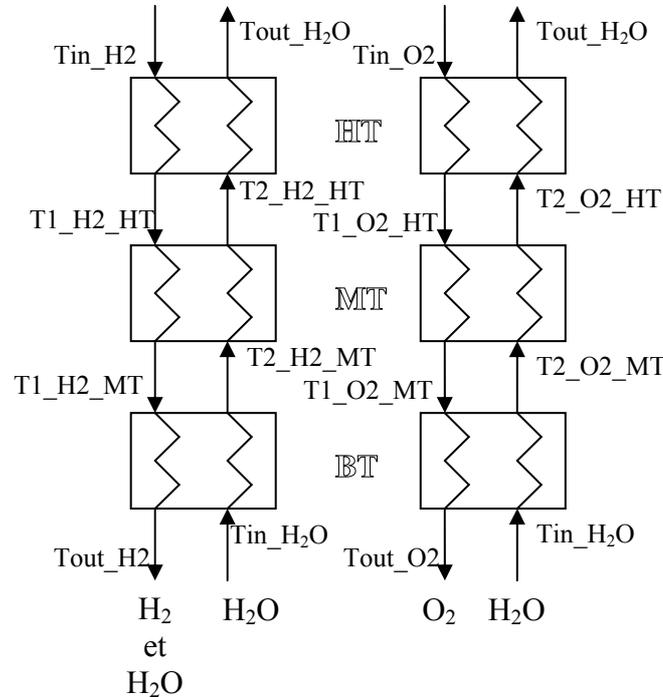


Figure 4.6. Schéma du système complet

Les températures d'entrée du réseau d'échangeurs sont fixées ainsi que la température de la vapeur d'eau en entrée de l'électrolyseur (T_{in_H2} , T_{in_O2} , T_{in_H2O} et T_{out_H2O} , cf. Figure 4.6). La valeur de T_{in_H2O} dépendra de la source de chaleur à laquelle le système est couplé (réacteur nucléaire haute température ou source géothermale islandaise). Les valeurs de toutes ces températures sont détaillées aux paragraphes 4.3.1.1 p.126 et 4.3.2.1 p.129.

On a également vu au paragraphe 4.2.2.2 que les différents débits sont liés au débit total de vapeur d'eau (débit de la branche secondaire) via deux paramètres : le taux de recyclage pris constant et le taux de partage du débit total de vapeur d'eau (ce taux est également défini au paragraphe 4.2.2.2). Le débit total de vapeur d'eau et le taux de partage sont des variables de l'optimisation.

Les variables sont donc (en retenant les notations de la Figure 4.6) :

- T_{out_H2}
- T_{out_O2}
- $T_{1_H2_HT}$
- $T_{1_O2_HT}$
- $T_{2_H2_HT}$
- $T_{2_O2_HT}$
- $T_{1_H2_MT}$
- $T_{1_O2_MT}$

- $T_2_H2_MT$
- $T_2_O2_MT$
- \dot{m}_{H_2O}
- x

Les contraintes sont celles définies pour un échangeur au paragraphe 4.2.1.3 appliquées à chaque échangeur.

4.2.4.2. Fonction objectif

Il est nécessaire de sommer les différents coûts définis au paragraphe 4.2.1.2 p.111 pour tous les échangeurs mis en jeu :

$$CTA = \frac{\sum_{t=1}^{T_i+T_e} \left[\left(\sum_{n=1}^N (C_i)_{n,t} + \sum_{n=1}^N (C_o)_{n,t} \right) \cdot (1+\tau)^{-t} \right]}{\sum_{t=1}^{T_i+T_e} \left[\left(\sum_{n=1}^N (Pd)_{n,t} \right) \cdot (1+\tau)^{-t} \right]} \quad (4.14)$$

où :

- CTA : coût total actualisé (€/kWh)
- C_i : coût d'investissement (€)
- C_o : coût de fonctionnement (€/an)
- Pd : production d'énergie thermique (kWh/an)
- τ : taux d'actualisation (défini par le scénario)
- T_e : nombre d'années d'exploitation (an)
- T_i : nombre d'années pendant lesquelles on investit (an)
- N : nombre total d'échangeurs
- t : année considérée
- n : échangeur considéré

Le coût de maintenance n'est pas pris en compte ici.

4.2.4.3. Ordres de grandeur des paramètres

Donnons à présent les différents ordres de grandeurs des paramètres définis tout au long des paragraphes précédents.

❖ Paramètres économiques

- c_i : coût unitaire d'investissement
400 €/m² pour les échangeurs basse température (BT)
800 €/m² pour les échangeurs moyenne température (MT)
4000 €/m² pour les échangeurs haute température (HT) ([Maréchal et Pra, 2004])
- t_e : durée de fonctionnement, 7008 h/an (taux d'exploitation de 80%)
- T_e : nombre d'années de fonctionnement, 30 ans
- T_i : nombre d'années d'investissement, 3 ans selon le scénario d'engagement des dépenses suivant : 10% la première année, 35% la deuxième et 55% la troisième.

η_{pompe} : rendement mécanique de la pompe, 80%

τ : taux d'actualisation, 6%

Ces derniers paramètres sont choisis en accord avec [Werkoff et al., 2003]. Ils correspondent au scénario proposé par [Generation IV, 2002].

L'un des couplages envisagés pour le système considéré est avec un réacteur de quatrième génération (HTR), d'où le choix de ce scénario. Dans le cas du couplage à une source géothermale, le taux d'actualisation pourrait éventuellement être abaissé (risques moindres).

❖ Paramètres thermodynamiques

Trois corps d'échangeur sont mis en jeu : basse température, moyenne température et haute température. Pour chaque corps les caractéristiques thermodynamiques des fluides seront considérées constantes, et calculées à la température médiane de l'échangeur considéré.

Les fluides mis en jeu sont :

- de la vapeur d'eau (secondaire des deux échangeurs),
- un mélange eau, hydrogène (primaire de l'échangeur H2),
- de l'oxygène (primaire de l'échangeur O2).

La pression est 30 bar dans le cas du couplage à un réacteur haute température, 15 bar quand la source chaude est géothermale.

Les propriétés thermodynamiques suivantes sont nécessaires :

ρ : masse volumique (kg/m^3)

C_p : capacité thermique massique du fluide ($\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$)

λ : conductivité thermique ($\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$)

μ : viscosité dynamique ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)

Pour le mélange $\text{H}_2\text{O}-\text{H}_2$ au primaire, les propriétés thermodynamiques sont déduites en utilisant les expressions suivantes où r est le taux de recyclage :

$$\rho_{mix} = (1-r) \cdot \rho_{H_2} + \rho_{H_2O} \cdot r \quad (4.15)$$

$$C_{p_{mix}} = \frac{(1-r) \cdot \rho_{H_2} \cdot C_{p_{H_2}} + \rho_{H_2O} \cdot C_{p_{H_2O}} \cdot r}{(1-r) \cdot \rho_{H_2} + \rho_{H_2O} \cdot r} \quad (4.16)$$

$$\lambda_{mix} = (1-r) \cdot \lambda_{H_2} + \lambda_{H_2O} \cdot r \quad (4.17)$$

$$\mu_{mix} = (1-r) \cdot \mu_{H_2} + \mu_{H_2O} \cdot r \quad (4.18)$$

Ces corrélations sont obtenues en utilisant les lois de conservation de masse et d'énergie.

Le bilan de masse s'écrit : $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$; le bilan d'énergie : $\rho \cdot C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = -\lambda \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$.

On peut écrire ces bilans pour l'eau (ρ devient $r \cdot \rho_{H_2O}$, le C_p est celui de l'eau), pour l'hydrogène (ρ devient $(1-r) \cdot \rho_{H_2}$, le C_p est celui de l'hydrogène), ou pour le mélange (les propriétés sont alors celles du mélange).

En identifiant les membres des différentes équations on obtient :

$$\frac{\partial \rho_{mix}}{\partial t} = \frac{\partial (r \cdot \rho_{H_2O})}{\partial t} + \frac{\partial ((1-r) \rho_{H_2})}{\partial t} \quad (4.19)$$

$$\rho_{mix} \cdot Cp_{mix} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = r \cdot \rho_{H_2O} \cdot Cp_{H_2O} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} + (1-r) \cdot \rho_{H_2} \cdot Cp_{H_2} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4.20)$$

La première de ces deux équations nous permet de déterminer la masse volumique du mélange ; la seconde conduit au Cp de mélange en réutilisant l'expression obtenue pour la masse volumique du mélange.

Une analyse dimensionnelle de la viscosité et de la conductivité thermique a permis de déterminer leurs dimensions respectives : $\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$ et $\text{kg.m.s}^{-3}.\text{K}^{-1}$. Pour exprimer ces grandeurs pour le mélange, nous retiendrons la simple combinaison linéaire détaillée plus haut.

Les valeurs obtenues pour les conductivités thermiques et les viscosités dynamiques de mélange sont des ordres de grandeur. Il existe des théories ou corrélations complexes qui sont différentes selon les fluides considérés.

Le facteur de frottement dépend du nombre de Reynolds via la relation suivante :

$$f_i = 0,557 \cdot \text{Re}^{-0,211} \quad (4.21)$$

([Maréchal et Pra, 2004]). Cette expression est valable pour $50 < \text{Re} < 15000$. Elle est issue de l'expérience pour les échangeurs « basse température ». Pour les échangeurs moyenne ou haute température, il ne s'agit que d'une estimation, ces échangeurs étant à l'heure actuelle soit en cours de conception (échangeurs moyenne température), soit en phase de R&D (échangeurs haute température).

Le coefficient de transfert thermique global est calculé dans l'algorithme grâce à la formule précisée en Annexe 4 p.235.

❖ Paramètres de l'échangeur

Une géométrie envisageable nous a été proposée par [Maréchal et Pra, 2004].

- A_i : section de passage, $0,003 \text{ m}^2$ par canal
- Dh_i : diamètre hydraulique, 6.10^{-3} m pour les deux fluides
- L_i : longueur d'échange, 1 m au primaire et au secondaire

4.3. RESULTATS

4.3.1. CAS DU COUPLAGE A UNE SOURCE GEOTHERMALE ISLANDAISE

Nous nous intéressons d'abord au cas où la source d'énergie thermique est de type source géothermale islandaise. Avant de détailler les résultats obtenus dans ce cas, il est nécessaire de préciser les paramètres spécifiques pour ce type de couplage.

4.3.1.1. Paramètres spécifiques

❖ Paramètres économiques

En Islande, le coût de l'électricité est de 0,014 €/kWh_e ($c_{Wh_e} = 1,4 \cdot 10^{-5}$ €/Wh_e).

En outre le coût d'extraction de l'énergie thermique est seulement environ 10% de celui de l'énergie électrique : $c_{kWh_{th}} = 0,0013$ €/kWh_{th}.

Nous supposons que le coût de l'énergie est stable dans le temps. Cette approximation est justifiée dans le contexte islandais.

❖ Paramètres thermodynamiques

Les valeurs numériques de capacité thermique massique (C_p), masse volumique (ρ), conductivité thermique (λ) et viscosité (μ) (utilisées ici et au paragraphe 4.3.2) sont définies dans [Sigurvinnson, 2005]. Elles sont calculées pour une pression de 15 bar et les différents niveaux de température considérés.

❖ Bornes

Les intervalles considérés sont (en °C pour les températures et en kg/s pour le débit d'eau) :

- $T_{out\ H2} \in [230 ; 600]$
- $T_{out\ O2} \in [230 ; 600]$
- $T1_H2_HT \in [600 ; 850]$
- $T1_O2_HT \in [600 ; 850]$
- $T2_H2_HT \in [600 ; 850]$
- $T2_O2_HT \in [600 ; 850]$
- $T1_H2_MT \in [230 ; 600]$
- $T1_O2_MT \in [230 ; 600]$
- $T2_H2_MT \in [230 ; 600]$
- $T2_O2_MT \in [230 ; 600]$
- $\dot{m}_{H_2O} \in [5 ; 30]$
- taux de partage $\in [0,1 ; 0,99]$

$T_{in\ H_2}$, $T_{in\ O_2}$, $T_{out\ H_2O}$ et $T_{in\ H_2O}$ sont constantes :

- $T_{in\ H_2} = T_{in\ O_2} = 950^\circ\text{C}$
- $T_{out\ H_2O} = 900^\circ\text{C}$
- $T_{in\ H_2O} = 230^\circ\text{C}$

r est fixé à 0,33.

4.3.1.2. Résultats

Les résultats obtenus sont présentés dans le Tableau 4.1, la Figure 4.7 et le Tableau 4.2.

CTA	0,0029 €/kWh
Part de l'investissement	45,7%
Part du coût de consommation de l'énergie thermique	46,2%
Part du coût de pompage	8,1%

Tableau 4.1. Coût de la chaleur récupérée au sein du système (géothermie)

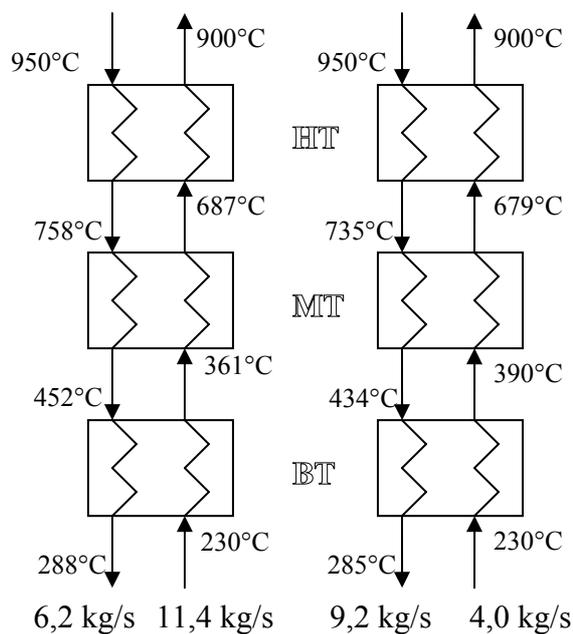


Figure 4.7. Réseau d'échangeurs (géothermie)

Q H2 HT (kW)	5804
Q O2 HT (kW)	2146
Q H2 MT (kW)	8505
Q O2 MT (kW)	2706
Q H2 BT (kW)	3221
Q O2 BT (kW)	1407
S H2 HT (m ²)	451
S O2 HT (m ²)	70
S H2 MT (m ²)	794
S O2 MT (m ²)	201
S H2 BT (m ²)	119
S O2 BT (m ²)	53
ε H2 HT	0,81
ε O2 HT	0,82
ε H2 MT	0,82
ε O2 MT	0,84
ε H2 BT	0,59
ε O2 BT	0,78
$0,64 < Pr < 4,20$	
$1170 < Re < 16150$	
$0,13 \text{ kW}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}) < U < 0,57 \text{ kW}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$	

Tableau 4.2. Caractéristiques des échangeurs (géothermie)

Près de la moitié du transfert thermique s'effectue dans les modules « moyenne température » (MT).

On observe que l'investissement représente une part très importante du coût de la chaleur récupérée, équivalente à celle du coût de la consommation d'énergie thermique. La part du coût de pompage n'est quant à elle pas négligeable.

4.3.2. CAS DU COUPLAGE A UN REACTEUR HAUTE TEMPERATURE

Les résultats obtenus en ne séparant pas les étages de température nous conduisent à partager les échangeurs en deux étages seulement. En effet les températures les plus basses ne descendent guère en dessous de 600°C.

4.3.2.1. Paramètres spécifiques

❖ Paramètres économiques

Le coût de l'électricité produite par des réacteurs EPR est estimé à $2,83 \cdot 10^{-5}$ €/Wh_e, ([DGEMP-DIDEME, 2003]). Adoptons l'hypothèse que, pour être compétitifs, les réacteurs à haute température devront permettre de produire de l'électricité à un coût maximal de $2,83 \cdot 10^{-5}$ €/Wh_e. Par conséquent ce sera la valeur retenue pour c_{Wh_e} .

Le coût de l'énergie thermique au primaire de l'échangeur ($c_{kWh_{th}}$) est pris égal à 0,01415 €/kWh_{th} ([Werkoff et al., 2003]). Ce coût est calculé en faisant l'hypothèse d'un rendement global de 50% (rendement prévu pour les réacteurs nucléaires haute température).

Nous supposons dans ce cas également que le coût de l'énergie est stable dans le temps. Le système de production considéré étant un réacteur nucléaire, cette hypothèse semble convenable.

❖ Paramètres thermodynamiques

Les paramètres thermodynamiques sont calculés pour les différents niveaux de température considérés, comme mentionné au paragraphe 4.3.1.1. La pression est ici de 30 bar.

❖ Bornes

Les intervalles considérés sont (en °C pour les températures et en kg/s pour le débit d'eau) :

- $T_{out\ H_2} \in [470 ; 600]$
- $T_{out\ O_2} \in [470 ; 600]$
- $T1_H_2_HT \in [470 ; 850]$
- $T1_O_2_HT \in [470 ; 850]$
- $T2_H_2_HT \in [470 ; 850]$
- $T2_O_2_HT \in [470 ; 850]$
- $\dot{m}_{H_2O} \in [5 ; 30]$
- taux de partage $\in [0,1 ; 0,99]$

$T_{in\ H_2}$, $T_{in\ O_2}$, $T_{out\ H_2O}$ et $T_{in\ H_2O}$ sont constantes :

- $T_{in\ H_2} = T_{in\ O_2} = 950^\circ\text{C}$
- $T_{out\ H_2O} = 900^\circ\text{C}$
- $T_{in\ H_2O} = 470^\circ\text{C}$

r est fixé à 0,33.

4.3.2.2. Résultats

Les résultats sont détaillés dans le Tableau 4.3, la Figure 4.8 et le Tableau 4.4.

CTA	0,0157 €/kWh
Part de l'investissement	8,8%
Part du coût de consommation de l'énergie thermique	90,4%
Part du coût de pompage	0,8%

Tableau 4.3. Coût de la chaleur récupérée au sein du système (HTR)

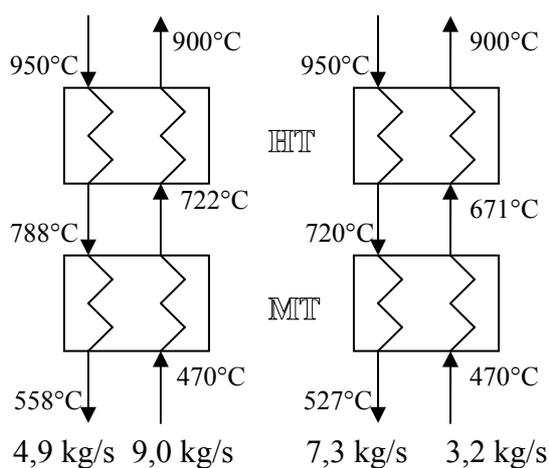


Figure 4.8. Réseau d'échangeurs (HTR)

Q H2 HT (kW)	3877
Q O2 HT (kW)	1810
Q H2 MT (kW)	5230
Q O2 MT (kW)	1509
S H2 HT (m ²)	246
S O2 HT (m ²)	74
S H2 MT (m ²)	367
S O2 MT (m ²)	50
ε H2 HT	0,78
ε O2 HT	0,82
ε H2 MT	0,79
ε O2 MT	0,80
$0,64 < Pr < 3,88$	
$2000 < Re < 11770$	
$0,19 \text{ kW}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}) < U < 0,56 \text{ kW}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$	

Tableau 4.4. Caractéristiques des échangeurs (HTR)

Dans le cas du couplage à un réacteur haute température, la part du coût de la consommation d'énergie thermique dans le coût total est nettement prédominante bien que le coût d'investissement ne soit pas négligeable.

4.3.3. COMPARAISON DES RESULTATS POUR LES DEUX SOURCES DE CHALEUR

Récapitulons les résultats présentés aux paragraphes 4.3.1 et 4.3.2.

	HTR	Géothermie
c_{kWh_e}	0,0283 €/kWh _e	0,014 €/kWh _e
$c_{kWh_{th}}$	0,01415 €/kWh _{th}	0,0013 €/kWh _{th}
CTA	0,0157 €/kWh	0,0029 €/kWh
Part de l'investissement	8,8%	45,7%
Part du coût de consommation de l'énergie thermique	90,4%	46,2%
Part du coût de pompage	0,8%	8,1%

Tableau 4.5. Récapitulatif du coût de la chaleur récupérée

	HTR	Géothermie
T _{in} H2 (°C)	950	950
T _{in} O2 (°C)	950	950
T _{out} H ₂ O (°C)	900	900
T1 H2 HT (°C)	788	758
T1 O2 HT (°C)	720	735
T2 H2 HT (°C)	722	687
T2 O2 HT (°C)	671	679
T1 H2 MT (°C)	-	452
T1 O2 MT (°C)	-	434
T2 H2 MT (°C)	-	361
T2 O2 MT (°C)	-	390
T _{out} H2 (°C)	558	288
T _{out} O2 (°C)	527	285
T _{in} H ₂ O (°C)	470	230
\dot{m}_{H_2O} (kg/s)	12,2	15,4
x	0,73	0,74

Tableau 4.6. Récapitulatif des températures et débits dans les échangeurs thermiques

	HTR	Géothermie
Q H2 HT (kW)	3877	5804
Q O2 HT (kW)	1810	2146
Q H2 MT (kW)	5230	8505
Q O2 MT (kW)	1509	2706
Q H2 BT (kW)	-	3221
Q O2 BT (kW)	-	1407
S H2 HT (m ²)	246	451
S O2 HT (m ²)	74	70
S H2 MT (m ²)	367	794
S O2 MT (m ²)	50	201
S H2 BT (m ²)	-	119
S O2 BT (m ²)	-	53
ε H2 HT	0,78	0,81
ε O2 HT	0,82	0,82
ε H2 MT	0,79	0,82
ε O2 MT	0,80	0,84
ε H2 BT	-	0,59
ε O2 BT	-	0,78
<i>Pr</i>	entre 0,64 et 3,88	entre 0,64 et 4,20
<i>Re</i>	entre 2 000 et 11 770	entre 1 170 et 16 150
<i>U</i>	entre 0,19 et 0,56 kW/(m ² °C)	entre 0,13 et 0,57 kW/(m ² °C)

Tableau 4.7. Récapitulatif des caractéristiques des échangeurs

La confrontation des résultats obtenus pour chaque source de chaleur nous permet de constater que la part occupée par les coûts d'investissement est nettement plus importante dans le cas de la géothermie que dans celui du couplage à un HTR, de même pour les coûts de pompage.

Lorsque l'on couple le système à une source géothermale, le coût unitaire de l'énergie thermique est plus que doublé à travers l'échange. Puisque la température de la vapeur d'eau est initialement assez basse (230°C), une surface d'échange importante est nécessaire pour la chauffer jusqu'à 900°C. En outre, l'énergie thermique d'origine géothermale est très peu chère. Cela contribue à ce que les coûts d'investissement comptent pour une part importante dans le coût total.

Si le système est couplé à un HTR, la température de la vapeur d'eau en entrée est plus élevée (470°C). Il y a alors moins de chaleur à transférer, ce qui implique des surfaces d'échange réduites. De plus, l'énergie thermique est bien plus chère que dans le cas de la géothermie. Cela amène à accroître le coût de l'énergie thermique d'environ 10% après les échanges.

En ce qui concerne l'écart observé sur les débits, il est nécessaire de préciser que celui-ci n'est pas significatif. En effet l'algorithme permet de trouver des résultats qui, pour des débits différents, ne présentent un écart sur le coût total que de quelques pourcents. Ces écarts se répercutent sur la valeur de la chaleur transférée. Le débit massique peut être imposé.

La chaleur est principalement récupérée via les échangeurs hydrogène – vapeur d'eau. On peut remarquer que le transfert de chaleur s'effectue pour une part importante à l'étage « moyenne température » (MT).

Notons pour finir qu'environ 92% de la chaleur contenue dans les gaz chauds (produits de l'électrolyse) doit être récupérée dans cette partie du système afin d'amener la vapeur d'eau à la température requise en entrée de l'électrolyseur dans le cas de la géothermie. Pour le couplage à un HTR, cette valeur atteint 99,7%.

Le travail ici exposé a fait l'objet d'une présentation au congrès ECOS 2005 ([Mansilla et al., 2005]) et d'un article accepté pour publication dans la revue Energy ([Mansilla et al.]).

4.4. RESOLUTION DU PROBLEME PAR LA METHODE D'INTEGRATION THERMIQUE

4.4.1. INTRODUCTION

Le problème de l'optimisation technico-économique du réseau d'échangeurs haute température pour l'électrolyse haute température a été soumis au Centre Energétique et Procédés de l'Ecole des Mines de Paris pour qu'il soit traité par la méthode d'intégration thermique.

A partir de nos spécifications, ce problème a été traité par N. Rakotozafy, lors de son stage de Master Recherche spécialité Mécanique – Energétique, sous la direction de J. Gosset ([Rakotozafy, 2005]).

L'étude a été réalisée grâce au logiciel *Thermoptim*, logiciel développé au Centre Energétique et Procédés.

Les résultats de ce travail nous permettent de comparer une nouvelle fois la méthode d'optimisation technico-économique utilisant les algorithmes génétiques et la méthode des pincements. Le cas d'étude est, cette fois-ci, plus de nature technico-économique car les coûts unitaires sont très différents au sein du système. La valeur de coût unitaire était unique pour le cas qui servit à la précédente comparaison.

4.4.2. METHODE MISE EN ŒUVRE

Dans un premier temps le système est modélisé dans le logiciel *Thermoptim*.

La création de nouveaux composants s'avère nécessaire : tout d'abord pour modéliser l'électrolyseur qui n'est pas un composant de référence, et ensuite afin de laisser la possibilité de pertes thermiques. *Thermoptim* suppose en effet des échangeurs adiabatiques.

Afin d'annuler l'apport extérieur en énergie, il est possible de déterminer la température de sortie du mélange hydrogène-eau en fonction de celle du flux d'oxygène. La méthode des pincements met ici en relief que, dans le but de minimiser les pertes exergetiques du système, il est préférable de préserver la haute température d'un des deux flux (pour d'éventuelles applications). Les pertes exergetiques maximales interviennent lorsque les deux températures de sortie au primaire sont égales.

Le système met en œuvre deux fluides chauds et un seul fluide froid. Il est donc nécessaire de diviser le fluide froid en deux branches. La méthode des pincements retrouve le fait qu'il faut diviser le débit de vapeur d'eau en deux branches parallèles.

En revanche, la valeur des températures de sortie des branches primaires reste indéterminée ainsi que la façon dont il faut diviser les échangeurs en modules basse, moyenne et haute température.

Afin de poursuivre l'étude pour aboutir au coût, des hypothèses complémentaires sont nécessaires.

Le pincement imposé est de 100°C alors que la valeur usuelle dans le cas d'échanges entre gaz est 16°C. Les températures de sortie des deux branches primaires sont donc fixées égales à 330°C dans le cas de la géothermie. Le choix de cette valeur est justifié par le fait que la variation d'enthalpie des fluides primaires est alors supérieure à la chaleur nécessaire pour

chauffer l'eau. Puisque la chaleur est en excès il n'y a pas de raison de contraindre plus sévèrement le pincement. La taille des échangeurs est réduite avec un pincement de 100°C. Pour la division des échangeurs en modules, les températures intermédiaires seront calculées en imposant un même transfert thermique dans les trois échangeurs et des pertes identiques.

L'étude conserve les valeurs de débit de vapeur obtenues par la méthode d'optimisation technico-économique.

4.4.3. RESULTATS

Les résultats obtenus par la méthode des pincements sont comparés à ceux de l'optimisation technico-économique dans le tableau suivant ([Rakotozafy, 2005]).

	Méthode pincement plus hypothèses	Référence CEA	Ecart
CTA HTR (€/kWh)	0,0168	0,0157	7,01%
CTA GTH	0,0032	0,0029	10,34%

Tableau 4.8. Comparaison des résultats obtenus par les deux méthodes, d'après [Rakotozafy, 2005]

On constate que, sur ce cas précis, l'optimisation technico-économique permet un gain théorique d'environ 7 à 10% sur le coût de production de l'énergie thermique, en fonction du type de source primaire considérée.

La méthode des pincements apporte une méthodologie pour la définition d'un réseau d'échangeurs thermiques, mais elle montre des limites quant à la capacité à traiter des systèmes impliquant des gammes de coûts d'investissement très différentes.

4.5. EXTENSION DE L'OPTIMISATION AU SYSTEME COMPLET D'ELECTROLYSE DANS LE CAS DU COUPLAGE A UNE SOURCE GEOTHERMALE

4.5.1. INTRODUCTION

La problématique islandaise a fait l'objet d'une présentation au congrès HeatSet 2005 ([Sigurvinsson et al., 2005]) ainsi que d'un article en cours de publication ([Sigurvinsson et al. – a]).

L'optimisation technico-économique du système complet d'électrolyse haute température, réalisée en collaboration avec Jon Sigurvinsson, a fait l'objet du chapitre 4 de son DRT ([Sigurvinsson, 2005]). Jon Sigurvinsson a repris le modèle développé pour le réseau d'échangeurs haute température afin de l'étendre en y intégrant l'électrolyseur. Cette étude a été acceptée pour être présentée au congrès WHEC 2006 ([Sigurvinsson et al., 2006]) et a été proposée pour publication à la revue International Journal of Hydrogen Energy ([Sigurvinsson et al. – b]).

L'étude a été réalisée uniquement dans le cas du couplage à une source géothermale.

4.5.2. PRESENTATION DU MODELE

4.5.2.1. Schéma de fonctionnement

Le schéma de fonctionnement du système est présenté sur la figure suivante :

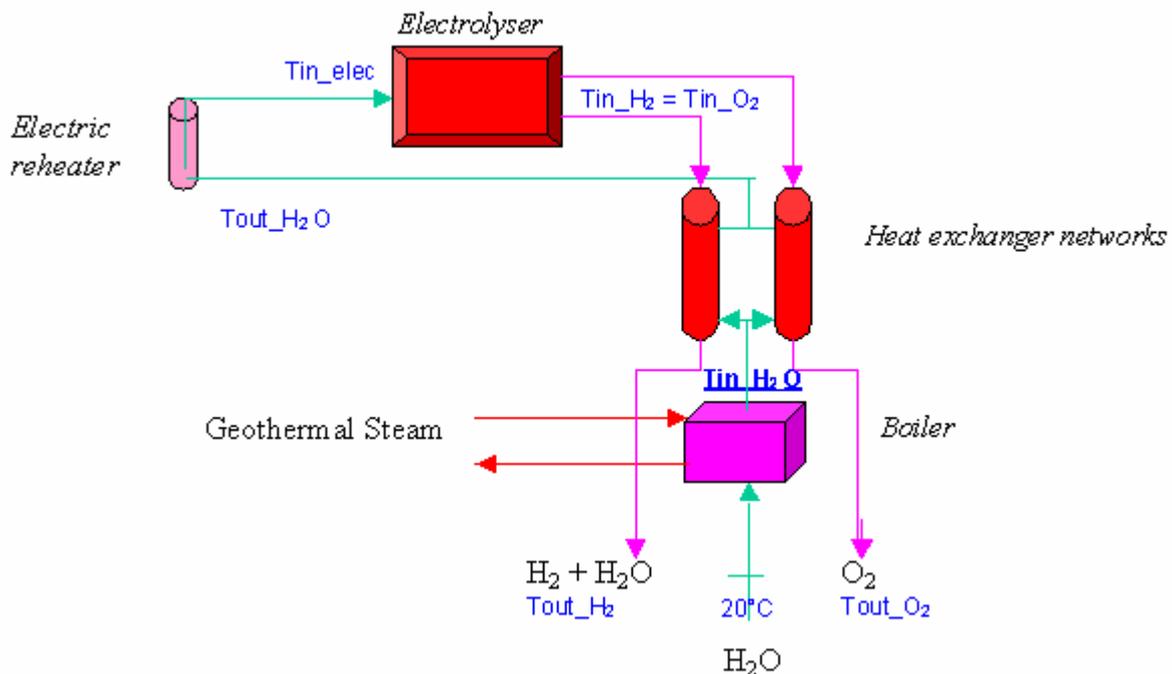


Figure 4.9. Système d'électrolyse haute température couplé à une source géothermale, d'après [Sigurvinsson, 2005]

Par rapport au précédent schéma de fonctionnement, on constate deux différences :

- l'énergie thermique d'origine géothermale permet le chauffage et l'évaporation de l'eau (on ne fait plus intervenir d'échangeurs entre l'eau et les produits de l'électrolyse avant le couplage à la source extérieure en raison du faible coût de la chaleur d'origine géothermale),
- il existe la possibilité de chauffer la vapeur en sortie des échangeurs grâce à un chauffage électrique additionnel avant l'entrée dans l'électrolyseur.

La température de l'eau en entrée du réseau d'échangeurs thermiques ($T_{in_H_2O}$) est fixée à 230°C. Les autres températures sont des variables de décision.

