



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>

Thèse

proposée au réquisit du titre de
Docteur de l'Université de Lorraine
en Mécanique et Énergétique

par

Antoine MATHIEU

Contribution à la conception et à l'optimisation thermodynamique d'une Microcentrale Solaire Thermo-électrique

Soutenue publiquement le 23 Mai 2012

Membres du jury :

Rapporteurs :

M. Abdelhamid BELGHIT	Professeur, Université de La Rochelle
M. Giampaolo MANFRIDA	Professeur, Università degli Studi di Firenze

Examineurs :

Mme Monica COSTEA	Professeur, Universitatea Politehnica din Bucuresti
Mme Lavinia GROSU	Maître de Conférence, Université de Paris Ouest
M. David GUALINO	Innovation Manager, Schneider Electric Industries

Directeurs de thèse :

M. Michel FEIDT	Professeur, Université de Lorraine	(directeur)
M. Pierre ROCHELLE	Professeur, Université de Paris Ouest	(co-directeur)

Laboratoire d'Énergétique et de Mécanique Théorique et Appliquée
54500 Vandœuvre-Lès-Nancy

La nature est invisible à l'œil nu

Anaxagore

Pour Anouk et sa petite sœur Lila

*en pensant à
Marguerite et Léon
Cécile et Louis*

Remerciements

Ce travail a été réalisé dans le cadre d'un contrat conventionné Cifre. Merci donc à l'ANRT, qui a financé ce contrat. Merci également à l'Ademe, qui soutient le projet Microsol depuis ses débuts, et a contribué en cela à la consistance de mes travaux et leur relation étroite avec l'application pratique au niveau industriel.

Je tiens à remercier particulièrement M. Frédéric VAILLANT, manager d'équipes au sein du pôle Stratégie et Innovation de Schneider Electric Industries de Grenoble, de m'avoir recruté pour ce contrat, et d'avoir encouragé mes travaux en soutenant le projet Microsol.

Une reconnaissance distinguée doit être formulée à l'égard de M. Gilles VERMOT-DESROCHES, responsable du programme BipBop de Schneider Electric, pour avoir soutenu le projet Microsol, avec le concours de la Fondation Schneider Electric.

Je remercie spécialement M. David GUALINO, chef de l'unité Mécatronique du pôle Stratégie et Innovation de Schneider Electric, à l'origine du projet Microsol, qui a participé à mon recrutement, ainsi que M. Benoit GRAPPE, chef du projet.

Remerciements distingués, à M. Abdelhamid BELGHIT, Professeur à l'Université de La Rochelle et M. Giampaolo MANFRIDA, Professeur, à l'Università degli Studi di Firenze, d'avoir accepté le rôle de rapporteur pour ma thèse, ainsi qu'à Mme Monica COSTEA, Professeur à l'Universitatea Politehnica din Bucuresti, de me faire l'honneur de participer au jury.

Remerciements déférents à M. Michel FEIDT, Professeur à l'Université de Lorraine, et M. Pierre ROCHELLE, Professeur à l'Université de Paris Ouest, qui ont assuré la co-direction de ma thèse avec constance, exigence et bienveillance, ainsi qu'à Mme Lavinia GROSU, Maître de Conférence à l'Université de Paris Ouest qui a participé activement à l'encadrement de mes travaux.

Merci aux entreprises qui participent, ou on participé au projet Microsol et apporté de la matière d'œuvre à mes réflexions : ACSystèmes, BATT, CEDRAT, Défi Systèmes, Exosun, Mécachrome, SAED et Stiral.

Merci encore à Mme Grâce GANDANEGARA, MM. Jacques ECRABEY, John GRAHAM et Vincent SCHNEIDER, œuvrant au développement du projet Microsol au sein de Schneider Electric, ainsi qu'à Mme Maryse CHASSIER, MM. Charles BLONDEL, Albert CHANSAVANG, Gilles CORTESE, Dimitrios LADAS et Roland MOUSSANET de l'équipe Mécatronique, pour leur bonne humeur, leur esprit d'ouverture, leur sens aigu de l'échange, de la collaboration et du brassage d'idées, qui entretiennent une ambiance de travail dynamique et motivante.

Contribution à la conception et à l'optimisation d'une micro-centrale solaire thermo-électrique

Résumé

En ce début de millénaire 1,3 Milliard d'humains, parmi les plus démunis de la planète, vivent dans des sites isolés et ne bénéficient pas de réseaux de distribution d'énergie. Leur besoin en électricité est modeste, mais important en terme d'usages : accès aux soins médicaux et à l'instruction, communication, développement d'économies locales. C'est face à ce constat que Schneider Electric Industries relève, depuis 2009, le défi de concevoir et réaliser des micro-centrales solaires thermodynamiques, concurrentielles à d'autres solutions, pour fournir à ces populations une énergie électrique fiable et respectueuse de l'environnement. Inscrit dans le cadre de ce projet, le présent travail – réalisé en Cifre – est séquencé par l'évolution industrielle du projet.

Dans un premier temps, un État de l'Art, étendu à une analyse de détail, a contribué à privilégier certains choix technologiques : Capteurs solaires à concentration, stockage thermique à chaleur sensible et moteur de Stirling.

Dans un second temps, une étude thermodynamique préliminaire a permis d'évaluer le dimensionnement d'éléments clefs du système : Champ de captage solaire et stockage thermique. En complément une étude de sensibilité paramétrique du dimensionnement et des performances à divers facteurs de pertes énergétiques a souligné les points durs techniques et participé à l'orientation des travaux de conception.

Enfin, l'analyse exergétique de fonctionnement de capteurs solaires et d'un moteur de Stirling en régimes dynamiques stationnaires proposent des bases pour l'optimisation de contrôle et commande, visant à accroître les performances énergétiques du système et favoriser sa viabilité thermoéconomique.

Table des matières

Introduction générale	21
Chapitre 1 État de l'Art	23
1.1 Introduction	23
1.2 Généralités	24
1.2.1 Le solaire et la thermodynamique : quelques éléments d'histoire	24
1.2.2 Le potentiel de la ressource solaire	30
1.3 Centrales solaires thermo-électriques	32
1.3.1 Centrales à miroirs héliostatiques et tours thermiques	32
1.3.2 Centrales à concentrateurs cylindro-paraboliques	33
1.3.3 Systèmes à Parabole/Stirling	35
1.3.4 Cheminée solaire	36
1.3.5 Micro-systèmes expérimentaux	37
1.3.6 Quelques chiffres	40
Chapitre 2 Composants technologiques potentiels pour un projet de microcentrale	41
2.1 Introduction	41
2.2 Réception solaire thermique	42
2.2.1 Les absorbeurs solaires	42
2.2.2 La réception directe	44
2.2.2.1 Par capteurs simples	44
2.2.2.2 Par capteurs évolués	44
2.2.3 La réception à concentration	45
2.2.3.1 Concentrateurs à une direction	46
2.2.3.2 Concentration à deux axes	48
2.2.4 Conclusion sur la réception solaire	50
2.3 Conversion thermomécanique	51
2.3.1 Moteurs à flux continu : turbines	51
2.3.1.1 Turbines à vapeur et assimilés (cycle de Hirn)	51
2.3.1.2 Turbine à cycle de Brayton-Joule	54
2.3.2 Machines à volumétrie alternative	55
2.3.2.1 Moteur d'Ericsson	56
2.3.2.2 Moteur de Stirling	57

2.3.3 Conclusion quant aux machines	60
2.4 Transport et Stockage de la chaleur	60
2.4.1 Fluides caloporteurs	60
2.4.1.1 L'eau	61
2.4.1.2 Polymères glycolés	61
2.4.1.3 Huiles minérales	61
2.4.1.4 Huiles silicones	62
2.4.1.5 Huiles synthétiques	62
2.4.1.6 Conclusion quant aux caloporteurs	63
2.4.2 Stockage thermique	64
2.4.2.1 Accumulation par chaleur sensible	64
2.4.2.2 Stockage thermique direct, indirect et semi-direct	65
2.4.2.3 Accumulation par chaleur latente	66
2.4.2.4 Conclusion sur le stockage thermique	67
2.5 Conclusions du chapitre : vers une architecture du système	67
Chapitre 3 Prédimensionnement de la microcentrale solaire thermo-électrique	69
3.1 Introduction	69
3.2 Modélisation des sous-systèmes	69
3.2.1 Modèles de capteurs solaires	69
3.2.2 Modélisation du stockage thermique	71
3.2.3 Auto-consommations	75
3.2.4 Génératrice	75
3.2.5 Modèle statique de moteur de Stirling	76
3.2.5.1 Rendement thermostatique du cycle idéal avec régénération thermique imparfaite	76
3.2.5.2 Rendement du cycle endo-irréversible avec régénération thermique imparfaite, pertes thermiques et pertes mécaniques	77
3.3 Modélisation du système	79
3.3.1 Schéma thermique global, conditions de fonctionnement.	79
3.3.2 Méthodologie de dimensionnement	80
3.3.2.1 Analyse de la décharge, dimensionnement de la réserve thermique	81
3.3.2.2 Analyse de la charge, dimensionnement du champ solaire	82
3.3.2.3 Résultats du prédimensionnement, indices de performance du système	83
3.4 Études de prédimensionnement	85
3.4.1 Paramétrage et conditions de fonctionnement	85
3.6.1 Résultats des études de prédimensionnement	89

3.6.1.1	<i>Dimensions du stockage thermique et conséquences</i>	89
3.6.1.2	<i>Rendements et surfaces de captage des configurations avec capteurs sans concentration ou à faible concentration</i>	90
3.6.1.3	<i>Rendements et surfaces de captage des configurations avec capteurs à concentrateurs paraboliques linéaire</i>	91
3.6.1.4	<i>Synthèse : tendances de dimensionnements optimaux hypothétiques</i>	92
3.6.2	Sensibilités paramétriques du prédimensionnement	94
3.6.2.1	<i>Présentation</i>	94
3.6.2.2	<i>Interprétation des résultats</i>	95
3.7	Conclusions quant au prédimensionnement	97
Chapitre 4 Modèles dynamiques stationnaires pour la simulation et le dimensionnement		99
4.1	Introduction	99
4.2	Modélisation des conditions météorologiques et des capteurs solaires	100
4.3	Modèles de stockage et des installations hydrauliques	102
4.3.1	Stockage thermique	102
4.3.2	Caractéristiques thermo-physiques des fluides	102
4.3.2.1	<i>Modèles adaptés aux liquides</i>	103
4.3.2.2	<i>Modèles adaptés aux gaz</i>	103
4.4	Modélisation d'un moteur de Stirling	105
4.4.1	Étude du dimensionnement d'un échangeur liquide-air pour le refroidissement d'un moteur	106
4.4.1.1	<i>Modèles hydraulique et aéraulique</i>	107
4.4.1.2	<i>Modèle thermique</i>	108
4.4.1.3	<i>Répartition optimale des débits d'air et de réfrigérant dans des conditions thermo-physiques données</i>	109
4.4.1.4	<i>Influence de l'écart à l'ambiance de la température moyenne du réfrigérant, variation de température optimale associée</i>	114
4.4.1.5	<i>Influence du nombre de module constituant l'échangeur à débits optima d'air et de réfrigérant</i>	116
4.4.1.6	<i>Conclusion sur le dimensionnement de l'échangeur de refroidissement</i>	123
4.4.2	Modèle physique d'un moteur de Stirling	124
4.4.2.1	<i>Généralités</i>	124
4.4.2.2	<i>Objectif, structure de la modélisation proposée</i>	125
4.4.3	Cycle moteur : analyse isotherme de Schmidt	126
4.4.4	Expression des débits massiques et vitesses d'écoulement	129
4.4.5	Modèles des échanges thermiques internes du moteur	131
4.4.5.1	<i>Convection du gaz de travail dans les échangeurs.</i>	131

4.4.5.2	<i>Évaluation de l'efficacité du régénérateur</i>	132
4.4.6	Chaleur et puissance thermique perdues par régénération imparfaite	134
4.4.7	Estimation des pertes de charge internes	136
4.4.7.1	<i>Expression instantanée locale</i>	136
4.4.7.2	<i>Expression généralisée des pertes de charge, travail et puissance</i>	137
4.4.8	Modèles des échanges thermiques externes du moteur, puissances thermiques admises et rejetées	139
4.4.8.1	<i>Introduction</i>	139
4.4.8.2	<i>Puissances thermiques admises et refoulées, accroissements de température des caloporteurs</i>	139
4.4.8.3	<i>Parties externes des échangeurs du moteur</i>	141
4.4.8.4	<i>Échangeur de refroidissement liquide-air</i>	142
4.4.8.5	<i>Détermination itérative des températures de cycle et transferts thermiques associés</i>	142
4.4.9	pertes de charge des caloporteurs chauds et froids, puissances électriques consommées	143
4.4.10	Estimation des pertes mécaniques par frottement	145
4.4.10.1	<i>Introduction</i>	145
4.4.10.2	<i>Frottements dynamiques</i>	147
4.4.10.3	<i>Frottements "secs"</i>	151
4.4.10.4	<i>Évaluation de la puissance dissipée par frottements mécaniques</i>	152
4.4.11	Modèle de génératrice, puissance utile	153
4.5	Propositions pour élaborer un modèle simplifié de moteur Stirling orienté simulation, dimensionnement et automatique	154
4.6	Conclusions du chapitre sur les modèles dynamiques stationnaires	156
Chapitre 5	Optimisation de systèmes thermodynamiques en régime stationnaire	159
5.1	Introduction, position du problème	159
5.2	Optimisation dynamique du captage solaire	159
5.2.1	Limite du rendement des capteurs solaires au sens du premier principe, introduction du concept d'exergie	159
5.2.2	Bases de réflexion pour établir un critère exergetique adapté	161
5.2.3	Critère exergetique pour la commande optimale du captage solaire thermique	162
5.2.3.1	<i>Détermination et formalisation du critère</i>	162
5.2.3.2	<i>Cas du caloporteur eau</i>	163
5.2.3.3	<i>Cas des caloporteurs organiques: influence quadratique de la température sur l'enthalpie</i>	165
5.2.4	Flux exergetique net de captage solaire,	167

5.2.5	Optimisation exergetique du captage solaire en régime stationnaire	171
5.2.5.1	Formulation	171
5.2.5.2	Méthode de résolution numérique	173
5.2.5.3	Résolution simplifiée par développement limité de la température logarithmique	177
5.2.6	Remarque à propos de la température de référence	181
5.2.7	Application à deux types de capteurs, synthèse de résultats	182
5.2.7.1	Pour des capteurs à tubes évacués simples	182
5.2.7.2	Pour des capteurs à tubes évacués et renforcement optique	184
5.3	Optimisation dynamique d'un moteur thermique	186
5.3.1	Introduction	186
5.3.2	Critère exergetique pour la commande optimale à puissance utile imposée	186
5.3.2.1	Base fondamentale	186
5.3.2.2	Mise en forme numérique pour le modèle physique du moteur	187
5.3.3	Application à un moteur à cycle de Stirling	188
5.3.3.1	Introduction	188
5.3.3.2	Résultats obtenus	190
5.4	Conclusions de l'étude d'optimisation dynamique	199
	Conclusion générale et perspectives	201
	Bibliographie	205
	Annexes	211
A1	Corrélations pour caractériser les propriétés thermophysiques des fluides	211
A2	Validité et limites du modèle de moteur de Stirling endo-irréversible pour le prédimensionnement	214
A3	Méthodes itératives pour le prédimensionnement de la microcentrale	222
A4	Résultats des études de prédimensionnement	228
A5	Sensibilités paramétriques du prédimensionnement	251
A6	Caractérisation d'un moteur Stirling par des corrélations basées sur une cartographie	254
A7	Note sur l'évaluation des échanges convectifs internes du moteur	260
A8	Modules d'échangeurs étudiés pour le refroidissement d'un moteur thermomécanique	262
A9	Caractérisation hydraulique d'un champ de captage solaire.	266

Nomenclature générale

A	Surface d'échange thermique convectif ou de contact fluide/solide	m^2
A_p	Aire d'une section de passage	m^2
C	Capacité thermique	J
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
D, d	Diamètre	m
E	Force électromotrice (tension de génératrice sans charge)	V
E_i	Ensoleillement incident	$W.m^{-2}$
\dot{E}_x	Flux exergétique	
f	Fréquence	Hz
F	Effort mécanique	N
h	Enthalpie spécifique	$J.kg^{-1}$
I	Intensité de courant électrique	A
I_s	Insolation	$W.m^{-2}$
K	Conductance thermique	$W.K^{-1}$
K_i	Coefficient d'incidence	
m	Masse	kg
N	Vitesse angulaire (usuelle)	rpm
p	Pression	Pa
Q, \dot{Q}	Quantité de chaleur, puissance thermique	J, W
R	Résistance électrique	Ω
T	Température	K
V	Volume	m^3
V	Tension électrique	V
W, \dot{W}	Travail, puissance mécanique	J, W
α	Déphasage	$rd, (^\circ)$
ε	Efficacité	
η	Rendement	
λ	Conductibilité thermique	$W.K^{-1}.m^{-1}$
μ	Viscosité dynamique	$Pa.s$
ω	Pulsation, vitesse angulaire	$rd.s^{-1}$
θ	Angle de vilebrequin	rd

Indices et exposants

<i>A</i>	Air pour le refroidissement de moteur de Stirling
<i>ae</i>	Échangeur aérotherme
<i>amb</i>	Ambiance (atmosphère au niveau du sol)
<i>b</i>	(Volume) balayé (dans un moteur de Stirling)
<i>c</i>	Espace de compression de moteur de Stirling
<i>D</i>	Diode de redressement électrique
<i>e</i>	Espace de compression de moteur de Stirling
<i>E</i>	Entrée
<i>el</i>	Électrique
<i>emag</i>	Électromagnétique
<i>Ex</i>	Éxergétique
<i>ch</i>	(de) pertes de charge
<i>fm</i>	Frottement mécanique
<i>gen</i>	Génératrice
<i>H</i>	Relatif au circuit d'alimentation thermique de moteur de Stirling (échangeur, caloporteur)
<i>h</i>	Espace interne d'échangeur d'alimentation thermique de moteur de Stirling
<i>K</i>	Relatif au circuit externe de refroidissement du moteur (échangeur, caloporteur)
<i>k</i>	Espace interne d'échangeur de refroidissement de moteur de Stirling
<i>me</i>	Mécanique
<i>m</i>	(volume) mort (dans un moteur de Stirling)
<i>ma</i>	Moyenne arithmétique
<i>max</i>	Minimum
<i>min</i>	Maximum
<i>ml</i>	Moyenne logarithmique
<i>mot</i>	Moteur (thermique)
<i>opt</i>	Optimum
<i>p</i>	Pompe
<i>r</i>	régénérateur
<i>rec</i>	Réception solaire, récepteur solaire
<i>ref</i>	Référence entropique
<i>S</i>	Sortie
<i>st</i>	Stockage thermique
<i>v</i>	Ventilateur

Liste des abréviations

CLFR	Concentrateur linéaire de Fresnel
CP	Réflecteur concentrateur à cylindre parabolique
CPC	Concentrateur parabolique composé (coumpound parabolic concentrator)
ECS	Eau chaude sanitaire
MCI	Moteur à combustion interne
TAG	Turbine à gaz
TAV	Turbine à vapeur

Introduction générale

A l'heure actuelle 1,3 milliard d'individus ou 300 millions de foyers, répartis essentiellement dans les pays de l'hémisphère sud, vivent avec un revenu inférieur à de 2 Euros par jour.

Ces populations vivent en grande partie dans des régions reculées et ne disposent pas de réseaux de distribution d'énergie électrique. Pourtant leurs besoins en énergie sont une réalité de leur existence quotidienne : L'accès à l'information, les moyens de communication sont des nécessités de plus en plus présentes dans le développement des activités sociales et économiques locales. L'électricité est également un besoin identifié pour les dispensaires donnant accès aux soins médicaux et pour les établissements scolaires.

Ces consommations d'électricité, bien modestes en comparaison de celles des pays développés, sont généralement assurées par des groupes électrogènes à moteurs diesel ou à essence, des technologies mal adaptées aux besoins et aux ressources : Le carburant nécessaire n'étant pas disponible sur place, son acheminement représente une contrainte et un coût supplémentaire pouvant être très important. Un ordre de grandeur du prix de revient pour l'usager est l'équivalent de 4 à 5 Euros par litre de carburant ! Aussi, au regard de leurs ressources, l'accès à l'énergie est souvent pour ces personnes un compromis difficile.

L'utilisation d'électricité dans ces sites isolés passe souvent par l'usage de batteries d'accumulateurs, chargées par des moyens divers : groupes électrogènes, parfois des panneaux photovoltaïques et plus rarement des éoliennes. Ces batteries représentent un risque de pollution important car les filières de gestion et recyclage des batteries usagées sont inexistantes dans ces régions.

Face à ce constat, Schneider Electric a mis en place le programme d'entreprise BipBop (Business, Innovation and People at the Base of the Pyramid) dont l'objectif est de promouvoir l'accès à une électricité propre et sûre à ceux qui en ont le plus besoin partout dans le monde.

Dans le cadre de ce programme, l'équipe Mécatronique du pôle Innovation de Schneider Electric Industries, porte depuis 2009 un projet de microcentrale solaire thermodynamique, comprenant un stockage d'énergie thermique, qui peut être une solution fiable et respectueuse de l'environnement pour la production autonome et la distribution d'électricité dans des sites isolés. Depuis ses débuts, ce projet a eu un développement logique : étude de faisabilité, disponibilités technologiques, recherche de partenaires industriels et universitaires, définition des cahiers des charges, études de conception. En 2012, le développement a atteint le stade du dimensionnement thermoéconomique, et prochainement deux prototypes seront réalisés et testés.

Pour ce projet, Schneider Electric, en relation avec l'Ademe, a proposé un contrat en Cifre, dont résulte cette thèse. Suivant le déroulement logique du projet industriel auquel il est intimement lié, cet ouvrage est constitué par :

Un État de l'Art général de la conversion thermodynamique de l'énergie solaire (chapitre 2), comprenant une courte partie historique et une présentation de la ressource solaire, puis un tour d'horizon des technologies héliothermodynamiques mises en œuvre aujourd'hui, dans des domaines de puissances utiles allant de l'échelle du kiloWatt à celle du mégaWatt.

Cet état de l'art est complété par un travail de recherche qualitative sur les solutions technologiques pouvant potentiellement constituer la microcentrale étudiée (chapitre 3) : Capteurs solaires, solutions de stockage et conversion thermodynamique. Cette étude permet de comparer les technologies possibles, leur adaptation réelle aux spécificités des besoins du projet, puis contribue à l'orientation et l'évolution des choix technologiques au stade de la préconception .

Les études techniques et scientifiques commencent par une étude de prédimensionnement, basée sur les caractéristiques physiques et énergétiques globales des familles technologiques sélectionnées (chapitre 4). Le prédimensionnement à proprement parler concerne :

D'une part le parc de conversion héliothermique, pouvant être constitué de deux types de capteurs, dans le domaine des basses températures : avec et sans concentration optique

D'autre part la solution retenue de stockage thermique à chaleur sensible, en terme de capacité et de volume pour plusieurs médiums : eau, huile minérale et béton.

Cette étude, outre l'évaluation des ordres de grandeur de la taille des éléments clefs et des performances thermodynamiques que l'on peut attendre du système, est complétée par une étude de sensibilité paramétrique aux facteurs de pertes. Cette dernière met en évidence les points durs techniques à considérer particulièrement dans les études de conception ultérieures spécifiques à chacun des grands sous-ensembles de la microcentrale : captage solaire, installation hydraulique et stockage thermique, moteur de Stirling.

Ensuite, sont présentés des éléments de modélisation des sous-ensembles du système, en contribution à une étude de dimensionnement thermoéconomique de la microcentrale, menée par Schneider Electric en partenariat avec les partenaires du projet (chapitre 4). L'assemblage des modèles permet de simuler le système en mode de fonctionnement dynamique stationnaire glissant, sur l'échelle d'une année et avec un pas de temps de simulation de l'ordre du quart d'heure. Les modèles des sous-ensembles fournis par les partenaires ont été réalisés sur la base de représentation des comportements physiques pour les capteurs solaires et le stockage thermique, et dans le cas particulier du moteur thermique par des cartographies provenant d'un modèle complexe. Des suggestions sont émises par l'auteur, permettant d'étendre la représentativité des modèles par rapport aux conditions de fonctionnement réelles, et faciliter leur intégration dans le programme de simulation. En particulier un modèle physique de groupe moto-générateur à moteur de Stirling a été développé, visant d'une part, à suggérer l'élaboration d'un modèle phénoménologique basé sur des essais pratiqués sur des moteurs réels, d'autre part à être utilisé pour l'étude d'optimisation dynamique présentée au chapitre 6.

Un autre usage des modèles dynamiques est l'étude de stratégies de contrôle et commande, en particulier pour le captage solaire et le moteur de Stirling (chapitre 6). Le rendement énergétique global du système étudié étant relativement faible, le contrôle et la gestion de l'énergie sont cruciales pour faire tendre les performances du système vers son maximum, et contribuer à la viabilité économique du projet en réduisant autant que possible le prix de revient de l'énergie produite par un système de dimensions finies

A cette fin, sont proposées deux études d'optimisation dynamiques :

En premier lieu, du champ de captage solaire : Le maximum de flux exergétique est déterminé, prenant en compte l'environnement hydraulique et leur consommation équivalente d'exergie thermique.

En second lieu l'optimisation dynamique d'un groupe moto-générateur à moteur de Stirling, en fonction de trois variables de commande que sont les débits des fluides d'alimentation thermique (caloporteur liquide) et de refroidissement (un caloporteur liquide intermédiaire et l'air ambiant). Cette étude détermine le minimum de flux exergétique consommé par le groupe moto-générateur, à puissance utile imposée, prenant en compte divers facteurs de perte ainsi que les consommations annexes dans le bilan énergétique. Les gains réalisables par cette optimisation exergétique sont évalués par comparaison à une méthode de contrôle et commande simplifiée.

Ces études d'optimisation dynamiques ont été élaborées en vue de leur application pratique, pour l'élaboration de consignes de commande basées sur les différences de températures de caloporteurs entre les entrées et sorties des échangeurs, mesurables sur un moteur réel.

Une conclusion fait la synthèse de l'ensemble des résultats obtenus, des réflexions mises en pratique et des perspectives d'applications à venir (chapitre 7).

Chapitre 1 État de l'Art

1.1 Introduction

L'énergie solaire constitue le plus grand potentiel énergétique dont nous disposons sur Terre, constant à très long terme (plusieurs millions d'années).

L'idée d'exploiter cette énergie pour la conversion thermodynamique, bien que relativement ancienne, se matérialise seulement aujourd'hui. Le développement récent de centrales solaires commerciales, ne représentant qu'un part infime de la production d'électricité, laisse entrevoir également la possibilité de fabriquer des micro-centrales capables d'alimenter des sites isolés, et de fait, non pas concurrentes, mais complémentaires aux réseaux de distribution plus adaptés aux grandes échelles.

Le propos du présent chapitre est, dans un premier paragraphe d'établir un État de l'Art de la conversion thermomécanique de l'énergie solaire, de grande et petite puissance, en mettant l'accent sur les points durs techniques, ainsi que les difficultés de développement des diverses technologies liées à des contraintes fonctionnelles, contextuelles ou économiques.

Dans un second paragraphe, seront décrits les diverses familles de composants pouvant servir à réaliser une microcentrale solaire thermodynamique : récepteurs solaires, moteurs thermiques, fluides caloporteurs et stockage thermique. Les solutions techniques analysées, considérées comme susceptibles de répondre au cahier des charges, sont les suivantes :

- Capteurs à basse température, concentrateurs optiques "linéaires" (selon un axe) et "ponctuelles" (selon deux axes)
- Moteur à cycle de vapeur et ORC, moteur à cycle de Joule/Ericsson, moteur de Stirling.
- Caloporteurs : Fluides glycolés, huiles minérales, huiles synthétiques et siloxanes, eau

Chaque type de composant sera décrit selon ses performances, son adaptation aux contraintes fonctionnelles liées aux sites (installation, maintenance) et à son impact environnemental.

Ces descriptions permettront de sélectionner les technologies les plus à même de répondre au besoin, en gardant une certaine latitude toutefois, la conception technologique définitive ne pourra se faire que par la collaboration des différents partenaires du projet dans lequel ce travail s'inscrit .

1.2 Généralités

1.2.1 Le solaire et la thermodynamique : quelques éléments d'histoire

La connaissance empirique de l'énergie solaire remonte à la nuit des temps. Les égyptiens connaissaient le phénomène d'effet de serre depuis 3500 av.J.C. Socrate a décrit les utilisations courantes du solaire passif au IV^eS av.J.C. [1].

Une légende de l'antiquité attribuée à Archimède, en 213 av.J.C. la destruction de la flotte Romaine et le sauvetage de Syracuse (figure 1.1) grâce à des miroirs concentrant la chaleur solaire. Si cet "exploit" est un mythe apparu plus de 4 siècles après le siège de la cité sicilienne, le phénomène de concentration était connu et utilisé depuis déjà plusieurs siècles : la flamme olympique était traditionnellement allumée à l'aide de miroirs concaves [2], et la même technique est mentionnée en 672 av.J.C. en Chine [3]. Il est également notoire que l'idée d'un concentrateur à la géométrie optimisée est due à Dositheus en 230 av.J.C. ; Dioclès démontre vers 190 av.J.C. que le profil d'un tel concentrateur est parabolique.

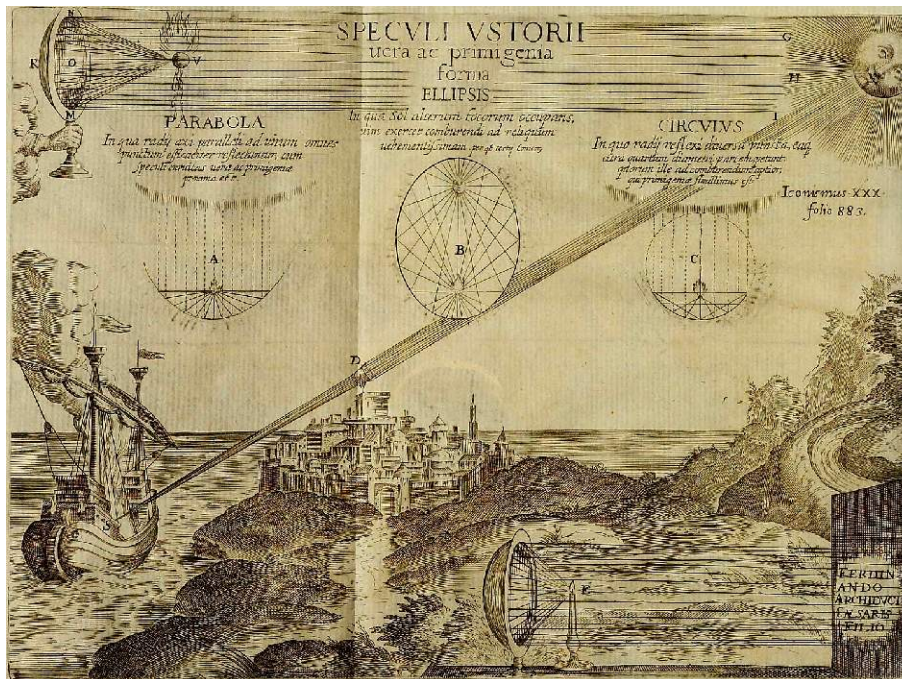


Figure 1.1 : Illustration [4] de la légende de la destruction de la flotte romaine à Syracuse par Archimède. Les propriétés optiques de miroirs en paraboles, cercles et ellipses sont clairement mises en évidence. (Flickr @ / Creative Commons : <http://creativecommons.org/licenses/by/2.0/deed.fr>)

Le plus ancien témoignage de l'utilisation de chaleur pour créer un mouvement remonte au premier Siècle ap.J.C. : Dans "*Pneumatica*" [5], ouvrage en deux volumes consacré à l'air et à la vapeur, Héron d'Alexandrie décrit divers appareils, dont l'*éolypile* (figure 1.2), une petite machine à réaction ancêtre de nos turbines actuelles. L'engin – dont la paternité de l'invention n'est pas certaine – était davantage décrit comme un objet de physique amusante. Un autre appareil, plus surprenant est une ébauche de pompage solaire utilisant un astucieux – bien qu'imparfait [6] – système de siphon. Dans le même ouvrage, dénonçant une supercherie des prêtres de l'ancienne Égypte, Héron décrit un appareil remarquable : Un mécanisme faisant s'ouvrir les portes d'un temple lorsqu'un feu s'y éteint, et se fermer une fois le foyer ravivé: Il s'agit là du plus ancien témoignage de machine thermodynamique imaginée et mise en œuvre. La description de cette machine fut reprise à diverses reprises dans la littérature [6].

L'exploitation thermique de l'énergie solaire est restée marginale jusqu'au XVII^eS, cantonnée à

de petits dispositifs souvent restés à l'état de plan. Les inventeurs, malgré une connaissance uniquement empirique des phénomènes physiques, n'en étaient pas moins prolifiques et sensés.



Figure 1.2 : L'éolypile décrite par Héron.

Parmi de nombreux ingénieurs de la renaissance, Léonard de Vinci dessina le plan de principe du concentrateur linéaire, redécouvert bien plus tard avec les travaux d'Augustin Fresnel, ainsi que Salomon de Caus qui imagina vers 1615 [7] une fontaine actionnée par l'énergie solaire (figure 1.3) , dont le principe est parfaitement viable et dont l'idée inspira de nombreux inventeurs par la suite [8] [2] [9].

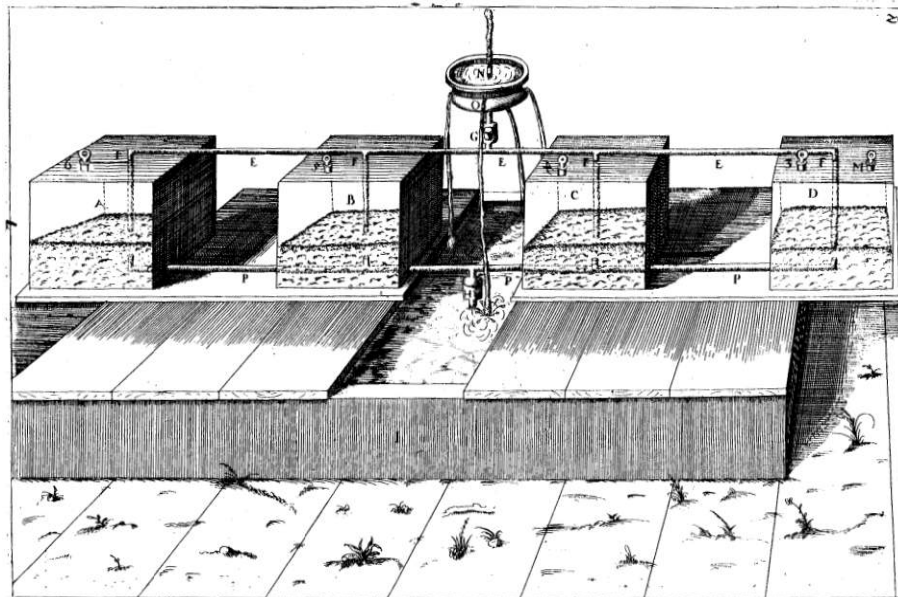


Figure 1.3 : La fontaine solaire de Salomon de Caus (1615). Durant le jour le soleil chauffe une quantité finie d'air enfermé dans les vases clos, occasionnant ainsi le refoulement de l'eau via un clapet, vers la fontaine puis au réservoir. L'aspiration de l'eau du réservoir, à travers un second clapet, a lieu la nuit, conséquence du refroidissement de la même quantité d'air.

([7] Conservatoire numérique du CNAM: <http://cnum.cnam.fr>)

Thomas Savery, conçut en 1698 la première machine à vapeur à usage industriel : Il s'agissait d'un système de pompage (figure 1.4) : Un tronçon de canalisation verticale, isolé par deux clapets anti-retour est relié à un récipient fermé par l'intermédiaire d'une soupape manuelle. Le chauffage du récipient vaporise l'eau qu'il contient et la fait monter en pression. L'ouverture manuelle d'une vanne fait agir la vapeur sur l'eau liquide contenue dans le tronçon, qui s'échappe par le clapet supérieur. Après fermeture de la vanne le tronçon refroidit, la vapeur se condense et crée une dépression permettant l'aspiration de l'eau par le clapet inférieur. Ce type de machines fut utilisé à l'exhaure de mines de Cornouaille durant plusieurs dizaines d'années.

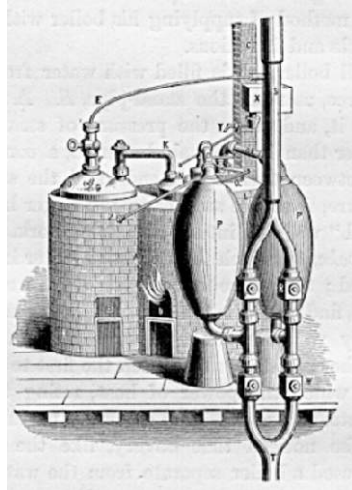


Figure 1.4 : La "pompe à feu" de Savery (1698) : Le principe est très similaire à celui de la fontaine de S. de Caus mais nécessitait l'action manuelle d'un robinet de vapeur générée par une chaudière à charbon.

Denis Papin qui avait imaginé, quelques années auparavant une transmission pneumatique, la "Machine à transporter au loin la force des rivières", combina ses idées avec celles de de Caus et de Savery pour créer en 1690 le premier piston à vapeur, et dès 1704 il utilise ce principe pour actionner les aubes d'un bateau [9] [10]. Le contexte historique valut malheureusement au bateau de Papin d'être détruit et à ses idées d'être dédaignées, alors qu'il cherchait asile en Angleterre vers 1707, souhaitant travailler avec Savery.

Toutefois ses idées ne furent pas oubliées : En 1711 Thomas Newcomen fabriquait la première pompe à balancier commercialisable [11], qui évolua de manière empirique. Entre 1765 et 1769 James Watt apporta des améliorations techniques majeures, en premier lieu la séparation de la chaudière et du condenseur, en second lieu le bouclage de l'eau en circuit fermé et enfin l'entraînement d'un vilebrequin par le piston de détente de vapeur par l'intermédiaire d'un embiellage : le "moteur" était né. Il faudra encore un siècle avant que n'apparaisse l'association de capteurs solaires et d'un moteur.

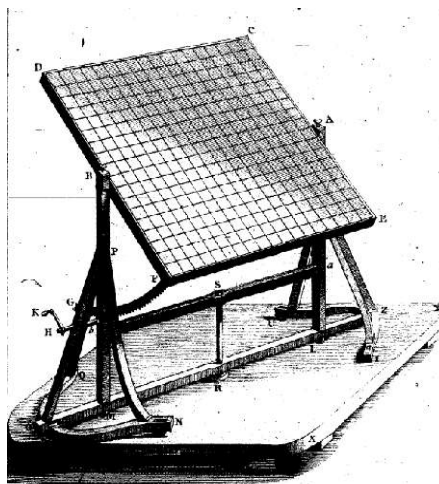


Figure 1.5 : Glace plane orientable du miroir de Buffon [12]

Dans l'esprit de la physique émergente du XVIII^e Siècle, la légende des "miroirs ardents" d'Archimède était bien connue, et généralement controversée. Aussi, pour vérifier son intime conviction en faveur du mythe ancien, L. C. De Buffon fit construire en 1747 un "miroir composé de 168 glaces planes" orientables (figure 1.5). Il expérimenta le pouvoir inflammatoire à diverses distances et la fusion des métaux avec son dispositif [12], dont le principe est aujourd'hui mis en application dans les centrales à tour solaire.

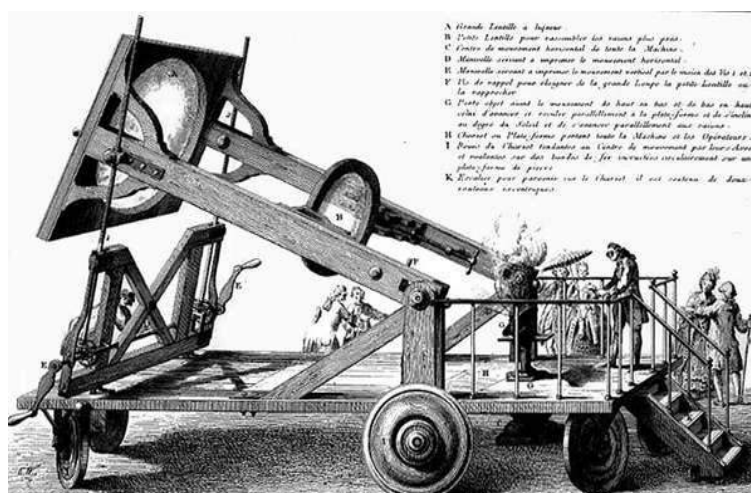


Figure 1.6 : Le four solaire de Lavoisier [13]. (Bibliothèque Nationale)

En 1773 Antoine de Lavoisier utilisa un four solaire utilisant deux lentilles convergentes afin de fondre diverses matières sans utiliser de combustible. Il réussit à réaliser la fusion du platine [13], soit une température atteinte de 1800°C. A la même époque diverses expériences sont menées en Allemagne sur la fusion solaire des métaux à l'aide de miroirs paraboliques.

Plus connu comme naturaliste et géologue, Horace-Bénédict de Saussure réalise vers 1784 différentes études expérimentales sur l'utilisation de l'énergie solaire. Il réalise notamment un capteur solaire permettant d'atteindre un peu plus de 100°C, utilisant les principes de l'effet de serre et de la sélectivité optique, tout comme les capteurs plans actuels. Remarquant l'indépendance entre le rayonnement et la température ambiante, il envisage la possibilité d'utilisation pratique de l'énergie solaire à des fins domestiques pour le chauffage et la cuisson alimentaire [6].

Au XIX^e Siècle, la machine à vapeur, déjà outil de la révolution industrielle naissante en Grande-Bretagne, n'était pas sans poser de problème. Les procédés de fabrication ne permettaient pas de fabriquer des chaudières fiables et résistantes et on déplorait de nombreux accidents, notamment des explosions de chaudières surchauffées ont fait de nombreuses victimes. Pour pallier à ce problème certains inventeurs eurent l'idée d'utiliser du gaz pour développer de la puissance mécanique dans un piston, en lieu et place de la vapeur. La première tentative fructueuse est due à Sir G. Cayley en 1807 [14] ; son idée était le grand principe de tous les moteurs à cycle ouvert : comprimer l'air frais, qui servait de comburant dans un foyer avant d'atteindre la chambre de détente. Le sens de circulation de l'air et des fumées étant assuré par de simples clapets, le taux de compression était très bas et par conséquent le rendement de cette machine très faible.

En 1816, Robert Stirling eut une idée autrement intéressante: Son brevet décrit non seulement un moteur à gaz à cycle fermé, sans clapet ni soupapes, qui supprime le problème de l'encrassement de la chambre de détente, mais a également l'idée révolutionnaire de "l'économiseur", que nous appelons aujourd'hui régénérateur, dispositif permettant de stocker puis récupérer de la chaleur sensible lors des allers et retours du gaz de travail depuis la chambre de détente vers la chambre de compression, améliorant ainsi le rendement. Si les premières machines de Stirling étaient relativement peu puissantes et efficaces, simplicité et fiabilité leur valurent d'être les premiers moteurs à gaz à être fabriqués industriellement (figure 1.7).



Figure 1.7 : Quelques moteurs de Stirling anciens. De gauche à droite : Moteur Louis Heinrici "universel" (Allemagne, fin XIX^e début XX^e) dont la gamme s'étendait d'un diamètre de cylindre 26mm à 190mm, ce type de moteur fut commercialisé jusqu'en 1941. Un petit moteur Heinrici conçu pour animer un piano mécanique. Une pompe à eau "Rider" fabriquée par Ericsson en 1880.

Comment ne pas citer Sadi Carnot? La publication de ses *Réflexions* en 1824 [15] n'eut pas un effet immédiat, mais ses travaux, repris entre autres par Clapeyron en 1834 et Clausius en 1850, posèrent les fondations de la thermodynamique classique, dont l'émergence eut des conséquences notoires sur les performances des moteurs et tout le domaine de l'énergétique.

En 1838, Claude Pouillet invente le pyréliomètre [16] qui lui permet la première estimation de la constante solaire à $1,7633 \text{ cal.cm}^{-3}.\text{min}^{-1}$, soit 1231 W.m^{-2} , valeur relativement proche de celle de 1367 W.m^{-2} avec des fluctuations de +/- 5%, admise aujourd'hui.

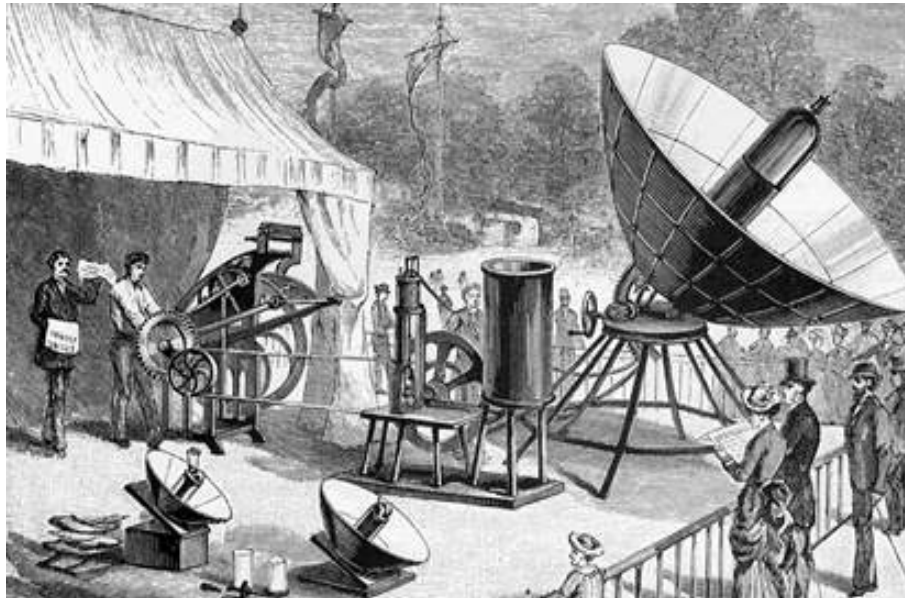


Figure 1.8 : L'imprimerie Solaire d'Augustin Mouchot au jardin des Tuileries en 1880 [17].

Ces travaux inspirent Augustin Mouchot qui, reprenant – entre autres – les idées de Saussure, effectue l'expérience de la cuisson et de la distillation solaire dès 1860. Il relate ses expériences dans un ouvrage [6] publié en 1869, qui sert par la suite de référence quant à l'exploitation de l'énergie solaire et invente le concentrateur tronc-conique en 1875.

Il construit plusieurs moteurs à vapeur alimentés par énergie solaire, dont les plus célèbres furent une pompe à alimentation solaire, très remarquée lors de l'exposition universelle de Paris en 1878 ; puis une machine similaire présentée en 1880 à l'exposition du jardin des Tuileries (figure 1.8), par son assistant Abel Pifre, qui entraînait une presse mécanique imprimant le "Journal Soleil".

Un autre précurseur incontournable est John Ericsson : Entre 1868 et 1875 il se consacra à l'étude de l'alimentation solaire des machines et fabriqua sept prototypes. Il déclare au journal de Genève du samedi 24 octobre 1868 : "*Archimède, ayant calculé la puissance du levier, expliquait qu'à l'aide de ce levier on pouvait mouvoir la Terre. J'affirme qu'en condensant les rayons du soleil, on peut créer une force capable d'arrêter la Terre dans sa marche.*"

Ses recherches furent publiées dans *Solar Investigations* (New York, 1875) et dans *Contributions to the Centennial Exhibition* (New York, 1876) ; il y présente une de ses inventions les plus remarquables du genre: un moteur à air à cycle fermé alimenté directement en chaleur par un concentrateur parabolique ; ni plus ni moins que le premier Dish-Stirling au monde. Il a également réalisé le premier couplage d'une machine à vapeur à un capteur cylindro-parabolique (figures 1.9 et 1.10).

L'intention de ces études n'était pas de supplanter la machine à vapeur, alors en pleine expansion, mais de proposer une alternative aux combustibles tels que le bois et le charbon, pour les régions où l'approvisionnement est difficile, mais où l'ensoleillement est quasi-permanent. Il pensait aussi que son invention, bien que de peu d'intérêt commercial à l'époque, pourrait à l'avenir répondre à la problématique de l'épuisement des ressources fossiles.

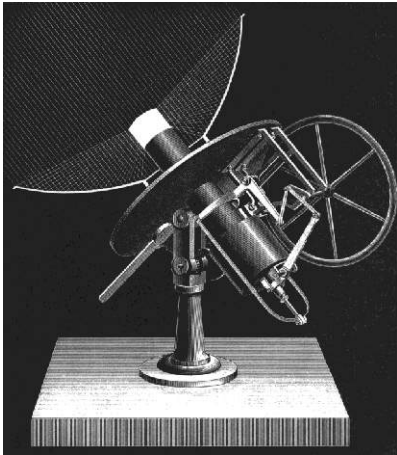


Figure 1.9 : La machine solaire de John Ericsson décrite dans "Contributions to the Centennial Exhibition", New York, 1876.



Figure 1.10 : Photographie du premier "dish-Stirling" réalisé par Ericsson. On sait aujourd'hui que le miroir parabolique était largement sous-dimensionné. (John Ericsson Society, New York)

L'article présentant les projets de John Ericsson dans le journal de Genève du 24 Octobre 1868, laissait transparaître une pointe d'incrédulité. L'histoire et la littérature [18] retiendra néanmoins les précurseurs de la conversion thermodynamique de l'énergie solaire, qui ont posé les bases des techniques actuelles dans ce domaine renaissant.

1.2.2 Le potentiel de la ressource solaire

La première centrale expérimentale à usage pratique fut construite à Méadi (Égypte) en 1913 par Frank Schumann. Destinée au pompage d'irrigation, ce système utilisait une machine à vapeur alimenté directement par des capteurs cylindro-paraboliques.

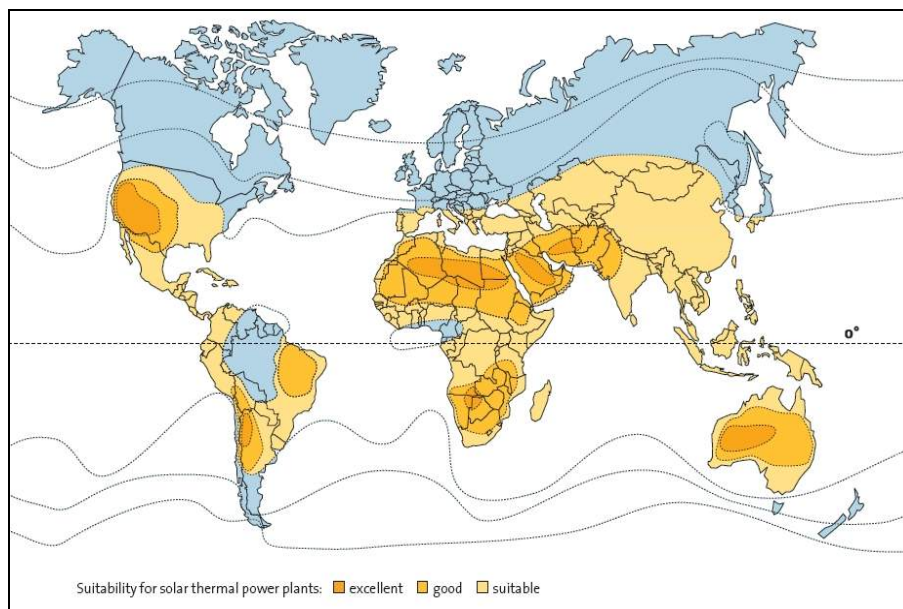


Figure 1.11 : Ceinture solaire terrestre et son potentiel d'installabilité de centrales solaire thermique à concentration. (Solar Millenium)

Par la suite, la première guerre mondiale, puis la seconde, et surtout l'émergence des carburants pétroliers comme source d'énergie efficace, pratique et bon marché, a fait tomber

l'énergie solaire dans l'oubli jusque dans les années 1970. La hausse brutale du prix du pétrole brut en 1974 avait lancé une course aux énergies alternatives dans les pays industrialisés. Dans cette effervescence plusieurs plates-formes d'expérimentation des technologies solaire ont vu le jour aux Etats Unis d'Amérique (Albuquerque, NM et Bastrow, CA), en Espagne (PSA, Almería) en France (Thémis, Targassonne), qui ont posé les bases de développement de la production d'électricité par concentration solaire. Le retour du pétrole bon marché en 1986 et sa relative stabilité dans les années 90 ont eu pour conséquence des politiques énergétiques moins favorables au solaire qui tomba quasiment dans l'oubli.

Depuis le début des années 2000, la prise de conscience générale de la problématique environnementale et climatique, concrétisée par les accords de Kyoto en 1997, ainsi que le flou sur l'étendue des réserves d'énergies fossiles, ont relancé les efforts pour élargir la diversité énergétique avec un regain d'intérêt notoire pour l'énergie solaire, selon une approche révisée et des objectifs ambitieux [19].

Il est aujourd'hui reconnu que "la plus grande ressource d'énergie techniquement accessible sur la planète est disponible dans les régions désertiques autour de l'équateur " [20], d'une manière générale que l'énergie solaire est la seule ressource énergétique (renouvelable et fossiles compris) capable de pourvoir à la totalité de la demande énergétique mondiale sur le très long terme [21]. Il est estimé que 1% de la surface des régions arides et semi-arides de la ceinture solaire terrestre (figures 1.11 et 1.12), couverte de centrales solaires thermiques à concentration, en considérant 10 à 15 % de pertes en ligne, serait théoriquement suffisant pour fournir la demande actuelle mondiale en électricité.

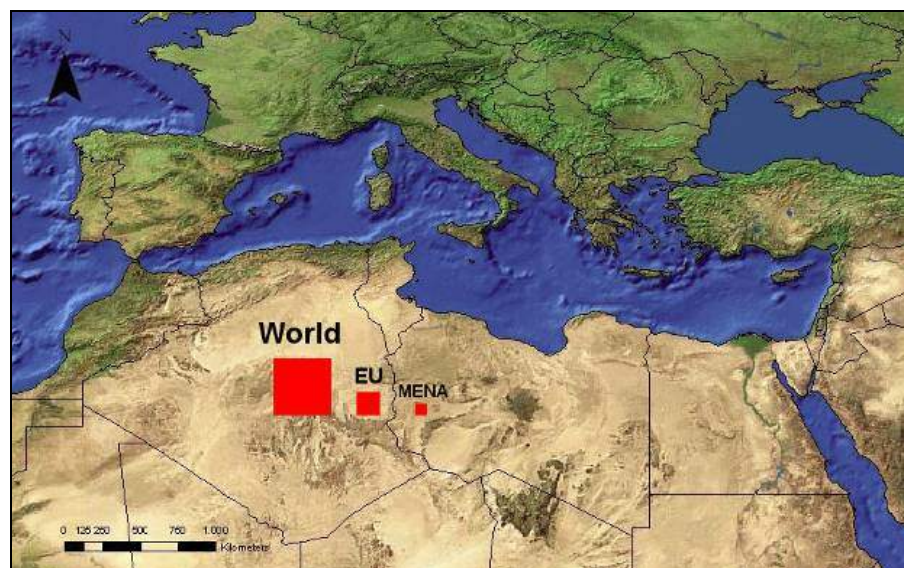


Figure 1.12 : Représentation des surfaces qu'occuperaient des centrales thermo solaires dans le Sahara pour produire les quantités d'électricité actuellement consommée au Moyen-Orient (MENA), en Europe (EU-25) et dans le monde entier. (DLR, Centre Aéronautique et Spatial Allemand, 2005)

Le projet DESERTEC-EUMENA estime possible d'ici à 2050 la construction au Moyen-Orient et Afrique du Nord (MENA : Middle East and North Africa) de centrales suffisantes, outre à fournir la demande locale, pour exporter 200 GWe à 300 GWe, vers l'Europe via des lignes à courant continu sous haute tension (ou HDVC : High-Voltage-Direct-Current), soit une capacité de 700 TWh/an [22], autrement dit l'équivalent de la production d'électricité d'origine nucléaire de toute l'Europe en 2012.

En conclusion, il apparaît que le solaire thermodynamique constitue un défi majeur pour faire face aux enjeux énergétiques et économiques de demain.

1.3 Centrales solaires thermo-électriques

1.3.1 Centrales à miroirs héliostatiques et tours thermiques

Les premiers prototypes modernes de centrales à tour ont été fabriqués à la fin des années 1970. Des centrales de petite échelle (de l'ordre de 400kWth) ont été conçues et réalisées [23].

Le principe de base est la réflexion du rayonnement solaire par un champ de miroirs, suivant le soleil dans sa course (héliostats), vers un récepteur central, nécessairement situé en hauteur, la multiplicité des miroirs constituant donc un concentrateur de haute performance. En aval plusieurs solutions de collecte de la chaleur sont envisageables. La génération directe de vapeur d'eau et la vaporisation indirecte par caloporteur organique ont été adoptées, selon le type de concentration, pour la réalisation des prototypes pré-industriels des années 1980. Ces solutions permettent d'alimenter des Turbines à Vapeur (TAV, cycle de Hirn plus connu, abusivement, en tant que cycle de Rankine).

Les premiers prototypes pré-industriels de tour solaire furent Eurelios (1MWe) en Sicile et Solar 1 (10 MWe) en Californie (devenu Solar 2 après sa restauration en 1995 avec ajout de stockage). Citons également la centrale Thémis à Targassonne en France. Ces centrales expérimentales commencent à déboucher sur le développement de centrales de taille modeste.

La première centrale à tour pré-commerciale européenne, PS10, près de Séville et (figure 2.9 p.49), a une capacité de 11 MWe [24] pour 75000 m² de surface totale de captage. Un stockage de vapeur permet une autonomie de 30 minutes à pleine puissance. Le cycle vapeur est limité à une température de surchauffe de 250°C sous 40 bars pour une condensation à 50°C sous 60 mbars (figure 2.10 p.52). L'efficacité de conversion solaire/vapeur étant de 92%, cela représente, en considérant une insolation moyenne d'environ 1346W/m² [25] un rendement global de conversion directe de l'ordre de 10%. La seconde unité composant cette centrale, d'architecture similaire (PS20), d'une capacité de 20 MW a été achevée en 2009.

Les performances de cette technologie, non négligeable dans l'absolu ("gratuité" de l'énergie solaire) est faible au regard du potentiel des tours solaires en terme de température (de 800°C à 1000°C). La centrale expérimentale Solar Two, (génération de vapeur indirecte par sel fondu à 565°C, retour à 290°C et stockage à deux réservoirs), a affiché un rendement de conversion solaire/électrique de 23% crête [24] (une efficacité annuelle 7,6% [26] [27]) et démontré la possibilité de fonctionnement en continu alors que le stockage thermique était prévu pour une autonomie de 3h de production, et que de nombreux composants, issus de Solar One, sont techniquement dégradés ou obsolètes [28].

Les prévisions annoncés par le NREL en 2003 [27] d'augmentation de l'efficacité annuelle globale au delà de 17% avec des efficacités de cycle vapeur supérieures à 45% à l'horizon 2020 semblent encore hors de portée aujourd'hui. Malgré des résultats encourageants, outre les performances énergétiques, la viabilité thermo-économique des technologies à tour reste encore à améliorer. En premier lieu, le prix de revient des champs d'héliostats et de l'absorbeur sont très élevés, représentant respectivement plus de 40% et environ 20% du capital d'investissement total. Une réduction de coût est envisagée par effet d'échelle en augmentant la taille des miroirs héliostatiques. En revanche les absorbeurs sont plus problématiques : Les aléas de l'ensoleillement rendent difficile la gestion de la température, et les technologies de récepteurs à haute concentration, pour des puissances thermiques de plusieurs centaines de MWth constituent aujourd'hui un challenge technologique et scientifique.

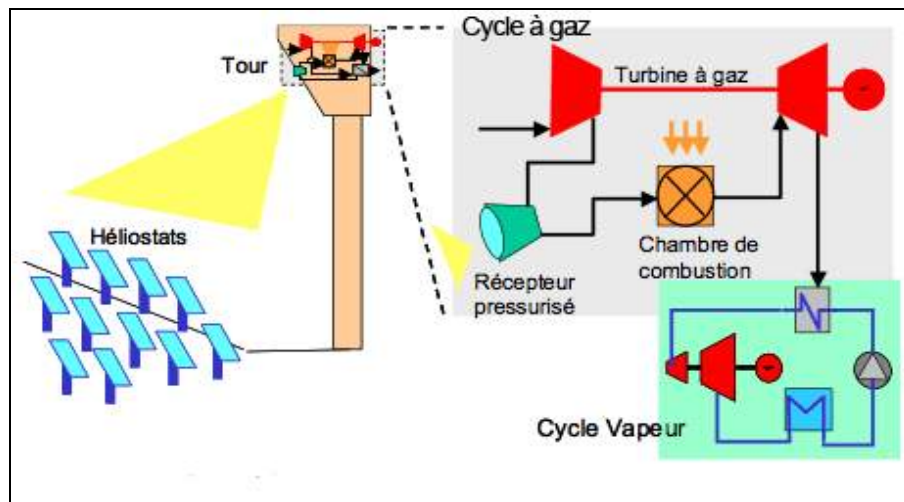


Figure 1.13 : Schéma de principe du projet PEGASE . (PROMES / CNRS)

Dans le collimateur de cette problématique, une autre solution est envisagée, tout aussi ancienne mais plus atypique et ambitieuse : La génération d'air chaud pressurisé pouvant alimenter directement une Turbine à Gaz (TAG, cycle de Brayton-Joule). Cette technologie ne permet pas de stockage thermique et l'obtention de hautes températures d'air obtenue par la seule énergie solaire n'est pas maîtrisée aujourd'hui.

En revanche l'hybridation avec la combustion fossile est potentiellement très intéressante, le taux de conversion solaire / électricité pouvant atteindre 30% avec une TAV alimentée par le rejet de la TAG (bottoming cycle). Aussi le chauffage solaire direct d'air à haute température connaît actuellement un renouveau d'étude, notamment à la *Plataforma Solar de Almería* (PSA) et par le projet PEGASE (renouveau de Thémis, figure 1.13) du CNRS/PROMES.

1.3.2 Centrales à concentrateurs cylindro-paraboliques

Le développement de ce type de centrale a débuté en même temps que celui des centrales à tour mais a suivi une évolution plus rapide. Le premier démonstrateur à échelle pré-commerciale, SEGS I (Solar Energy Generation System, 13,8MWe) en Californie, a débouché rapidement sur la réalisation de nouvelles centrales de 30MWe selon une technologie hybride solaire/gaz naturel de 1986 à 1989 (SEGS II à VI), puis deux de 80MWe en 1990 (SEGS VIII) et en 1991 (SEGS IX) [29].

Les systèmes de type SEGS étaient initialement dotés d'un stockage thermique d'appoint (3 heures) pour pouvoir couvrir les pics de consommation, divers schémas ont été envisagés [30] et testés pour en améliorer l'autonomie jusqu'au fonctionnement continu. La figure 1.14 présente le schéma général avec le système stockage retenu pour ce type de centrales (Andasol 1, 100% solaire). A noter le cycle vapeur est réalisé en réalité par une turbine haute pression et une cascade de turbines à sous-tirage (ce qui n'est pas explicite dans la figure 1.14) ; ce qui permet d'extraire un maximum de puissance de la vapeur avec un rendement pouvant atteindre 40%.

Depuis le début des années 2000, les avancées réalisées en matière de stockage ont permis d'augmenter la fraction solaire jusqu'à 100% aujourd'hui [29]. Cette évolution, très rapide compte tenu du contexte économique défavorable (pétrole bon marché) a nettement démontré la viabilité économique de la technologie cylindro-parabolique [31].

En 2006 le prix de revient de l'énergie 100% solaire utilisant cette technologie était estimée à moins de 0,15 \$/kWh pour des centrales de plus de 130MW [32]. Ces architectures ont prouvé la possibilité d'un rendement net annuel de 14% pour une température de captage de 400°C, une température de 500°C étant potentiellement envisageable dans le futur, avec un rendement annuel de plus de 17% à l'horizon 2020 [27].

A moyen terme, plusieurs projets de centrales hybrides à cycles combinés à préchauffage

solaire (Technologie ISCCS : Integrated Solar Combined Cycle System) d'envergure sont envisagés dans le monde. Ils permettront une transition technologique vers le 100% solaire avec des prix de revient énergétique très intéressant (7 à 9 c€/ kWe) du fait de rendements accrus, permettant de rentabiliser au maximum les énergies fossiles. Le brûleur (à gaz naturel en général) alimente une TAG dont le rejet thermique est utilisé pour la surchauffe d'un cycle vapeur, le champ de récepteurs solaires alimentant, le préchauffeur et le bouilleur avec l'assistance d'un stock thermique [33]. Deux centrales de ce type de moyenne envergure sont actuellement en construction en Algérie et au Maroc [34].

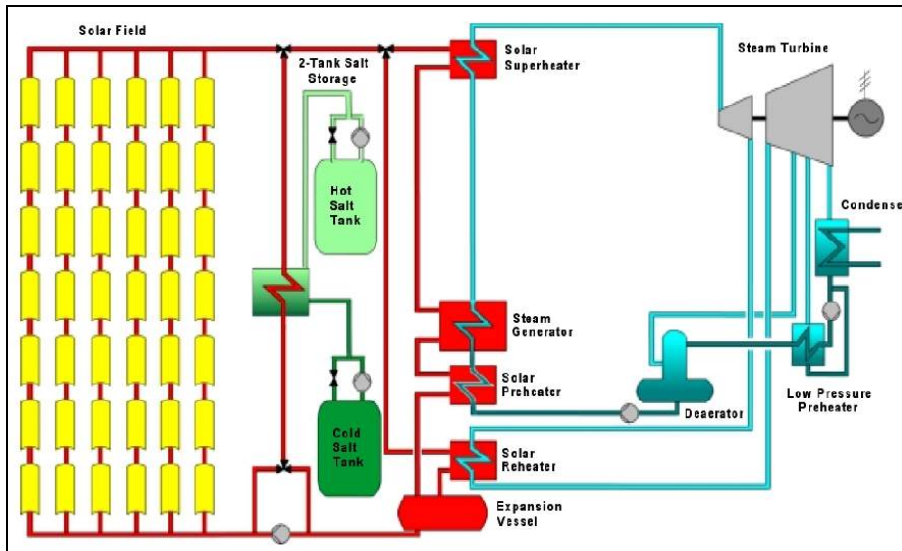


Figure 1.14 : Schéma de principe de la centrale Andasol-1

Toutefois, Andasol-1, parmi les plus grandes centrales solaires Européenne en activité aujourd'hui [35] a une puissance nette de 49,9 MWe pour une capacité de 179 GWh/an. Les éléments qui la composent lui confèrent des performances remarquables : La boucle de réception solaire (capteurs SKAL-ET de Flagsol GmbH "Eurotrough") a une efficacité en pointe de 70% tandis que la TAV avoisine 40% de rendement maximum, soit pour l'ensemble de l'installation un rendement maximum de 28% pour une efficacité annuelle moyenne de 15% [36]. L'autonomie sur stock thermique est de 6 heures avec une réserve de 25% pour le maintien à l'état liquide des sels utilisés pour le stockage (mélange eutectique de Nitrate de Sodium et Nitrate de Potassium).

Une variante de cette technologie consiste à utiliser, avec le même type de schéma système, des concentrateurs linéaires de Fresnel (CLFR) [28]. Le développement de ce type de capteur est plus récent, mais il est déjà utilisé à échelle pré-commerciale et certains projets prévus pour 2011-2012 sont envisagés avec cette technologie.

La technologie cylindro-parabolique est aujourd'hui en pleine expansion : Les centrales en construction ou en projet en 2008 [37] sont pour la plupart en activité. De nombreux nouveaux projets ont apparu depuis, parfois ambitieux, comme Mohave Sun Power Inc. qui annonçait dès 2009 la construction (Mohave, Arizona) de la plus grosse centrale solaire jamais réalisée, avec une capacité de 340 Mwe [38]. Il y aurait aujourd'hui vingt-quatre centrales à concentrateurs cylindro-paraboliques (dont une hybride gaz naturel/solaire) en activité dans le monde [39], pour une puissance nominale installée de 1318 MW électriques. En 2012 vingt-cinq nouvelles centrales sont en construction pour une capacité nominale cumulée de près de 3000MW électriques supplémentaires, et aux seuls Etats-Unis d'Amérique 15 projets de nouvelles centrales – dont neuf d'une puissance nominale supérieure à 200MW – cumuleront 3500 MW supplémentaires.

1.3.3 Systèmes à Parabole/Stirling

Il fallut un siècle pour que soient reprises les idées de Mouchot et Ericsson de coupler directement un concentrateur parabolique à un moteur thermique. C'est en effet lors de la crise pétrolière de 1973, que démarra, vers 1977, l'ère du développement moderne des systèmes à concentrateurs paraboliques [40].

Plusieurs cycles thermodynamiques pourraient être utilisés en réception de tels concentrateurs, qui permettent d'atteindre des températures élevées (600°C à 800°C, voire davantage) : Machines à vapeur, turbines de Joule ou moteur de Stirling. Pour une question de rendement, l'utilisation de turbines à gaz serait intéressante à partir de 100kW, mais cela nécessiterait la fabrication de très grandes paraboles, d'environ 25m de diamètre, ce qui, à ce jour reste un défi technique et économique non résolu. Aussi, seul le moteur Stirling a réellement émergé, en raison de son rendement élevé, sa fiabilité, son adaptabilité remarquable à tout type de sources thermiques et à l'hybridation.

Dès le début des années 1980, après divers essais à petite échelle (quelques dizaines de Watts) et des études préliminaires, il était estimé que le concept à parabole/Stirling pourrait atteindre un rendement de conversion solaire/électrique d'environ 30% [41]. Quelques années plus tard l'hypothèse était prouvée par le système Vanguard I (parabole Advanco de 10,5 m de diamètre et moteur Kockums/USAB 4-95 MkII) qui atteignait en 1984 une efficacité "solar to grid" de 29,4% [42]. Ce record n'a été surpassé que très récemment, dans des conditions d'ensoleillement exceptionnelles (108% de la normale) : Le 31 janvier 2008, le Système SES (Stirling Energy System, figure 1.15) de Sandia National Laboratories produisait 26,75 kWe net pour un rendement de 31,25% [43], ce système est équipé du même moteur USAB 4-95.

Plusieurs systèmes pionniers ont été réalisés et testés entre 1984 et 1996, d'une puissance allant de 7kW à 50kW. A l'exception des machines à piston libre (développés dans les années 1980 par Sunpower) tous ces prototypes utilisaient des moteurs Stirling développés dans les années 1970. Les moteurs Kockums/USAB (Ex : SunCatcher, figure 1.15, à gauche) et Solo 161 (Ex : Eurodish, figure 1.15, au milieu) sont en effet hérités des travaux de la société Philips, et n'ont subi que des modifications mineures dans leur conception générale. Seul le prototype de Sunmachine (figure 1.15, à droite) utilise un moteur cinématique de conception plus récente.

Les innovations les plus marquantes de cette première période de développement concernent d'une part la réalisation technique de concentrateurs paraboliques, d'autre part les récepteurs de rayons hautement concentrés adaptés aux moteurs.



Figure 1.15 : Quelques systèmes Parabole-Stirling de seconde génération (de gauche à droite) : SunCatcher (SES) ; Eurodish (SBP) ; Sunmachine Solar (Sunmachine)

Le composant central du récepteur est l'absorbeur, situé dans une cavité isolée thermiquement (au fond ou sur ses parois) à un niveau proche du plan focal du concentrateur. L'enveloppe est destinée à limiter les pertes thermiques par réflexion, rayonnement propre,

conduction et convection.

Les absorbeurs les plus courants, à réception directe, sont constitués de réseaux de tubes exposés directement au rayonnement concentré, tandis que les absorbeurs indirects utilisent un caloporteur à changement de phase (en général du sodium) permettant une meilleure stabilisation de la température de source du moteur. L'échangeur principal est alors, soit noyé dans un volume de caloporteur, soit alimenté par un réseau de tubes capillaires (caloducs). Les réseaux de caloducs peuvent être très performants mais posent d'importants problèmes de fiabilité, surtout par le fait que le réseau capillaire, très fin ($4\ \mu\text{m}$) se déforme à chaud au cours du temps. Aussi l'absorbeur à caloducs est pratiquement abandonné aujourd'hui. Une variante consiste à l'hybridation du récepteur, par alimentation en combustible fossile (gaz naturel)

L'importance du rendement énergétique pour le développement de cette technologie, connue depuis les premières heures [42] est toujours d'actualité [34]. Aussi la plupart des systèmes développés aujourd'hui utilisent des absorbeurs directs et des réflecteurs à hautes performances (réflectivité de 91 à 94 %) et présentent un rendement de conversion solaire/électrique supérieur à 22% en pointe.

Les systèmes puissants (20kW et plus) doivent privilégier un haut rendement (conversion solaire / électrique de 25% à 30% et plus) et seront plutôt destinés à l'élaboration de moyennes centrales : D'après des études récentes (Sandia Lab./SES) la production de 32000 systèmes de type Suncatcher™ pourrait réduire le coût du Watt installé à 2\$ contre 8\$ actuellement (2009).

Les systèmes de moindre puissance, utilisant des technologies moins élaborées (surtout en ce qui concerne le concentrateur) pourront être envisagés pour des micro-centrales et le secteur résidentiel (InfiniaCorp, Sunmachine), tout en affichant des rendements suffisants pour être compétitif, soit un ordre de grandeur de conversion solaire / électrique d'environ 20% .

1.3.4 Cheminée solaire

Ce concept original est le plus récent : Si le principe de génération d'un courant d'air ascendant dans une cheminée obtenu par chauffage est utilisé depuis le milieu du XVI^eSiècle (broches de cuisson actionnées par des hélices placées dans la cheminée), le concept élaboré de cheminée alimentée en chaleur par rejet thermique ou énergie solaire, afin récupérer une énergie mécanique de puissance, remonte à une trentaine d'année (brevet US3936652). Les diverses améliorations survenues depuis concernent essentiellement les cheminées solaires.



Figure 1.16 : Cheminée solaire expérimentale de Manzanares (Espagne) 195 m de haut, 46000m² de capteurs pour une puissance max de 50kWe . A gauche vue globale, à droite vue interne de la serre de captage.(SBP)

Si le principe de base est simple et parfaitement décrit, sa réalisation présente des contraintes importantes :

Le captage de l'énergie solaire à basse température, environ 20 °C seulement au dessus de la température ambiante, est simplement réalisé par une serre située au pied de la tour. Le bas

rendement de la conversion thermomécanique obtenu (rendement net solaire/électrique de 0,4 à 0,5 % en pointe) impose une très grande surface de captage, qui doit de préférence être réalisée avec une structure et un matériau robuste, et susceptible d'être nettoyée régulièrement pour éviter l'obscureissement.

Mais la plus grande contrainte est la réalisation d'une cheminée de 100 mètres de hauteur ou plus selon la puissance du système (jusqu'à 1000 mètres pour une centrale de 100MW !), ce qui impose des conditions de résistance à des contraintes atmosphériques et météorologiques sévères.

D'après les données actuelles [44], le captage solaire et la cheminée représenteraient au moins 66 à 70% de l'investissement global pour une installation de 5MWe à 200MWe. Cette technologie ne semble pas devoir jouer un rôle majeur dans les années à venir.

1.3.5 Micro-systèmes expérimentaux

Les systèmes pionniers de la fin des années 70 étaient réalisés à petite échelle pour étudier la faisabilité des concepts. Toutefois, outre les Stirling-parabole, apparaissent depuis quelques années des expérimentations de systèmes de petite puissance en vue du développement de micro-systèmes de construction économique.

Les retours d'expérimentation de ces systèmes sont assez rares. Il est probable que de nombreux projets existants restent muets, faute de trouver un débouché commercial, tandis que d'autres restent très confidentiels.

Citons toutefois quelques réalisations remarquables :

Au début des années 1990, la société Weber Solartechnik – devenue ensuite Sunmachine – développait une petite motopompe solaire : Le Sunwell 50 (figure 1.17) est un moteur Stirling LTD classique (Low Temperature Difference, de type gamma) alimenté en chaleur par 1 m² de capteur solaire en contact direct avec l'espace de détente.

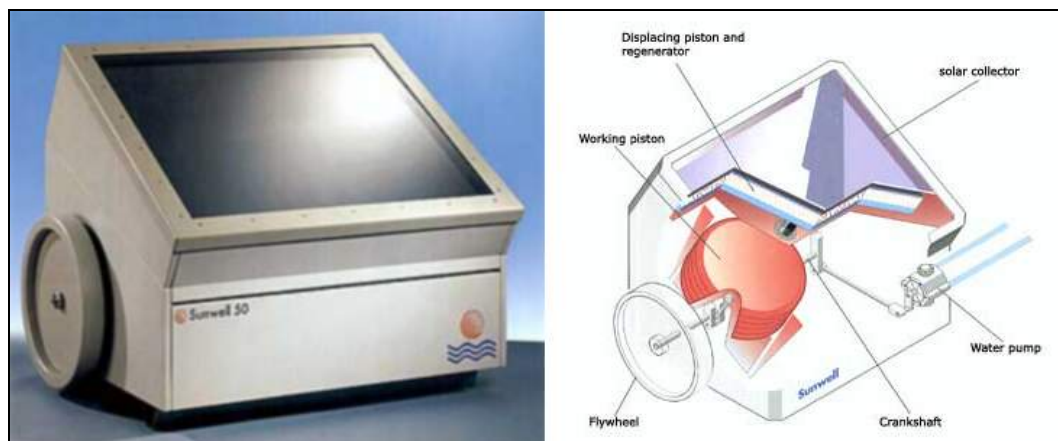


Figure 1.17 : La motopompe solaire Sunwell 50 de SunMachine (<http://www.projetstirling.fr>)

Destiné à fournir des systèmes de pompage pour les pays en voie de développement, cette machine simple comprend une petite pompe mécanique directement reliée à l'arbre moteur, qui toutefois reste accessible depuis l'extérieur, soit pour pouvoir accroître la puissance en couplant plusieurs moteurs en série, soit pour actionner manuellement la pompe en l'absence d'ensoleillement.

Le Sunwell développe une puissance mécanique de 50 W, avec un ensoleillement moyen de 1000W/m², soit un rendement d'environ 5%, un résultat classique pour un système de ce type. Cette machine n'a pas eu le succès escompté et n'est plus commercialisée.



Figure 1.18 : Le moteur solaire-hydraulique Sunpulse™ peut assurer un débit d'irrigation de 400 m³ / jour en eau de surface ou 25 m³ / jour de pompage à 30 m de profondeur. (Sunvention)

La société Sunvention International, (anciennement BSR Solar) a développé le Sunpulse™, un système solaire de pompage d'eau à basse température (figure 1.18). L'architecture est, semble-t-il, similaire à celle du Sunwell, mais d'une taille plus imposante, avec une surface de captage de 3m² à renforcement optique.

Le site du fabricant fournit peu de détails sur la conception ni les performances du système. Toutefois il est permis de supposer qu'à température de captage annoncée (un peu plus de 100°C), le rendement global de conversion doit être de quelques 5% à 7%.

Là encore il n'y a pas eu de développement commercial du système des années durant, mais Sunvention perdue et entretien des partenariats, dont un vise au développement d'un concept de village solaire (figure 1.20). Relativement à ce projet, Sunvention a réalisé un prototype de moteur Stirling spécifiquement conçu pour fonctionner à partir d'une source à moyenne température (150°C et plus) obtenue par combustion pauvre [45], pouvant alimenter une génératrice ou actionner une petite machine agricole (figure 1.19).

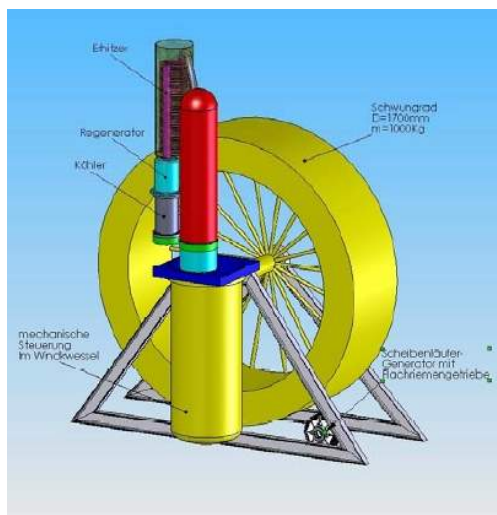


Figure 1.19 : Moteur Stirling basse et moyenne température, couplée à une génératrice, il peut produire 1kWe pour une puissance thermique fournie de 50kW à 400°C. Le rendement est faible mais la machine est très simple. (Sunvention)

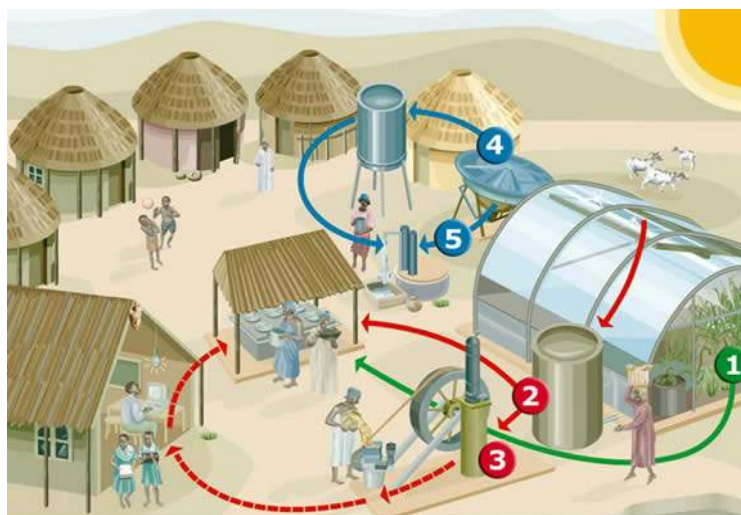


Figure 1.20 : Concept de village solaire (Sunvention)

Enfin, au début des années 2000, l'EPFL a réalisé une micro centrale solaire dans le cadre du programme de recherche SPS (Solar Power System).

Il s'agit en réalité d'un système hybride (figure 1.21) : Un moteur à combustion interne est couplé à une génératrice . Le rejet thermique à haute température de ce MCI (gaz d'échappement) est utilisé pour surchauffer de l'eau en sortie d'une boucle de captage solaire ; tandis que son rejet thermique de régulation du bloc moteur sert au préchauffage d'un cycle ORC à basse température. Ce dernier étant en réalité un cycle ORC à basse température (bottoming cycle) alimenté à l'évaporation et à la surchauffe par le condenseur d'un cycle supérieur (upping cycle) à "haute" température (120°C à 150°C) . L'ensemble du système restant très flexible : Les turbines pouvant être alimentées à pleine puissance par le MCI combiné au chauffage solaire ; ou à puissance réduite, soit par le seul MCI, soit par la seule boucle de captage solaire, garantissant ainsi un fonctionnement continu adapté au besoin.

Les turbines de ce système ont en réalité été réalisées avec des machines de détente volumétrique spiro-orbitales, plus adaptées à la petite puissance du système que des turbines classiques. Le captage solaire a été réalisé par un concentrateur de Fresnel linéaire focalisant sur des absorbeurs évacués de marque SOLEL.

Nonobstant la relative complexité de ce système, la baisse du rendement des turbines à régime réduit étant compensée par l'hybridation avec le MCI [46], il montre bien la faisabilité de systèmes de petite puissance. Toutefois, les résultats d'expérimentation soulignent également l'importance des choix technologiques fondamentaux sur la conception détaillée, le dimensionnement et la souplesse de fonctionnement.

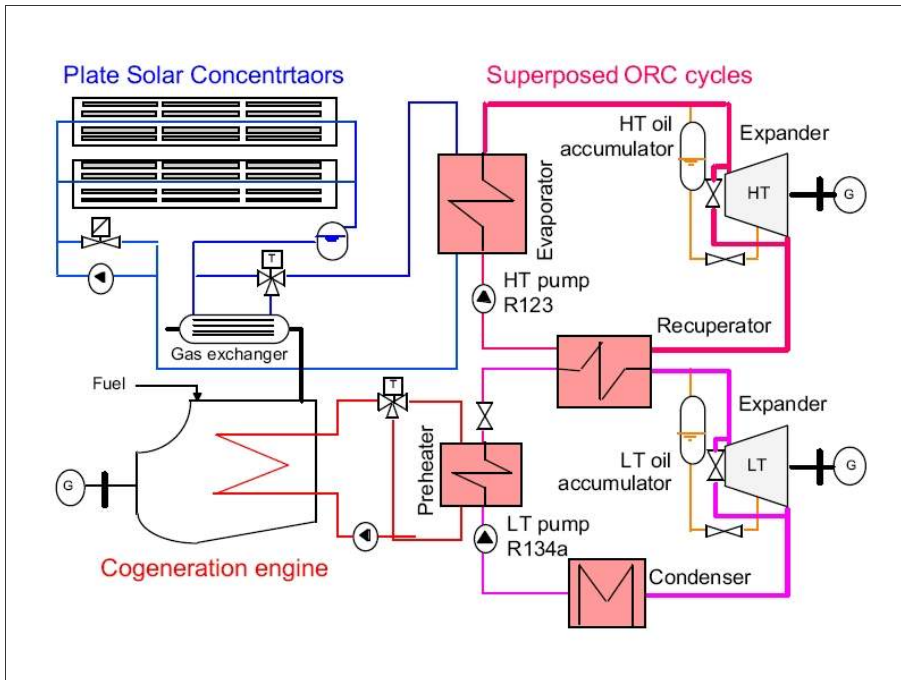


Figure 1.21 : Schéma de la microcentrale hybride expérimentale SPS-LENI . On note l'originalité du circuit de valorisation thermique hybride (solaire et/ou récupération de chaleurs fatales) par deux machines à cycles organiques en cascade (EPFL)

1.3.6 Quelques chiffres

Le renouveau récent de l'énergie solaire a conduit à un développement conséquent du solaire thermodynamique.

Alors que la capacité cumulée des centrales thermosolaires était d'à peine 37MW en 1984, elle a atteint en 2009 560MW, dont 83MW en Europe, ayant cumulé plus de 16000GWh d'électricité produite.

Si cette production est encore marginale et ne représente qu'une infime partie de la demande énergétique mondiale (moins de 0,005%), cette proportion est appelée à évoluer dans les prochaines années.

Un facteur important influant fortement sur ce développement est la mise en place depuis quelques années de plans de financement et subventions visant à réduire le coût des investissements, depuis environ 4 € / kW en 2009 il pourrait baisser à 3 € / kW en 2020, une politique de subvention, puis d'incitation au "marché vert" devrait permettre le retour sur investissement à moyen terme et mener à un prix de revient de 0,04 à 0,06 € par kWh produit à l'horizon 2020, comparé en 2000 à plus de 0,1 € / kWh.

Aujourd'hui 984MW de capacité de production sont en construction dans le monde. Selon divers scénarii, la capacité mondiale pourrait évoluer entre 7000 et 80000MW à l'horizon 2020, et de 13000 à 342000MW en 2030. En terme de proportion, cela pourrait correspondre à quelque % de la production électrique mondiale en 2020 et quelques 20% en 2030, pour atteindre plus de 50% en 2050 [47].

Le projet Microsol porté par Schneider Electric vise à l'électrification rurale de sites isolés, par un système d'une puissance nominale de 10kW autonome basé sur le biais d'un stockage thermique, qui puisse être concurrentiel à d'autres solutions sur une durée de vie minimale de 20 ans. En soi cela constitue un défi technologique et économique, nécessitant un travail de recherche et d'innovation conséquent en cours depuis 2009.

Chapitre 2 Composants technologiques potentiels pour un projet de microcentrale

2.1 Introduction

Le projet de microcentrale solaire thermodynamique porté par Schneider Electric a pour objectif premier de satisfaire des besoins identifiés d'électricité, dans des régions non raccordées à un réseau électrique (villages isolés), dans des pays en voie de développement en zone tropicale, principalement en Afrique.

La réalisation d'un tel projet doit tenir compte de nombreuses contraintes liées aux sites géographiques visés, et la disponibilité ou indisponibilité locale de divers services ou structures matérielles ou administratives. Après enquête, les qualités techniques et conditions que doit satisfaire la centrale sont les suivantes (cahier des charges système) :

- **Dimensionnement** : L'installation type devra assurer la quasi-autonomie en électricité d'un village de 100 foyers, soit 600 à 700 personnes. Le besoin type identifié est de 200 kWh d'énergie électrique par jour pour une puissance de crête de 10kW. Le couplage d'un système d'appoint est envisagé en cas de conditions exceptionnelles (jours de pluie...).
- **Autonomie** : Une réserve d'énergie doit assurer le fonctionnement autonome pour une nuit dans des conditions normales de fonctionnement.
- **Environnement** : La fabrication et l'usage doivent avoir un impact aussi réduit que possible sur l'environnement. Éviter l'usage de matériels ou fluides contenant des polluants chimiques est une priorité (cela exclue d'emblée les batteries électrochimiques pour le stockage énergétique qui sera donc thermique).
- **Robustesse et simplicité** : La durée de vie du système doit être de vingt ans au minimum. L'entretien courant, voire des réparations (pièces d'usure) doivent être réalisables par les populations locales, tant pour réduire les coûts d'exploitation que pour promouvoir la création d'emplois.
- **Coût** : Le système devra être concurrentiel économiquement à une installation photovoltaïque équivalente en termes de puissance et d'autonomie.

On trouvera ci-après un inventaire de macro-composants (briques système) pouvant servir à réaliser la partie thermodynamique d'une telle centrale solaire, et leur degré de compatibilité au cahier des charges système :

- Capteurs solaires thermiques avec et sans concentration.
- Moteur à cycle de vapeur et ORC, moteur à cycle de Joule/Ericsson, moteur de Stirling
- Caloporteurs : Fluides glycolés ; huiles minérales, synthétiques et siloxanes ; eau liquide
- Solutions de stockage de la chaleur

Chaque type de composant est décrit selon ses performances, son adaptation aux contraintes fonctionnelles liées aux sites (installation, maintenance) et à son impact environnemental.

Ces descriptions visent à sélectionner les technologies les plus à même de répondre au besoin, en gardant une certaine latitude : la conception technologique définitive ne pouvant se faire que par la collaboration des différents partenaires participant au projet.

2.2 Réception solaire thermique

Cette partie a pour but de rappeler très généralement les principales technologies de captage solaire thermique, et les critères influents sur le choix de ces technologies. Pour plus de précisions on se reportera à des ouvrages de référence [48].

2.2.1 Les absorbeurs solaires

Un absorbeur est un dispositif permettant de réceptionner un rayonnement pour le convertir en chaleur exploitable.

Le cœur d'un absorbeur est généralement constitué de matériaux thermiquement conductifs et rigides. Il existe toutefois des exceptions, par exemple de simples tuyaux polymères souples sont parfois convenables [49] ; tout dépend de l'application visée. Toutefois il est évident que le captage solaire en vue d'alimenter un moteur thermique nécessite, pour être efficace le choix de matériaux résistants à de hautes températures tel que métaux et céramiques.

L'enveloppe de l'absorbeur doit être conçue de manière à maximiser l'absorption thermique du rayonnement, tout en limitant les pertes thermiques.

Les caractéristiques thermo-optiques des revêtements de surface les plus simples, bon marché, permettent simplement de diminuer la réflectivité (donc améliorer l'absorbtivité). En revanche les revêtements sélectifs, plus onéreux, permettent de diminuer les pertes radiatives par limitation de l'émissivité lorsque la température augmente.

Les revêtements sélectifs peuvent être composés de plusieurs couvertures successives (revêtements multi-couches) aux propriétés particulières (figure 2.1). L'étude du processus de sélectivité [50] permet de déduire que pour le captage à basse température ($<75^{\circ}\text{C}$) un revêtement sélectif est pratiquement inutile, tandis qu'au delà d'une certaine température (environ 500°C) il devient inopérant. On comprend donc, ainsi qu'on l'a vu plus haut (1.2.3) , que le captage à très haute température soit généralement réalisé par réception des rayons concentrés sur un réseau tubulaire dépourvu de revêtement. La sélectivité est donc envisageable dans le domaine des moyennes températures.

L'effet de serre (simple ou double vitrage, rarement triple [48]) est fréquemment utilisé pour limiter les pertes radiatives du capteur. Pour améliorer l'effet obtenu avec de simples verres, il existe des revêtements spéciaux (figure 2.1), transparents au spectre solaire et réfléchissant dans l'infrarouge.

L'affinement des couches d'air entre les vitrages successifs, ainsi qu'à proximité de l'absorbeur contribuent également à limiter les pertes convectives, mais ces dernières sont plus efficacement diminuées par tirage au vide. Cette dernière technique est particulièrement adaptée pour les absorbeurs tubulaires, qui ont été développés ces dernières années [51] [52].

Le captage thermique en soi est réalisé par un fluide (air, eau, huile...) circulant dans une cavité de l'absorbeur. La convection est forcée en général, le choix de ce fluide et son débit déterminent le rendement du captage :

En effet, en premier lieu, pour une puissance rayonnante donnée arrivant sur l'absorbeur, si le débit de caloporteur est nul, la température sera maximale (température de stagnation) mais pour une puissance captée et un rendement thermique nuls. A l'opposé si le débit tend vers l'infini, le refroidissement de l'absorbeur sera maximal, donc la puissance thermique captée maximale ainsi que le rendement du capteur, mais pour une température en sortie proche de l'ambiante, donc inutilisable.



Figure 2.1 : Absorbeur PTR70 : D'apparence sobre, ce capteur moyenne température est parmi les plus évolués du marché. Le raccord spécial assure l'étanchéité et compense les effets de dilatation avec un minimum de fuites thermiques. Le revêtement multi-couches du tube interne confère une absorbtivité d'environ 95% pour une émissivité de seulement 14% entre 350°C et 400°C. (Schott)

En second lieu, le caloporteur peut avoir des caractéristiques thermo-physiques dépendantes de la température et/ou de la pression (air, huiles, eau glycolée, eau+vapeur...), la baisse conséquente de rendement du captage solaire sera d'autant plus importante que la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'absorbeur sera élevée. Dans de tels cas il est parfois envisagé d'utiliser plusieurs capteurs successifs, de caractéristiques distinctes, pour opérer une montée progressive en température dans les meilleures conditions possibles.

Dans tous les cas il est nécessaire de réguler le débit de caloporteur pour obtenir le meilleur compromis entre température et rendement, en accord avec l'usage prévu.

Le rendement d'une conversion thermomécanique est toujours plafonné par le facteur de Carnot (voir figure 3.7 et 5.1). Aussi le rendement limite maximal de la conversion d'énergie solaire en mécanique est le produit du rendement de l'absorbeur par le facteur de Carnot lié à la température de captage et à la température de rejet thermique. Ainsi, d'une manière générale, pour tous types de moteur et pour toutes conditions d'ensoleillement données, il s'ensuit que le rendement global présente un maximum à un niveau déterminé de température de réception solaire.

On peut définir une plage de température de fonctionnement optimale pour laquelle le rendement de conversion se trouvera supérieur à un certain seuil. La valeur de ce seuil a une conséquence thermoéconomique indéniable:

Plus le seuil de rendement sera bas, plus la surface d'absorbeur, pour une puissance utile donnée sera importante, son coût en conséquence. Dans le même temps, plus un absorbeur sera élaboré, plus il sera efficace et permettra d'atteindre des températures d'usage élevées et sera d'autant plus cher. Il conviendra donc, là encore, de rechercher le meilleur compromis possible entre performance et coût.

Nous verrons par la suite que la concentration du rayonnement capté peut permettre d'aller dans ce sens, le sur-investissement occasionné par le dispositif de concentration pouvant être compensé par une baisse conséquente de la surface d'absorbeur.

2.2.2 La réception directe

En réception directe l'absorbeur est exposé directement au rayonnement solaire, cela peut être réalisée de deux manières différentes :

2.2.2.1 Par capteurs simples

Généralement plans, avec effet de serre (mais sans tirage au vide de l'enveloppe) ou sans, et un revêtement sélectif mono-couche (peinture) ce sont les plus simples à réaliser et les moins onéreux. En contrepartie, leurs performances sont très limitées : Les températures de stagnation obtenues n'excèdent guère 180°C, soit des températures d'usage généralement inférieures à 75°C. Malgré diverses améliorations, récentes pour la plupart, les performances des capteurs "plans" modernes restent comparables à celles d'il y a près d'un siècle et n'évolueront plus de manière significative.

2.2.2.2 Par capteurs évolués

Les absorbeurs sous vide sont nettement plus performants que les absorbeurs simples. La combinaison de plusieurs techniques décrites précédemment (effet de serre, sélectivité à couches multiples, évacuation) permettent à ce type de capteurs, exposés directement au rayonnement solaire, d'atteindre des températures de stagnation parfois supérieures à 300°C, et des températures d'usage pouvant atteindre 160°C à 180°C. Un autre avantage des capteurs évolués sur les capteurs simples est leur aptitude à réceptionner le rayonnement diffus, ce qui, dans les applications classiques (appoint au chauffage, ECS) permet un fonctionnement intéressant dans les régions tempérées, même en hiver. La plupart se présentent sous forme de réseaux de cylindres (tubes) mais des technologies de capteurs plans avec effets de serre, évacuation et sélectivité sont à l'étude.



Figure 2.2 : Le capteur "Tubo 12 CPC" : L'enceinte en verre au Borosilicate est évacuée à 5 mPa, les renforteurs CPC en aluminium permettent un fonctionnement avec un débattement angulaire de l'incidence solaire de +/- 50° environ . Prévu pour des applications domestiques, le fabricant indique une température de stagnation de 250°C. L'absorbeur en cupro-nickel forme une boucle dans l'enceinte évacuée pour se raccorder à une rampe mettant en parallèle tous les tubes (type "baïonnette").
(Consolar)

En revanche, le faible niveau des températures atteintes rend le captage direct à priori moins intéressant pour la conversion thermomécanique que le captage à concentration.

Un possible accroissement en rendement est souvent proposée par l'adjonction de réflecteurs à basse concentration (combinaisons de miroirs plans, CPC : figure 2.2 ; $C_g < 10$) peu encombrants et ne nécessitant pas de suivi solaire. Ces concentrateurs peuvent être désignés par le vocable de renforteurs [50] pour faire le distinguo avec les récepteurs à haute concentration.

D'autres architectures de capteurs sont possibles [53], combinant effet de serre et de concentrations faibles ou moyennes, dont les performances seraient intermédiaires entre les capteurs plans et les capteurs évolués.

2.2.3 La réception à concentration

Une concentration optique optimale est atteinte avec des miroirs à profils paraboloides, de par le stigmatisme des rayons concentrés provenant d'un faisceau lumineux quasi unidirectionnel.

D'autres géométries de concentrateurs sont possibles, principalement sphère, demi-cylindre de révolution et cône. Du fait de leur caractère astigmatique ces profils présentent des taux de concentration moindres que les paraboloides, mais peuvent être adaptés à certaines applications particulières [48] [50].

Les études modernes plus précises, permettent une définition complète de géométries optimales pour les applications visées. Il est notable cependant qu'une grande majorité de concentrateurs actuels sont basés sur le principe du stigmatisme ou des variantes pseudo-stigmatiques : héliostats plans, facettes, concentrateur linéaire de Fresnel (CLFR).

En réalité, le soleil est une source lumineuse étendue, dont la part de rayonnement directe nous parvient avec un angle apparent de 32', soit $0,53^\circ$ [50].

La lumière arrive donc sur l'absorbeur, au niveau du plan focal, sous forme d'une tache image, présentant une déformation globale plus ou moins importante (aberrations, coma...) selon la géométrie du réflecteur et de l'absorbeur (profil, ouverture) et l'angle d'incidence des rayons solaires.

La concentration géométrique C_g est alors définie par le rapport de la surface utile de captage du rayonnement à la surface éclairée de l'absorbeur. La tache image présente également des irrégularités de second ordre dues aux imperfections géométriques des surfaces réglées (imperfection du profil, états de surface).

Il faut souligner l'importance des propriétés optiques des miroirs des revêtements de protection (propriétés optiques, résistance aux intempéries, aux UV...), ces mêmes propriétés pouvant elles-mêmes varier selon l'angle d'incidence de la lumière reçue et sa composition spectrale, ainsi que la température :

Les réflecteurs classiques à dépôt d'argent au dos d'une surface en verre sont très performants (réflectivité globale $>$ à 95%) et fiables mais coûteux [34] [54].

L'aluminium poli présente également de bonnes propriétés de réflexion (réflectivité moyenne de 95%) mais est très sensible à l'oxydation [34] [54]. Une alternative au revêtement en verre est une couche polymère, bon marché et menant à des performances correctes (réflectivité de 85%), mais posant un problème de longévité par dégradation due aux rayonnements ultraviolets [34].

Enfin, des feuilles d'inox poli (réflectivité de 70%) [54] ou d'acier galvanisés peuvent convenir, pour des exigences moindres en terme de température et rendement.

Une variante à la concentration par réflexion, de fonctionnement similaire, est l'utilisation de lentilles (à réfraction ou à réflexion, à une ou deux dimensions...) , au point qu'il est fréquent que des concentrateurs à réflecteurs de Fresnel soient abusivement dénommés "lentilles". La différence essentielle étant que le récepteur des rayons concentrés se trouve alors derrière le concentrateur et l'encombrement du dispositif est donc traité différemment.

D'une manière générale, un capteur à concentration est caractérisé par :

- Un facteur optique, produit des caractéristiques cohérentes de chaque composant de la chaîne optique, tenant compte des diverses imperfections ; typiquement : réflectivité globalisée du concentrateur (ρ), transmittance moyenne de l'enveloppe de l'absorbeur (τ), absorbance du collecteur au rayonnement solaire (α). Le facteur optique détermine le rendement maximal du dispositif héliothermique, pour le cas limite de captage à température ambiante.
- La concentration géométrique C_g déterminée par la géométrie théorique des réflecteurs,

l'angle apparent du disque solaire et la surface utile de l'absorbeur.

- La fabrication de l'absorbeur (isolation arrière, tirage au vide, sélectivité...) détermine son facteur de pertes convectives (u) ainsi que son facteur de pertes radiatives (émissivité à la température d'usage).

Ces paramètres peuvent être pré-évalués en fonction des choix technologiques envisagés [48] ou déterminés expérimentalement. Ils sont régulièrement fournis par les fabricants des absorbeurs. Il devient alors possible d'évaluer le rendement thermique global du capteur pour une insolation donnée et selon la température souhaitée.

Il est usuel de déterminer, si possible de prévoir, la température de stagnation de l'ensemble, en particulier pour l'ensoleillement maximal, afin de déterminer ou vérifier le choix des matériaux de l'absorbeur quant à leur tenue thermique.

L'efficacité des capteurs à concentration modernes repose sur l'optimisation géométrique des surfaces réfléchissantes (profil, ouverture, revêtements, états de surface) et leur couplage avec les absorbeurs, avec la sélectivité adaptée. Cette optimisation est complémentaire au dispositif de suivi horaire du soleil pour que la lumière soit effectivement concentrée au lieu de l'absorbeur.

2.2.3.1 Concentrateurs à une direction

Encore appelée concentration "un axe" du fait que ces concentrateurs sont souvent équipés d'un système de suivi solaire à un seul axe.

La surface de captage est focalisée vers un absorbeur de même longueur que le concentrateur (ou éventuellement plus long pour compenser partiellement la perte d'éclairement par incidence longitudinale des rayons concentrés) mais de largeur réduite. Si les rayons captés sont tous parfaitement parallèles, un cylindre parabolique (CP) les concentre sur une ligne, d'où l'appellation "linéaire" qui est parfois donnée aux concentrateurs 1D.

Le plus fréquent et le plus développé commercialement des concentrateurs est le cylindre parabolique (figure 2.3).



Figure 2.3 : Vue d'une boucle de captage à cylindro-paraboliques de la centrale Andasol-1. On notera le grand rapport longueur / largeur de la boucle, et les raccords articulés au niveau des absorbeurs. (Solar Millenium)

Les modules destinés aux centrales solaires de haute puissance sont optimisés en performance pour être commercialement viable : En terme de dimensionnement cela correspond à une ouverture importante (4,5m environ), compromis entre performance et résistance au vent. La taille des capteurs impose des dispositions particulières pour le nettoyage des miroirs et des absorbeurs. Les puissances importantes autorisent l'utilisation de surfaces réfléchives élaborées et

d'absorbeurs à hautes performances.



Figure 2.4 : Capteurs à CLFR utilisés pour la surchauffe de vapeur d'une centrale initialement alimentée au charbon. On note l'étendue en largeur des réflecteurs dont l'axe de pivotement est à hauteur d'homme, et les absorbeurs à renforcement optique. (Ausra)

Une variante est le système à concentrateur linéaire de Fresnel (CLFR : figure 2.4). Des faisceaux de réflecteurs mobiles permettent des largeurs de concentrateurs encore plus grande avec moins de problème de prise au vent, seul l'absorbeur étant situé en hauteur. Cette technologie est toutefois encore en phase de développement pré-commercial [53].



Figure 2.5 : Un petit capteur cylindro-parabolique modulaire : le SopoNova 4.0 . Destiné aux micro-systèmes décentralisés de production d'électricité, cogénération, climatisation. Ces modules de 5,57m² sont prévus pour fonctionner entre 90°C et 200°C sous une insolation de 850 W/m². Une puissance de moyenne 0,512 kWth par module permet d'adapter le champ de captage au plus près du besoin. (Sopogy)



Figure 2.6 : Capteurs CP installés par l'ONG Solar Turbine Group International dans le village de Ha Teboho (Lesotho) essentiellement pour la production d'eau chaude, permettant d'éviter la combustion de bois. Le cogénérateur à turbine ORC génère quelques 600W d'électricité pour 20kW thermiques. Un maximum d'éléments sont issus de récupération. (STG International)

Il existe également, outre les nombreuses réalisations amateurs, des cylindres paraboliques de petite taille fabriqués au niveau commercial. De tels capteurs peuvent être fabriqués très simplement, avec des structures légères (figures 2.5 et 2.6) permettant des raccords simplifiés entre les modules.

Contrairement aux CP de haute puissance, les réflecteurs de petites tailles sont souvent réalisés avec des matériaux simples tels que de l'acier galvanisé ou inoxydable.

De nombreux arrangements sont envisageables, tant pour la disposition du champ de concentrateurs (en ligne, boucles, râteau symétrique...) [55] que pour le type d'absorbeur (vitrage ou non du concentrateur ; enveloppe tubulaire en verre, simple ou évacuée, type "baïonnette"...).

A noter qu'une monture équatoriale (figure 2.6), même avec une poursuite en déclinaison approximative (orientation manuelle mensuelle ou saisonnière) est avantageuse en terme d'efficacité de captage, et particulièrement adaptée aux régions subtropicales (inclinaison maximale du soleil de seulement 46° au niveau des tropiques).

Des réflecteurs CLFR de petite taille sont également envisageables, un concentrateur plan remplaçant le CP (figure 2.7). Ce type de concentrateur est toutefois d'une mise au point délicate. L'utilisation d'un concentrateur secondaire (ou renforcement) est alors indiqué pour compenser les défauts de focalisation (figure 2.8).



Figure 2.7 : Un concentrateur extra-plat (CEP) . On note l'orientation selon l'axe médian du concentrateur et les raccords souples de l'absorbeur. (EPFL-LENI)

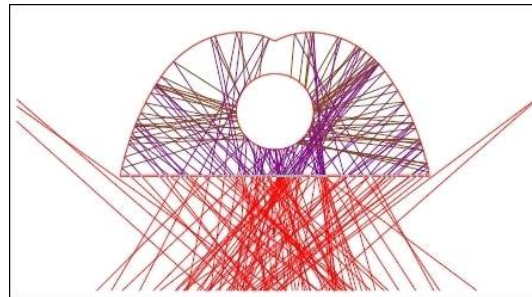


Figure 2.8 : Vue en coupe transversale (simulation) d'un CPC utilisé pour corriger la focalisation des rayons concentrés. (Fraunhofer ISE / DLR)

Les concentrateurs à stigmatisme (parabole) et assimilés permettent une concentration plus élevée que les réflecteurs astigmatés (cylindres par exemple) : Un CP optimisé permettrait une concentration idéale proche de 107, tandis qu'un concentrateur linéaire de révolution défocalisé atteindrait un C_g d'environ 55. En pratique, compte tenu des imperfections géométriques et de la réalisation pratique, les CP ont un facteur de concentration compris entre 20 et 70 [48].

2.2.3.2 Concentration à deux axes

Le concentrateur parabolique constitue un élément clef des systèmes à haute température :

Pour ce qui est de la surface réfléchissante le compromis est difficile entre performance, fiabilité et coût. Une des difficultés à réaliser les miroirs "deux axes" provient de la géométrie globale des miroirs.

Pour les petites puissances le concentrateur est unique, il s'agit d'obtenir des surfaces à double courbure. Plusieurs structures de miroir existent (figure 2.9) :

Une parabole unique peut être réalisée par un assemblage de "pétales" (ex : EURODISH) ou de facettes trapézoïdales (ex : ADDS , Albuquerque) de miroirs élémentaires fixés entre eux sur

une structure parabolique.

Une méthode permet d'obtenir une seule surface réfléchissante : une membrane métallique ou polymère déformée par dépression épouse approximativement une forme parabolicoïde (DISTAL 2, PSA Almería). Cette technique (dite "stretched-membrane") est assez simple à mettre en œuvre, mais a révélé des problèmes de stabilité et de durée de vie des matériaux pour les grandes surfaces ; elle est donc désormais réservée aux petites surfaces et encore expérimentale.

Une alternative est l'emploi de miroirs concentrateurs élémentaires montés sur une structure parabolique, réglés ou orientés individuellement. Les éléments peuvent être de type rigides (Suncatcher, Arizona ou AZ-TH à Solúcar) ou de petits miroirs paraboliques de type "stretch-membrane" (SunDish, Arizona).