4.5.2.2. Modélisation de l'électrolyseur

Le modèle physique est basé sur l'équation de Nernst ajustée avec des surtensions ([Lovera et al., 2006]).

$$E = E_0 + \frac{RT}{2F} \ln \left(\frac{P_{H_2} \sqrt{P_{O_2}}}{P_{H_2O} \sqrt{P_{ref}}} \right) + \left(\begin{matrix} R_{ohm} \\ R_{act} \\ R_{con} \end{matrix} \right) \times j \quad (4.22)$$

où :

E : potentiel de la cellule (V)

E_0 : potentiel thermodynamique de décomposition de la vapeur à l'équilibre (V)

R_{ohm} : résistance due aux pertes ohmiques dans la membrane (Ωm^2)

R_{act} : résistance due à l'activation de la réaction (Ωm^2)

R_{con} : résistance due aux problèmes cinétiques, causés par la concentration inhomogène des gaz dans les électrodes (Ωm^2)

R : constante universelle des gaz parfaits (J/(mol.K))

T : température (K)

F : constante de Faraday (C/mol)

P : pression partielle (d'oxygène ou d'hydrogène, atm)

P_{ref} : pression de référence (1 atm)

j : densité de courant (A/m^2)

La première partie de l'équation correspond à l'équation de Nernst (locale). Elle est seulement fonction de la température et de la pression. Les pressions partielles ne sont pas constantes à travers l'électrolyseur.

La seconde partie se réfère à l'ajustement des surtensions. Leur modélisation est validée par analogie avec les résultats des expérimentations menées sur les piles à combustible de type SOFC (Solide Oxide Fuel Cell). Cela s'appuie donc sur l'hypothèse que le fonctionnement d'un électrolyseur haute température revient à celui d'une pile SOFC dont on inverserait le procédé.

Le modèle économique comprend coût d'investissement et coût de fonctionnement de l'électrolyseur.

Le coût d'investissement de l'électrolyseur suit la formule proposée par [Werkoff et al., 2003]. On suppose une durée de vie de 5 ans (c'est un objectif à terme). Le coût d'investissement est obtenu en multipliant le coût unitaire par kW par la puissance installée.

$$C_{i,elec} = P_{tot,useful} \times c_{i,elec} \times \frac{P_{réf}}{j \times U_{electrolyser}} \quad (4.23)$$

où :

- $C_{i,elec}$: coût d'investissement pour l'électrolyseur (€)
- $P_{tot,useful}$: puissance électrique requise pour la dissociation de l'eau (5 kW_e, [Geysler, 2004])
- $c_{i,elec}$: coût d'investissement unitaire (2000 €/kW, [Werkoff et al., 2003])
- $P_{réf}$: puissance surfacique de référence (0,5 W/cm², [Werkoff et al., 2003])
- j : densité de courant dans la cellule (A/cm²)
- $U_{electrolyser}$: tension de fonctionnement de l'électrolyseur (1,4 V)

Cette formule a été obtenue en supposant que le coût de l'électrolyseur est proportionnel à la surface d'électrolyse ([Werkoff et al., 2003]).

Le coût de fonctionnement de l'électrolyseur correspond à la consommation d'énergie électrique. Celle-ci se calcule à partir du courant et de la tension de fonctionnement pour chaque cellule de l'électrolyseur.

4.5.2.3. Fonction objectif

Dans le cas du système complet, la fonction objectif est le coût de production de l'hydrogène.

Le coût d'investissement total comprend les coûts d'investissement pour l'électrolyseur et les échangeurs thermiques. Le coût de fonctionnement est le coût de consommation d'énergie thermique (chauffage et évaporation de l'eau grâce à la source géothermale), auquel s'ajoute le coût de la consommation d'énergie électrique (consommation de l'électrolyseur, pompage dans les échangeurs thermiques et consommation du chauffage électrique additionnel avant l'électrolyseur).

Au dénominateur de la fonction objectif on trouve la production actualisée d'hydrogène.

$$CTA = \frac{\sum_{t=1}^{T_i+T_e} \left[\left(\sum_{n=1}^N (C_{i,exch})_{n,t} + (C_{i,elec})_t + (C_{o,th})_t + (C_{o,e})_t \right) \cdot (1 + \tau)^{-t} \right]}{\sum_{t=1}^{T_i+T_e} H_t \cdot [(1 + \tau)^{-t}] } \quad (4.24)$$

- CTA : coût total (€/kgH₂)
- $C_{i,exch}$: coût d'investissement pour les échangeurs thermiques (€)
- $C_{i,elec}$: coût d'investissement pour l'électrolyseur (€)
- $C_{o,th}$: coût de consommation de l'énergie thermique (€/an)
- $C_{o,e}$: coût de consommation de l'énergie électrique (€/an)
- H_t : production d'hydrogène (kg d'H₂/an)

τ : taux d'actualisation
 T_e : nombre d'années de fonctionnement (an)
 T_i : nombre d'années d'investissement initial (an)
 N : nombre total d'échangeurs thermiques
 t : année considérée
 n : échangeur thermique considéré

Les variables de l'optimisation sont les différentes températures du système à l'exception de la température de l'eau après évaporation qui est fixée à 230°C et de la température en sortie de l'électrolyseur qui est calculée.

Le débit d'eau est déterminé en fonction de la puissance de l'électrolyseur qui est de 5 kW_e. La part de ce débit qui échange avec le mélange hydrogène-eau (précédemment nommée taux de partage) reste une variable de décision.

Les contraintes supplémentaires mises en œuvre dans le cadre de l'optimisation du système complet traduisent des contraintes physiques pour les échanges thermiques et le fonctionnement en mode autothermique de l'électrolyseur (les gaz en sortie de l'électrolyseur sont plus chauds qu'en entrée).

4.5.3. RESULTATS

Le coût de production de l'hydrogène obtenu est de 1,7 €/kgH₂.

Les résultats de l'optimisation montrent que deux facteurs dominent le coût de production de l'hydrogène : le coût d'investissement et la consommation d'énergie électrique de l'électrolyseur (cf. Tableau 4.9).

Part de la consommation d'énergie thermique	1%
Part des coûts de pompage	~0,0%
Part de la consommation d'énergie électrique pour le chauffage additionnel	0,8%
Part de la consommation d'énergie électrique de l'électrolyseur	31%
Part de l'investissement pour les échangeurs thermiques	0,1%
Part de l'investissement pour l'électrolyseur	67%

Tableau 4.9 Part des différents coûts dans le coût de production de l'hydrogène, d'après [Sigurvinnson et al., 2006]

Le coût d'investissement de l'électrolyseur domine : le coût d'investissement est très élevé et l'électrolyseur doit être remplacé tous les 5 ans.

Ce coût diminue avec les hautes températures de fonctionnement, ce qui explique que les températures aux bornes de l'électrolyseur soient très hautes (cf. Figure 4.10).

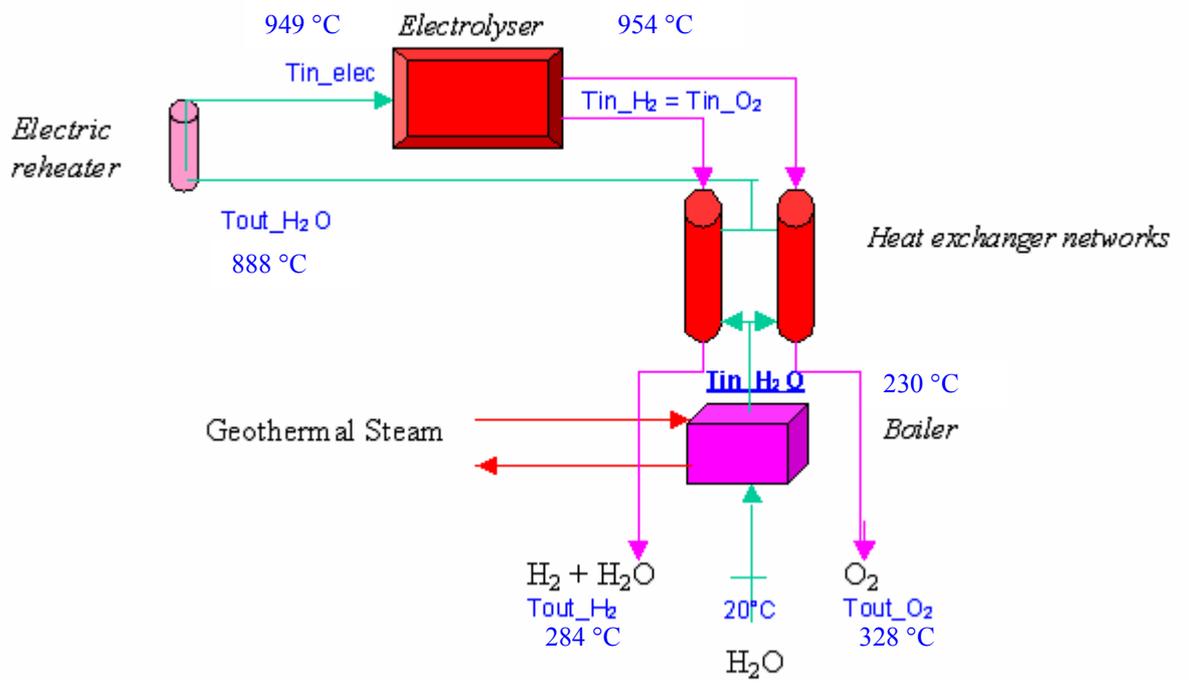


Figure 4.10 Températures de fonctionnement du système, d'après [Sigurvinsson, 2005]

4.6. CONCLUSION

Les résultats de l'optimisation du réseau d'échangeurs thermiques pour la production d'hydrogène par électrolyse haute température montrent que le réseau obtenu dépend fortement de la source de chaleur utilisée : réacteur nucléaire haute température ou source géothermale.

Il est important de rappeler que de nombreux problèmes techniques subsistent à haute température. Tant pour l'électrolyseur que pour les échangeurs haute température, la faisabilité technique n'est pas encore avérée. De nombreux travaux de recherche concernent les matériaux et l'assemblage de composants. Les caractéristiques de l'électrolyseur et des échangeurs devraient en dépendre.

Des modifications de la gamme de température de l'électrolyseur conduiraient inmanquablement vers des réseaux différents puisque les modules « haute température » ne seraient plus nécessaires.

La conception des réseaux d'échangeurs thermiques et le coût qui en résultera seront donc fortement liés aux résultats des recherches à venir, aussi bien en ce qui concerne l'électrolyseur que les échangeurs thermiques, ainsi qu'à l'évolution du coût de l'électricité et de l'énergie thermique.

L'étude présentée dans ce chapitre nous a permis d'effectuer une nouvelle comparaison entre la méthode d'intégration thermique et l'optimisation technico-économique.

Sur ce cas d'étude particulier, la méthode technico-économique permet un gain de 7 à 10% sur le coût de l'énergie produite. Cette comparaison a également permis de souligner les limites de la méthode des pincements lorsque des coûts d'investissement très différents interviennent au sein d'un même système.

Enfin, le cas d'étude a été prolongé par les travaux réalisés en collaboration avec J. Sigurvinsson ([Sigurvinsson, 2005]). Ceux-ci ont permis de montrer que, au moins dans le contexte islandais, l'électrolyse haute température pourrait être compétitive avec l'électrolyse alcaline.

Bibliographie

[DGEMP-DIDEME, 2003] Direction générale de l'énergie et des matières premières du Ministère de l'Economie, des Finances et de l'Industrie. 2003. *Coûts de référence de la production électrique*.

[Generation IV, 2002] Generation IV Economics Crosscut Group. 2002. *Generation IV Nuclear Energy Systems Roadmap – Economics Crosscut Group – R&D Scope Report*.

[Geysler, 2004] High temperature electrolysis at CEA and comparison with other hydrogen production technologies, IEA Workshop on high temperature electrolysis, San Antonio, Etats-Unis.

[Lovera et al., 2006] Lovera P., Blein F. et Vulliet J. Operational modelling of high temperature electrolysis (HTE), 16th World Hydrogen Energy Conference, communication n°356, Lyon, France.

[Mansilla et al., 2005] Mansilla C., Sigurvinsson J., Bontemps A., Maréchal A. et Werkoff F. 2005. Heat management for hydrogen production by high temperature steam electrolysis, Proc. ECOS 2005 (S. Kjelstrup et al., eds.), Trondheim, Norvège, 1159-1166.

[Mansilla et al.] Mansilla C., Sigurvinsson J., Bontemps A., Maréchal A. et Werkoff F. Heat management for hydrogen production by high temperature steam electrolysis. Energy. En cours de publication.

[Maréchal et Pra, 2003] Maréchal A. et Pra F. 2003. *Echangeurs/récupérateurs de chaleur utilisés pour la production de H₂ par électrolyse haute température*. Note technique GRETh – contrat n° GR 703 01801.

[Maréchal et Pra, 2004] Maréchal A. et Pra F. 2004. Jeu de données pour le calcul d'un échangeur à plaques corruguées. Communication privée.

[Peters et al., 2003] Peters M.S., Timmerhaus K.D. et West R.E. 2003. *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*. McGraw-Hill, New York.

[Pra, 2001] Pra F. 2001. *Dimensionnement du récupérateur d'un Réacteur Haute Température*. Note technique GRETh n°01/760 – contrat n°70100510.

[Rakotozafy, 2005] Rakotozafy N. 2005. *Etude portant sur l'utilisation optimale d'un point de vue technico-économique de la chaleur nécessaire à l'électrolyse haute température avec Thermoptim*. Rapport n°50348, Centre Energétique et Procédés, Ecole des Mines de Paris.

[Rodriguez et Pinteaux, 2003] Rodriguez G. et Pinteaux T. 2003. Studies and design of several scenarios for large production of hydrogen by coupling a high temperature reactor with steam electrolyzers, Proc. EHEC 2003, Grenoble, France, communication n°CO1/6.

[Sigurvinsson, 2005] Sigurvinsson J. 2005. *The production of hydrogen by high temperature electrolysis and alkaline electrolysis in a context of sustainable development*. Diplôme de Recherche Technologique, Université Joseph Fourier, Grenoble.

[Sigurvinsson et al., 2005] Sigurvinsson J., Mansilla C., Arnason B., Bontemps A., Maréchal A., Sigfusson T.I. et Werkoff F. 2005. Heat transfer problems for the production of hydrogen from geothermal energy, Proc. HeatSet 2005 (B. Thonon et al., eds.), Grenoble, France, 603-608.

[Sigurvinsson et al., 2006] Sigurvinsson J., Mansilla C., Lovera P. et Werkoff F. 2006. A method for a techno-economic optimisation of the hydrogen production by high temperature steam electrolysis coupled with a geothermal source. Accepté pour présentation à la conférence WHEC 2006, Lyon, France.

[Sigurvinsson et al. - a] Sigurvinsson J., Mansilla C., Arnason B., Bontemps A., Maréchal A., Sigfusson T.I. et Werkoff F. Heat transfer problems for the production of hydrogen from geothermal energy. Energy Conversion and Management. En cours de publication.

[Sigurvinsson et al. - b] Sigurvinsson J., Mansilla C., Lovera P. et Werkoff F. Can high temperature steam electrolysis work with geothermal warmth? Soumis pour publication à la revue International Journal of Hydrogen Energy.

[Werkoff et al., 2003] Werkoff F., Maréchal A. et Pra F. 2003. Techno economic study on the production of hydrogen by high temperature steam electrolysis, Proc. EHEC 2003, Grenoble, France, communication n°CO5/16.

[Werkoff et al., 2005] Werkoff F., Avril S., Mansilla C. et Sigurvinsson J. 2005 Processes of hydrogen production coupled with nuclear reactors: economic perspectives, Proc. ENC 2005, Versailles, France, communication n°227.

**5. OPTIMISATION TECHNICO-ECONOMIQUE DU
CIRCUIT D'HELIUM D'UN VHTR
(REACTEUR NUCLEAIRE A TRES HAUTE
TEMPERATURE) ENTIEREMENT DEDIE A LA
PRODUCTION D'ELECTRICITE**

SOMMAIRE DU CHAPITRE 5

Nomenclature du chapitre 5	149
5.1. Introduction sur l'intérêt des réacteurs à haute température	153
5.2. Sélection du procédé	154
5.2.1. Schéma du procédé retenu.....	154
5.2.2. Cycle thermodynamique	155
5.2.2.1. Description du cycle.....	155
5.2.2.2. Fluide de travail.....	156
5.2.3. Technologie des composants.....	156
5.2.3.1. Echangeur – Récupérateur (R)	156
5.2.3.2. Compresseurs (Ch et Cb) et Turbine (T^1).....	157
5.2.3.3. Pré-refroidisseur (P) et refroidisseur intermédiaire (I^1).....	158
5.2.3.4. Générateur (G).....	159
5.3. Définition du problème d'optimisation	160
5.3.1. Variables et paramètres fixés	160
5.3.2. Articulation des logiciels Vizir et Tugaz.....	162
5.3.3. Fonction objectif	163
5.3.3.1. Expression de la fonction objectif.....	163
5.3.3.2. Termes constitutifs de la fonction objectif.....	164
5.3.3.3. Coût d'investissement	165
5.3.3.4. Coût de fonctionnement	170
5.3.3.5. Coût d'installation	173
5.3.3.6. Coût de maintenance	174
5.3.3.7. Scénario.....	174
5.3.4. Contrainte et domaine de recherche.....	175
5.4. Résultats de l'optimisation	176
5.4.1. Premiers résultats	176
5.4.1.1. Coûts et cycle thermodynamique obtenus.....	176
5.4.1.2. Comparaison des résultats avec le cycle VHTR.....	179
5.4.1.3. Corrélations entre variables.....	181
5.4.1.4. Robustesse de la solution.....	183
5.4.2. Etudes complémentaires.....	185
5.4.2.1. Influence de la source froide	185
5.4.2.2. Elargissement des intervalles de définition	186
5.4.2.3. Relâchement de la contrainte sur T_5	188
5.4.2.4. Modification du cycle de Brayton	189
5.4.2.5. Optimisation multi-objectif	190
5.5. Etude de sensibilité	193
5.5.1. Paramètres de l'étude	193
5.5.2. Résultats de l'étude de sensibilité	194
5.5.3. Synthèse	196
5.6. Conclusion	198
Bibliographie	200

LISTE DES FIGURES DU CHAPITRE 5

Figure 5.1. Schéma du procédé pour le cycle direct	154
Figure 5.2. Diagramme T-s du cycle de Brayton	155
Figure 5.3. Architecture du programme	162
Figure 5.4. Influence de P_1 sur le coût du kWh _e	177
Figure 5.5. Diagramme T-s du cycle optimisé	179
Figure 5.6. Comparaison des diagrammes T-s du VHTR et du cycle optimisé	180
Figure 5.7. Comparaison des diagrammes T-s du cycle optimisé avec une température haute restreinte et du VHTR	180
Figure 5.8. Corrélation P_1 - rapport de compression	182
Figure 5.9. Corrélation T_6 - rapport de compression	182
Figure 5.10. Robustesse de la solution (écart de 2% par rapport à l'optimum) - P_1 , rapport de compression	183
Figure 5.11. Robustesse de la solution (écart de 2% par rapport à l'optimum) - T_1 , T_6	184
Figure 5.12. Robustesse de la solution (écart de 0,5% par rapport à l'optimum) - P_1 , rapport de compression	184
Figure 5.13. Robustesse de la solution (écart de 0,5% par rapport à l'optimum) - T_1 , T_6	185
Figure 5.14. Résultats de l'optimisation bi-critère	191

LISTE DES TABLEAUX DU CHAPITRE 5

Tableau 5.1. Propriétés de l'hélium, d'après [Beccantini, 2003]	156
Tableau 5.2. Caractéristiques du récupérateur	157
Tableau 5.3. Caractéristiques de la turbomachine	157
Tableau 5.4. Caractéristiques des refroidisseurs	158
Tableau 5.5. Résultats de l'optimisation – cas de référence	176
Tableau 5.6. Contributions au coût total	177
Tableau 5.7. Contributions au coût d'investissement	178
Tableau 5.8. Contributions au coût de fonctionnement	178
Tableau 5.9. Résultats de l'optimisation avec une température haute restreinte	181
Tableau 5.10. Influence de la source froide	186
Tableau 5.11. Résultats de l'optimisation, $T_6 < 1000^\circ\text{C}$	186
Tableau 5.12. Résultats de l'optimisation, $T_6 < 1100^\circ\text{C}$	187
Tableau 5.13. Résultats de l'optimisation, $T_6 < 1100^\circ\text{C}$ et $P_2 / P_1 < 3$	187
Tableau 5.14. Résultats de l'optimisation, $T_6 < 1200^\circ\text{C}$ et $P_2 / P_1 < 3$	187
Tableau 5.15. Résultats de l'optimisation, contrainte $T_5 < 490^\circ\text{C}$ relâchée	188
Tableau 5.16. Résultats de l'optimisation, $T_1 \neq T_3$	189
Tableau 5.17. Résultats de l'optimisation, $(P_2 / P_1) \neq (P_4 / P_3)$	190

Nomenclature du chapitre 5

A	: section de passage (m^2)
C	: coût (€)
$C_{distribution}$: coût d'investissement pour la distribution d'eau de refroidissement (€)
C_{fuites}	: coût d'exploitation correspondant aux fuites d'hélium (€/an)
C_i	: coût d'investissement (€)
$C_{install}$: coût d'installation (€)
$C_{installation}$: coût de l'installation pour la fourniture en eau de refroidissement (€)
$C_{i\ source-froide}$: coût d'investissement total pour la source froide (€)
$C_{kWh_{th}}$: coût de consommation d'énergie thermique (€/an)
C_{maint}	: coût de maintenance (€/an)
C_o	: coût de fonctionnement total (€/an)
C_p	: capacité thermique massique ($J/(kg.K)$)
C_{pomp}	: coût de pompage (€/an)
$c_{distribution}$: coût unitaire d'investissement pour la distribution d'eau de refroidissement ($€/(m^3/h)$)
c_i	: coût unitaire d'investissement pour les échangeurs ($€/m^2$)
$c_{i\ He}$: coût unitaire de l'hélium ($€/m^3$)
$c_{install}$: pourcentage du coût d'investissement correspondant au coût d'installation
$c_{kWh_{th}}$: coût unitaire de l'énergie thermique ($€/kWh_{th}$)
c_{maint}	: pourcentage du coût d'investissement correspondant au coût de maintenance (%/an)
c_{pipe}	: pourcentage du coût d'investissement correspondant au coût de la tuyauterie (%)
$c_{réf}$: coût du composant de référence (€)
c_s	: vitesse du son (m/s)
CTA	: coût total actualisé ($€/kWh_e$)
Dh	: diamètre hydraulique (m)
f	: facteur de frottement
f_{ent}	: facteur correctif pour les compresseurs lié à l'entraînement par une turbine
$f_{\Delta T}$: facteur correctif lié à la variation de température de l'eau dans les refroidisseurs
f_{mat}	: facteur correctif lié aux matériaux pour la turbine
L	: longueur d'échange (m)
$LMTD$: différence de température logarithmique moyenne ($^{\circ}C$)
M	: masse molaire (kg/mol)
m	: masse (kg)
\dot{m}	: débit massique (dans le circuit d'hélium si aucune précision n'est donnée) (kg/s)

$\dot{m}_{e\text{lim}}$: débit massique pour la climatisation de la turbine (kg/s)
\dot{m}_{H_2O}	: débit massique d'eau (kg/s)
P	: pression (bar)
P_{kWhe}	: production d'énergie électrique (kWh _e /an)
Q	: quantité totale de chaleur transmise dans les échangeurs thermiques (kW)
R	: constante massique du gaz (J/(kg.K))
S	: surface d'échange pour les échangeurs thermiques (m ²)
s	: entropie massique (J/(kg.°C))
T	: température (°C)
T_e	: nombre d'années de fonctionnement (an)
T_i	: nombre d'années d'investissement (an)
t	: année considérée
t_e	: durée de fonctionnement (h/an)
U	: coefficient de transfert thermique (kW/(m ² .°C))
W	: puissance (W)
W_{nette}	: puissance nette délivrée par le cycle (kW _e)
$W_{réf}$: puissance délivrée par le composant de référence (W)
W_{th}	: puissance thermique délivrée par le réacteur nucléaire (kW)
x_{fuites}	: pourcentage de fuites par jour (%/j)

Symboles grecs

Δ	: différence
ΔP	: pertes de charge (Pa)
ε	: efficacité de l'échangeur récupérateur
ϕ	: diamètre au sommet des ailettes (m)
γ	: rapport des chaleurs spécifiques (constante isentropique)
η	: rendement
λ	: conductivité thermique (W/(m.K))
ν	: viscosité dynamique (Pa.s ou kg/m.s)
ρ	: masse volumique (kg/m ³)
τ	: taux d'actualisation (%)

Indices

1 à 8	: se réfèrent aux états du cycle numérotés sur la Figure 5.2 p.155 (ou sur la Figure 5.1 p.154).
alt	: alternateur
aux	: consommé par les auxiliaires
C	: compresseur
Ch	: compresseur haute pression
Cb	: compresseur basse pression

cy	: cycle de Brayton amélioré
e	: électrique
H2O	: eau
He	: hélium
He primaire	: hélium contenu dans le circuit primaire
He tampon	: hélium contenu dans le réservoir tampon
I	: refroidisseur intermédiaire (« intercooler » en anglais)
in	: entrée
méc uti	: mécanique utile
out	: sortie
P	: pré-refroidisseur (« precool » en anglais)
P/I	: pré-refroidisseur ou refroidisseur intermédiaire
pal	: consommée par les paliers
pipe	: tuyauterie
pomp	: pompe pour la circulation de l'eau de refroidissement
R	: échangeur -récupérateur
T	: turbine
th	: thermique
tot	: total

5.1. INTRODUCTION SUR L'INTERET DES REACTEURS A HAUTE TEMPERATURE

Dans les années 1970 et 1980, quelques réacteurs prototypes à caloporteur gaz fonctionnant à haute température ont été construits aux Etats-Unis et en Europe. Leur principal atout est de présenter un rendement énergétique élevé : il peut atteindre près de 50% (contre 33% environ pour les réacteurs nucléaires actuels). Ils ont été supplantés par les réacteurs à eau dont l'industrialisation était alors plus avancée. Grâce aux progrès qui ont été accomplis depuis dans les domaines des matériaux et des composants, les recherches sur ce type de système ont été reprises. Ils pourraient constituer l'un des principaux axes de développement des systèmes nucléaires de quatrième génération de réacteurs, qui devraient être déployés dès 2035. Ils font partie des six options technologiques envisagées ([Generation IV, 2002]).

Un des impératifs pour les systèmes étudiés pour l'horizon 2030-2040 est le caractère économique. Les nouveaux systèmes ne seront mis en œuvre qu'à condition qu'ils permettent de réaliser des économies sur les coûts de production par rapport aux systèmes actuels. Dans ce contexte, une méthode d'optimisation technico-économique a été développée et est ici appliquée au **cycle thermodynamique d'un réacteur à haute température entièrement dédié à la production d'électricité**. L'objet de ce chapitre est la définition et la résolution de ce problème.

Dans un premier temps nous définirons le procédé mis en œuvre (schéma du procédé, composants utilisés, cycle thermodynamique). Pour cela nous nous appuyerons sur le système VHTR ([IAEA, 2001]).

Le problème sera ensuite explicité : le choix de la fonction objectif, des variables et des contraintes sera discuté. Les différentes composantes de la fonction objectif seront détaillées. Le problème défini sera résolu. Nous mettrons en évidence l'influence des variables de décision et des contraintes.

Enfin nous identifierons des paramètres pour lesquels il est intéressant d'effectuer une étude de sensibilité. Cette étude a été réalisée sous ma direction par P.H. Floch, stagiaire de l'Ecole Centrale de Paris ([Floch, 2005]). Nous en exposerons les principaux résultats.

Par ce chapitre nous montrons un nouveau cas d'application qui traite d'un autre type de système énergétique.

5.2. SELECTION DU PROCEDE

5.2.1. SCHEMA DU PROCEDE RETENU

Deux variantes de procédés peuvent être considérées. Dans tous les cas il s'agit de produire de l'électricité par un cycle de Brayton en utilisant la chaleur produite par un réacteur haute température. Cette chaleur peut être transmise au fluide de travail soit par un passage dans le réacteur (cycle direct), soit en traversant un échangeur dit intermédiaire qui assure l'échange entre le flux primaire (qui traverse le réacteur) et le flux secondaire (dans la boucle de production d'électricité).

La solution retenue pour cette étude est le cycle direct, plus prospectif, dont le schéma de fonctionnement est représenté sur la Figure 5.1.

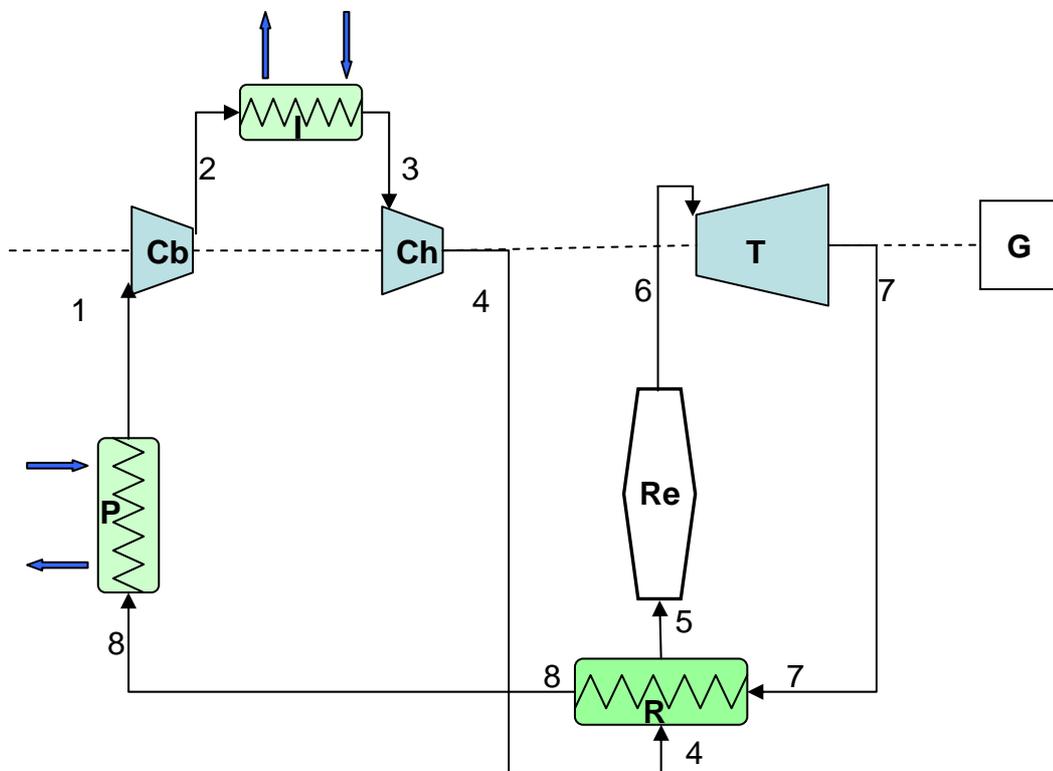


Figure 5.1. Schéma du procédé pour le cycle direct

Le flux d'hélium (au point 8) est refroidi par échange thermique avec un réfrigérant (passage dans P : pré-refroidisseur). Il subit ensuite une première compression (de 1 à 2 : passage dans le compresseur basse pression Cb). Avant d'être comprimé une deuxième fois dans Ch (compresseur haute pression), le flux d'hélium est à nouveau refroidi par échange thermique (passage dans I : refroidisseur intermédiaire). Le flux d'hélium est alors réchauffé une première fois dans le récupérateur (R) par échange thermique avec le flux sortant de la turbine (T). Il est encore chauffé par passage direct dans le réacteur (Re sur la Figure 5.1).

L'hélium à haute température et haute pression est alors détendu dans la turbine T puis refroidi dans l'échangeur récupérateur avant de recommencer le cycle. De l'électricité est produite par le générateur G qui est entraîné par la turbine. Le point le plus chaud du cycle est le point 6.

La turbine et les compresseurs sont supposés être sur le même arbre. La puissance récupérée sur l'arbre est donc la puissance fournie par la turbine diminuée de la puissance consommée par les deux compresseurs.

5.2.2. CYCLE THERMODYNAMIQUE

5.2.2.1. Description du cycle

Le cycle mis en jeu est un cycle de Brayton « amélioré » : le rendement du cycle de Brayton classique est augmenté par l'introduction de l'échangeur – récupérateur et le fractionnement du travail de compression. Il serait également possible de fractionner le travail de détente, mais cela n'est pas considéré par la présente étude bien que cette éventualité soit incluse dans le logiciel *Tugaz* que nous utiliserons pour le calcul du cycle (cf. Annexe 3 p.231).

Le cycle retenu et mis en œuvre dans le procédé représenté sur la Figure 5.1 peut être représenté sur un diagramme T-s, comme cela est fait sur la Figure 5.2. La numérotation reprend celle utilisée par la Figure 5.1.