Figure 2.9 : Variantes de réflecteurs "deux axes" (de gauche à droite et de haut en bas) : Facettes "stretch-membrane" du SunDish (SAIC), "Pétales" de dish-Stirling (Infinia), facettes rigides du projet AZ-TH (Abengoa), et Tour solaire PS10 (Abengoa)

Un autre facteur influant fortement sur la performance globale du système est la stratégie adoptée sur le suivi solaire deux-axes. La régulation en boucle fermée s'appuie sur des mesures en temps réel (thermocouple, pyréliomètre) tandis que la régulation en boucle ouverte utilise les coordonnées calculées du soleil. La stratégie en boucle fermée est en principe la plus performante, mais complexe à mettre en œuvre en permanence ; en comparaison la régulation en boucle ouverte peut engendrer une baisse de plusieurs points sur le rendement global. Une stratégie hybride (un jour en boucle fermée / plusieurs jours en boucle ouverte) ayant une performance intermédiaire.

Pour les hautes puissances (tours solaires), le concentrateur est réalisé par un champ d'héliostats, constituant en quelque sorte une "parabole macroscopique", variante de réflecteur de

Fresnel à deux dimensions . Si le problème du gauchissement des surfaces élémentaires est éliminé, reste les problématiques du revêtement réfléchissant et surtout de l'orientation selon deux axes : Chaque héliostat doit avoir son propre système d'orientation, et une centrale de commande doit gérer l'ensemble du champ solaire en fonction de l'horaire et de la puissance demandée.

Les réflecteurs à structures coniques, selon plusieurs variantes constituent une autre possibilité de réaliser des concentrateurs bidimensionnels :

Un simple cône d'angle au sommet 45° réfléchit des rayons parallèles à l'axe sur un segment de droite colinéaire à ce même axe. Un tel dispositif présente un taux de concentration théorique de 200, en pratique seule une surface tronconique est utilisable, avec toujours la diffusion angulaire des rayons solaires, donc une concentration moindre. Historiquement ce type de concentrateurs est parmi les premiers à avoir été utilisés pour la conversion thermomécanique de l'énergie solaire [17] (figure 1.8). Des réflecteurs tronc-coniques multiples, de petite taille, sont envisagés aujourd'hui pour constituer des panneaux PV à concentration.

Des concentrations plus importantes sont possibles par juxtaposition de troncs de cônes d'angle au sommet différents, permettant d'approcher un profil parabolique [48], contigus ou selon une disposition de type Fresnel. Il est notoire que la réalisation pratique de troncs de cône élémentaires restreint cette solution à des réflecteurs de petite taille.

Dans la pratique, la surface de l'absorbeur ne peut pas être éclairée de manière homogène : D'une part, le rayonnement solaire arrive sur Terre avec un angle apparent à l'intérieur duquel le rayonnement n'est pas homogène, d'autre part les concentrateurs optiques réels présentent des imperfections (coma, aberrations) [48] [50]. Aussi la surface d'un absorbeur n'est jamais régulièrement éclairée et, selon la configuration du concentrateur, une partie plus ou moins importante du rayonnement réfléchi n'atteint pas l'absorbeur. On peut définir la fraction énergétique comme le rapport de l'éclairement réellement utilisée à la captation d'énergie – c'est-à-dire reçu par l'absorbeur – à la totalité du rayonnement réfléchi. La concentration géométrique obtenue avec un miroir parabolique parfait, optimisée en ouverture (théoriquement pour un demi-angle au sommet de 45°) [48] [50] est de 10000 dans le plan focal. Il est toutefois possible d'atteindre des concentrations plus élevées (de l'ordre de 20000 pour un réflecteur parabolique, voire théoriquement jusqu'à 48248 [48]) en augmentant l'ouverture, mais en diminuant la fraction énergétique. Au contraire l'augmentation de la fraction énergétique induit une baisse de la concentration. De plus, pour une température d'usage donnée, le rendement de conversion héliothermique augmente avec la concentration [48]. L'optimisation réelle d'un concentrateur doit donc tenir compte de l'usage et faire des compromis selon la manière dont on aborde les contraintes techniques (tenue en température de l'absorbeur, tolérances géométriques du concentrateur, précision du suivi solaire).

Ces considérations expliquent, par exemple, que les divers Dish-Stirling actuellement en développement affichent des performances voisines malgré des concentrations géométriques différentes, et cela en apparence contradiction avec les températures des cavités réceptrices [34].

2.2.4 Conclusion sur la réception solaire

La conversion thermomécanique de l'énergie solaire est favorisée par les hautes températures. Dans le domaine des basses températures, diverses sources indiquent un rendement énergétique de conversion solaire-électrique dépassant rarement le seuil de 5%. Cela n'est pas pénalisant en soi tant que les puissances désirées restent modestes : Avec des taux de conversion directe de 2,5% à 5%, la surface d'absorbeur augmente de 2 à 4 m² par tranche de 100W d'électricité produite dans des conditions d'exposition optimale.

La surface de captage en soi n'est pas nécessairement un obstacle, mais le choix de la réception directe impliquerait – outre un rendement de conversion électro-solaire modeste – que la surface de captage fût en grande partie (voire totalement) composée d'absorbeurs. Non seulement cela représenterait un coût conséquent en terme d'investissement, mais serait

susceptible de générer des pertes de charge importantes réduisant encore l'efficacité du système. A l'opposé la concentration permet de diminuer fortement la surface d'absorbeurs (qui n'est alors qu'une fraction de la surface de captage), d'obtenir des températures de captage plus élevées et potentiellement de réduire les pertes de charge, augmentant ainsi le rendement de l'installation.

D'un autre point de vue, pour des champs solaires de petite taille, il convient de réaliser des modules eux même de taille réduite, de maintenance simple et peu coûteuse. D'un point de vue technique et économique, cela implique l'abandon des technologies de pointes qui sont adaptées à des amortissements sur le moyen-long terme.

Si l'avantage de la concentration est indéniable, il convient donc de concevoir des récepteurs ayant des performances adaptées au besoin [56], tout en ayant un maximum de souplesse possible, afin de pouvoir adapter la surface de captage le plus aisément possible et avoir un maximum d'évolutivité. En ce sens le concentrateur cylindro-parabolique est idéal : relativement simple à réaliser à petite échelle, modulable, on peut y adapter différents types d'absorbeurs linéaires, du simple tube en cuivre nu au tube évacué avec renforteur.

2.3 Conversion thermomécanique

De nombreux cycles thermodynamiques sont adaptables pour la conversion thermomécanique de l'énergie solaire, en fait tous les cycles à apport de chaleur externe : Cycle à vapeur de Rankine, de Hirn ; cycle à gaz de Joule, d'Ericsson, de Stirling.

Toutefois, pour une raison évidente quant à la fiabilité du système on préférera les machines basées sur des circuits réellement fermés ; ainsi l'intérieur de la machine sera plus facilement protégé des agressions externes (intempéries, poussières...).

Tous les cycles thermodynamiques ont un rendement théorique inférieur ou égal au rendement de Carnot-Clausius $(1 - T_{amb}/T_{source})$. Les performances des machines réelles sont bien entendu moindre, et ce d'autant plus que la température de source est basse.

Il convient donc de considérer les diverses typologies de machines basées sur les différents cycles théoriques, et leur adaptation aux domaines de puissance et température de source qui nous intéresse. Nous pourrions ainsi déterminer le type de moteur le mieux adapté.

2.3.1 Moteurs à flux continu : turbines

2.3.1.1 Turbines à vapeur et assimilés (cycle de Hirn)

Le cycle à vapeur de Rankine est souvent difficile à réaliser : Cela supposerait que la machine de détente soit soumise à un mélange de vapeur et de liquide, généralement mal supporté par les organes internes (problèmes d'érosion, contraintes thermo-mécaniques) [21]. Le cycle généralement adopté en pratique est donc un cycle à surchauffe de vapeur (cycle de Hirn).

Le rendement des TAV est amélioré lorsque la condensation du cycle inférieur s'effectue à une température aussi proche que possible de l'ambiante, comme il en est pour le refroidissement de tous les moteurs thermiques. Or, à la pression atmosphérique l'eau condense vers 100°C. L'abaissement de la température de condensation impose un tirage au vide de la vapeur en sortie de turbine, par exemple une condensation à 50°C doit se faire à 0,06 bars (figure 2.10). Cette contrainte supplémentaire impose des installations spécifiques (désaérateur, pompe à vide, voir figure 1.14) coûteuses en terme d'investissement et consommatrices d'énergie, donc à l'efficacité limitée.

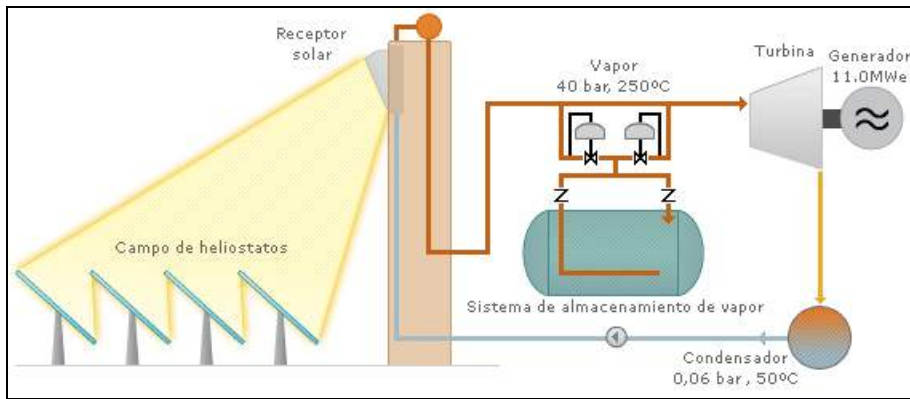


Figure 2.10 : Schéma de la centrale PS10 à Almeria : Une température de condensation de 50°C impose le tirage au vide à 0,06 bar. (Abengoa)

Le rendement augmente également avec la pression de surchauffe du cycle primaire [21]. Cela nécessite un dimensionnement, des matériaux et des procédés de fabrication élaborés (aubages en alliages monocristallins, prise en compte de la dilatation, du fluage à haute température...) ainsi qu'une maintenance spécialisée régulière (typiquement tous les 5000 à 8000 heures).

Ces contraintes notoires des cycles à vapeur font que les TAV et autres machines à vapeur sont peu adaptées aux basses puissances – tout au moins pour le domaine de la conversion thermomécanique pure, cela est moins évident dans le domaine de la cogénération chaleur-force [57] [58] [59]. D'une part, les installations de petite taille voient le rendement propre des turbines chuter (rendement isentropique [60]) tandis que les ratios des pertes thermiques des circuits externes augmentent relativement au volume cyclé. Cela explique que les turbines commerciales sont généralement prévues pour des puissances d'au moins 1MW (figure 2.10). Des rendements intéressants peuvent être obtenus en multipliant les détenteurs (détente étagée, resurchauffe, cycles en cascade...), mais cela est surtout appliqué pour des puissances d'au moins 10MW.

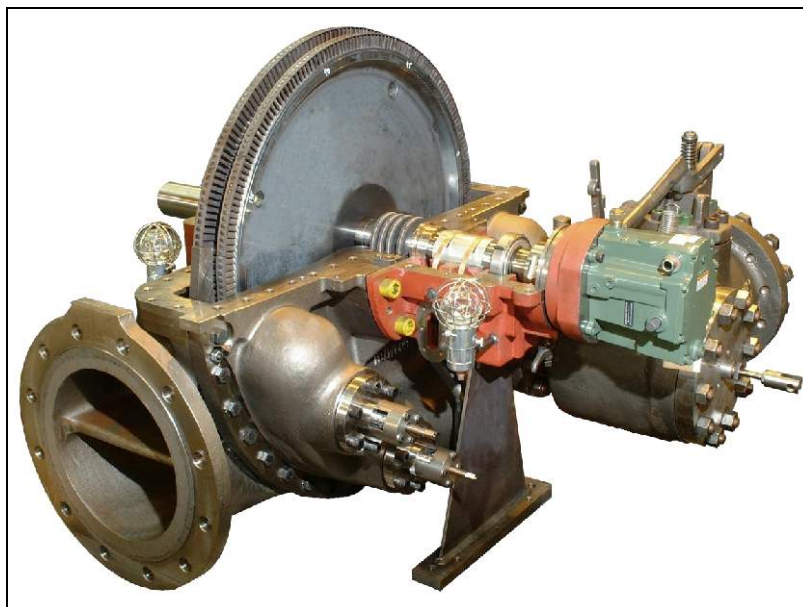


Figure 2.11 : Une micro-TAV à contre-pression mono-étage. Ces machines sont disponibles dans une gamme de puissance mécanique de 50 à 2600 kW (Elliott)

Il existe des turbines à vapeur et pseudo-turbines commerciales de très petite puissance, pour lesquelles il est le plus souvent choisi de ne pas recourir au tirage au vide du condenseur, on parle alors de turbines à contre-pression (figures 2.11 et 2.12). Des plus simples aux plus

élaborées, ces machines affichent des rendements de conversion thermomécanique modestes [60].

L'appellation de turbine est parfois utilisée pour désigner des machines à flux discontinu (ex : machines spiro-orbitales, quasiturbines, rotors Wankel ...). Ces dernières, adaptées aux systèmes de petite puissance [46] [60] affichent dans ce cas des performances similaires à de réelles turbines dans les mêmes conditions. Par ailleurs il existe peu de TAV commercialement disponibles réellement adaptées aux très petites puissances [61] [62].

Si la turbine en soi peut être de conception relativement simple, les circuits annexes restent assez complexes (échangeurs spécialisés pour le préchauffage, l'évaporation, la surchauffe, la condensation, contrôleurs de pression...voir figure 1.14 p.34) même pour une simple machine à contre-pression, à plus forte raison si on cherche à améliorer le rendement avec des machines en cascade (échangeurs de resurchauffe, mélangeurs...).

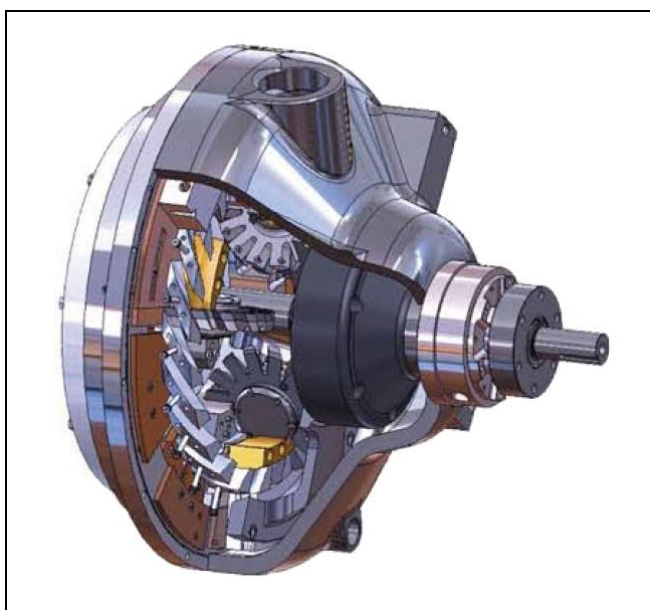


Figure 2.12 : Micro-turbine à ailettes toroïdales (TIVM™) d'une puissance de 5 à 200 kW (Mechanology)

Il reste à souligner que la présence de vapeur favorise la corrosion, les TAV doivent être fabriquées avec des matériaux et/ou des revêtements résistants.

Un alternative aux machines à vapeur est la combinaison de cycles ORC (Organic Rankine Cycle). Comme il a été évoqué au 1.3.5 il est possible d'utiliser des fluides organiques, habituellement utilisés pour la réfrigération ou la climatisation (R134a, R245fa...) pour réaliser des cycles moteur fermés à apport et extraction de chaleur externe, et ce même pour des températures de source modestes. Là encore les offres commerciales dans le domaine des très petites puissances sont rares [63] [57].

On notera toutefois que la structure système reste très similaire à celle des machines à vapeur d'eau, avec des contraintes supplémentaires relatives à l'utilisation des fluides frigorigène. Ces derniers imposent en effet que la machine soit parfaitement hermétique ou à fuites réduites si l'on veut une machine fiable et respectueuse de l'environnement, et dans tous les cas la surveillance périodique du circuit par du personnel agréé est obligatoire.

Il apparaît donc que, de par leur gamme de puissance, la complexité des installations (maintenance, impact sur l'environnement) les TAV et machines à ORC ne soient pas les mieux adaptées pour la motorisation de la micro-centrale que nous envisageons.

2.3.1.2 Turbine à cycle de Brayton-Joule

Plus communément connues sous l'appellation de turbines à gaz (TAG) ou turbines à combustion (TAC), leurs parties mobiles sont constituées, outre la machine de détente, d'un dispositif de compression du gaz. Dans la forme la plus commune, les TAG sont à apport de chaleur interne (combustion de GN, fioul, kérosène...) et à cycle ouvert (pour assurer l'apport de comburant), récupératif ou non (cycles primaires de centrales électriques, aviation).

Il est toutefois possible de réaliser des TAG à cycle fermé, l'apport de chaleur se faisant alors via des échangeurs [21] [64]. Ce type de machine est notamment envisagé dans le développement des centrales solaire hybrides (figure 1.13), les tours solaires permettant le captage à des températures équivalentes à celles des combustions fossiles.

Comme pour les cycles ORC, le rendement propre des machines dynamiques (turbines) de compression et de détente chute considérablement lorsque le régime baisse. Elle sont de fait plus adaptées au fonctionnement à puissance constante.

Les TAG atteignent généralement un fonctionnement optimal pour des vitesses élevées, pouvant atteindre plusieurs dizaines de milliers de tours/min. De ce fait, comme dans le cas des TAV, les TAG nécessitent des précautions de conception, de fabrication et de maintenance. Les hautes vitesses sont d'ailleurs un facteur de risque accru en terme de fiabilité, et l'obligation d'utiliser un réducteur de vitesse pour entraîner une génératrice un facteur de pertes énergétiques.

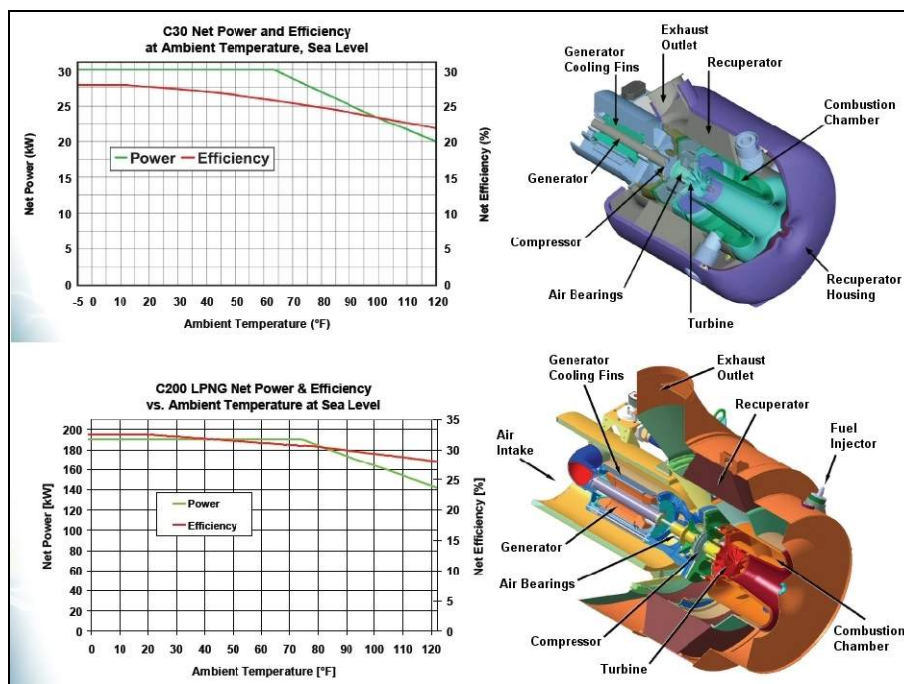


Figure 2.13 : Performances et vues en coupes de micro-TAG à combustion de GN 30 kW (haut) et 200 kW (bas) . On notera l'influence significative de la taille de la machine sur le rendement ainsi que l'influence de la température ambiante (nb : 32°F ≈ 0°C ; 100°F ≈ 37°C). (Capstone)

Toutefois la boucle système des TAG est nettement plus simple que pour les TAV. Par ailleurs il est possible de réaliser des turbines de petite taille aux performances raisonnables [65] [66] [67]. On parle de micro-turbines (figure 2.13) dans la gamme 30kW – 500kW. Comme dans le cas des TAV, on retrouve un effet d'échelle sur le rapport rendement / puissance pénalisant les machines de petites puissances (figure 2.13), c'est pourquoi les générateurs et cogénérateurs à micro-TAG sont généralement dimensionnés pour des puissances supérieures à 100kWe.

Par exemple : Héliofocus [68] projetait (2009) la fabrication de "micro-centrale" solaire à TAG de 100kW alimentée à 1000°C par une parabole de 24m de diamètre. Peu d'informations sont

disponibles sur ce projet, mais il est probable que ce niveau de puissance unitaire et les dimensions colossales qui en résultent aient été choisies en vue d'optimiser le système en terme de rendement thermodynamique et thermoéconomique.

Comme pour les machines à cycle vapeur, il est possible de réaliser des cycle gaz avec des machines volumétriques alternatives ou discontinues. Ce type de machine est plus connu sous le nom de moteur d'Ericsson. Nous verrons que, si les principes de fonctionnement de la machine de Joule et de la machine d'Ericsson sont très voisins, les conditions de fonctionnement et les contraintes associées sont assez différentes.

2.3.2 Machines à volumétrie alternative

Toutes les machines de conversion de chaleur en travail (moteurs), ou inversement (compresseurs) utilisent les principes de compression et détente de gaz. C'est d'ailleurs le seul rôle des organes mécaniques des compresseurs et des moteurs à apport de chaleur externe. Aussi, les machines volumétriques sont une alternative aux turbines (machines dynamiques) ; avec un fonctionnement basé sur les mêmes cycles thermodynamiques fondamentaux (sauf le cycle de Stirling).

Leurs vitesses sont bien adaptées à l'entraînement de génératrices (de quelques centaines à quelques milliers de tours/min) avec des rendements intéressants dans une plage de régime plus ou moins large, même pour des petites puissances.

Outre les classiques systèmes à piston (figure 2.14) – dont il existe de multiples variantes d'arrangement et d'embellage – il existe de nombreux types de machines (figures 2.14 et 2.15) pour lesquelles la variation volumétrique est assurée par un dispositif rotatif ou assimilé [69]. Les machines rotatives utilisent donc des principes de volumétrie alternative, mais générée de manière continue par des éléments rotatifs ou orbitaux.



Figure 2.14 : Exemples de machines volumétriques classiques pour petites et moyennes puissances (de gauche à droite) : compresseur à pistons deux étages (Quincy), compresseur à palettes (Mattei), compresseur spiro-orbital (EMSG)



Figure 2.15 : Quelques machines volumétriques exotiques (de gauche à droite) : quasiturbine (QT Agence), moteur Wankel (Mazda), compresseur à vis : surtout pour les hautes puissances (Aerzen)

2.3.2.1 Moteur d'Ericsson

Ericsson fabriqua son premier moteur à air chaud en 1824, pour lequel il fit breveter en 1833 un système de récupération thermique. Ce type de moteur contribua largement au développement industriel du XIX^eS et au début du XX^eS.

Très peu développé à l'heure actuelle, son principe était très similaire à celui des TAG . En effet, les premiers moteurs, non régénératifs réalisés par Joule (1851) et Brayton (1876) réalisaient les compression et détente avec des pistons cylindriques classiques.

Les compression/détente furent idéalement modélisées isentropes selon Joule et isotherme selon Ericsson. Or, il est notoire, que ce soit pour les turbines ou les machines volumétriques, que les détentes et compressions de gaz ne sont ni isothermes ni isentropes. Un modèle formel plus convenable seraient des transformations polytropes [21], intermédiaire entre les idéalités.

Les TAG proprement dites sont apparues plus tard, durant la première moitié du XX^e siècle, alors que les moteurs Ericsson étaient depuis longtemps "oubliés", détrônés par les moteurs à vapeur puis les MCI.

Dans les turbines, compression et détente sont très liées à la dynamique d'écoulement des gaz, alors qu'avec des machines volumétriques le compression et détente dépendent très peu de la vitesse. Pour cette raison les moteurs d'Ericsson peuvent fonctionner à de faibles vitesses et avec une plage de régime de fonctionnement plus intéressante pour les petites puissances que celle des turbines.

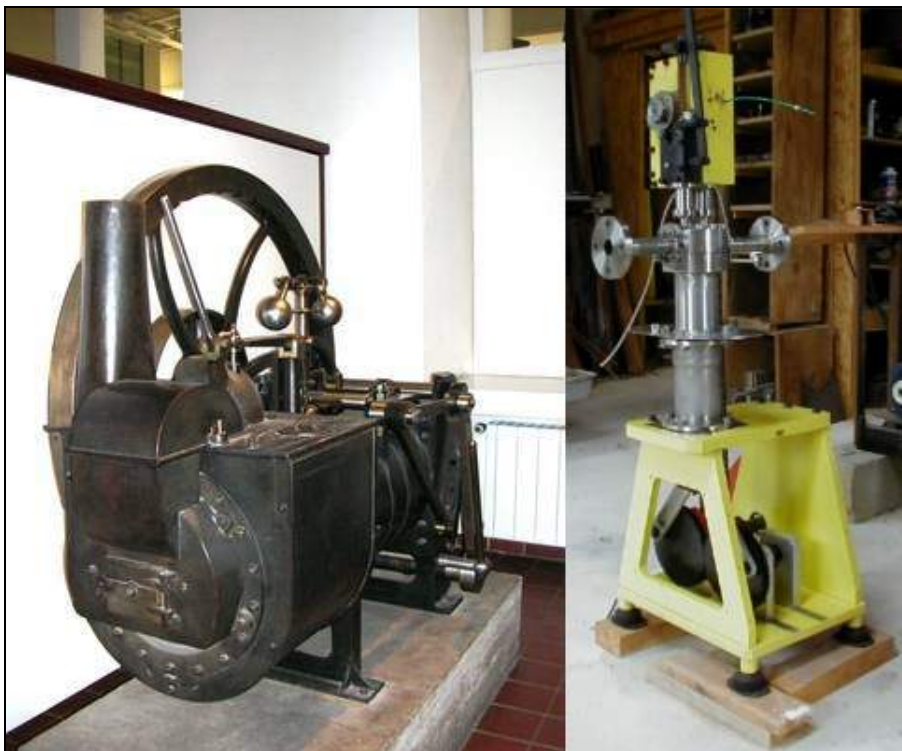


Figure 2.16 : Moteurs de type Ericsson. A gauche un "Caloric" fabriqué par J. Ericsson en 1860 (Deutsches Museum). A droite un prototype récent en cours d'élaboration, on distingue deux soupapes verticales sur le haut du cylindre et une came sur le coté de la culasse . (Université de Pau / CNRS)

Pour réaliser le cycle moteur avec des machines alternatives, outre la transformation de mouvements alternatifs en rotation, il est nécessaire de commander les admissions et refoulement d'air dans les chambres de compression et détente. Cela peut se faire, de la même manière que pour les MCI, par l'intermédiaire de soupapes commandées (voir figure 2.6) ou autre (tiroirs, distributeurs...).

Ces mécanismes supplémentaires sont un des points durs techniques de ce type de moteurs : D'une part elles doivent dissiper le moins d'énergie mécanique possible, d'autre part elles sont susceptibles de générer des pertes thermiques importantes, agissant comme un pont entre le cylindre de détente et l'air ambiant. Un autre inconvénient de ces mécanismes est une potentielle nuisance sonore, à comparer avec celle occasionnée dans les MCI et compresseurs alternatifs.

L'emploi de machines à volumétrie rotative permet d'éviter les soupapes et leur mécanismes de commande, l'admission et le refoulement dans chaque cavité se faisant de manière quasi-continue par des lumières réalisées dans le stator, et pilotés par le mouvement du rotor lui-même. En revanche, les étanchéités axiale et radiale des volumes variables, compris entre rotor et stator, imposent l'emploi de technologies spécifiques de haute précision (glaces de distribution, segments linéaires, lubrification...). Les rotor et stator peuvent en soi constituer des mécanismes élaborés (figures 2.14 et 2.15) requérant de hautes précisions de façonnage.

L'avantage connu des machines de détente rotatives est une puissance spécifique (à l'encombrement) nettement plus importante que les machines alternatives à pistons :

Un exemple bien connu est celui du moteur Wankel, dont l'encombrement et la masse sont presque deux fois moindres que ceux d'un MCI classique à puissance mécanique équivalente. En revanche il est également notoire que le rendement du moteur Wankel est plus limité que celui des MCI classiques, cela en raison de facteurs identifiés :

- Le moteur est plus compact, mais chaque volume de gaz cyclé présente une surface d'échange thermique plus importante que dans les moteurs alternatifs.
- L'usure des dispositifs d'étanchéité en rotation est inévitable, du fait de vitesses linéaires au contact importantes, ce qui génère une augmentation des fuites au cours du temps, donc une baisse de la compression et du rendement final.
- Enfin la forme de la cavité comprimée est défavorable à l'allumage du mélange détonnant. Si ce dernier point ne concerne pas le moteur Ericsson (ou pseudo-TAG), les deux autres défauts se retrouvent sur la plupart des technologies rotatives.

Les réalisations modernes du moteur Ericsson sont rares. On ne dispose donc pas de base de données permettant de se prononcer sur les performances que l'on pourrait attendre de telles machines conçues avec des technologies modernes.

Il est toutefois notoire – caractéristique commune aux TAG et moteurs d'Ericsson - que la récupération thermique est bornée entre les températures de l'air en sortie du détenteur et en sortie du compresseur, ce à quoi il faut ajouter l'efficacité de l'échangeur-récupérateur proprement dit. Dans le domaine des moyennes températures, cela implique un taux de récupération thermique faible en contradiction avec un échangeur de taille importante. Il se peut même que la récupération – voire le fonctionnement d'un tel moteur – ne soit pas possible pour des ratios de température source/ambiance inférieurs à 2 [64].

Cependant le comportement dynamique de ces moteurs est facilement modélisable, d'autant plus si on le réalise avec des éléments de compresseurs, détenteurs et des échangeurs de chaleur conventionnels. Aussi le moteur d'Ericsson n'est pas dénué d'intérêt dans le domaine des petites puissances et dans divers domaines d'application, en particulier la micro-cogénération [70].

2.3.2.2 Moteur de Stirling

Inventé par R. Stirling en 1816, c'est le plus ancien moteur à gaz. Très répandu durant la seconde moitié du XIX^e siècle et dans les années 1920, certains moteurs ont même été commercialisés jusqu'en 1940. Son principal usage était le pompage d'eau (figure 1.7 p.28) mais il servit aussi à l'entraînement de petites machines (ventilateurs, tourne-disques, présentoirs...).

Ces machines étaient dotées de chaudières (à bois, à kérosène, parfois à gaz) sommaires, sans isolation thermique ; elles n'étaient pas ou peu pressurisées. Si le rendement et la puissance spécifique de ces moteurs n'était pas leur point fort, ce sont en revanche des modèles de

robustesse, capable de traverser les siècles avec un entretien très sommaire (la restauration d'engins de ce type n'est parfois qu'un bon nettoyage). C'est essentiellement le contexte économique, le besoin de puissances mécaniques de plus en plus élevées qui a fait disparaître ces moteurs à air chaud, ne pouvant égaler la rentabilité des moteurs à essence.

La société néerlandaise Philips a mené des travaux de recherche sur cette machine à partir de 1937. De 1958 à 1970 la General Motors, sous licence Philips, mena des recherches selon plusieurs axes (marine, militaire, aérospatiale...). Vers 1970 le Stirling devient un moteur de hautes performances et technicité: pressurisation à l'hélium ou à l'hydrogène jusqu'à 200 bars, hautes vitesses de rotation et rendements inégalés.

D'autres sociétés s'intéressèrent au Stirling: MAN/MWN de 1967 à 1977, Ford de 1970 à 1978, puis United Stirling AB de 1968 à nos jours, cette société ayant été totalement intégrée à Kockums Marine l'une des sociétés fondatrices de USAB.

Dans le domaine automobile, de grands programmes de développement du Stirling ont été menés dans les années 1970 [41], et se sont poursuivis tout au long des années 1980 environ [71]. Malgré de nombreuses améliorations, notamment en terme de ratio poids/puissance et des performances énergétiques inégalées par les moteurs à combustion interne de l'époque, voire actuels (rendement maximal de 40% et 27% à pleine puissance, figure 2.17)), les coûts liés aux développements et à la mise en place de chaînes de fabrications de moteurs de Stirling adaptés aux applications automobiles sont considérés comme prohibitifs. Toutefois, l'idée de la motorisation automobile hybride Stirling / électrique, expérimentée en 1969 [41] [72] est toujours d'actualité [73].

Certaines caractéristiques du moteur de Stirling sont particulièrement adaptées à certaines applications :

Dans le domaine militaire, le faible bruit émis par ces machines et leur robustesse les rendent idéales pour la fabrication de groupes électrogènes mobiles (Doc-Vau, ou encore pour la motorisation de sous-marins [74] [75]. Dans le même ordre d'idée certains véhicules d'exploration sous-marine (ROV...) trouvent parfois avantage à la motorisation Stirling [76].

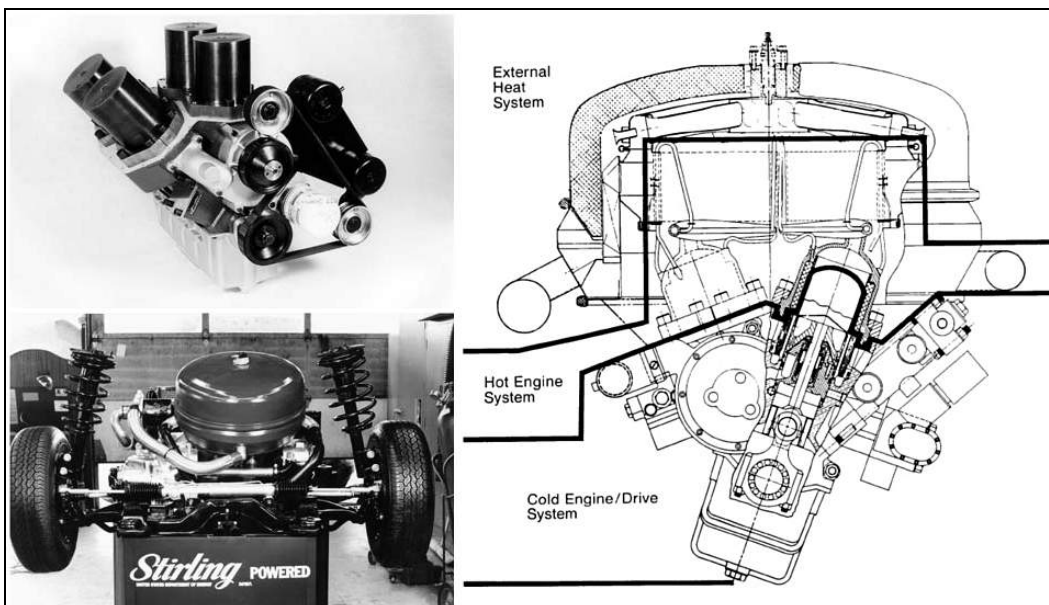


Figure 2.17 : Moteur "MOD II ASE" : Configuration alpha double-effet à quatre cylindres en V, pressurisation à l'hydrogène jusqu'à 150 bars. Ce moteur de 60 kW (80 CV) destiné à l'automobile consommait environ 25% de carburant en moins que les MCI équivalents de l'époque (1990), et pouvait fonctionner indifféremment à partir de divers carburants : essence, gazole, kérosène... (NASA)

De par sa réversibilité thermomécanique (unique en son genre), la machines de Stirling s'est imposée en cryogénie : Une seule machine de ce type peut remplacer une cascade de machines à cycle ORC inverses, avec une moindre dépense énergétique. A noter, dans des domaines connexes, réfrigération et climatisation, les machines de Stirling sont potentiellement intéressantes,

Il est notoire que les tentatives de développement commercial du moteur Stirling ont été pénalisées par une carence de rentabilité à court terme, en particulier face aux fluctuations du contexte économique. Un exemple est particulièrement parlant : Le programme de développement ASE (Automotive Stirling Engine) mené par la NASA/DOE en partenariat avec Mechanical Technology Inc. (MTI) [77]. En 1986 , le moteur "MOD II" (figure 2.17) était considéré comme une réussite technique [71], mature pour un développement pré-commercial. Malgré près de 30 ans de recherche, une amélioration des performances et une baisse drastique des coûts de fabrication [78], qui rendaient ce développement potentiellement réalisable en 1990, la prédominance des moteurs MCI rend la concurrence de tout autre moteur pratiquement impossible sur le marché automobile [79], d'autant plus qu'à l'époque le cours du pétrole était en baisse.

Dans le domaine des faibles différences de températures, le moteur de Stirling affiche de capacités sans pareilles : Quelques degrés de différence de température [80], voire jusqu'à un demi degré [81], suffisent à ces moteurs pour fonctionner. Si ces "gadgets" de puissance dérisoire ont un rendement pratiquement nul, ils suscitent néanmoins un intérêt scientifique et technique certain car ils démontrent la possibilité de réaliser des moteurs compacts à source de chaleur pauvre.

De nombreux moteurs expérimentaux ont été conçus durant les vingt dernières années, dont la vocation est la valorisation de rejets thermiques à basse et moyenne température [82] [83] [84] [85], l'utilisation d'énergie solaire [86] [87] [88] [89] [90] pour alimenter des petits systèmes (figures 1.17 et 1.18) et d'autres applications plus spécifiques (figure 2.18) [91] [92] pour des puissances plus importantes.



Figure 2.18 : Générateur expérimental composé de deux modules MSPL / générateur en opposition : Prévu pour des applications spatiales, dimensionné pour une puissance continue de $2 \times 12,5 \text{kWe}$. L'alimentation thermique moyenne température (solaire ou nucléaire) se fait dans la partie centrale par un sel fondu ; deux générateurs linéaires sont logés dans les extrémités de l'appareil, le tout étant hermétique. Un module testé sous 75 bars d'hélium (mi-puissance) produit 6,5kWe avec des sources chaude à 630K, un puits froid à 315K et un rendement global de 20% . (NASA / MTI, 1986)

S'il n'existe pas aujourd'hui de moteur commercial spécifiquement conçu pour les basses et moyennes températures au dessus de l'ambiance, le moteur de Stirling a dans ce domaine des avantages certains :

L'absence d'organes de commande interne (clapets ou soupapes) permet l'usage de mécaniques simples.

Le caractère inversable des machines de Stirling, à la manière des moteurs électriques, laisse entrevoir la possibilité d'une gestion intelligente et économique de l'énergie thermique : Une machine composée de plusieurs modules indépendants pourrait être une solution pour pallier aux variations soudaines de la demande d'électricité, chaque module pouvant passer rapidement de moteur à récepteur (frein moteur à récupération thermique), en limitant en amont la consommation d'énergie thermique et contribuant également à la protection du matériel électrique contre les surcharges.

2.3.3 Conclusion quant aux machines

Le constat général est qu'à l'heure actuelle, il n'existe pas de petit moteur à moyenne ou basse température au dessus de l'ambiance ayant atteint un stade de développement commercial.

Il a été vu que les cycles moteur à vapeur d'eau ou organiques ne sont pas bien adaptés aux critères de sélection :

Si les cycles à vapeur des grandes centrales thermoélectriques utilisent des températures moyennes, ils sont défavorables à la conception de machines de petites puissances, tant en terme de rendement que de complexité des équipements annexes, nuisant à la viabilité économique et fonctionnelle.

Quant aux machines à cycles ORC, outre que leurs performances et leur conception ne sont pas beaucoup plus favorables, elles utilisent des fluides frigorigènes peu compatibles avec un fonctionnement autonome en site isolé (approvisionnement, maintenance spécialisée) et présentant un risque supplémentaire de pollution indirecte et accidentelle.

Des machines à cycle gaz de type Joule ou Ericsson sont quant à elles réalisables avec des technologies éprouvées, en contrepartie de pertes mécaniques et thermiques importantes. En outre les configurations mécaniques de ces machines (soupapes, précision de fabrication, pièces d'usure) sont des facteurs de risque de défaillances qui doivent être gérées et encadrées (prévention et réparation). Ne nécessitant pas l'emploi de matériel ou fluide polluant, ces machines sont compatibles avec les objectifs de compatibilité environnementale visés.

Les moteurs de Stirling présentent le potentiel le plus intéressant en terme d'adaptation fonctionnelle (robustesse) et sont potentiellement les plus efficaces sur le plan énergétique. Comme les machines de Joule et Ericsson, elle répondent à l'exigence de faible impact sur l'environnement.

2.4 Transport et Stockage de la chaleur

2.4.1 Fluides caloporteurs

Un fonctionnement optimal des absorbeurs solaires nécessite une maîtrise de la température de captage selon l'ensoleillement, et une capacité de transfert thermique importante. Il en est de même pour l'alimentation du moteur et du stockage, c'est pourquoi l'emploi de fluides caloporteurs performants est indispensable.

Il convient toutefois de choisir ce fluide de sorte qu'il soit, autant que possible, en adéquation avec notre cahier des charges, en particulier trois critères sont prépondérants :

- Un impact sur l'environnement et une dangerosité (toxicité, inflammabilité...) réduit.
- Un approvisionnement et une utilisation simples, contribuant à la robustesse et à la fiabilité du système.

- Un prix de revient aussi bas que possible.

De toute évidence il faudra choisir un caloporteur liquide, les gaz étant plus problématique, tant pour leur faible capacité de transfert thermique (exception : la vapeur d'eau) que la dissipation énergétique occasionnée par leurs écoulements.

Ce qui suit est une présentation générale des fluides caloporteurs usuels. A noter qu'il existe une très grande variété de caloporteurs qu'on ne saurait ici décrire en détail, les informations ci-après exposées sont seulement indicatives.

2.4.1.1 L'eau

L'eau, sous sa forme liquide est un excellent caloporteur, avec une chaleur spécifique élevée et relativement constante selon la température (environ 4,4 kJ/kg.K à 200°C ; 5,1 kJ/kg.K à 300°C).

L'inconvénient majeur de l'eau est la nécessité d'un haut niveau de pressurisation du circuit pour des températures supérieures à 100°C pour maintenir l'état liquide. La vaporisation partielle d'eau dans les circuits principaux n'est pas envisagée car cela poserait trop de problèmes techniques (zones de corrosions préférentielles aux interfaces entre liquide et vapeur, risques de cavitation...).

La pression de service maximale des équipements courants est de 10 bars, ce qui correspond à une température de saturation de 179,8°C au maximum. Aussi l'utilisation de l'eau impose une température maximale en fonctionnement normal de 160°C ou 170°C afin de garder une marge de sécurité. L'usage d'équipements adaptés pour des températures plus élevées serait rapidement limité par les surcoûts occasionnés. Rappelons quelques valeurs de pression de saturation liquide de l'eau : 16 bar à 200°C ; 40 bars à 250°C ; 86 bars à 300°C.

L'eau est naturellement favorable à la corrosion de la plupart des métaux, et contient des particules minérales en suspension. Ce sont des facteurs d'encrassement des échangeurs et de vieillissement des équipements hydrauliques. Des vidanges et nettoyages périodiques des équipements sont à envisager. Ces problèmes sont amoindris par des traitements (filtration, éléments d'addition), ce qui n'augmente pas de manière significative l'impact sur l'environnement, qui peut être considéré comme négligeable.

2.4.1.2 Polymères glycolés

A basse d'éthylène-glycol ou de propylène-glycol et d'un petit pourcentage d'eau (moins de 4%), ils sont régulièrement utilisés pour les transferts thermiques à des températures maximales de 120°C à 170°C. Limités dans le domaine du chauffage, leurs bas points de congélation et leurs chaleurs spécifiques (3 à 4 kJ.kg⁻¹.K⁻¹) en font des fluides idéaux pour le refroidissement (climatisation, alimentaire...) ou les systèmes thermiques devant être protégés du gel, tel que les systèmes de chauffage solaire.

Dans le domaine de la conversion thermomécanique, ces fluides ont un intérêt assez limité du fait de températures maximales trop basses.

Du point de vue de la réglementation, le propylène-glycol n'est pas classé comme dangereux selon les critères de la CE, tandis que l'éthylène-glycol est classé nocif par ingestion. Il peut en effet être dangereux pour des quantités ingérées importantes (dose létale 100mL pour un humain adulte).

Malgré une faible toxicité et une très bonne biodégradabilité ces produits ne sont pas sans impact sur la faune et nécessitent des précautions lors de leur élimination [93].

2.4.1.3 Huiles minérales

Des huiles issues du pétrole, sévèrement raffinées (menant entre autre à de faibles teneurs en

hydrocarbures poly-aromatiques) sont régulièrement utilisées comme caloporteurs. Il en existe une grande variété, dont les propriétés sont voisines :

Leur température d'utilisation recommandée de l'ordre de 300°C , parfois jusqu'à 325°C. Ces températures nécessitent toutefois une pressurisation de l'ordre de quelques bars à 12 bars selon les formulations. Des températures supérieures sont possibles en sur-pressurant le circuit mais la surchauffe entraîne une accélération de la dégradation moléculaire.

La chaleur spécifique est croissante avec la température, d'environ 1,8 à 2,8 kJ/kg.K entre 50°C et 300°C. Une forte variabilité de la viscosité dans les basses températures, puis de moins en moins à mesure que la température s'élève, pouvant avoisiner un facteur 1/100 depuis 0°C à 150 °C, contre plus de ¼ entre 150°C et 300°C. La circulation est donc pénalisée à froid, lors de la mise en marche des systèmes, mais favorisée à chaud.

Ce sont des produits pratiquement neutres, non corrosifs pour les métaux, combustibles mais non inflammables. Ils ne présentent pas de danger particulier tant que leurs températures limites d'usage sont respectées (risque d'inflammabilité accru en cas de surchauffe). En revanche la dégradation naturelle des composés organiques entraîne la formation de gaz qui doivent être évacués des circuits (dégazage) à l'aide d'équipements spéciaux.

L'emprise des huiles organiques sur l'environnement est modérée : Insolubles dans l'eau, elles sont potentiellement bioaccumulables, mais la plupart de leurs composants devraient être biodégradables. Certains additifs sont toutefois persistant. Malgré une faible biodégradabilité, les effets de dispersion accidentelles ne sont, semble-t-il, pas critiques.

Certaines formulations peuvent être légèrement irritantes pour la peau, mais leurs effets par ingestion sont mineurs. Aussi de nombreux caloporteurs utilisés dans l'industrie alimentaires font partie de cette famille [94] [95] [96].

L'utilisabilité de ces huiles pour la conversion solaire-électrique a été largement démontrée par la centrale SEGS-1 (Dagett, Californie) [97].

2.4.1.4 Huiles silicones

De nombreuses huiles sont à base de silicones (ou siloxanes). Produits de synthèse d'usage répandu dans divers domaines, certaines de leurs caractéristiques sont intéressantes pour les transferts thermiques .

Leurs températures d'usage sont assez variables, de 250 à 400°C environ et leur chaleur spécifique comparable à celle des huiles minérales, ainsi que leur comportement en écoulement selon la température, avec semble-t-il l'avantage de viscosités moins élevées.

Un autre avantage des huiles silicones est leur grande stabilité chimique, qui permet des usages de longue durée.

Leur empreinte environnementale est également modérée : Sans nocivité marquée pour les insectes et les végétaux aquatiques, ils sont toutefois toxiques pour les poissons, environ deux fois plus que les glycols. Ce sont généralement des produits non-biodégradables et non bioaccumulables.

Généralement classés non dangereux, seules quelques formulations sont inflammables. En revanche ce sont des produits fortement réactifs en présence d'acides forts et / ou de bases et oxydants forts. Certains produits de combustion sont toxiques [93] [98].

2.4.1.5 Huiles synthétiques

Ces formulations spécifiquement conçus pour les transferts thermiques affichent des performances remarquables : Leur température maximale d'usage est régulièrement comprise entre 300 et 400°C. Leurs propriétés thermo-hydrauliques sont semblables à celles des huiles

silicones.

Leurs formulations essentiellement à base d'hydrocarbures aromatiques leur confère une grande stabilité (moins de dégazage que pour les huiles minérales) et parfois la possibilité d'utilisation en phase vapeur.

En revanche ces produits sont tous classés dangereux : Souvent légèrement irritant pour la peau et les yeux, certains sont des toxiques violents par inhalation, souvent cancérigènes. D'une biodégradabilité nulle ou conditionnelle (sous contrôle), ce sont des polluants environ 1000 à 10000 fois plus violents que les silicones et les glycols réunis [93] [98].

2.4.1.6 Conclusion quant aux caloporteurs

Les grandes familles de liquides caloporteurs usuels ont été ci-avant présentés par ordre croissant de performance, qui va de pair avec leur impact environnemental et leur dangerosité.

Cette tendance se retrouve sensiblement sur le prix d'achat de ces fluides ; à défaut de connaître avec exactitude ces coûts, en voici quelques tendances [30] :

- Huiles minérales : \$ 0,3 / kg
- Huiles synthétiques : \$ 3 / kg
- Huiles silicones : \$ 5 / kg

Les huiles synthétiques contiennent pour la plupart des aromatiques ou des alkyles, hautement toxique et polluants, pour des performances certes accrues par rapport aux huiles minérales (viscosité moindre, températures plus élevées et durée d'utilisation plus longue), mais pour un prix dix fois supérieur.

Les huiles silicones sont moins critiques vis à vis de l'environnement mais affichent un tarif encore plus élevé.

L'investissement dans des fluides à hautes performances se justifie pour des centrales de hautes puissance, pour lesquelles il est impératif de réduire autant que possible les opérations de maintenance (vidange du circuit, nettoyage) pour garantir un temps productif le plus long possible. Cette rationalisation est rendue possible par un amortissement à moyen/long terme des investissements.

Les polymères glycolés sont quant à eux inadaptés à l'application visée, tant du fait de températures maximales d'utilisation trop basses pour assurer un fonctionnement durable que par des risques d'impacts importants sur l'environnement.

Dans le cas des petites et micro-centrales, l'investissement peut être au mieux amorti sur un moyen terme. Les opérations de maintenance d'un tel système utilisant une huile thermique ne sont pas nécessairement lourdes, mais nécessitent des précautions lors des manipulations et transferts de fluide, la mise en place de filières de recyclage .

De plus une installation isolée doit autant que possible être entretenue par du personnel local ; en ce sens il est évident que des produits dangereux induisent des contraintes importantes (approvisionnement, installations spécifiques pour l'usage, le stockage, formation du personnel etc...) , ce qui à l'échelle d'une petite installation représente un surcoût prohibitif.

Les caractéristiques physiques de ces fluides étant voisines par ailleurs, il apparaît donc que les huiles minérales soient les plus intéressantes économiquement parmi les fluides organiques ; ce sont en outre les plus respectueuses de l'environnement et les moins toxiques.

Le caloporteur présentant le moins de contraintes économiques et la meilleure compatibilité environnemental reste l'eau. Les contraintes techniques qu'elle impose – en particulier une pression de service compatible avec des matériels hydrauliques standard – sont également les plus limitées dans la mesure où la température d'usage reste inférieure à 180°C. L'usage de l'eau

limite donc le rendement énergétique, mais cela peut être compensé du point de vue thermoéconomique (amortissement) par l'usage d'équipements à coûts modérés.

2.4.2 Stockage thermique

2.4.2.1 Accumulation par chaleur sensible

De nombreuses possibilités de stockage thermique sont identifiées [99] [30].

La variété de choix concerne surtout le médium de stockage, qui peut être solide (béton armé, sel, céramique, métaux...) ou liquide (fluide caloporteur, sels, mélanges de sels liquides, sodium liquide...).

La performance d'un médium allant globalement de pair avec son coût brut, les centrales solaires de haute puissance à CP (30MW et plus) ont opté pour l'utilisation de mélanges de sels liquides.

L'utilisation de matrices métalliques (acier, fonte) serait intéressante énergétiquement, mais d'un prix de revient prohibitif.

L'utilisation du béton, ou de céramiques moulables, potentiellement réalisable avec des coûts équivalents (environ 20€/ kWh_t) a été abandonnée pour plusieurs raisons :

Si le prix du béton brut est le plus faible de tous (environ 1\$/kWh_t) d'une part le coût final de réalisation pratique est beaucoup plus élevé (par exemple les canalisations en acier nécessaires aux échanges thermiques dans la matrice représentant à elles seules 75% du prix de revient).

D'autre part les échanges thermiques dans les matrices solides massives sont difficiles à maîtriser dynamiquement (faible conductivité et diffusivité).

Enfin, la grande incertitude quant à la résistance du béton aux cyclages thermomécaniques (dilatation différentielle entre le béton et l'armature ou les canalisations) sur le long terme est considérée comme trop risquée.

Il faut noter que le prix de revient annoncé de 20€/ kWh_t, dans l'étude de stockages par béton et céramique pour la centrale Andasol-1, est possible à la condition de réalisation à grande échelle commerciale. Il est vraisemblable que de petites unités reviendraient au moins au double. Les essais de cyclage thermique de modules expérimentaux ont cependant montré la cohérence technologique de cette solution, affichant des pertes thermiques globales de 10 à 15% pour une température voisine de 180°C [100].

L'utilisation de sels liquides s'est avéré être la solution la plus convenable aux centrales solaires à CP [99] [101], pour des raisons à la fois de coût et de performances. La solution à deux réservoirs (un "chaud et un "froid") en particulier montre la plus grande souplesse d'utilisation (particulièrement important pour maîtriser la température de surchauffe de vapeur) . Les sels sont transférés du réservoir froid vers le réservoir chaud à travers un échangeur lorsque le chauffage solaire est disponible et transférés en sens inverse lors du fonctionnement autonome (figure 1.14 p.34).

Ces stocks de grande taille présentent également des pertes thermiques très faibles. Par un effet d'échelle sur la taille des échangeurs caloporteur / stock et de la surface du réservoir à isoler relativement à son volume , les fuites thermiques sont diminuées à mesure que la capacité thermique augmente. En l'absence de charge ou décharge, la température du médium peut ne baisser que d'une trentaine de degrés sur une période de 6 semaines.

Cette caractéristique est particulièrement importante pour l'emploi de sels fondus dont il faut prévenir la solidification pour éviter des dysfonctionnements et des dommages mécaniques sur le réservoir.

A noter que les systèmes SEGS ont été initialement équipés de brûleurs à gaz pour palier aux carences d'énergie solaire. Les solutions de stockage thermique retenues (mélange de sels nitrate / nitrite) ont été optimisées en terme de prix de revient du kWh thermique ; mais il est également démontré que capacité thermique différentes seraient obtenue en optimisant le prix de revient final de la production énergétique [97]. Un autre critère d'optimisation possible est le dimensionnement des échangeurs entre caloporteur et stock.

Les réservoirs thermoclines fonctionnent sur un principe voisin. Un seul réservoir contenant du sel fondu peut être naturellement stratifié thermiquement de par la variation de densité du sel selon la température. Le réchauffage des sels se fait, de même, à travers un seul échangeur mais depuis le bas du réservoir, zone froide où les sels sont plus denses, vers le haut, zone plus chaude et moins dense ; et vice-versa lors du refroidissement.

Les fluides caloporteurs précédemment définis peuvent également servir de médium de stockage thermique, à la manière des ballons d'eau dans le domaine du chauffage domestique.

Cette solution de stockage directe présente moins de contraintes techniques que les précédentes pour des petits systèmes, puisqu'alors il n'y a plus besoin d'échangeurs thermiques entre le caloporteur et le médium de stockage.