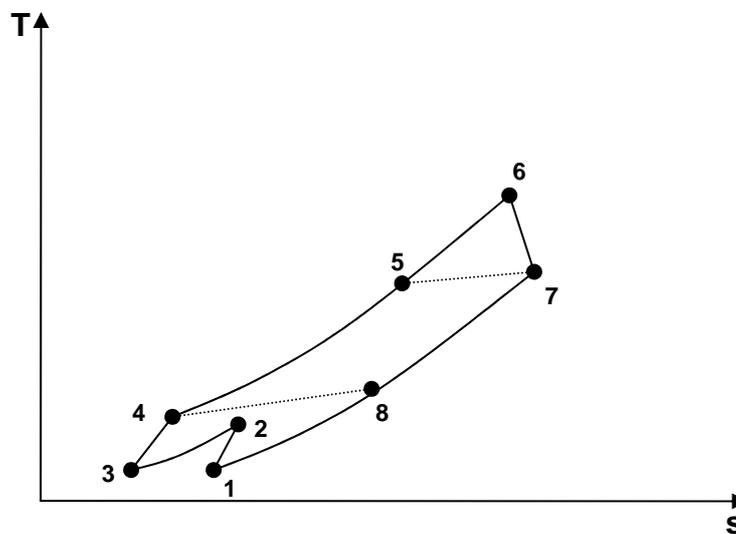


Figure 5.2. Diagramme T-s du cycle de Brayton

On retrouve les deux compressions (1 à 2 et 3 à 4). Entre 2 et 3 a lieu un refroidissement dans le refroidisseur intermédiaire. Le flux d'hélium est chauffé successivement par le passage dans le récupérateur (de 4 à 5) et dans le réacteur (de 5 à 6). La détente est effectuée entre 6 et 7. Le fluide de travail est alors refroidi, d'abord dans le récupérateur de 7 à 8, puis dans le pré-refroidisseur de 8 à 1.

Le cycle est défini par les températures haute et basse (T_6 et T_1), les rapports de pression, l'efficacité du récupérateur, l'existence de réfrigération en cours de compression et les pertes de charge dans le circuit.

5.2.2.2. Fluide de travail

Le gaz circulant dans le circuit est de l'hélium. Le Tableau 5.1 présente les caractéristiques de l'hélium pour deux conditions de température et de pression (proches des conditions en entrée et sortie de turbine). L'hélium est supposé être un gaz parfait.

	T = 850°C P = 70 bar	T = 500°C P = 20 bar
M	4.10 ⁻³ kg/mol	
C_p	5196 J/(kg.K)	
R	2079 J/(kg.K)	
γ	1,667	
ρ	2,998 kg/m ³	1,245 kg/m ³
ν	4,851.10 ⁻⁵ kg/m.s	3,796.10 ⁻⁵ kg/m.s
λ	0,3928 W/(m.K)	0,3018 W/(m.K)
c_s	1973 m/s	1636 m/s

Tableau 5.1. Propriétés de l'hélium, d'après [Beccantini, 2003]

5.2.3. TECHNOLOGIE DES COMPOSANTS

Pour définir les composants mis en œuvre, nous nous inspirerons de [IAEA, 2001]. Les notations entre parenthèses (R, P, I...) renvoient à celles utilisées sur la Figure 5.1.

5.2.3.1. Echangeur – Récupérateur (R¹)

Le récupérateur est un appareil particulier qui couple la source froide à la source chaude. Il caractérise le cycle direct et ses performances ont un impact sur le rendement de ce dernier.

Le récupérateur que nous avons considéré suivant la description du système VHTR est un échangeur à plaques et ailettes et à contre-courant.

Un échangeur à plaques et ailettes brasées est constitué d'un empilement de tôles ondulées (ailettes) séparées par des plaques planes, formant ainsi des canaux élémentaires qui sont bouchés sur les côtés par des barres et ouverts aux extrémités pour assurer l'entrée et la sortie des fluides. Cette technologie d'échangeurs rentre dans la catégorie des appareils dits à surface secondaire, c'est-à-dire des échangeurs qui possèdent une extension de surface (de type ailette par exemple).

Son efficacité est supposée être 0,95. Les caractéristiques du récupérateur sont détaillées dans le tableau suivant :

¹ suivant la dénomination de la Figure 5.1 p.154

Diamètre interne minimal des modules (m)	3,56
Diamètre externe maximal des modules (m)	7,47
Hauteur des modules (m)	4,91
Hauteur des ailettes, côté fluide chaud (m)	$1,91 \cdot 10^{-3}$
Hauteur des ailettes, côté fluide froid (m)	$1,27 \cdot 10^{-3}$
Epaisseur des ailettes (m)	$0,203 \cdot 10^{-3}$
Nombre d'ailettes par unité de longueur (m^{-1})	945
Efficacité (%)	≥ 95
Pertes de charge relatives totales (%)	≤ 2

Tableau 5.2. Caractéristiques du récupérateur

Le récupérateur ne nécessite pas de maintenance (pas de corrosion spéciale). La maintenance doit intervenir seulement si l'on détecte une anomalie. Sa durée de vie est de 40 ans.

5.2.3.2. Compresseurs (Ch et Cb¹) et Turbine (T¹)

Deux compresseurs de type axial sont mis en œuvre : 14 étages en basse pression et 19 étages en haute pression.

La turbine n'est pas refroidie si la température en entrée ne dépasse pas 850°C. Elle compte 11 étages. Les paliers mis en œuvre sont magnétiques. Son rendement isentropique est 93,1%. La vitesse de rotation est de 3600 tr/min (60 Hz, machine synchrone), sa vitesse périphérique est 335 m/s.

La température en entrée de turbine est 850°C et le gaz est détendu de 7 MPa à 2,6 MPa. Le rapport de détente est 2,64. Le débit massique qui traverse la turbine est 320 kg/s.

Les caractéristiques de la turbomachine sont détaillées dans le Tableau 5.3 :

	Turbine	Compresseur	
		Basse pression	Haute pression
Rapports de détente / compression	2,64	1,70	1,70
Pertes de charge relatives (%)	0,8	0,8	0,9
Nombre d'étages	11	14	19
Diamètre (mm) 1 ^{er} étage / dernier étage			
extérieur	1707/1783	1684/1661	1372/1372
moyeu	1367/1367	1466/1466	1242/1242
Hauteur de pales (mm)			
1 ^{er} étage / dernier étage	170/208	109/97,5	65/65
Vitesse périphérique (m/s)			
1 ^{er} étage / dernier étage	322/336	317/313	258/258
Nombre de pales	1995	2961	4366
Rendement (adiabatique pour T, polytropique pour Ch et Cb)	93,1%	89,9%	89,1%

Tableau 5.3. Caractéristiques de la turbomachine

¹ suivant la dénomination de la Figure 5.1 p.154

La turbomachine est isolée par des dispositifs d'étanchéité. Les fuites ne doivent pas dépasser 5680 kg/h sur l'ensemble de ces dispositifs (l'industrie qui les fabrique indique un pourcentage de fuite maximal de 0,5%).

La durée de vie estimée est 60 ans avec une maintenance effectuée tous les 7 ans. (Cette durée de vie pourrait nécessiter un débit de climatisation de l'ordre de 1% pour refroidir les disques, mais nous n'en avons pas tenu compte dans un premier temps. La durée de vie considérée est néanmoins plus faible : 30 ans). La turbine est remplacée par une autre durant la maintenance, le temps d'effectuer les opérations nécessaires, en raison de son accessibilité difficile.

La puissance thermique est de 600 MW_{th} pour une production électrique de 286 MW_e (soit un rendement de 47,7%, c'est une valeur de rendement élevée).

5.2.3.3. Pré-refroidisseur (P¹) et refroidisseur intermédiaire (I¹)

Ce sont des échangeurs hélium – eau.

Le pré-refroidisseur et le refroidisseur intermédiaire sont de conception similaire : à faisceau tubulaire hélicoïdal. Les tubes présentent des ailettes sur l'extérieur. Les ailettes conduisent à augmenter la surface d'échange thermique et à diminuer la section de passage côté calandre. Cela a pour conséquence une augmentation de la vitesse du fluide et donc une augmentation du transfert thermique et des pertes de charge.

La conception à faisceau tubulaire hélicoïdal permet un flux contre courant / courants croisés. C'est l'eau qui s'écoule dans les tubes.

L'épaisseur et le diamètre intérieur des tubes sont constants. La durée de vie des composants est de 60 ans.

La température d'entrée de l'eau est 20°C. La pression prévue est 1,03 MPa.

La technologie des refroidisseurs est détaillée dans le tableau suivant :

Paramètre	Pré-refroidisseur	Refroidisseur intermédiaire
Puissance (MW _{th})	166,8	131,4
Débit d'eau (kg/s)	988	988
Température de sortie de l'eau (°C)	58,5	52
Longueur de tube (m)	38,2	34,8
Hauteur du faisceau (m)	1,3	2,3
Diamètre externe du faisceau (m)	7,0	6,1
Diamètre interne du faisceau (m)	3,2	4,0
Hauteur des ailettes (mm)	3,2	3,2
Epaisseur des ailettes (mm)	0,3	0,3
Nombre d'ailettes par unité de longueur (m ⁻¹)	1181	1181
Perte de charge côté calandre (Pa)	0,1.10 ⁵	0,16.10 ⁵
Perte de charge côté tube (Pa)	2,76.10 ⁵	2,41.10 ⁵

Tableau 5.4. Caractéristiques des refroidisseurs

¹ suivant la dénomination de la Figure 5.1 p.154

5.2.3.4. Générateur (G¹)

Le générateur d'électricité que nous considérons est un générateur synchrone dipolaire. Il est isolé du circuit de conversion d'énergie par un dispositif d'étanchéité. L'objectif est d'utiliser un générateur conventionnel malgré deux différences par rapport aux technologies traditionnelles : la position verticale et le fonctionnement en environnement hélium. Son rendement est de 98,2%. Sa durée de vie est de 30 ans avec une remise à neuf au bout de 15 ans ([Lomba et Thiot, 1996]).

¹ suivant la dénomination de la Figure 5.1 p.154

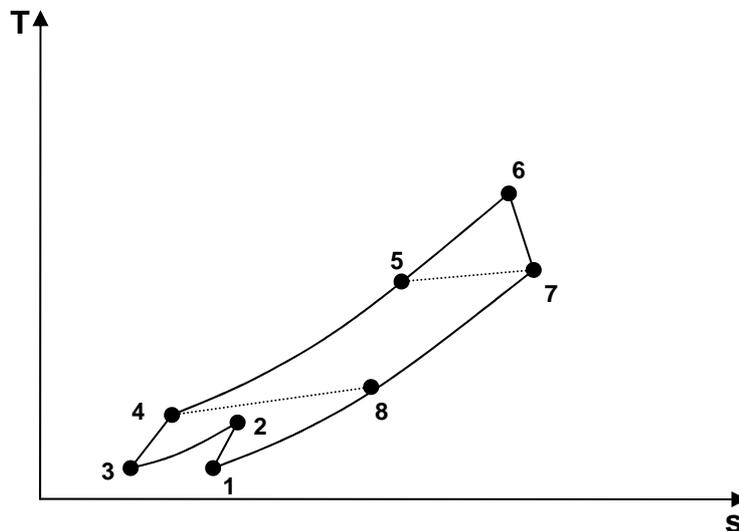
5.3. DEFINITION DU PROBLEME D'OPTIMISATION

5.3.1. VARIABLES ET PARAMETRES FIXES

Détaillons les **données nécessaires pour figer le cycle de Brayton** (la numérotation entre parenthèses ainsi que les indices des températures et pressions renvoient aux numéros employés sur la Figure 5.1 et la Figure 5.2. Nous reproduisons ici la Figure 5.2 en bas de page afin de faciliter la lecture) :

- la puissance thermique fournie (entre 5 et 6),
- le nombre de compressions,
- les températures en entrée des compresseurs (T_1 et T_3),
- la pression en entrée ou en sortie du compresseur basse pression (P_1 ou P_2),
- les rapports de compression (P_2/P_1 et P_4/P_3),
- la température en entrée de turbine (T_6),
- les pertes de charge relatives totales sur les branches haute et basse pression,
- les pertes de charge relatives lors du refroidissement entre les compressions,
- les rendements adiabatiques des compresseurs,
- le rendement adiabatique de la turbine,
- la fraction de débit dédiée à la climatisation,
- l'efficacité du récupérateur.

Une fois toutes ces données connues, le cycle peut être entièrement calculé : les pressions et températures aux différents points du cycle, les puissances échangées, les rendements. Pour notre problème d'optimisation certaines de ces données seront fixées et les données restantes seront les variables de décision du problème. C'est ce que nous détaillons dans les paragraphes suivants.



Dans un premier temps nous considérons des températures égales en entrée des deux compresseurs ainsi que des rapports de compression égaux.

Les variables de décision sont au nombre de 4 :

- la température en entrée des compresseurs (T_1 et T_3 sont prises égales : entre 15°C et 35°C),
- la pression en entrée du compresseur basse pression (P_1 : entre 20 et 30 bar),
- le rapport de compression (égal pour les deux compressions – ce qui est un mode de conception classique ([Tilliette, 2006]), P_2/P_1 et P_4/P_3 : entre 1,5 et 2),
- la température en entrée de turbine (T_6 : entre 750°C et 950°C).

Au paragraphe 5.4.2.4 p.189, nous laisserons la possibilité d'avoir des températures différentes en entrée de compresseur, ainsi que des rapports de compressions différents. Nous aurons alors 5 variables de décision.

Les variables de décision étant mises en évidence, il nous reste à énumérer les paramètres qui sont fixés pour le problème d'optimisation. En s'inspirant de la définition du système VHTR, **les paramètres suivants seront donc figés** (ici aussi la numérotation renvoie à celle de la Figure 5.1 et la Figure 5.2) :

- la puissance thermique fournie (entre 5 et 6 : 600 MW_{th}),
- le nombre de compressions (2),
- les pertes de charge relatives totales sur les branches haute et basse pression (3,2% et 2,7%),
- les pertes de charge relatives lors du refroidissement entre les compressions (0,5%),
- les rendements adiabatiques des compresseurs (0,88 pour le compresseur basse pression et 0,87 pour le compresseur haute pression),
- le rendement adiabatique de la turbine (0,93),
- la fraction de débit dédiée à la climatisation (0% : on ne prend pas en compte de débit de climatisation en première approche),
- l'efficacité du récupérateur (0,95).

D'autres paramètres interviennent dans le code de calcul *Tugaz* (cf. Annexe 3 p.231 et [Pierre et Vallette, 1978]), ils sont également fixés :

- la puissance consommée par les auxiliaires ($W_{aux} = 2,9$ MW : cette valeur a été estimée par approximation linéaire à partir d'une note de General Atomics sur une installation de 450 MW_{th}, [General Atomics, 1991]. [Tilliette, 2006] en a validé l'ordre de grandeur),
- la puissance consommée par les paliers ($W_{pal} = 1,47$ MW, estimée de la même façon que la puissance précédente),
- le rendement de l'alternateur ($\eta_{alt} = 0,982$),
- le nombre d'étages de la turbine (11 : cette valeur intervient dans le calcul seulement lorsque la turbine est climatisée).

L'influence des valeurs choisies pour les paramètres énoncés précédemment sera étudiée grâce à une étude de sensibilité (cf. paragraphe 5.5 p.193 et [Floch, 2005]).

5.3.2. ARTICULATION DES LOGICIELS VIZIR ET TUGAZ

Les modèles physiques et thermodynamiques des études présentées jusqu'à présent étaient directement implémentés dans le logiciel d'optimisation *Vizir*. Afin de réaliser l'optimisation technico-économique du circuit d'hélium d'un VHTR, nous avons fait appel au logiciel *Tugaz* pour le calcul du cycle. Nous explicitons ici l'articulation entre les deux logiciels.

Le logiciel *Tugaz* (cf. Annexe 3 p.231) permet de calculer le cycle thermodynamique à partir des données détaillées au paragraphe précédent. Les puissances et rendements peuvent être calculés une fois le cycle connu. Cela est également fait dans *Tugaz*. L'optimisation est réalisée grâce au logiciel *Vizir* (cf. Annexe 2 p.223).

La figure suivante explicite le couplage entre les deux logiciels.

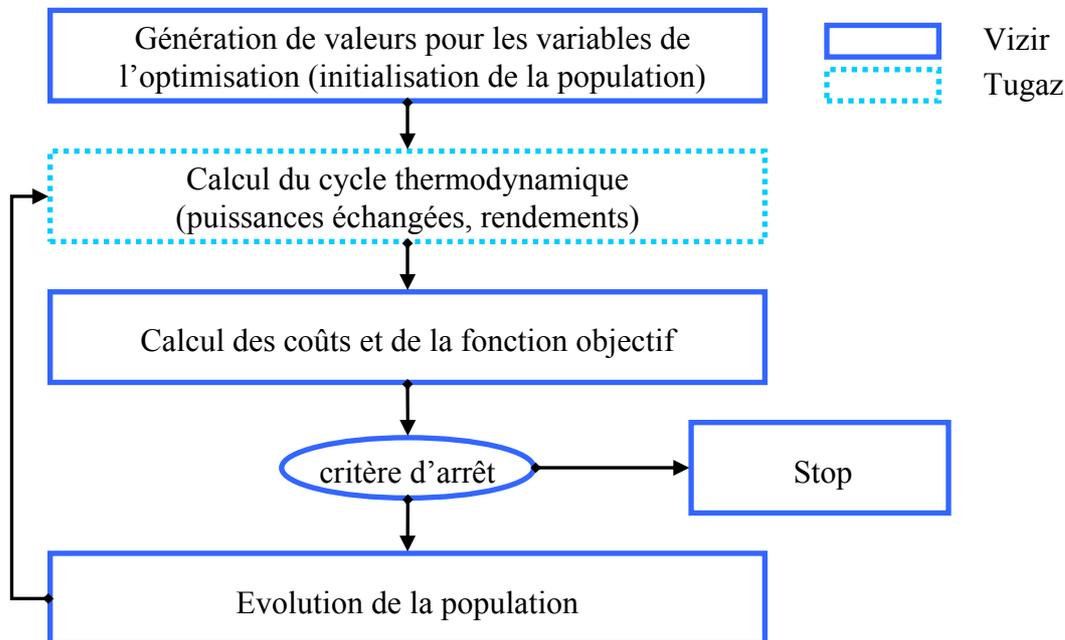


Figure 5.3. Architecture du programme

Le logiciel *Vizir* génère un jeu de valeurs pour les variables de décision. Ces valeurs ainsi que les paramètres fixés sont fournies à *Tugaz* qui dispose alors de toutes les données nécessaires au calcul du cycle de Brayton.

Tugaz évalue les températures, pressions, enthalpies et entropies pour chaque point du cycle (cf. Figure 5.2). Le cycle étant parfaitement connu, *Tugaz* calcule également les puissances échangées dans les composants ainsi que le rendement. Ces informations sont renvoyées à *Vizir*.

Vizir utilise les valeurs des puissances pour calculer le coût d'investissement des compresseurs et de la turbine. Pour le coût d'investissement des échangeurs, les températures sont également nécessaires. La puissance à évacuer dans les refroidisseurs permet d'évaluer le débit d'eau et donc le coût de la source froide. De cette façon, *Vizir* utilise les informations sur le cycle thermodynamique procurées par *Tugaz* afin de calculer tous les coûts et d'évaluer la fonction objectif.

C'est ensuite la procédure d'optimisation qui se poursuit : si le critère d'arrêt n'est pas satisfait, une nouvelle population est générée. Cela demande alors de recalculer les cycles thermodynamiques correspondant à chaque individu de la population. Cela est réalisé par un nouvel appel à *Tugaz*.

Ce processus est répété aussi longtemps que nécessaire, c'est-à-dire tant que le critère d'arrêt n'est pas satisfait.

5.3.3. FONCTION OBJECTIF

5.3.3.1. Expression de la fonction objectif

La fonction objectif proposée est le **coût total actualisé du kWh_e** (la production d'énergie électrique est actualisée).

$$CTA = \frac{\sum_{t=1}^{T_i+T_e} [(C_{i_{tot}})_t + (C_o)_t + (C_{maint})_t] \cdot (1+\tau)^{-t}}{\sum_{t=1}^{T_i+T_e} [(P_t) \cdot (1+\tau)^{-t}]}$$
 (5.1)

où :

- CTA : coût total actualisé (€/kWh_e)
- $C_{i_{tot}}$: coût d'investissement total (€)
- C_o : coût de fonctionnement total (€/an)
- C_{maint} : coût de maintenance (€/an)
- P : production d'énergie électrique (kWh_e/an)
- τ : taux d'actualisation (défini par le scénario)
- T_e : nombre d'années d'exploitation (an)
- T_i : nombre d'années pendant lesquelles on investit (an)
- t : année considérée

Le coût d'investissement total est la somme des coûts d'investissement :

$$C_{i_{tot}} = C_{iT} + C_{iCh} + C_{iCb} + C_{iR} + C_{iP} + C_{iI} + C_{pipe} + C_{iHe} + C_{i_{source-froide}} + C_{install}$$
 (5.2)

où :

- $C_{i_{tot}}$: coût d'investissement total (€)
- C_{iT} : coût d'investissement de la turbine (€)
- C_{iCh} : coût d'investissement du compresseur haute pression (€)
- C_{iCb} : coût d'investissement du compresseur basse pression (€)
- C_{iR} : coût d'investissement du récupérateur (€)
- C_{iP} : coût d'investissement du pré-refroidisseur (€)
- C_{iI} : coût d'investissement du refroidisseur intermédiaire (€)
- C_{pipe} : coût de la tuyauterie (€)
- C_{iHe} : coût d'investissement de l'hélium (€)

$C_{i\ source-froide}$: coût d'investissement total pour la source froide (€)

$C_{install}$: coût d'installation (€)

Le calcul de ces coûts d'investissement sera détaillé au paragraphe 5.3.3.3 p.165.

De même pour le **coût de fonctionnement total** :

$$C_o = C_{kWhth} + C_{pomp} + C_{fuites} \quad (5.3)$$

où :

C_o : coût de fonctionnement total (€/an)

C_{kWhth} : coût de consommation d'énergie thermique (€/an)

C_{pomp} : coût de pompage (€/an)

C_{fuites} : coût d'exploitation correspondant aux fuites d'hélium (€/an)

Le calcul du coût de fonctionnement total sera détaillé au paragraphe 5.3.3.4 p.170 et le coût de maintenance au paragraphe 5.3.3.6 p.174.

La production d'énergie électrique s'obtient en multipliant la puissance nette délivrée par le cycle, par la durée de fonctionnement.

$$P_{kWh_e} = W_{e\ nette} \times t_e \quad (5.4)$$

où :

P_{kWh_e} : quantité d'énergie produite par an (kWh_e/an)

t_e : durée de fonctionnement (h/an)

$W_{e\ nette}$: puissance nette délivrée par le cycle (kW_e)

La production d'énergie électrique est calculée selon la formule :

$$W_{e\ nette} = (W_{méc\ uti} - W_{pal}) \times \eta_{alt} - W_{aux} \quad (5.5)$$

5.3.3.2. Termes constitutifs de la fonction objectif

Récapitulons les composantes du coût :

- coût investissement :
 - turbine
 - compresseurs
 - échangeur récupérateur
 - refroidisseurs (pré-refroidisseur et refroidisseur intermédiaire)
 - tuyauterie
 - fluide de travail : hélium
 - coût d'installation
- coût de fonctionnement :
 - consommation d'énergie thermique
 - utilisation de la source froide
 - fuites d'hélium
- coût de maintenance.

L'estimation des coûts a été effectuée principalement grâce à [Chauvel et al., 2001] et [Peters et al., 2003].

Pour tous les coûts présentés nous adopterons la conversion 1 \$ = 1 € (taux réalisé au 1^{er} janvier 2000). Des modèles de parité plus précis pourraient être intégrés par la suite.

5.3.3.3. Coût d'investissement

❖ Lois d'échelle

Comme nous le verrons dans les paragraphes suivants, il est nécessaire d'adopter une loi d'échelle afin d'estimer certains coûts d'investissement.

[Peters et al., 2003] exposent la loi des six dixièmes : si la capacité de a est X fois celle de b :

$$\text{Coût de } a = \text{coût de } b \cdot X^{0,6} \quad (5.6)$$

L'exposant peut varier entre 0,3 et 1 ; 0,6 étant la valeur par défaut. [Peters et al., 2003] recommandent de ne pas dépasser un facteur 10 dans l'extrapolation et de vérifier que les équipements sont similaires en termes de matériaux, gammes de température et de pression...

[Chauvel et al., 2001] proposent des lois d'extrapolation similaires. Les exposants peuvent varier entre 0,8 et 0,85 pour les compresseurs.

Nous adopterons la loi classique avec l'exposant 0,6. **Notons que, malgré les recommandations de [Peters et al., 2003], nous serons contraints d'extrapoler les lois au-delà d'un ordre de grandeur.**

❖ Turbine (T¹)

Nous disposons de très peu d'informations en ce qui concerne le coût de la turbine. La loi de coût est développée en fonction des données disponibles et sera amenée à évoluer en fonction de l'avancée des connaissances.

Dans [Peters et al., 2003] on trouve une loi de coût pour les turbines axiales à gaz :

$$\text{coût (\$)} = f(\text{puissance, kW})$$

La puissance varie de 100 à 4000 kW (il y a donc facteur 100 avec la turbine étudiée).

Des facteurs d'ajustement sont ajoutés en fonction du matériau (de 1 à 3) et aucune précision sur les conditions de température et de pression n'est donnée.

Une turbine axiale à gaz de 4000 kW correspond à un coût de 450 000 \$. Nous n'avons pas d'informations précises sur les matériaux employés. Néanmoins les conditions de températures sont sévères donc nous prendrons en compte le facteur correctif le plus élevé : 3. En outre nous supposerons que les conditions de température et de pression pour le modèle proposé par [Peters et al., 2003] sont compatibles avec le système étudié (ce qui est une hypothèse forte).

¹ suivant la dénomination de la Figure 5.1 p.154

En prenant en compte ces différentes hypothèses le coût d'investissement de la turbine s'exprime de la façon suivante :

$$C_{iT} = f_{mat} \times c_{réfT} \times \left(\frac{W_T}{W_{réfT}} \right)^{0,6} \quad (5.7)$$

où :

- C_{iT} : coût d'investissement de la turbine (€)
- $c_{réfT}$: coût de la turbine de référence (= $4,5 \cdot 10^5$ €)
- f_{mat} : facteur correctif lié aux matériaux pour la turbine (= 3)
- W_T : puissance délivrée par la turbine (W)
- $W_{réfT}$: puissance délivrée par la turbine de référence (= $4 \cdot 10^6$ W)

❖ Compresseur (Ch et Cb¹)

Le paramètre descripteur de coût est la puissance. Le débit et le rapport de compression sont aussi envisagés selon les modèles.

[Chauvel et al., 2001] proposent différentes lois de coûts :

- Une loi de coût de la fonction compression (elle inclut le moteur, les échangeurs intermédiaires...) pour les compresseurs centrifuges, alternatifs ou rotatifs en fonction du débit et du taux de compression. Les compresseurs axiaux ne sont pas évoqués mais parmi les compresseurs axiaux on trouve des compresseurs rotatifs.
Des facteurs correctifs sont pris en compte pour le matériau, la pression et le montage. Le débit varie entre 20 et 10 000 kmol/h alors que le débit pour le VHTR vaut 288 000 kmol/h.
Les taux de compression sont compris entre 1,15 et 5 ; celui du VHTR est égal à 1,7.
- Une loi de coût pour les compresseurs centrifuges ou alternatifs (et pas axiaux) incluant réducteur, socle, équipements auxiliaires et entraînement par moteur électrique en fonction de la puissance
La puissance varie entre 100 et 6 000 kW ; celle du VHTR est de 130 000 kW.
Des facteurs correctifs sont ajoutés pour l'entraînement par turbine, la pression maximale de refoulement, le type de matériau employé.

Ce qui nous intéresse c'est le compresseur en lui-même plus que la fonction compression. Nous adopterons par conséquent le second modèle qui détaille une loi de coût en fonction de la puissance. Cette loi distingue deux types de compresseurs : centrifuges et alternatifs. En l'absence de données supplémentaires nous choisirons le modèle pour les compresseurs centrifuges dont le coût est supérieur à celui des compresseurs alternatifs. Un compresseur centrifuge d'une puissance de 6 000 kW coûte 3 500 000 \$.

Nous corrigerons ce coût d'un coefficient 1,07 en raison de l'entraînement par turbine. La pression de refoulement et les matériaux n'entraînent pas d'autres corrections.

Le coût d'investissement pour chaque compresseur (Ch et Cb, cf. Figure 5.1) s'écrit alors :

¹ suivant la dénomination de la Figure 5.1 p.154

$$C_{iC} = f_{ent} \times c_{réf C} \times \left(\frac{W_C}{W_{réf C}} \right)^{0,6} \quad (5.8)$$

où :

C_{iC} : coût d'investissement du compresseur (€)

$c_{réf C}$: coût du compresseur de référence (= $3,5 \cdot 10^6$ €)

f_{ent} : facteur correctif pour les compresseurs lié à l'entraînement par une turbine (= 1,07)

W_C : puissance délivrée par le compresseur (W)

$W_{réf C}$: puissance consommée par le compresseur de référence (= $6 \cdot 10^6$ W)

❖ Echangeur récupérateur (R¹)

Le paramètre descripteur est la surface d'échange qui se calcule selon la formule déjà énoncée aux deux chapitres précédents :

$$S = \frac{Q}{U \cdot LMTD} \quad (5.9)$$

où :

S : surface d'échange (m²)

Q : quantité totale de chaleur transmise (kW)

U : coefficient de transfert (kW/(m²·°C))

$LMTD$: différence de température logarithmique moyenne (°C), son expression est rappelée ci-dessous (les indices 1 et 2 renvoient ici aux branches primaire et secondaire de l'échangeur).

$$LMTD = \frac{(T_{1,out} - T_{2,in}) - (T_{1,in} - T_{2,out})}{\ln \left[\frac{T_{1,out} - T_{2,in}}{T_{1,in} - T_{2,out}} \right]} \quad (5.10)$$

U est égal à 1000 W/(m²·°C) ([Maréchal, 2005]).

Le coût unitaire proposé par le GRETh est 1000 €/m².

Le coût de l'échangeur récupérateur s'écrit :

$$C_{iR} = c_{iR} \times S_R \quad (5.11)$$

où :

C_{iR} : coût d'investissement du récupérateur (€)

c_{iR} : coût unitaire d'investissement du récupérateur (= 1000 €/m²)

S_R : surface d'échange du récupérateur (m²)

¹ suivant la dénomination de la Figure 5.1 p.154

❖ Refroidisseurs (P et I¹)

Le paramètre descripteur est la surface d'échange qui se calcule selon la formule rappelée au paragraphe précédent. U est pris entre 50 et 100 W/(m².°C) ([Maréchal, 2005]). Nous choisisons 100 W/(m².°C).

Le coût unitaire proposé par le GRETh est 400 €/m².

La formule de coût est alors la même pour le pré-refroidisseur P et le refroidisseur intermédiaire I :

$$C_{iP/I} = c_{iP/I} \times S_{P/I} \quad (5.12)$$

où :

$C_{iP/I}$: coût d'investissement du refroidisseur considéré (€)

$c_{iP/I}$: coût unitaire d'investissement des refroidisseurs (= 400 €/m²)

$S_{P/I}$: surface d'échange du refroidisseur considéré (m²)

❖ Générateur (G¹)

En l'absence de données nous ne prendrons pas en compte son coût d'investissement.

❖ Tuyauterie

[Peters et al., 2003] estiment le coût de la tuyauterie en pourcentage du coût d'investissement : entre 4 et 13% selon la nature du procédé (solides, solides-fluides, fluides ; l'installation fluides typique est le procédé de distillation).

Nous adopterons une valeur de 10%.

$$C_{pipe} = c_{pipe} \times (C_{iT} + C_{iCh} + C_{iCb} + C_{iR} + C_{iP} + C_{iI}) \quad (5.13)$$

où :

C_{pipe} : coût de la tuyauterie (€)

c_{pipe} : pourcentage du coût d'investissement correspondant au coût de la tuyauterie (= 10%)

C_{iT} : coût d'investissement de la turbine (€)

C_{iCh} : coût d'investissement du compresseur haute pression (€)

C_{iCb} : coût d'investissement du compresseur basse pression (€)

C_{iR} : coût d'investissement du récupérateur (€)

C_{iP} : coût d'investissement du pré-refroidisseur (€)

C_{iI} : coût d'investissement du refroidisseur intermédiaire (€)

¹ suivant la dénomination de la Figure 5.1 p.154

❖ Hélium

La quantité d'hélium présente dans le circuit primaire du VHTR est estimée à 4800 kg par [Reboul - Salze, 2002]. Il faut ajouter à cela la masse d'hélium présente dans le réservoir tampon qui permet de faire varier la pression dans le circuit primaire. Cette quantité est du même ordre de grandeur que la première, nous les prendrons égales.

Le prix unitaire de l'hélium évolue à la hausse depuis les dernières années : de 1,785 \$/m³ en 2000 jusqu'à 1,893 \$/m³ en 2003 ([Reboul - Salze, 2002]). Ces prix risquent même de doubler en l'espace de quelques années. [Reboul - Salze, 2002] l'explique par le fait qu'actuellement l'hélium est considéré comme un sous-produit du gaz naturel. En conséquence, les coûts d'extraction sont répercutés en totalité sur le prix du gaz naturel et aucunement sur celui de l'hélium.

Nous adopterons un coût de 2 \$/m³ en première approche, et une étude de sensibilité sur ce coût sera effectuée par la suite (cf. paragraphe 5.5). Comme on le verra, la faible sensibilité du coût du kWh_e au coût de l'hélium ne nécessite pas une plus grande précision sur cette donnée.

L'investissement en hélium est calculé par la formule :

$$C_{iHe} = c_{iHe} \times \frac{(m_{He\text{ primaire}} + m_{He\text{ tampon}})}{\rho_{He}} \quad (5.14)$$

où :

C_{iHe} : coût d'investissement de l'hélium (€)

c_{iHe} : coût unitaire de l'hélium (= 2 €/m³)

$m_{He\text{ primaire}}$: masse d'hélium introduite dans le circuit primaire (= 4800 kg)

$m_{He\text{ tampon}}$: masse d'hélium contenue dans le réservoir tampon (= 4800 kg)

ρ_{He} : masse volumique de l'hélium sous 1 bar et 0°C (= 0,176 kg/m³)

❖ Estimation préliminaire des ordres de grandeur des coûts d'investissement

Une première estimation peut être faite sur la base des lois de coûts énoncées précédemment et des données de [IAEA, 2001].

Chaque composant (turbine, compresseur, échangeur) a un coût de l'ordre de 20 M€ (entre 20 et 30 M€ selon les composants).

Cela nous amène à un coût – tuyauterie comprise – de 160 M€. Une estimation évalue le système de conversion d'énergie à 267 M€. Nous obtenons donc un ordre de grandeur correct, d'autant plus qu'au stade de l'estimation l'ordre de grandeur de la précision n'est pas supérieur à ± 30%.

5.3.3.4. Coût de fonctionnement

Il comprend le coût de consommation d'énergie thermique, l'utilisation de la source froide et le coût des fuites d'hélium.

Il n'y a pas à prendre en compte de consommation d'énergie électrique : la puissance liée aux pertes de charge dans le système vient simplement diminuer la production du cycle. La consommation des auxiliaires vient elle aussi réduire la puissance électrique produite (calcul dans *Tugaz*, cf. Annexe 3 p.231 et [Pierre et Vallette, 1978]).

❖ Consommation d'énergie thermique

La puissance thermique fournie au système provient du réacteur nucléaire. Elle est constante et fixée à 600 MW_{th}.

Le coût unitaire de l'énergie thermique délivrée par un HTR a été estimé à 0,01415 €/kWh_{th} ([Werkoff et al., 2003]). Ainsi que nous l'avons expliqué au chapitre précédent, ce coût est calculé en faisant l'hypothèse d'un rendement global de 50% (rendement prévu pour les réacteurs nucléaires haute température), et en s'appuyant sur les prévisions de coût unitaire de l'électricité produite par un EPR (estimé d'après [DGEMP-DIDEME, 2003]).

La consommation d'énergie thermique correspond à un coût constant quelle que soit la valeur des variables de décision et son coût n'influe donc pas sur les résultats de l'optimisation.

$$C_{kWh_{th}} = c_{kWh_{th}} \times W_{th} \times t_e \quad (5.15)$$

où :

$C_{kWh_{th}}$: coût de consommation d'énergie thermique (€/an)

$c_{kWh_{th}}$: coût unitaire de l'énergie thermique (€/kWh_{th})

W_{th} : puissance thermique délivrée par le réacteur nucléaire (kW)

t_e : durée de fonctionnement (h/an)

t_e est défini par le scénario (cf. paragraphe 5.3.3.7 p.174).

❖ Utilisation de la source froide

La source froide (de l'eau) est utilisée comme fluide secondaire dans les deux refroidisseurs (pré-refroidisseur et refroidisseur intermédiaire). Les températures d'entrée/sortie sont fixes et le débit est calculé en fonction de la puissance thermique à évacuer. En s'inspirant du système VHTR, nous considérerons que la température de la source froide est 15°C en entrée, 52°C en sortie pour le refroidisseur intermédiaire et 58,5°C pour le pré-refroidisseur.

Pour l'estimation du coût de la source froide, nous avons étudié les données disponibles dans [Chauvel et al., 2001] et [Peters et al., 2003].

[Chauvel et al., 2001] proposent un loi de coût des installations pour l'eau de refroidissement :
prix de l'installation(€) = f(capacité : m³/h).

L'eau est prise en général à 25°C et ressort à 35°C. Cette loi est corrigée si la différence de température excède 10°C (mais la correction ne prend pas en compte des différences supérieures à 15°C).

Au coût de l'installation il faut ajouter un coût de consommation d'énergie électrique : 0,17 kWh par m³/h d'eau (pompage) et un coût de distribution de l'eau de refroidissement : 150 à 600 € par m³/h d'eau (tours de refroidissement) ou 80 à 350 € par m³/h d'eau (rivière).

[Peters et al., 2003] proposent d'autres ordres de grandeur :

- Puits : 0,05-0,22 \$/ m³
- Rivière : 0,02-0,06 \$/ m³
- Tour : 0,02-0,7 \$/ m³

Il est nécessaire de corriger ces valeurs d'un surcoût d'investissement pour la fourniture en eau (0,4 à 3,7%) et pour la distribution (0,1 à 2%). Les valeurs typiques sont respectivement 1,8% et 0,8%.

Nous adopterons le modèle de [Chauvel et al., 2001].

L'utilisation de la source froide induit des coûts qui sont de deux natures : investissement (installation et distribution) et exploitation (pompage de l'eau).

Le coût de l'installation pour la fourniture en eau de refroidissement est le suivant :

$$C_{installation} = f_{\Delta T} \times 5100 \times \left(\frac{\dot{m}_{H_2O} \times 3600}{\rho_{H_2O}} \right)^{0,81} \quad (5.16)$$

où :

- $C_{installation}$: coût de l'installation pour la fourniture en eau de refroidissement (€)
- $f_{\Delta T}$: facteur correctif lié à la variation de température de l'eau dans les refroidisseurs
- \dot{m}_{H_2O} : débit massique d'eau (kg/s)
- ρ_{H_2O} : masse volumique de l'eau sous 1 MPa et 15°C (= 1000 kg/m³)

$f_{\Delta T}$ est donné pour des variations de température entre 10°C et 15°C. Nous avons estimé les valeurs pour le pré-refroidisseur ($\Delta T = 43,5^\circ\text{C}$) et le refroidisseur intermédiaire ($\Delta T = 37^\circ\text{C}$). Le facteur correctif vaut respectivement 3,9 et 3,6.

La distribution de l'eau de refroidissement est estimée à 80 €/(m³/h). Le coût d'investissement pour la distribution d'eau s'écrit :

$$C_{distribution} = c_{distribution} \times \left(\frac{\dot{m}_{H_2O} \times 3600}{\rho_{H_2O}} \right) \quad (5.17)$$

où :

- $C_{distribution}$: coût d'investissement pour la distribution d'eau de refroidissement (€)
- $c_{distribution}$: coût unitaire d'investissement pour la distribution d'eau de refroidissement (€/m³/h)
- \dot{m}_{H_2O} : débit massique d'eau (kg/s)
- ρ_{H_2O} : masse volumique de l'eau sous 1 MPa et 15°C (= 1000 kg/m³)

Le coût d'investissement total pour la source froide $C_{i\ source-froide}$ est la somme de deux termes :

$$C_{i\ source-froide} = C_{installation} + C_{distribution} \quad (5.18)$$

En utilisant les données de débit du système VHTR, une première estimation du coût d'investissement total pour la source froide peut être faite à partir des équations précédentes. L'investissement est évalué à 29,3 M€ alors que dans l'étude VHTR le coût des équipements de rejet de chaleur est de 35 M€. Les ordres de grandeur sont corrects.

Le coût de pompage de l'eau de refroidissement peut se calculer selon la formule déjà exposée au chapitre 4 :

$$C_{pomp} = \frac{c_{Wh_e} \cdot \dot{m}_{H_2O} \cdot \Delta P}{\eta_{pomp} \cdot \rho_{H_2O}} t_e \quad (5.19)$$

où :

- C_{pomp} : coût de pompage (€/an)
- c_{Wh_e} : coût unitaire de l'énergie électrique (€/Wh_e)
- η_{pomp} : rendement mécanique de la pompe
- \dot{m}_{H_2O} : débit massique d'eau de refroidissement (kg/s)
- ρ_{H_2O} : masse volumique de l'eau sous 1 MPa et 15°C (= 1000 kg/m³)
- ΔP : pertes de charge (Pa)
- t_e : durée de fonctionnement (h/an)

Afin d'estimer le coût de l'énergie électrique, nous effectuons les mêmes hypothèses qu'au chapitre précédent :

Le coût de l'électricité produite par des réacteurs EPR est assez bien connu (2,83.10⁻⁵ €/Wh_e, [DGEMP-DIDEME, 2003]). Pour être compétitifs les réacteurs haute température devront permettre de produire de l'électricité à un coût maximal de 2,83.10⁻⁵ €/Wh_e. Par conséquent la valeur retenue pour c_{Wh_e} est 2,83.10⁻⁵ €/Wh_e.

Le rendement de la pompe est estimé à 80%.

Les pertes de charge sont quasi-proportionnelles au carré du débit :

$$\Delta P = 4f \frac{L}{Dh} \frac{1}{2\rho} \left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \quad (5.20)$$

où :

- ΔP : pertes de charge (Pa)
- f : facteur de frottement (il dépend du nombre de Reynolds, donc du débit massique)
- \dot{m} : débit (kg/s)
- A : section de passage (m²)
- Dh : diamètre hydraulique (m)
- L : longueur d'échange (m)
- ρ : masse volumique du fluide (kg/m³)

En première approximation, nous considérerons toutes ces grandeurs constantes à l'exception du débit.

L'étude VHTR annonce une perte de charge de 2,76 bar dans le pré-refroidisseur côté tube (donc pour l'eau) et 2,41 bar pour le refroidisseur intermédiaire. Ces pertes correspondent à un débit de 988 kg/s. Nous estimerons les pertes de charge à partir de ces données.

❖ Coûts des fuites d'hélium

D'après [Reboul - Salze, 2002], les fuites peuvent être estimées à 0,01% par jour de la masse d'hélium présente dans le circuit primaire.

Le coût des fuites dépend donc de la durée de fonctionnement et de la masse d'hélium en présence. Comme nous l'avons déjà mentionné, celle-ci est estimée à 4800 kg pour le VHTR.

$$C_{fuites} = c_{iHe} \times \frac{((x_{fuites} / 24) \times m_{He\ primaire})}{\rho_{He}} \times t_e \quad (5.21)$$

où :

- C_{fuites} : coût d'exploitation correspondant aux fuites d'hélium (€/an)
- c_{iHe} : coût unitaire de l'hélium (= 2 €/Nm³)
- x_{fuites} : pourcentage de fuite par jour (%/j)
- $m_{He\ primaire}$: masse d'hélium introduite dans le circuit primaire (= 4800 kg)
- ρ_{He} : masse volumique de l'hélium sous 1 bar et 0°C (= 0,176 kg/m³)
- t_e : durée de fonctionnement (h/an)

5.3.3.5. Coût d'installation

Nous appelons coût d'installation le coût de montage, de mise en œuvre, du circuit d'hélium.

Dans [Chauvel et al., 2001], ce coût s'applique au prix de base (avant l'application des facteurs correctifs liés à la complexité des composants). Ils sont pris en compte sous la forme de facteurs multiplicatifs :

- pour un échangeur de chaleur tubulaire, le facteur vaut 3,22 (inclut les coûts de tuyauteries, vannes, génie civil, structures métalliques, instrumentation, équipement électrique, isolation thermique, peinture, montage, frais indirects de chantier)
- pour les compresseurs centrifuges il est égal à 2,72.

Dans [Peters et al., 2003], la valeur proposée est 15% de l'investissement total. Nous adopterons cette valeur.

$$C_{install} = c_{install} \times (C_{iT} + C_{iCh} + C_{iCb} + C_{iR} + C_{iP} + C_{iI}) \quad (5.22)$$

où :

- $C_{install}$: coût d'installation (€)
- $c_{install}$: pourcentage du coût d'investissement correspondant au coût d'installation (= 15%)
- C_{iT} : coût d'investissement de la turbine (€)
- C_{iCh} : coût d'investissement du compresseur haute pression (€)
- C_{iCb} : coût d'investissement du compresseur basse pression (€)

- C_{iR} : coût d'investissement du récupérateur (€)
 C_{iP} : coût d'investissement du pré-refroidisseur (€)
 C_{iI} : coût d'investissement du refroidisseur intermédiaire (€)

5.3.3.6. Coût de maintenance

Des éléments sont disponibles dans la littérature pour les différents composants.

La turbine nécessite de la maintenance tous les 7 ans (pour effectuer la maintenance de la turbine, on dispose d'une turbine de remplacement qui assure la production dans l'intervalle). Les échangeurs ne demandent de la maintenance qu'en cas d'anomalie. La maintenance du générateur a lieu tous les 6 ans avec une remise à neuf au bout de 15 ans.

Dans tous les cas les périodes de maintenance sont données mais il n'y a pas d'estimation détaillée des coûts.

[Chauvel et al., 2001] effectuent une distinction entre trois types de maintenance (inspection de routine, révisions spécifiques programmées, réparations urgentes et occasionnelles). Pour les industries lourdes (la pétrochimie par exemple), la maintenance est évaluée à 4%/an du coût des installations.

[Peters et al., 2003] présentent une estimation du coût de maintenance (salaires + matériels, en %/an du coût des installations) selon le type de procédé :

- procédés chimiques simples : 2-6% ;
- procédés moyens : 5-9% ;
- procédés complexes (corrosion importante, ...) : 7-11%.

Nous adopterons la valeur de [Chauvel et al., 2001] : 4%/an.

$$C_{maint} = c_{maint} \times (C_{iT} + C_{iCh} + C_{iCb} + C_{iR} + C_{iP} + C_{iI}) \quad (5.23)$$

où :

C_{maint} : coût de maintenance (€/an)

c_{maint} : pourcentage du coût d'investissement correspondant au coût de maintenance (= 4%/an)

C_{iT} : coût d'investissement de la turbine (€)

C_{iCh} : coût d'investissement du compresseur haute pression (€)

C_{iCb} : coût d'investissement du compresseur basse pression (€)

C_{iR} : coût d'investissement du récupérateur (€)

C_{iP} : coût d'investissement du pré-refroidisseur (€)

C_{iI} : coût d'investissement du refroidisseur intermédiaire (€)

5.3.3.7. Scénario

Le système considéré est le système de conversion d'énergie d'un réacteur de quatrième génération. Le scénario retenu reprend donc celui défini par [Generation IV, 2002]. C'est le même que celui que nous avons utilisé au chapitre précédent.

- T_e : nombre d'années de fonctionnement, 30 ans
 T_i : nombre d'années d'investissement, 3 ans selon le scénario d'engagement des dépenses suivant : 10% la première année, 35% la deuxième et 55% la troisième.
 t_e : durée de fonctionnement, 7008 h/an (taux d'exploitation de 80%)
 τ : taux d'actualisation, 6%

La durée de vie des composants est toujours supérieure ou égale à 30 ans. En considérant une période d'exploitation de 30 ans, il n'est pas nécessaire de remplacer les composants.

5.3.4. CONTRAINTES ET DOMAINE DE RECHERCHE

La cuve du réacteur nécessite l'utilisation de certains matériaux. Par conséquent, il est recommandé que la température d'entrée au niveau du réacteur soit inférieure à 490°C ($T_5 \leq 490^\circ\text{C}$ sur la Figure 5.1). Des températures supérieures seraient problématiques selon [Tilliette, 2006]. C'est la seule contrainte que nous prendrons en compte.

Le domaine de recherche est limité par les intervalles de définition des 4 variables de décision. Ces intervalles sont les suivants :

- $T_1 \in [15 ; 35]$ (°C)
- $T_6 \in [750 ; 950]$ (°C)
- $P_1 \in [20 ; 30]$ (bar)
- $\frac{P_2}{P_1} \in [1,5 ; 2]$

5.4. RESULTATS DE L'OPTIMISATION

5.4.1. PREMIERS RESULTATS

Nous donnerons dans ce paragraphe les résultats du problème tel qu'il a été défini dans les parties précédentes du présent chapitre. Dans un premier temps le problème est mono-contraint avec 4 variables de décision. Toutes les notations utilisées se réfèrent à la Figure 5.2 p.155. Rappelons que ces résultats sont obtenus grâce au logiciel d'optimisation *Vizir* basé sur les algorithmes génétiques (cf. Annexe 2 p.223 et [Arnaud et Dumas, 2004]).

5.4.1.1. Coûts et cycle thermodynamique obtenus

Dans le tableau suivant, nous présentons les valeurs obtenues pour les variables de décision (en rappelant leurs intervalles de définition), ainsi que le coût actualisé du kWh_e correspondant.

Variables de décision		
T ₁ (°C)	[15 ; 35]	23,4
T ₆ (°C)	[750 ; 950]	949,6
P ₁ (bar)	[20 ; 30]	21,0
P ₂ / P ₁	[1,5 ; 2]	1,89
Fonction objectif		
CTA (€/kWh _e)		0,0369

Tableau 5.5. Résultats de l'optimisation – cas de référence

On observe tout d'abord que T₆ et P₁ sont proches des bornes de leurs intervalles de définition : il est donc souhaitable de relâcher lesdites bornes.

Il apparaît que le coût minimal correspond à la valeur maximale de la température haute du cycle (T₆). Cela s'explique par le fait qu'augmenter T₆ implique un accroissement du rendement et n'a pas de répercussions sur le coût du circuit d'hélium, tant qu'on ne considère pas un changement de matériau pour les températures élevées.

En revanche, un abaissement de la température basse (T₁) ne garantit pas une réduction de la valeur du coût du kWh_e produit. En effet, diminuer T₁ conduit bien évidemment à augmenter le rendement du cycle, mais également à diminuer les écarts de températures au niveau des refroidisseurs et donc à augmenter leurs coûts. Par exemple, si l'on restreint l'intervalle de définition de T₁ à [15 ; 20], la valeur de T₁ qui conduit à un coût minimal est 20°C. Le coût des refroidisseurs augmente alors de plus de 20%, et malgré l'augmentation du rendement, le coût du kWh_e produit augmente.

En ce qui concerne la pression, on observe une variabilité importante des résultats, ce qui suggère une influence faible de la pression sur le coût obtenu. Ceci est confirmé par la figure suivante :

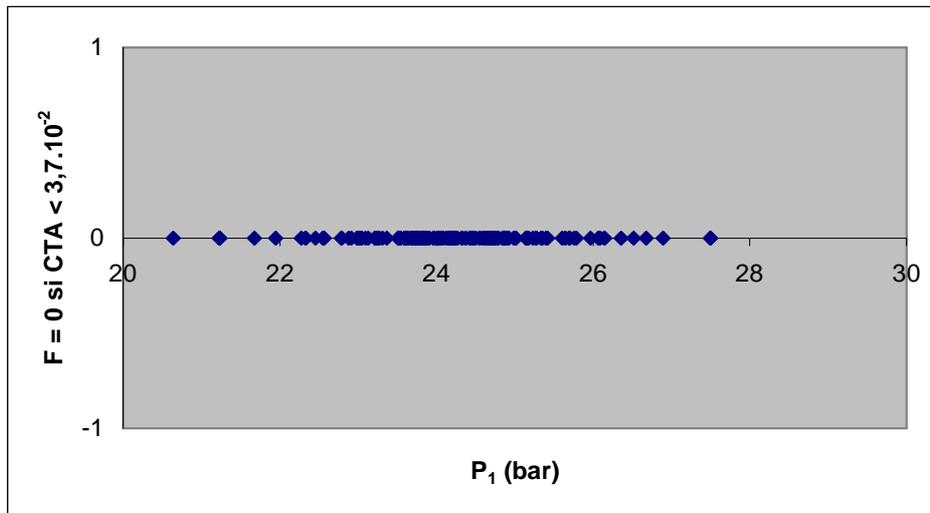


Figure 5.4. Influence de P_1 sur le coût du kWh_e

Les algorithmes génétiques mettent en œuvre une « population d'individus ». A chaque génération la population évolue et l'optimum est atteint lorsque la fonction objectif présente une faible variabilité au sein de la population. Tous les individus de la population sont alors proches de l'optimum.

Sur la Figure 5.4 est représenté un nuage de points (les individus de la population à la fin de l'optimisation) qui correspondent tous à un coût total inférieur à $0,037 \text{ €/kWh}_e$ ¹. On voit que la pression peut alors prendre des valeurs très différentes entre 20,5 et 27,5 bar.

Par ailleurs, on peut noter que l'ordre de grandeur du coût obtenu est correct, bien qu'en lui-même il soit élevé par rapport au coût du kWh_e produit par un réacteur nucléaire de type EPR ($0,0283 \text{ €/kWh}_e$). Les différentes contributions sont détaillées ci-dessous :

Part de l'investissement (C_i)	18,4%
Part du coût de fonctionnement (C_o)	74,8%
Part de la maintenance (C_{maint})	6,8%

Tableau 5.6. Contributions au coût total

On remarque que les parts de l'investissement et de la maintenance sont loin d'être négligeables.

¹ Afin d'étudier l'influence de P_1 , on a recherché l'optimum à ϵ près. Nous détaillerons la démarche pour rechercher une solution à ϵ près au paragraphe 5.4.1.3.

Intéressons-nous de plus près aux deux premiers postes.

Différents termes contribuent au coût d'investissement. Leurs parts relatives sont rassemblées dans le Tableau 5.7 (ce sont bien les contributions au coût d'investissement qui sont reportées et non pas celles au coût total).

Part du coût de la turbine	13,7%
Part du coût du compresseur basse pression	12%
Part du coût du compresseur haute pression	12,3%
Part du coût du récupérateur	12,7%
Part du coût du pré-refroidisseur	9,7%
Part du coût du refroidisseur intermédiaire	9,1%
Part du coût de la tuyauterie	7%
Part du coût d'installation	10,4%
Part du coût d'achat de l'hélium	Négligeable
Part du coût de la source froide	13,1%

Tableau 5.7. Contributions au coût d'investissement

Mis à part le coût d'achat de l'hélium qui est négligeable, ces différents postes occupent des parts quasi équivalentes. On peut cependant remarquer que les composants les plus chers sont la turbine et le récupérateur de chaleur. Le coût de la source froide résulte principalement des installations à mettre en place (très peu du coût de distribution de l'eau de refroidissement). Les parts relatives au refroidisseur intermédiaire et au pré-refroidisseur sont sensiblement voisines.

Regardons à présent les différentes contributions au coût de fonctionnement :

Part de la consommation d'énergie thermique	99,9%
Part du coût de pompage	0,1%
Part du coût des fuites d'hélium	Négligeable

Tableau 5.8. Contributions au coût de fonctionnement

On constate que la consommation d'énergie thermique prédomine très nettement.

Le cycle thermodynamique obtenu est représenté sur la Figure 5.5.

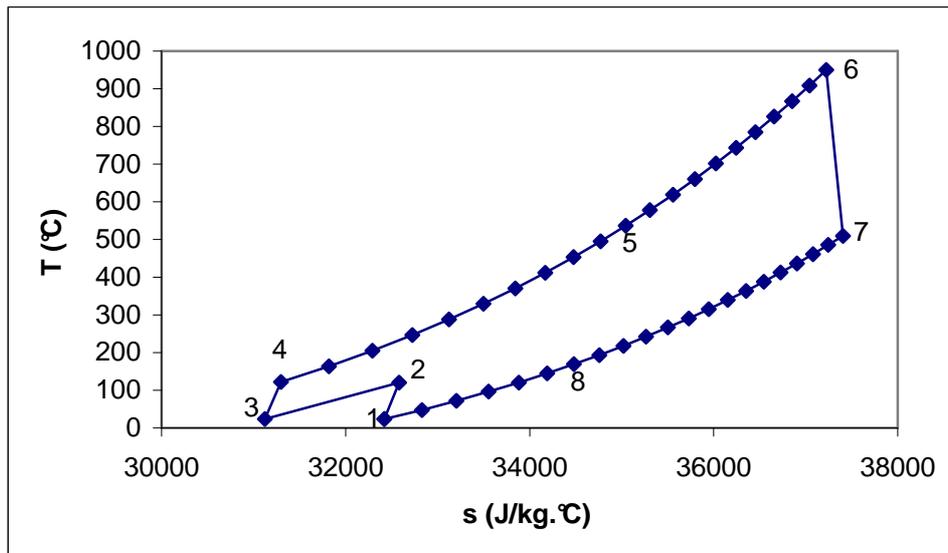


Figure 5.5. Diagramme T-s du cycle optimisé

Ce cycle a un rendement thermodynamique de 53,1% (un rendement net de 51,4%) et délivre 308 MW_e.

Le rendement thermodynamique est le rapport entre la puissance mécanique utile et la puissance thermique fournie au fluide. Le rendement net est le rapport entre la puissance électrique nette (calculée grâce à l'équation (5.5) p.164) et la puissance thermique consommée.

Notons également que la contrainte $T_5 < 490^\circ\text{C}$ est limitante puisque le cycle obtenu aboutit à $T_5 = 490^\circ\text{C}$.

Dans les paragraphes qui suivent, nous comparerons les résultats obtenus à ceux énoncés dans le présent paragraphe que nous appellerons « cas de référence ».

5.4.1.2. Comparaison des résultats avec le cycle VHTR

Comparons les résultats obtenus par l'optimisation au cycle de référence VHTR. Sur la Figure 5.6, le cycle représenté en bleu est tracé d'après [IAEA, 2001]. La température haute T_6 est limitée à 850°C . L'autre cycle est celui que nous obtenons après optimisation en autorisant une température haute maximale de 950°C .

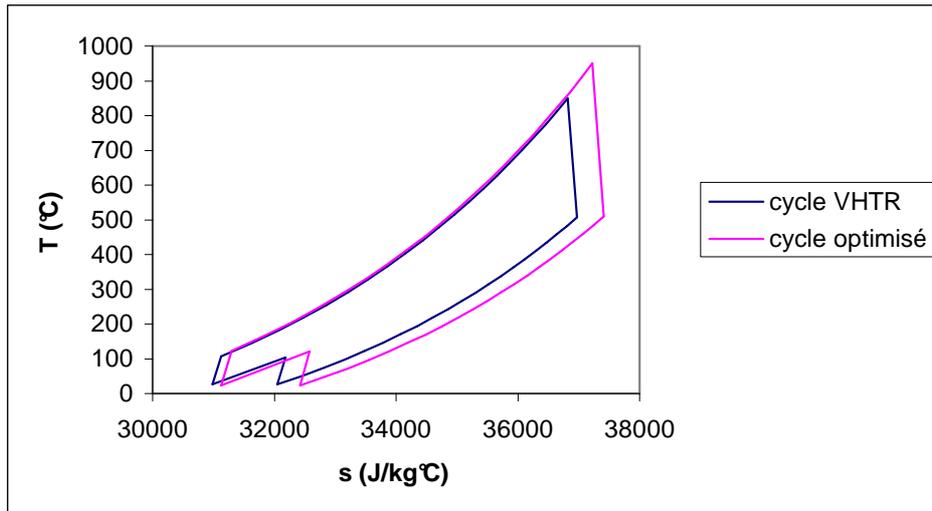


Figure 5.6. Comparaison des diagrammes T-s du VHTR et du cycle optimisé

On constate que la différence notable entre les deux cycles vient de l'écart entre les températures hautes. En effet, le cas du VHTR se limite à une température haute de 850°C pour des raisons ayant trait aux matériaux à mettre en œuvre. Nous avons alors réalisé une optimisation en restreignant T_6 à l'intervalle [750 ; 850]. Le cycle obtenu est représenté en rose sur la Figure 5.7 et comparé avec le cas du VHTR (toujours tracé en bleu d'après [IAEA, 2001]).

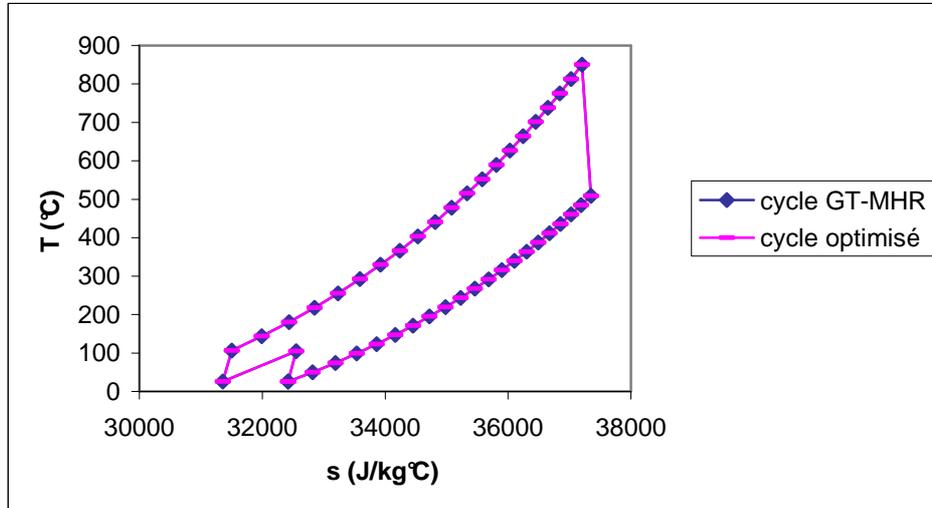


Figure 5.7. Comparaison des diagrammes T-s du cycle optimisé avec une température haute restreinte et du VHTR

En fixant la température haute à 850°C, nous trouvons des résultats très proches. Les résultats de l'optimisation avec une température haute restreinte sont les suivants :

Variables de décision		
T ₁ (°C)	[15 ; 35]	26,0
T ₆ (°C)	[750 ; 850]	850,0
P ₁ (bar)	[20 ; 30]	21,5
P ₂ / P ₁	[1,5 ; 2]	1,68
Fonction objectif		
CTA (€/kWh _e)		0,0395

Tableau 5.9. Résultats de l'optimisation avec une température haute restreinte

Seule P₁ diffère entre le cas VHTR (25,7 bar) et le cycle optimisé (21,5 bar). Cela est probablement dû au fait que cette pression a une faible influence sur le coût et que c'est donc avec d'autres critères qu'elle doit être déterminée.

En termes de performances, le cycle ainsi optimisé produit 293 MW_e avec un rendement net de 48,9%, contre 286 MW_e et 47,7% de rendement pour le cas du VHTR. Ces écarts rentrent dans le cadre de ceux observés lors de la simulation du cycle VHTR par le logiciel *Tugaz* (cf. Annexe 3 p.233).

Enfin, en ce qui concerne le coût, l'étude VHTR annonce un coût de 0,032 \$/kWh_e tandis que nous calculons un coût de 0,0369 €/kWh_e (ou 0,0395 €/kWh_e dans le cas où la température haute est restreinte à l'intervalle [750 ; 850]). Le fait que des scénarios économiques différents sont envisagés (par exemple la durée de vie considérée est de 30 ans pour notre étude et 40 ans dans le cas du VHTR) contribue à expliquer ces écarts.

5.4.1.3. Corrélations entre variables

Les algorithmes génétiques permettent de mettre en évidence l'existence de corrélations entre variables. Pour cela il faut chercher un ensemble de points proches de l'optimum déterminé au préalable et étudier les valeurs obtenues pour les variables de décision. On cherche alors à résoudre : $CTA \leq optimum\ trouvé + \varepsilon$, où ε représente une valeur faible à adapter.

Cela est réalisé en modifiant la fonction objectif, on vise à minimiser F définie de la façon suivante :

- si $CTA \leq optimum\ trouvé + \varepsilon$, alors $F = 0$
- sinon $F = CTA - (optimum\ trouvé + \varepsilon)$.

La Figure 5.8 (qui est une projection dans l'espace des variables) examine la possibilité de corrélation entre les valeurs optimales de P₁ et du rapport de compression. On constate que le nuage de points ne présente pas de direction privilégiée : il est horizontal. Cette corrélation n'existe pas.