Le prix élevé des fluides caloporteurs à haute performance exclue cette solution pour les systèmes de haute puissance.

En revanche, les huiles minérales sont bon marché et se prêtent tout à fait au stockage thermique pour des températures maximales voisines de 300°C.

Un autre avantage de cette solution est de garantir l'optimalité des transferts thermiques :

D'une part l'absence d'échangeurs entre le stock et l'usage diminue les pertes entropiques (transferts à travers les résistances thermiques) ; d'autre part l'usage mixte d'un liquide, à la fois stock et caloporteur, favorise la souplesse et la dynamique des transferts thermiques.

De même que dans les installations sanitaires, la stratification du réservoir peut être mise à profit pour diminuer les pertes entropiques au sein du réservoir lui-même, qui devra être conçu dans ce sens.

2.4.2.2 Stockage thermique direct, indirect et semi-direct

Un stockage thermique est dit indirect lorsque le médium de stockage, de nature différente du caloporteur utilisé dans la boucle principale, est chauffé et refroidi à travers des échangeurs. C'est le cas des matrices solides, les sels liquides et la plupart des matériaux à changement de phase solide/liquide, qui ne peuvent généralement pas être utilisés comme caloporteurs.

L'inconvénient du stockage indirect est de générer des pertes entropiques à travers les échangeurs : Les transferts thermiques ne sont en effet possibles que par le biais d'un gradient de température. La température moyenne du caloporteur sera donc toujours supérieure à celle du stock lors de l'accumulation thermique, et inférieure lors de la restitution.

La conséquence sur le fonctionnement d'un moteur est la baisse de son rendement thermomécanique lors de la décharge du stock, ainsi que peut le traduire une analyse entropique. Ce phénomène aura d'autant plus d'influence que le niveau de température sera bas. Les échangeurs utilisés devront donc minimiser autant que possible ces différences de température, tout en restant économique.

Le stockage est direct lorsque la réserve thermique est constituée par un réservoir de caloporteur. Le processus de stockage est donc nettement plus simple que pour le stock indirect. L'absence d'échangeurs entre le médium de stockage et le caloporteur est non seulement moins coûteuse en terme d'investissement "matériel", mais également favorable à l'efficacité de la conversion thermomécanique.

En terme de capacité thermique, la chaleur spécifique massique des huiles thermiques usuelles est nettement supérieure à celle d'un matériau solide tel que le béton ou le chlorure de sodium, potentiellement utilisable en tant que médium de stockage. Mais en tenant compte de la densité des matériaux, la chaleur spécifique volumique des huiles et du béton, donc le volume d'une réserve de capacité donnée, sont du même ordre de grandeur ; le prix de revient d'un caloporteur utilisé pour le stockage est donc un critère déterminant.

Pour palier aux inconvénients respectifs des stockages direct et indirect, on peut imaginer une solution intermédiaire, réalisant une part d'accumulation thermique par le fluide caloporteur et une autre par une matrice solide. Cette solution est connue dans le domaine de température au voisinage de l'ambiance, notamment le stockage en aquifère [102] ou dans le domaine de la climatisation passive [103].

L'utilisation d'une matrice solide poreuse (galets, veines ou nappes fluides séparées par des parois en béton ou céramique) réaliserait un volume utile de stockage bon marché, tandis qu'un volume important de liquide favoriserait la dynamique des échanges thermiques avec la matrice poreuse comme dans les boucles externes, tout en assurant une partie du stockage.

Par analogie au comportement d'un aquifère, un tel stock thermique serait intermédiaire entre un médium purement solide (grande inertie thermique des transferts conductifs, bonne conductivité) et purement liquide (inertie thermique réduite par mélangeage), avec l'avantage de pouvoir isoler thermiquement le réservoir, donc un meilleur rendement global du cycle.

Les milieux poreux traversés par un fluide sont générateurs de pertes de charge. On peut cependant nuancer ce défaut dans la mesure où il est possible d'optimiser la porosité selon le besoin. Dans le cas de matrice de type nodulaire (galets...) on pourra optimiser la taille des éléments, et dans le cas de matrices lamellaires (plaques de béton armé...) la taille des veines fluides et l'épaisseur des éléments solides.

Il convient également de choisir soigneusement les matériaux et / ou les procédés de fabrication des éléments solides, de s'assurer de leur stabilité en contact prolongé avec une huile minérale, afin de ne pas polluer le caloporteur avec des particules nuisibles aux échangeurs, tant en terme de fonctionnement que de diminution de leur durée de vie par abrasion.

2.4.2.3 Accumulation par chaleur latente

Le processus de changement de phase d'un matériau a lieu à une température sensiblement constante, et avec une densité énergétique rapportée au volume $(\Delta Q_{stock})/V_{stock}$, pouvant être 2 à 3 fois plus importante que pour le stockage par chaleur sensible.

Le principal intérêt du stockage par chaleur latente est la constance en température, le système de régulation de l'installation s'en trouvant simplifié et l'efficacité énergétique accrue, surtout en ce qui concerne la conversion thermomécanique.

En ce sens le changement de phase d'eau de l'état liquide en vapeur est une bonne solution sur le plan énergétique, mais la présence de phase gazeuse nécessite un volume important et une pression élevée. Cette solution est toutefois utilisée comme stocks "tampon" de certaines centrales : par exemple la centrale à tour PS10 à Sanlucar (figures 2.9 p.49 et 2.10 p.52) comprend une réserve de vapeur à 250°C sous 40 bars autorisant un fonctionnement d'une heure seulement. Il s'agit davantage d'un système de régulation thermique, destiné à "gommer" les variations de l'ensoleillement, que d'un véritable stockage.

Les média véritablement considérés pour le stockage thermique de masse présentent donc un changement de phase solide/liquide. De nombreux média sont intéressants dans des domaines de température étendus [99] [104] et il semble possible de trouver au moins un matériau répondant à presque n'importe quel besoin de stockage thermique.

Toutefois l'intérêt énergétique du stockage par chaleur latente est mis en balance :

- En premier lieu, le processus de solidification des MCP génère souvent des contraintes mécaniques importantes, surtout à la fin de la cristallisation. Cela peut être critique quant à la sécurité et nécessite d'une part un sur-dimensionnement thermique et mécanique, d'autre part un système de maintien du stock à une température supérieure au seuil de solidification en cas d'arrêt de la centrale.
- En second lieu, la cinétique des transferts thermiques dans un stockage à MCP est assez complexe. La proportion de liquide et de solide varie au sein d'une unité de stockage. La distance locale entre un échangeur et le front solide change fondamentalement la nature des échanges : De purement conductifs lorsque le médium est solide, ou avec un front solide peu éloigné ils deviennent convectifs lorsque le volume de liquide est important et une part de l'énergie est temporairement stockée sous forme sensible. Il faut ajouter à cela que le phénomène de surfusion (retard à la solidification) entraîne un écart important avec l'idéal d'une température constante, surtout peut faire chuter considérablement la capacité d'échange par endothermie.
- Enfin, il faut ajouter que ces produits, de par leur composition chimique, sont loin d'être neutres vis-à-vis de l'environnement.

Du point de vue économique, certains MCP sont abordables économiquement, mais on comprend aisément que le surcoût occasionné par la structure complexe des unités de stockage est défavorable à l'utilisation commerciale des MCP, du moins dans le domaine des hautes températures. C'est pourquoi aucune centrale héliothermique de puissance actuelle n'utilise de MCP comme médium de véritable stockage thermique.

2.4.2.4 Conclusion sur le stockage thermique

Des multiples possibilités, les solutions de stockage thermique par chaleur sensible sont les plus neutres pour l'environnement.

Le stockage solide, nécessairement indirect utilise des matériaux de base très bon marché, mais nécessitant des échangeurs coûteux.

Le stockage direct par un fluide caloporteur bon marché (huiles minérales) semble une alternative économiquement viable pour des systèmes de petite taille et énergétiquement favorable, mais présentant l'inconvénient d'un grand volume de fluide qui devra nécessairement être renouvelé périodiquement, et, pour ne pas être absolument neutre, augmenterait l'impact indirect sur l'environnement et aggraverait le risque d'une pollution accidentelle.

Un stockage semi-direct, panaché des deux précédents, serait une solution de compromis entre leurs avantages et inconvénients respectifs.

Entre ces trois solutions, il est difficile de trancher quant à la conception présentant le meilleur compromis entre économie et performance. Une étude approfondie ayant fait suite à celle qui vient d'être présentée, concertée entre les partenaires du projet, a abouti au choix de l'eau comme caloporteur et médium de stockage direct.

2.5 Conclusions du chapitre : vers une architecture du système

L'analyse des différents composants fonctionnels possibles pour réaliser un micro-centrale a permis de tirer les conclusions suivantes :

Pour le captage solaire, un champ de modules cylindro-paraboliques de petite taille (quelques mètres carrés), s'avère a priori une bonne solution pour générer un captage solaire à moyenne température. Leur conception simple et économique réduit le prix de revient en terme de surface d'absorption, et offre toute latitude quant à l'adaptation de différents absorbeurs, les tubes évacués étant les plus favorables énergétiquement. Un champ de capteurs à basse température est toutefois concevable, simplifiant le choix des matériaux quant aux contraintes thermo-mécaniques, mais pénalisant le rendement. Le choix final des configurations et composition des capteurs doit

relever du compromis thermoéconomique, concerté entre les différents partenaires.

Pour la conversion thermomécanique, le Stirling montre le meilleur potentiel d'adaptation aux moyennes et basses températures de source. Adaptés au fonctionnement stationnaire, ils sont en outre capables de fonctionner en frein moteur avec récupération thermique, ce qui est potentiellement un atout pour la gestion des régimes transitoires et l'efficacité énergétique. De plus la simplicité mécanique de ces machines les rend plus fiables et souvent plus simples à fabriquer que d'autres types de moteurs.

Il a été constaté que les fluides caloporteurs les plus raisonnables du point de vue environnemental autant que de par leur prix de revient sont les huiles minérales.

Le stockage thermique le plus réaliste, selon les mêmes contraintes est l'utilisation de média à chaleur sensible. L'huile caloporteuse est également utilisable pour le stockage thermique. Mais dans ce domaine aucune conclusion ne saurait être prononcée. Le béton armé, enrichi d'additifs, ou bien des céramiques peuvent également convenir à la réalisation d'un stock thermique.

Afin de garantir la viabilité économique du projet, les différents composants devront être conçus (ou choisis) et assemblés de manière à atteindre le meilleur compromis entre efficacité énergétique et coût d'exploitation. Pour ce faire, une collaboration étroite entre les différents partenaires est indispensable.

Chapitre 3 Prédimensionnement de la microcentrale solaire thermo-électrique

3.1 Introduction

Un prédimensionnement global se doit d'être simple : A ce stade aucun organe du système n'est déterminé en détail. Il s'agit de dégager les tendances du comportement du système selon des paramètres de dimensionnement pertinents.

Afin d'étudier le système dans sa globalité, chaque macro-élément constitutif du système ; capteur solaire, stock thermique, moteur Stirling et génératrice ; sera modélisé en terme de rendement par des paramètres qui lui sont propres.

En vue d'une étude thermoéconomique ultérieure, le dimensionnement de chacun des éléments suppose une optimisation globale, intégrant les caractéristiques respectives à chaque étage du système.

Plusieurs méthodes adaptées à ce type d'étude, de formalisme plus ou moins complexes selon le problème à résoudre, le degré de détail ou l'avancement conceptuel du système, sont disponibles dans la littérature [21] [105]. En outre quelques exemples de pré-optimisation globales ou d'analyses spécifiques [106] [107] constituent une base méthodologique pour la présente étude, et une source d'inspiration pour l'orientation des travaux ultérieurs.

L'ensemble du paramétrage permettra de formaliser le rendement global du système, durant la décharge du stock thermique, puis durant sa charge, ce qui aboutira à une méthode de prédimensionnement en deux temps :

Dans un premier temps le stock thermique sera dimensionné à travers l'étude de sa décharge, alimentant le moteur d'entraînement de la génératrice.

Dans un deuxième temps l'étude de la charge du stock thermique par le captage solaire, simultanée à l'alimentation du moteur, permettra de dimensionner la surface de réception solaire nécessaire.

Les résultats obtenus par cette méthode constituent en soi un prédimensionnement sommaire, qui permettra en particulier d'établir, pour quelques types de capteurs solaires envisageables, un comparatif des performances et des dimensions du système.

Nous déterminerons également, à travers une étude de sensibilité, quelle sont les paramètres les plus influents sur les performances du système.

3.2 Modélisation des sous-systèmes

3.2.1 Modèles de capteurs solaires

Un capteur solaire thermique peut être vu globalement comme un échangeur radiatif-convectif :

La source thermique en est le rayonnement solaire, reçu par une surface de captage après passage à travers diverses couches matérielles telles que : réflecteurs, vitrages, dispositifs anti-pertes (vide partiel, revêtements sélectifs...), conducteurs thermiques (caloducs, parois planes ou tubulaires). Le flux thermique est finalement réceptionné par échange convectif avec un caloporteur (liquide ou gazeux)

Ces diverses couches matérielles sont génératrice de pertes thermiques vers le milieu ambiant (pertes par réflexion, pertes radiatives, convectives et conductives) et de pertes internes

(hétérogénéités thermiques locales du caloporteur récepteur, pertes de charge).

L'intensité des pertes externes est essentiellement déterminée par la température moyenne de la surface de l'absorbeur. L'expression en est souvent adaptée en fonction de la moyenne arithmétique $T_{rec\ ma} = (T_{rec\ E} + T_{rec\ S})/2$ des températures d'entrée et de sortie du caloporteur.

Cette température est déterminée par le débit du caloporteur qui traverse l'absorbeur en le refroidissant.

Tous types de capteurs solaires, avec ou sans concentration, peut être modélisé par des formules simples, prenant en compte $T_{rec\ ma} = (T_{rec\ E} + T_{rec\ S})/2$ et l'ensoleillement incident sur la surface utile de captage pour exprimer le rendement thermique au sens du premier principe :

$$\eta_{rec} = \frac{\text{chaleur utilisée}}{\text{rayonnement reçu}} = f_o - \frac{U(T_{rec\ E}, T_{rec\ S}, T_{amb}, v_{vent} \dots)}{E_i} \quad (3.1)$$

Le premier terme $f_o = \rho \cdot \alpha \cdot \tau$ est appelé facteur optique, ou rendement optique du capteur, produit de l'absorptivité α de la surface de l'absorbeur (plus ou moins opaque), de la transmittivité τ de l'enveloppe de l'absorbeur (verre ordinaire ou spécial), et le cas échéant de la réflectivité ρ de surface du concentrateur [50] [48]. En toute rigueur, les trois composantes ρ , α , τ sont fonctions des températures des éléments concernés et des composantes spectrales de l'éclairement reçu au niveau du sol. En première approche le facteur optique peut être considéré constant [50].

Le second terme est représentatif des pertes thermiques par conduction, convection et radiation de la surface de l'absorbeur vers l'ambiance, rapportées à l'éclairement incident E_i sur la surface utile du capteur. E_i sera soit G_i , ensoleillement global incident dans le cas de capteurs non concentrés, soit D_i , ensoleillement direct incident dans le cas de capteurs orientés à concentration. Une expression rigoureuse de la fonction U peut être assez complexe, devant tenir compte de la vitesse du vent pour les termes conductif et convectif ; et des émissivités spectrales selon la température pour le terme radiatif.

La prise en compte des seules températures moyenne dans l'absorbeur et la température ambiante, soit $U = U(T_{rec\ ma}, T_{amb})$ s'avère souvent suffisante dans une première approche pratique. Pour les capteurs destinés à la production d'eau chaude sanitaire, généralement sans concentrateurs, les pertes sont normalisées [108] [109] sous la forme:

$$U(T_{rec\ m}, T_{amb}) = a_1 \cdot (T_{rec\ ma} - T_{amb}) + a_2 \cdot (T_{rec\ ma} - T_{amb})^2 \quad (3.2)$$

Les coefficients a_1 et a_2 sont respectivement appelés "facteurs de pertes linéaires" et "facteur de pertes quadratiques". Le principal défaut de cette formulation est de ne pas avoir de sens physique direct. Les coefficients doivent être déterminés expérimentalement. Dans le cas des capteurs destinés à la production d'eau chaude sanitaire, les méthodes et conditions de test normalisés [109] en vue de certification des performances correspondent aux conditions d'utilisation envisagées (entre autres, une température de fluide d'au maximum 100°C pour une température ambiante de 5 à 30°C).

Lorsque des conditions d'utilisation différentes sont visées, la validité des modèles de capteurs certifiés pour la production d'ECS n'est donc plus garantie. Il reste néanmoins possible d'utiliser un modèle similaire, à condition que les coefficients soient réévalués par régression d'un modèle plus abouti ou de mesures expérimentales.

Une autre formulation simple, plus proche du sens physique, est de considérer les pertes thermiques à partir d'un coefficient u de pertes conductives et convectives et d'une émissivité hémisphérique globale ε , de l'absorbeur :

$$U(T_{rec\ ma}, T_{amb}) = u(T_{rec\ ma} - T_{amb}) + \sigma \cdot (\varepsilon \cdot T_{rec\ ma}^4 - T_{amb}^4) \quad (3.3)$$

Ou plus rigoureusement, en considérant une température équivalente du ciel:

$$U(T_{rec\ ma}, T_{amb}) = u(T_{rec\ ma} - T_{amb}) + \sigma \cdot (\varepsilon \cdot T_{rec\ ma}^4 - \rho' \cdot \alpha' \cdot T_{ciel}^4) \quad (3.4)$$

L'émissivité hémisphérique globale ε dépend des propriétés optiques de la surface de l'absorbeur. C'est par définition la somme intégrale de l'émissivité monochromatique sur toute la bande spectrale d'émission, définie à une température donnée. Ce paramètre est particulièrement sensible pour les surfaces sélectives, et en réalité les pertes radiatives "ne varient pas comme la quatrième puissance de la température, mais en sont une fonction plus complexe" [48]. Il convient également de noter que l'adaptation d'un capteur solaire pour un besoin particulier, et la répartition de ce besoin dans le temps, impliquent de faire un compromis entre absorption et sélectivité [50].

La température de la voute céleste pouvant être approchée par $T_{ciel} \approx T_{amb} - 10$, ou encore $T_{ciel} \approx 0,0522 \cdot T_{amb}^{1,5}$ [48], ou par d'autres méthodes plus complexes, prenant en compte les conditions atmosphériques instantanées [110].

Nous pouvons exprimer la puissance thermique captée en fonction du débit massique \dot{m}_{rec} de caloporteur d'une part, et du rendement de captage solaire associé à la surface de réception d'autre part (bilan thermique du récepteur) :

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{rec} \cdot Cp (T_{rec\ S} - T_{rec\ E}) = A_{rec} \cdot [f_0 \cdot E_i - U(T_{rec\ ma}, T_{amb})] \quad (3.5)$$

Cette expression traduit que plus le débit massique de caloporteur est élevé, plus la température de sortie est proche de celle d'entrée, et plus élevé est le rendement thermique du captage. A l'opposé si le débit est nul la température du fluide contenu dans les capteurs atteint théoriquement une valeur limite, dépendante de l'ensoleillement, appelée température de stagnation T_S . La température de stagnation pour un ensoleillement de référence (souvent 1000 W/m²) est souvent utilisé comme critère de performances d'un capteur solaire. En pratique il n'est pas toujours possible d'évaluer T_S par des mesures expérimentales.

Dans l'étude de prédimensionnement ci-après comme dans l'étude d'optimisation du captage solaire 5.2, les températures de captage restant modérées, la formulation quadratique (3.2) est retenue, et adaptée aussi bien à des capteurs fixes (à tubes sous vide, avec ou sans renforçateur) qu'à des récepteurs à concentrateur linéaire-parabolique.

3.2.2 Modélisation du stockage thermique

Compte tenu des contraintes techniques et environnementales du cahier des charges, une solution de stockage simple, par chaleur sensible, semble la plus appropriée pour un micro-système autonome. Hypothèse est faite qu'il s'agit d'un stockage parallèle (figure 3.1).

Un réservoir thermique, solide ou liquide, perd nécessairement de la chaleur à travers son enceinte, si bien isolée soit-elle. En toute rigueur cela se traduirait par un transfert couplé radiatif et convectif. En pratique, une enceinte fermée opaque et bien isolée réduit considérablement les pertes radiatives, et les fuites thermiques peuvent être considérées comme affines de la différence de température entre le médium et l'ambiance.

Par ailleurs, la nature du médium influe sur la puissance thermique admissible en charge et en décharge, ainsi que l'inertie thermique. Les phénomènes transitoires courts étant difficile à considérer en première approche, la température de retour du caloporteur est considérée comme asservie à celle du stock et la température moyenne dans le capteur solaire est assimilée à cette même valeur:

$$T_{rec} = T_{st} \tag{3.6}$$

Le stock est considéré comme une capacité thermique pure en série avec une conductance de fuite thermique vers l'ambiance. Cette conductance est difficile à évaluer a priori, car elle dépend de la capacité thermique du médium de façon non linéaire :

Supposons un réservoir cubique d'arête a , la capacité thermique C_{Tst} est proportionnelle à a^3 . Or, la surface d'échange de l'enceinte avec l'ambiance est proportionnelle à a^2 . Pour un type d'isolant donné, la perte thermique se trouve donc proportionnelle à $(C_{Tst})^{2/3}$. Pour l'exprimer d'une autre manière, cette perte rapportée à l'unité de capacité thermique se trouve proportionnelle à $\frac{1}{a}$.

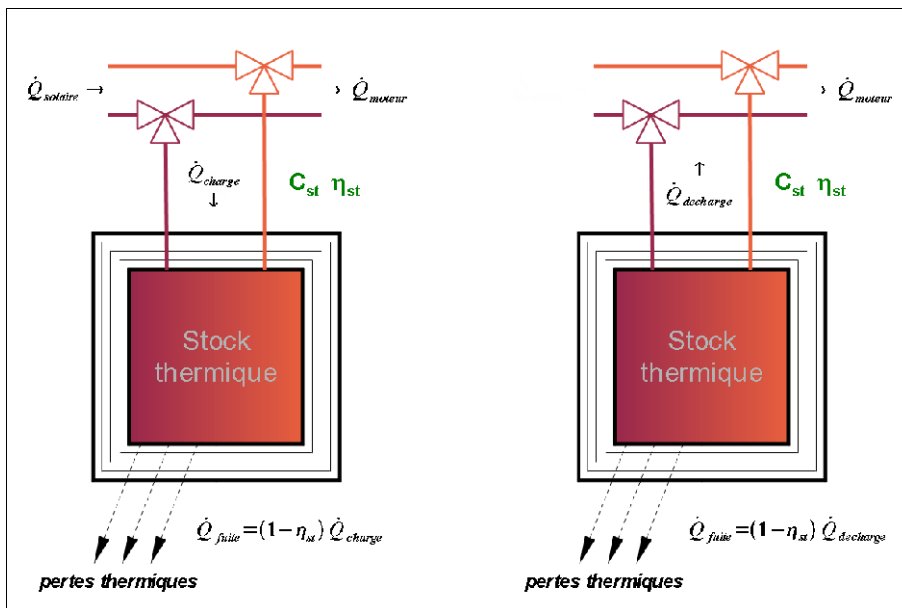


Figure 3.1 : Schéma du stockage thermique. Le modèle est différencié selon le mode de fonctionnement : en charge ou en décharge.

Dans la pratique la forme du réservoir n'aura pas nécessairement des proportions cubiques ; mais la dépendance des pertes à la capacité ne sera en aucun cas linéaire.

Dans l'incertitude, nous traduirons les pertes thermiques en terme de rendement du stockage η_{st} , par définition quotient de l'énergie thermique Q_{de} restituée lors de la décharge par l'énergie fournie Q_{ch} lors de la charge :

$$\eta_{st} = -\frac{Q_{de}}{Q_{ch}} \text{ , avec par convention } Q_{de} < 0 \text{ , } Q_{ch} > 0 \tag{3.7}$$

ce que nous pouvons également traduire à partir des puissances moyennes de charge $\overline{Q_{ch}}$ et décharge $\overline{Q_{de}}$ et de leurs durées respectives Δt_{ch} et Δt_{de} :

$$\eta_{st} = -\frac{\overline{Q_{de}} \cdot \Delta t_{de}}{\overline{Q_{ch}} \cdot \Delta t_{ch}} \tag{3.8}$$

Nous disposons de quelques ordres de grandeur issus de la littérature : Les stocks de haute capacité mis en œuvre dans les grandes centrales solaires ont un très bon rendement thermique,

de l'ordre de 95%, alors que les pertes des stocks de petite taille peuvent atteindre 20% à 30%.

Or, nous serons amenés par la suite à traduire les fuites thermiques lors de la décharge selon la puissance de décharge, puis lors de la charge à partir de la puissance thermique de charge, mais les deux informations n'apparaissent pas simultanément. Il convient donc de quantifier les pertes thermiques en référence à ces puissances distinctes, soit à définir un rendement partiel du stock lors de charge $\eta_{st\ ch}$ et un rendement partiel du stock lors de décharge $\eta_{st\ de}$.

Considérons $Q_{st\ de}$ la chaleur totale dépensée par le médium lors de la décharge, selon la chaleur utilisée Q_{de} et la fuite thermique Q_f . L'équilibre énergétique se traduit :

$$Q_{st\ de} = C_{T\ st} \cdot \Delta T_{st} = Q_{de} + Q_f \text{ avec par convention : } Q_f < 0, Q_{de} < 0 \quad (3.9)$$

De même, considérons $Q_{st\ ch}$ la chaleur nette reçue par le médium lors de la charge, en fonction de la chaleur reçue Q_{ch} et de la fuite thermique Q_f . Nous avons :

$$Q_{st\ ch} = Q_{ch} + Q_f \text{ avec par convention : } Q_f < 0, Q_{ch} > 0 \quad (3.10)$$

En terme de puissances moyennes de charge, décharge et fuite, cela se traduit :

$$\begin{aligned} \overline{Q_{st\ de}} = \overline{Q_{de}} + \overline{Q_f} = C_{T\ st} \cdot \frac{\Delta T_{st\ de}}{\Delta t_{de}} \quad \overline{Q_{de}} < 0, \Delta T_{st\ de} < 0 \\ \text{où par convention : } \overline{Q_{ch}} > 0, \Delta T_{st\ ch} > 0 \quad (3.11) \\ \overline{Q_{st\ ch}} = \overline{Q_{ch}} + \overline{Q_f} = C_{T\ st} \cdot \frac{\Delta T_{st\ ch}}{\Delta t_{ch}} \quad \overline{Q_f} < 0 \end{aligned}$$

Nous pouvons ainsi définir le rendement $\eta_{st\ de}$ propre à la décharge thermique du stock :

$$\eta_{st\ de} = \frac{\overline{Q_{de}}}{\overline{Q_{de}} + \overline{Q_f}} = \frac{\overline{Q_{de}}}{C_{T\ st} \cdot \Delta T_{st\ de} / \Delta t_{de}} \quad (3.12)$$

Nous pouvons en déduire :

$$\overline{Q_{de}} = \eta_{st\ de} \cdot C_{T\ st} \cdot \frac{\Delta T_{st\ de}}{\Delta t_{de}} \quad (3.13)$$

$$\overline{Q_f} = C_{T\ st} \cdot (1 - \eta_{st\ de}) \cdot \frac{\Delta T_{st\ de}}{\Delta t_{de}} \quad (3.14)$$

Puis le rendement $\eta_{st\ ch}$ propre à la charge :

$$\eta_{st\ ch} = \frac{\overline{Q_{st\ ch}}}{\overline{Q_{ch}}} = \frac{\overline{Q_{st\ ch}}}{\overline{Q_{st\ ch}} - \overline{Q_f}} = \frac{C_{T\ st} \cdot \Delta T_{st\ ch} / \Delta t_{ch}}{C_{T\ st} \cdot \Delta T_{st\ ch} / \Delta t_{ch} - \overline{Q_f}} \quad (3.15)$$

Et nous en déduisons :

$$\overline{Q_{ch}} = \frac{C_{T\ st} \cdot \Delta T_{st\ ch}}{\eta_{st\ ch}} \cdot \Delta t_{ch} \quad (3.16)$$

$$\overline{Q_f} = C_{T\ st} \cdot (\eta_{st\ ch} - 1) \cdot \frac{\Delta T_{st\ ch}}{\Delta t_{ch}} \quad (3.17)$$

Les expressions des puissances de décharge (3.13), de charge (3.16) et du rendement global du stockage thermique (3.7) permet de vérifier :

$$\eta_{st} = \eta_{st\ de} \eta_{st\ ch} \quad (3.18)$$

En première approche la puissance instantanée de fuite \dot{Q}_f sera assimilée à la puissance moyenne de fuite \bar{Q}_f sur un cycle de décharge-charge complet. Autrement dit nous supposons \bar{Q}_f constante au cours du temps, hypothèse acceptable s'il est considéré que la variation de température du stock au cours du temps reste petite devant la différence $T_{st} - T_{amb}$. Cela implique l'égalité des deux expressions (3.14) et (3.17), il vient:

$$\frac{\Delta T_{st\ de}}{\Delta t_{de}} \cdot (1 - \eta_{st\ de}) = \frac{\Delta T_{st\ ch}}{\Delta t_{ch}} \cdot (\eta_{st\ ch} - 1) \quad (3.19)$$

Or, sur un cycle journalier type:

$$\Delta T_{st\ ch} = -\Delta T_{st\ de} = \Delta T_{st} \quad (3.20)$$

la durée d'une journée, exprimés en secondes, est $\Delta t_{jour} = 24 \times 3600$, d'où:

$$\Delta t_{de} = \Delta t_{jour} - \Delta t_{ch} \quad (3.21)$$

Après substitution de (3.20) et (3.21) dans (3.19), puis simplification, il vient :

$$\eta_{st\ de} = 1 - (1 - \eta_{st\ ch}) \cdot \left(\frac{\Delta t_{jour}}{\Delta t_{ch}} - 1 \right) \quad (3.22)$$

$$\eta_{st\ ch} = 1 - (1 - \eta_{st\ de}) \cdot \left(\frac{\Delta t_{ch}}{\Delta t_{jour} - \Delta t_{ch}} \right) \quad (3.23)$$

en substituant (3.22) dans (3.19), puis (3.23) dans (3.19), nous obtenons deux équations polynomiales du second degré, respectivement en $\eta_{st\ de}$ et $\eta_{st\ ch}$, dont nous pouvons déterminer indépendamment les racines :

En posant $\widetilde{\Delta t_{st}} = \left(\frac{\Delta t_{jour}}{\Delta t_{ch}} - 1 \right)$, les rendements partiels de stockage et déstockage sont :

$$\eta_{st\ de} = \frac{1}{2} \cdot \left[\left(1 - \widetilde{\Delta t_{st}} \right) + \sqrt{\left(1 - \widetilde{\Delta t_{st}} \right)^2 + 4 \cdot \widetilde{\Delta t_{st}} \cdot \eta_{st}} \right] \quad (3.24)$$

$$\eta_{st\ ch} = \frac{1}{2} \cdot \left[\left(1 - \frac{1}{\widetilde{\Delta t_{st}}} \right) + \sqrt{\left(1 - \frac{1}{\widetilde{\Delta t_{st}}} \right)^2 + \frac{4}{\widetilde{\Delta t_{st}}} \cdot \eta_{st}} \right] \quad (3.25)$$

Ainsi, les rendements partiels à la décharge et à la charge sont exprimés en fonction du rendement global η_{st} du stockage, qui sera posé comme paramètre et de la capacité C_{st} que nous chercherons à déterminer.

Le flux thermique délivré en décharge par la réserve thermique peut s'exprimer:

$$\dot{Q}_{st\ de} = \frac{\eta_{st\ de} \cdot C_{T\ st} \cdot dT_{st\ de}}{dt_{de}} \quad (3.26)$$

Et le flux thermique total reçu par la réserve en charge peut s'exprimer :

$$\dot{Q}_{st\ ch} = \frac{C_{T\ st}}{\eta_{st\ ch}} \cdot \frac{dT_{st\ ch}}{dt_{ch}} \quad (3.27)$$

Plusieurs média sont susceptibles de convenir au stockage (bétons, céramiques, sel solide, huile minérale...). La capacité thermique déterminée, connaissant le rendement thermique du réservoir et la chaleur spécifique massique du médium C_{pst} , nous pouvons évaluer, d'après (3.26) la masse et le volume nécessaires :

$$m_{st} = \frac{C_{T\ st}}{C_{pst}} \quad \text{et} \quad V_{st} = \frac{C_{T\ st}}{\rho_{st} \cdot C_{pst}} \quad (3.28)$$

Cette évaluation est faite sur la base paramétriques de la température maximale $T_{st\ max}$ et de l'amplitude en température ΔT_{st} cycle thermique journalier.

Les masses volumique et chaleur spécifique massique du médium de stockage varient avec la température. En première approximation ces caractéristique sont supposées constantes :

$$\rho_{béton} = 2200 \text{ kg/m}^3 ; \quad C_{p\ béton} = 0,85 \text{ kJ/kg.K}$$

Tandis que celles de l'eau seront approchées par des corrélations présentées au 4.3.2 (et en annexe A1), et évaluées à une température intermédiaire, moyenne arithmétique des minima et maxima de température du stock pour le cycle journalier paramétré.

$$\rho_H \simeq \rho_H(T_{st\ max} - \Delta T_{st}/2) \quad C_{pH} \simeq C_{pH}(T_{st\ max} - \Delta T_{st}/2)$$

3.2.3 Auto-consommations

Ainsi qu'il a été mentionné plus haut, le fluide caloporteur considéré est de l'eau. Il est difficile d'évaluer les pertes de charge générées dans les différents circuits fluides (champ de capteurs solaires, réserve thermique, alimentation thermique et refroidissement du moteur) : Cela dépend, outre la température (et conséquemment la pression), de nombreux paramètres, notamment à la conception des circuits hydrauliques, des échangeurs, aux débits des fluides, etc... qui sont à priori inconnus.

Nous en tiendrons toutefois compte sous la forme d'un facteur δ_h d'auto-consommation de puissance électrique, en considérant que les pompes de circulation seront électriques. Ce facteur peut être raisonnablement estimé entre 5% et 15%.

$$\text{La puissance électrique brute à produire sera : } \dot{W}_{el} (1 + \delta_h)$$

3.2.4 Génératrice

En comparaison aux systèmes thermiques, le rendement d'une génératrice varie peu selon la puissance. Il convient également de considérer le rendement du module électronique de conversion et régulation de courant.

D'après une étude de spécialistes réalisée au sein de SEI, le rendement de la génératrice η_{gen} est évalué entre 86,8% et 91,9% , et celui du convertisseur à 95%.

Le rendement global η_{el} de ces équipements peut donc être estimé entre 82,5% et 87,3% .

La puissance mécanique requise pour entrainer la génératrice s'exprimera :

$$\dot{W}_{me} = \dot{W}_{el} \frac{(1+\delta_h)}{\eta_{el}} \quad (3.29)$$

3.2.5 Modèle statique de moteur de Stirling

3.2.5.1 Rendement thermostatique du cycle idéal avec régénération thermique imparfaite

Considérons un cycle moteur de Stirling idéal réversible à gaz parfait, semblable à celui du diagramme de la figure 3.2, mais en e considérant que les températures de cycles, sans l'environnement technologique (échangeurs). L'étude analytique de ce cycle conduit à l'expression du rendement énergétique [64] :

$$\eta_{cycle} = f_{C\ cycle} \cdot \frac{1}{1 + f_{C\ cycle} \cdot C_s}$$

avec:

$$f_{C\ cycle} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \text{ le facteur de Carnot du cycle} \quad (3.30)$$

$$C_s = \frac{1 - \epsilon_{reg}}{(\gamma - 1) \ln(R_v)} \text{ le facteur thermostatique du cycle, caractéristique du moteur}$$

Les régénérateurs les plus performants, pour les moteurs à haute température, atteignent une efficacité d'environ 80%. Pour des températures modérées, et dans une optique économique, il est raisonnable de considérer une efficacité de régénération comprise entre 60% et 70%.

L'analyse du cycle de Stirling théorique selon la Thermodynamique en dimensions finies (TDF) permet de déduire que la puissance maximale serait obtenue pour un rapport volumétrique optimal $R_v^{opt} = e^1 \simeq 2,7$ [111], cela indépendamment de la qualité de la régénération ainsi que de la différence de température entre source et puits. Cette valeur du taux de compression (ou rapport volumétrique) a aussi pour conséquence de minimiser la fréquence du cycle à la puissance optimale.

Aussi, pour les moteurs à source thermique de température basse ou moyenne, un rapport volumétrique plus faible, judicieusement choisi, a pour conséquence une extension de la plage de vitesse exploitable à des puissance raisonnables, moyennant une faible diminution de la puissance maximale. Ainsi il est possible de concevoir des moteurs pouvant fonctionner à des vitesses plus facilement adaptables à la charge que selon l'optimum théorique, et présentant une densité énergétique réaliste avec un rendement peu pénalisé.

De plus, la circulation du gaz de travail dans les échangeurs engendre des pertes de charge qui seraient trop importantes pour qu'une puissance motrice soit produite à partir d'une basse température de source par un moteur ayant un rapport volumétrique théorique. Aussi le rapport volumétrique réel des moteur à basses température de source est relativement bas. En terme de conception cela peut se réaliser par deux moyens, éventuellement combinés : l'augmentation du déphasage volumique et l'augmentation du volume mort (voir annexe A2)

Pour les moteurs à source de très basse température (quelques degrés de différence avec l'ambiante, seulement), le rapport volumétrique est proche de l'unité, tandis que pour les moteurs à haute température de source (soit $T_C - T_{amb} \simeq 3 \cdot T_{amb}$ pour $T_C \simeq 1200^\circ C$) il se rapproche de 2,7 .

Nous pouvons donc définir empiriquement le rapport volumétrique comme affine de l'ordre de grandeur de la différence de température entre source et puits:

$$Rv = 1 + 1,7 \frac{(T_H - T_{amb})}{3 T_{amb}} \tag{3.31}$$

Le rapport volumétrique estimé sera le seul critère technologique du moteur considéré dans cette modélisation préliminaire.

L'expression du rendement (3.30) provient de l'analyse d'un cycle de Stirling théorique. Elle ne permet pas de dimensionner un moteur, mais fournit une approximation réaliste du rendement interne d'un cycle moteur optimisé. Il convient toutefois d'enrichir cette formule pour tenir compte de différents facteurs de pertes.

3.2.5.2 Rendement du cycle endo-irréversible avec régénération thermique imparfaite, pertes thermiques et pertes mécaniques

Un cycle thermostatique est irréalisable : Les flux thermiques via des échangeurs nécessite toujours des chutes de températures. La figure 3.2 montre le diagramme P-V d'un cycle de Stirling théorique, mais prenant en compte des pincements de température aux échangeurs :

$T_H - T_h$ entre la source chaude et l'isotherme supérieure du cycle d'une part

$T_c - T_{amb}$ entre l'isotherme inférieure et le puits froid (ambiance) d'autre part

Il y a un seul échangeur entre la source chaude et le gaz cyclé. En revanche, au bout froid le rejet thermique vers l'ambiance se fera probablement en deux étapes, de manière similaire au circuit de refroidissement des moteurs à combustion interne : Un premier échangeur transmettant la chaleur à un fluide caloporteur (eau ou fluide glycolé), qui l'évacue vers l'air ambiant à travers un second échangeur (aérotherme).

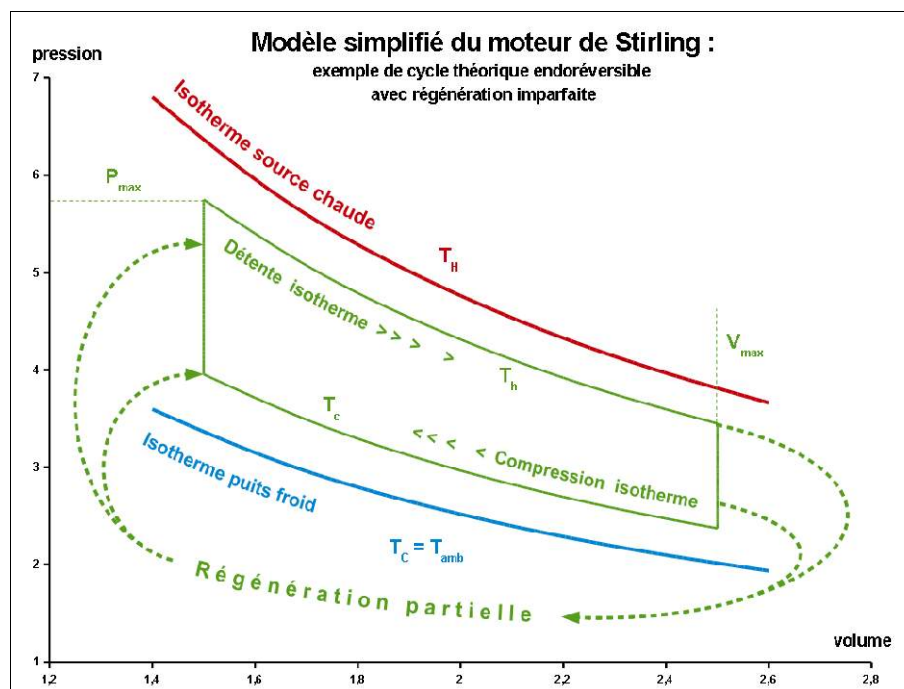


Figure 3.2 : Diagramme pression-volume d'un cycle théorique de Stirling endo-irréversible

En posant l'hypothèse de pincements de température dans les échangeurs globalement égales aux bouts chaud et froid, nous pouvons les exprimer à l'aide d'un seul paramètre :

T_H : Température de source chaude du cycle

T_{amb} : Température de l'ambiance, puits froid du cycle

χ : paramètre : quotient des pincements de température aux échangeurs
à la demi-différence entre source et puits

$$\chi = \frac{T_H - T_h}{(T_H - T_{amb})/2} = \frac{T_c - T_{amb}}{(T_H - T_{amb})/2}$$

Le rendement énergétique, compte tenu de ces chutes de température aux échangeurs, devient :

$$\eta_{endo-irr} = f_c \frac{1 - \chi}{1 + f_c \left(C_s (1 - \chi) - \frac{\chi}{2} \right)} \quad (3.32)$$

où $f_c = 1 - \frac{T_{amb}}{T_H}$ est le facteur de Carnot externe

A noter que cette considération de pincements de température équivalentes au bouts chaud et froid n'est pas la plus favorable. L'optimum de rendement serait en effet obtenu pour une différence de température plus importante au bout chaud qu'au bout froid. L'hypothèse retenue est cependant raisonnable dans la mesure où le refroidissement final sera probablement assuré par un échangeur aérotherme via une boucle liquide. Non seulement il y a doublage des échangeurs, mais le rejet thermique final se fait dans l'air ambiant, qui est un fluide limitant de par ses caractéristiques thermophysiques, en particulier sa chaleur spécifique.

Il convient également de tenir compte des dissipations mécaniques et des pertes thermiques de la machine.

Les pertes mécaniques, variables avec la vitesse du moteur, sont également liées à la réalisation pratique des liaisons mécaniques (étanchéité dynamique des pistons, paliers de transmission, etc...). Les pertes thermiques interviennent quant à elles à différents niveaux : Les organes composant le moteur dissipent tous de la chaleur vers l'ambiance du fait d'isolations imparfaites, et interagissent entre eux par conduction et convection [112].

Un modèle, même simple, prenant en compte tous ces facteurs est difficile à établir sans un minimum de considérations sur la réalisation pratique d'un moteur, ce dont nous ne disposons pas a priori. Un formalisme simple peut toutefois constituer une approche réaliste, à partir de deux paramètres globalisés: un rendement de transmission mécanique η_{meca} et un coefficient globalisé C_{fth} de proportionnalité entre les pertes et la puissance thermique consommée par le moteur (autrement dit l'ensemble des pertes sont toutes vues comme similaires à un "effet navette" [112] entre source et le puits).

Vient l'expression finale du rendement thermomécanique du moteur, hors consommations annexes :

$$\eta_{mot} = (1 - C_{fth}) \cdot \frac{\eta_{me} \cdot f_c \cdot (1 - \chi)}{1 + f_c \cdot C_s'} \quad , \text{ avec } C_s' = C_s \cdot (1 - \chi) - \frac{\chi}{2} \quad (3.33)$$

Cette expression simple donne toutefois des résultats en cohérence avec les performances connues de moteurs existants (voir annexes A2.2 et A2.3). Le rendement mécanique pourra avoir une valeur comprise entre 0,75 et 0,85 , tandis que les pertes thermiques seront d'un ordre de grandeur de 5 à 15%.

3.3 Modélisation du système

3.3.1 Schéma thermique global, conditions de fonctionnement.

La figure 3.3 représente schématiquement la configuration choisie du système, ainsi que les variables (en noir, sauf la température ambiante T_{amb}) et paramètres (en vert) associés aux modèles précédemment définis.

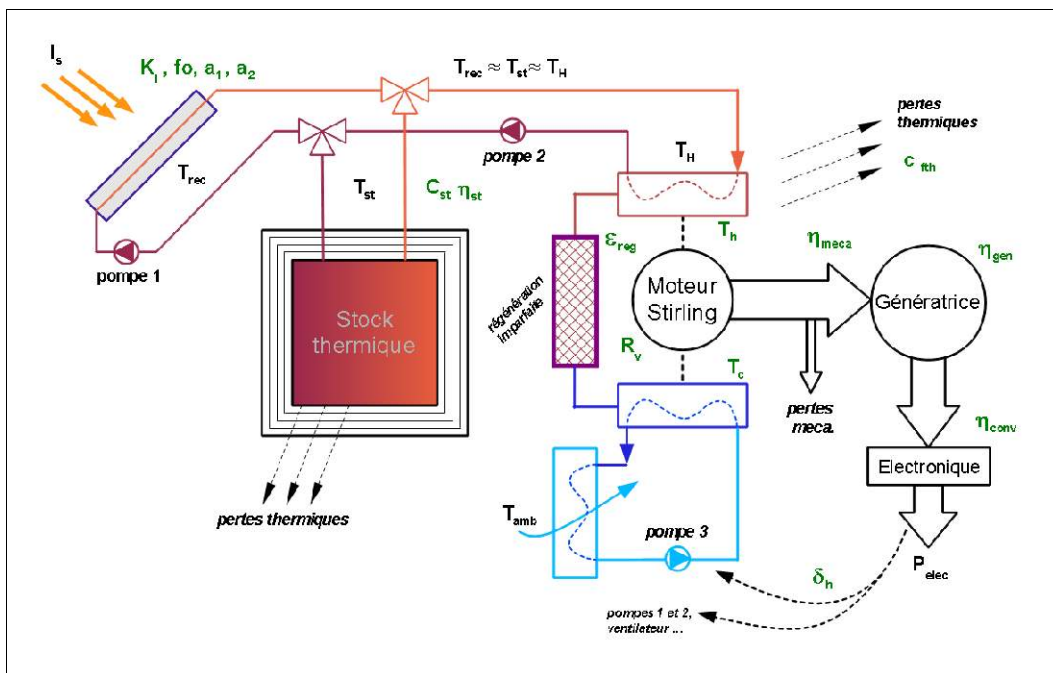


Figure 3.3 : Schéma global du système, variables et paramètres

Différents types de capteurs ont été envisagés, en basse et moyenne température.

Un rayonnement solaire constant $I_s=800\text{ W/m}^2$ est considéré, assimilé à 100% de rayonnement direct, pour une durée d'ensoleillement exploitable journalière de 6 heures. Les capteurs sont supposés orientés d'Est en Ouest, ce qui n'est pas nécessairement l'orientation optimale, en particulier pour les CP, mais permet une comparaison avec les capteurs à basse température, qui sont généralement fixes, et dans les mêmes conditions d'éclairement.

Il est posé que seul l'azimut influe sur l'énergie reçue. En supposant l'angle horaire solaire confondu avec l'angle horaire terrestre, donc évoluant linéairement entre -90° et $+90^\circ$, l'incidence est approchée par une sinusoïde de l'heure (figure 3.4):

$$K_i(t) \approx \cos\left(\left(h_s - 12\right) \frac{\pi}{12}\right) = \cos\left(\left(\frac{t}{3600} - 12\right) \frac{\pi}{12}\right) \tag{3.34}$$

Où h_s est l'heure solaire décimale et t l'heure solaire exprimée en secondes.

L'ensoleillement incident s'exprime :

$$E_i(t) = I_s \cdot K_i(t) \tag{3.35}$$

En conséquence la puissance thermique captée par les récepteurs solaires s'exprime:

$$\eta_{rec} A_{rec} \cdot E_i = A_{rec} \cdot \left(f_0 \cdot I_s \cdot K_i(t) - a_1 \cdot (T_{st\ ch} - T_{amb}) + a_2 \cdot (T_{st\ ch} - T_{amb})^2 \right) \quad (3.36)$$

La nature du médium de stockage thermique n'est pas un paramètre critique à ce niveau de modélisation, et l'évaluation en masse et volume est simple. Il sera aisé d'établir un comparatif entre le béton et l'eau. Le cycle journalier de charge-décharge de la réserve est paramétré par la l'amplitude journalière de température du stock ΔT_{st} .

La température ambiante est supposée constante.

La demande d'énergie électrique est modélisée par des niveaux de puissance constants sur plusieurs plages horaires au cours de la journée (figure 3.4).

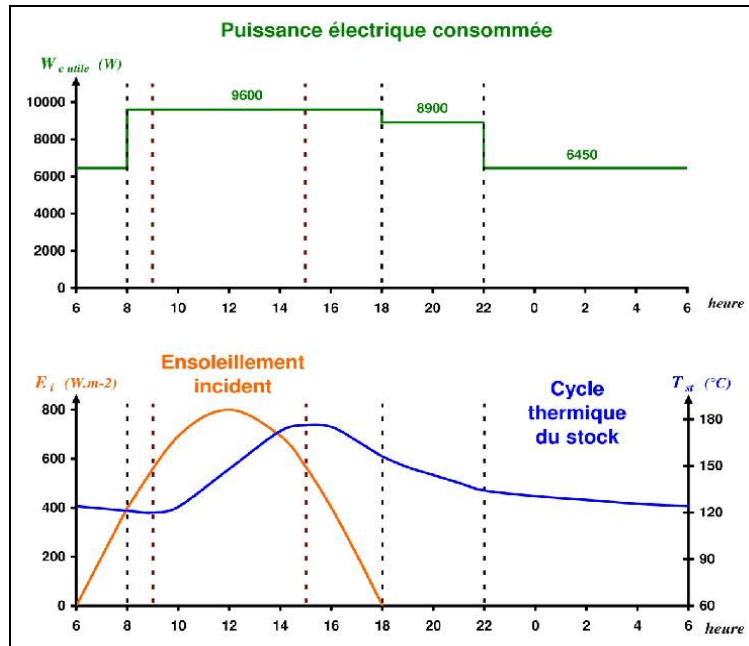


Figure 3.4 : Profil journalier supposé de consommation électrique en haut (en vert) et cycle journalier de la température du stockage (en bleu, spécimen). Le fonctionnement autonome est devra être assuré à partir d'un ensoleillement variable au cours de la journée (en orange), exploitable durant 6 heures (tirets rouges).

3.3.2 Méthodologie de dimensionnement

Le choix du stockage thermique par chaleur sensible induit une variation de la température du caloporteur chaud au cours de la journée. Le moteur de Stirling (modélisé en 3.2.5.2) aura donc un rendement évoluant en conséquence de cette variation de température.

La vitesse d'évolution de la température de la réserve thermique est donc étroitement liée aux fonction des conditions de fonctionnement (figure 3.4) : En mode décharge elle est d'autant plus rapide que la puissance demandé sera élevée ; en mode charge elle sera dépendante à la fois de la demande électrique et de l'ensoleillement disponible ; et dans les deux cas le niveau de température lui-même aura un influence, en conséquence des rendements de captage et de conversion thermo-électrique.

Le moteur Stirling n'est pas dimensionné dans cette étude, mais son rendement approché est lié au dimensionner le stock dans un premier temps (3.3.2.1), le champ solaire dans un second temps (3.3.2.2).

3.3.2.1 Analyse de la décharge, dimensionnement de la réserve thermique

Lors de décharge thermique de la réserve, le rendement du système ne dépend pas du captage solaire. La puissance mécanique (3.29) divisé par le rendement du moteur (3.33) donne la puissance thermique consommée par le groupe moteur électrogène. Le rendement instantané en décharge s'exprime alors :

$$\eta_{\text{sys}}(T_{st}) = \eta_{st\ de} \cdot \eta_{\text{mot}}(T_{st}) \cdot \eta_{el} \quad (3.37)$$

Le paramétrage d'un profil de consommation variable impose un découpage horaire : Seule la variation totale ΔT_{st} de la température de la réserve est connue (paramètre). La consommation thermique du moteur étant dépendante de la puissance électrique demandée, la progression de la température de la réserve est différente pour les différentes plages horaires de puissance, et inconnue à priori.

Sur un intervalle de temps Δt_{de}^n , puis lequel la puissance électrique demandée \dot{W}_e^n est constante, la température de la réserve varie de $\Delta T_{st\ de}^n$.

En assimilant la dérivée $\frac{dT_{st}}{dt}$ au quotient $\frac{\Delta T_{st\ de}^j}{\Delta t_{de}^j}$, il vient :

$$\frac{\Delta t_{de}^n}{\Delta T_{st\ de}^j} \cdot \frac{dT_{st}}{dt} \simeq 1 \quad (3.38)$$

La multiplication par (3.38) fait apparaître le temps comme une variable explicite dans l'expression du flux de fuites thermiques (3.14), qui devient :

$$\dot{Q}_f^n \simeq C_{T\ st} \cdot (1 - \eta_{st\ de}) \cdot \left(\frac{\Delta T_{st\ de}}{\Delta t_{de}} \cdot \frac{\Delta t_{de}^n}{\Delta T_{st\ de}^n} \right) \cdot \frac{dT_{st}}{dt} \quad (3.39)$$

La puissance thermique utile de décharge sur l'intervalle horaire Δt_{de}^n est équivalente à celle consommée par le moteur (bilan thermique):

$$\dot{Q}_{de}^n = C_{T\ st} \cdot \left(1 - \left((1 - \eta_{st\ de}) \cdot \frac{\Delta T_{st\ de}}{\Delta t_{de}} \cdot \frac{\Delta t_{de}^n}{\Delta T_{st\ de}^n} \right) \right) \cdot \frac{dT_{st}}{dt} = \frac{-\dot{W}_{el}^n \cdot (1 + \delta_h)}{\eta_{el} \cdot \eta_{\text{mot}}(T_{st})} \quad (3.40)$$

Si la décharge était effectuée sur une seule plage horaire (i.e. pour une demande constante de puissance électrique), en séparant les variables temps et température, il viendrait :

$$dt = \frac{C_{T\ st} \cdot \eta_{st\ de} \cdot \eta_{el}}{\dot{W}_{el} \cdot (1 + \delta_h)} \cdot (-\eta_{\text{mot}}(T_{st}) \cdot dT_{st}) \quad (3.41)$$

Alors, la différentielle (3.41) conduirait à une détermination formelle de la capacité thermique de la réserve:

$$C_{T\ st}(\dot{W}_{el}^{\text{constant}}) = \frac{\dot{W}_{el}^{\text{constant}} \cdot (1 + \delta_h) \cdot \Delta t_{de}}{\eta_{st\ de} \cdot \eta_{el} \cdot \int_{T_{st\ max}}^{T_{st\ min}} -\eta_{\text{mot}} \cdot dT_{st}} \quad (3.42)$$

Avec un profil de demande électrique variable, la différentielle (3.41) reste applicable à chacun des intervalles horaires de décharge (indiqués n), mais nécessite un processus itératif pour

déterminer C_{Tst} , illustré par la figure 3.5 :

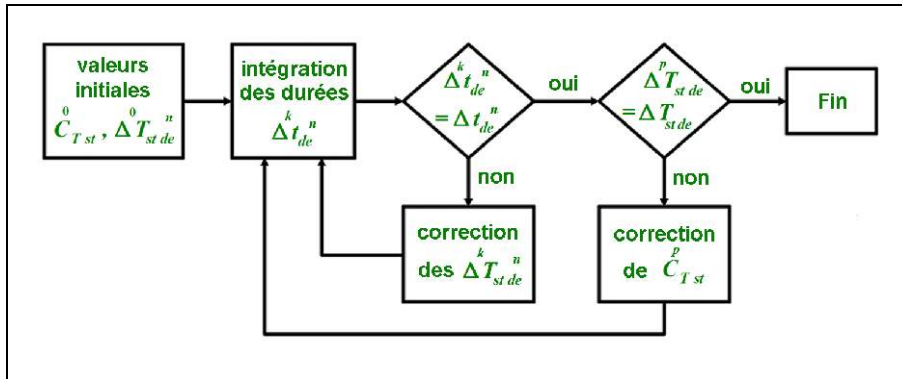


Figure 3.5 : Algorithme de détermination du stockage thermique : Deux boucles imbriquées permettent de déterminer les variations de température pour chaque intervalle horaire et la capacité thermique de la réserve.

Chaque intervalle horaire est représenté par la puissance électrique demandée \dot{W}_e^n , la variation de température ΔT_{stde}^n sur la durée Δt_{de}^n du créneau et la température de la réserve au début de l'intervalle horaire T_{stde}^n , relié à celle du suivant par : $T_{stde}^n = T_{stde}^{n+1} + \Delta T_{stde}^n$.

La méthode itérative de calcul de la capacité de stockage est détaillée en annexe A3.1.

3.3.2.2 Analyse de la charge, dimensionnement du champ solaire

Pendant la durée exploitable d'ensoleillement, le champ de capteurs doit assurer à la fois le stockage thermique et la consommation du moteur, soit en terme de puissance instantanée:

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{Q}_{stch} - \dot{Q}_f + \dot{Q}_{mot} \quad (3.43)$$

A partir de la puissance thermique captée par les récepteurs solaires (3.36), de la puissance totale reçue en charge (3.27), de la puissance électrique demandée et compte tenu du rendement des matériels électriques et des autoconsommations, ce bilan thermique (3.43) devient :

$$\eta_{rec} A_{rec} \cdot K_i \cdot I_s = \frac{C_{Tst}}{\eta_{stch}} \cdot \frac{dT_{stch}}{dt_{ch}} - \dot{Q}_f + \frac{\dot{W}_{el} \cdot (1 + \delta_h)}{\eta_{el} \cdot \eta_{mot}(T_{st})} \quad (3.44)$$

Bien que le profil de demande électrique paramétré pour cette étude soit constant durant toute la période d'ensoleillement exploitable (voir figure 3.4), la variation d'incidence de l'ensoleillement K_i interdit une résolution formelle de (3.17). Aussi, comme pour l'étude de la décharge une méthode itérative a été développée, valable même dans le cas de demande de puissance électrique variable au cours du temps de charge, mais assimilée à des constantes sur des intervalles horaires choisis d'indice j .

Le temps de charge est divisé avec un pas de temps constant Δt_{ch}^j , estimé suffisamment petit pour que les variations d'ensoleillement y soient considérées comme peu importantes (choisi pour cette étude : 1/4 d'heure). Sur cet intervalle de temps Δt_{ch}^j l'incidence moyenne de l'ensoleillement est:

$$\bar{K}_i^j = \frac{1}{\Delta t_{ch}^j} \int_{t^j}^{t^j + \Delta t_{ch}^j} \cos \left(\left(\frac{t}{3600} - 12 \right) \frac{\pi}{12} \right) dt = \frac{43200}{\pi \cdot \Delta t_{ch}^j} \cdot \left(\sin \left(\frac{t^j \cdot \pi}{43200} \right) - \sin \left(\frac{(t^j + \Delta t_{ch}^j) \cdot \pi}{43200} \right) \right) \quad (3.45)$$

La puissance thermique moyenne captée par le champ solaire est estimée par:

$$\dot{Q}_{rec} = A_{rec} \cdot \left(fo \cdot I_s \cdot \bar{K}_i^j - a_1 \cdot (T_{stch}^j - T_{amb}) + a_2 \cdot (T_{stch}^j - T_{amb})^2 \right) \quad (3.46)$$

Ou encore, le rendement moyen du captage est :

$$\eta_{rec}^j = fo - \frac{a_1 \cdot (T_{stch}^j - T_{amb}) + a_2 \cdot (T_{stch}^j - T_{amb})^2}{I_s \cdot \bar{K}_i^j} \quad (3.47)$$

La capacité thermique ayant été déterminée, la puissance de fuite thermique au cours de la charge est assimilée à la moyenne exprimée par (3.17).

Le bilan thermique au cours du $j^{ième}$ intervalle horaire de charge est approché par:

$$\eta_{rec}^j \cdot A_{rec} \cdot \bar{K}_i^j \cdot I_s = C_{Tst} \cdot \frac{dT_{st}}{dt_{ch}} - \dot{Q}_f + \frac{(1 + \delta_h) \cdot \dot{W}_{el}^j}{\eta_{el} \cdot \eta_{mot}} \quad (3.48)$$

Il s'agit donc de déterminer la surface de captage à partir de cette équation différentielle (3.48) qui est à variables non séparables. Une résolution numérique en deux temps est proposée, détaillée en annexe A3.2 : Le premier temps est une estimation (initialisation) de A_{rec} basée sur des hypothèses simples quant à l'évolution de la température pendant toute la durée d'ensoleillement, le second temps est un affinage basé sur le découpage horaire mentionné ci-avant et l'équation (3.17) appliquée à chaque pas de temps.

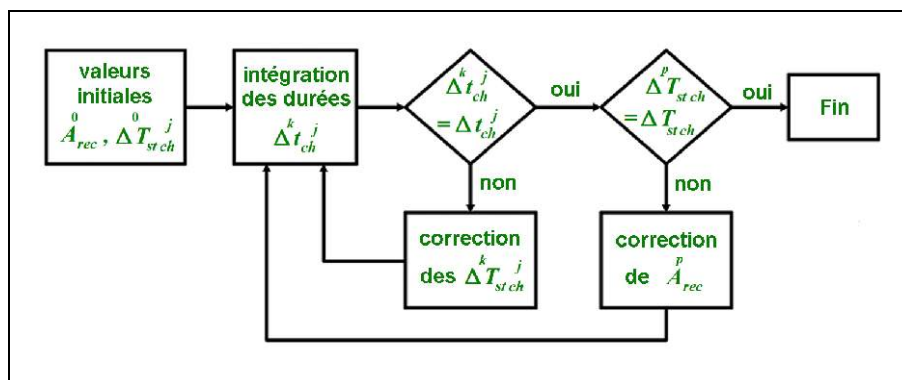


Figure 3.6 : Algorithme de détermination de la surface de captage : Deux boucles imbriquées permettent de déterminer les variations de température de la réserve pour chaque plage horaire et la surface de captage solaire.

3.3.2.3 Résultats du prédimensionnement, indices de performance du système

Outre les évaluations de la capacité du stock, le volume et la masse pour différents de média de stockage (3.28) et de la surface de captage, sont évalués :

La chaleur captée par les récepteurs solaires :

$$Q_{rec} = A_{rec} \cdot \sum_j I_s \cdot K_i^j \cdot \eta_{rec}^j \cdot \Delta t^j \quad (3.49)$$

il est intéressant de déterminer le rendement global de l'installation, le rendement moyen du moteur au cours d'un cycle thermique journalier, ainsi que le rendement moyen du captage solaire.

Le rendement global de conversion solaire → électrique du système est simplement calculé par :

$$\overline{\eta}_{conv} = \frac{\sum_l (\dot{W}_{el}^n \cdot \Delta t^n) + \sum_l (\dot{W}_{el}^j \cdot \Delta t^j)}{\sum_l (I_s \cdot \overline{K}_i^j \cdot \Delta t^j)} \quad (3.50)$$

Le rendement moyen du moteur sur un cycle journalier de charge-décharge est évalué par la somme des rendements moyens partiels sur chaque plage horaire, pondérés par les durées correspondantes, divisée par la durée du jour:

$$\overline{\eta}_{mot} \simeq \frac{\sum_l (\eta_{mot}^n \cdot \Delta t^n) + \sum_l (\eta_{mot}^j \cdot \Delta t^j)}{\Delta t_{de} + \Delta t_{ch}} \quad (3.51)$$

Le rendement moyen du captage solaire est évalué par :

$$\overline{\eta}_{rec} \simeq \frac{\sum_l \eta_{rec}^j \cdot \Delta t^j}{\Delta t_{ch}} \quad (3.52)$$

3.4 Études de prédimensionnement

3.4.1 Paramétrage et conditions de fonctionnement

Le coût global d'un capteur est fortement dépendant de ses performances. Le rendement global du système est fortement dépendant de la qualité des capteurs, et donc le coût final du kW_e installé et/ou du kWh_e produit devront être corrélés à la technologie de captage considérée.

Il est difficile d'affirmer à priori s'il est préférable de développer un capteur cher, mais dont les hautes performances auraient pour conséquence une petite surface de captage ; ou un capteur bon marché mais de performances modérées qui induirait une surface de captage élevée ; ou bien encore un capteur de performances intermédiaire.

Le tableau 1 présente les caractéristiques des quelques modèles de capteurs solaire retenus pour cette étude :

Fabrication	modèle	type	C_g^1	facteur optique	a_1 (W/m ² /K)	a_2 (W/m ² /K ²)
Schott	ETC16	Tube évacué "baïonnette" et réflecteur interne	1	0,73	1,09	0,01
Roth	R1	CPC + Tube évacué "baïonnette"	<10	0,6	0,77	0,0038
Paradigma	Star Azzurro14	CPC + Tube évacué "baïonnette"	<10	0,664	0,749	0,005
Université de Stellenbosch [54]	"CP inox" (expérimental)	CP + Tube évacué	16,7	0,548	-0,0145	0,002373
Virtuel (d'après [54], modifié)	"CP alu" (générique)	CP + Tube évacué	16,7	0,650	-0,0145	0,002373
Luz	LS-2	CP + Tube évacué	22,6	0,737	-0,0223	0,000803

Tableau 1: Paramétrage des différents capteurs considérés

Le "StarAzzurro 14", destiné à la production d'eau chaude domestique, a été conçu par Ritter Solar GmbH et compte parmi les capteurs les plus performants de cette catégorie sur le marché actuel.

Les caractéristiques d'un CP expérimental, de l'Université de Stellenbosch (Afrique du Sud) sont issues du mémoire de Master de M. Brooks [54].

Les coefficients ci-dessus présentés ont été reconstitués à partir d'une régression polynomiale de second degré des performances présentées dans le mémoire. Ce CP, composé d'un miroir en inox et d'un absorbeur en cuivre avec traitement sélectif (revêtement Solkote Hi/Sorb II), et d'une enveloppe en verre au borosilicate évacuée à l'aide d'une pompe à vide (ce qui à l'évidence a été choisi pour éviter d'avoir à réaliser une étanchéité soignée qui eût été trop coûteuse pour un système expérimental) .

Le capteur "CP alu" aurait une concentration géométrique équivalente au concentrateur "CP inox" mais une meilleure efficacité optique. Le facteur optique a été modifié par un rapport d'environ 0,83 correspondant sensiblement au remplacement du réflecteur en acier inoxydable par

1 Concentration géométrique

de l'aluminium poli et revêtu d'un couche polymère [34] [54]. L'absorbeur aurait des performances similaires au tube expérimenté par M. Brooks.

Les absorbeurs qui pourraient être utilisés pour réaliser de tels capteurs pourraient être des tubes courants à raccords linéaires ou à "baïonnettes".

Le capteur LS-2, conçu par Luz dans les années 1980 [113], sert ici de référence en matière de grand CP (5 mètres d'ouverture) à hautes performances, destiné en principe aux centrales solaires de plusieurs dizaines de MW. Il existe toutefois des CP plus performants, tel le LS-3 de la même société Luz, ainsi que d'autres capteurs actuels (Solel, Schott, ...). Le LS-2 est inadapté de par sa taille au système que nous envisageons, mais nous pouvons considérer qu'il pose peu ou prou les limites que nous pouvons envisager en terme de performance et de faisabilité en "petite" série. Pour ce type de capteur, les prédimensionnements ont été effectués pour des températures répondant au cahier des charges, mais aussi pour des températures plus élevées (jusqu'à 550°C), ce afin d'établir une référence limite haute en terme d'optimum de rendement. Dans ce cas d'étude particulier, l'eau ne peut plus être considérée à l'état de liquide saturé, le caloporteur modélisé est donc une huile thermique.

Selon le type de capteur envisagé, la plage de températures intéressante pour la conversion thermodynamique sera différente. Le rendement limite qu'aurait un système utilisant un moteur parfait de Carnot, pour différents capteurs, est représenté sur la figure 3.7. Cela permet de choisir à priori les températures qui présenteront le meilleur compromis entre optimum de rendement et limites de fonctionnement (température maximale admissible du caloporteur).

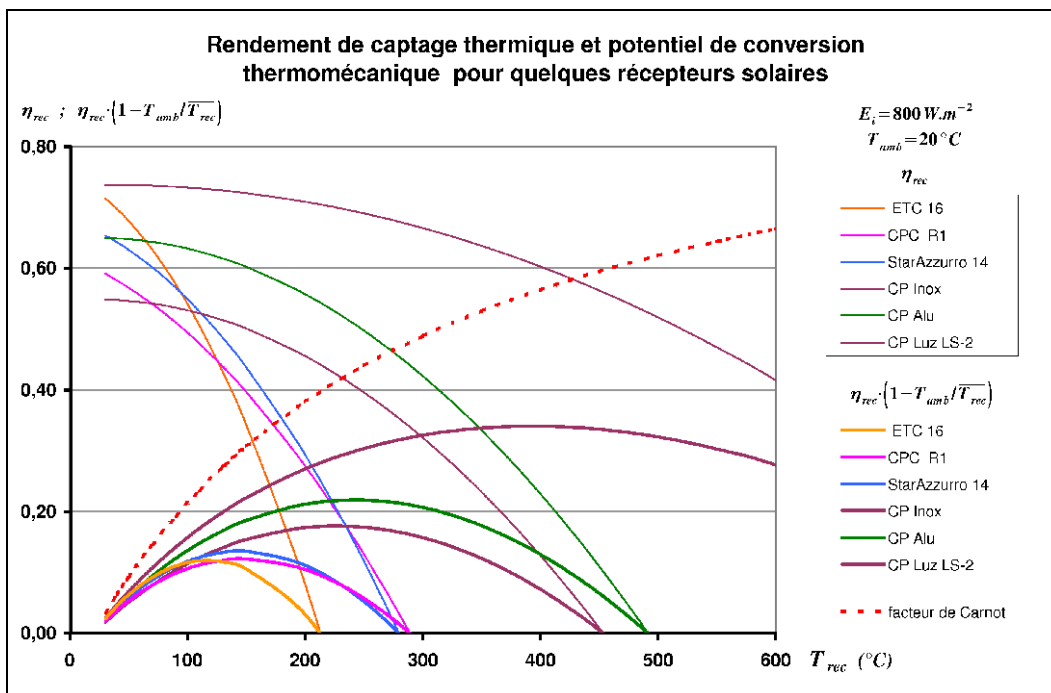


Figure 3.7 : rendement limite de conversion thermomécanique directe pour les capteurs solaires étudiés (modèles) : un repère

Les courbes fines représentent le rendement thermique des capteurs considérés, pour une insolation incidente de $E_i = 800 \text{ W.m}^{-2}$, en fonction de la température moyenne T_{rec} à laquelle est collectée l'énergie, et pour une température ambiante arbitraire $T_{amb} = 20^\circ \text{C}$.

Les courbes épaisses représentent ce même rendement multiplié par le facteur de Carnot (pointillés rouge), autrement dit la limite, inaccessible, de conversion thermomécanique directe que nous pouvons espérer de ces capteurs.

Nous pouvons observer que le capteur à haute performance LS-2 présente un facteur de

conversion exergetique maximum de l'ordre de 35%, et environ 32% à 300°C. Les centrales SEGS équipées de ces capteurs atteignent un rendement moyen d'environ 12% pour une température d'environ 300°C, soit environ 30% à 40% de la limite théorique pour cette température.

Pour le système que nous envisageons, le maximum de température fixé par le cahier des charges se situe aux alentours de 300°C. A cette condition, et selon le type de capteur, nous pouvons donc estimer a priori que le rendement en conversion directe pourra être compris entre 4% et 12% selon le capteur et les différents facteurs de pertes.

En conversion indirecte, les pertes occasionnées par le stockage, les pertes hydrauliques, etc..., font encore baisser ce rendement. Ces courbes permettent toutefois de visualiser a priori la plage de température dans laquelle se situera le rendement optimal de conversion propre à chaque capteur.

Compte tenu des incertitudes sur les valeurs des paramètres pénalisant, traduisant les pertes thermiques, hydrauliques, mécaniques et électriques, plusieurs prédimensionnements ont été effectués pour chaque type de capteur. Le tableau 2 présente l'ensemble des valeurs minimales, moyennes et maximales retenues pour chacun des paramètres.

Récapitulatif des paramètres utilisés pour les prédimensionnements				
paramètre	symbole	valeur défavorable	valeur moyenne	valeur favorable
rendement du stock	η_{st}	0,75	0,80	0,85
rendement mécanique du moteur	η_{me}	0,75	0,80	0,85
efficacité de la régénération du moteur	ϵ_{reg}	0,65	0,75	0,85
facteur de fuites thermique du moteur	C_{fth}	0,30	0,20	0,10
facteur de pertes hydrauliques	δ_h	0,15	0,10	0,05
pincements thermiques adimensionnés aux échangeurs du moteur	χ	0,40	0,30	0,20
Rapport volumétrique du moteur avec les capteurs simples ou à CPC	R_v	1,20		
Rapport volumétrique du moteur avec les capteurs CP	R_v	2,00		
rendement des équipements électriques	η_{el}	0,825	0,849	0,873

Tableau 2: valeurs affectées aux paramètres

Il convient également de considérer des variables et conditions physiques en accord avec l'environnement visé (région subtropicale). Les valeurs retenues pour l'étude sont résumées dans le tableau 3 :

Variables physiques et conditions			
paramètre	symbole	valeur	unité
rayonnement solaire direct	I_s	800,00	$W.m^{-2}$
durée journalière d'éclairement exploitable	t_{jour}	6,00	heures
facteur d'incidence	K_i	variable	–
exploration de la température maximale du stock pour les capteurs simples ou à CPC	$T_{stmaxMin}$	120 à 130	$^{\circ}C$
	$T_{stmaxMax}$	240 à 260	$^{\circ}C$
exploration de la température maximale du stock pour les capteurs CP à moyennes performances	$T_{stmaxMin}$	150	$^{\circ}C$
	$T_{stmaxMax}$	350	$^{\circ}C$
exploration de la température maximale du stock pour le capteur CP LS-2 à hautes performances	$T_{stmaxMin}$	150	$^{\circ}C$
	$T_{stmaxMax}$	550	$^{\circ}C$
Variations relatives minimale et maximale de la température du stock au cours de la décharge	$\widetilde{\Delta T}_{stmin}$	0,10	–
	$\widetilde{\Delta T}_{stmax}$	0,50	–
Température ambiante	T_{amb}	40	$^{\circ}C$

Tableau 3: valeurs des variables physiques utilisées

A partir de ces plages de conditions physiques et de valeurs des paramètres, deux séries de simulations ont été effectuées :

- La première, utilisant les trois vecteurs-paramètres défavorable, moyen et favorable, permet d'encadrer les performances et dimensions qu'aurait le système selon le type de capteur solaire choisi, en fonction de deux paramètres :
 - La température maximale du stock T_{stmax}
 - La variation totale de température du stock au cours d'un cycle ΔT_{st} . Cette variation est rapportée à l'écart de température $T_{stmax} - T_{amb}$, soit
$$\widetilde{\Delta T}_{st} = \frac{\Delta T_{st}}{T_{stmax} - T_{amb}}$$
, variation relative ayant une valeur comprise entre 0 et 1 quelque soit le capteur considéré.
- La seconde, basée sur le vecteur-paramètre central, consiste en une étude de sensibilité de la variation de chacun des paramètres autour de la valeur centrale du vecteur-paramètre. Cela, pour trois types de capteurs choisis, et pour des valeurs de T_{stmax} et de $\widetilde{\Delta T}_{st}$ présentant un bon compromis au regard des résultats de la première simulation.

3.6.1 Résultats des études de prédimensionnement

Les annexes A4.1, A4.2 et A4.3 contiennent les graphes des résultats obtenus pour les capteurs à basse température. Les graphes obtenus pour les capteurs à CP sont en annexes A4.4, A4.5 et A4.6. Les paragraphes 3.6.1.1 à 3.6.1.3 suivants proposent une analyse quantitative et qualitative de ces résultats, et le paragraphe 3.6.1.4

3.6.1.1 Dimensions du stockage thermique et conséquences

La capacité $C_{T, st}$ dépend essentiellement du niveau de température maximale $T_{st max}$ et relativement peu de la variation cyclique de température $\widetilde{\Delta T}_{st}$ (du moins dans la plage explorée), mais les performances des capteurs solaires n'interviennent pas. Aussi, les capacités thermiques obtenues pour les trois capteurs modélisés à faible concentration sont rigoureusement identiques, et représentés sur la seule figure A4.3.2.

Il en va de même pour les capteurs à CP, mais le rapport volumétrique paramétré pour le moteur n'est pas le même que pour les capteurs non concentrés (voir tableau 2), et la plage de température $T_{st max}$ explorées est différente (voir tableau 3). La figure A4.4.2 a été retenue pour les CP génériques "CP inox" et "CP alu", et la figure A4.6.2 pour le capteur à hautes performances "LS-2" pour lequel la plage d'exploration de $T_{st max}$ est encore plus étendue

En revanche le volume et la masse du stock (figures A4.1.2, A4.2.2, A4.3.3, A4.4.3, A4.5.2 et A4.6.3) sont fortement dépendant à la fois du médium considéré, de $\widetilde{\Delta T}_{st}$ et de $T_{st max}$.

La tendance d'évolution de $C_{T, st}$ avec $\widetilde{\Delta T}_{st}$, sensiblement à l'inverse du rendement global se retrouve sur le volume de stockage.

Dans le cas du capteur "CP LS-2", on constate que la masse de béton (figure A4.6.4) serait deux à trois fois plus élevée que la masse d'huile (figure A4.6.3). En revanche ces deux média seraient sensiblement équivalents en terme de volume, à capacité thermique égale, toutefois il y a lieu de rappeler qu'ils ne sont pas équivalents en terme de dynamique thermique et d'impact environnemental (voir paragraphe 2.4), mais nous pouvons considérer qu'ils constituent une référence en terme de capacité volumique, également indicative du dimensionnement avec un médium hybride (solide + liquide).

L'utilisation d'eau comme caloporteur et médium de stockage thermique est plus avantageuse d'un point de vue technique : En observant les figures A4.3.3 A4.3.4, on déduit que, pour obtenir les capacités thermiques requises d'un dimensionnement donné, l'eau nécessite un volume environ trois fois moindre que le béton. C'est là un avantage indéniable de l'eau pour la conception des infrastructures du micro-système dont il est question ici : la taille des infrastructures constitue en soi un incompressible : plus le volume de la réserve thermique, plus bas sera son prix de revient, indépendamment de la technologie. A fortiori un volume trois fois moindre avec une technologie plutôt qu'avec une autre qu'un autre favorise la première.

L'impact de $\widetilde{\Delta T}_{st}$ est très important sur le volume du stockage thermique. Pour l'ensemble des systèmes envisagés on observe, logiquement, que le volume de stockage est inversement proportionnel à $\widetilde{\Delta T}_{st}$, soit un volume 1,7 fois plus important pour $\widetilde{\Delta T}_{st} = 0,30$ que pour $\widetilde{\Delta T}_{st} = 0,50$ et trois fois plus pour $\widetilde{\Delta T}_{st} = 0,10$ que pour $\widetilde{\Delta T}_{st} = 0,30$.

Un compromis apparaît :

Une variation importante de la température du stock suppose d'une part une conception et une mise au point spécifique, pour que le moteur soit capable de fonctionner sur une large plage de qualité de source thermique, et d'autre part un système de contrôle-commande à même de gérer des variations importantes de performances moteur. En revanche cela minimiserait le volume du stock thermique.

Au contraire une faible variation de la température de source permettrait des performances moteur peu variables, sensiblement plus élevées, donc plus faciles à gérer et à optimiser, mais aux prix d'un volume de stockage important, donc plus coûteux.

Observons que la valeur $\overline{\Delta T}_{st}=0,50$ associée à $T_{st\ max}=180^{\circ}C$ et $T_{amb}=40^{\circ}C$ signifie que le moteur doit pouvoir fournir la puissance demandée pour une différence de température entre source et puits comprise entre $70^{\circ}C$ et $140^{\circ}C$, ce qui n'est pas impossible avec un moteur spécifiquement conçu, mais nous avons vu (voir annexe A2) que les performances d'un moteur de Stirling – mais cela serait également vrai pour d'autres types de moteurs, Ericsson, turbines ORC etc... – sont dépendantes non seulement de la température de source, mais aussi dans une large mesure de la charge (puissance à fournir).

Cette observation est encore plus sensible pour les températures moyennes : La valeur $\overline{\Delta T}_{st}=0,50$ associée à $T_{st\ max}=300^{\circ}C$ et $T_{amb}=40^{\circ}C$ signifie une différence de température entre source et puits du moteur comprise entre $130^{\circ}C$ et $260^{\circ}C$. Il est a priori tout à fait possible qu'un moteur puisse fonctionner sur un tel intervalle de température, mais il est probable que le rendement réel d'une telle machine se dégrade davantage que ne le prévoit une modélisation simple. Aussi le gain apparent généré par la minimisation du stock pourrait être annulé par la baisse des performances réelles qui entraînerait une dégradation des performances globales. Il semble donc plus raisonnable de miser sur une valeur de $\overline{\Delta T}_{st}$ modérée. Ainsi qu'il a été dit plus haut, le volume du stockage thermique change assez peu pour des valeurs de $\overline{\Delta T}_{st}$ comprises entre 0,50 et 0,20. Pour $T_{st\ max}=300^{\circ}C$ et $T_{amb}=40^{\circ}C$ le moteur devrait alors fonctionner avec des différences de températures entre source et puits comprises entre $170^{\circ}C$ et $260^{\circ}C$ pour $\overline{\Delta T}_{st}=0,30$ et entre $200^{\circ}C$ et $260^{\circ}C$ pour $\overline{\Delta T}_{st}=0,20$ ce qui semble beaucoup plus raisonnable.

3.6.1.2 Rendements et surfaces de captage des configurations avec capteurs sans concentration ou à faible concentration

Chaque point de la surface d'un graphe est représentatif du dimensionnement d'une configuration particulière du système en terme de plage de température du stock (maximale et variation), donc de la source chaude.

Nous constatons que la plage de température choisie contient bien un optimum du système en terme de rendement et surface de captage. Pour le capteur ETC16 (figure A4.1.1), cet optimum est compris entre 1,24% de conversion globale, avec une surface de captage de $3650m^2$, et une température maximale du stock allant de $120^{\circ}C$ à $140^{\circ}C$ selon la valeur de $\overline{\Delta T}_{st}$, pour le paramétrage le plus défavorable ; et 3,7% pour le paramétrage le plus favorable, avec une surface de captage de $1224m^2$, et une température maximale du stock allant de $130^{\circ}C$ à $145^{\circ}C$.

Il est intéressant de noter que le capteur Roth R1 (figure A4.2.1), avec un rendement de conversion maximal de 3,53% pour une surface de captage de $1300m^2$, ne génère pas d'augmentation des performances par rapport au capteur ETC16, bien qu'il soit doté d'un renforceur optique CPC et que les températures optimales soit plus élevée : de $153^{\circ}C$ à $177^{\circ}C$ environ dans le cas du paramétrage favorable et de $141^{\circ}C$ à $165^{\circ}C$ dans le cas défavorable, selon la valeur de $\overline{\Delta T}_{st}$.

L'écart se creuse avec le capteur StarAzzurro14 (figure A4.3.1), pour lequel le rendement global de conversion est compris entre 1,3% avec une surface de captage de $3450m^2$ pour le paramétrage le plus défavorable ; et 3,9% avec une surface d'un peu moins de $1200m^2$ pour le paramétrage le plus favorable. L'amélioration des performances par rapport capteur ETC16 s'accompagne d'une hausse de température maximale optimale du stockage allant de $140^{\circ}C$ à $170^{\circ}C$, selon le paramétrage des pertes et la valeur de $\overline{\Delta T}_{st}$.

Les capteurs Roth R1 et StarAzzurro14, tous deux à tubes évacués sélectifs et CPC, sont de même génération technologique (2006-2007), donc tout à fait comparables. Le facteur optique plus élevé du StarAzzurro14 peut être dû à des composants optiques plus efficaces ou un revêtement

sélectif plus performant. Noter à ce sujet que la figure 3.7 ne reflète pas vraiment cette différence pour les températures élevées. L'imprécision due au modèle est toutefois quantifiable : Les rapport de certifications [114] indiquent une température de stagnation de 244°C pour le Capteur Roth R1, tandis que le capteur StarAzzurro14 stagne à 301°C dans les mêmes conditions.

Un constat général sur l'emploi de ces capteurs à basse température est que l'optimum de rendement thermomécanique serait obtenu pour des températures supérieures à l'usage habituel de ce type de capteurs (entre 60°C et 100°C pour la production d'ECS ou le chauffage), ce qui suppose éventuellement de vérifier leur aptitude à fonctionner à ces températures (conséquence sur la pression de caloporteur, modification du modèle de rendement héliothermique) mais tend bien à montrer la faisabilité technique de tels systèmes.

Pour l'ensemble de ces capteurs, on constate que moteur aurait un rendement moyen allant de 3% à quelques 8,5% pour les niveaux de température correspondant aux conditions de fonctionnement et dimensions optimales, valeurs légèrement optimistes si on les compare aux données présentées dans l'annexe A2, mais suffisamment réalistes compte tenu de la simplicité du modèle.

Pour les plages de températures optimales, on pourrait donc envisager des rendements moteurs moyens de l'ordre de 6% à 7%, ce qui est assez intéressant compte tenu des conditions considérées, en particulier une température ambiante élevée (40°C) et le fonctionnement autonome sur stock sur une durée de 18 heures.

Il est remarquable également que la plage de décharge du stockage peut être assez importante sans que le rendement moyen du système en soit trop affecté. Cela peut être avantageux, diminuant le volume du stockage thermique, mais cela doit être nuancé car une variation trop importante de la température au cours du cycle rend plus difficile le contrôle en puissance des échangeurs et du moteur.

La variation relative de température du stock $\widetilde{\Delta T}_{st}$ a une influence quasi-nulle sur le rendement global de conversion et la taille du champ de captage solaire.

3.6.1.3 Rendements et surfaces de captage des configurations avec capteurs à concentrateurs paraboliques linéaire

Pour les capteurs de performance moyenne :

Pour le capteur "CP inox" (figure A4.4.1), la température maximale optimale du stock thermique est de 230°C à 280°C, pour le capteur "CP alu" (figure A4.5.1) elle va de 230°C à 300°C. Cela est conforme au résultat attendu (figure 3.7), rappelons que le capteur "CP alu" serait semblable au capteur expérimental de l'université de Stellenbosch [54], mais avec un concentrateur amélioré en terme de facteur optique, par l'utilisation d'aluminium poli en remplacement de l'inox du concentrateur original.

A noter que l'amélioration des propriétés optiques du capteur, plus précisément ici du concentrateur, permet une hausse significative du rendement global : le capteur "CP inox" autoriserait un taux de conversion moyen de 2,4% à 6,6%, tandis que la version améliorée "CP alu" permettrait d'atteindre 3,1% à 8,0% entre les bornes choisies des paramétrages défavorable et favorable.

La surface optimale de captage pour le capteur "CP inox" serait d'environ 640m² dans le cas des paramètres les plus favorables, et d'environ à 1700m² avec les paramètres les plus défavorables. Pour le capteur "CP alu" la surface optimale serait sensiblement réduite, de l'ordre de 600m² dans le cas de paramètres favorables et 1500m² pour les paramètres défavorables.

Pour les capteurs à haute performance :

Le rendement système serait encore amélioré et les surfaces de captage encore diminuées :

Le capteur "LS-2" (figure A4.6.1), permettrait un rendement global d'environ 3,5% pour une température de stock de 300°C, avec des facteurs de pertes défavorables, et jusqu'à 10,0% avec une optimisation des paramètres. Cela se traduirait par une surface de captage comprise entre 500m² et 1100m².

Il est notoire que ces capteurs, dans les conditions évoquées ci-avant seraient utilisés en deçà de leur potentiel exergetique optimal théorique, mais cela serait compatible avec l'usage de caloporteur pouvant supporter une température maximale de 310°C à 340°C (huiles minérales).

Ce même capteur "LS-2" permettrait (figure A4.6.1) théoriquement d'atteindre un optimum plus intéressant sur le plan énergétique : avec un rendement compris entre 4,5% et 12% et une surface de captage de moins de 1000m², et au minimum de 400m² avec des paramètres favorables. Le principal obstacle à de telles performances est la température nécessaire pour les atteindre : de l'ordre de 450°C à 500°C. Se pose alors la question de la tenue en température du caloporteur et des matériaux utilisables pour l'ensemble des composants de la boucle chaude, ainsi que de l'impact environnemental.

Pour les capteurs à concentration comme pour les capteurs simples, la variation cyclique de température adimensionnée $\overline{\Delta T_{st}}$ semble avoir peu d'influence sur les performances globales : moins de 0,5 point de rendement lorsque $\overline{\Delta T_{st}}$ varie de 0,1 à 0,5, et moins de 5m² de différence sur la surface de captage, pour $T_{stmax}=300^\circ C$. mais cela induit la même problématique sur le volume de stockage que pour les basse températures.

Aussi, quelque soit la performance visée, l'intérêt du capteur doit être étudié en relation avec le prix de revient de fabrication, soit à trouver un optimum thermoéconomique, soit à en faire un compromis selon les disponibilités technologiques et/ou conditions nécessaires au développement de nouveaux produits.

3.6.1.4 Synthèse : tendances de dimensionnements optimaux hypothétiques

Considérons les résultats sous un aspect plus synthétique et global. Dans l'idée d'orienter une étude thermoéconomique ultérieure, il est intéressant de comparer les résultats des prédimensionnements présentant un optimum de rendement global et dans des conditions présentant des similarités : Par exemple pour le paramétrage favorable, avec de l'eau pour le stockage thermique $\overline{\Delta T_{st}} = 0,30$ et pour une valeur de T_{stmax} proche de l'optimum.

Le tableau 4 synthétise les résultats obtenus pour ces conditions (rappel : $T_{amb} = 40^\circ C$) :

capteur	Température maximale optimale (°C)	Température maximale optimale (K)	Rendement de conversion global	Surface de captage (m ²)	Rendement du captage solaire	Rendement du moteur Stirling	Volume de stockage (m ³)
ETC16	140	413	3,68%	1235	53,6%	7,56%	57,7
Roth R1	165	438	3,51%	1294	45,2%	8,68%	47,8
StarAzzurro14	160	433	3,89%	1267	51,3%	8,49%	43,7
"CP inox"	262	535	6,52%	696	45,7%	15,9%	13,0
"CP alu"	275	548	8,09%	561	55,2%	16,4%	11,9
Luz LS-2	450	732	12,30%	368	64,9%	21,4%	10,8

Tableau 4: Dimensions et performances optimales pour les différents types de capteurs et $\overline{\Delta T_{st}} = 0,30$

Ces résultats sont illustrés par la figure 3.8, qui montre clairement que la surface de captage

est sensiblement proportionnelle à l'inverse de la différence maximale de température du stock avec l'ambiance ($T_{st\ max} - T_{amb}$), tandis que le volume de stockage évolue sensiblement selon le carré inverse de la différence ($T_{st\ max} - T_{amb}$).

Rappelons que les résultats obtenus avec les capteurs à concentration sont ici utilisés à titre indicatif, car les conditions limites envisagées (170°C au maximum) excluent d'atteindre de telles températures. De plus, concernant les calculs effectués pour le capteur "LS-2" la densité des huiles est très différente de celle de l'eau, et le volume du stock thermique n'est plus comparable avec celui des autres configurations.

L'évolution du volume de médium de stockage thermique (figure 3.8) fait clairement apparaître qu'un des challenges du projet est la réalisation du stockage, en interaction forte avec le niveau de température. Dans l'hypothèse qu'un réservoir "rustique" puisse être réalisé aussi bien pour 120°C à 150°C que pour 250°C à 300°C, le coût du stockage serait corrélé par son volume, donc par le carré inverse de la température.

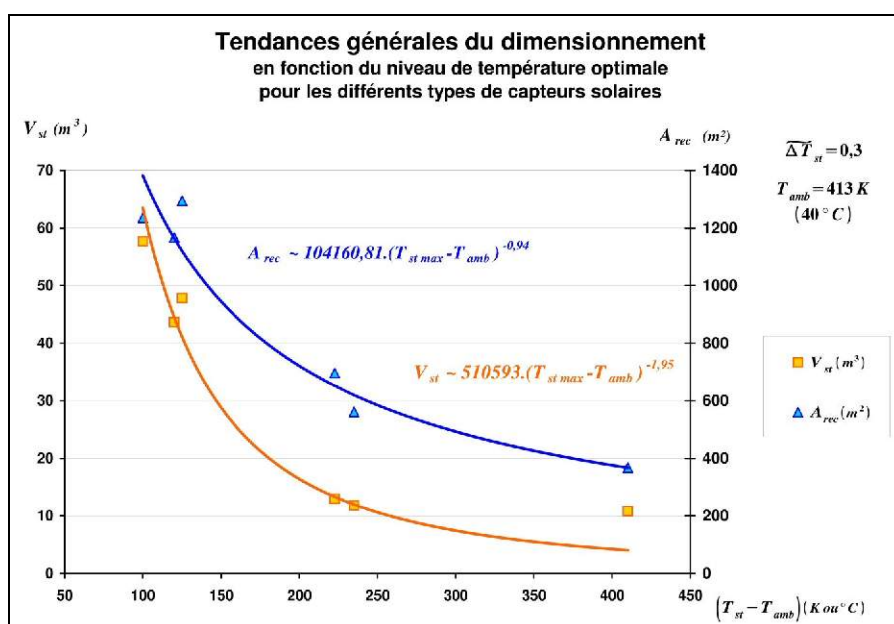


Figure 3.8 : Tendance des surfaces de captage et volumes de stockage thermique (eau) pour les dimensionnements optima et le paramétrage favorable : Des indices vers une étude thermoéconomique

L'optimisation thermoéconomique du système devra également prendre en compte l'évolution du prix de revient des capteurs solaires : Si leur surface diminue lorsque la température augmente, cela implique un accroissement du prix de revient de la surface unitaire lié à l'accroissement des performances thermo-optiques et la sophistication des asservissements (suivi solaire, débit de caloporteur). A noter que la corrélation n'est pas directe avec le rendement du captage solaire : Le tableau 4 et la figure 3.9 montrent que ce dernier est compris entre 45% et 55% (sauf pour la configuration "haute performance" correspondante au capteur CP "LS-2"), autrement dit il reste proche de 50%, pour deux familles distinctes de capteurs solaire (avec et sans concentration) aboutissant à des solutions techniques très différents en terme d'architecture, dimensions et coût.

Enfin, la performance du moteur de Stirling sera également importante : Non seulement l'architecture du moteur devra être spécifiquement adaptée à la plage de température visée, mais cette même température représentera une contrainte en terme de choix de matériaux et de mise en œuvre.

D'une manière générale l'augmentation du niveau de température a des conséquences non-linéaires sur le coût et l'impact environnemental : Par exemple le fait de dépasser 310°C impliquerait d'utiliser des huiles synthétiques ou siloxanes, plus résistantes et stables, mais aussi

plus chère et beaucoup plus polluantes. Il faudra fabriquer les circuits hydrauliques (canalisation et joints) avec des matériaux présentant non seulement une tenue en température accrue, mais aussi une plus haute résistance chimique.

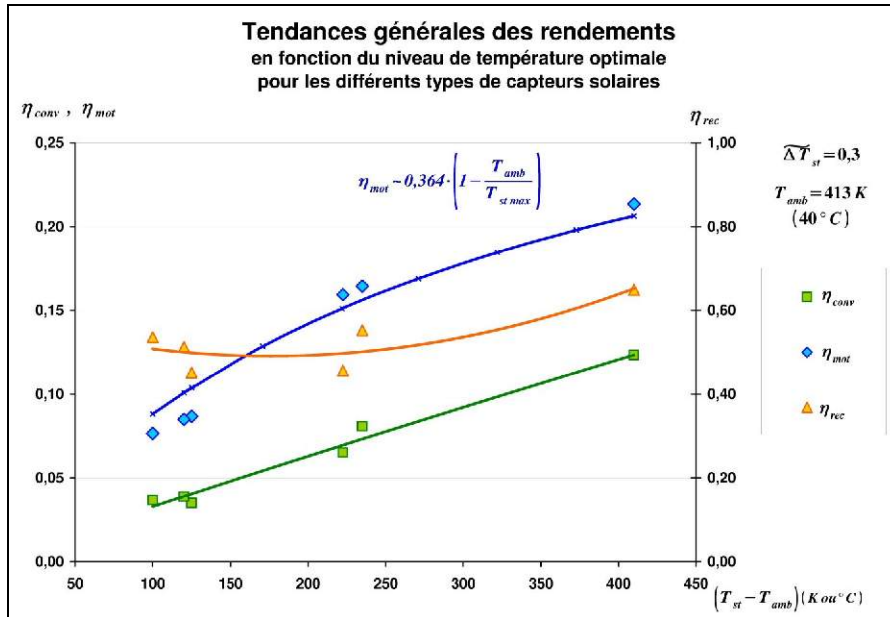


Figure 3.9 : Tendances des rendements moyens, de conversion globale solaire /électrique, du moteur de Stirling et du captage solaire pour les dimensionnements optima, et le paramétrage favorable .

Ce type de seuil technologique lié à la température sera déterminant sur le choix des matériaux à utiliser pour réaliser l'ensemble de la boucle chaude (absorbeurs, canalisations, échangeurs et moteur) et induisant des sauts dans l'évolution des coûts.

Ainsi, en extrapolant d'après les courbes de la figure 3.8, nous pouvons subodorer qu'il existe au moins une architecture optimale du point de vue thermoéconomique dans le domaine que nous visons, des basses températures aux moyennes températures.

Il est impossible à ce stade de déduire la conception finale permettant des niveaux de température optimaux : Ce sont les conceptions spécifiques de chacun des éléments du système, les contraintes techniques et économiques et les volumes commerciaux envisagés, qui détermineront les températures de fonctionnement les plus avantageuses.

3.6.2 Sensibilités paramétriques du prédimensionnement

3.6.2.1 Présentation

L'étude principale a permis de dimensionner le système avec une marge correspondant aux extrema du vecteur-paramètres. Dans ce modèle simple, les paramètres ont été supposés constants. Or, la plupart de ces paramètres seront dépendants des conditions de fonctionnement réelles, en particulier de la puissance et de la vitesse du moteur, susceptibles de varier au cours du temps, en réponse à la demande énergétique

Aussi, en complément à la précédente étude, afin d'orienter la démarche de conception à venir en tenant compte des facteurs les plus sensibles, il est important de situer l'influence relative de chacun des paramètres sur les principaux résultats du prédimensionnement : le rendement global de conversion $\overline{\eta}_{conv}$, la surface de captage A_{rec} , le rendement du moteur $\overline{\eta}_{mot}$ et la capacité thermique du stockage thermique C_{st} .

La modélisation choisie pour le captage solaire ne présente qu'une dépendance en température, les paramètres de système n'ont donc qu'une influence minime sur le rendement

moyen du captage solaire, qui ne dépend donc que de l'évolution de la température sur la durée d'ensoleillement utile, le profil d'ensoleillement ayant été choisi. Cela sera moins évident pour l'installation réelle : les conditions de fonctionnement du système (demande énergétique, ensoleillement, vent...) présenteront des variations supplémentaires sur des échelles de temps plus courtes (transitoires court et moyen terme).

Pour standardiser l'étude, il a été choisi d'étudier l'influence de tous les paramètres et terme de facteurs adimensionnés de pertes. Aussi, les rendements partiels ou de de sous-systèmes η_{st} , η_{me} et η_{el} ainsi que l'efficacité du régénérateur ε_{reg} sont pris en compte sous la forme de facteurs d'inefficacité correspondants, donc en compléments à l'unité, soit respectivement $(1-\eta_{st})$, $(1-\eta_{me})$, $(1-\eta_{el})$ et $(1-\varepsilon_{reg})$.

Pour cette étude, C_{Tst} , A_{rec} , $\overline{\eta_{conv}}$ et $\overline{\eta_{mot}}$ sont calculés en faisant varier chacun des paramètres de pertes autour de sa valeur centrale, indépendamment les uns des autres, de -50% à +50%, par pas de 25%.

Tous les paramètres sont des grandeurs sans dimension, compris entre 0 et 1 mais les variations considérées ne sont pas les mêmes. Aussi, afin de pouvoir comparer l'influence des différents paramètres les résultats sont adimensionnés et relativisés : Les graphes en annexes A5.1, A5.1 et A5.1 représentent les variations de chacun des résultats relativement au résultat central, et divisés par la variation absolue de chaque paramètre. Autrement dit chaque point représente le pourcentage de variation du résultat par point de variation du paramètre concerné.

Trois modèles de capteurs ont été considérés : Le capteur StarAzzurro14, le capteur générique "CP alu" et le CP LS-2, et dans les conditions en températures correspondant aux optima de l'étude de prédimensionnement.

3.6.2.2 Interprétation des résultats

Sur les graphes en annexes A5.1, A5.1 et A5.1, on observe que les profils sont très semblables pour les trois types de capteurs. Cela signifie que la sensibilité des performances du système aux variations des paramètres est quasiment indépendante de la température. Cette remarque est à nuancer toutefois, car certains paramètres sont représentatifs de grandeurs physiques dépendantes en réalité de la différence de température entre source et puits, de manière directe ou indirecte, (en particulier η_{st} , C_{fih} et δ_h). Par ailleurs cela justifie de ne réaliser cette étude que sur un nombre restreint de configurations.

On remarque que le rendement des équipements électriques compte parmi les paramètres les plus sensibles, sauf sur le rendement moteur Stirling seul. Cela est logique puisqu'ils constituent un maillon quasi-direct de la chaîne de conversion. Leur influence sur les performances du moteur se limitent à la part d'énergie électrique dépensée pour l'alimentation des pompes, qui n'apparaîtrait même pas si les circulateurs moteurs avaient été considérés couplés directement à l'arbre, mais cela réduirait, peut-être, la souplesse en commande du moteur.

Les équipements électriques ne sont pas nécessairement critiques en ce sens que les rendements annoncés sont assez élevés (plus de 80%). Ils ne devront toutefois pas être négligé car la limite basse du rendement de la génératrice correspond à une vitesse de rotation de 480 r.p.m et la limite haute à 720 r.p.m., d'après une étude de préconception menée par Schneider Electric. La dépendance en vitesse des performances de la génératrice devra donc être prise en compte dans l'étude finale, bien que ce ne soit pas le critère le plus problématique.

Les paramètres les plus influents sont le pincement en température des échangeurs moteur χ , le rendement mécanique η_{me} et l'efficacité de régénération ε_{reg} du moteur thermique. Ce résultat n'est pas étonnant, les pertes mécaniques sont connues pour être un facteur des plus sensibles en mécanique générale, et le rendement de régénération comme un élément clef des moteurs à cycle régénératif. Ces trois facteurs, qui de plus présentent une forte interaction avec la puissance et la vitesse, constitueront un noyau dur de la conception du moteur.

Il est important de noter ici que l'intuition est parfois trompeuse : La valeur de ϵ_{reg} est parfois considérée comme "sans importance" pour les moteurs Stirling à basse température d'après le postulat qu'une régénération efficace n'est "pas possible" pour ces types de moteur. Cette étude tend à montrer le contraire, d'autant plus que ϵ_{reg} est le seul paramètre dont l'influence sur le dimensionnement présente une sensibilité selon le type de capteur, donc selon le niveau de température : une amélioration substantielle de la régénération sera donc d'autant plus profitable aux moteurs à basse température, mais dans le même temps il est vrai qu'un taux de régénération élevé est d'autant plus difficile à réaliser que la température de source est basse.

Les paramètres η_{st} et C_{fth} apparaissent en second plan avec toutefois une influence importante. On devra donc également considérer la minimisation des fuites thermiques comme un axe prioritaire.

Les pertes hydrauliques sont également très importantes, arrivant presque au même niveau que le rendement du stock, avec environ 0,9 % de perte sur η_{conv} par point d'augmentation de δ_{hydro} . L'organisation et la gestion des circuits hydrauliques devra donc faire l'objet d'une attention particulière, surtout en ce qui concerne les grands échangeurs constituant le stock et les absorbeurs solaires.

Enfin, la comparaison des graphes de sensibilités du rendement moteur et du rendement global permet de déduire qu'une majorité de paramètres influant globalement sur le système, dont les plus sensibles, sont surtout ceux qui entrent en compte dans la modélisation du moteur.

Le tableau présente en synthèse les sensibilités moyennes du volume de stockage et de la surface de captage aux facteurs de pertes, sur la plage de variation paramétrique considérée de +/-50%, pour les configurations basées sur les trois familles de capteurs solaires.

	Sensibilité moyenne du dimensionnement de la réserve thermique et du parc de captage solaire thermique en pourcentage, par pourcentage de variation des facteurs de pertes, pour les trois familles de capteurs solaires étudiés		
Facteurs de perte	Capteurs solaires		
	Tubes évacués + CPC	CP moyenne performances	CP hautes performances
$1 - \epsilon_r$	0,40	0,22	0,19
χ	0,26	0,32	0,34
C_{fth}	0,26		
$1 - \eta_{me}$	0,26		
$1 - \eta_{st}$	0,19		
$1 - \eta_{el}$	0,18		
δ_h	0,09		

Tableau 5 : Sensibilités moyennes du dimensionnement de la microcentrale sur la plage de variation de +/- 50 % des facteurs de pertes

3.7 Conclusions quant au prédimensionnement

La première partie de cette étude permet de fournir des ordres de grandeur de la surface de réception solaire, du stockage thermique, pour différents types de capteurs commerciaux ou de capteurs réalisables commercialement et en fonction de considérations réalistes (facteurs de pertes de différentes natures : thermiques, mécaniques...).

L'avantage de l'eau sur le béton comme médium de stockage thermique a été clairement mis en évidence sur la seule comparaison des volumes nécessaire avec l'un et l'autre, à capacités thermique égales et pour les mêmes conditions d'utilisation.

La comparaison de ces différents résultats montre clairement l'influence du niveau de température de source et de ses variations journalières sur les performances globales et le dimensionnement du système. Il paraît nécessaire de compléter cette étude en prenant en considération non-seulement l'aspect économique, mais aussi des modèles plus représentatifs de technologies réelles et les conditions d'utilisation de la centrale, afin de définir une ou plusieurs architectures viables.

L'analyse de sensibilité paramétrique des performances et dimensions du système met en évidence les paramètres systèmes correspondant à des points durs techniques, qui seront donc à considérer particulièrement au cours du processus de conception : facteurs de pertes du moteur (thermiques, mécaniques, irréversibilités internes), isolation du stockage thermique, conception des matériels hydrauliques (configuration, choix de pompes), puis choix ou conception de composants électrotechniques adaptés (génératrice, conditionneurs).

La suite logique de cette étude est une modélisation plus élaborée permettant une approche thermo-économique. Les composants, choisis parmi des technologies existantes ou en cours de conception seront représentés par des modèles dynamiques stationnaires pour les appareils de transferts énergétiques (capteurs solaires, boucles hydrauliques, moteur et équipements électriques) et instationnaire pour le stockage thermique. Les variations des conditions météorologiques le long de l'année (ensoleillement, température ambiante, vent) jouent un rôle déterminant et devront être considérées.

Dans le chapitre suivant, sont présentés globalement les modèles qui ont été adoptés pour réaliser la simulation et le dimensionnement, d'après les technologies proposées par les partenaires industriels du projet. Des propositions y sont émises, soit pour affiner ces modèles, à propos des paramètres ou variables non pris en compte à ce jour, soit pour définir des modèles mieux adaptés que ceux adoptés actuellement.

Chapitre 4 Modèles dynamiques stationnaires pour la simulation et le dimensionnement

4.1 Introduction

La viabilité du système – incluant entre autres sa compétitivité économique en terme de coût du kWh utile sur la durée de vie du système – est très dépendante de sa capacité à valoriser l'énergie source (ensoleillement incident reçu). Pour un choix de technologies données, il est évident que chaque bloc doit être dimensionné de manière à tendre vers le meilleur compromis entre l'investissement – répercuté sur le coût d'exploitation sous forme d'amortissement – et la satisfaction de la demande en électricité.

La figure 4.1 présente un schéma global du système dans sa configuration thermo-hydraulique définitive. On notera la différence avec le schéma proposé lors du prédimensionnement (figure 3.3) : il est plus simple techniquement de réaliser une paire de connections (piquages) pour chaque boucle hydraulique, directement sur le réservoir, que de réaliser des échangeurs dans le réservoir thermique ou encore de relier les boucles thermiques parallèles à l'extérieur (par des tés) d'un stockage direct. Les variables indiquées sur ce schéma sont nécessaires à décrire le fonctionnement des groupes technologiques thermiques (parc de capteurs solaires, stockage et moteur), chacun étant vu comme un bloc (ou "boite noire"). La modélisation du système, réalisée conjointement par Schneider Electric et Acsystème avec le logiciel Matlab/Simulink®, reprend cette architecture, un schéma d'ensemble en est représenté sur la figure 4.2.