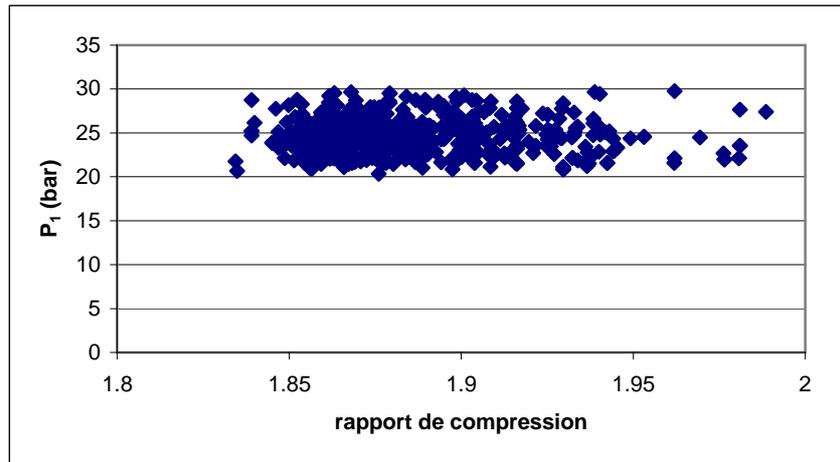


Figure 5.8. Corrélation P_1 - rapport de compression

Sur la Figure 5.9 en revanche, on observe une inclinaison du nuage de points. La corrélation entre la température haute du cycle et le rapport de compression est confirmée en calculant le coefficient de corrélation entre les deux variables grâce au tableur Excel : il vaut 0,74.

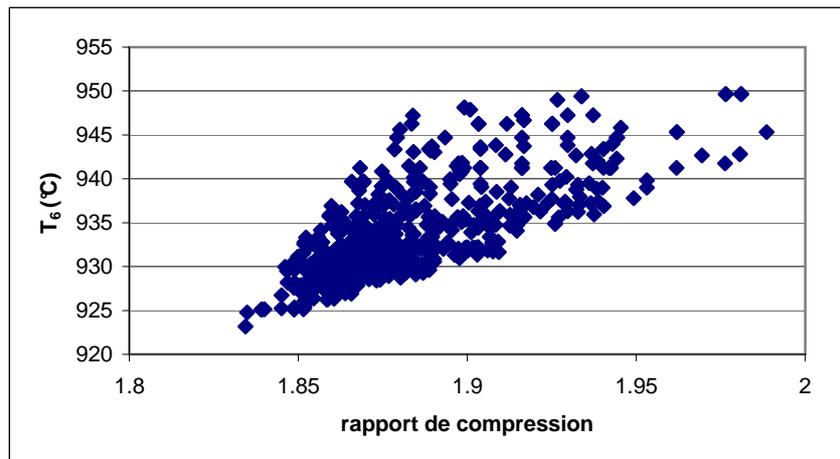


Figure 5.9. Corrélation T_6 - rapport de compression

On peut proposer une explication à cette corrélation.

Il existe une contrainte sur T_5 ($T_5 < 490^\circ\text{C}$) qui est limitante puisque le cycle obtenu aboutit à $T_5 = 490^\circ\text{C}$.

Augmenter T_6 conduit à augmenter T_5 . En effet, si l'on fixe tous les autres paramètres du cycle et que l'on augmente T_6 , le rapport de détente n'est pas modifié (les deux valeurs de pression sont inchangées), mais la température au début de la détente est plus élevée. Cela conduit à une température en fin de détente (T_7) elle aussi plus élevée. Comme T_5 est évaluée à partir de T_4 et de T_7 , et que T_4 est inchangée, T_5 augmente.

Un moyen de contrebalancer l'effet de l'augmentation de T_6 est alors d'augmenter le taux de compression.

Détaillons cette affirmation (on utilisera les notations de la Figure 5.2). On considère P_1 , T_1 et T_6 fixées et l'on examine l'effet de l'augmentation du rapport de compression. A P_1 fixée, l'augmentation du rapport de compression accroît P_2 . P_3 se calcule à partir de P_2 en utilisant les pertes de charges dans le refroidisseur intermédiaire. Cela conduit donc à augmenter P_3 , ainsi que P_4 . P_6 est déduite de P_4 à partir des pertes de charges de la branche haute pression. P_6 augmente donc également. D'autre part, P_7 est calculée en utilisant la valeur de P_1 et les pertes de charge de la branche basse pression. P_7 n'est donc pas modifiée. On aboutit à la situation suivante : P_7 n'est pas modifiée et P_6 est plus forte. Le rapport de détente est plus grand : comme T_6 est constante, T_7 est plus faible. T_5 est évaluée à partir de T_4 et de T_7 , et bien que T_4 augmente également avec le rapport de compression, la diminution de T_7 conduit à celle de T_5 .

Le fait d'augmenter le rapport de compression, tout autre paramètre fixé, aboutit donc à diminuer la valeur de la température en entrée de réacteur.

5.4.1.4. Robustesse de la solution

Il est intéressant d'étudier la robustesse de la solution, à savoir peut-on s'écarter des valeurs obtenues pour les variables de décision sans trop s'écarter du minimum de la fonction objectif. Cela peut être déterminé en modifiant la fonction objectif de la même façon que celle énoncée au paragraphe 5.4.1.3 et en étudiant les projections dans l'espace des variables. Les deux figures suivantes représentent des nuages de points correspondant à un coût inférieur à 0,0375 €/kWh_e, soit un écart par rapport à l'optimum inférieur à 2%.

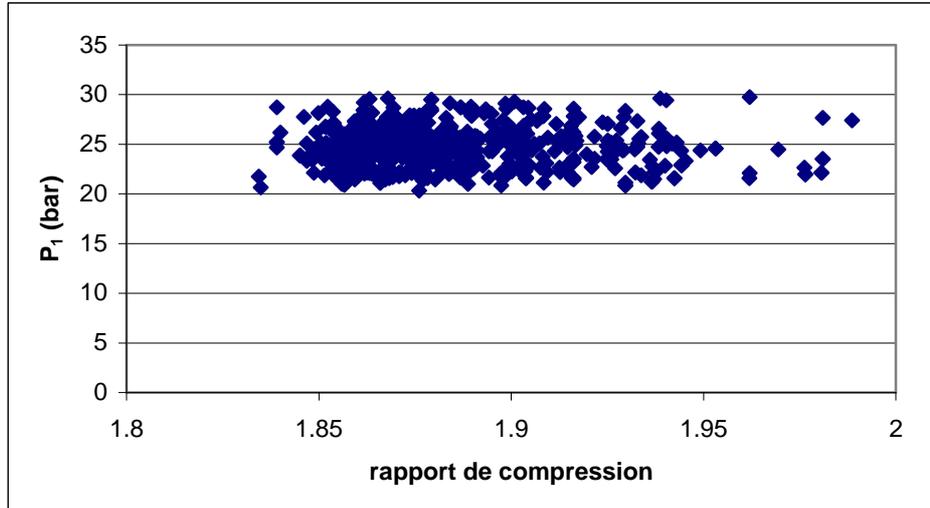


Figure 5.10. Robustesse de la solution (écart de 2% par rapport à l'optimum) - P_1 , rapport de compression

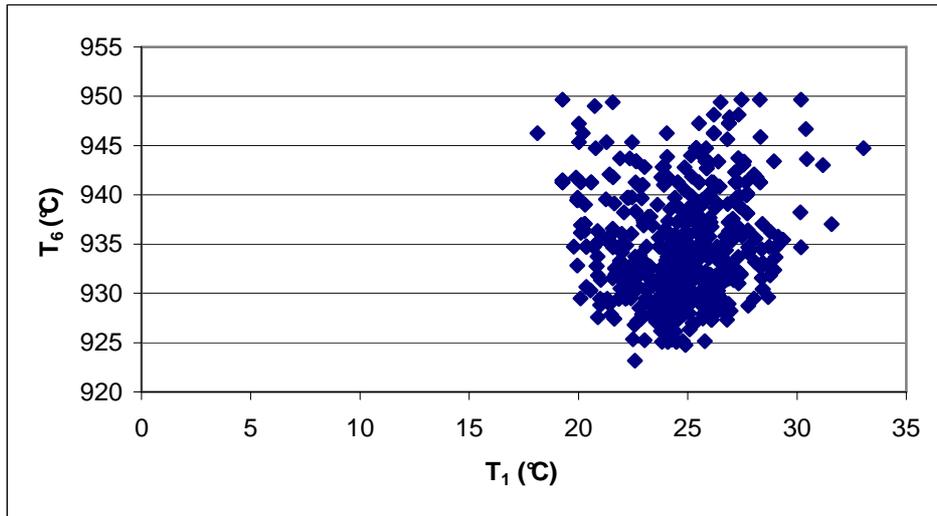


Figure 5.11. Robustesse de la solution (écart de 2% par rapport à l'optimum) - T_1 , T_6

En ce qui concerne P_1 , l'intervalle [20 ; 30] est largement couvert : on retrouve le fait que cette pression n'influe pas sur le coût du kWh_e produit. T_1 couvre également une gamme de valeurs relativement large allant de 20°C à 30°C.

T_6 et le rapport de compression se concentrent plus autour de certaines valeurs : respectivement entre 925°C et 945°C (à comparer à l'intervalle de définition de T_6 large de 200°C), et entre 1,85 et 1,94. Il faut souligner que si l'on observe assez peu de points proches de 950°C pour T_6 , c'est que l'algorithme d'optimisation ne favorise pas les bornes des intervalles au cours de la recherche.

Si l'on réduit l'écart avec l'optimum en s'intéressant aux points conduisant à un coût inférieur à seulement 0,037 €/kWh_e, on obtient les deux figures suivantes :

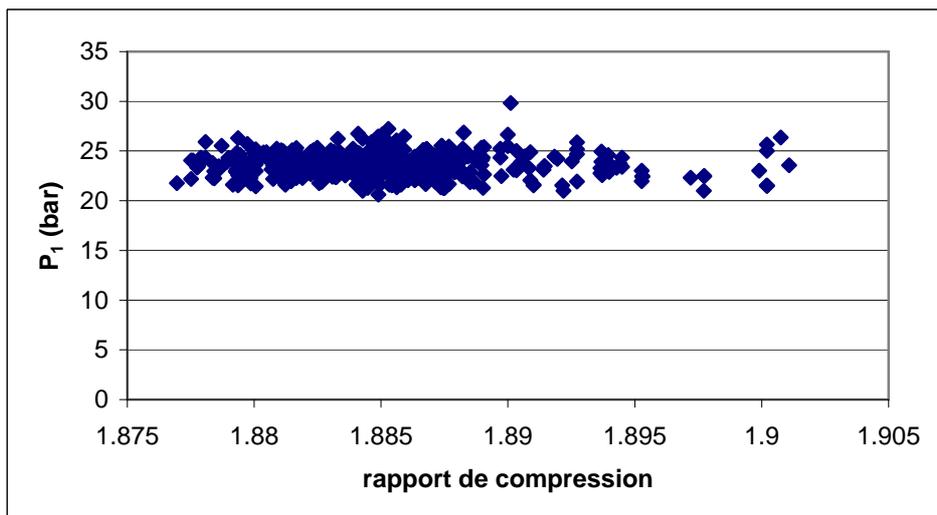


Figure 5.12. Robustesse de la solution (écart de 0,5% par rapport à l'optimum) - P_1 , rapport de compression

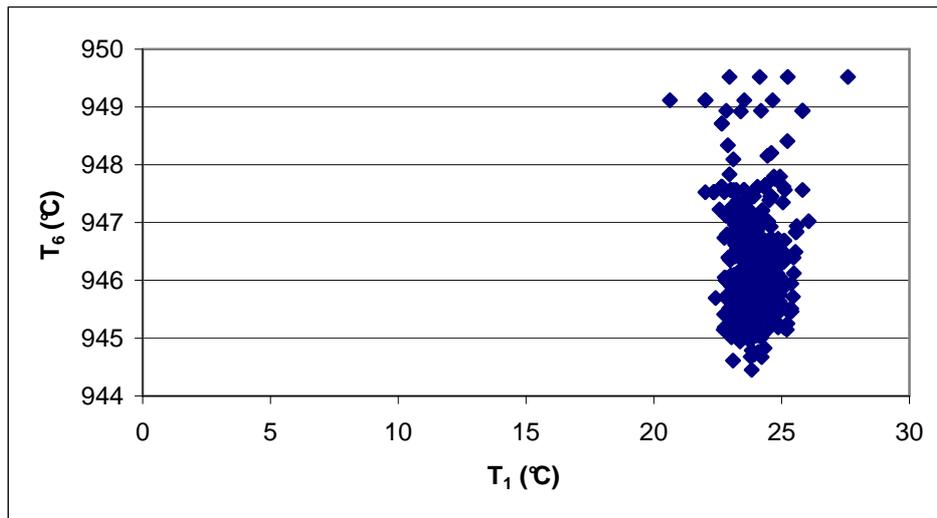


Figure 5.13. Robustesse de la solution (écart de 0,5% par rapport à l'optimum) - T_1 , T_6

P_1 couvre toujours un intervalle large allant de 21 bar à 27 bar.

Pour les autres variables les écarts se resserrent : le rapport de compression est compris entre 1,877 et 1,895, T_1 entre 22,5°C et 25,5°C et T_6 entre 945°C et 948°C. On observe toujours un petit écart avec la borne fixée à 950°C.

On constate donc qu'en fonction du coût que l'on souhaite atteindre, on dispose d'une certaine marge de manœuvre dans le choix des variables. Ce choix pourra être influencé par d'autres critères et offre ainsi une certaine souplesse de conception.

5.4.2. ETUDES COMPLEMENTAIRES

Dans cette section nous avons légèrement modifié la définition du problème afin de déterminer l'influence de la température d'entrée de la source froide, des intervalles de définition, de la contrainte sur T_5 et du choix d'imposer l'égalité entre les deux rapports de compression et entre T_1 et T_3 (en l'absence de ces égalités on aura 5 variables de décision). Les résultats seront comparés à ceux détaillés dans le paragraphe 5.4.1.1.

Nous nous intéresserons aussi à l'approche multi-objectif.

5.4.2.1. Influence de la source froide

La température d'entrée de l'eau de refroidissement est prise égale à 20°C (au lieu de 15°C). Cela influe sur les facteurs correctifs du coût d'investissement de la source froide, liés à la variation de température de l'eau dans les refroidisseurs, qui valent alors 3,7 et 3,3 (au lieu de 3,9 et 3,6). Les résultats obtenus sont présentés dans le Tableau 5.10. Ceux du cas de référence sont rappelés en italique entre parenthèses.

Variables de décision		
T_1 (°C)	[15 ; 35]	27,9 (23,4)
T_6 (°C)	[750 ; 950]	949,3 (949,6)
P_1 (bar)	[20 ; 30]	21,7 (21,0)
P_2 / P_1	[1,5 ; 2]	1,89 (1,89)
Fonction objectif		
CTA (€/kWh _e)		0,0374 (0,0369)

Tableau 5.10. Influence de la source froide

Puisque la température d'entrée de la source froide est augmentée, la température basse du cycle l'est aussi. On retrouve avec ces résultats le fait que la température basse du cycle n'a pas intérêt à être minimale. Elle doit être suffisante pour ne pas engendrer de surcoûts démesurés pour les refroidisseurs.

Par rapport au cas de référence, le coût global des composants est conservé. Malgré la diminution des facteurs correctifs, l'investissement lié à la source froide augmente de 5% en raison du nouveau débit d'eau nécessaire. Parallèlement, le rendement diminue (l'augmentation de T_1 est défavorable) : il vaut 50,75% au lieu de 51,4%. Tout cela entraîne une augmentation du coût du kWh_e produit. Notons également que l'augmentation du débit d'eau accroît les pertes de charge et donc les coûts de pompage : leur contribution au coût de fonctionnement s'élève mais reste néanmoins très modeste (0,2%).

5.4.2.2. Elargissement des intervalles de définition

La valeur qui a été obtenue pour P_1 dans le cas de référence est proche de la borne inférieure de son intervalle de définition, mais nous avons vu que la pression influe peu sur le coût du kWh_e produit. En conséquence, nous ne nous attarderons pas plus sur cette variable.

La température haute du cycle est, quant à elle, collée à la borne supérieure de son intervalle de définition. Nous allons donc reculer cette borne et étudier son influence sur le coût obtenu ainsi que sur les valeurs des variables de décision.

Si l'on repousse successivement la limite à 1000°C puis à 1100°C, nous obtenons les résultats suivants (les résultats obtenus pour le cas de référence sont rappelés entre parenthèses) :

Variables de décision		
T_1 (°C)	[15 ; 35]	23,0 (23,4)
T_6 (°C)	[750 ; 1000]	1000,0 (949,6)
P_1 (bar)	[20 ; 30]	22,0 (21,0)
P_2 / P_1	[1,5 ; 2]	1,99 (1,89)
Fonction objectif		
CTA (€/kWh _e)		0,0359 (0,0369)

Tableau 5.11. Résultats de l'optimisation, $T_6 < 1000^\circ\text{C}$

Variables de décision		
T ₁ (°C)	[15 ; 35]	23,1 (23,4)
T ₆ (°C)	[750 ; 1100]	998,0 (949,6)
P ₁ (bar)	[20 ; 30]	20,5 (21,0)
P ₂ / P ₁	[1,5 ; 2]	1,99 (1,89)
Fonction objectif		
CTA (€/kWh _e)		0,0359 (0,0369)

Tableau 5.12. Résultats de l'optimisation, T₆ < 1100°C

On constate avec le Tableau 5.11 que T₆ prend la valeur maximale possible : 1000°C et que le rapport de compression augmente également. Par contre, si l'on repousse la borne à 1100°C, les valeurs prises par les variables de décision ne sont pas modifiées par rapport au cas T₆ < 1000°C (les écarts observés ne sont pas significatifs). Le rapport de compression est sur la borne supérieure de son intervalle de définition.

Augmentons simultanément les bornes supérieures pour T₆ et le rapport de compression. Les résultats sont présentés dans les deux tableaux suivants :

Variables de décision		
T ₁ (°C)	[15 ; 35]	21,5 (23,4)
T ₆ (°C)	[900 ; 1100]	1100,0 (949,6)
P ₁ (bar)	[20 ; 30]	21,7 (21,0)
P ₂ / P ₁	[1,5 ; 3]	2,21 (1,89)
Fonction objectif		
CTA (€/kWh _e)		0,0340 (0,0369)

Tableau 5.13. Résultats de l'optimisation, T₆ < 1100°C et P₂ / P₁ < 3

Variables de décision		
T ₁ (°C)	[15 ; 35]	20,8 (23,4)
T ₆ (°C)	[900 ; 1200]	1200,0 (949,6)
P ₁ (bar)	[20 ; 30]	20,6 (21,0)
P ₂ / P ₁	[1,5 ; 3]	2,44 (1,89)
Fonction objectif		
CTA (€/kWh _e)		0,0332 (0,0369)

Tableau 5.14. Résultats de l'optimisation, T₆ < 1200°C et P₂ / P₁ < 3

On constate que T₆ se retrouve cette fois-ci sur la borne supérieure de son intervalle de définition et que le rapport de compression augmente lui aussi.

Proposons une interprétation à ces résultats.

Augmenter T₆ revient à diminuer le coût car alors :

- le rendement du cycle augmente (et donc la production d'électricité puisque la consommation d'énergie thermique est fixe) ;
- la puissance transférée dans les échangeurs thermiques diminue sensiblement - en particulier dans le récupérateur - car le débit d'hélium est le rapport de la puissance thermique délivrée par le réacteur nucléaire (constante) par la différence de

température aux bornes du réacteur ($T_6 - T_5$, T_5 est limitée à 490°C par la contrainte). Un débit plus faible conduit à une puissance échangée plus faible et donc à un coût réduit pour les échangeurs ;

- le modèle n'inclut pas de surcoût pour la turbine lorsque la température haute du cycle s'élève.

Cependant, en raison de la corrélation entre T_6 et le rapport de compression liée à la contrainte imposée à T_5 , si ce dernier est borné, il arrive un moment où augmenter T_6 n'est plus intéressant. En effet, si l'on augmente T_6 sans augmenter le rapport de compression, il arrive un moment où la contrainte $T_5 < 490^\circ\text{C}$ ne peut plus être satisfaite.

On remarque également une diminution de la température basse (T_1). Puisque les puissances diminuent très sensiblement avec l'augmentation de T_6 , on peut autoriser une diminution de T_1 qui tend à augmenter les puissances des refroidisseurs mais contribue également à augmenter le rendement.

A l'heure actuelle, la température maximale envisagée pour T_6 semble être 1000°C .

5.4.2.3. Relâchement de la contrainte sur T_5

La contrainte sur T_5 est limitante : le cycle thermodynamique obtenu aboutit à $T_5 = 490^\circ\text{C}$. Examinons ce qui se passe lorsque l'on relâche cette contrainte (les résultats obtenus pour le cas de référence sont rappelés entre parenthèses) :

Variables de décision		
T_1 ($^\circ\text{C}$)	[15 ; 35]	26,4 (23,4)
T_6 ($^\circ\text{C}$)	[750 ; 950]	950,0 (949,6)
P_1 (bar)	[20 ; 30]	21,2 (21,0)
P_2 / P_1	[1,5 ; 3]	1,67 (1,89)
Fonction objectif		
CTA ($\text{€}/\text{kWh}_e$)		0,0365 (0,0369)

Tableau 5.15. Résultats de l'optimisation, contrainte $T_5 < 490^\circ\text{C}$ relâchée

Ajoutons que la valeur de T_5 s'équilibre autour de 560°C .

Il est intéressant de pouvoir augmenter T_5 , car cela permet une augmentation de la production. En effet, par rapport au cas de référence, la consommation d'énergie thermique est constante, de même que T_6 . Quand on augmente T_5 , on augmente le débit d'hélium et donc les différentes puissances des machines.

Cependant cela a une limite (T_5 ne dépasse pas 560°C). Une élévation la puissance des machines conduit aussi à une élévation de leurs coûts. Cela est particulièrement visible sur le coût du récupérateur de chaleur qui gagne 17%, occupant ainsi la part la plus importante de l'investissement. Le récupérateur représente alors 14,7% de l'investissement devant la turbine (13,3% de l'investissement). Il y a donc un équilibre à réaliser entre l'augmentation du coût des composants et l'augmentation de la production.

En ce qui concerne les variables de décision, on constate que le rapport de compression diminue, et que la température basse du cycle augmente. La diminution du rapport de compression agit dans le sens d'une diminution des puissances de la turbine et des compresseurs et donc de leurs coûts. Dans le même sens, une augmentation de T_1 contribue à diminuer la puissance des refroidisseurs et donc également leurs coûts. Cela vient contrebalancer l'effet de l'augmentation du débit.

Au final l'investissement total augmente de 1,4% par rapport au cas de référence, et la production annuelle de 1,5% : le coût de production diminue.

Notons que cette contrainte ne peut pour l'instant pas être relâchée pour des raisons techniques. Les recherches se dirigent plutôt à l'heure actuelle vers une diminution de T_5 .

5.4.2.4. Modification du cycle de Brayton

Dans le cas de référence, nous avons imposé l'égalité entre les deux rapports de compression et entre T_1 et T_3 . Dans ce paragraphe, nous ne l'imposons plus.

$$\diamond \quad T_1 \neq T_3$$

T_1 et T_3 peuvent être différentes, mais les rapports de compressions restent égaux.

Les résultats obtenus sont les suivants (les résultats obtenus pour le cas de référence sont rappelés entre parenthèses) :

Variables de décision		
T_1 (°C)	[15 ; 35]	23,7 (23,4)
T_3 (°C)	[15 ; 35]	24,0 (23,4)
T_6 (°C)	[750 ; 950]	950,0 (949,6)
P_1 (bar)	[20 ; 30]	20,4 (21,0)
P_2 / P_1	[1,5 ; 2]	1,89 (1,89)
Fonction objectif		
CTA (€/kWh _e)		0,0369 (0,0369)

Tableau 5.16. Résultats de l'optimisation, $T_1 \neq T_3$

T_1 et T_3 sont assez proches mais on n'observe pas de corrélation entre les deux variables. T_3 est légèrement supérieure à T_1 .

Les résultats sont très peu modifiés (écarts de 1 à 2,5% sur les températures basses par rapport au cas de référence) : on peut donc imposer $T_1 = T_3$ sans influencer notablement sur le cycle obtenu.

$$\diamond \quad (P_2 / P_1) \neq (P_4 / P_3)$$

T_1 et T_3 sont égales. Les rapports de compression peuvent être différents. Les résultats obtenus sont présentés dans le Tableau 5.17 :

Variables de décision		
T_1 (°C)	[15 ; 35]	23,8 (23,4)
T_6 (°C)	[750 ; 950]	949,0 (949,6)
P_1 (bar)	[20 ; 30]	20,7 (21,0)
P_2 / P_1	[1,5 ; 2]	1,89 (1,89)
P_4 / P_3	[1,5 ; 2]	1,88 (1,89)
Fonction objectif		
CTA (€/kWh _e)		0,0369 (0,0369)

Tableau 5.17. Résultats de l'optimisation, $(P_2 / P_1) \neq (P_4 / P_3)$

Les rapports de compression sont corrélés.

L'écart entre rapports de compression est assez faible ainsi que les répercussions sur le coût et le cycle thermodynamique. On pourra donc fixer $(P_2 / P_1) = (P_4 / P_3)$; ce qui correspond à un mode de conception classique ([Tilliette, 2006]).

5.4.2.5. Optimisation multi-objectif

❖ Notions pour l'optimisation multi-objectif

Un des nombreux avantages des algorithmes génétiques est la possibilité de réaliser des optimisations multi-objectifs ou multi-critères (cf. Annexe 2 p.223 et [Dumas, 2002]).

Dans un problème mono-critère la solution recherchée est l'optimum global. Dans un problème multi-critère, la notion d'optimum global n'a plus de sens. Le résultat de l'optimisation n'est plus unique, mais on dispose alors d'un ensemble de solutions compétitives entre elles (non dominées). Si l'on considère deux solutions de cet ensemble et si l'une de ces deux solutions est meilleure que l'autre pour un des critères, alors l'autre solution sera également meilleure que la première sur un autre critère.

Rappelons la formulation de la **relation de dominance** pour un problème de minimisation ([Dumas, 2002]) :

$x_1 \in A$ domine $x_2 \in A$ si et seulement si :

1. $\forall j \in \{1, k\} | f_j(x_1) \leq f_j(x_2)$
2. $\exists j_0 \in \{1, k\} | f_{j_0}(x_1) < f_{j_0}(x_2)$

Les fonctions f_j pour $j \in \{1, k\}$ sont les critères de l'optimisation. A est l'ensemble des solutions admissibles (qui vérifient les contraintes). Si l'une de deux conditions énoncées est violée, x_1 ne domine pas x_2 .

Les solutions non dominées, c'est-à-dire les solutions qui dominent les autres mais ne se dominant pas entre elles, sont dites optimales au sens de Pareto.

L'ensemble de ces solutions forme la **zone de Pareto**, sous-ensemble de l'ensemble des solutions admissibles ([Dumas, 2002]).

L'image de la zone de Pareto dans l'espace des critères forme le **front de Pareto** ou surface de compromis.

Une solution sera dite optimale pour un problème multi-critère si elle est optimale au sens de Pareto. Une méthode d'optimisation multi-critère devra donc fournir toutes les solutions optimales au sens de Pareto, c'est-à-dire fournir l'ensemble des points de la zone de Pareto.

Au paragraphe suivant nous avons appliqué la méthode d'optimisation multi-critère au problème du circuit d'hélium d'un VHTR.

❖ Optimisation bi-objectif du circuit d'hélium d'un VHTR

Nous nous restreindrons à **deux objectifs** : d'une part le **coût total actualisé** tel que nous l'avons défini au paragraphe 5.3.3.1 p.163, et d'autre part le **rendement net** du cycle qui est égal au rapport entre la puissance électrique nette produite (formulée dans l'équation (5.5) p.164) et la puissance thermique consommée.

Les variables de décision sont celles du cas de référence, présentées p.160. Les contraintes et les intervalles de définition pour les variables de décision ne sont pas modifiés par rapport au cas de référence.

Les résultats sont présentés sur la figure suivante :

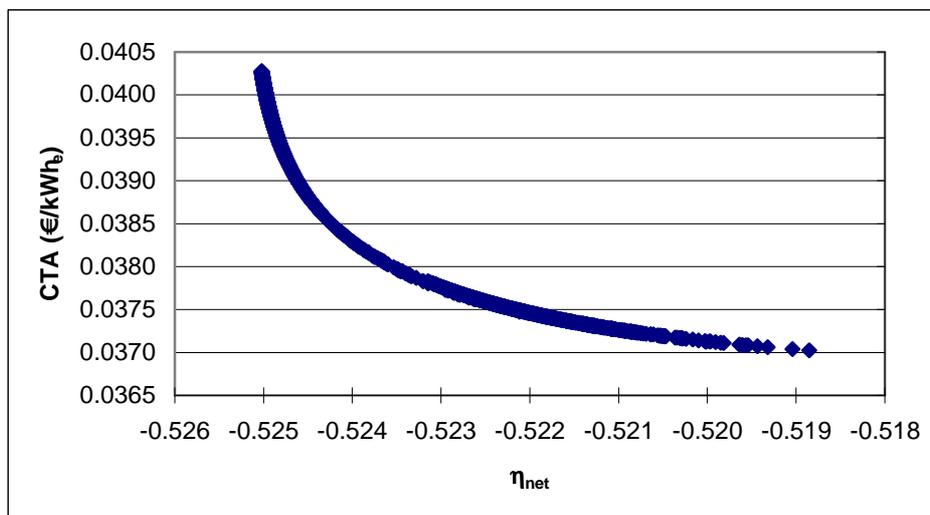


Figure 5.14. Résultats de l'optimisation bi-critère

Les points résultant de l'optimisation sont reportés en fonction de deux axes : un par objectif (on utilise en fait l'opposé du rendement car on souhaite maximiser le rendement net, donc minimiser son opposé). Cette figure est le front de Pareto pour notre problème.

Tous les points représentés sont non dominés, c'est-à-dire que quels que soient deux points de cette figure, si l'un est meilleur en termes de coûts, il sera moins performant pour le rendement net.

A l'extrémité droite du front de Pareto on trouve le point ayant le coût total minimal mais le plus mauvais rendement (à savoir l'optimum calculé au paragraphe 5.4.1.1 p.176).

A l'autre extrémité est représenté le point correspondant au meilleur rendement mais également au coût le plus élevé.

Entre les deux extrêmes se trouvent plusieurs solutions qui permettent d'effectuer un compromis entre coût et rendement.

Il est possible par exemple de connaître les répercussions d'une certaine augmentation du rendement sur le coût du kWh_e produit. Pour le cas étudié, une augmentation de 9% du coût permet de gagner 0,6 point sur le rendement net du cycle. Cela est réalisé en abaissant la température basse du cycle (les valeurs des autres variables de décision restent constantes).

On pourrait réaliser le même exercice en utilisant d'autres objectifs : rendement exergetique (qui se calcule ici comme le rapport entre la puissance électrique produite par la variation d'exergie de l'hélium au passage dans le réacteur nucléaire), puissance nette délivrée, coût d'investissement...

Soulignons qu'il semble préférable – lorsque cela est possible – de se limiter à deux objectifs. En effet l'interprétation du front de Pareto pour de nombreux objectifs peut s'avérer loin d'être évidente.

Ce type d'optimisation ouvre des perspectives très intéressantes dans un contexte de développement durable. On pourrait en effet concevoir des systèmes en recherchant simultanément un coût minimal et un impact sur l'environnement également minimal.

5.5. ETUDE DE SENSIBILITE

Comme nous l'avons mentionné à plusieurs reprises au cours de la définition du problème, la valeur de certains paramètres prête à discussion. Il serait donc pertinent d'effectuer des études de sensibilité pour ces différents paramètres (énumérés ci-dessous).

Ces études de sensibilité ont été réalisées en collaboration avec Pol-Hervé Floch, stagiaire au SERMA/LTED du 1^{er} septembre 2005 au 26 février 2006 ([Floch, 2005]). P.H. Floch a également étudié l'influence de la durée d'exploitation et du taux d'actualisation.

Nous détaillons dans un premier temps les paramètres étudiés avant de reporter les principaux résultats de l'étude de sensibilité.

5.5.1. PARAMETRES DE L'ETUDE

- l'efficacité du récupérateur

Sa valeur a une influence non négligeable sur les performances du cycle et la valeur retenue en accord avec [IAEA, 2001] est élevée (0,95).

Il serait utile d'étudier des valeurs plus raisonnables (une valeur de 0,85 était recommandée par [Maréchal, 2005]).

- le rendement de la turbine, des compresseurs, de l'alternateur

Les valeurs proposées par [IAEA, 2001] et retenues pour notre étude sont élevées (cf. paragraphe 5.3.1). Une étude de sensibilité étudie leur influence.

- la puissance thermique délivrée par le réacteur nucléaire

[IAEA, 2001] mentionne le fait que des pertes thermiques sont occasionnées au niveau du système de refroidissement du cœur et de celui du système d'arrêt. Seulement 595 MW_{th} seraient disponibles pour le cycle.

Ces pertes ont été négligées en première approximation (nous avons considéré une puissance de 600 MW_{th}). Elles font l'objet d'une étude de sensibilité.

- la fraction de débit dédiée à la climatisation (entre 0 et 10%, plus fréquemment entre 2% et 4%)

Il est probablement nécessaire de faire intervenir un débit de climatisation pour des températures hautes supérieures à 850°C.