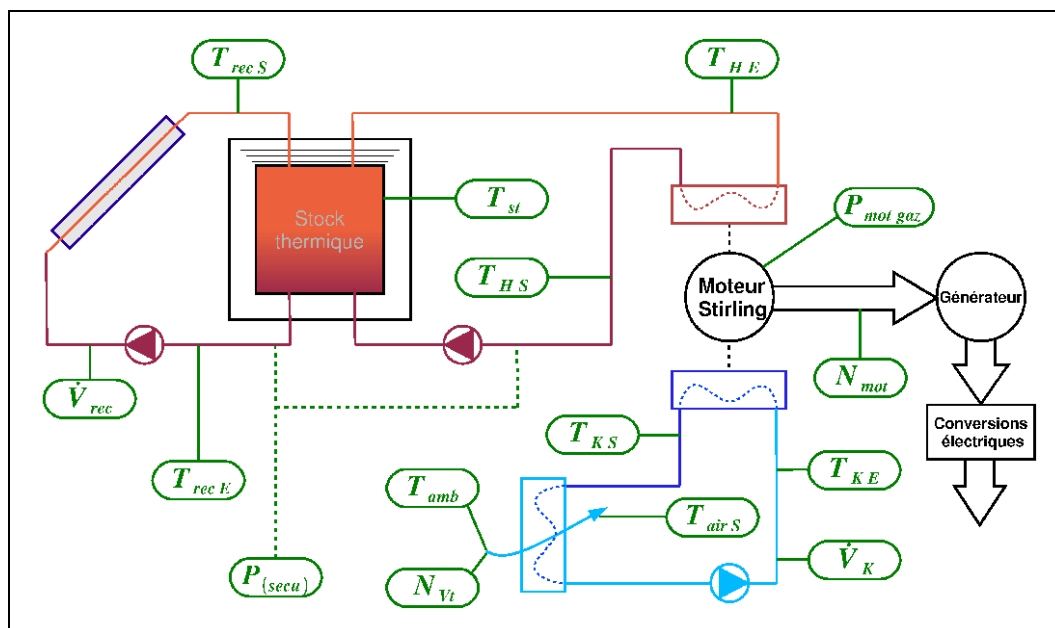


Figure 4.1 : Schéma de principe final de la micro-centrale pour production d'électricité.

L'objectif de ce modèle est, dans un premier temps, de simuler le fonctionnement annuel de la centrale pour des sites géographiques de référence selon différents dimensionnements des éléments (étude thermoéconomique). Dans un second temps il s'agira d'améliorer le système de contrôle et commande, la gestion de l'énergie, et d'affiner et dimensionnement en parallèle à l'expérimentation d'installations prototypes.

Les variables utilisées pour les commandes et contrôles de puissance doivent donc être vues comme des signaux provenant de capteurs. Les modèles physiques doivent décrire de manière aussi réaliste que possible le comportement dynamique de chacun des blocs, mais, la simulation étant réalisée à l'échelle d'une année, la simplicité est de mise : la description fine des

phénomènes transitoires engendrerait des temps de simulation beaucoup trop longs, on la réserve pour la conception de détail. L'étude de dimensionnement globale du système est donc réalisée autant que possible à partir de modèles dynamiques stationnaires, le modèle de stockage thermique ne peut être que transitoire.

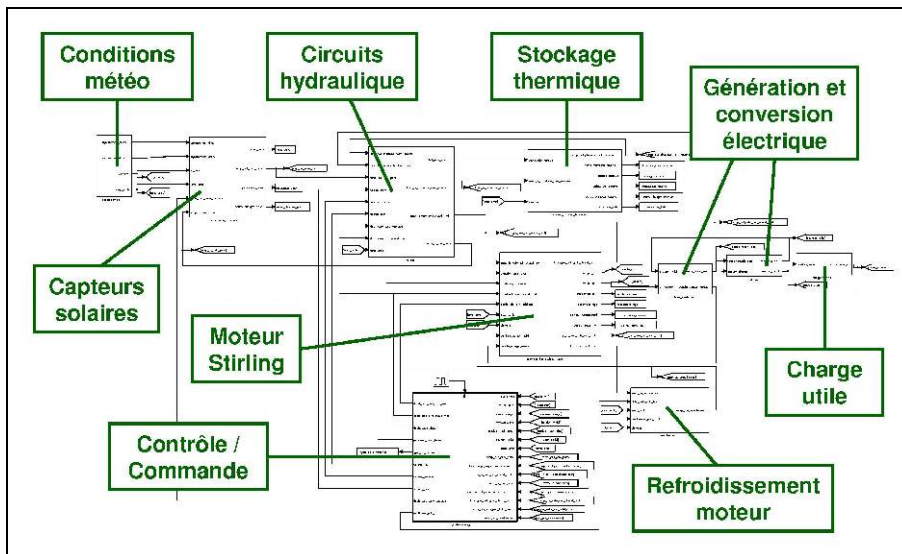


Figure 4.2 : Principe du modèle numérique par blocs de la microcentrale, réalisé avec Simulink®

Ce chapitre présente :

- Les modèles que l'auteur a contribué à intégrer dans le modèle global actuel : captage solaires (partie 4.2), stockage thermique et circuits hydrauliques (partie 4.3). Sont suggérées quelques améliorations concernant des phénomènes considérés – comme non indispensables pour la première phase de dimensionnement – en vue d'une meilleure adaptation du système de contrôle aux conditions réelles de fonctionnement des installations futures.
- Un modèle physique de moteur Stirling. Pour des raisons de confidentialité, il n'est pas possible de décrire le modèle du moteur Stirling (STIRAL) utilisé à ce jour dans les simulations sous formes de cartographies. Aussi, l'auteur a développé un modèle dynamique stationnaire de moteur (partie 4.4) . Trop complexe pour être utilisé directement pour la simulation globale, ce modèle sert de support d'une part à la proposition d'un modèle simplifié (partie 4.5), d'autre part à l'étude d'optimisation dynamique (partie 5.3) du contrôle de puissance en régime stationnaire.

La partie électrotechnique (génératrice) n'est traitée que très sommairement, considérée comme une sous-partie du groupe moteur. Des modèles plus élaborés sont en cours d'élaboration par Schneider Electric Industries.

4.2 Modélisation des conditions météorologiques et des capteurs solaires

L'ensoleillement est fortement dépendant de la situation géographique et des conditions météorologiques. Dans le cadre d'étude dont il est question, il est modélisé sous forme de bases de données annuelles (fournies par le CEA/Ines) simulées avec le logiciel meteonorm [115], pour plusieurs sites choisis en référence : Ouagadougou, Burkina-Faso ; Ziguinchor, Sénégal ; Cadarache, France (site d'implantation du premier prototype, dans un avenir proche). Dans les bases de données élaborées sont disponibles les variables physiques suivantes, par valeurs moyennes horaires :

- Quatre composantes d'ensoleillement : ensoleillement global horizontal G_h , ensoleillement

direct horizontal D_h , ensoleillement global normal G_n et ensoleillement direct normal D_n

- La température atmosphérique au sol (ambiante) T_{amb}
- La vitesse et la direction du vent.
- Azimut et hauteur du soleil

A chaque variable est affectée une valeur moyenne sur un intervalle de temps d'une heure.

Pour la simulation et le dimensionnement (étude thermoéconomique), les modèles ne peuvent être trop complexes afin de limiter les temps de calcul, c'est pourquoi il a été choisi dans un premier temps (par Schneider Electric et Acsystème) de ne pas prendre en compte la vitesse ni la direction du vent.

Par conséquent les modèles de capteurs solaires utilisés restent basés sur une formulation simple : facteur optique constant et modèle de pertes (3.2) en progression quadratique de la différence $(T_{rec\ ma} - T_{amb})$.

La formule (3.2) de pertes thermiques du captage est avantageuse pour la simulation et l'Automatique, car elle autorise des calculs rapides avec peu de ressources matérielles et logicielles : L'utilisation directe ou inverse du modèle – résolution du bilan (3.5) – est possible formellement (équation du second degré), sans passer par des algorithmes numériques. On notera toutefois que, même sous cette forme il est possible d'affiner le modèle de captage :

En complément de ce qui a été dit au 3.2.1 les coefficients a_1 et a_2 pourraient, par exemple, être déterminés non pas pour une, mais pour deux ou trois plages de températures de captage (ou différences moyennes avec l'ambiance).

Un autre facteur, plus important peut être la prise en compte de la vitesse du vent v_{vt} , en particulier pour ce qui concerne le contrôle des puissances et la gestion de l'énergie pour l'installation réelle : selon le type de capteurs utilisé, relativement à la différence de température entre le caloporteur et l'ambiance et à la vitesse du vent (en $m.s^{-1}$), la perte occasionnée par convection forcée, exprimée par unité de surface de captage, peut aller de quelques $W.s.m^{-1}.K^{-1}$ (i.e. $W.m^{-2} / (m.s^{-1}) / K$) à plusieurs dizaines de $W.s.m^{-1}.K^{-1}$ [54] [113].

De simples relations affines peuvent – à défaut d'être précises – constituer une approche pratique pour prendre en compte l'influence du vent. On pourrait poser, par exemple :

$$\begin{aligned} a_1 &= a_{10} + a_{11} \cdot v_{vt} \\ a_2 &= a_{20} + a_{21} \cdot v_{vt} \end{aligned} \quad (4.1)$$

Les coefficients a_{10} , a_{11} , a_{20} et a_{21} pourraient être déterminés expérimentalement à partir des installations prototypes.

L'alternative d'une méthode plus représentative des phénomènes physiques est possible, mais suppose l'utilisation d'un modèle physique de récepteur solaire (par exemple (3.3) ou (3.4) plus élaboré) qui pourra être simplifié par la suite par régression. Une autre alternative simple, plus en accord que la formule (4.1) avec le modèle d'échanges convectifs de Dulong-Petit ($h = \kappa \cdot Re^\alpha$), serait de poser :

$$a_1 = a_{10} + a_{11} \cdot v_{vt}^{\alpha_{vt}} \quad (4.2)$$

Là encore, les coefficients a_{10} , a_{10} , a_{11} et α_{vt} pourraient être déterminés par l'expérience.

Il apparaît donc possible d'affiner un modèle de capteurs solaires tout en conservant des équations de base simples pour l'application pratique. On verra par la suite (partie 5.2), que l'optimisation de la commande du captage solaire peut difficilement se passer d'algorithme numérique, mais la mise en pratique sera d'autant plus simple, matériellement et

économiquement, que les modèles de composants de base seront simples.

4.3 Modèles de stockage et des installations hydrauliques

4.3.1 Stockage thermique

La solution de stockage thermique finalement retenue est une citerne d'eau calorifugée. Deux modèles ont été élaborés et testés : L'un posant l'hypothèse d'homogénéité permanente de la température (mélange parfait), l'autre considérant des tranches fluides horizontales réalisant une stratification quasi parfaite. Ces modèles peu originaux ne sont pas détaillés ici.

Un point cependant mérite à être détaillé : La réserve ayant un volume constant (à sa dilatation propre près), la masse d'eau contenue dans l'ensemble du circuit hydraulique, à l'état de saturation liquide, va changer de masse volumique au cours d'un cycle thermique journalier. La variation de volume d'eau peut atteindre quelques 2 à 4 mètres-cubes d'après les études de dimensionnement effectuées. Les solutions techniques de compensation du volume ne sont pas problématiques : un petit réservoir annexe d'une capacité suffisante pour contenir la variation de volume de liquide sous un ciel de vapeur semble approprié. Toutefois, en complément, il peut être intéressant de considérer l'aspect énergétique :

D'une part le dispositif nécessite un appareillage hydraulique spécifique et une pompe dédiée, donc une auto-consommation sur l'électricité produite qui n'a pas été considérée jusqu'à présent.

D'autre part, l'utilisation d'un second réservoir, plus petit, implique une fuite thermique supplémentaire qui, conformément à ce qui a été dit au paragraphe 3.2.2, est susceptible de présenter une conductance de fuite thermique rapportée à son volume plus importante que pour le réservoir principal. Aussi la variation journalière de température de l'eau contenue dans le réservoir de compensation ne sera pas la même que celle du réservoir principal, représentant au niveau global du système une énergie supplémentaire qui devra être assurée par le captage solaire.

4.3.2 Caractéristiques thermo-physiques des fluides

Une microcentrale telle que présentée dans l'introduction 4.1 est susceptible d'utiliser différents fluides caloporteurs, un pour chaque boucle ou cycle thermique :

- Pour le captage solaire et l'alimentation du moteur : De l'eau ou une huile organique d'origine minérale.
- Pour le cycle du moteur Stirling : De l'azote, assimilé à de l'air.
- Pour le refroidissement du moteur : Une solution d'eau à 30% de glycol, ainsi que l'air ambiant pour l'échangeur liquide-air.

Dans chacune des boucles thermiques, le fluide subit un cycle thermique, et sa circulation engendre des pertes de charge, donc une consommation de travail. Autrement dit, le système entier, depuis le captage solaire jusqu'à l'évacuation thermique peut être décrit comme une cascade de cycles thermodynamiques.

Chacun des fluides, caloporteurs et autres, a ses caractéristiques propres. Les grandeurs utilisées sont : Chaleur spécifique massique à pression constante, viscosité dynamique, conductivité thermique, masse volumique (pour les liquides et l'air ambiant uniquement).

Dans les conditions d'études considérées, soit pour des températures comprises entre 280K et 550K ces caractéristiques sont essentiellement sensibles à la température, l'influence de la pression est négligée.

Ces sensibilités sont importantes pour le calcul des échanges thermiques et pertes hydrauliques dans la boucle de captage solaire, l'étude d'optimisation du captage solaire et pour

l'étude du fonctionnement du moteur placé dans son environnement de travail, voire déterminante dans le cadre de l'étude d'optimisation dynamique présentée au chapitre 5.

Des études basées sur diverses sources [116] [117] [118] [119] [120] [93] ont permis de déterminer un type de corrélation adapté à chaque type de grandeur physique.

Les coefficients des corrélations ci-après présentées sont exposés en annexe A1

4.3.2.1 Modèles adaptés aux liquides

Les chaleurs spécifiques, masses volumiques et conductibilités thermiques sont bien représentées par des polynômes. Alors que pour les fluides organiques ou glycolés des polynômes de degré 2 ou 3 conviennent, l'eau nécessite jusqu'au degré 5.

$$Cp_{liq} = \sum_{i=0}^{i_{max}} a_{iCp_{liq}} \cdot T^i; \quad \lambda_{liq} = \sum_{i=0}^{i_{max}} a_{i\lambda_{liq}} \cdot T^i; \quad \rho_{liq} = \sum_{i=0}^{i_{max}} a_{i\rho_{liq}} \cdot T^i \quad (4.3)$$

La viscosité est représentée par une fonction puissance de la température à une constante près:

$$\mu_{liq} = A_{\mu_{liq}} \cdot (T - T_{0\mu_{liq}})^{b_{\mu_{liq}}} \quad (4.4)$$

4.3.2.2 Modèles adaptés aux gaz

Ainsi qu'il sera rappelé au 4.4.3, le gaz de travail du moteur est considéré comme un gaz parfait, la chaleur spécifique utilisée est obtenue par la formule classique $Cp_{gaz} = r_{gaz} \cdot (\gamma / (\gamma - 1))$. Cette expression ne rend pas compte de l'influence de la température. Par ailleurs, dans le modèle de cycle moteur proposé au 4.4.3, seule la constante r_{gaz} est utilisée pour évaluer la masse totale de gaz contenue dans le moteur, intervenant dans le calcul de la puissance indiquée, et pour le calcul des débits volumiques dans les échangeurs intervenant dans l'évaluation des pertes de charge internes (paragraphe 4.4.7).

Pour ce qui est de l'air ambiant il a été choisi de prendre en compte l'influence de la température pour décrire le fonctionnement de l'échangeur liquide-air de rejet thermique. Aussi, comme pour les liquides des fonctions polynomiales seront préférées, à la fois simple et relativement précises, de même que pour l'évaluation de la conductibilité thermique.

Seule la masse volumique, utilisée dans l'évaluation des pertes de charge et des transferts convectifs à travers l'aérotherme, est évaluée par la loi des gaz parfaits, la chaleur spécifique et la conductibilité thermique sont corrélées :

$$Cp_{gaz} = \sum_{i=0}^{i_{max}} a_{iCp_{gaz}} \cdot T^i; \quad \lambda_{gaz} = \sum_{i=0}^{i_{max}} a_{i\lambda_{gaz}} \cdot T^i; \quad \rho_{gaz} = \frac{P_{atm}}{r_{gaz} \cdot T} \quad (4.5)$$

La viscosité est évaluée par la fonction de Sutherland, aussi bien pour l'air ambiant que pour le gaz de travail du moteur:

$$\mu_{gaz} = \mu_{0\,gaz} \cdot \left(\frac{T_0 + T_{Suth}}{T + T_{Suth}} \right) \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1,5} \quad (4.6)$$

On notera que la sensibilité à la température de la chaleur spécifique aurait pu être négligée : Pour l'air atmosphérique [21] [119] la variation est seulement de 1,7% dans la plage de température considérée pour le fonctionnement du moteur :

$$Cp_{air\,275K} \simeq 1004,9 \, J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \quad \text{et} \quad Cp_{air\,450K} \simeq 1020,6 \, J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$$

En revanche les sensibilités des conductibilité thermique et viscosité sont beaucoup plus conséquentes :

La viscosité de l'air varie d'environ 44% dans la plage de température considérée :

$$\mu_{air275K} \simeq 1,725 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{et} \quad \mu_{air450K} \simeq 2,485 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$$

La conductibilité thermique de l'air varie de 53% dans la plage de température considérée :

$$\lambda_{air275K} \simeq 2,428 \cdot 10^{-2} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad \text{et} \quad \lambda_{air450K} \simeq 3,710 \cdot 10^{-2} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

4.4 Modélisation d'un moteur de Stirling

Un partenaire industriel du projet, Stiral, est concepteur d'un moteur innovant de type Stirling pouvant fonctionner à basses température de source avec des performances intéressantes. Pour la modélisation de la centrale, ce partenaire a fourni un programme de modélisation physique de de son moteur, dont le résultat est une cartographie multi-dimensionnelle de points de fonctionnements². L'usage de ces cartographie s'est avéré problématique en terme d'intégration au modèle global et de précision des interpolation multi-dimensionnelle. Ce type de cartographie n'est donc pas nécessairement l'outil le plus pratique, ni pour la simulation, ni pour l'automatique.

Aussi, est proposé ci-après un modèle physique de moteur, qui a deux objectifs : D'une part aboutir à des propositions permettant de construire un modèle phénoménologique pouvant être adapté à la simulation (voir 4.5), d'autre part à être utilisé dans l'étude d'optimisation dynamique (partie 5.3) aboutissant à une proposition de contrôle et commande optimal de la puissance en fonctionnement stationnaire.

La modélisation proposée, bien que pouvant être adaptée à divers modèle, est inspiré du moteur expérimental P3 CoolEnergy (figure 4.3). Bien que conçu pour fonctionner avec des sources thermiques de température pouvant atteindre 300°C, nettement supérieures à celles envisagées pour la microcentrale (170°C au maximum) ce moteur peut fonctionner correctement à partir de 100°C de température de source pour une température de réjection de 20°C.

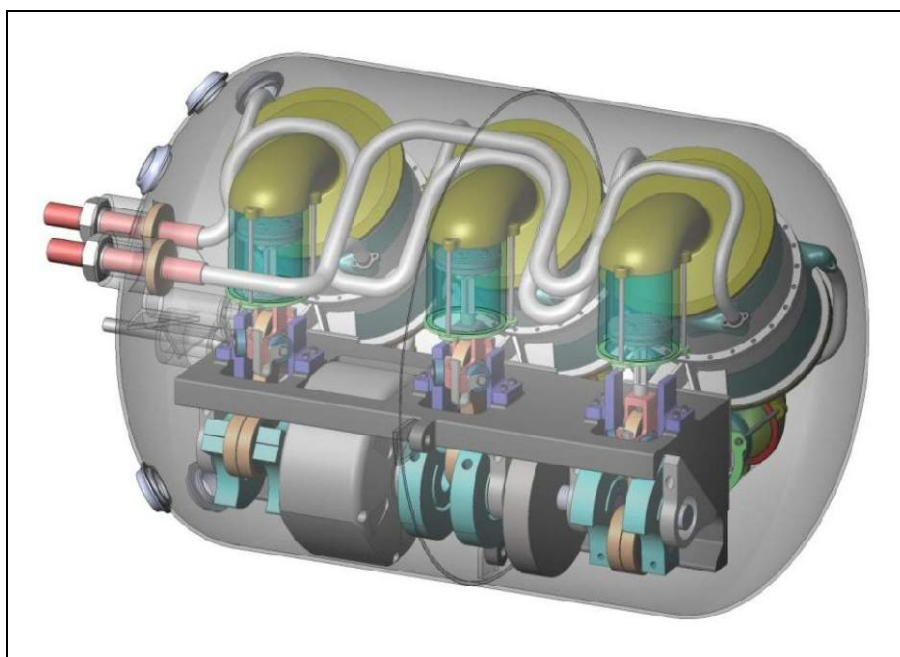


Figure 4.3 : Crevé du prototype P3 de CoolEnergy. On notera l'originalité de la conception : Le moteur compte trois "cylindres" en arrangement "alpha", réalisés par six capsulismes à pistons simple effet. Le bloc moteur est encapsulé dans une enceinte pressurisée à 50 bars d'azote (gaz de travail), les alimentations et refoulements thermiques sont réalisés par des caloporteurs externes via des raccords standards (en rose à gauche). Le long de l'arbre moteur, dans les espaces situés entre deux manetons du vilebrequin, sont placés une génératrice (à droite) et un volant d'inertie (à gauche). Les pistons sont reliés au vilebrequin par des embiellages à crosse munies de guidages linéaires à roulements. (CoolEnergy Inc.)

2 Nous n'aborderons pas une description détaillée de ces cartographies. L'essentiel : pour des conditions physiques d'entrée paramétrées : températures de source, d'ambiance, débit de caloporteur, puissance utile imposée, on obtient en sortie les caractéristiques du point de fonctionnement du moteur : rendement thermique, températures de sortie des caloporteurs.

La gamme de puissance est inférieure à celle recherchée : d'après le tableau A6.1 (annexe A6), avec une température de source de 180°C et une vitesse de 600 r.p.m. la génératrice intégrée pourrait délivrer une puissance d'environ 3000 W pour une source à 300°C.

Les performances annoncées de ce moteur, mises à disposition, sont intéressantes : Dans la plage de température de source envisagée le rendement thermo-électrique à la vitesse maximale préconisée de 600r.p.m. pourrait être compris entre quelques 5% et 15% pour des puissances électriques produites allant de 450W à 1500W c'est pourquoi il a été retenu pour l'étude de modélisation présente ainsi que pour l'étude d'optimisation 5.3.

4.4.1 Étude du dimensionnement d'un échangeur liquide-air pour le refroidissement d'un moteur

Le refroidissement est un point essentiel pour le fonctionnement des moteurs thermiques à cycles fermés, qu'il s'agisse de moteur à cycle de vapeur, à cycle de Joule ou, dans le cas qui nous intéresse, de type Stirling.

Les fabricants de moteur ne sont pas nécessairement très explicites sur ce point : Les documents fournis font souvent mention de températures et débit de caloporteurs chaud et froid, mais sans précision sur le moyen d'obtention de cette source froide. Parfois il n'est même pas fait de distinction entre la température d'entrée de l'échangeur interne de refroidissement du moteur et la température ambiante. Ce qui en soi n'est pas impossible mais suppose que le puits froid soit constitué d'une très grande capacité thermique, assimilable à un thermostat asservi à la température d'ambiance, comme une nappe phréatique ou un cours d'eau d'un débit suffisamment important pour les besoins du moteur.

Dans un cas de figure plus général, plus particulièrement celui de régions semi-désertiques, le refroidissement devra être réalisé via un échangeur liquide-air à ventilation mécanique (figure 4.1).

La ventilation constitue une autoconsommation de la puissance produite par le moteur, au même titre que la circulation des caloporteurs liquides. On peut d'ailleurs, d'un point de vue généraliste considérer chacune des boucles thermiques comme un cycle thermodynamique inverse.

En ce sens le dimensionnement de l'échangeur liquide-air à proprement parler, en terme de conductance thermique, est déterminant : S'il est trop petit, la température moyenne du fluide réfrigérant dans l'échangeur moteur verra sa température s'élever, ce qui fera chuter la puissance productible du moteur. Un échangeur sur-dimensionné n'aura – à priori – pas d'incidence néfaste sur le fonctionnement du moteur, mais pourra représenter un encombrement important et potentiellement un surcoût inutile.

Dans cette partie est étudiée l'influence du seul dimensionnement d'un échangeur liquide-air sur la puissance du moteur à différents régimes de fonctionnement. Ce point sera, à priori, d'autant plus critique que la température de source chaude sera basse. Dans le cas qui nous occupe on envisage le fonctionnement d'une centrale avec une température minimale de 120°C, voire, dans le cas de fonctionnement dégradé, jusqu'à 100°C. La température d'ambiance considérée est de 25°C, soit légèrement inférieure à la température moyenne annuelle d'un site de référence (28,6°C environ pour Ouagadougou) et compatible avec les conditions de test du moteur réel en Europe.

Le moteur n'est pas ici modélisé au sens physique : On utilise des corrélations, basées sur des cartographies de points de fonctionnement, telles que celles fournies par les fabricants du moteur, issues de modélisations ou d'essais pratiques. L'établissement de ces corrélations est présentée en annexe A6.

Les échangeurs étudiés sont constitué de n_m modules élémentaires ayant une surface frontale chacun équipé d'un ventilateur, correspondant à un diamètre d'hélice courant, soit 30 cm. Une hélice est supposée convenir pour ventiler un échangeur de surface frontale carrée d'une

arête 3/2 fois plus grande, soit 450 mm environ pour une surface frontale de 0,2025 m². L'étude a été réalisée pour des modules à faisceau de tubes ronds, à ailettes planes et en rangs organisés en quinconce (voir la figure A8.1), pour la circulation interne du liquide réfrigérant, et d'ailettes planes à travers circule l'air ambiant par ventilation forcée. La géométrie de détail a été choisie dans la littérature [121]. On a choisi arbitrairement des modules à 4 rangées de tubes.

Les caractéristiques géométriques des modules, détaillées en annexe A8 permettent de définir des grandeurs de base pour la thermique : Les surface frontale, surface de passage, diamètre hydrauliques, les surfaces de frottements aéraulique et hydraulique, respectivement pour l'air et le liquide. Ces caractéristiques sont résumées dans le tableau A8.1 , et permettent de déterminer, d'une part ζ_{air} , coefficient de pertes de charge du circuits d'air, ζ_{liq} coefficient de pertes de charge du liquide dans l'échangeur liquide-air, d'autre part la conductance de l'échangeur aérotherme.

4.4.1.1 Modèles hydraulique et aéraulique

Les pertes de charge de l'air dans les surfaces ailetées sont évaluées en terme de chute de pression par :

$$\Delta P_A = (\zeta_A) \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_A} \cdot \left(\frac{\dot{m}_A}{A_{pA}} \right)^2 \quad (4.7)$$

Par suite on peut évaluer la puissance aéraulique de ventilation pour les n_m modules constituant la batterie d'échangeurs :

$$\dot{W}_v = n_m \cdot \Delta P_A \cdot \left(\frac{\dot{m}_A}{\rho_A} \right) \quad (4.8)$$

et finalement la puissance électrique totale consommée par les n_m ventilateurs :

$$\dot{W}_{el v} = \frac{\dot{W}_v}{\eta_v} \quad (4.9)$$

Le rendement électro-aéraulique du ventilateur est plafonné : En premier lieu par la limite de Betz $\eta_{Betz} = 16/27$ [21] ; en second lieu par le rendement propre de l'hélice : $\eta_{hélice} = 0,60$ est une valeur moyenne et $\eta_{hélice} = 0,70$ une valeur maximale pour les technologies actuelles [21] ; enfin, le rendement nominal d'un moteur électrique asynchrone moderne est d'environ $\eta_{asynch.} = 0,80$ ³ et celui d'un moteur synchrone à aimants permanents d'environ $\eta_{synch.} = 0,95$. Cela permet de situer le rendement net électro-aéraulique du ventilateur entre $\eta_v = 0,284$ et $\eta_v = 0,394$. En première approche il a été fixé en première approche à $\eta_v = 0,30$, en accord avec les performances d'équipements industriels courants [123].

De même les pertes de charge du liquide réfrigérant dans les tubes et dans l'échangeur de refroidissement du moteur sont évaluées par :

$$\Delta P_K = (\zeta_K^{ae}) \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_K} \cdot \left(\frac{\dot{m}_K}{A_{pK}} \right)^2 + (\zeta_K^{mot*}) \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_K} \cdot \left(\frac{\dot{m}_K}{A_{pK}^{cond}} \right)^2 \quad (4.10)$$

où $\dot{m}_K^{ae} = \dot{m}_K^{mot}$ et $\rho_K^{ae} = \rho_K^{mot}$, A_{pK}^{ae} est la section de passage du réfrigérant à l'intérieur de

3 Optimiste : Pour un moteur de LSMV80L, prévu pour la variation de vitesse, développant de 1,9kW à 87Hz : $\eta_{asynch.} = 0,83$ [122] ; pour le modèle LSMV71L de 0,4kW à 87Hz, du même fabricant : $\eta_{asynch.} = 0,723$. De plus le rendement des moteurs asynchrones baisse à charges partielles.

l'échangeur, et A_{pK}^{cond} est la section des conduites de raccordement du moteur, le coefficient ζ_K^{moi} de perte de charge de l'échangeur moteur étant rapporté à cette conduite (voir annexe A6).

L'aérotherme est supposé proche du moteur ; les pertes en ligne des conduites de raccordement ne sont pas considérées ici.

Par suite on peut évaluer la puissance hydraulique du circuit de refroidissement:

$$\dot{W}_{h\ fr} = \Delta P_K \cdot \left(\frac{\dot{m}_K}{\rho_K} \right) \quad (4.11)$$

Puis la puissance électrique consommée par la pompe du circuit de refroidissement:

$$\dot{W}_{el\ pK}^{ae} = \frac{\dot{W}_{hK}^{ae}}{\eta_{pK}} \quad (4.12)$$

Et enfin la puissance électrique totale absorbée pour le système de refroidissement:

$$\dot{W}_{elK}^{ae} = \dot{W}_{elec\ pK}^{ae} + \dot{W}_{elec\ v}^{ae}$$

le rendement électro-hydraulique de la pompe est fixée en première approche à une valeur forfaitaire : $\eta_p = 0,30$. (remarque: la plupart des pompes dynamiques ont des performances moindre, mais les pompes volumétriques peuvent être nettement plus intéressantes)

4.4.1.2 Modèle thermique

Dans cette étude préliminaire, les résistances thermiques des parois de l'échangeur et d'encrassement des surfaces d'échange sont négligées. L'expression de la conductance (A8.16) se réduit à:

$$K^{ae} = \frac{1}{\frac{1}{K_A^{ae}} + \frac{1}{K_K^{ae}}} \quad (4.13)$$

La puissance thermique évacuée par l'échangeur liquide-air, assimilé à un échangeur à contre-courant pur, est évaluée par la méthode DTLM :

$$\dot{Q}_K = K^{ae} \cdot \frac{(T_{KS} - T_{amb}) - (T_{KE} - T_{AS})}{\ln \left(\frac{T_{KS} - T_{amb}}{T_{KE} - T_{AS}} \right)} \quad (4.14)$$

En supposant que la température du réfrigérant évolue linéairement dans les échangeurs (fonctionnement équilibré), on peut faire apparaître les valeurs absolues des chutes de températures du réfrigérant dans l'échangeur $\Delta T_K = (T_{KS} - T_{KE})$ et de l'air $\Delta T_A = (T_{AS} - T_{amb})$, ainsi que la différence entre la température moyenne arithmétique du fluide réfrigérant et la température ambiante $\Delta T_K = \frac{(T_{KS} + T_{KE})}{2} - T_{amb}$:

$$\dot{Q}_K \simeq K^{ae} \cdot \frac{\Delta T_K - \Delta T_A}{\ln \left(1 - \frac{\Delta T_K - \Delta T_A}{\Delta T_K - \Delta T_K/2} \right)} \quad (4.15)$$

Cette valeur doit coïncider avec la puissance thermique évacuée par le moteur, dépendante

du débit de caloporteur et des températures de ce dernier aux entrée et sortie de l'échangeur de refroidissement du moteur, et pareillement à la puissance thermique collectée par l'air traversant l'échangeur liquide-air :

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_K \cdot C_{p_K} \cdot \Delta T_K = \dot{m}_A \cdot C_{p_A} \cdot \Delta T_A \quad (4.16)$$

Les chaleurs spécifiques C_{p_K} et C_{p_A} étant évaluées aux températures moyennes arithmétique des fluides.

La présente étude est déclinée en trois étapes décrites ci-après, constituant une étude paramétrique du fonctionnement de l'ensemble moteur-refroidisseur.

4.4.1.3 Répartition optimale des débits d'air et de réfrigérant dans des conditions thermo-physiques données

Pour un dimensionnement donné de l'échangeur, on se place dans des conditions physiques choisies :

- De température moyenne T_H du caloporteur chaud .
- D 'écart de la température moyenne du réfrigérant à l'ambiante ΔT_K .
- De vitesse de rotation N du moteur.
- La température ambiante T_{amb} est fixée à 25°C.

Dans ces conditions, il existe une infinité de répartitions possibles des débits d'air et de réfrigérant à travers l'échangeur liquide-air. En pratique, la commande du moteur agira sur les débits de fluides caloporteur, mais les débits ne seront probablement pas mesurés: il est plus aisé et moins onéreux de mesurer les températures aux entrées et sortie de chaque échangeur. Aussi, cette partie de l'étude consiste à choisir de chute de température du liquide réfrigérant, depuis une valeur minimale de l'ordre de $\Delta T_K = 2 \cdot \Delta T_K / 10$ jusqu'à une valeur proche de la limite $\Delta T_K < 2 \cdot \Delta T_K$. Le débit \dot{m}_{liq} de réfrigérant est déduit pour satisfaire à l'équilibre thermique (4.16) et une méthode itérative permet de déterminer l'accroissement de température de l'air ΔT_A et le débit d'air \dot{m}_{air} satisfaisant au même équilibre thermique.

Par suite on recherche, la valeur optimale ΔT_K^* , donc la répartition optimale des débits de fluide réfrigérant et d'air à travers l'échangeur. Cette répartition optimale des débits correspond à un minimum de consommation électrique engendrée par la circulation des fluides de refroidissement, et donc au maximum de puissance électrique nette produite par le groupe moto-générateur, au régime choisi et dans les conditions physiques données. Cet optimum existe toujours, car la puissance consommée par la pompe de réfrigérant est sensiblement proportionnelle à $1/\Delta T_K$ tandis que celle consommée par le ventilateur est sensiblement proportionnelle à $1/(2 \cdot \Delta T_K - \Delta T_K)$.

Dans l'étude d'optimisation dynamique présentée au 5.3, la consommation d'énergie électrique \dot{W}_{elH} engendrée par la circulation du caloporteur chaud sera également considérée, mais le propos est ici d'étudier l'échangeur de refroidissement. On supposera donc que la circulation de caloporteur chaud consomme une puissance électrique constante, et on notera $\dot{W}_{el mot}^{net^{(+)}} = \dot{W}_{el mot}^{brut} - \dot{W}_{el}^{ae}$ la puissance électrique produite, nette à \dot{W}_e^H près.

La méthode d'optimisation est classique, par annulation de la dérivée :

$$\frac{\partial \dot{W}_{el}^{ae}}{\partial \Delta T_K} = 0 \pm \varepsilon \quad (4.17)$$

La méthode est appliquée pour des températures d'alimentation du moteur T_H depuis 100°C

jusqu'à 180°C par pas de 20°C , des vitesses de rotation allant de $N=200$ r.p.m à $N=600$ r.p.m par pas de 100 r.p.m. , et dans un premier temps pour un échangeur constitué de 2, 3, 4, 6, 7 et 8 modules du type "8.0-3/8T" (décrit en annexe A8, d'après [121]), connectés en série dans la boucle de liquide réfrigérant.

Cela est réalisé à l'aide d'un tableur (Excel) utilisant un programme (macro vba) pour déterminer les points de fonctionnement satisfaisant à l'équilibre énergétique ainsi que la détermination du point de fonctionnement optimal.

La figure 4.4 et donne un aperçu des puissances consommées par la pompe de refroidissement et le ventilateur, pour une même configuration d'échangeur constituée de 6 modules en série (type "8.0-3/8T" défini en annexe A8), avec un écart de température du réfrigérant à celle de l'ambiance $\Delta T_K=10K$, pour les températures de source $T_{ch\ mot}=100^\circ C$ et $T_{ch\ mot}=180^\circ C$ correspondant respectivement aux températures critiques et maximales des conditions de fonctionnement envisagées pour la centrale, et pour des vitesses de rotation $N=200, 400, \text{ et } 600$ r.p.m .

Il apparaît clairement que la valeur ΔT_K^* optimale maximisant la puissance électrique produite nette n'est pas constante : elle dépend essentiellement de la vitesse de rotation N et pratiquement pas de la température moyenne de source du moteur T_H .

La puissance électrique brute produite par le groupe moto-générateur étant, pour une vitesse donnée, sensiblement proportionnelle au facteur de Carnot, la part de la puissance auto-consommée – peu dépendante de la température de source – sera sera donc d'autant plus pénalisante que la température de source sera basse.

Aussi, une adaptation de ΔT_K est susceptible de maximiser la puissance nette selon la température de source. La figure 4.5 montre l'influence de ce paramètre sur les puissances consommées par la pompe de refroidissement et la ventilation de l'aérotherme. Alors que la puissance minimale (optimale) consommée ne varie que de quelques Watts pour la plus haute température de source (180°C) lorsque ΔT_K varie de 8°C à 12°C, il y a plusieurs dizaines de Watts de différence pour une source à 100°C.

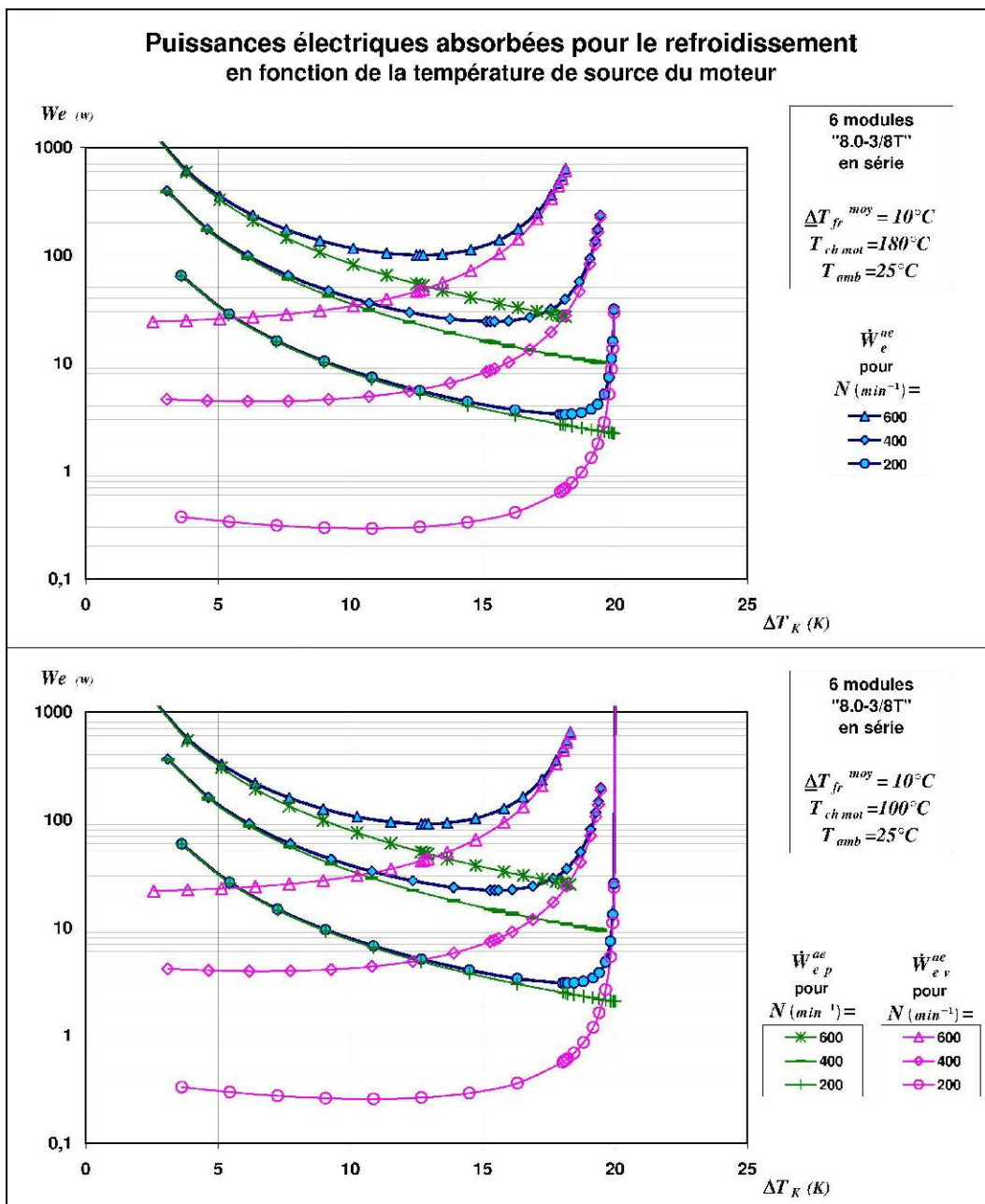


Figure 4.4 : Puissances électriques auto-consommée pour la température minimale (100°C, en bas) et la température maximale (180°C, en haut) de source thermique du moteur, et pour un écart moyen $\Delta T_K = 10 K$ de la température du réfrigérant avec l'ambiance. La valeur de ΔT_K^* , associée au débit de caloporteur réfrigérant, minimisant la consommation électrique de l'aéroréfrigérant est peu dépendante de la température de source, mais varie de plusieurs degrés selon la vitesse de rotation.

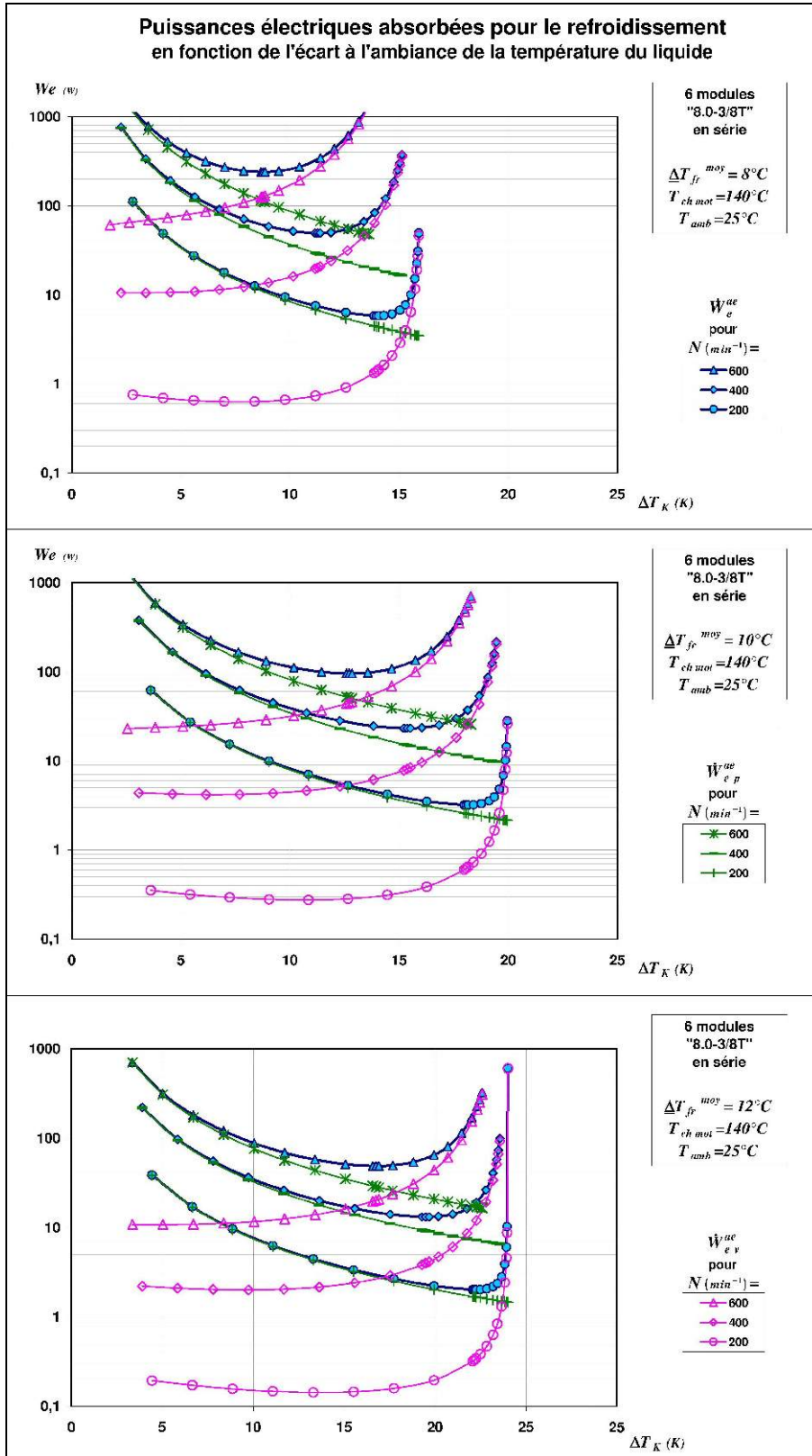


Figure 4.5 : Influence du paramètre ΔT_K sur la consommation électrique nécessaire au refroidissement : La sensibilité est d'autant plus importante que la température de source est basse.

La seule étude de la consommation électrique de la pompe et du ventilateur ne vaut qu'en comparaison à la puissance brute produite par le groupe moto-générateur. La figure 4.6 montre les puissances brutes et nette⁽⁻⁾ pour les mêmes conditions que celles de la figure 4.4.

On remarque que pour chaque vitesse de rotation, les maxima de puissance apparaissent sensiblement pour une même valeur $\Delta T_K^*(N)$. En outre il est confirmé que, toujours pour une vitesse donnée, il y a toujours à peu près la même différence entre la puissance brute et la puissance nette⁽⁻⁾: par exemple environ 100W de différence à 600r.p.m. pour les deux températures de source 100°C et 140°C.

Les mêmes constats sont observable sur la figure 4.7, qui représente ces mêmes puissances produites brutes et nettes⁽⁻⁾, mais cette fois pour un écart moyen de température du réfrigérant de $\Delta T_K = 8 K$, en correspondance avec les graphes du haut et du milieu de la figure 4.5.

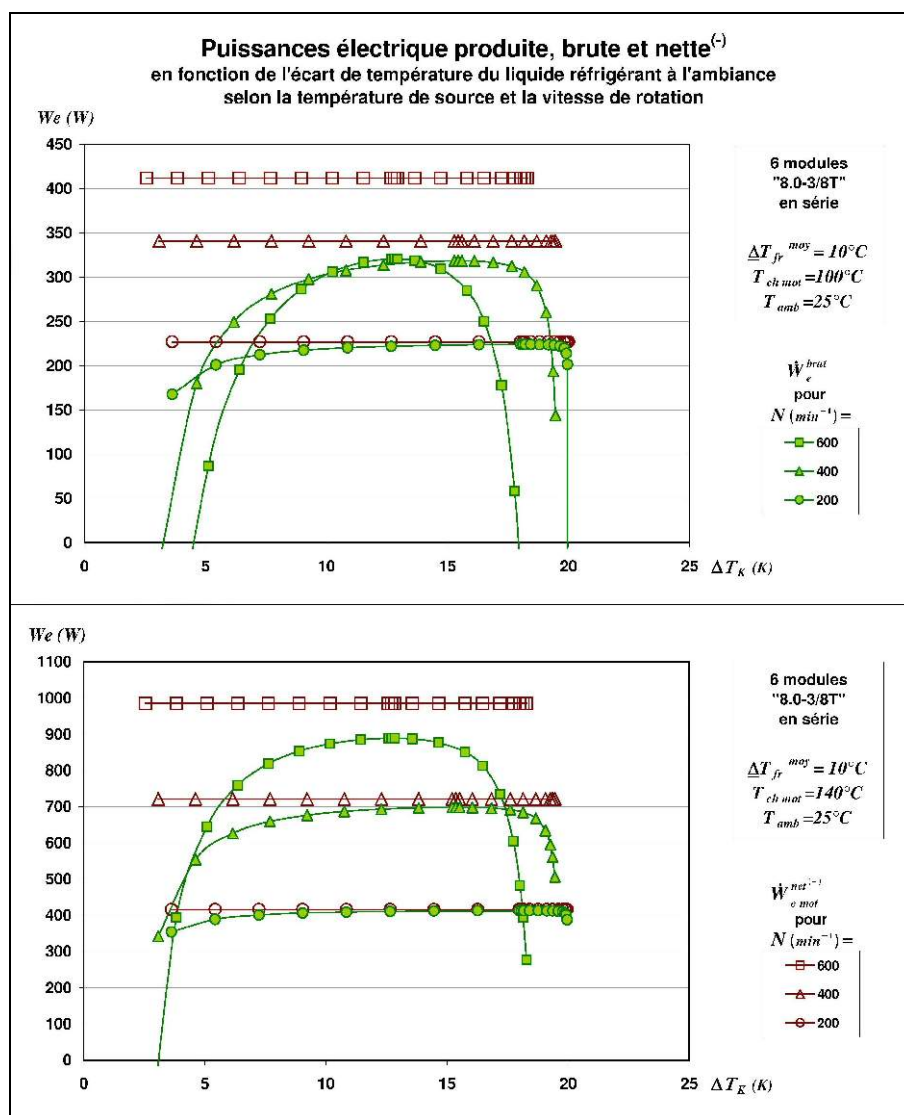


Figure 4.6 : Puissances électriques produites par le moteur, brute et nette⁽⁻⁾, avec $\Delta T_K = 10 K$. La proportion de puissance réellement utilisable est une moindre proportion de la puissance brute pour une source à basse température que pour les températures plus élevées.

Alors que le moteur fonctionne dans des conditions à priori plus favorables, puisque la température du liquide réfrigérant est plus proche de la température ambiante que dans le cas de la figure 4.6 – et on constate effectivement une augmentation de la puissance produite brute pour les deux températures de source et toutes les vitesses de rotation – la puissance réellement

utilisable chute considérablement, avec une forte influence de la vitesse de rotation, au point que pour la température source de $T_H=100^\circ C$ la puissance nette est moindre à $N=400 \text{ r.p.m}$ qu'à $N=600 \text{ r.p.m}$.

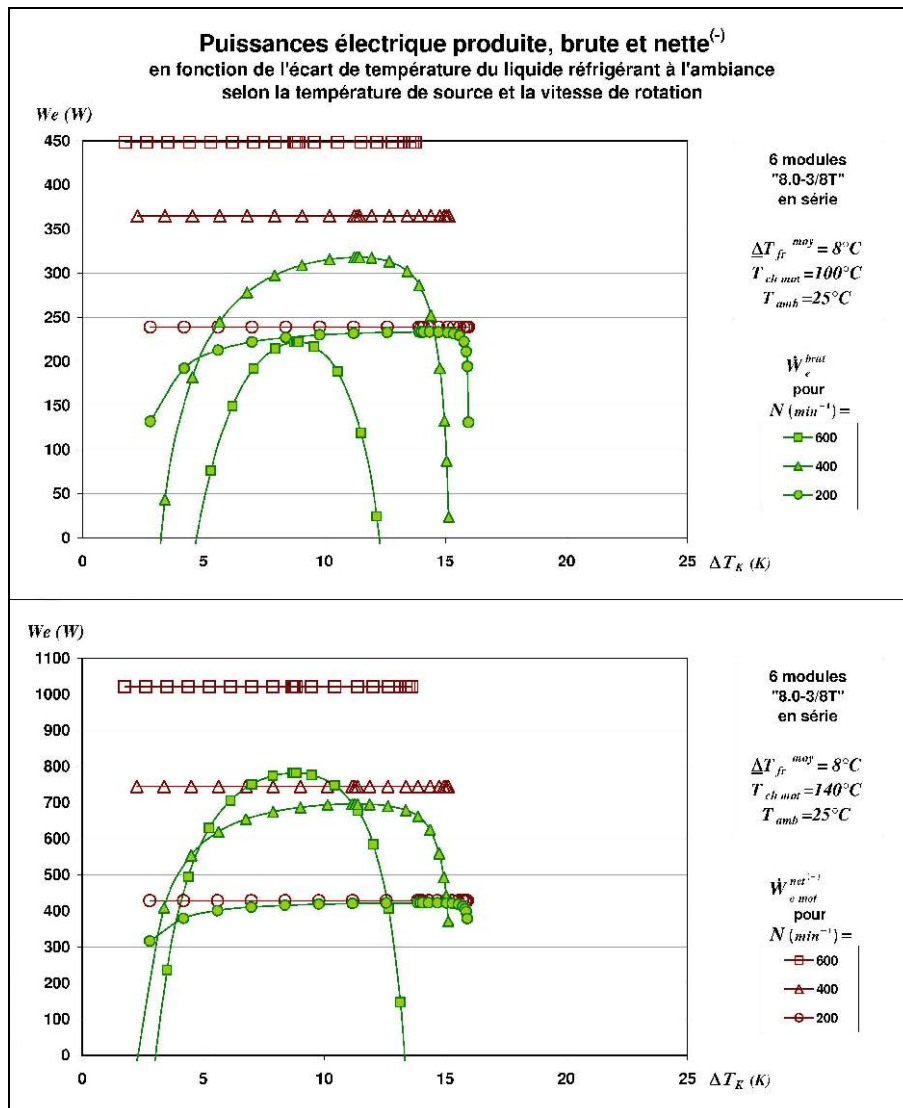


Figure 4.7 : Puissances électriques produites par le moteur, brute et nette^(c), avec $\Delta T_K=10 \text{ K}$. La diminution de la température moyenne du réfrigérant de seulement $2^\circ C$ par rapport à la figure 4.6 dégrade fortement la puissance utile pour les vitesses les plus élevées.

L'importance de l'écart à l'ambiance de la température du liquide réfrigérant, déjà soulignée avec la figure 4.6 appelle naturellement à étudier la sensibilité à ΔT_K , objet du paragraphe suivant.

4.4.1.4 Influence de l'écart à l'ambiance de la température moyenne du réfrigérant, variation de température optimale associée

L'étude de répartition optimale décrite en 2.4.1.1 des débits d'air et de réfrigérant est répétée pour des valeurs arbitraires de ΔT_K allant de 8 K à 18 K, par pas de 2 K, et pour les mêmes configurations d'échangeurs de 2, 3, 4, 6, 7 et 8 en série.

Les résultats intermédiaire de la démarche de dimensionnement – peuvent être synthétisés par des courbes représentant les valeurs optimales de $\dot{W}_{el\ mot}^{net(c)}$ et de la puissance auto-

consommée, en fonction de ΔT_K et du nombre d'éléments de l'échangeur, pour chaque valeur de vitesse de rotation. La figure 4.8 représente un échantillon de ces résultats intermédiaires obtenus, à titre d'exemple.

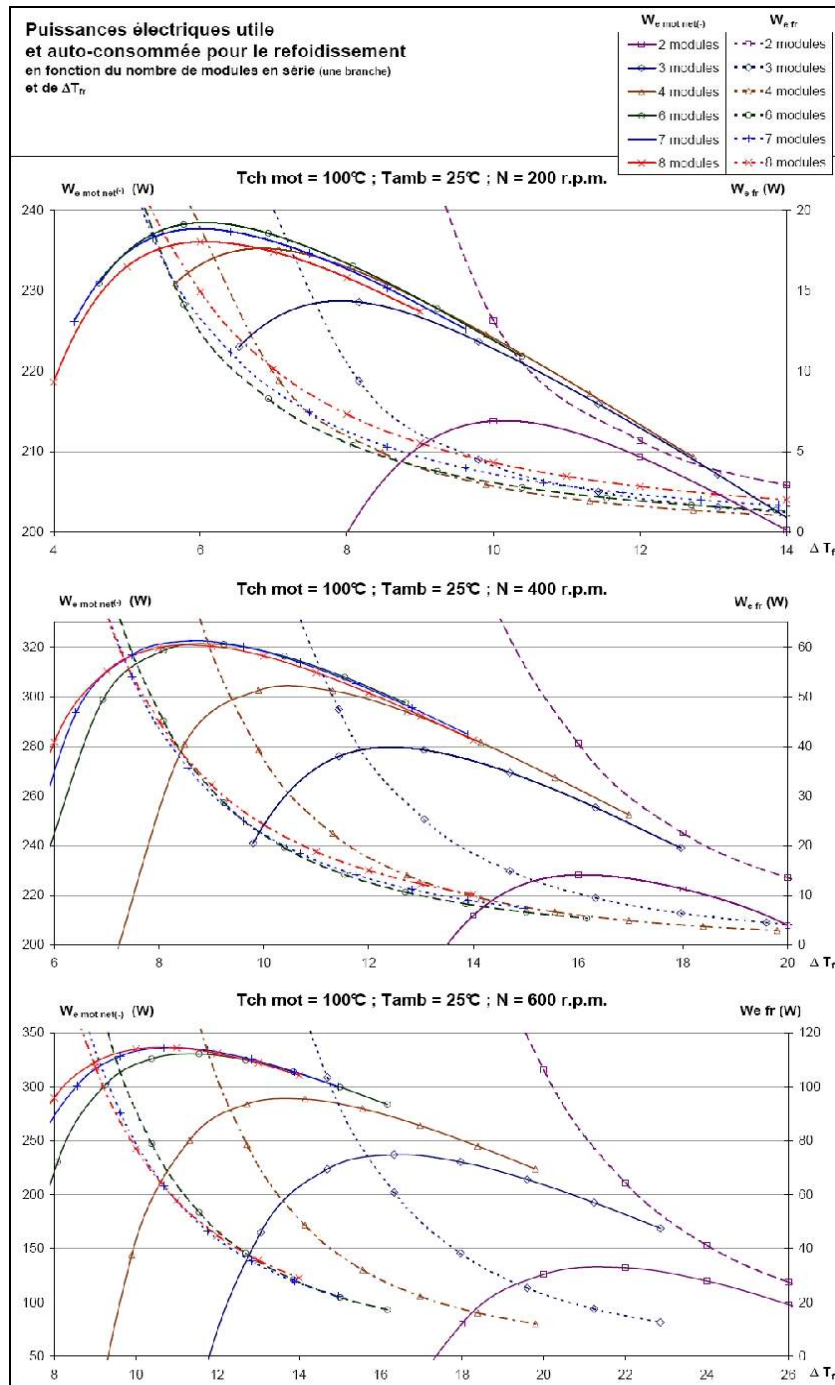


Figure 4.8 : Puissances utiles et auto-consommées en pompage et ventilation, selon le nombre de modules en série et la vitesse de rotation du moteur, en fonction de l'écart moyen en température du liquide de refroidissement à l'ambiance.

Il est mis en évidence, pour toutes conditions physiques données et pour toute vitesse choisie du moteur, qu'il existe une valeur optimale ΔT_K^* associée à des valeurs optimales ΔT_K^* et ΔT_A^* qui maximisent la puissance électrique disponible du groupe moto-générateur. C'est ce groupe de variables physiques mesurables qui détermine les débits optima \dot{m}_A^* d'air et \dot{m}_K^* de fluide réfrigérant pour un échangeur donné.

Il est manifeste qu'un refroidisseur ainsi constitué de 2, 3 ou même 4 modules est sous-dimensionné: Quelque soit la vitesse, la puissance auto-consommée dégrade considérablement les performances du moteur, et même la puissance utile s'avère moindre à 600 *r.p.m* qu'à 400 *r.p.m* ; alors que les cartographies fournies par CoolEnergy indiquent que la puissance produite par le moteur non environné (sans consommateurs annexes) est toujours croissante pour des vitesses de rotation comprises entre 200 *r.p.m.* et 600 *r.p.m* (annexe A6).

Cette dégradation de performances s'explique assez bien par l'insuffisance de surface d'échange: Une conductance d'échangeur trop petite induit une hausse en température du fluide réfrigérant intermédiaire, ce qui réduit d'autant plus le couple moteur.

Des échangeurs constitués de 6, 7 ou 8 modules seraient préférables et induiraient des performances sensiblement du même niveau. Mais augmenter encore le nombre de modules serait inutile, voir néfaste: Si, parmi ces trois configurations, celle à 8 modules induit les meilleures performances à la vitesse maximale (600 *r.p.m.*), ce n'est pas le cas pour les vitesses inférieures, en particulier à 200 *r.p.m* on voit que la puissance nette maximale diminue graduellement lorsque le nombre de modules augmente. On peut expliquer ce phénomène par la non-linéarité de la relation entre coefficient de convection et coefficient de frottement, en particulier du côté hydraulique de l'échangeur: Plus il y a de modules en série, plus le débit d'air par unité de surface diminue ; en revanche, si la surface d'échange avec le fluide réfrigérant augmente , arrive un point pour lequel les pertes de charge compensent, puis dépassent le gain réalisé sur la conductance thermique de l'échangeur.

L'observation de l'ensemble des résultats intermédiaires permet de constater que l'augmentation de la température de source mène à des courbes ayant des tendances similaires à celles des graphes de la figure 4.8, mais à des niveaux de puissance utile différents.

4.4.1.5 Influence du nombre de module constituant l'échangeur à débits optima d'air et de réfrigérant

Une régression locale des points de fonctionnement présentés dans le paragraphe précédent permet de déduire la puissance nette optimale qui peut être atteinte avec chaque configuration d'échangeur, l'écart de température correspondant et toutes autres données utiles.

Cela permet de construire les caractéristiques $\dot{W}_{el\ mot}^{net^{(s)opt}} = f(N)$ de puissance utile optimale en fonction de la vitesse de rotation, pour toutes les configurations d'échangeur et pour chaque température de source chaude. Ces courbes, ainsi que les caractéristiques $\dot{W}_{el}^{aeopt}(N)$ pour les configurations à 2, 3, 4, 6, 7 et 8 modules en série étudiées aux paragraphes 4.4.1.3 et 4.4.1.4 sont présentées dans la figure 4.9 .

Le constat du paragraphe précédent est confirmé: les échangeurs constitués de 2, 3 et 4 modules induisent des taux d'auto-consommations élevées, d'autant plus importants que la température de source du moteur est basse. Dans le cas d'une température de source intermédiaire, un échangeur de 4 modules série induit une puissance maximale d'environ 50 W inférieure à celle obtenue pour les échangeurs à 6,7 et 8 modules, soit environ 8% de moins. Ces configurations ne permettent pas d'exploiter convenablement le potentiel du moteur et seront donc considérées comme sous-dimensionnées.

Les échangeurs constitués de 6, 7 et 8 modules en série induisent des performances nettement plus intéressantes. Les caractéristiques obtenues pour des températures supérieures à 120°C sont similaires pour les trois configurations. En ce sens on peut estimer que 6 modules en série constituent la meilleure de ces configurations si on souhaite le prix de revient le plus bas pour une puissance utile pratiquement maximale.

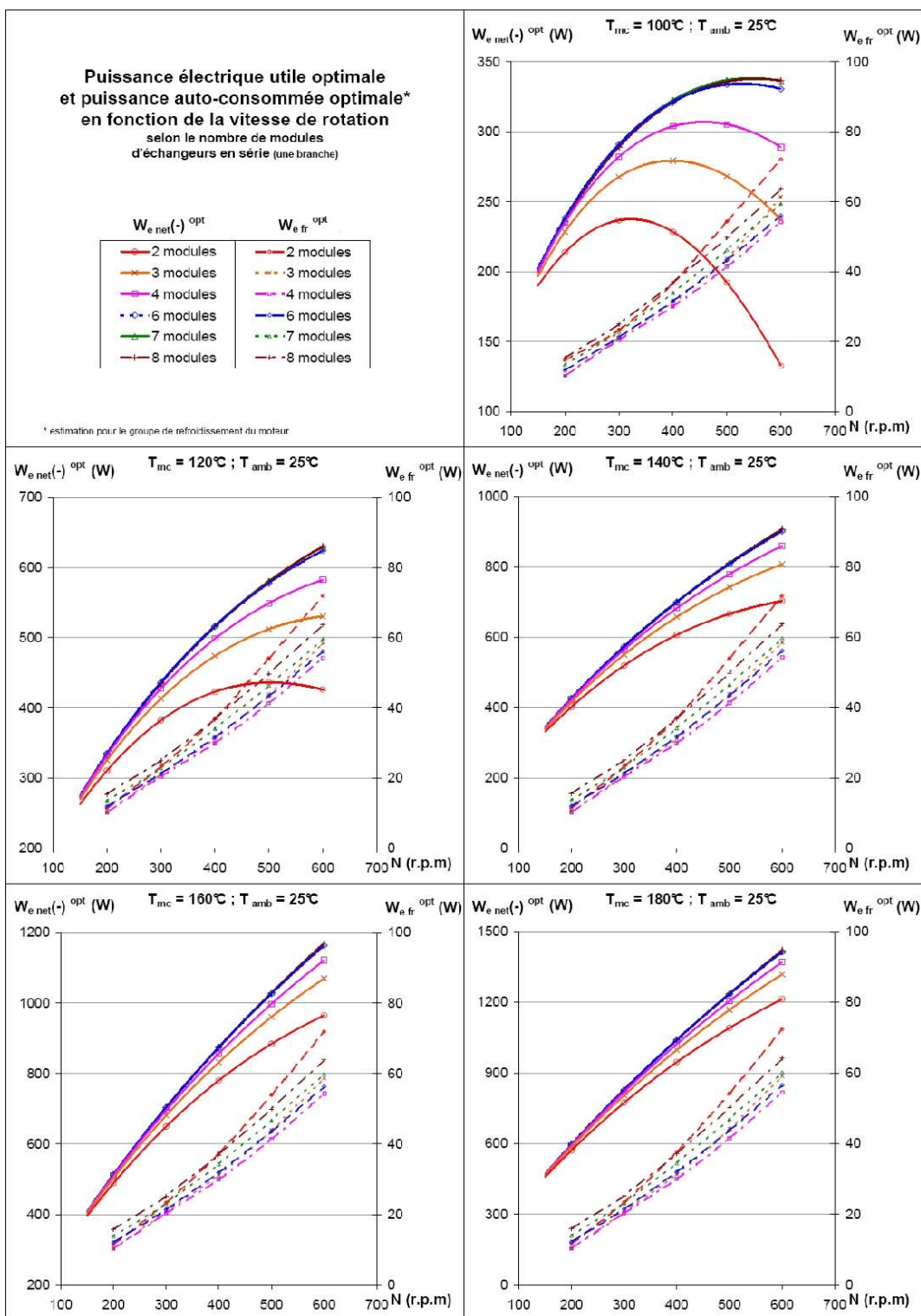


Figure 4.9 : Caractéristiques $\dot{W}_{el, mot}^{net(-)opt}(N)$ et $\dot{W}_{el}^{aeopt}(N)$ pour un échangeur de 3 à 8 modules en série sur une seule voie hydraulique.

Un examen attentif des courbes obtenues à basse température (voir figure 4.10) permet d'estimer que la configuration à 7 modules en série serait préférable si on souhaite maximiser la puissance produisible en fonctionnement dégradé, c'est à dire pour des températures de source en deçà de 120°C jusqu'à 100°C , tout en optimisant les performances pour les plus hautes températures.

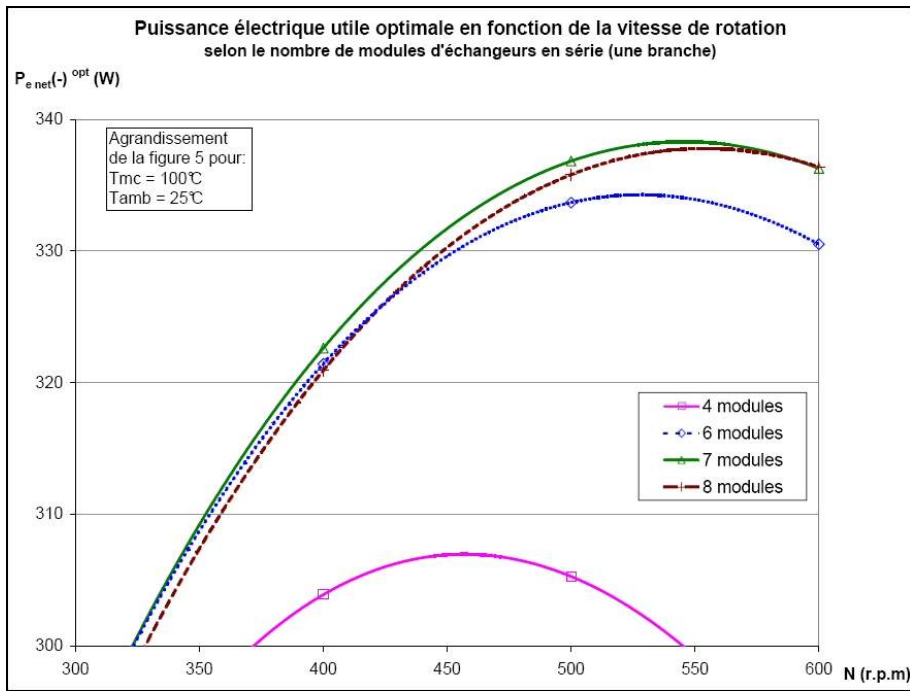


Figure 4.10 : Vue agrandie sur les caractéristiques puissance utile – vitesse obtenue pour les échangeurs à 6, 7 et 8 modules en série, pour la température source critique de $100^{\circ}C$: 7 modules donnent les meilleures performances

A ce point de l'étude on serait tenté de conclure quant au dimensionnement d'un échangeur constitués de tels éléments. Toutefois, les configurations étudiées engendrent encore des auto-consommations électriques importantes: Certes, quelques 55 W consommés pour une production nette de 1150 W, à 600 r.p.m et pour une source chaude à $160^{\circ}C$ représentent à peine 5% de la puissance utile. Mais en fonctionnement dégradé, la puissance maximale, d'environ 340 W à 550 r.p.m est associée à quelques 50 W auto-consommés, soit près de 15% de la puissance utile, et on serait tenté de croire que c'est là une limite absolue de performances du groupe moteur. Il n'en est rien: la même étude, réalisée pour des échangeurs constitués des mêmes modules de référence, mais connectés en 2, puis 3 voies parallèles du circuit de fluide réfrigérant donnent de meilleurs résultats. Par souci de concision seuls les résultats finaux (courbes puissance - vitesse) sont représentés dans les figures 4.11 et 4.12.

A nombre de modules égaux, l'organisation en deux voies hydrauliques parallèles réalise un progrès considérable: La relation entre puissance utile et vitesse tend à se linéariser, en même temps que la puissance disponible augmente: pour une source à $100^{\circ}C$ et 8 modules, la puissance maximale passe de 340 W à 405 W, soit près de 20% de plus ; et pour $180^{\circ}C$ et 8 modules, la puissance maximale passe de 1400 W à 1500 W, soit 7% de plus

L'amélioration est encore accrue pour une organisation en trois voies parallèles: Un échangeur de 9 modules en trois voies parallèles induit une puissance utile plus élevée qu'avec 10 modules en deux voies parallèles. Cela ne se voit pas facilement sur les courbes $\dot{W}_{el}^{net(-)opt}(N)$, mais les caractéristiques $\dot{W}_{el}^{ae opt}(N)$ permettent de constater une baisse de la puissance auto-consommée de quelques Watts.

Même en mode dégradé il devient possible d'exploiter le moteur jusqu'à 600 r.p.m. pour un échangeur composé d'au moins 6 modules en deux ou trois voies parallèles. On notera en passant que ces deux configurations de 6 modules ont des performances quasiment identiques.

On remarque que les puissances auto-consommées pour chacune de ces configurations d'échangeurs ne dépendent pratiquement pas de la température de source, seule la vitesse angulaire du moteur semble avoir une influence.

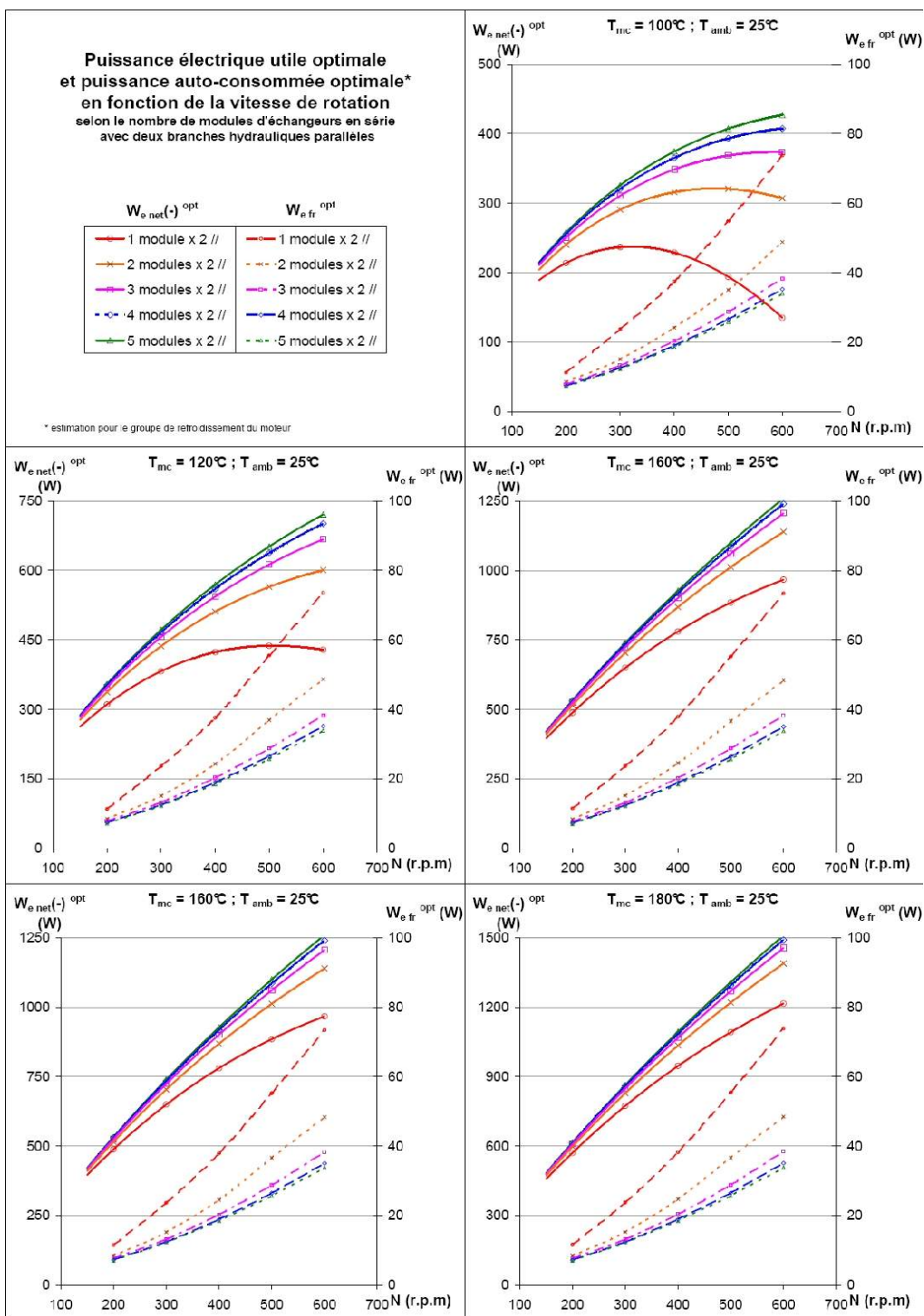


Figure 4.11 : Caractéristiques $\dot{W}_{el\ mot}^{net,opt}(N)$ et $\dot{W}_{el}^{ae,opt}(N)$ pour un échangeur de 2 à 10 modules en deux voies hydrauliques parallèles

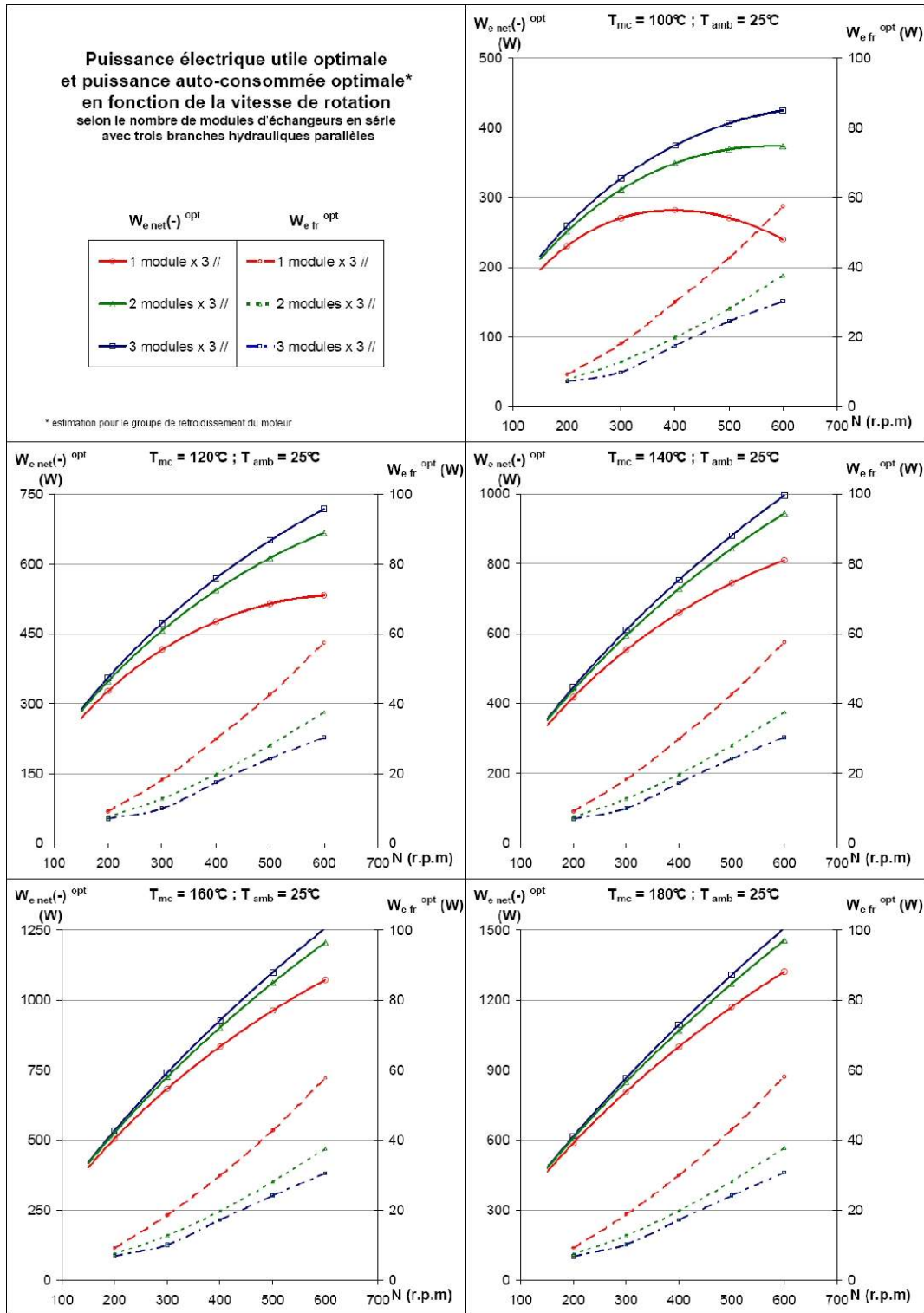


Figure 4.12 : Caractéristiques $\dot{W}_{el,net}^{opt}(N)$ et $\dot{W}_{el,fr}^{opt}(N)$ pour un échangeur de 3 à 9 module en trois voies hydrauliques parallèles.

La figure 4.13 montre l'évolution de ΔT_K^{opt} en fonction de la vitesse de rotation pour différents dimensionnements d'échangeurs à deux branches hydrauliques, correspondant aux caractéristiques de la figure 4.11. Les points calculés sont repérés par des symboles et les courbes correspondent à des interpolations par des fonctions puissance de la vitesse de rotation.

On pourrait être tenté de rechercher des tendances affines $\Delta T_K^{opt} \simeq \Delta T_{K0} + \Delta T_{K1} \cdot N$, mais des fonctions puissances $\Delta T_K^{opt} \simeq \Delta T_{K0} \cdot N^\alpha$ concordent mieux avec le comportement dynamique

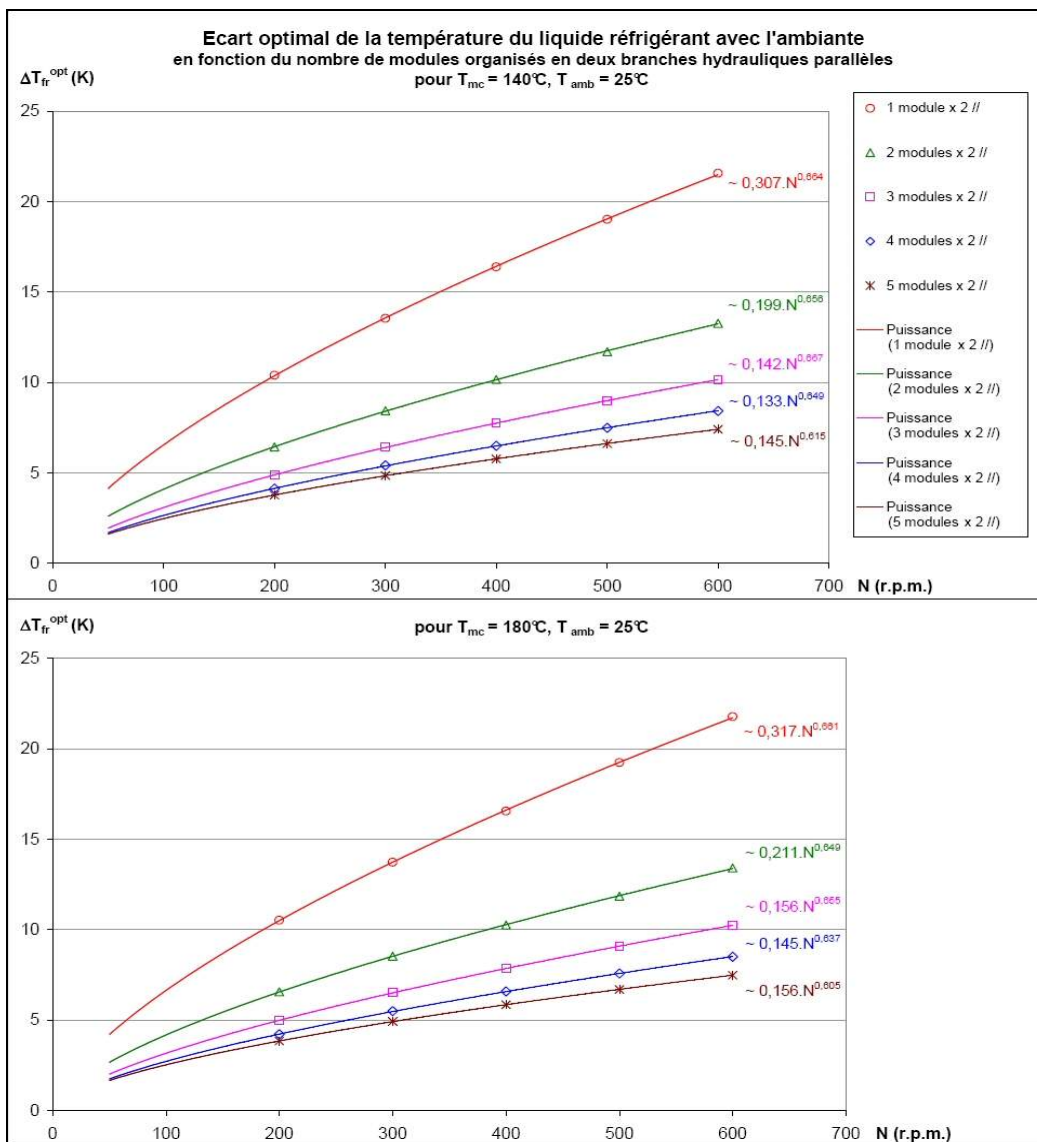


Figure 4.13 : Évolution de ΔT_K^{opt} en fonction de la vitesse du moteur: Les tendances sont très similaires pour différentes températures de source

de l'échangeur. Ces courbes semblent confirmer que pour un dimensionnement choisi d'échangeur la valeur de ΔT_K^{opt} sera essentiellement fonction de la vitesse de rotation et peu dépendante de la température de source ; on pourrait extrapoler que la température ambiante n'aura pas non plus d'influence significative. Ces tendances sont à considérer avec prudence compte tenu que le moteur est ici modélisé par des corrélations simplifiées, qui d'une part sont intrinsèquement indépendantes de la température ambiante, d'autre part considèrent comme température de source une température moyenne du caloporteur chaud sans qu'il soit tenu compte des effets dynamiques dus à la circulation du caloporteur (chute de température, pertes de charge).

La démarche de dimensionnement concerne également les puissances $\dot{W}_{el\ p\ fr}^{opt}$ et $\dot{W}_{el\ v}^{opt}$ absorbées respectivement par le ventilateur et la pompe de circulation du réfrigérant en fonctionnement optimal. La figure 4.14 montre l'évolution de ces grandeurs avec la vitesse de rotation pour un échangeur constitué de 9 modules sur 3 voies hydrauliques parallèles, pour des températures de source de 100°C et 180°C . On observe une fois encore que les puissances absorbées dépendraient peu de la température de source. La vitesse influe non seulement sur le niveau de ces puissances mais aussi sur leur répartition: à 100 r.p.m. il faut environ deux fois plus

de puissance au ventilateur qu'à la pompe ; à 600 r.p.m; ce rapport passe à environ 4,5. Une autre façon de l'exprimer est de remarquer que la puissance de pompage est quasiment proportionnelle à la vitesse tandis que celle du ventilateur évolue sensiblement selon une loi puissance de la vitesse, d'exposant >1.

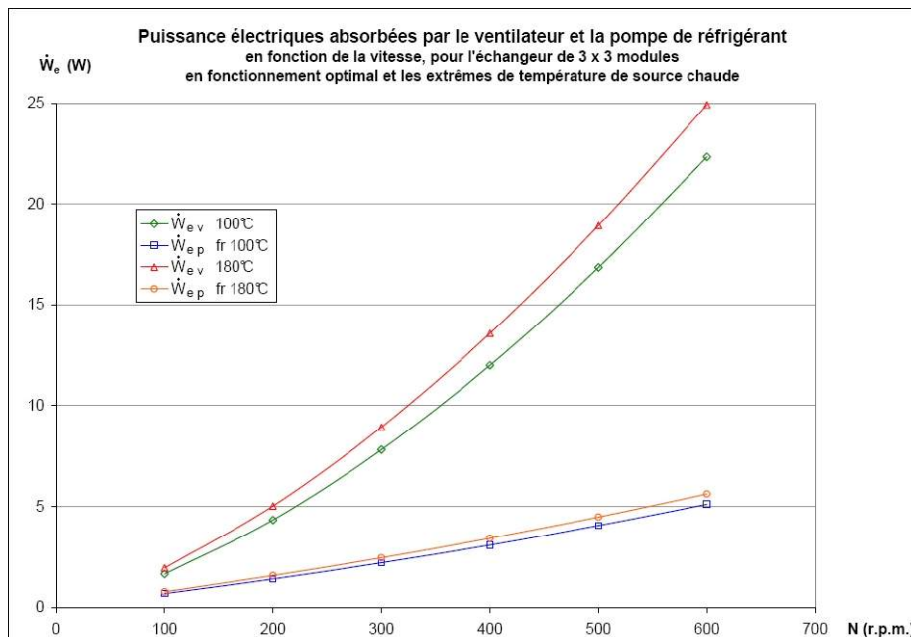


Figure 4.14 : Plages de puissances absorbées par le ventilateur et la pompe de réfrigérant. Le rapport entre ces puissances est dépendant de la vitesse.

En conséquence on constate que pour obtenir un fonctionnement optimal sur une large plage de puissance utile, la pompe et plus encore le système de ventilation, devront être capables de fonctionner sur une plage étendue de puissance, de manière continue. Cela ne pose pas de problème majeur en ce qui concerne le choix de la pompe – en particulier de type volumétrique – mais ce n'est pas aussi évident pour ce qui est du ventilateur. Les aérothermes courants, de capacité de refroidissement équivalente, sont d'une part souvent munis de ventilateurs absorbant une puissance nettement plus élevée, et d'autre part ne sont pas toujours conçus pour des variations continues de puissance.

Dans le cas de la figure 4.14, à 600r.p.m. la puissance utile est de 1050 W et la puissance thermique évacuée de 5720 W. Les ventilateurs absorbent au maximum 25 W soit 0,44% de la puissance thermique, pour un échangeur carré ayant une surface frontale de 1,35 m².

En comparaison, un échangeur proposé pour équiper le banc de test du moteur CoolEnergy est capable de dissiper quelques 9000 W avec une ventilation pouvant absorber jusqu'à 450 W, pour de l'air entrant à 30°C et une température moyenne de liquide de 37°C. Les conditions de fonctionnement sont très différentes, mais on notera que le ventilateur serait largement surdimensionné pour un fonctionnement autonome.

Ces considérations sur le comportement dynamique stationnaire du groupe moteur-aérotherme constituent une première approche . La méthode utilisée ici pourrait être appliquée à un modèle de moteur plus élaboré ou même à des résultats expérimentaux à des fins de conception du système de contrôle-commande du moteur. Il convient toutefois de considérer que de telles corrélations sont obtenues après une démarche assez complexe, dont le but premier était le seul dimensionnement de l'échangeur. Nous verrons plus loin des propositions d'optimisation de la commande du groupe moteur – en régime stationnaire – basées sur une méthode plus systématique et en relation plus intime avec la thermodynamique, voire mieux encore, dans une certaine mesure, avec le fonctionnement de moteurs réels.

4.4.1.6 Conclusion sur le dimensionnement de l'échangeur de refroidissement

Cette étude a mis en évidence que pour un dimensionnement d'échangeur donné, il existe un point optimal de fonctionnement en terme de répartition des débits d'air et de liquide réfrigérant. Par extrapolation on peut en déduire qu'il existe, pour une puissance utile imposée, en régime dynamique stationnaire, une répartition optimale des débits de caloporteur chaud, de liquide réfrigérant et d'air qui minimisera les auto-consommations du groupe moto-générateur.

Le dimensionnement de l'échangeur est déterminant quant aux performances du moteur, et donc des performances globales d'une micro-centrale à basse température, en particulier solaire. Un échangeur trop petit ne permettra pas d'exploiter correctement les températures de source basses

Il existe un dimensionnement optimal d'échangeur, permettant d'exploiter au mieux les performances du moteur en terme de puissance productible. Le choix définitif final doit, dans l'idéal, être le résultat d'une étude thermoéconomique. On notera dans ce sens que le dimensionnement a été étudié ici sur une base technique éprouvée, et les dimensions finales de l'échangeur sont du même ordre de taille qu'une ou deux unités de climatisation courante. Dans l'étude de conception il sera nécessaire de caractériser plus précisément les technologies envisagées, soit d'après des données fournies par les fabricants, soit d'après des ouvrages spécialisés (e.g. [124])

Des échangeurs constitués de 6 à 9 modules génériques, organisés en 2 ou 3 branches hydrauliques parallèles seraient les plus à même de permettre une exploitation optimale du moteur P3-CoolEnergy. Les modules génériques considérés dans l'étude peuvent être vus comme des briques élémentaires à assembler pour constituer l'échangeur entier. On peut aussi y voir un moyen d'approche de la conception d'un échangeur monobloc. Dans ce cas on remarquera que les configurations sélectionnées comme les plus performantes au terme de l'étude sont constituées de 9 modules en 3 voies, ou de 6 modules en 2 ou 3 voies. On ne peut manquer de rappeler qu'un dimensionnement optimal est sensiblement obtenu pour une surface frontale de section carrée. La configuration de 9 modules organisés en trois voies hydrauliques parallèles a été retenue pour l'étude d'optimisation 5.3.

Il faut également rappeler que les modules considérés dans cette étude comportent 4 rangées de tubes, choix arbitraire et simplificateur. Dans l'étude finale l'épaisseur de l'échangeur ou des éléments le composant pourra être un paramètre supplémentaire d'optimisation de conception.

On a noté que la puissance électrique consommée par la ventilation d'un échangeur optimisé est très petite en comparaison à la puissance produite, et encore davantage en comparaison à la puissance thermique échangée. Le choix d'un échangeur "sur étagère" (ou plusieurs) peut présenter un intérêt économique certain. Il sera dans ce cas important de procéder à une analyse approfondie de ses performances dans les conditions de fonctionnement visées et éventuellement de procéder à des adaptations. En particulier des modifications du système de ventilation pourraient s'avérer payantes, soit par un ventilateur unique ayant une large plage de variation de puissance, soit par plusieurs petits ventilateurs permettant davantage de souplesse pour commander le débit d'air.

4.4.2 Modèle physique d'un moteur de Stirling

4.4.2.1 Généralités

Une première approche de base a été effectuée dans l'étude de prédimensionnement. Une approche simple et purement formelle permet d'exprimer certaines limites de tout type de moteur. Dans le cas du dimensionnement du système, dans le cadre d'une étude thermoéconomique, un modèle plus abouti s'impose, propre à refléter le comportement dynamique stationnaire du moteur.

Il existe de nombreux modèles plus ou moins élaborés, de nombreux ouvrages et articles les présentent, ainsi que les résultats obtenus et des comparaisons avec la pratique [111] [125] [126]. Quelques exemples:

- Relations empiriques, permettant une approche globale. Introduite par Beale dans les années 1970 [41] [127], l'idée fut reprise par la suite [128] et améliorée [129].
- Analyse de premier ordre dite classique, ou isotherme [41] ; basée sur les variations sinusoïdales de volumes dues aux cinématiques. Les équations de Schmidt ne permettent pas de refléter l'adiabatisme des espaces de compression et de détente, mais présentent l'avantage de déterminer formellement les valeurs des variations de pression, de la pression cyclique moyenne et de travail cyclique.
- Une modification de cette approche [130] propose des espaces de détente et compression adiabatiques au lieu d'isothermes, adaptée en particulier aux arrangements de type alpha. Le type d'arrangement de ces espaces est susceptible d'influer sur le résultat. Cette analyse ne fournit pas de solution formelle et nécessite plusieurs cycles de calculs itératifs (résolution d'un système d'EDO avec conditions initiales).
- Modélisation découplée du second ordre : Corrections des analyses de type Isotherme ou Adiabatique prenant en considération diverses pertes (frottements, pertes de charge internes, imperfections du régénérateur, conductions et "pompages" thermiques), considérées comme indépendantes les unes des autres [131], [132], [111].
- Analyse couplée de troisième ordre [133] : Basée sur la résolution des équations dynamiques du gaz.
- L'avancée des technologies numériques et informatiques a permis de faire évoluer l'analyse couplée de moteurs Stirling. Entre de nombreuses références : GLIMPS [134] ; HFAST [135] ; SAGE [136], à ce jour acquis par la NASA, qui a développé des codes numériques 2D, puis 3D ; ont aboutit au Computational Fluid Dynamics (CFD). Récemment [137] le code Fluent a été utilisé pour une modélisation 3D, et le code COMSOL a été utilisé pour une modélisation 2D [111].
- Aujourd'hui le développement de codes numériques aux Etats-Unis fait l'objet d'un partenariat entre le Department Of Energy (DOE), Lockheed-Martin, Stirling Technology Company (STC) et la NASA. Ces codes sont utilisés par STC et Sunpower.
- Modèles analogiques : Reposant sur l'analogie entre les équations de l'électricité et de l'hydraulique. Les divers composants des moteurs Stirling sont assimilés à des dipôles et quadripôles complexes, les amplitudes de pression étant représentées par la tension, les courants jouant le rôle de la vitesse moyenne des gaz [125].

Les modèles actuels, bien que de plus en plus réalistes, présentent encore des différences notables avec la pratique (8,5% sur la puissance mécanique. D'après plusieurs sources, cela est dû notamment à la difficulté de modéliser les écoulements et échanges thermiques alternatifs, particulièrement dans un milieu poreux tels que le régénérateur) .

(cit. [138]) *Les résultats obtenus sur la base du modèle proposé mettent en évidence le fait que, dans le cas endo-irréversible, pour le régime de puissance, les indices de performance du moteur de Stirling baissent d'environ 40 % par rapport au cas endoréversible. Il en résulte aussi que, des trois sources d'irréversibilités internes considérées (cycle non quasi statique, conductance interne de la machine et régénérateur non adiabatique), la diminution la plus*

importante des performances ($\approx 30\%$) est due au régénérateur non adiabatique (...). Tous ces résultats sont en concordance avec les données expérimentales connues pour le moteur de Stirling.

4.4.2.2 Objectif, structure de la modélisation proposée

Les modèles avancés nécessitent des outils numériques complexes (éléments finis tridimensionnels), par conséquent les temps de calcul associés peuvent être très longs. Ce type de modèle est donc adapté à des études de conception avancée de moteur, mais pas à l'intégration dans un macro-modèle destiné au dimensionnement d'un système avec une approche thermoéconomique.

Une analyse de second ordre est donc la plus appropriée, reste à choisir le type d'analyse qui servira de base au dimensionnement. L'expérience montre que l'analyse adiabatique peut nécessiter plusieurs dizaines, voire plusieurs centaines de cycles itératifs avant de converger. Outre cette lenteur, l'expérience [126] montre que les résultats ne sont pas toujours en adéquation avec la réalité. De plus, il est admis qu'une analyse isotherme découplée, tenant compte de l'adiabaticisme en second ordre peut être aussi précise qu'une analyse adiabatique découplée [111].

Ainsi, l'analyse de Schmidt semble la plus appropriée, tant par le caractère analytique, donc rapide, des calculs fondamentaux et d'améliorations récentes [139], qu'à la possibilité qu'elle offre de tenir compte de certaines caractéristiques de conception pour estimer des irréversibilités liées aux débits internes du gaz de travail.

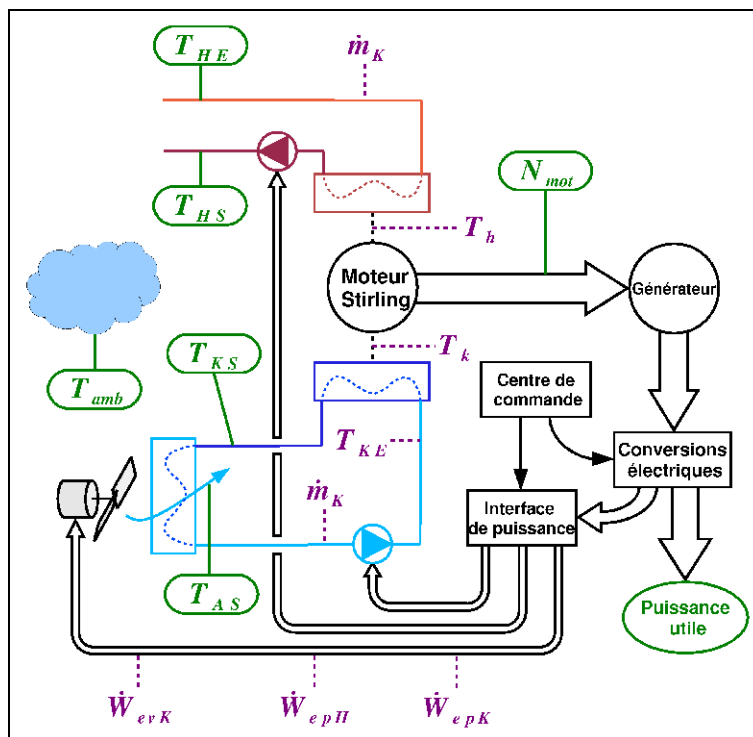


Figure 4.15 : Schéma du groupe moto-générateur : Les variables système (en vert) sont indispensables pour réaliser une loi de contrôle et commande. En violet sont indiquées d'autres grandeurs, non indispensables au système de commande, (et pour certaines moins accessibles à la mesure), mais néanmoins nécessaires en tant que variables internes pour la modélisation.

La figure 4.15 représente schématiquement le groupe moto-générateur dont la modélisation est détaillée dans les paragraphes 4.4.3 à 4.4.11 ci-après. L'ensemble du modèle a été programmé en langage Matlab, constitué d'un code central et de fonctions annexes. Chaque sous-ensemble constituant le groupe moteur est modélisé en fonction de ses connexions avec les autres :

Le noyau central du modèle est constitué par le "cœur" du moteur Stirling : En premier lieu y sont décrit le cycle thermodynamique du gaz de travail, à vitesse de rotation imposée (en tant que paramètre), les échanges convectifs du gaz de travail dans le régénérateur et avec les parois des échangeurs chauds et froids, avec prise en compte des conductances de parois (mais pas les échanges convectifs avec les caloporteurs externes). En second lieu sont évaluées les puissances dissipées par pertes de charge dans les échangeurs et le régénérateur. Enfin, sont calculées les pertes par frottements mécaniques.

On note que les températures T_h et T_k du cycle sont inconnues à priori, une procédure itérative est donc indispensable pour décrire le fonctionnement du moteur avec des températures de source et de puits imposées.

Les échanges thermiques externes sont traités par des procédures spécifiques, sur la base de méthodes disponibles dans la littérature [121], mais adaptées pour s'inscrire dans une procédure itérative globale, ce qui simplifie et accélère les calculs en comparaison aux méthodes habituelles de calculs d'échangeurs (NUT et DTLM) qui nécessitent un processus itératif pour chaque échangeur.

Enfin, un modèle simple de génératrice permet de déduire la puissance électrique brute produite. La puissance électrique nette produite (effet utile) est obtenue en soustrayant à la puissance brute les consommations électriques des pompes de circulation des caloporteurs et du ventilateur de refroidissement, ces dernières étant évaluées à partir des pertes de charge des fluides externes à travers les échangeurs.

Le lecteur notera que l'ensemble des calculs suivants utilisent la convention américaine, ou "ingénieur" de l'équilibre énergétique: $U = Q - W$, soit sur un cycle $W = Q_h + Q_k$. La puissance récupérée à l'arbre moteur est donc comptabilisée comme positive, et le travail de l'espace de détente (resp. de compression) est une valeur positive (resp. négative) égale à la chaleur reçue (resp. évacuée).

4.4.3 Cycle moteur : analyse isotherme de Schmidt

La présentation suivante expose succinctement les équations fondamentales de l'analyse et ses principaux résultats, support des études suivantes (paragraphes 4.4.5, 4.4.6 et 4.4.7) relatives aux écoulements du gaz de travail. Pour plus de précision on se reportera à la littérature [132] [41] [140] [141].

Hypothèses :

- Le moteur est divisé en trois cellules (de droite à gauche dans la figure 4.16 p.129) : Espace de détente + réchauffeur, régénérateur, refroidisseur + espace de compression
- Les variations de volumes sont considérées sinusoïdales
- La régénération thermique est parfaite
- Chaque cellule est considérée comme isotherme en tout point du cycle. Cela induit une hypothèse supplémentaire en ce qui concerne le régénérateur, comme nous le verrons plus loin.
- La pression, variable au cours du cycle, est homogène dans toutes les cellules
- Le gaz de travail obéit à la loi du gaz parfait
- Les cellules sont considérées sans fuites interne ni externe.

On fait ici le choix de partir de la définition volumique de l'espace de compression, dont le volume maximal est posé comme référence angulaire de l'arbre moteur :

$$V_c = V_{m_c} + V_{b_c} / 2 \cdot (1 + \cos \theta) \quad (4.18)$$

Alors le volume de la chambre de détente est défini par :

$$V_e = V_{me} + V_{be}/2 \cdot (1 + \cos(\theta + \alpha)) \quad (4.19)$$

Ce choix de partir de la définition volumique du déphasage α des espaces de détente et compression (et non pas le déphasage "mécanique" α' des volumes balayés par les pistons) implique que la course du piston de compression soit déterminée par les deux précédents et le type d'arrangement. Aussi, en écrivant le volume balayé par le piston de compression :

$$V_{cme} = V_{c0} + V_{bcme}/2 \cdot \cos(\theta + \alpha') \quad (4.20)$$

On déduit, pour les arrangements de type alpha ou double effet :

$$V_{bc} = V_{bcme} \quad \text{et} \quad \alpha' = \alpha \quad (4.21)$$

Et pour les arrangement bêta et gamma :

$$\alpha' = \arctan\left(\frac{\sin \alpha}{V_{be}/V_{bc} + \cos \alpha}\right) \quad \text{et} \quad V_{bcmecca} = \sqrt{V_{be}^2 + V_{bc}^2 + V_{be} \cdot V_{bc} \cdot \cos \alpha} \quad (4.22)$$

Cela permet de définir la course réelle du piston de compression, utile pour la détermination des pertes par frottement ; ainsi que la différence entre les déphasages volumique et mécanique du déplaceur $\alpha_{me} = \alpha - \alpha'$ utile pour les études de conception. La valeur du "volume mort mécanique" V_{c0} est sans intérêt pour l'analyse de Schmidt, puisque les volumes morts V_{me} et V_{mc} sont déjà définis.

L'établissement des équations de Schmidt est basé sur la conservation de la masse de gaz de travail, exprimé avec la loi du gaz parfait $m = \frac{p \cdot V}{r \cdot T}$

Le bilan massique du gaz dans le régénérateur permet de définir une température moyenne effective T_r du régénérateur. En considérant une variation linéaire (hypothèse supplémentaire) de la température à travers la matrice, entre la température haute T_h et la température basse T_k , et une section de passage A_{pr} constante (ou porosité constante), la différentielle de la masse de gaz selon l'axe longitudinal x de la matrice est:

$$dm_r = \frac{p}{r} \cdot \left(\frac{A_{pr}}{T_h + (T_k - T_h) \cdot x} \right) \cdot dx \quad (4.23)$$

Et donc la masse totale de gaz dans le régénérateur :

$$m_r = \frac{p \cdot V_r}{r} \int_0^1 \frac{dx}{T_h + (T_k - T_h) \cdot x} = p \cdot V_r \cdot \frac{(T_k - T_h)}{\ln(T_k/T_h)} = \frac{p \cdot V_r}{r \cdot T_r} \quad (4.24)$$

Ainsi la température effective du régénérateur est :

$$T_r = \frac{T_h - T_k}{\ln(T_h/T_k)} \quad (4.25)$$

Notons que cette hypothèse est basée sur la constance des propriétés thermiques de la matrice, du gaz, l'isothermie des volumes, et l'analogie aux récupérateurs utilisés dans les turbines à combustion ; ce qui en soi constitue une simplification importante de la réalité.

La masse totale de gaz, sous forme de cumul sur les trois cellules, permet d'extraire l'expression de la pression :

$$m = \frac{p}{r} \cdot \left(\frac{V_c + V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_e + V_h}{T_h} \right) \quad (4.26)$$

d'où

$$p = \frac{m \cdot r}{\frac{V_c + V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_e + V_h}{T_h}} \quad (4.27)$$

Par ailleurs, la température moyenne effective T_r sera utilisée pour évaluer le débit instantané moyen de gaz à travers la matrice, mais n'entre pas en compte dans la détermination des performances thermiques du régénérateur.

En détaillant l'expression des volumes, nous obtenons la pression instantanée :

$$p = \frac{m \cdot r}{\frac{V_{m c} + V_{b c} / 2 \cdot (1 + \cos \theta) + V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_{m e} + V_{b e} / 2 \cdot (1 + \cos (\theta + \alpha)) + V_h}{T_h}} \quad (4.28)$$

Il est usuel d'utiliser les formules trigonométriques pour en simplifier l'écriture :

$$p = \frac{m \cdot r}{b_p + a_p \cdot \cos (\theta + \varphi_p)} \quad (4.29)$$

avec :

$$b_p = \frac{V_{m c} + V_{b c} / 2 + V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_{m e} + V_{b e} / 2 + V_h}{T_h}$$

$$a_p = \frac{1}{2} \cdot \left(\left(\frac{V_{b c}}{T_k} \right)^2 + \left(\frac{V_{b e}}{T_h} \right)^2 + \frac{2 \cdot V_{b c} \cdot V_{b e}}{T_k \cdot T_h} \cdot \cos \alpha \right)^{1/2} \quad (4.30)$$

$$\varphi_p = \arctan \left(\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha + \frac{V_{b c} \cdot T_h}{V_{b e} \cdot T_k}} \right)$$

Des grandeurs importantes pour la conception sont les pressions de fonctionnement minimale, et surtout maximale, dont l'extraction est immédiate :

$$p_{min} = \frac{m \cdot r}{b_p + a_p} ; p_{max} = \frac{m \cdot r}{b_p - a_p} \quad (4.31)$$

La pression moyenne est moins évidente, mais a cependant une expression formelle :

$$p_{moy} = \frac{m \cdot r}{b_p \cdot \sqrt{1 - b^2}} \text{ avec } b = \frac{a_p}{b_p} < 1 \quad (4.32)$$

La pression moyenne est généralement choisie pour déterminer la masse de gaz de travail interne du moteur :

$$m = \frac{p_{moy} \cdot b_p \cdot \sqrt{1 - b^2}}{r} \quad (4.33)$$

La différentielle des produits pV permet, par intégration, d'exprimer le travail cyclique dans les espaces de compression et de détente, la somme de ces derniers étant le travail indiqué d'un cycle moteur :

$$W_{moti} = W_e + W_c = \oint p \cdot dV_c + \oint p \cdot dV_e = \oint p \cdot \frac{dV_c}{d\theta} d\theta + \oint p \cdot \frac{dV_e}{d\theta} d\theta \quad (4.34)$$

Ce qui correspond au travail maximal produit par le moteur idéal. Rappelons que le calcul du rendement thermomécanique à partir de ces relations aboutit au rendement de Carnot interne, calculé sur la base des températures de cycle (variables internes du moteur) :

$$\eta_{Carnot\ interne} = 1 - \frac{T_k}{T_h} \quad (4.35)$$

Le développement du calcul aboutit aux expressions formelles suivantes :

$$W_c = -\pi V_{bc} \cdot m \cdot r \cdot p_{mean} \cdot \frac{1 - \sqrt{1 - b^2}}{b} \sin(\varphi_p) \quad (4.36)$$

$$W_e = -\pi V_{be} \cdot m \cdot r \cdot p_{mean} \cdot \frac{1 - \sqrt{1 - b^2}}{b} \cdot \sin(\varphi_p - \alpha) \quad (4.37)$$

W_e équivaut à la chaleur reçue sur un cycle à l'échangeur chaud et W_c à la chaleur extraite par le refroidisseur.

Les puissance thermique consommée et rejetées par le cycle moteur sont donc :

$$\dot{Q}_h = W_e \cdot f \quad ; \quad \dot{Q}_c = W_c \cdot f \quad (4.38)$$

La puissance mécanique indiquée est le produit du travail par la fréquence du cycle :

$$\dot{W}_{moti} = W_{moti} \cdot f \quad (4.39)$$

4.4.4 Expression des débits massiques et vitesses d'écoulement

Considérons l'écoulement entre les deux chambres, que nous considérons par convention arbitraire allant de l'espace de détente vers l'espace de compression. Les débits et vitesses du gaz seront représentés par des valeurs algébriques orientées selon l'axe x représenté en figure 4.16.