La turbine est alors soumise à des conditions sévères qui devraient être prises en compte soit par un surcoût d'investissement ou bien par l'intervention obligatoire d'un débit de climatisation, ou encore par la réduction de la durée de vie de la turbine.

- le coût d'installation, le coût de maintenance et le coût de la tuyauterie

Ces coûts sont pris en compte comme des fractions du coût d'investissement. Une étude de sensibilité étudie les modifications induites par le choix de différentes valeurs.

- le coût unitaire de l'hélium

Celui-ci risque de doubler voire tripler en quelques années car aujourd'hui, étant considéré comme un sous-produit du gaz naturel, son prix ne reflète pas tous les coûts de production. Une étude de sensibilité est justifiée.

Dans un deuxième temps, d'autres paramètres peuvent également faire l'objet d'une étude de sensibilité :

- les pertes de charge relatives totales sur les branches haute et basse pression,
- les pertes de charge relatives lors du refroidissement entre les compressions,
- la puissance consommée par les auxiliaires ([Tilliette, 2006] préconise un minimum de 1% de la puissance électrique produite),
- la puissance consommée par les paliers ([Tilliette, 2006] suggère une valeur de 1% de la puissance électrique),
- les différents coûts unitaires ou de référence des composants (turbine, compresseurs, échangeurs) ; le coefficient de transfert thermique pour les refroidisseurs (entre 50 et 100 W/(m².°C) : cela double le coût des refroidisseurs).

5.5.2. RESULTATS DE L'ETUDE DE SENSIBILITE

- l'efficacité et le coefficient de transfert thermique du récupérateur

L'influence de l'efficacité sur le coût du kWh_e n'est pas linéaire. Augmenter l'efficacité permet de diminuer le coût total, mais dans une certaine mesure seulement. En effet, quand on augmente l'efficacité, cela conduit à diminuer les différences de températures de l'échangeur (les pincements) et donc à augmenter la surface, et par là le coût du récupérateur. [Floch, 2005] a montré qu'il existe une valeur optimale de l'efficacité pour le modèle défini : 0,94 (très proche de la valeur prise en compte dans le modèle).

Pour ce qui est du coefficient de transfert thermique du récupérateur, l'augmenter conduit à diminuer le coût de production de l'électricité (0,15 10⁻² €/kW/(m²°C)) mais n'a pas de répercussions sur les valeurs optimales des variables de décision.

- le rendement de la turbine, des compresseurs, de l'alternateur

Ces rendements ont une influence linéaire sur le coût final. Comme on pouvait s'y attendre, [Floch, 2005] a montré que l'augmentation de l'un de ces rendements induit une diminution du coût total (1,8.10⁻⁴ €/° pour les compresseurs, 4.10⁻⁴ €/° pour la turbine et 4,6.10⁻⁴ €/° pour l'alternateur).

Notons que seule une modification du rendement de la turbine implique une modification de la valeur optimale de certaines variables de décision. La température basse augmente de 1°C et le rapport de compression diminue de 0,05 si ce rendement augmente de 0,05.

- la puissance thermique délivrée par le réacteur nucléaire

Si la puissance thermique délivrée par le réacteur est plus faible, le coût augmente légèrement (4,3.10⁻⁶ €/MW). Cependant les valeurs optimales des variables de décision ne sont pas modifiées.

- **la fraction de débit dédiée à la climatisation**

La climatisation est envisagée pour une température haute supérieure à 850°C. [Floch, 2005] a montré que si l'on impose un débit de climatisation supérieur à 6%, alors il est plus rentable de baisser la température en entrée de turbine de 950°C à 850°C et de ne pas climatiser. En effet, faire intervenir un débit de climatisation important réduit fortement le débit dans le circuit et donc la production.

Pour un débit de climatisation inférieur à 6% du débit total, le coût du kWh_e augmente de $4 \cdot 10^{-4}$ € pour 1% de climatisation supplémentaire.

Pour un débit de climatisation supérieur à 6%, les variables de décision suivent les modifications correspondant au cas où la température haute du cycle est limitée à 850°C (cf. paragraphe 5.4.1.2 p.179) – ce qui est logique puisque la température haute du cycle est alors abaissée à 850°C.

- **le coût installation, le coût de maintenance et le coût de la tuyauterie**

L'augmentation de ces coûts implique une augmentation du coût total, la plus notable résultant de l'augmentation du coût de maintenance ($6,3 \cdot 10^{-2}$ €/%), celui-ci intervenant tous les ans alors que le coût d'installation ou de la tuyauterie n'est mis en jeu que pendant la période d'investissement.

Une augmentation du coût de maintenance induit une légère augmentation de la température basse du cycle (0,4°C pour une augmentation de 1% du pourcentage du coût d'investissement correspondant au coût de maintenance).

- **le coût unitaire de l'hélium et son taux de fuites**

Ils ont un impact insignifiant sur le coût du kWh_e. Ce résultat est logique étant donné la part négligeable du coût des fuites d'hélium dans le coût de fonctionnement total.

- **les pertes de charge**

Les pertes de charge qui interviennent dans les différentes parties du circuit ont une très faible influence que ce soit sur le coût total ou sur les valeurs optimales des variables de décision.

- **la puissance consommée par les auxiliaires et les paliers**

La puissance consommée par les auxiliaires et les paliers influe très peu sur le coût obtenu, et en aucune façon sur les valeurs optimales des variables de décision dans le cadre de notre modèle.

- **les différents coûts unitaires ou de référence des composants (turbine, compresseurs, échangeurs)**

Une augmentation des coûts unitaires se traduit logiquement par une augmentation du coût total de l'électricité produite. En revanche, seule une augmentation du coût unitaire des refroidisseurs entraîne une modification des valeurs optimales des variables de décision : la température basse augmente légèrement (de 2°C pour une augmentation du coût unitaire de 30%), les autres variables restent inchangées.

- le coefficient de transfert thermique pour les refroidisseurs

Le coefficient de transfert thermique des refroidisseurs influence fortement le coût : une augmentation de $1 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{°C})$ conduit à une diminution du coût de $2,5 \cdot 10^{-2} \text{ €}$. Cependant dans la gamme d'incertitude envisagée (coefficient compris entre 50 et $100 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$), cela correspond à une incertitude sur le coût de $1,25 \cdot 10^{-4} \text{ €}$ - ce qui est relativement faible.

La température basse du cycle est également modifiée par une augmentation du coefficient de transfert thermique des refroidisseurs : une baisse d'environ 7°C lorsque l'on fait varier le coefficient de la valeur minimale envisagée à la valeur maximale. Cela traduit le fait que puisque les échanges sont moins bons, de plus grandes différences de températures sont nécessaires. Augmenter la température de l'eau de refroidissement aurait le même type de répercussions.

- la durée d'exploitation

Une augmentation de la durée d'exploitation induit bien évidemment une diminution du coût de production. Seule la température basse du cycle est extrêmement légèrement modifiée : elle diminue de $0,5\text{°C}$ pour une augmentation de la durée d'exploitation de 10 ans. Cela traduit une légère tendance à augmenter l'investissement quand la durée de vie est accrue.

- le taux d'actualisation

Si l'on augmente le taux d'actualisation d'1%, on augmente le coût total de production d'environ $7 \cdot 10^{-4} \text{ €/kWh}_e$. Le poids de l'investissement est accru par l'augmentation du taux d'actualisation : on tend alors à le diminuer par une augmentation de la température basse du cycle (de 1°C si le taux passe de 6 à 10%) qui permet une diminution des coûts d'investissement pour les refroidisseurs.

5.5.3. SYNTHÈSE

Parmi les différents paramètres, retenons ceux dont une modification induit une variation sensible du coût total du kWh_e :

- le coefficient de transfert thermique des refroidisseurs et celui du récupérateur,
- le rendement des compresseurs, de la turbine, de l'alternateur,
- la fraction de débit dédiée à la climatisation,
- le pourcentage du coût d'investissement correspondant au coût de maintenance,
- le taux d'actualisation.

Cependant, il est notable qu'à l'exception du coefficient de transfert thermique des refroidisseurs, une modification de la valeur ces paramètres n'induit pas ou très peu de modifications des valeurs optimales des variables de décision.

Remarquons également que la variable de décision qui voit sa valeur optimale le plus souvent modifiée est la température basse du cycle. Le rapport de compression l'est parfois également mais faiblement et bien plus rarement.

L'une des principales limites de notre modèle est que le coût de la turbine ne dépend pas de la température haute du cycle.

[Floch, 2005] a étudié différentes lois de coût d'investissement pour la turbine : la loi initiale est corrigée pour la rendre fonction de la température haute du cycle et l'intervalle de définition est étendu jusqu'à 1000°C. Nos résultats ont montré que, avec la loi de coût initiale, la température haute du cycle prend toujours la valeur de la borne haute de son intervalle de définition (cf. paragraphe 5.4.2.2 p.186).

[Floch, 2005] montre que seules des lois de coûts très contraignantes (en puissances supérieures à 20 par rapport à la température en entrée de turbine) conduisent à s'éloigner de la borne haute de l'intervalle de définition (une puissance 20 conduit à une valeur optimale pour T_6 égale à 978°C quand la borne haute est fixée à 1000°C, une puissance 100 à 943°C). Du point de vue du coût il est donc préférable d'avoir des températures très élevées en entrée de turbine. La limitation sera par conséquent la faisabilité technologique.

5.6. CONCLUSION

Le problème d'optimisation technico-économique de la production d'électricité par un cycle direct à gaz a été défini puis résolu.

Les résultats obtenus sont dépendants des hypothèses utilisées et en particulier de celles sur les coûts. Elles seront certainement amenées à évoluer en fonction des améliorations consécutives à l'avancement des recherches sur les composants, leurs matériaux...

Nous avons également supposé que les conditions de température et de pression pour le modèle proposé par [Peters et al., 2003] sont compatibles avec la turbine du système étudié ; ce qui est une hypothèse forte.

Il est important de noter que certaines questions restent en suspens, dans l'attente de données complémentaires.

- Quelle est la contribution du coût de l'alternateur au coût d'investissement ?
- Comment interviendrait la prise en compte de l'encombrement des composants (contraintes de volume) ?
- Les tuyauteries occasionnent pertes de charge et pertes thermiques. Dans quelle mesure ? Comment le prendre en compte ?
- Pour la turbine nous disposons de très peu d'informations :
 - Peut-on partir d'un design donné (diamètre, nombre d'étages, vitesse de rotation) et le considérer fixé ?
 - Doit-on faire varier le nombre d'étages en fonction de la puissance délivrée, du rapport de compression, de la température haute ? Quelle est alors la loi qui lie ces paramètres ? Selon [Tilliette, 2006], le nombre d'étages varie principalement avec le rapport de pression.
 - Quelle est l'influence de la vitesse de rotation sur le design ? [Tilliette, 2006] précise qu'une machine fonctionnant à 50 Hz pourrait accepter un débit de fluide de travail plus important et donc fournir une puissance plus élevée (en contrepartie de dimensions - et donc probablement de coûts - supérieurs).
 - Le rendement de la turbomachine est lié à la température d'entrée : quelle est alors la loi correspondante ?
 - Comment inclure plus précisément le design dans les lois de coût ?
- Lorsque l'étude prend en compte un débit de climatisation, quel est le surcoût d'investissement ?

La résolution du problème nous a permis de montrer que la pression d'hélium n'a que peu de répercussions sur le coût de production de l'électricité. Cela avait été souligné par [Haubensack, 2005] : la pression n'a pas une forte influence sur le rendement de l'installation, mais elle a des répercussions en termes de dimensionnement et de sûreté.

Nous avons également mis en évidence une corrélation entre le rapport de compression et la température haute du cycle. En raison de cette corrélation, il est intéressant d'augmenter au maximum la température haute du cycle, mais seulement dans la mesure où le rapport de compression peut être lui aussi augmenté. L'augmentation de la température haute du cycle n'est pas limitée dans notre modèle car il n'est pas inclus de surcoût d'investissement au-delà d'une certaine température.

La robustesse de la solution a été étudiée : il est possible d'estimer la marge de manœuvre disponible pour fixer les valeurs des variables de décision en fonction du coût que l'on souhaite atteindre.

Nous avons également présenté les possibilités de l'optimisation multi-objectif.

Soulignons pour terminer que l'énergie rejetée dans les échangeurs P et I (cf. Figure 5.1 p.154) pourrait être récupérée. Il serait possible de prendre en compte sa valorisation. Cette énergie pourrait par exemple servir dans les procédés de dessalement ou bien au chauffage et à la vaporisation de l'eau dans le cadre d'un système d'électrolyse haute température.

Les résultats présentés dans ce chapitre ont fait l'objet d'une communication acceptée pour présentation au congrès ICONNE 2006 ([Mansilla et al., 2006]) et d'un article soumis pour publication à la revue Nuclear Technology ([Mansilla]).

Bibliographie

[**Arnaud et Dumas, 2004**] Arnaud G. et Dumas M. 2004. *Manuel d'utilisation de Vizir*. Rapport CEA DM2S SFME/LETR/RT/04-013/A.

[**Beccantini, 2003**] Beccantini A. 2003. *Qualitative analysis of the turbine deblading in a HTR via a finite volume algorithm for compressible flows*. Rapport CEA DM2S SFME/LTMF/RT/03-009/A.

[**Chauvel et al., 2001**] Chauvel A., Fournier G. et Raimbault C. 2001. *Manuel d'évaluation économique des procédés*. Technip.

[**DGEMP-DIDEME, 2003**] Direction générale de l'énergie et des matières premières du Ministère de l'Economie, des Finances et de l'Industrie. 2003. *Coûts de référence de la production électrique*.

[**Dumas, 2002**] Dumas M. 2002. *Optimisation multicritère par algorithmes génétiques*. Rapport CEA DM2S SFME/LETR/RT/02-027/A.

[**General Atomics, 1991**] General Atomics. 1991. *Conceptual design conditions of a 6600 rpm and a 3600 rpm MHTGR-GT*. Rapport General Atomics GA/GCRA-002-92.

[**Generation IV, 2002**] Generation IV Economics Crosscut Group. 2002. *Generation IV Nuclear Energy Systems Roadmap – Economics Crosscut Group – R&D Scope Report*.

[**Floch, 2005**] Floch P.H. 2005. *Etude de sensibilité sur la modélisation et l'optimisation du circuit d'hélium d'un HTR entièrement dédié à la production d'électricité*. Rapport CEA DM2S SERMA/LTED/RT/05-3765/A.

[**Haubensack, 2005**] Haubensack D. 2005. *Etude comparative des cycles de conversion d'énergie envisageables pour les réacteurs électrogènes à caloporteur gaz de type VHTR*. Rapport CEA DEN/CAD/DER/SESI/LCSI/NT DO 16.

[**IAEA, 2001**] International Atomic Energy Agency. 2001. *Current status and future development of modular high temperature gas cooled reactor technology*. Rapport IAEA-TECDOC-1198.

[**Lomba et Thiot, 1996**] Lomba D. et Thiot D. 1996. *Generators technology for HTGR power plants*. Note GEC Alstom.

[**Mansilla et al., 2006**] Mansilla C., Dumas M. et Werkoff F. 2006. A techno-economic optimization of the power conversion system of a very high temperature reactor. Soumis pour présentation à la conférence ICONE 2006, Miami, Etats-Unis.

[**Mansilla**] Mansilla C. Using genetic algorithms to optimise the helium loop of a very high temperature reactor. Soumis pour publication à la revue Nuclear Technology.

[Maréchal, 2005] Maréchal A. 2005. Caractéristiques des échangeurs thermiques pour le cycle de Brayton à gaz. Communication privée.

[Peters et al., 2003] Peters M.S., Timmerhaus K.D. et West R.E. 2003. Plant Design and Economics for Chemical Engineers. McGraw-Hill, New York.

[Pierre et Vallette, 1978] Pierre B. et Vallette F. 1978. *Code de calcul thermodynamique TUGAZ*. Rapport CEA EMT/78/163.

[Reboul - Salze, 2002] Reboul - Salze E. 2002. *L'hélium pour les réacteurs du futur: du gisement à son utilisation*. Rapport CEA DM2S SERMA/LTED 3162.

[Tilliette, 2006] Tilliette Z. 2006. Remarques sur le rapport DM2S SERMA/LTED/RT/05-3723/A. Communication privée.

[Werkoff et al., 2003] Werkoff F., Maréchal A. et Pra F. 2003. Techno economic study on the production of hydrogen by high temperature steam electrolysis, Proc. EHEC 2003, Grenoble, France, communication n°CO5/16.

6. CONCLUSION GENERALE

6.1. SYNTHÈSE DES RESULTATS

Jusqu'à présent, la démarche traditionnelle utilisée pour apprécier l'intérêt économique d'un système énergétique s'appuyait sur un schéma de fonctionnement fixé, souvent défini à l'aide de l'intégration thermique. Ensuite, à partir d'un scénario incluant les durées de construction et d'exploitation, ainsi qu'un taux d'actualisation, il était possible de calculer un coût de production (incluant les parts du coût d'investissement et du coût de fonctionnement). C'est par exemple la démarche adoptée pour évaluer chacune des utilisations des réacteurs de quatrième génération (production d'électricité, d'hydrogène, dessalement d'eau de mer).

Des études avaient montré que les schémas de fonctionnement correspondant aux meilleurs rendements thermodynamiques ne conduisent pas nécessairement aux meilleurs coûts de production. Cela est dû au fait que les coûts d'investissement peuvent devenir prépondérants, en particulier dans un contexte de développement durable tel qu'introduit au paragraphe 1.1.

Dans un tel contexte, il est apparu indispensable d'inclure les coûts d'investissement dès la phase de conception lorsque l'on souhaite réaliser l'optimisation d'un système. Un modèle a été mis en œuvre sur différents exemples afin de déterminer l'optimum global du coût prévisionnel de production d'un système énergétique, incluant à la fois coûts de fonctionnement et coûts d'investissement.

La démarche qui a été adoptée pour les différents systèmes que nous avons étudiés est proche de l'optimisation thermo-économique ; à cette différence près qu'elle ne fait pas intervenir la notion d'exergie. Je reviendrai sur les raisons de ce choix au paragraphe 6.3.

Cette démarche a été appelée optimisation technico-économique :

- définition du système,
- définition du modèle physique,
- définition du modèle thermodynamique,
- définition du modèle économique,
- choix de la fonction objectif,
- choix des variables de décision,
- définition des contraintes,
- optimisation de la fonction objectif soumise aux contraintes.

Le modèle physique traduit les différents bilans (matière, énergie).

Le modèle thermodynamique décrit les propriétés des fluides (énergies spécifiques, viscosités par exemple).

Le modèle économique propose des lois pour l'ensemble des coûts pris en compte. Il inclut aussi un scénario : durée et répartition de l'investissement, durée de fonctionnement de l'installation, taux de fonctionnement, taux d'actualisation. L'établissement de ce modèle est l'une des principales difficultés : les coûts et durées de vie des technologies futures sont nécessairement mal connus, ce qui conduit à poser des hypothèses, souvent fortes. La précision du coût prévisionnel de production ne fait pas partie de notre objectif, les résultats obtenus sont établis en fonction de l'état des connaissances au moment où l'étude a été réalisée.

J'ai choisi comme fonction objectif le coût de production unitaire actualisé (la notion d'actualisation est explicitée en Annexe 1 p.215). Celui-ci est adapté en fonction des systèmes étudiés. Les coûts et la production sont actualisés, étant donnée la durée de vie de l'installation.

Cette fonction est préconisée par [Generation IV, 2002]. Elle facilite la comparaison avec les systèmes existants et, grâce à l'introduction de l'actualisation, permet de traiter des flux financiers qui interviennent sur des périodes étendues (30 ans ou plus).

Les variables de décision et les contraintes dépendent du système étudié. Dans ce travail, l'optimisation a été réalisée grâce au logiciel *Vizir* basé sur les algorithmes génétiques (cf. Annexe 2 p.223). Nous avons fait le choix des algorithmes génétiques pour différentes raisons :

Etant donné le caractère non linéaire de la fonction objectif et la nécessité de prendre en compte des contraintes, les algorithmes génétiques sont apparus bien adaptés à la résolution de nos problèmes. Ils permettent de traiter des problèmes particulièrement complexes et pourront donc être utilisés pour de futures applications.

En outre, ils permettent d'étudier la solution obtenue : l'influence des variables par exemple. Un retour sur le problème physique est acquis. Il est également possible de rechercher les solutions à un epsilon près.

Enfin, un des grands avantages des algorithmes génétiques est qu'ils autorisent la prise en compte de plusieurs critères simultanément, ce qui devrait présenter un fort intérêt dans un contexte de développement durable.

Dans la présente étude :

- après avoir effectué une étude bibliographique sur la thermo-économie, l'optimisation technico-économique a été comparée à l'intégration thermique sur un cas de référence pour l'intégration thermique. Cela m'a permis de valider l'intérêt de la méthode choisie.
- Une nouvelle comparaison a été réalisée, cette fois-ci sur un cas technico-économique : le réseau d'échangeurs haute température pour la production d'hydrogène par électrolyse haute température. Les résultats de l'optimisation du réseau d'échangeurs thermiques montrent que le réseau obtenu dépend fortement de la source de chaleur utilisée : réacteur nucléaire haute température ou source géothermale. L'intérêt de la méthode a été confirmé et le système complet incluant l'électrolyseur a été optimisé dans le cadre du couplage à une source géothermale islandaise. Cette étude a permis de montrer que, au moins dans le contexte islandais, l'électrolyse haute température pourrait être compétitive avec les procédés actuels.
- Enfin, l'optimisation technico-économique du circuit d'hélium d'un VHTR a été accomplie et la solution obtenue analysée. La résolution du problème nous a permis de montrer que la pression d'hélium n'a que peu de répercussions sur le coût de production de l'électricité. Nous avons également mis en évidence une corrélation entre le rapport de compression et la température haute du cycle. La robustesse de la solution a été étudiée : il est possible d'estimer la marge de manœuvre disponible pour fixer les valeurs des variables de décision en fonction du coût que l'on souhaite atteindre. Nous avons également présenté les possibilités de l'optimisation multi-objectif.

L'intérêt de l'optimisation technico-économique a ainsi pu être montré sur différents systèmes énergétiques : tant pour la production d'hydrogène que pour la production d'électricité.

Ce type de méthode apporte une aide à la conception : des objectifs de coûts peuvent être fixés afin d'atteindre une cible de compétitivité.

6.2. INTEGRATION THERMIQUE ET OPTIMISATION TECHNICO-ECONOMIQUE

L'intégration thermique et l'optimisation technico-économique ont été comparées sur deux systèmes différents. Cette comparaison me permet de dégager un positionnement vis-à-vis de l'intégration thermique.

6.2.1. INTERET ET LIMITES DE L'INTEGRATION THERMIQUE

Le but original de l'intégration thermique est la définition des conditions de fonctionnement et la conception des utilités ; l'avantage résidant dans le fait de décomposer un système global en sous-systèmes plus faciles à gérer. L'intégration facilite la compréhension physique du système.

Cette méthode n'est cependant pas universelle. En effet, il est difficile d'étudier des systèmes très complexes, de prendre en compte des contraintes, ou les coûts d'investissement en particulier lorsqu'ils impliquent des compromis ([Smith, 2005]). Il est par exemple délicat de gérer de larges gammes de température grâce à la méthode des pincements, quand elles sont liées à des coûts d'investissement différents.

6.2.2. POSITIONNEMENT INTEGRATION THERMIQUE - OPTIMISATION TECHNICO-ECONOMIQUE

L'intégration thermique vise à rechercher des pertes exergétiques minimales. Par conséquent elle s'écarte de l'approche économique qui peut favoriser des pertes énergétiques plus importantes si elles engendrent des coûts plus faibles. Ces deux méthodes relèvent de démarches très différentes.

Puisque la méthode des pincements permet de déterminer un réseau d'échangeurs et que la méthode technico-économique doit partir d'un réseau donné, la question s'est posée d'utiliser le réseau d'échangeurs obtenu par la méthode des pincements comme point de départ pour l'optimisation technico-économique.

Cela ne me paraît pas pertinent. En effet, il me semble possible d'envisager des réseaux moins complexes que ceux obtenus par la méthode des pincements et qui peuvent conduire à des pertes exergétiques, certes plus importantes, mais également à un coût d'investissement et d'installation réduit.

De plus, le réseau auquel aboutit la méthode des pincements est déjà le résultat d'une optimisation qui dépend de la valeur du pincement choisie. Ce pincement est déterminé en fonction de connaissances expertes (ou par essais sur différentes valeurs). Un pincement différent auquel aboutirait la méthode technico-économique indiquerait que le réseau initial n'était pas approprié.

A ce stade on pourrait imaginer un processus itératif : si le pincement obtenu est différent, il faut alors déterminer un nouveau réseau par la méthode des pincements puis ré-effectuer une optimisation. Il reste que, comme cela a précédemment été indiqué, si les coûts unitaires d'investissement diffèrent au sein du système (en raison de très larges gammes de température

par exemple), il serait nécessaire d'utiliser différents pincements. Citons à ce sujet les propos de J. Masin du DOE (Argonne National Laboratory, [Masin, 2004]) :

« Since pinch technology only uses capital costs to set an appropriate approach temperature, say 20°C, and has no way to adjust that for individual exchangers, I don't think that there is any automatic way to deal with this problem. However, if you match the streams manually, you can use some criteria, like 10°C approach for 20 to 200°C, 20°C approach for 200 to 400°C, and 30°C approach for higher temperatures that can approximate the fact that heat exchanger total costs increase with temperature. ».

Or tous les systèmes dits « à haute température » ne sont pas uniquement à haute température. En conséquence les coûts d'investissement peuvent différer au sein du système (l'exemple d'un tel système a été présenté au chapitre 4), et l'approche technico-économique me semble alors plus appropriée.

La méthode technico-économique part d'une configuration où les composants sont identifiés mais pas leurs caractéristiques. Cette configuration peut englober plusieurs possibilités (la super-structure : elle englobe différentes possibilités de synthèse. Les différents composants et connexions entre composants sont représentés. On envisage par exemple deux échangeurs à tel endroit du système et l'optimisation détermine si les deux sont indispensables).

L'optimisation ne conservera que les éléments nécessaires. Cette super-structure est complexe à construire étant données les multiples connexions réalisables. Dans le processus de construction de la super-structure, la méthode des pincements pourrait fournir des réseaux envisageables et donc jouer un rôle dans la détermination du point de départ de la méthode technico-économique. Citons [Gosset et al., 2005] qui confortent ce point de vue :

« The use of the thermal integration or pinch method is somehow a preliminary step to the use of the thermoeconomic one: it is intended to design potentially interesting structures and settings for complex thermodynamic cycles, before cost studies may be undertaken with the thermoeconomic approach. »

L'intervention d'experts semble néanmoins nécessaire.

6.3. UTILISATION DE LA NOTION D'EXERGIE

J'ai choisi de ne pas faire appel à l'exergie dans la modélisation des systèmes qui ont été étudiés. Je clarifie ici mon positionnement vis-à-vis de cette grandeur.

6.3.1. INTERET DE LA NOTION D'EXERGIE

L'exergie est une grandeur intéressante en ce sens qu'elle permet de distinguer deux quantités d'énergie égales mais de qualité différente. On pourrait dire qu'elle traduit le bon sens dans le domaine énergétique : 1 kWh de chaleur à 900°C n'est pas équivalent à 1 kWh de chaleur à 100°C. Elle permet de donner une « valeur » physique (et non pas économique) à l'énergie.

6.3.2. EXERGIE ET COÛTS

Lorsque l'on s'intéresse aux coûts d'un système, si les coûts énergétiques sont connus, il semble inutile de les traduire en termes exergetiques puisque finalement **c'est le coût de la**

consommation énergétique qui sera facturé. L'énergie est une grandeur plus facilement manipulable et utilisée depuis très longtemps. On peut noter en outre que la notion de qualité énergétique est sous-jacente aux coûts attribués : le coût d'1 kWh_e n'est pas en général le même que celui d'1 kWh_{th}.

Par ailleurs les lois paramétriques utilisées pour évaluer les coûts d'investissement sont bien plus faciles à mettre en œuvre pour des grandeurs « classiques », et ce d'autant plus que l'on s'intéresse à des systèmes futurs dont les coûts sont mal connus. Les corrélations exergo-économiques (qui mettent en relation les variables exergétiques et économiques et sont équivalentes à des lois de coûts où le paramètre descripteur serait l'exergie) sont complexes à établir, de l'avis même de ceux qui les utilisent. Il est apparu préférable dans le contexte industriel dans lequel nous nous situons de mettre en œuvre des modèles de coût basés sur des grandeurs physiques telles que des débits ou des puissances (grandeurs couramment manipulées dans l'industrie).

En revanche, dès lors que les coûts ne sont ni connus ni recherchés, l'exergie peut s'avérer utile afin de chiffrer la valeur d'une quantité. Seule la thermodynamique est nécessaire pour cela. Soulignons que cette remarque s'applique aux coûts de consommables. En ce qui concerne les coûts d'investissement, l'exergie consommée afin de fabriquer les composants d'un système est appelée « exergie grise ». Elle me paraît cependant très difficilement évaluable (comment par exemple quantifier le travail d'un opérateur en termes d'exergie ?).

L'exergie n'est pas la solution à tout mais elle peut s'avérer être un concept utile, notamment pour la compréhension du fonctionnement interne d'un système physique (distribution des irréversibilités...). Citons A. Valero lors de la table ronde sur le futur de l'analyse exergétique qui s'est tenue à l'occasion de la conférence ECOS 2005 :

« I am an exergy user, not an exergy believer ».

Pour finir, sur un plan plus philosophique, il existe une différence d'approche entre l'approche économique et l'approche exergétique. Avec l'approche économique, on fait quelque chose dès lors que l'on peut en dégager du profit. Avec l'approche exergétique, on affirme que lorsque l'on fait quelque chose on détruit de l'exergie pour toujours. La première encourage ou freine l'action, la dernière encadre la manière dont elle est menée.

6.4. PERSPECTIVES

Les résultats obtenus sont dépendants des hypothèses utilisées et en particulier de celles sur les coûts unitaires. Ces hypothèses seront certainement amenées à évoluer en fonction des améliorations consécutives à l'avancement des recherches sur les composants, leurs matériaux et de l'évolution des marchés de l'énergie et des matières premières.

Les modèles développés pourraient être affinés sur différents points. Citons la précision des lois de coût, l'évolution temporelle du coût de l'énergie, la parité entre monnaies.

A très court terme, des sources de chaleur aussi diverses que l'incinération des déchets, la biomasse, les réacteurs refroidis à l'eau ou bien au sodium seront étudiées comme autant de sources de chaleur possibles pour l'électrolyse haute température. Ces travaux font suite à l'étude du système complet d'EHT dans le contexte islandais. Ils feront l'objet de la thèse que Rodrigo Rivera a débutée en mars 2006 à l'Ecole des Mines de Paris.

En ce qui concerne le moyen et long terme, afin d'intégrer les incertitudes (relatives notamment aux données économiques), nous souhaitons coupler ce type de modèle à des éléments de logique floue. Une collaboration a débuté il y a peu avec le LIP6, laboratoire d'informatique de l'Université Paris 6. Après une première étude effectuée dans le cadre d'un post-doctorat qui traite de la production d'hydrogène par cycle thermochimique, nos interlocuteurs pensent que l'optimisation technico-économique et la logique floue pourraient être couplées. Cela serait réalisé en introduisant des quantités floues dans le modèle technico-économique. Une des difficultés serait alors de définir une relation de dominance sur des quantités floues.

Dans un contexte de développement durable, et à plus long terme, il serait également intéressant d'intégrer les externalités de type environnemental à nos modèles, en particulier l'impact des émissions de dioxyde de carbone.

« L'externalité peut être analysée comme une défaillance du système des prix, en économie de marché. » ([Charpin et al., 2000]). En effet, elle traduit la différence entre le coût observé sur le marché et le « coût social » supporté par la collectivité, car certains coûts et avantages ne sont pas pris en compte dans la détermination du coût global.

On peut citer à ce titre les émissions de gaz à effet de serre. Ces émissions engendrent un coût pour la société mais ce coût n'est pas inclus par les industries qui les génèrent.

La prise en compte des externalités pourrait donc être réalisée par une modification de la fonction objectif (le coût environnemental est internalisé, voir Annexe 5 p.239) ou bien par la mise en œuvre de l'optimisation multi-critère : minimiser à la fois un coût de production et des émissions de dioxyde de carbone par exemple.

L'optimisation multi-critère intégrant la minimisation des émissions de CO₂ comme un objectif à part entière nous semble être une application très importante à moyen terme.

La production de carburants de synthèse pourrait être un exemple d'application de l'optimisation multi-critère avec pour objectifs le coût de production et les émissions de CO₂.

Pour terminer, soulignons qu'il serait intéressant d'approfondir nos modèles vers des aspects encore plus difficiles à appréhender tels que les aspects sociétaux et d'acceptabilité par le public.

Bibliographie

[Charpin et al., 2000] Charpin J.M., Dessus B. et Pellat R. 2000. *Etude économique prospective de la filière électrique nucléaire*. Rapport au Premier Ministre. La Documentation Française.

[Generation IV, 2002] Generation IV Economics Crosscut Group. 2002. *Generation IV Nuclear Energy Systems Roadmap – Economics Crosscut Group – R&D Scope Report*.

[Gosset et al., 2005] Gosset J., Gicquel R., Lecomte M. et Queiros-Condé D. 2005. Optimal design of the structure and settings of nuclear HTR thermodynamic cycles. *International Journal of Thermal Sciences* 44(12), 1169-1179.

[Masin, 2004] Masin J. Communication privée. Email du 13 avril 2004.

[OCDE, 1989] Organisation de coopération et de développement économiques. 1989. *Environmental Policy Benefits: monetary valuation*. Paris.

[Smith, 2005] Smith R. 2005. Process integration: current status and future potential, *Proc. ECOS 2005* (S. Kjelstrup et al., eds), Trondheim, Norvège, 35-42.

ANNEXES

ANNEXE 1. NOTIONS ECONOMIQUES

❖ Généralités

▪ Notion de coût

On peut donner la définition suivante d'un coût :

« *Un coût est un calcul par lequel on regroupe des charges selon un critère jugé pertinent, ce qui suppose que l'on ait préalablement défini l'usage que l'on souhaite en faire.* » ([Burlaud et Simon, 1981]). Les modes de regroupement habituels sont un produit, une activité.

[Burlaud et Simon, 1981] ajoutent que : « *Résultat d'un calcul interne, un coût est une opinion, non un fait.* ».

Cette définition met en exergue le fait qu'un coût n'existe pas par lui-même. On décide de le calculer, d'y intégrer certains éléments et pas d'autres.

Notons qu'il faut distinguer du coût la notion de prix qui lui est le résultat d'une transaction. Un prix suppose l'existence d'un marché. Il ne peut pas être déterminé en fonction du seul produit contrairement au coût.

▪ Estimation des coûts

○ Les différents stades

Il existe différents stades pour le calcul des coûts en fonction de l'état de développement du produit :

- l'estimation,
- le chiffrage,
- la synthèse.

L'objectif de l'*estimation* est l'aide au choix des solutions technologiques. Le *chiffrage* intervient après la définition du produit ainsi que celle du processus de production. Enfin, la *synthèse* est un calcul vrai qui permet de suivre la gestion des coûts une fois que le produit est en phase de fabrication. Les résultats sont alors comparés avec les prévisions.

La précision attendue lors de la phase d'estimation n'est pas supérieure à $\pm 30\%$ ([Chauvel et al., 2001]).

○ Méthodes d'estimation des coûts

D'une façon générale, il existe trois méthodes d'estimation des coûts ([Bocquet, 2003]).

La méthode *analytique* décompose en tâches élémentaires dont on estime le coût. Les différents coûts sont ensuite sommés. Cette méthode nécessite une grande quantité d'information.

La méthode *analogique* détermine les coûts par analogie avec un problème passé et résolu.

Enfin, la méthode *paramétrique* identifie des paramètres descripteurs de coût (une masse, une force...). Des formules d'estimation de coût sont ensuite établies en fonction de certains

paramètres descripteurs (formulation linéaire, loi de puissance...). Les constantes de ces formules dépendent du cas spécifique (matériau utilisé par exemple).

Nous utilisons la méthode paramétrique pour l'estimation des coûts d'investissement. Dans le cas de l'échangeur thermique, le paramètre descripteur est la surface d'échange et la loi est linéaire. Le coefficient de proportionnalité dépend du type d'échangeur utilisé, à savoir la gamme de température à laquelle il est adapté.

▪ Les indicateurs économiques

La vocation d'un indicateur est de donner un éclairage décisionnel aux principaux acteurs d'un centre de responsabilité.

Sa plus value informationnelle réside dans :

- la liste des points de vue à éclairer,
- le type d'usage (ex ante : la prise de décision est à venir, ex post : il s'agit alors d'évaluer la qualité des décisions passées),
- la capacité à orienter l'action.

Il peut donc être conseillé d'en utiliser plusieurs, mais il ne faut pas en choisir un trop grand nombre.

L'indicateur que nous utilisons est le coût de production actualisé.

❖ Actualisation

▪ Qu'est ce que l'actualisation ?

L'actualisation a pour but d'assurer sur le plan économique un juste traitement de toutes les sommes immobilisées.

Le taux d'actualisation est un outil économique qui permet de prendre en compte deux phénomènes :

- la préférence pure pour le présent,
- l'effet de richesse.

La préférence pour le présent traduit le fait que les agents économiques préfèrent disposer des fonds maintenant plutôt que plus tard. Cependant, pour avoir plus, ils sont prêts à attendre.

L'effet de richesse traduit le fait que les générations futures auront de meilleures conditions de vie que les générations présentes (transfert d'argent entre les générations). Une somme aujourd'hui n'est pas équivalente à cette même somme dans 10 ans.

Le taux d'actualisation est différent selon les entreprises, le type de marché, le type d'investissement.

Cette technique permet de traiter des flux de trésorerie qui n'ont pas lieu au même moment. Elle est par conséquent adaptée à la comparaison de projets d'investissement : les utilisations alternatives des capitaux peuvent être étudiées.

L'actualisation est une technique cohérente pour ramener des sommes à la date d'aujourd'hui, ce n'est pas un taux d'intérêt pour rémunérer un placement.

Avec un taux d'actualisation a constant, la valeur actuelle de V_N (qui intervient dans n ans) est

$$V_A = \frac{V_N}{(1+a)^n}$$

Ces formules sont utilisées par des banques d'affaires. La convention de l'actualisation est le versement en fin de période dit versement à terme échu.

Notons en outre qu'un taux d'actualisation plus fort conduit à un coût moyen actualisé plus élevé.

▪ **Choix d'un taux d'actualisation**

Il n'existe pas de consensus sur la « meilleure » valeur à considérer pour le taux d'actualisation. Le choix d'un taux d'actualisation pour sélectionner les investissements privés ou publics est l'objet de discussions entre économistes depuis plus d'un siècle.

Faut-il actualiser et donc déprécier le futur, ou bien additionner les sommes d'argent sans les actualiser alors qu'elles interviennent à différents moments du temps ?

Si l'on actualise, faut-il retenir un taux unique, ou bien des taux différents selon la nature des décisions ? Faut-il choisir un taux d'actualisation constant dans le temps ou le faire varier selon les périodes ?

Quel taux retenir ?

Il n'existe donc pas de consensus, et le choix d'un taux d'actualisation sera par conséquent discutable.

○ *Préférence pour le présent et prise en compte des risques*

Préférence pour le présent

L'actualisation traduit la préférence pour le présent. Les agents économiques préfèrent avoir une somme d'argent maintenant plutôt que plus tard. Plus on augmente le taux d'actualisation, plus on favorise cette préférence.

Prise en compte des risques

Les risques (environnement politique, légal, conditions économiques, concurrence) sont parfois pris en compte à travers le choix du taux d'actualisation.

Selon [Giard, 2003], l'actualisation n'est néanmoins pas un moyen suffisant de rendre compte du risque mais elle doit le prendre en considération.

Plus le risque est élevé, plus le taux est important ; car plus le taux est fort, plus on augmente l'exigence de rentabilité. Il est logique que les investisseurs demandent un retour plus important s'ils ont pris plus de risques.

Cela revient à dire que les investisseurs auront une préférence pour le présent d'autant plus grande que le projet est risqué.

Le risque le plus bas est le risque du pays. En France il est de l'ordre de 3-4% (c'est le taux de rémunération des obligations du trésor français : OAT).

Un taux d'actualisation fixé ?

Quand un projet d'investissement est d'intérêt national, les taux d'intérêts peuvent être imposés. On peut également parler d'intérêt général. L'enjeu des projets que nous considérons se situe au niveau mondial, les taux d'intérêts seront donc peut-être fixés suite à des accords internationaux.

○ Exemple de choix de taux d'actualisation

Une entreprise plutôt traditionnelle pratiquera des taux d'actualisation élevés et préférera rémunérer ses actionnaires. Une entreprise plus dynamique baissera ses taux d'actualisation pour investir dans de nouveaux projets.

En pratique seule une entreprise solide (par sa taille et ses répondants financiers) pourra baisser ses taux. En outre, les taux ne pourront être inférieurs à ceux de l'Etat dans lequel s'effectue l'implantation industrielle, car l'Etat est l'organisme le plus solvable.

Notons enfin que le fait de considérer un taux d'actualisation unique repose sur la stabilité des attentes de ceux qui apportent le capital.

Pour les entreprises publiques le taux est imposé par le commissariat au plan.

Les taux d'actualisation en Europe oscillent entre 5 et 10%. Aux Etats-Unis ils peuvent atteindre 11-12%.

❖ Méthode du coût global actualisé

Différents critères peuvent être utilisés pour juger de la pertinence d'un investissement. Les indicateurs les plus pertinents restent ceux qui font appel à l'actualisation. Parmi ceux-ci on trouve le coût de revient économique.

Ce critère est introduit dans [Chauvel et al., 2001]. Son but est de concilier l'attitude comptable (portée sur le passé) et l'économie (tournée vers le futur). On calcule alors un coût équivalent au coût global actualisé que nous utilisons et dont la définition s'inspire de [Generation IV, 2002].

Il est nécessaire de préciser que notre approche s'inscrit dans un cadre plus financier que comptable¹. En effet, l'investissement sera considéré comme une dépense à un instant t et pas comme un amortissement.

▪ Description de la méthode

Cette méthode est aussi appelée méthode du coût moyen actualisé. Elle est très souvent utilisée dans les travaux qui présentent des coûts de production ([DGEMP-DIDEME, 1997], [DGEMP-DIDEME, 2003], [AEN, 1998]).

Son objectif est de construire un indicateur de comparaison entre différents projets. Elle permet d'évaluer un projet qui génère des flux financiers dans le temps.

¹ Illustrons la différence des approches sur un exemple. L'approche comptable considère un investissement via l'amortissement pris en compte dans le bilan comptable chaque année. L'approche financière le prend en compte comme une dépense effectuée à une date t fixée. L'approche comptable vise à équilibrer les bilans. L'approche financière intègre la notion de dépenses et recettes discrètes.

Les outils proviennent des mathématiques financières. Les méthodes d'actualisation sont des méthodes financières d'aide à l'évaluation de projet et d'aide à la décision de financement, d'où l'importance de la prise en compte du temps.

Cette méthode consiste à déterminer un coût moyen de la production sur toute la durée de vie de l'installation. Si l'on vendait à ce coût, on égaliserait recettes totales et dépenses totales. C'est un indicateur qui permet de comparer différentes solutions techniques entre elles. Dans cette méthode, les notions de coût et de prix se confondent car on vend la production (hypothétiquement) au prix qu'elle nous coûte ($\sum Re\ cettes = \sum Dépenses$).

▪ Recettes

Les recettes correspondent à la vente de la production étalée sur toute la durée de vie de l'installation. Elles doivent donc être actualisées. L'année de référence est notée 0. On prend comme référence la première année de production.

$$\sum Re\ cettes = \sum_{k=0}^{N-1} \frac{p_k P_k}{(1+a)^k}$$

a : taux d'actualisation
 N : durée de vie économique de l'installation
 P_k : production durant l'année k
 p_k : prix de vente l'année k

La notion de coût moyen actualisé implique un prix de vente constant. La relation précédente devient :

$$\sum Re\ cettes = p \sum_{k=0}^{N-1} \frac{P_k}{(1+a)^k}$$

▪ Dépenses

Les dépenses se décomposent généralement en dépenses d'investissement, d'exploitation, de maintenance et de combustible. Elles doivent bien sûr être actualisées elles aussi.

$$\sum Dépenses = \sum_{k=-n}^{N-1} \frac{I_k + E_k + M_k + C_k}{(1+a)^k}$$

a : taux d'actualisation
 N : durée de vie économique de l'installation
 n : durée de construction et d'installation
 I_k : dépenses d'investissement supportées l'année k
 E_k : dépenses d'exploitation l'année k
 M_k : dépenses de maintenance l'année k
 C_k : dépenses de combustible l'année k

▪ Coût moyen actualisé

Le coût moyen s'obtient en égalisant $\sum Re\ cettes$ et $\sum Dépenses$. On obtient alors :

$$p = \frac{\sum_{k=-n}^{N-1} \frac{I_k + E_k + M_k + C_k}{(1+a)^k}}{\sum_{k=0}^{N-1} \frac{P_k}{(1+a)^k}}$$

- a : taux d'actualisation
- N : durée de vie économique de l'installation
- p : coût moyen actualisé
- I_k : dépenses d'investissement supportées l'année k
- E_k : dépenses d'exploitation l'année k
- M_k : dépenses de maintenance l'année k
- C_k : dépenses de combustible l'année k
- P_k : production durant l'année k

▪ Définition d'un scénario

Un scénario est nécessaire pour établir des prévisions de recettes et de dépenses. Celui-ci comprend des hypothèses sur l'engagement des dépenses, les prévisions de production et les taux d'actualisation.

❖ Bibliographie

- [AEN, 1998] Agence pour l'énergie nucléaire. 1998. *Prévisions des coûts de l'électricité*. OCDE, Paris.
- [Bocquet, 2003] Bocquet J.-C. 2003. *Evaluation des coûts*. Cours de 3^e année de l'ECP – option Génie industriel.
- [Burlaud et Simon, 1981] Burlaud A. et Simon C. 1981. *Coût / contrôle*. Vuibert.
- [Chauvel et al., 2001] Chauvel A., Fournier G. et Raimbault C. 2001. *Manuel d'évaluation économique des procédés*. Technip.
- [DGEMP-DIDEME, 1997] Direction générale de l'énergie et des matières premières du Ministère de l'Economie, des Finances et de l'Industrie. 1997. *Coûts de référence de la production électrique*.
- [DGEMP-DIDEME, 2003] Direction générale de l'énergie et des matières premières du Ministère de l'Economie, des Finances et de l'Industrie. 2003. *Coûts de référence de la production électrique*.
- [Generation IV, 2002] Generation IV Economics Crosscut Group. 2002. *Generation IV Nuclear Energy Systems Roadmap – Economics Crosscut Group – R&D Scope Report*.
- [Giard, 2003] Giard V. 2003. *Gestion de la production et des flux*, 3^e ed. Economica.

ANNEXE 2. OPTIMISATION MULTI-CRITERE PAR ALGORITHMES GENETIQUES

❖ Optimisation

▪ Formulation d'un problème d'optimisation

Un problème d'optimisation se présente de la façon suivante ([Dumas, 2002]) :

Soit E un sous-ensemble de R^n
 f une fonction de E dans R
 g une fonction de E dans R^m
 h une fonction de E dans R^p

L'optimisation se formule alors ainsi : minimiser f avec $g(x) \leq 0$ et $h(x) = 0$.

E est l'espace de recherche. Il peut être un sous ensemble de R^n du type $x_{i_{\min}} \leq x_i \leq x_{i_{\max}}$

f est la fonction objectif. Elle est aussi appelée critère d'optimisation.

g rassemble les m contraintes d'inégalité, et h les p contraintes d'égalité.

Le sous-ensemble de E vérifiant les $m + p$ contraintes est l'ensemble des solutions admissibles. On le note A .

On peut souhaiter maximiser la fonction objectif, il suffit alors de changer son signe. Par ailleurs, le problème peut n'être soumis à aucune contrainte. Il est alors dit non-contraint.

On distingue deux types d'optimum : les optima globaux et locaux.

Un optimum global est un point de A qui vérifie $\forall y \neq x, y \in A, f(x) < f(y)$

Un optimum local est un point de A qui vérifie $\forall y \neq x, y \in V(x), f(x) < f(y)$, où $V(x)$ est un voisinage de x .

Les optima locaux ne sont pas des solutions du problème d'optimisation.

▪ L'optimisation multi-critère

Un problème d'optimisation multi-critère est un problème d'optimisation qui compte plusieurs fonctions objectifs. La fonction objectif devient une fonction de E dans R^k . La notion d'optimum global n'a alors plus de sens. Cela nous amène à introduire le concept de dominance.

○ Relation de dominance

La relation de dominance se substitue à la relation d'ordre dans un problème multi-critère.

On dit que la solution x_i domine la solution x_j si la solution x_i est aussi bonne que x_j pour tous les critères et meilleure que x_j pour au moins un des critères.

Si l'on traite un problème de minimisation :

x_i domine x_j si et seulement si $\forall n \in \{1, k\}, f_n(x_i) \leq f_n(x_j)$

$$\text{et } \exists n_0 \in \{1, k\} \mid f_{n_0}(x_i) < f_{n_0}(x_j)$$

L'ensemble des solutions non dominées forme un sous-ensemble de A appelé zone de Pareto. L'image de la zone de Pareto dans l'espace des critères s'appelle le front de Pareto ([Dumas, 2002]).

La méthode d'optimisation multi-critère recherchera donc l'ensemble des solutions optimales au sens de Pareto.

o *La prise en compte des contraintes*

Les contraintes, quand elles existent, sont prises en compte comme des objectifs.

Pour une contrainte du type $g(x) \leq 0$, on transforme la fonction g en fonction g^* définie comme suit :

$$\begin{cases} g(x) \leq 0 \Rightarrow g^*(x) = 0 \\ g(x) > 0 \Rightarrow g^*(x) = g(x) \end{cases}$$

La contrainte est alors vérifiée quand g est minimisée, c'est-à-dire quand $g^*(x) = 0$

Les contraintes sont donc autant de critères à vérifier.

Le logiciel *Vizir* ([Arnaud et Dumas, 2004]) traite les contraintes dans leur ensemble. Un problème mono-critère avec contraintes est transformé en problème bi-critère ([Dumas, 2002]). Le premier critère est la fonction objectif du problème initial. Le second critère est le rang de l'individu dans la population en ne considérant que les critères issus des $m + p$ contraintes. Le rang d'un individu de la population est le nombre d'individus qui le dominent. Un individu non dominé est de rang nul ([Dumas, 2002]).

La solution recherchée est donc l'individu qui correspond au minimum de la fonction objectif parmi les individus de rang nul.

▪ **Les algorithmes d'optimisation**

Il en existe évidemment de très nombreux. On peut les classer selon le type d'espace de recherche ou la régularité de la fonction objectif.

On peut distinguer méthodes déterministes et méthodes stochastiques. Les méthodes « classiques » tombent pour la plupart dans la catégorie des méthodes déterministes telles que celles qui utilisent le gradient.

Les méthodes stochastiques peuvent se subdiviser en différentes catégories : soit elles font évoluer un seul point, soit une population de points.

On peut également différencier méthodes exactes et méthodes heuristiques ou métaheuristiques. Celles-ci ne garantissent pas de trouver l'optimum global, mais des solutions voisines de l'optimum.

❖ Les algorithmes génétiques

Les algorithmes génétiques sont particulièrement appropriés pour traiter des problèmes multi-critères. Ils font partie des méthodes métaheuristiques et stochastiques, et sont développés depuis la fin des années 60.

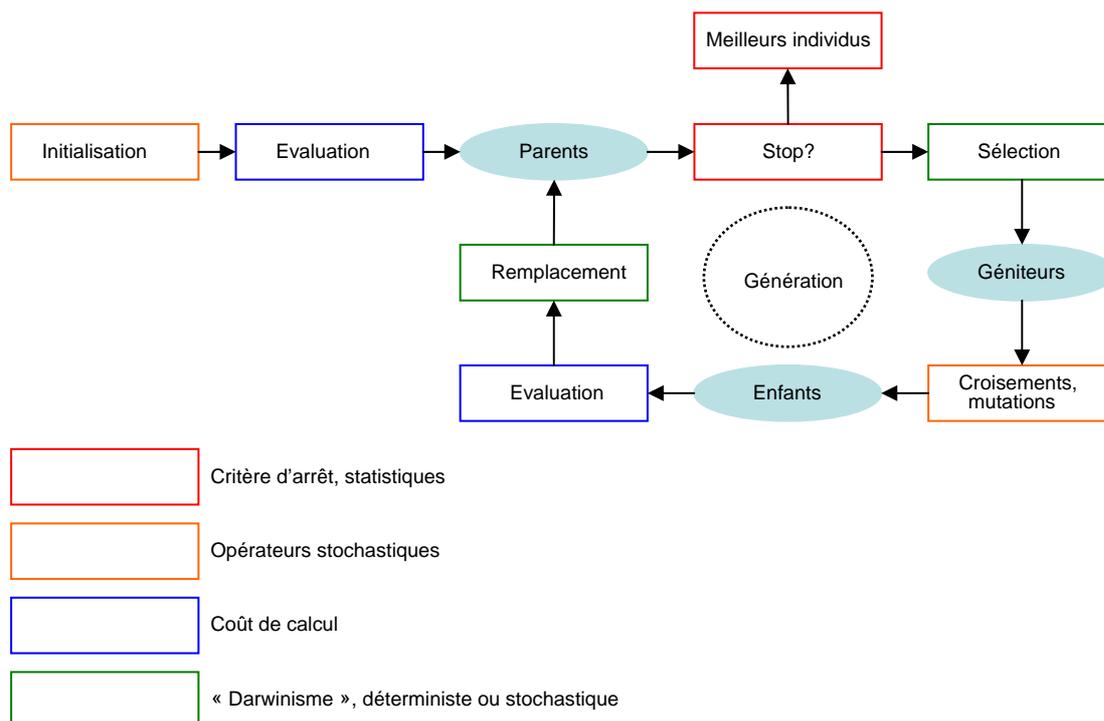
Ce sont des algorithmes évolutionnaires pour lesquels une sorte de code génétique informatique est utilisé afin de coder le comportement des individus dont l'évolution est simulée. Les gènes codent les variables du système.

▪ Principe

Les algorithmes évolutionnaires « copient » l'évolution darwinienne des populations biologiques. Les individus de la population de points considérée engendrent une nouvelle génération par mutation et croisement. La sélection opère pour conserver les meilleurs individus, c'est-à-dire les individus non dominés.

Un individu est un point de E . Les croisements permettent l'exploitation des points intéressants, alors que le rôle de la mutation est l'exploration de l'espace de recherche.

Le principe est schématisé sur la figure ci-dessous.



Principe des algorithmes évolutionnaires, d'après [Schoenauer, 2003]

Une problématique importante des algorithmes évolutionnaires est la représentation. On peut en effet utiliser une représentation binaire ou à codage réel. Ce choix sera à effectuer en fonction de la nature du problème.

- **Initialisation de la population**

Elle se fait par tirage uniforme dans E . Il est important d'assurer une bonne diversité au départ. Cela peut éventuellement être garanti en « imposant » un certain nombre d'individus dans la population initiale.

- **Sélection**

C'est l'étape où l'on choisit ceux qui se reproduisent.

On introduit un biais en faveur des meilleurs individus (ceux qui répondent le mieux aux critères). Cela peut être fait de façon déterministe ou stochastique, mais toujours en se basant sur la notion de dominance. Cela signifie que l'on peut choisir les N meilleurs individus (sélection élitiste), ou bien choisir N individus au hasard, les meilleurs individus ayant une plus grande probabilité d'être choisis (sélection par roulette). Enfin une dernière possibilité est de choisir au hasard T individus et de leur appliquer une sélection élitiste ou par roulette (sélection par tournoi).

- **Evolution : croisement, mutation**

Le croisement consiste à combiner les caractéristiques des deux parents pour créer un enfant. Il s'effectuera différemment selon le mode de représentation.

La mutation consiste à prendre un parent et à modifier ses caractéristiques de façon aléatoire. L'enfant doit globalement être proche du parent, et pouvoir être n'importe où dans l'espace de recherche (opérateur d'exploration). Elle s'effectue également différemment selon le mode de représentation.

- **Remplacement**

Le remplacement consiste à choisir les individus qui vont survivre pour la prochaine génération. Cela peut être réalisé de la même manière que pour l'étape de sélection. On peut choisir la génération suivante parmi les enfants seulement ou pratiquer un conflit de générations. On choisit alors les survivants parmi l'ensemble des parents et des enfants.

- **Critère d'arrêt**

Le critère d'arrêt est une difficulté de l'algorithme.

On peut choisir d'arrêter les itérations quand on n'espère pas trouver mieux : la diversité de la population est perdue, on ne pourra pas aller plus loin.

Un autre critère peut être avoir atteint un certain nombre d'évaluations, ou de générations.

❖ Le logiciel *Vizir*

Le logiciel *Vizir* a été développé par M. Dumas et G. Arnaud du CEA ([Arnaud et Dumas, 2004]). C'est ce logiciel qui a été utilisé pour réaliser l'optimisation par algorithmes génétiques de nos différents systèmes.

▪ **Caractéristiques**

Le logiciel utilise des individus diploïdes, c'est-à-dire ayant deux chromosomes. Ces deux chromosomes constituent son génotype. Le phénotype, pour lequel on calculera la fonction objectif, résulte des gènes de même rang des deux chromosomes « pondérés » par un vecteur dominance. La population est alors constituée d'individus hétérozygotes (les gènes sont différents pour les deux chromosomes), et d'individus homozygotes (deux chromosomes identiques). La valeur d'un gène est appelée allèle.

La diploïdie est intéressante car elle permet de conserver une diversité plus importante (le caractère, même s'il n'est pas exprimé, existe et peut être transmis). La population n'est pas appauvrie au cours de l'évolution.

○ *Initialisation*

On construit une population de X individus en tirant aléatoirement chacune de leurs composantes dans leurs intervalles de définition. Nous avons choisi des tailles de population de plusieurs centaines d'individus.

○ *Sélection*

Les survivants comprennent :

- l'élite (les individus non dominés)
- 20% de la population hors élite.

○ *Evolution : mutation, croisement*

Les naissances se font à partir de deux parents tirés au sort. L'un des deux appartient à l'élite, l'autre au reste de la population.

L'opérateur de croisement met en jeu les deux chromosomes de chacun des parents. Le descendant hérite aléatoirement de l'allèle de l'un de ses parents. La dominance est vraie (le facteur de pondération vaut 0 ou 1) et le vecteur de dominance aléatoire.

L'opérateur de mutation consiste à créer un individu de manière aléatoire.

On ajoute un opérateur à ceux de croisement et de mutation : l'homozygotie. Cet opérateur agit de la façon décrite ici. Un descendant est créé par croisement. On calcule son phénotype par dominance partagée (facteur de pondération aléatoire compris entre 0 et 1). Les deux chromosomes de son génotype sont alors identifiés à son phénotype.

La décision d'effectuer une naissance par mutation, croisement ou homozygotie se fait avec une certaine probabilité. La difficulté est de réaliser un bon équilibre entre exploitation des solutions intéressantes qui ont été trouvées et exploration de l'espace qui peut en révéler.

On effectue ici une mutation avec une probabilité de 1%. Dans les autres cas on utilise le croisement, que l'on fait suivre de l'opérateur homozygotie pour un croisement sur deux.

- *Remplacement*

La nouvelle génération contient les survivants de la génération précédente et les enfants qui ont été créés pour la compléter. La taille de la population reste constante.

- *Critère d'arrêt*

On arrête les itérations si, lors de l'évaluation de la fonction objectif pour les survivants, l'écart entre le meilleur et le pire est inférieur à une précision fixée. Dans notre cas, cette précision vaut 0,001 de l'ordre de grandeur de la fonction objectif.

- **Performances**

Dans le cas de l'optimisation du réseau d'échangeurs haute température pour l'électrolyse haute température, le nombre de générations atteint pour obtenir la convergence varie autour d'une cinquantaine. Une exécution demande quelques secondes.

Pour le cas du cycle secondaire d'un réacteur à très haute température, le couplage du logiciel *Vizir* avec le logiciel *Tugaz* qui détermine les paramètres du cycle thermodynamique allonge le temps de calcul à quelques minutes.

❖ Critique de la méthode

Il existe de nombreux avantages relatifs aux algorithmes génétiques. Ce sont des algorithmes robustes qui permettent de résoudre des problèmes complexes. En effet, les fonctions mises en jeu n'ont pas besoin d'être continues ou dérivables. Il est seulement nécessaire de pouvoir les évaluer.

Par contre, on ne peut pas affirmer obtenir les résultats exacts de l'optimisation, mais seulement une très bonne approximation de l'optimum.

Un autre avantage est que le problème réel est traité en l'état. On ne l'a pas démesurément simplifié afin de le traiter. Les résultats peuvent donc être tout à fait satisfaisants dans la pratique. En outre, cette méthode permet de sortir des optima locaux.

Le principal reproche à faire est que les méthodes stochastiques sont moins rapides que les méthodes déterministes, mais le temps de calcul reste tout à fait raisonnable. Ce temps de calcul est directement lié au temps nécessaire à l'évaluation des critères pour chaque individu de la population. Si les critères ont une formulation raisonnable, c'est un inconvénient tout à fait tolérable.

❖ Bibliographie

[Arnaud et Dumas, 2004] Arnaud G. et Dumas M. 2004. *Manuel d'utilisation de Vizir*. Rapport CEA DM2S SFME/LETR/RT/04-013/A.

[Dumas, 2002] Dumas M. 2002. *Optimisation multicritère par algorithmes génétiques*. Rapport CEA DM2S SFME/LETR/RT/02-027/A.

[Fonteix et al., 1995] Fonteix C., Bicking F., Perrin E. et Marc I. 1995. Haploïd and diploïd algorithms, a new approach for global optimization: compared performances. *International Journal of Systems Science* 26(10), 1919-1933.

[Perrin et al., 1997] Perrin E., Mandrille A., Vivalda J.C., Fonteix C. et Marc I. 1997. Optimisation globale par stratégie d'évolution : technique utilisant la génétique des individus diploïdes. *RAIRO-Operation Research* 31(2), 151-201

[Schoenauer, 2003] Schoenauer M. 2003. *Les algorithmes évolutionnaires : les bases*. Cours ENPC 2003, <http://www.cmap.polytechnique.fr/~marc/enseignement.html>

ANNEXE 3. LE CODE DE CALCUL TUGAZ

❖ Description du code

Le code de calcul thermodynamique *Tugaz* ([Pierre et Vallette, 1978]) permet le calcul numérique d'un cycle de Brayton pour des gaz parfaits ou non. Le codage est réalisé en Fortran.

Plusieurs compressions ou détente peuvent être prises en compte (3 compressions et 3 détente au maximum) et la chaleur venant du cœur peut être intégrée au cycle via un premier échange (échangeur intermédiaire). La climatisation de la turbine peut également être prise en compte. La détente est alors divisée en n étages de même ΔP et recevant la même fraction du débit de climatisation. Une étape consiste à détendre d'un étage puis à réaliser la climatisation, c'est-à-dire à diminuer l'enthalpie du fluide après détente par introduction d'un gaz plus froid (celui en sortie de compression, 4 sur la Figure 5.2).

Les calculs des états en sortie de compresseur et de turbine se font en procédant d'abord à un calcul isentropique puis en introduisant les valeurs réelles via le rendement adiabatique.

Ce code est donc adapté au calcul du cycle défini sur la Figure 5.2.

Rappelons que le cycle est déterminé par les données suivantes (les numéros font référence à la Figure 5.2, ces données ont déjà été détaillées au paragraphe 5.3.1 p.160) :

- puissance thermique fournie (entre 5 et 6),
- le nombre de compressions,
- les températures en entrée des compresseurs (T_1 et T_3),
- pression en entrée ou en sortie du compresseur (P_1 ou P_2),
- les rapports de compression (P_2/P_1 et P_4/P_3),
- température en entrée de turbine (T_6),
- les pertes de charge relatives totales sur les branches haute et basse pression,
- les pertes de charge relatives lors du refroidissement entre les compressions,
- les rendements adiabatiques des compresseurs,
- le rendement adiabatique de la turbine,
- la fraction de débit dédiée à la climatisation,
- l'efficacité du récupérateur.

Le rendement de l'échangeur – récupérateur est égal à l'unité. Les pertes de charge sont prises en compte pour chaque échange thermique via les pertes relatives (relatives à la pression moyenne entre les deux états). Par hypothèse les pertes de charge sont prises en compte entre 5 et 6 pour les pertes de charge haute pression qui ont lieu entre 4 et 6, et entre 8 et 1 pour les pertes de charge basse pression qui existent entre 7 et 1. Le débit est fixé par la puissance thermique fournie.

Il est également possible de calculer le rapport de compression conduisant au rendement maximal. C'est cela qu'on entend par « optimisation » dans le Tableau 6.1.

Les pertes de charge dans les conduites ou les pertes thermiques ne sont pas prises en compte par *Tugaz*.

❖ Exemple de simulation

A partir des données qui sont détaillées au chapitre 5 nous avons simulé un cycle de Brayton de type VHTR. Le tableau suivant présente un exemple d'ensemble de données d'entrée pour le code *Tugaz*. L'ensemble de données présenté correspond au cas du VHTR ([IAEA, 2001]).

Données		Commentaires
Titre		
Numéro de fichier pour le tracé du cycle		
Nature du fluide	1	Fluide Hélium
Extrapolation en dehors des tables ?	1	non
Extrapolation à Cp et Cv constants ?	1	non
Optimisation ?	1	non
Quelle pression est donnée ?	2	pression en entrée du 1er compresseur
Quelle puissance est donnée ?	2	puissance thermique délivrée par le réacteur
Puissance (WCOEU, MW)	600	
Puissance consommée par les auxiliaires (WEAUX, MW)	0 ou 2.9	
Rendement de l'alternateur (ETAALT)	0.982	
Puissance consommée par les paliers (WMPAL, MW)	0 ou 1.47	
Efficacité du récupérateur (EF1)	0.95	
Température en entrée de turbine (T1C, °C)	849	considérée égale à la température en sortie de cœur
Pertes de charge relatives (haute pression, HPK)	0.032	cœur + récupérateur haute pression
Pertes de charge relatives (basse pression, BPK)	0.027	
Pression (P3, bar)	25.7	
Borne inférieure du taux de compression (PICM1)	2.83	Rapport de compression total (les 2 compresseurs)
Borne supérieure du taux de compression (PICM2)	2.83	
Pas du taux de compression (PASP)	0.1	
Nombre de compresseurs (NCO)	2	
Température en entrée du 1er compresseur (TF(1), °C)	26	
Rendement adiabatique du 1er compresseur (ETAC(1))	0.895	
Rapport entre les taux de compression du 2e et du 1er compresseur (CNI(1))	1	
Pertes de charges relatives dans le réfrigérant intermédiaire (DPR1)	0.005	
Température en entrée du 2e compresseur (TF(2), °C)	26	
Rendement adiabatique du 2e compresseur (ETAC(2))	0.895	
Débit relatif de climatisation des turbines (QPARA4)	0	
Nombre de turbines (NTURB)	1	
Rendement adiabatique de la turbine (EDAT1)	0.931	
Nombre d'étages de la turbine (NET1)	11	

Tableau 6.1. Exemple de données d'entrée pour le code *Tugaz*

Le code de calcul *Tugaz* évalue alors les différents états du cycle, ainsi que la puissance nette fournie et le rendement du cycle. Nous avons réalisé une simulation à partir du Tableau 6.1 : les écarts présentés avec le cycle de référence sont regroupés dans les deux tableaux suivants (Tableau 6.2 et Tableau 6.3).

	VHTR	<i>Tugaz</i>	Ecart
T ₁	26.0	26.0	0.0%
P ₁	25.7	25.7	0.0%
T ₂	104.0	103.3	-0.7%
P ₂	43.1	43.2	0.3%
T ₃	26.0	26.0	0.0%
P ₃	42.9	43.0	0.3%
T ₄	105.0	104.1	-0.8%
P ₄	72.4	72.7	0.5%
T ₅	491.0	486.6	-0.9%
P ₅	70.7	72.7	2.9%
T ₆	849.0	849.0	0.0%
P ₆	70.1	70.4	0.5%
T ₇	511.0	506.7	-0.8%
P ₇	26.3	26.4	0.4%
T ₈	125.0	124.3	-0.6%
P ₈	25.9	26.4	1.9%

Tableau 6.2. Simulation du cycle de Brayton avec *Tugaz* (P en bar et T en °C)

Les écarts observés sur les états du cycle sont faibles. On peut remarquer que la température est plutôt sous-évaluée alors que la pression est surestimée par rapport aux données présentées dans [IAEA, 2001] (et reportées dans la colonne « VHTR » du Tableau 6.2).

	VHTR	<i>Tugaz</i>	Ecart
Puissance nette (MW)	286.0	298.9	4.5%
Rendement net	0.477	0.498	4.4%
Débit (kg/s)	320.0	319.0	-0.3%

Tableau 6.3. Simulation des performances du cycle de Brayton par le code *Tugaz*

On constate que les écarts sont relativement faibles mais non négligeables.

Tugaz permet donc une simulation satisfaisante du cycle de Brayton.

❖ Bibliographie

[IAEA, 2001] International Atomic Energy Agency. 2001. *Current status and future development of modular high temperature gas cooled reactor technology*. Rapport IAEA-TECDOC-1198.

[Pierre et Vallette, 1978] Pierre B. et Vallette F. 1978. *Code de calcul thermodynamique TUGAZ*. Rapport EMT/78/163.

ANNEXE 4. EXPRESSION DES NOMBRES ADIMENSIONNES ET DU COEFFICIENT DE TRANSFERT THERMIQUE

▪ Définition du nombre de Reynolds :

$$\text{Re} = \frac{u \cdot l}{\nu} \quad (6.1)$$

où :

- Re : nombre de Reynolds
- u : vitesse du fluide (m/s)
- l : dimension caractéristique du système (m)
- ν : viscosité cinématique (m²/s)

Pour notre application, nous l'exprimerons sous la forme :

$$\text{Re} = \frac{\dot{m}_i}{A_i} \frac{Dh_i}{\mu_i} \quad (6.2)$$

où :

- \dot{m}_i : débit massique (kg/s)
- A_i : section de passage (m²)
- μ_i : viscosité dynamique (Pa.s)
- Dh_i : diamètre hydraulique (m)

▪ Définition des pertes de charge :

$$\Delta P_i = 4f_i \frac{L_i}{Dh_i} \frac{1}{2\rho_i} \left(\frac{\dot{m}_i}{A_i} \right)^2 \quad (6.3)$$

où :

- ΔP_i : pertes de charge (Pa)
- f_i : facteur de frottement (il dépend du nombre de Reynolds, cf. équation (4.21) p.125)
- \dot{m}_i : débit (kg/s)
- A_i : section de passage (m²)
- Dh_i : diamètre hydraulique (m)
- L_i : longueur d'échange (m)
- ρ_i : masse volumique du fluide (kg/m³)

▪ **Définition du coefficient d'échange global :**

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_1 A_1} + R_c + \frac{1}{h_2 A_2} \quad (6.4)$$

où :

- U : coefficient d'échange global (W/(m².°C))
- h_i : coefficient d'échange pour la branche i (W/(m².°C))
- A_i : surface d'échange pour la branche i (m²)
- R_c : résistance thermique relative à la conduction (°C/W)

La surface d'échange est la même pour les deux branches. Nous la notons A .

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + (R_c A) \quad (6.5)$$

La conduction est négligée en première approximation, d'où :

$$\boxed{U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}}} \quad (6.6)$$

h est défini de la manière suivante pour chaque branche:

$$h = Nu \frac{\lambda}{Dh} \quad (6.7)$$

où :

- h : coefficient d'échange (W/(m².°C))
- Nu : nombre de Nusselt
- λ : conductivité thermique (W/(m.°C))
- Dh : diamètre hydraulique (m)

$$Nu = 0,254 \cdot Re^{0,638} Pr^{1/3} \quad (6.8)$$

où :

- Nu : nombre de Nusselt
- Re : nombre de Reynolds
- Pr : nombre de Prandtl

Cette expression correspond à un angle de corrugation de 30°. Elle est valable pour des nombres de Reynolds compris entre 45 et 14 600 (d'après [Greth, 1999]).

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (6.9)$$

où :

- Pr : nombre de Prandtl
- C_p : capacité thermique massique (J/(kg.°C))
- μ : viscosité dynamique (Pa.s)
- λ : conductivité thermique (W/(m.°C))

❖ Bibliographie

[GRETh, 1999] GRETh. 1999. *Pertes de pression et transfert de chaleur dans les échangeurs à plaques en simple phase*. Manuel technique du GRETh.

ANNEXE 5. EXTENSION DE LA THERMO-ECONOMIE A DE NOUVELLES PROBLEMATIQUES

La thermo-économie fait récemment l'objet de propositions afin d'être élargie à de nouvelles problématiques. Elles sont présentées dans cette annexe.

❖ Approche environnementale

L'approche environnementale (en anglais « environomic », mot formé à partir de la contraction entre « environmental » et « thermoeconomic ») intègre en plus des aspects thermodynamiques et économiques, la facette environnement. Des phénomènes tels que la rareté des ressources ou la pollution sont pris en compte. Le marché est alors plus complet : il ne se réduit pas au jeu de l'offre et de la demande, mais il prend en compte les marchés futurs qui existeront ou n'existeront pas selon l'usage que l'on aura fait des ressources naturelles par exemple. La non prise en compte de ces facteurs aboutit à un coût de l'exergie trop bas. Cela rejoint la problématique de l'internalisation des externalités, à savoir comment intégrer dans le coût du produit tous les coûts générés par les préoccupations environnementales.

La problématique de l'internalisation des externalités fait l'objet d'études, principalement en ce qui concerne la nature des externalités environnementales, et les modalités d'internalisation des coûts environnementaux au coût du produit.

Cette approche a été développée à l'origine par Frangopoulos et von Spakovsky, au début des années 1990 ([Frangopoulos et von Spakovsky, 1993 – partie I et II]).

▪ Fonction objectif environnementale

La fonction objectif est obtenue à partir de celle du paragraphe 2.6.3.1, en l'étendant pour prendre en compte les coûts engendrés par la pollution dans son sens le plus général.

$$C_{total\ net} = C_{capital} + C_{ressource} + C_{pollution} - B_{produit} + K \quad (6.10)$$

où :

$C_{total\ net}$: coût total net
$C_{capital}$: coûts d'investissement, de maintenance, de remplacement
$C_{ressource}$: coût des ressources utilisées
$C_{pollution}$: coûts engendrés par la pollution pendant l'exploitation
$B_{produit}$: bénéfices retirés de la vente des différents produits
K	: charges fixes

L'approche environnementale est très globale, et le coût à minimiser est le coût total net sur l'ensemble du cycle de vie.

Le coût d'investissement prend en compte les coûts environnementaux générés pendant la fabrication et le recyclage des composants de l'installation. On peut y ajouter un investissement pour les équipements qui permettent de réduire la pollution.

Le coût des ressources inclut quant à lui les coûts environnementaux liés à leur production et à leur livraison.

$$C_{ressource\ j} = f_{p\ j} \cdot f_{s\ j} \cdot c_{r\ j} \cdot y_{r\ j} \quad (6.11)$$

où :

$C_{ressource\ j}$: coût de la ressource j

$f_{p\ j}$: facteur de pénalité traduisant la pollution (supérieur ou égal à 1)

$f_{s\ j}$: facteur de pénalité traduisant la rareté de la ressource (supérieur ou égal à 1)

$c_{r\ j}$: coût unitaire caractéristique (exergétique par exemple)

$y_{r\ j}$: consommation de la ressource j

La nouveauté apportée par l'approche environnementale est l'introduction des facteurs $f_{p\ j}$ et $f_{s\ j}$ dans le calcul du coût des ressources.

[Frangopoulos et Caralis, 1997] proposent un modèle détaillé de la fonction objectif qui intègre les éventuelles subventions, ainsi que différents paramètres économiques tels que l'inflation, la taxation, l'amortissement, l'actualisation, et le remboursement d'emprunts.

Bien souvent il manque de nombreuses données pour mener à bien cette étude sur le cycle de vie, et par conséquent l'analyse est restreinte à la production.

▪ Exemples de coûts de pollution

L'approche environnementale a permis par exemple à [von Spakovsky et Frangopoulos, 1994] de modéliser le coût d'émission de gaz NO_x .

$$C_{NO_x} = c_{NO_x} f_{p\ NO_x} \dot{p}_{NO_x} \quad (6.12)$$

où :

C_{NO_x} : coût environnemental de l'émission de NO_x .

c_{NO_x} : coût unitaire de dépollution (coût imposé par la société, le gouvernement)

$f_{p\ NO_x}$: facteur de pénalité, il est très grand quand on s'approche d'un seuil d'émission fixé jugé dangereux. Il vient augmenter sensiblement le coût, et donc diminuer la rentabilité du système. Il a été défini afin d'amener le décideur à exclure la technologie responsable de ces émissions importantes.

\dot{p}_{NO_x} : grandeur caractéristique de l'émission (l'exergie, ou toute grandeur plus maniable pour l'ingénieur telle que le débit)

Cette expression pourrait être généralisée à n'importe quel polluant.

Les effets des rejets des différents gaz à effet de serre peuvent être intégrés facilement, via le GWP (« Global Warming Potential »). Cette grandeur présentée dans [Spath et Mann, 2001] permet de prendre en compte les nuisances relatives des différents gaz à effet de serre, en les ramenant à des émissions équivalentes de CO₂ ([Delestre, 2003]). Par exemple l'émission d'un gramme de méthane équivaut à 21 g de CO₂-équivalent. Pour N₂O, ce facteur vaut 310 au lieu de 21. L'IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) fournit ces grandeurs. Intégrer les émissions de gaz à effet de serre dans le modèle environnemental peut donc être fait en sommant les émissions de ces gaz, pondérées chacune par leur coefficient de nuisance. Le coût de dépollution et le facteur de pénalité sont alors identiques quel que soit le gaz considéré.

▪ Expression du facteur de pénalité pour la pollution

La première expression du facteur de pénalité a été élaborée par [Frangopoulos, 1992] à partir des idées de [Gaivao et Jaumotte, 1985]. Elle s'écrit :

$$f_{p_i} = \frac{\alpha_i - \alpha_{0i}}{\bar{\alpha}_i - \alpha_{0i}} \quad (6.13)$$

où :

f_{p_i} : facteur de pénalité traduisant la pollution engendrée par le composé i

α_i : propriété intensive caractérisant i (fraction massique par exemple)

α_{0i} : propriété intensive caractérisant i dans l'environnement naturel

$\bar{\alpha}_i$: limite de la propriété intensive caractérisant i (si $\alpha_i > \bar{\alpha}_i$, il existe un danger pour l'environnement)

L'indice i désigne le composé engendrant de la pollution.

Il existe d'autres approches. Une approche jugée satisfaisante par [Frangopoulos et von Spakovsky, 1993 – partie II] pour l'expression du facteur de pénalité est la suivante :

$$f_{p_i}(\dot{\phi}_i) = 1 + \frac{\dot{\phi}_i}{\dot{\phi}_{ci}} \cdot \exp\left(\frac{\dot{\phi}_i - \dot{\phi}_{0i}}{\dot{\phi}_{ci}}\right) \quad (6.14)$$

où :

f_{p_i} : facteur de pénalité traduisant la pollution engendrée par le composé i

$\dot{\phi}_i$: degré de pollution

$\dot{\phi}_{ci}$: valeur critique du degré de pollution $\dot{\phi}_i$

$\dot{\phi}_{0i}$: taux de purification naturel du polluant i (vitesse à laquelle le polluant est naturellement éliminé)

Nous avons tracé sur la Figure 6.1 l'allure de la courbe correspondant à cette dernière expression, pour un taux de purification de 0,3 et une valeur critique de 1. Pour un degré de pollution nul, le facteur de pénalité vaut 1.

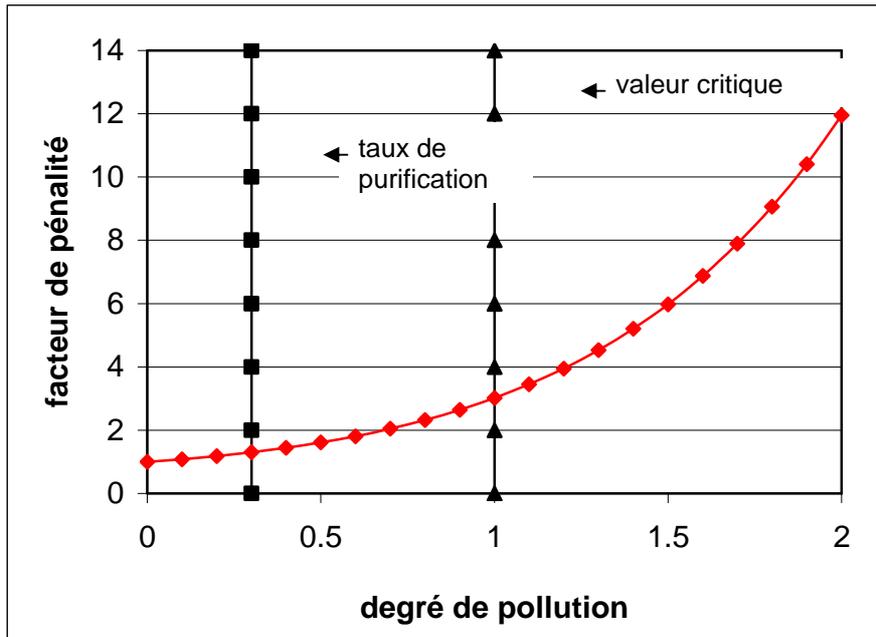


Figure 6.1. Facteur de pénalité pour la pollution

En outre, dans une logique d'intégration des externalités environnementales, il est nécessaire de prendre en compte les synergies : la pollution globale ne peut être considérée comme la somme des différentes pollutions. Lorsque différents types de pollution sont générés par une installation, la nuisance globale est amplifiée. Elle n'est pas la somme des différentes nuisances juxtaposées.

▪ **Expression du facteur de pénalité résultant de la rareté de la ressource**

Par analogie avec le facteur de pénalité pour la pollution, le facteur de pénalité traduisant la rareté¹ des ressources a été formulé de la façon suivante dans [Frangopoulos et von Spakovsky, 1993 – partie II] :

$$f_{s_j}(\sigma_j) = 1 + \frac{\sigma_j}{\sigma_{c_j}} \cdot \exp\left(\frac{\sigma_j - \sigma_{0j}}{\sigma_{c_j}}\right) \quad (6.15)$$

où :

f_{s_j} : facteur de pénalité traduisant la rareté de la ressource j

σ_j : mesure générale de la rareté de j

σ_{c_j} : valeur critique de la rareté de j (si $\sigma_j > \sigma_{c_j}$, la rareté de la ressource pose des problèmes)

σ_{0j} : paramètre de sensibilité (équivalent au $\dot{\phi}_{0i}$ dans le cas de la pollution)

¹ Différentes mesures de la rareté sont possibles telles que l'énergie minimale requise pour extraire la ressource de son environnement. Elle se traduit par la fonction de Gibbs d'extraction ($-T\Delta s$, où Δs est la variation d'entropie résultant de la séparation des composants du mélange contenant la ressource. Pour plus de précisions voir [Frangopoulos et von Spakovsky, 1993 – partie II])

❖ Fiabilité et disponibilité des systèmes

Plus récemment, à la fin des années 1990 et au début des années 2000, les problématiques de fiabilité et disponibilité ont été intégrées à l'approche thermo-économique ([Olsommer et al., 1999], [Frangopoulos et Dimopoulos, 2004]). Lorsque l'installation doit être disponible à tout moment, il faut introduire de la redondance dans le système pour se prémunir contre les éventuelles défaillances.

A l'heure actuelle, la mise en œuvre de la redondance se fonde sur des considérations empiriques. La synthèse n'est par conséquent pas optimale ; d'où l'intérêt de réaliser une optimisation thermo-économique.

L'analyse de la fiabilité et de la disponibilité est traitée par la méthode SSM (« State Space Method »), aussi appelée ESM (« Event Space Method »). Cette méthode consiste à faire l'inventaire de tous les modes de fonctionnement ou de dysfonctionnement possibles. Chaque mode est défini par une combinaison de variables binaires représentant l'état « on/off » du composant.

Les transitions entre états sont considérées comme probables si l'état d'un seul composant est modifié entre les deux états considérés. Ces transitions dépendent des taux de défaillance et de réparation. Un modèle peut être des taux fixes de réparation (dépendant du nombre de réparateurs) ; et des taux de défaillance qui dépendent de l'historique du composant (nombre d'heures d'exploitation, taux de charge...).

La probabilité d'être dans un état donné peut alors être calculée et les réponses appropriées mises en œuvre (redondance).

Cette analyse est ensuite couplée à un modèle thermo-économique utilisant la valeur actuelle nette comme fonction objectif.

❖ Dépendance par rapport au temps

Il n'est pas toujours justifié de considérer un système comme fonctionnant en régime permanent. En effet, pour un système de cogénération par exemple, la demande en électricité ou en chaleur peut varier en fonction du temps. Il n'est alors pas souhaitable de définir un point de fonctionnement unique, mais préférable de chercher à minimiser le coût total intégré sur la durée de vie économique de l'installation considérée.

▪ Fonction objectif dépendante du temps

La fonction objectif est obtenue à partir de la première fonction décrite au paragraphe 2.6.3.1, en intégrant un terme de disponibilité de l'installation ([Olsommer et al., 1997]) :

$$C_{total\ net} = C_{capital} + C_{ressource} + C_{disponibilité} - B_{produit} + K \quad (6.16)$$

où :

- $C_{total\ net}$: coût total net
- $C_{capital}$: coût d'investissement, de maintenance
- $C_{ressource}$: coût des ressources utilisées
- $C_{disponibilité}$: coûts engendrés par les incidents survenant au cours de l'exploitation
- $B_{produit}$: bénéfices retirés de la vente des différents produits
- K : charges fixes

Les différents termes de la somme sont :

$$C_{capital} = \sum_{n=1}^N \int_{\Delta t_n} (\dot{C}_{capital\ amorti} \cdot PWF)_n d\tau \quad (6.17)$$

où :

- $C_{capital}$: coût d'investissement, de maintenance
- N : nombre de composants
- $\dot{C}_{capital\ amorti}$: taux d'amortissement du capital
- PWF : « Present Worth Factor », facteur d'actualisation

$$C_{ressource} = \int_0^t \left(\sum_{n=1}^R \dot{C}_{ressource_n} \right) \cdot PWF d\tau \quad (6.18)$$

où:

- $C_{ressource}$: coût des ressources utilisées
- R : nombre de ressources
- $\dot{C}_{ressource_n}$: coût de la ressource n
- PWF : « Present Worth Factor », facteur d'actualisation

$$B_{produit} = \int_0^t \left(\sum_{n=1}^P \dot{B}_{produit_n} \right) \cdot PWF d\tau \quad (6.19)$$

où:

- $B_{produit}$: bénéfices retirés de la vente des différents produits
- P : nombre de produits
- $\dot{B}_{produit_n}$: bénéfices retirés de la vente du produit n
- PWF : « Present Worth Factor », facteur d'actualisation

$$C_{disponibilité} = \left[\sum_{n=1}^N \int_{\Delta t_n} (\hat{C}_{capital\ amorti} \cdot PWF)_n d\tau \right] - \left[\int_0^t \left(\sum_{n=1}^R \hat{C}_{ressource_n} \right) \cdot PWF d\tau \right] + \left[\int_0^t \left(\sum_{n=1}^P \hat{B}_{produit_n} \right) \cdot PWF d\tau \right] \quad (6.20)$$

où :

- $C_{disponibilité}$: coûts engendrés par les incidents survenant au cours de l'exploitation (ce coût résulte des considérations du paragraphe sur la fiabilité et la disponibilité des systèmes)
- N : nombre de composants
- $\hat{C}_{capital\ amorti}$: taux d'amortissement du capital (surcoût)
- R : nombre de ressources
- $\hat{C}_{ressource_n}$: surcoût de la ressource n
- P : nombre de produits

$\hat{B}_{produit_n}$: pertes de bénéfices sur le produit n dues à l'indisponibilité de l'installation (taux)
 PWF : « Present Worth Factor », facteur d'actualisation

▪ **Approximation : régime quasi-permanent**

Pour simplifier le problème, il est possible de faire une approximation de régime quasi-permanent. Des intervalles de temps indépendants les uns des autres sont définis, et le régime transitoire négligé.

Les intégrales des différents coûts deviennent alors des sommations :

$$C_{capital} = \sum_{n=1}^N \sum_{yr=1}^{YR} \left(\dot{C}_{capital\ amorti} \right)_{yr,n} \Delta t_{yr,n} \cdot PWF_{yr} \quad (6.21)$$

où :

$C_{capital}$: coût d'investissement, de maintenance
 N : nombre de composants
 YR : durée de vie économique
 $\dot{C}_{capital\ amorti}$: taux d'amortissement du capital
 Δt : intervalle de temps
 PWF : « Present Worth Factor », facteur d'actualisation

$$C_{ressource} = \sum_{yr=1}^{YR} \left\{ \sum_{tts=1}^{TTS} \left[\sum_{n=1}^R \dot{C}_{ressource_n} \right]_{tts} \Delta t_{tts,yr} \right\} \cdot PWF_{yr} \quad (6.22)$$

où :

$C_{ressource}$: coût des ressources utilisées
 $\dot{C}_{ressource_n}$: coût de la ressource n
 R : nombre de ressources
 YR : durée de vie économique
 TTS : nombre d'intervalles de temps
 Δt : intervalle de temps
 PWF : « Present Worth Factor », facteur d'actualisation

$$B_{produit} = \sum_{yr=1}^{YR} \left\{ \sum_{tts=1}^{TTS} \left[\sum_{n=1}^P \dot{B}_{produit_n} \right]_{tts} \Delta t_{tts,yr} \right\} \cdot PWF_{yr} \quad (6.23)$$

où :

$B_{produit}$: bénéfices retirés de la vente des différents produits
 $\dot{B}_{produit_n}$: bénéfices retirés de la vente du produit n
 P : nombre de produits
 YR : durée de vie économique
 TTS : nombre d'intervalles de temps
 Δt : intervalle de temps
 PWF : « Present Worth Factor », facteur d'actualisation

$$C_{disponibilité} = \left[\sum_{n=1}^N \sum_{yr=1}^{YR} \left(\hat{C}_{capital\ amorti} \right)_{yr,n} \Delta t_{yr,n} PWF_{yr} \right] - \left[\sum_{yr=1}^{YR} \left\{ \sum_{tts=1}^{TTS} \left[\sum_{n=1}^R \hat{C}_{ressource_n} \right]_{tts} \Delta t_{tts,yr} \right\} PWF_{yr} \right] + \left[\sum_{yr=1}^{YR} \left\{ \sum_{tts=1}^{TTS} \left[\sum_{n=1}^P \hat{B}_{produit_n} \right]_{tts} \Delta t_{tts,yr} \right\} PWF_{yr} \right] \quad (6.24)$$

où :

$C_{disponibilité}$: coûts engendrés par les incidents survenant au cours de l'exploitation (ce coût résulte des considérations du paragraphe sur la fiabilité et la disponibilité des systèmes)

N : nombre de composants

$\hat{C}_{capital\ amorti}$: taux d'amortissement du capital (surcoût)

R : nombre de ressources

$\hat{C}_{ressource_n}$: surcoût de la ressource n

P : nombre de produits

$\hat{B}_{produit_n}$: pertes de bénéfices sur le produit n dues à l'indisponibilité de l'installation

TTS : nombre d'intervalles de temps

Δt : intervalle de temps

PWF : « Present Worth Factor », facteur d'actualisation

$$\Delta t_{tts} = \Psi_{tts} \Delta t_{yr} \text{ avec } \Psi_{tts} \in]0,1] \text{ et } \sum_{tts=1}^{TTS} \Psi_{tts} = 1$$

$$PWF_{yr} = \frac{1}{(1+i_{yr})(1+i_{yr-1}) \dots (1+i_1)}, \text{ où } i \text{ est le taux d'actualisation}$$

Le problème global d'optimisation est décomposé en sous problèmes : un par intervalle de temps. La synthèse de l'installation est fixée pour toute la durée de l'exploitation, mais les modes opératoires sont optimisés pour chaque intervalle de temps.

▪ Applications de la dépendance temporelle

[Olsommer et al., 1997] traitent l'optimisation de la synthèse, de la conception et du mode opératoire d'une usine d'incinération de déchets.

La procédure utilisée est la suivante :

- choix de la super – configuration¹
- identification des intervalles de temps (hiver, été, moyenne saison par exemple)
- définition des paramètres fixés et des variables indépendantes
- définition des modèles thermodynamiques (contraintes d'égalité)
- définition des limitations physiques (contraintes d'inégalité)
- définition des modèles économiques
- optimisation

¹ super – configuration (ou super – structure) : elle englobe différentes possibilités de synthèse. Les différents composants et connexions entre composants sont représentés. On étudie par exemple l'intérêt d'avoir un ou deux échangeurs à tel endroit du système.

Des algorithmes génétiques couplés à des algorithmes déterministes sont utilisés. L'optimisation est séparée en deux niveaux :

- la synthèse et la conception d'une part,
- le mode opératoire d'autre part.

Les algorithmes itèrent entre ces deux niveaux. Pour une synthèse donnée, le mode opératoire est optimisé. Puis, la synthèse est revue, étant donné le nouveau point de fonctionnement.

Il est possible alors de déterminer les composants à acheter, ainsi que les points de fonctionnement en fonction de la période mise en jeu (été, moyenne saison, hiver, premières années de l'exploitation ou non).

[von Spakovsky, 1997] présente le développement d'un modèle dépendant du temps pour un système de cogénération – pompe à chaleur.

Le but de ce modèle est de déterminer le mode opératoire optimal, sachant que de l'eau chaude est produite toute l'année, de la chaleur en hiver et de l'électricité pour pallier les demandes aux heures de pointe. La demande est par ailleurs susceptible d'évoluer. L'objectif est alors de s'adapter au mieux aux tarifs locaux.

La fonction objectif est alors le coût d'exploitation que l'on souhaite minimiser :

$$C_{total\ net} = \phi_{elec(B)} \dot{E}_B - \phi_{elec(S)} \dot{E}_S + \phi_{fuel} (\dot{M}_{FGT1} + \dot{M}_{FGT2}) \quad (6.25)$$

où :

$C_{total\ net}$: coût total net d'exploitation

ϕ : coût unitaire

\dot{E} : puissance

\dot{M} : débit

L'indice $elec(B)$ fait référence à l'achat d'électricité et $elec(S)$ à sa vente. L'indice $fuel$ désigne le combustible consommé. $FGT1$ et $FGT2$ renvoient aux deux turbines à gaz.

Toutes ces variables sont fonction du temps.

Les variables de décision sont ici les débits, les taux de transfert de chaleur, la consommation d'énergie, la production d'énergie. A celles-ci il faut ajouter des variables binaires de synthèse (architecture) qui traduisent le fonctionnement ou non de chaque composant.

❖ Bibliographie

[Delestre, 2003] Delestre F. 2003. *Etude Technico-Economique sur la production d'hydrogène par reformage du méthane à partir d'un réacteur nucléaire à électrolyse haute température ou à partir de combustibles fossiles*. Rapport CEA DM2S SERMA/LTED/RT/03-3227.

[Frangopoulos, 1992] Frangopoulos C.A. 1992. An introduction to environomic analysis and optimization of energy-intensive systems, Proc. ECOS 1992, Saragosse, Espagne, 231-239.

[Frangopoulos et Caralis, 1997] Frangopoulos C.A. et Caralis Y.C. 1997. A method for taking into account environmental impacts in the economic evaluation of energy systems. *Energy Conversion & Management* 38(15-17), 1751-1763.

[Frangopoulos et Dimopoulos, 2004] Frangopoulos C.A. et Dimopoulos G.G. 2004. Effect of reliability considerations on the optimal synthesis, design and operation of a cogeneration system. *Energy* 29(3), 309-329.

[Frangopoulos et von Spakovsky, 1993 – partie I] Frangopoulos C.A. et von Spakovsky M.R. 1993. A global environomic approach for energy systems analysis and optimization (part I), Proc. ENSEC 1993 (J. Szargut et al., eds), Cracovie, Pologne, 123-132.

[Frangopoulos et von Spakovsky, 1993 – partie II] Frangopoulos C.A. et von Spakovsky M.R. 1993. A global environomic approach for energy systems analysis and optimization (part II), Proc. ENSEC 1993 (J. Szargut et al., eds), Cracovie, Pologne, 133-144.

[Gaivao et Jaumotte, 1985] Gaivao A. et Jaumotte A.L. 1985. Evaluation économique de la pollution de l'environnement par une activité industrielle. Application aux centrales électriques. *Entropie* 21(121), 5-11.

[Olsommer et al., 1997] Olsommer B., von Spakovsky M.R. et Favrat D. 1997. An approach for the time-dependent thermoeconomic modeling and optimization of energy system synthesis, design and operation, Proc. TAIES 1997 (Cai et al., eds.), Pékin, Chine, 321-339.

[Olsommer et al., 1999] Olsommer B., Favrat D. et von Spakovsky M.R. 1999. An Approach for the Time-Dependent Thermoeconomic Modeling and Optimization of Energy System Synthesis, Design and Operation - Part II: Reliability and Availability. *International Journal of Applied Thermodynamics* 2(4), 177-186.

[Spath et Mann, 2001] Spath P.L. et Mann M.K. 2001. *Life Cycle Assessment of Hydrogen Production via Natural Gas Reforming*. National Renewable Energy Laboratory, Golden, CO, Etats-Unis.

[von Spakovsky et Frangopoulos, 1994] von Spakovsky M.R. et Frangopoulos C.A. 1994. The environomic analysis and optimization of a gas turbine cycle with cogeneration, Proc. IMECE 1994, Chicago, Etats-Unis.

[von Spakovsky, 1997] von Spakovsky M.R. 1997. The thermodynamic, thermoeconomic and environomic modeling and optimization of energy systems - discussion and applications. *Entropie* 205, 12-26.