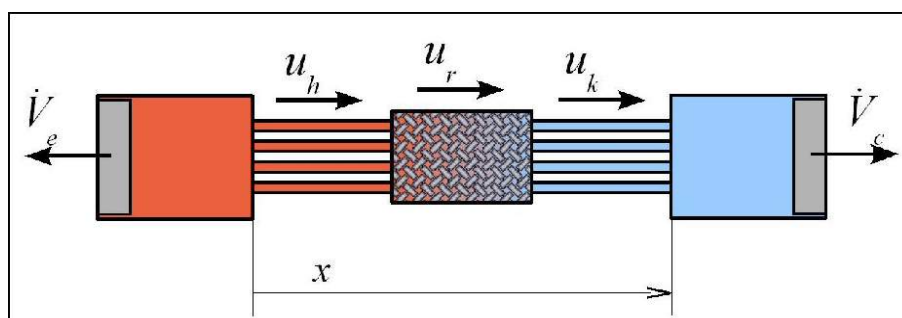


Figure 4.16: Schéma de l'écoulement du gaz de travail.

Le gaz de travail étant compressible par définition, le débit dans une section quelconque du moteur est assez complexe à déterminer. Nous pouvons cependant estimer les vitesses et débits massiques en concordance avec les hypothèses de Schmidt.

Exprimons les masses de gaz contenues dans chaque espace :

$$m_e = \frac{p \cdot V_e}{r \cdot T_h} ; m_h = \frac{p \cdot V_h}{r \cdot T_h} ; m_r = \frac{p \cdot V_r}{r \cdot T_r} ; m_k = \frac{p \cdot V_k}{r \cdot T_k} ; m_c = \frac{p \cdot V_c}{r \cdot T_k} \quad (4.40)$$

Nous pouvons exprimer le débit massique à l'entrée de réchauffeur :

$$qm_{hE} = -\frac{dm_e}{dt} = -\omega \frac{dm_e}{d\theta} = -\omega \frac{1}{r \cdot T_h} \frac{d}{d\theta} (p \cdot V_e) \quad (4.41)$$

ainsi qu'à la sortie :

$$\dot{m}_{hS} = \dot{m}_{hE} - \frac{dm_h}{dt} = \frac{-\omega}{r \cdot T_h} \cdot \left(\frac{d}{d\theta} (p \cdot V_e) + \frac{d}{d\theta} (p \cdot V_h) \right) = \frac{-\omega}{r \cdot T_h} \cdot \frac{d}{d\theta} (p \cdot (V_e + V_h)) \quad (4.42)$$

L'intégration dans la direction x du gaz permet d'exprimer le débit moyen de gaz dans le circuit de chauffe :

$$\dot{m}_h = -\frac{\omega}{V_h \cdot r \cdot T_h} \int_0^{V_h} \frac{d}{d\theta} (p \cdot (V_e + V)) dV = -\frac{\omega}{r \cdot T_h} \cdot \frac{d}{d\theta} (p \cdot (V_e + V_h/2)) \quad (4.43)$$

De manière analogue nous pouvons exprimer les débits massiques dans le refroidisseur :

$$\dot{m}_{kS} = \frac{\omega}{r \cdot T_k} \cdot \frac{d}{d\theta} (p \cdot V_c) ; \dot{m}_{kE} = \frac{\omega}{r \cdot T_k} \cdot \frac{d}{d\theta} (p \cdot (V_c + V_k)) \quad (4.44)$$

$$\dot{m}_k = \frac{\omega}{r \cdot T_k} \cdot \frac{d}{d\theta} (p \cdot (V_c + V_k/2)) \quad (4.45)$$

En ce qui concerne le régénérateur, on se rappelle que la température effective T_r , utilisée dans les équations de Schmidt, a été obtenue par la relation de conservation de masse. Cette température est donc compatible avec l'évaluation du débit massique moyen.

Écrivons maintenant l'égalité de débit massique entre la sortie du réchauffeur et l'entrée du régénérateur, en introduisant la température effective du régénérateur :

$$\dot{m}_{hS} = \dot{m}_{rE} = -\frac{\omega}{r \cdot T_h} \cdot \frac{d(p \cdot (V_e + V_h))}{d\theta} = \frac{-\omega}{r \cdot T_r} \cdot \frac{T_r}{T_h} \cdot \frac{d(p \cdot (V_e + V_h))}{d\theta} \quad (4.46)$$

Procédons de même pour exprimer le débit massique en sortie du régénérateur :

$$\dot{m}_{kE} = \dot{m}_{rS} = \frac{\omega}{r \cdot T_k} \cdot \frac{d(p \cdot (V_c + V_k))}{d\theta} = \frac{\omega}{r \cdot T_r} \cdot \frac{T_r}{T_k} \cdot \frac{d(p \cdot (V_c + V_k))}{d\theta} \quad (4.47)$$

Nous avons vu que les conditions d'application des équations de Schmidt supposent une progression linéaire de la température dans le régénérateur, espace à température effective virtuellement isotherme (à T_r) et à pression uniforme, ce qui permet d'écrire le débit moyen de gaz comme la moyenne des vitesses d'entrée (4.46) et de sortie (4.47), soit :

$$\dot{m}_r = \frac{(\dot{m}_{rE} + \dot{m}_{rS})}{2} = \frac{\omega}{r T_r} \cdot \frac{d}{d\theta} \left[p \cdot \left(-\frac{T_r}{T_h} \cdot \frac{(V_e + V_h)}{2} + \frac{T_r}{T_k} \cdot \frac{(V_c + V_k)}{2} \right) \right] \quad (4.48)$$

Nous pouvons généraliser l'expression du débit massique moyen dans les différents espaces, indicé j :

$$\dot{m}_j = \frac{\omega}{r \cdot T_j} \cdot \frac{d(p \cdot (V_j + V'_j))}{d\theta} = \frac{\omega \cdot m}{T_j} \cdot \frac{d}{d\theta} \left[\frac{b_{Vj} + a_{Vj} \cdot \cos(\theta + \varphi_{Vj})}{b_p + a_p \cdot \cos(\theta + \varphi_p)} \right] \quad (4.49)$$

avec :

- pour $j=h$:

$$a_{Vh} = -\frac{V_{be}}{2} ; b_{Vh} = -\left(\frac{V_h}{2} + V_{me} + \frac{V_{be}}{2} \right) ; \varphi_{Vh} = \alpha \quad (4.50)$$

- pour $j=k$:

$$a_{Vh} = \frac{V_{bc}}{2} ; b_{Vh} = \left(\frac{V_k}{2} + V_{mc} + \frac{V_{bc}}{2} \right) ; \varphi_{Vh} = 0 \quad (4.51)$$

- pour $j=r$:

$$a_{Vr} = \frac{T_r}{4} \sqrt{\left(\frac{V_{bc}}{T_k} \right)^2 + \left(\frac{V_{be}}{T_h} \right)^2 - \left(\frac{2 \cdot V_{be} \cdot V_{bc} \cdot \cos \alpha}{T_h \cdot T_k} \right)}$$

$$b_{Vh} = \frac{T_r}{2} \left(\frac{V_k + V_{mc} + V_{bc}/2}{T_k} - \frac{V_h + V_{me} + V_{be}/2}{T_h} \right) ; \varphi_{Vr} = \arctan \left(\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha - \frac{V_{bc} \cdot T_h}{V_{be} \cdot T_k}} \right) \quad (4.52)$$

Les hypothèses de Schmidt induisent également l'homogénéité de la masse volumique dans chaque espace. Nous pouvons en déduire l'expression du débit volumique moyen du fluide dans l'espace j :

$$\dot{V}_j = \frac{\dot{m}_j}{\rho_j} = \dot{m}_j \frac{r \cdot T_j}{p} = \omega \cdot (b_p + a_p \cdot \cos(\theta + \varphi_p)) \cdot \frac{d}{d\theta} \left[\frac{b_{Vj} + a_{Vj} \cdot \cos(\theta + \varphi_j)}{b_p + a_p \cdot \cos(\theta + \varphi_p)} \right] \quad (4.53)$$

Puis de la vitesse moyenne débitante dans ce même espace :

$$u_j = \frac{\dot{V}_j}{A_{pj}} = \frac{\omega}{A_{pj}} \cdot (b_p + a_p \cdot \cos(\theta + \varphi_p)) \cdot \frac{d}{d\theta} \left[\frac{b_j + a_j \cdot \cos(\theta + \varphi_j)}{b_p + a_p \cdot \cos(\theta + \varphi_p)} \right] \quad (4.54)$$

Ces expressions servent de base pour la détermination des pertes de charge (partie 4.4.7) et convection (partie 4.4.5) liés aux écoulements internes du gaz de travail.

4.4.5 Modèles des échanges thermiques internes du moteur

4.4.5.1 Convection du gaz de travail dans les échangeurs.

Les échangeurs sont considérés comme constitués de plaques planes simples. Hypothèse est faite que les surfaces de parois sont isothermes (en régime stationnaire), et que le régime d'écoulement est toujours turbulent.

Le nombre de Reynolds instantané est déterminé par :

$$Re_j = \frac{\rho \cdot u_j \cdot d_{hj}}{\mu} = \frac{\dot{m}_j}{A_{pj}} \cdot \frac{d_{hj}}{\mu} , \text{ pour } j = \{k, h\} \quad (4.55)$$

La convection du gaz avec la paroi interne est modélisée par la corrélation classique de Chilton-Colburn, traduit par l'expression du nombre de Stanton :

$$St_j = 0,023 \cdot Re_j^{-0,2} \cdot Pr^{-2/3} \quad (4.56)$$

Où le nombre de Prandtl du gaz de travail est supposé d'une valeur constante (pour de l'air ou de l'azote : $Pr=0,71$) :

Et finalement le coefficient d'échange convectif instantané :

$$h_j = \frac{C_p \cdot \mu}{d} \cdot St \cdot Re_j \quad (4.57)$$

Comme le gaz contenu dans les échangeurs est supposé isotherme au cours du cycle, et compte tenu de l'hypothèse d'isothermie des parois d'échangeur, cela n'aurait pas de sens d'utiliser ce coefficient de convection de manière directe. Le coefficient de convection moyen sur un cycle complet est évalué par l'intermédiaire de moyennes quadratiques⁴ :

$$\tilde{h}_j = \frac{\sqrt{\oint (\dot{m}_j \cdot h_j)^2 d\theta}}{\sqrt{\oint (\dot{m}_j)^2 d\theta}} \quad (4.58)$$

En programmation informatique pratique, les intégrales sont évaluées par une somme d'intégrales approchées sur un nombre d'intervalles finis du cycle moteur :

$$2 \cdot \pi \cdot \oint (\dot{m}_j \cdot h_j)^2 d\theta \simeq \frac{\sum_{l=0}^{L-1} \left((\dot{m}_j \cdot h_{j|\theta=l \cdot 2 \cdot \pi})^2 + 4 \cdot (\dot{m}_j \cdot h_{j|\theta=(l+0,5) \cdot 2 \cdot \pi})^2 + (\dot{m}_j \cdot h_{j|\theta=(l+1) \cdot 2 \cdot \pi})^2 \right)}{6} \quad (4.59)$$

$$2 \cdot \pi \cdot \oint (\dot{m}_j)^2 d\theta \simeq \frac{\sum_{l=0}^{L-1} \left((\dot{m}_j|_{\theta=l \cdot 2 \cdot \pi})^2 + 4 \cdot (\dot{m}_j|_{\theta=(l+0,5) \cdot 2 \cdot \pi})^2 + (\dot{m}_j|_{\theta=(l+1) \cdot 2 \cdot \pi})^2 \right)}{6}$$

Le coefficient de convection moyen permet d'évaluer la conductance partielle des échangeurs incluant la zone convective et les parois :

$$K_j = \frac{1}{\frac{1}{K_{pj}} + \frac{1}{\tilde{h}_j \cdot A_j}} \quad (4.60)$$

la conductance de paroi étant évaluée par :

$$K_{pj} = \frac{\lambda_{pj} \cdot A_j}{e_{pj}} \quad (4.61)$$

4.4.5.2 Évaluation de l'efficacité du régénérateur

On considère un régénérateur constitué de n_r cylindres de diamètre intérieur d_{rint} et de

4 Voir à ce propos l'annexe A7

longueur l_r . Chaque cylindre est supposé parfaitement adiabate et rempli d'un matériau poreux (matrice).

La surface frontale des matrices du régénérateur est définie par :

$$A_{mat} = \frac{n_r \cdot \pi \cdot d_{r\ int}^2}{4} \quad (4.62)$$

Une matrice est supposée être réalisée par des feuilles superposées tricots à mailles ondulées simples, ne présentant pas de conductivité thermique dans le sens de l'écoulement du gaz (en pratique cette matrice idéale est approché par certains matériaux polymères). La porosité Π et le diamètre du fil d_{mat} permettent de définir la surface de passage du gaz :

$$A_{pr} = A_{mat} \cdot \Pi \quad (4.63)$$

le volume de passage du gaz :

$$V_r = A_{pr} \cdot l_r \quad (4.64)$$

Puis, de même que pour les échangeurs classiques, le diamètre hydraulique

$$d_r = \frac{d_{mat} \cdot \Pi}{(1 - \Pi)}; \quad (4.65)$$

et la surface d'échange convectif :

$$A_r = \frac{4 \cdot V_r}{d_r} \quad (4.66)$$

Considérant le flux massique du gaz de travail, le nombre de Reynolds est défini par :

$$Re_r = \frac{\rho \cdot u_r \cdot d_{hr}}{\mu} = \frac{\dot{m}_r \cdot d_{hr}}{A_{pr} \cdot \mu} \quad (4.67)$$

Le Nombre de Stanton a été corrélé d'après la littérature [121]:

$$St_r = \left(D_r \cdot Re_j^{-1} + b_r \cdot Re_j (a_r - 1) \right) \cdot Pr^{-2/3}$$

$$a_r = 0,0390 \cdot \Pi + 0,6176 \quad (4.68)$$

avec : $b_r = 0,3445 \cdot \Pi + 0,1733$

$$D_r = 11^{0,15 \cdot \Pi \cdot e^{(2,1923 \cdot por)}}$$

En cohérence avec le modèle des échangeurs⁴, le nombre de Stanton effectif est évalué comme la moyenne quadratique sur un cycle :

$$\widetilde{St}_r = \frac{\sqrt{\oint St_r^2 d\theta}}{2 \cdot \pi} \quad (4.69)$$

De même le calcul pratique est réalisé par une somme d'intégrations approchées :

$$\oint St_r^2 d\theta \simeq \frac{\sum_{l=0}^{L-1} \left((St_{r(\theta=l \cdot 2 \cdot \pi)})^2 + 2 \cdot (St_{r(\theta=(l+0,5) \cdot 2 \cdot \pi)})^2 + (St_{r(\theta=(l+1) \cdot 2 \cdot \pi)})^2 \right)}{4} \quad (4.70)$$

Les transferts convectifs entre le gaz et la matrice, sur un cycle moteur, sont modélisés par la méthode du nombre d'unités de transfert [142]:

$$NUT_r = \frac{\widetilde{St}_r \cdot A_r}{2 \cdot A_{p_r}} \quad (4.71)$$

On notera l'application d'un facteur $1/2$ au dénominateur de (4.71), dû au fait que l'évaluation de NUT_r correspond ici aux deux phases de charge et décharge thermiques du processus régénératif.

Et l'efficacité de régénération s'exprime [142] :

$$\varepsilon_r = \frac{NUT_r}{(NUT_r + 1)} \quad (4.72)$$

L'évaluation des pertes thermique de régénération imparfaite se fait (partie 4.4.6) sur la base de cette efficacité et de la chaleur de régénération parfaite [139].

4.4.6 Chaleur et puissance thermique perdues par régénération imparfaite

Dans le cas de la régénération parfaite, les conditions d'application des équations de Schmidt permettent d'exprimer la chaleur accumulée, ou cédée par le régénérateur sur un demi-cycle. Plus précisément sur une portion de cycle comprise entre deux angles où le flux thermique entre la matrice et le gaz est nul [139].

Le point de départ est l'équation d'équilibre énergétique appliqué au volume gazeux du régénérateur.

En considérant l'égalité des températures aux extrémités du régénérateur avec les volumes adjacents, écrivons la différentielle de la chaleur accumulée par une matrice idéale :

$$dQ_{rid} = dU_r - (h_h \cdot dm_{hE} + h_k \cdot dm_{kE}) = \frac{V_r}{\gamma - 1} \cdot dp + \frac{r \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot (T_h \cdot d(m_e + m_h) + T_k \cdot d(m_c + m_k)) \quad (4.73)$$

Les variations de masse des espaces adjacents équivalentes au signe près aux variations de masses entrantes dans le régénérateur, avec :

$$d(m_e + m_h) = \frac{d(p V_e + p V_h)}{r T_h} \quad \text{et} \quad d(m_c + m_k) = \frac{d(p V_c + p V_k)}{r T_k} \quad (4.74)$$

dQ_{rid} peut alors s'écrire sous forme d'une différentielle finie :

$$dQ_{rid} = \frac{C_p}{\gamma \cdot r} V_r dp - \frac{C_p}{r} d\left(p \cdot (V_e + V_h + V_c + V_k)\right) = \frac{C_p}{r} d\left[p \cdot \left(\frac{V_r}{\gamma} - (V_e + V_h + V_c + V_k)\right)\right] \quad (4.75)$$

Soit, en explicitant les variations de volume et de pression :

$$dQ_{rid} = m \cdot C_p \cdot d \left(\frac{b_{tr} + a_v \cdot \cos(\theta + \varphi_v)}{b_p + a_p \cdot \cos(\theta + \varphi_p)} \right) \quad (4.76)$$

avec :

$$b_{tr} = -\frac{V_{be}}{2} - V_{me} - V_h + \frac{V_r}{\gamma} - V_k - V_{bc} - \frac{V_{bc}}{2} \quad (4.77)$$

L'intégrale de dQ_{rid} - au besoin en valeur absolue - entre les deux valeurs particulières θ_1 et θ_2 de l'angle de vilebrequin, où l'échange thermique s'annule, fournira la chaleur de régénération parfaite Q_{rid} . θ_1 et θ_2 sont obtenus lorsque la différentielle (4.76) s'annule. Leur détermination passe par les changements de variable $\beta = \theta + \varphi_p$ et $\psi = \varphi_v - \varphi_p$. Le détail du calcul utilise les transformations trigonométriques de base ; énonçons simplement les principales étapes et résultats intermédiaires :

L'équation $dQ_{rid} = 0$ induit un numérateur pour la différentielle (4.76) de la forme :

$$\tilde{B} + \tilde{A} \cdot \cos(\beta + \tilde{\psi}) = 0 \quad (4.78)$$

avec :

$$\tilde{A} = -\sqrt{(b_{tr} \cdot a_p)^2 + (b_v \cdot a_v)^2 - 2 \cdot b_{tr} \cdot a_p \cdot b_p \cdot a_v \cdot \cos \psi} \quad ; \quad \tilde{B} = -a_p \cdot a_v \cdot \sin \psi \quad (4.79)$$

La valeur de $\tilde{\psi}$ n'est pas utile en soi, seuls ses cosinus et sinus, qui peuvent s'exprimer à partir de variables déjà connues sont importants. A partir de (4.78) on déduit :

$$\cos(\beta_1 + \tilde{\psi}) = \cos(\beta_2 + \tilde{\psi}) = -\frac{\tilde{B}}{\tilde{A}} \quad ; \quad \sin(\beta_1 + \tilde{\psi}) = -\sin(\beta_2 + \tilde{\psi}) = \sqrt{1 - \left(\frac{\tilde{B}}{\tilde{A}}\right)^2} \quad (4.80)$$

et donc :

$$\cos \tilde{\psi} = -\frac{b_p \cdot a_v \cdot \sin \psi}{\tilde{A}} \quad \text{et} \quad \sin \tilde{\psi} = \frac{b_{tr} \cdot a_p - b_p \cdot a_v \cdot \cos \psi}{\tilde{A}} \quad (4.81)$$

Alors Q_{rid} s'exprime :

$$Q_{rid} = m \cdot c_p \cdot \left[\frac{b_{tr} + a_v \cdot \cos(\beta + \psi)}{b_p + a_p \cdot \cos(\beta)} \right]_{\beta_2}^{\beta_1} \quad (4.82)$$

ou encore :

$$Q_{rid} = m \cdot c_p \cdot \left[\frac{b_{tr} + a_v \cdot \cos(\beta_2 + \psi)}{b_p + a_p \cdot \cos(\beta_2)} - \frac{b_{tr} + a_v \cdot \cos(\beta_1 + \psi)}{b_p + a_p \cdot \cos(\beta_1)} \right] \quad (4.83)$$

avec :

$$\begin{aligned} \cos(\beta_1) &= \cos(\beta_1 + \tilde{\psi} - \tilde{\psi}) = \cos \tilde{\psi} \cdot \cos(\beta_1 + \tilde{\psi}) + \sin \tilde{\psi} \cdot \sin(\beta_1 + \tilde{\psi}) \\ \cos(\beta_2) &= \cos(\beta_2 + \tilde{\psi} - \tilde{\psi}) = \cos \tilde{\psi} \cdot \cos(\beta_2 + \tilde{\psi}) - \sin \tilde{\psi} \cdot \sin(\beta_2 + \tilde{\psi}) \\ \sin(\beta_1) &= \sin(\beta_1 + \tilde{\psi} - \tilde{\psi}) = \cos \tilde{\psi} \cdot \sin(\beta_1 + \tilde{\psi}) - \sin \tilde{\psi} \cdot \cos(\beta_1 + \tilde{\psi}) \\ \sin(\beta_2) &= \sin(\beta_2 + \tilde{\psi} - \tilde{\psi}) = -\cos \tilde{\psi} \cdot \sin(\beta_2 + \tilde{\psi}) - \sin \tilde{\psi} \cdot \cos(\beta_2 + \tilde{\psi}) \end{aligned} \quad (4.84)$$

$$\begin{aligned}\cos(\beta_2 + \psi) &= \cos \psi \cdot \cos \beta_2 - \sin \psi \cdot \sin \beta_2 \\ \cos(\beta_1 + \psi) &= \cos \psi \cdot \cos \beta_1 - \sin \psi \cdot \sin \beta_1\end{aligned}\quad (4.85)$$

La chaleur supplémentaire à fournir pour une régénération partielle est obtenue grâce à la précédente et à l'efficacité du régénérateur [142] [139]:

$$Q_r = (1 - \varepsilon_r) \cdot Q_{rid} \quad (4.86)$$

En multipliant par la fréquence du cycle, nous obtenons la puissance thermique supplémentaire à fournir au niveau du réchauffeur, égale en norme à la puissance supplémentaire à évacuer par le refroidisseur :

$$\dot{Q}_r^{irr} = f \cdot (1 - \varepsilon_r) \cdot Q_{rid} \quad (4.87)$$

4.4.7 Estimation des pertes de charge internes

4.4.7.1 Expression instantanée locale

Le choix de modèles de pertes de charge applicables aux écoulements oscillants, tels que ceux occasionnés dans un moteur de Stirling, est relativement limité. Une approche simple, et souvent adoptée, est d'appliquer des corrélations validées pour les régimes dynamiques stationnaires, et de les adapter selon une méthode globale [139], [86], lorsqu'on recherche une relation générale, ou de manière différentielle dans le cadre de simulations par intégration numérique [89], [142].

Nous reprendrons ici une démarche similaire, en partant de l'expression infinitésimale de la perte de charge à travers les échangeurs, et des hypothèses de départ compatibles avec l'analyse de Schmidt (espaces isothermes, volumes à pression homogène et variations sinusoïdales des volumes).

Le travail élémentaire des pertes de charge dans un espace donné, pour l'angle θ du vilebrequin s'écrit :

$$dW_{ch}(\theta) = dp(\theta) \cdot |dV_i(\theta)| \quad (4.88)$$

Par similarité aux écoulements stationnaires la perte de pression dp dans un échangeur s'exprime :

$$dp(\theta) = \frac{2 \cdot C_f \cdot \rho \cdot V_j}{d_j \cdot A_{p_j}} \cdot u^2 \quad (4.89)$$

avec :

- C_f le coefficient de frottement hydraulique, dont la définition de base est le quotient de la contrainte de cisaillement du fluide et de l'énergie cinétique :

$$C_f = \frac{2 \cdot \tau}{\rho \cdot u_j^2} \quad (4.90)$$

- V_j le volume interne de l'échangeur
- A_{p_j} la section de passage du gaz
- d_j le diamètre hydraulique défini comme le quotient :

$$d_j = \frac{4 \cdot V_j}{A_j} \quad (4.91)$$

A_j étant la surface mouillée de l'échangeur

Introduisons le coefficient de frottement de Reynolds :

$$C_{Ref} = C_f \cdot Re = C_f \cdot \frac{\rho \cdot d_j}{\mu} \cdot |u| \quad (4.92)$$

Il vient :

$$dp_{ch}(\theta) = 2 \cdot C_{Ref} \cdot \mu \cdot \frac{V_j}{d_j^2 \cdot A_j} \cdot |u| \quad (4.93)$$

On note que cette expression ne contient plus explicitement la masse volumique ρ , grandeur qui, dans le cas étudié n'est pas constante puisque le fluide cyclé est compressible. Implicitement il intervient dans le calcul du nombre de Reynolds.

Des corrélations permettent d'estimer C_{Ref} pour différents types d'échangeur et selon la nature de l'écoulement [142] par :

$$C_{Ref} = c_0 + c_1 \cdot Re^a \quad (4.94)$$

4.4.7.2 Expression généralisée des pertes de charge, travail et puissance

Avec l'expression généralisée de la vitesse d'écoulement, nous pouvons exprimer, à l'angle de cycle, la perte de charge dans l'échangeur d'indice j :

$$dp_j(\theta) = 2 \cdot C_{Ref_j} \cdot \mu_j \cdot \frac{V_j}{d_j^2 \cdot A_j} \cdot |u_j| \quad (4.95)$$

avec :

$$C_{Ref_j} = c_{0j} + c_{1j} \cdot Re_j^{a_j} \quad ; \quad Re_j = \frac{\rho_j \cdot d_j}{\mu_j} \cdot |u_j| = \frac{m \cdot d_j}{\mu_j} \cdot \frac{|u_j|}{V(\theta)} \quad (4.96)$$

La viscosité μ_j étant évaluée à la température moyenne du caloporteur dans l'échangeur, T_j , avec la formule de Sutherland (voir 4.3.2 et annexe A1).

Le travail instantané des pertes de charge est obtenu par le produit de la perte de pression et du volume élémentaire $\dot{V}_j \cdot dt$ déplacé en moyenne le long de l'échangeur :

$$dW_j(\theta) = 2 \cdot C_{Ref_j} \cdot \mu_j \cdot \frac{V_j}{d_j^2 \cdot A_j} \cdot |u_j| \cdot |\dot{V}_j \cdot dt| \quad (4.97)$$

Et la puissance cyclique élémentaire dissipée à l'angle de cycle θ vaut, pour l'échangeur d'indice j :

$$d\dot{W}_{ch_j}(\theta) = 2 \cdot C_{Ref_j} \cdot \mu_j \cdot \frac{V_j}{d_j^2 \cdot A_j} \cdot |u_j| \cdot |\dot{V}_j| \cdot \frac{dt}{T} = 2 \cdot C_{Ref_j} \cdot \mu_j \cdot \frac{V_j}{d_j^2 \cdot A_j} \cdot |u_j| \cdot |\dot{V}_j| \cdot \frac{d\theta}{2 \cdot \pi} \quad (4.98)$$

Nous reconnaissons le quotient $\frac{\dot{V}_j}{A_j} = u_j$, nous pouvons alors écrire :

$$d \dot{W}_{chj}(\theta) = 2 \cdot C_{Refj} \cdot \mu_j \cdot \frac{V_j}{d_j^2} \cdot (u_j)^2 \cdot \frac{d\theta}{2 \cdot \pi} \quad (4.99)$$

L'intégration de cette différentielle permet d'obtenir une estimation de la puissance totale dissipée par pertes de charge dans chaque échangeur :

$$\dot{W}_{chj} = \frac{\mu_j \cdot V_j}{\pi \cdot d_j^2} \cdot \oint C_{Refj} \cdot u_j^2 \cdot d\theta \quad \text{avec : } C_{Refj} = c_{0j} + c_{1j} \cdot \left(\frac{\dot{m}_j \cdot d_j}{A_j \cdot \mu_j} \right)^{a_j} \quad (4.100)$$

Dans le calcul de la puissance, le coefficient de frottement est alors multiplié par le carré de la vitesse moyenne débitante, et on rappelle que le résultat obtenu est une approximation à quelques 15% près.

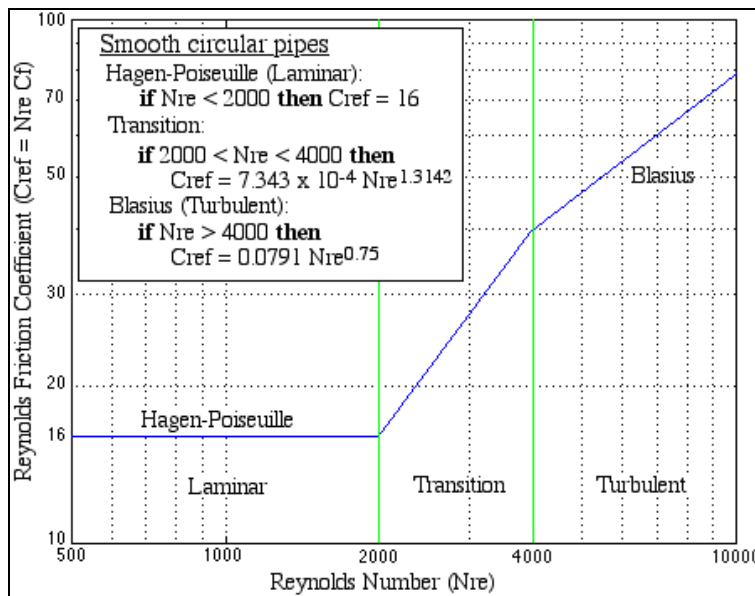


Figure 4.17 : Coefficient de frottement de Reynolds selon le type d'écoulement pour les échangeurs à tubes cylindriques lisses [142],

Pour les régimes transitoire et laminaire, les corrélations sont différentes. Cela n'aurait pas vraiment de sens d'appliquer rigoureusement ces corrélations aux écoulements alternés. C'est pourquoi nous suivons la recommandation d'A. Organ [140] et I. Urieli [142], de considérer que l'écoulement est toujours turbulent dans les échangeurs. Pour les régénérateurs à matrices en feuillard on prendra éventuellement en compte la transition laminaire / turbulent dans le calcul intégral (figure 4.17). Le tableau 6 suivant montre les valeurs choisies :

élément	échangeurs	régénérateurs		
		à matrice maillée	à feuillards	
	tous types		Re>2000	Re<2000
c_0	0	0,460	0,000	Cref = 24
c_i	0,0791	1,43	0,0791	
a	0,75	0,78	0,75	

Tableau 6: Coefficients adoptés pour les corrélations de pertes de charge dans les échangeurs et le régénérateur

Dans le cas qui nous occupe, compte tenu des incertitudes évoquées ci-avant, il peut être plus simple d'extraire $C_{Ref j}$ de l'intégrale, sous forme d'un coefficient constant $\tilde{C}_{Ref j}$, valeur calculée pour le débit massique effectif moyen \tilde{m}_j . Par analogie aux principes utilisés en électrotechnique ce débit effectif pourrait être une moyenne cyclique quadratique (voir annexe A7).

De cette manière, l'estimation de la puissance des pertes de charge consisterait à intégrer le carré de la vitesse moyenne débitante :

$$\dot{W}_{ch j} \simeq \frac{2 \cdot \mu_j \cdot V_j}{d_j^2} \cdot \tilde{C}_{Ref j} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \oint u_j^2 \cdot d\theta \quad (4.101)$$

L'avantage de cette méthode est que le nombre de Reynolds et le carré de la vitesse moyenne quadratique peuvent être calculés formellement. Des études expérimentales seraient à même de déterminer plus finement des corrélations réellement adaptées aux écoulements alternatifs.

Toutefois, en ce qui concerne le calcul par la voie numérique, les deux formules (4.100) et (4.101) seront estimées sur la base d'un pas angulaire et sont donc de complexité équivalente (même coûts numériques), aussi la méthode la plus rigoureuse (4.100) semble préférable.

4.4.8 Modèles des échanges thermiques externes du moteur, puissances thermiques admises et rejetées

4.4.8.1 Introduction

Le modèle de moteur utilise les températures chaudes et froides du cycle de manière implicite, les seules données connues (imposées) sont les températures de source (entrée de caloporteur) et puits (ambiance). La puissance utile et les puissances thermiques admises et refoulées sont de même inconnues a priori.

Une méthode itérative a été développée afin de déterminer le point de fonctionnement du moteur, pour une fréquence de cycle choisie et des débits de caloporteurs imposés (ou choisis).

Le point de départ de cette méthode est le fonctionnement interne du moteur décrit aux paragraphes 4.4.3 et 4.4.5. Les modèles d'échanges thermiques externes permettent de relier les températures de internes de cycle aux températures des fluides externes (caloporteur chaud, caloporteur froid et air ambiant), cela est développé dans les paragraphes 4.4.8.2, 4.4.8.3 et 4.4.8.4. La méthode permettant de déterminer le point de fonctionnement du moteur dans des conditions de températures et débits imposés est décrite au 4.4.8.5.

4.4.8.2 Puissances thermiques admises et refoulées, accroissements de température des caloporteurs

La puissance thermique consommée par le cycle moteur est augmentée d'une puissance de fuite thermique. Cette perte est représentée par une conductance de fuite forfaitaire considérée entre la température moyenne arithmétique d'entrée et sortie du caloporteur chaud et la température ambiante, mais est comptabilisée comme une puissance supplémentaire à fournir au gaz de travail. Ce qui revient à dire que les parois externes de l'échangeur est parfaitement isolé mais que les fuites thermiques sont perdues par transferts convectifs entre le gaz de travail et le carter du bloc moteur, puis entre ce dernier et l'ambiance.

Les pertes de charge internes (4.100) sont une perte nette pour le cycle moteur et dissipées sous forme de chaleur dans l'espace considéré, et doivent être comptabilisées dans le bilan thermique global. Toutefois, la littérature [140] mentionne que la perte réelle occasionnées par les dissipations visqueuses, selon le niveau de température du fluide relativement à l'ambiance, doit plutôt être vue comme une "perte de le travail disponible" ("*loss of available work*" [140]). Selon cette formulation la perte irréversible de puissance occasionnée par les pertes de charge internes

(4.100) s'expriment comme des produits de la température ambiante par des flux entropiques :

$$\dot{W}_{ch\ j}^{irr} = T_{amb} \cdot \frac{\dot{W}_{ch\ j}}{T_j} \quad (4.102)$$

Aussi, dans cette étude, les $\dot{W}_{ch\ j}$ sont considérées (au paragraphe 4.4.11) comme une perte sèche sur le travail indiqué, mais les parts "réversibles" de leurs équivalents thermiques sont décomptées – en valeur algébrique – sur les puissances thermiques admises et refoulées par le cycle moteur (voir figure 4.18). Dans le cas particulier du régénérateur, la puissance thermique réversible équivalente a été répartie pour moitié au niveau l'échangeur chaud et pour moitié au niveau de l'échangeur froid.

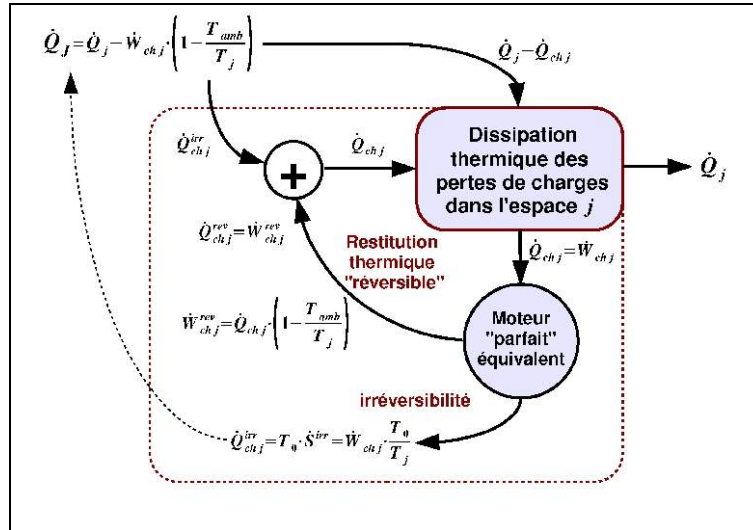


Figure 4.18 : Dissipations thermiques des pertes de charge du gaz de travail dans un espace d'échange thermique : seule la partie "réversible" entre apparaît dans le bilan des puissances thermiques admises et refoulées.

De plus, la puissance thermique due à l'imperfection du régénérateur (4.87) est ajoutée à la puissance thermique admise, et ôtée à la puissance refoulée.

En conséquences, la puissance thermique totale passant dans l'échangeur de chauffage est exprimée par :

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_h + K_{p\ mot} \cdot \left(T_{HE} - \frac{\Delta(T_H)}{2} \right) - \dot{W}_{ch\ h} \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_h} \right) - \frac{1}{2} \cdot \dot{W}_{ch\ r} \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_r} \right) + \dot{Q}_r \quad (4.103)$$

et la puissance totale de refroidissement par :

$$\dot{Q}_K = \dot{Q}_c - \dot{W}_{ch\ k} \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_k} \right) - \frac{1}{2} \cdot \dot{W}_{ch\ r} \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_r} \right) - \dot{Q}_r \quad (4.104)$$

Les chutes de températures des caloporteurs sont calculées en conséquence, à partir des débits massiques et des chaleurs spécifiques :

$$\Delta T_H = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}_H \cdot C_{p_H}} ; \quad \Delta T_K = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{m}_K \cdot C_{p_K}} ; \quad \Delta T_A = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}_A \cdot C_{p_A}} \quad (4.105)$$

Les caractéristiques thermophysiques des caloporteurs sont considérées aux températures moyennes des fluides, d'après les corrélations présentées au 4.3.2 :

$$\lambda_J = \lambda_J(T_J) ; C_{p_J} = C_{p_J}(T_J) ; \mu_J = \mu_J(T_J) \quad (4.106)$$

Où $J = \{K, H, A\}$ sont respectivement les indices du caloporteur chaud, du liquide de refroidissement et le l'air transitant dans l'échangeur (et $T_{JE} = T_{amb}$).

Les températures moyennes ont des valeurs posées a priori, puis sont réévaluées à la fin de chaque itération, pour la suivante (voir 4.4.8.5). A noter que ces températures moyennes ne sont utilisées que pour évaluer les propriétés des fluides.

Le nombre de Prandtl est calculé à partir de ces grandeurs corrélées :

$$Pr_J = \frac{C_{p_J} \cdot \mu_J}{\lambda_J} \quad (4.107)$$

4.4.8.3 Parties externes des échangeurs du moteur

Les échangeurs étant supposés à plaques planes, les coefficients de convection moyens des fluides caloporteurs avec les plaques supposées isothermes sont calculés avec des corrélations semi-analytiques issues de la littérature [121] :

Pour le régime laminaire :

$$h_{J \text{ lam}} = \kappa_{hJ} \cdot \frac{\lambda_J}{d_J} \quad (4.108)$$

Où $J = \{K, H\}$ sont les indices des parties externes des refroidisseurs et réchauffeur. κ_{hJ} est un coefficient dépendant du rapport hauteur / largeur de la section de passage inter-plaques [121], approché par la formule suivante pour s'affranchir de l'usage d'abaques :

$$\kappa_{hJ} = 8,1818 - 4,5568 \cdot e^{-\left(1,519 \cdot 10^{-4} \cdot x_J^2 - 2,945 \cdot 10^{-3} \cdot x_J^4 + 1,074 \cdot 10^{-2} \cdot x_J^6 + 0,2276 \cdot x_J^8\right)} \quad (4.109)$$

avec $x_J = \log(l_J / e_{pJ})$

Pour le régime turbulent la corrélation de Chilton-Colburn a été choisie :

$$h_{J \text{ tur}} = \frac{\lambda_J}{d_J} \cdot 0,023 \cdot Re_J^{0,8} \cdot Pr_J^{1/3} \quad (4.110)$$

Les deux formules sont fusionnées en une seule, qui fait la liaison entre les deux régimes pour les écoulements "transitoires" :

$$h_J = 0,5 \cdot h_{J \text{ tur}} \cdot \left(1 + \tanh\left(\frac{(Re_J - 2000) \cdot 4}{2800}\right)\right) + 0,5 \cdot h_{J \text{ lam}} \cdot \left(1 - \tanh\left(\frac{(Re_J - 2000) \cdot 4}{2800}\right)\right) \quad (4.111)$$

Le pincement de température entre la paroi et le caloporteur à l'entrée de l'échangeur est exprimé directement, en supposant constant le coefficient de convection :

$$\Delta T_{JE} = \frac{\Delta T_J}{1 - e^{-\left(\frac{h_J \cdot A_J^{mot}}{\dot{m}_J \cdot C_{p_J}}\right)}} \quad (4.112)$$

Les effets dynamiques à l'entrée et à la sortie des espaces inter-plaques ne sont pas pris en compte, mais en compensation la surface d'échange thermique A_J^{mot} comptabilise une surface

supplémentaire, correspondant à la surface latérale des canaux de gaz de travail, vue frontalement par le caloporteur.

Avec la conductance interne K_j de l'échangeur déterminée au 4.4.5.1, cela permet d'exprimer la valeur, recalculée, de la température d'entrée du caloporteur:

$$T_{JE}^* = T_J + \frac{\dot{Q}_J}{K_j} + \Delta T_{JE} \quad (4.113)$$

4.4.8.4 Échangeur de refroidissement liquide-air

Les coefficients de convection du liquide dans le réseau tubulaire et de l'air au travers des ailettes est déterminé par les mêmes corrélations que celles déjà utilisées au 4.4.1 et détaillées en annexe A8, mais l'usage en diffère quelque peu ici :

L'échangeur est considéré comme à contre-courant et les coefficients de convections comme homogènes pour les deux fluides, cela afin d'obtenir une expression formelle⁵ des profils de températures. On obtient ainsi une expression analytique de la différence de température entre l'air et le liquide réfrigérant le long de l'échangeur (profil exponentiel), en fonction de la puissance thermique évacuée, des débits de liquide réfrigérant et d'air, et de la conductance moyenne :

La conductance moyenne de l'aérotherme (A8.16) (mais sans résistance d'encrassement) entre dans la formule du coefficient de progression exponentielle de la température de l'air :

$$\alpha_A = \left(\frac{1}{\dot{m}_K \cdot Cp_K} - \frac{1}{\dot{m}_A \cdot Cp_A} \right) \cdot K^{ae} \quad (4.114)$$

Le pincement local des températures à travers l'aérotherme au niveau de l'admission d'air s'exprime :

$$\Delta T_{EA}^{ae} = \frac{\dot{Q}_K \cdot A_{air}}{(1 - e^{\alpha_A}) \cdot K^{ae}} \quad (4.115)$$

En conséquence la température ambiante peut être recalculée à partir de la température du liquide réfrigérant à l'entrée du moteur :

$$T_{amb}^* = T_{KE} - \Delta T_{EA}^{ae}$$

4.4.8.5 Détermination itérative des températures de cycle et transferts thermiques associés

La ré-estimation de la température d'entrée du caloporteur chaud et de la température ambiante permet, à partir d'une relation de proportionnalité, de construire une méthode itérative pour trouver le point de fonctionnement du moteur, pour une vitesse de rotation donnée et pour des débits de fluides déterminés. A partir de températures de cycle – choisies arbitrairement au départ – provenant de l'itération précédente T_h^i et T_k^i , les nouvelles températures de cycle s'expriment :

5 Un tel échangeur est en réalité à courants croisés, en l'assimilant à un échangeur à plaques planes et écoulements croisés, une approche bidimensionnelle permet une expression quasi-formelle des profils de températures, faisant appel à des fonctions de Bessel modifiées [121]. De telles expressions ont été jugées trop complexes pour l'usage de la présente étude. On rappelle que l'objectif ici est d'obtenir un modèle phénoménologique cohérent et un code d'exécution rapide.

$$T_k^{i+1} = T_{amb} + \frac{(T_k^i - T_{amb}^*) \cdot (T_{HE} - T_{amb})}{(T_{HE}^* - T_{amb}^*)} \quad (4.116)$$

$$T_h^{i+1} = T_{amb} + \frac{(T_h^i - T_{amb}^*) \cdot (T_{HE} - T_{amb})}{(T_{HE}^* - T_{amb}^*)}$$

Les températures moyennes des liquides sont évaluées pour l'itération suivante à partir des températures d'entrée réelles des caloporteurs et des accroissements de température obtenus au cours de l'itération courante par (4.112) :

$$\overline{T}_H^{i+1} = T_{HE} - \frac{\Delta T_H^i}{2} \quad (4.117)$$

On peut définir une "efficacité en températures" de l'aérotherme⁶ :

$$\varepsilon_T^{ae} = \frac{-\Delta T_A^i}{T_K - \Delta T_K^i - T_{amb}} \quad (4.118)$$

ce qui permet d'évaluer la nouvelle température moyenne du caloporteur :

$$\overline{T}_K^{i+1} = T_{amb} - \frac{\dot{Q}_K^i}{\varepsilon_T^{ae} \cdot C_{p_A}^i \cdot \dot{m}_A} + \frac{\Delta T_K^i}{2} \quad (4.119)$$

Le pincement moyen de température à travers l'aérotherme s'exprime :

$$\underline{\Delta T}^{ae} = -\frac{\dot{Q}_K}{K^{ae}} \quad (4.120)$$

Et on en déduit la nouvelle valeur de température moyenne de l'air de refroidissement.

$$\overline{T}_A^{i+1} = \overline{T}_K^{i+1} - \underline{\Delta T}^{ae} \quad (4.121)$$

Ainsi, à chaque nouvelle itération, en plus des températures de cycle, les accroissements de température des caloporteurs sont actualisés, ainsi que les propriétés des fluides, de façon globale, sans nécessiter de boucles de calcul supplémentaires. La méthode est efficace et fiable : chaque point de fonctionnement est déterminé au bout de quelques 5 à 10 estimations successives, et n'a pas révélé à l'usage de défaillance ni d'instabilité.

4.4.9 pertes de charge des caloporteurs chauds et froids, puissances électriques consommées

Les pertes de charge sont déterminées par des méthodes classiques. Les échangeurs étant considérés comme constitués des plaques planes et les caloporteurs liquides sont considérés incompressibles. Le nombre de Reynolds évalué pour l'étude des échanges thermiques externes 4.4.8. est réutilisé ici.

La formule de Poiseuille se prête bien à la description des écoulements laminaires inter-plaques :

6 Il ne s'agit pas de l'efficacité d'échangeur, mais du ratio des écarts à l'ambiance des températures des deux fluides au niveau de la sortie d'air.

$$f_{J\ lam} = \kappa_{hJ} \cdot Re^{-1} \quad (4.122)$$

Le coefficient κ_{fJ} dépend de la géométrie des conduites, et plus précisément dans le cas qui nous occupe du rapport entre la hauteur inter-plaques à la largeur transversale à l'écoulement. De même que pour le modèle d'échange convectif, une formule a été établie d'après la littérature [121] pour calculer cette dépendance :

$$\kappa_{fJ} = 24 - 9,8 \cdot e^{-\left(0,30629 \cdot x_J^2 - 1,5826 \cdot 10^{-2} \cdot x_J^4 + 5,4802 \cdot 10^{-3} \cdot x_J^6\right)} \quad (4.123)$$

Le paramètre intermédiaire x_J étant déjà été défini avec (4.109) .

La formule de Blasius est adaptée aux écoulements turbulents :

$$f_{J\ tur} = 0,0791 \cdot Re_J^{-0,25} \quad (4.124)$$

Comme pour le modèle des échanges convectifs les modèles des deux régimes d'écoulement ont été fusionné en une seule par le biais d'une fonction hyperbolique – déterminée empiriquement – faisant la liaison entre les deux formules pour le régime transitoire:

$$f_J^{mot} = 0,5 \cdot h_{J\ tur} \cdot \left(1 + \tanh\left(\frac{(Re_J - 2200) \cdot 5}{2500}\right)\right) + 0,5 \cdot h_{J\ lam} \cdot \left(1 - \tanh\left(\frac{(Re_J - 2200) \cdot 5}{2500}\right)\right) \quad (4.125)$$

Le coefficient de perte de charge du caloporteur traversant l'échangeur J s'exprime :

$$\zeta_J^{mot} = \frac{A_J^{mot}}{A_{pA}^{ae}} \cdot f_A^{ae} \quad (4.126)$$

Où A_{pK}^{mot} est la section de passage du caloporteur à travers les plaques, et A_{fJ}^{mot} est la surface totale en contact avec le caloporteur, c'est à dire incluant, en plus de la surface d'échange thermique A_J^{mot} , celle de l'enveloppe externe de l'échangeur.

Comme lors de l'étude du dimensionnement de l'aérotherme, les pertes en ligne dans les conduites de raccordement ne sont pas considérées (on suppose pour cela que l'aérotherme est installé à proximité suffisante du moteur). La perte de charge du caloporteur traversant le refroidisseur s'exprime :

$$\Delta P_K = \left(\zeta_K^{ae}\right) \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_K} \cdot \left(\frac{\dot{m}_K}{A_{pK}}\right)^2 + \left(\zeta_K^{mot}\right) \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_K} \cdot \left(\frac{\dot{m}_K}{A_{pK}}\right)^2 \quad (4.127)$$

Cette expression est distinguée de celle déjà exprimée (4.10) lors de l'étude de dimensionnement de l'aérotherme, par le fait que les échangeurs moteur sont ici modélisés à part entière.

Pour la boucle hydraulique de chauffage, il est supposé que les pertes en lignes dans les conduites de raccordement du moteur à la réserve thermique sont négligeables. En revanche la dissipation de l'énergie cinétique du fluide dans la réserve, considérée comme totale, est représentée par un coefficient de perte unitaire. La perte de charge du caloporteur traversant l'échangeur chaud s'exprime donc :

$$\Delta P_H = \left(\zeta_H^{mot} + 1\right) \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_H} \cdot \left(\frac{\dot{m}_H}{A_{pH}}\right)^2 \quad (4.128)$$

La puissance électrique consommé par la pompe d'alimentation en caloporteur chaud s'exprime :

$$\dot{W}_{el p H} = \Delta P_H \cdot \frac{\dot{m}_H}{\rho_H \cdot \eta_{p H}} \quad (4.129)$$

Et la puissance électrique consommée par la pompe du circuit de refroidissement :

$$\dot{W}_{el p K} = \Delta P_K \cdot \frac{\dot{m}_K}{\rho_K \cdot \eta_{p K}} \quad (4.130)$$

La puissance électrique consommée par le ventilateur de refroidissement est toujours évaluée par la formule (4.19).

4.4.10 Estimation des pertes mécaniques par frottement

4.4.10.1 Introduction

Le mouvement relatif des éléments reliés mécaniquement occasionne des efforts tangentiels aux surfaces de contact, s'opposant au mouvement.

Le modèle de Coulomb consiste en une simple proportionnalité de l'effort tangential à l'effort normal de pression au contact. Ce coefficient de proportionnalité, communément appelé coefficient de frottement de glissement, dépend en premier lieu de la nature des matières en contact, de la présence ou l'absence de lubrification.

En affinant l'analyse, les frottements sont également conditionnés par la qualité des surfaces en contact (tolérances géométriques, rugosité).

Ce modèle, le plus simple qui soit, permet d'expliquer sommairement le comportement de surfaces en contact, qui seront soit adhérentes, soit glissantes l'une par rapport à l'autre.

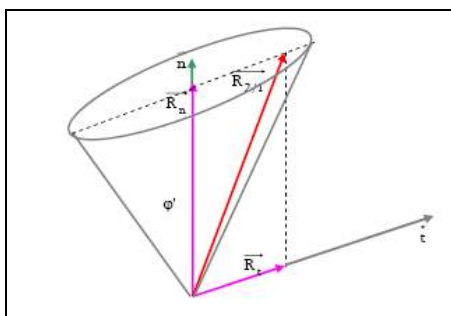


Figure 4.19 : Le cône de frottement de Coulomb.

En réalité le coefficient de frottement n'est jamais constant. Lorsque la vitesse de glissement décroît en dessous d'un certain seuil, le coefficient de frottement augmente (lubrification mixte), jusqu'à atteindre une valeur limite pour la vitesse nulle, ou quasi-nulle, appelée coefficient d'adhérence (lubrification limite). Lorsqu'en revanche la vitesse de glissement devient plus importante, la présence d'un film lubrifiant génère un effet hydrodynamique dû à la portance du fluide (nb : ce film lubrifiant existe toujours, en effet, même "à sec" il existe toujours entre les surfaces un film composé de gaz et diverses impuretés) et la résistance au glissement augmente (on parle alors de lubrification hydrodynamique).

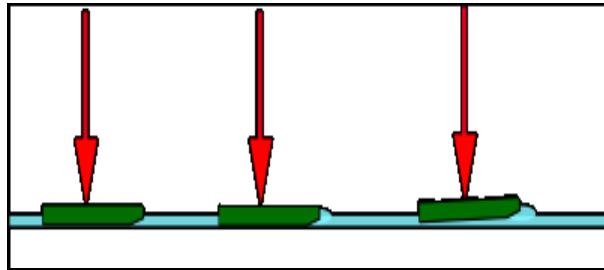


Figure 4.20 : Les trois régimes de frottement (de gauche à droite) : lubrification limite, mixte, hydrodynamique

Les courbes de Stribeck, établies expérimentalement, permettent de refléter l'ensemble des phénomènes apparaissant lors du glissement. Dans la courbe de la figure 4.21, le coefficient de frottement μ est représenté en fonction de l'épaisseur caractéristique h/R du film lubrifiant situé entre les parties en contact.

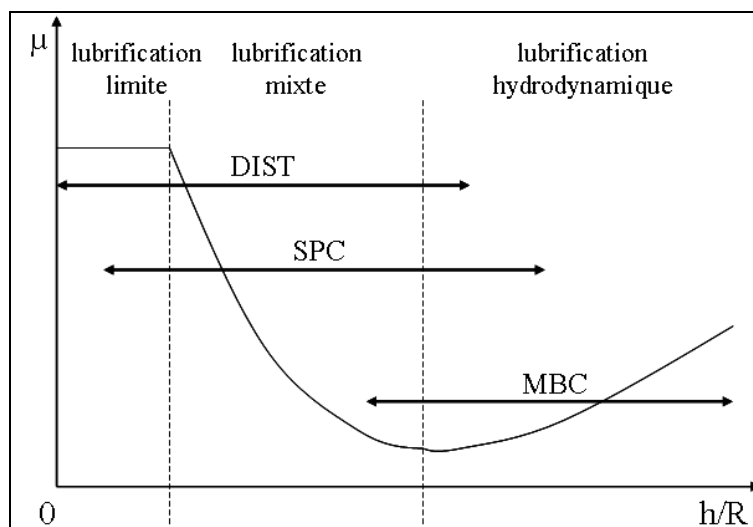


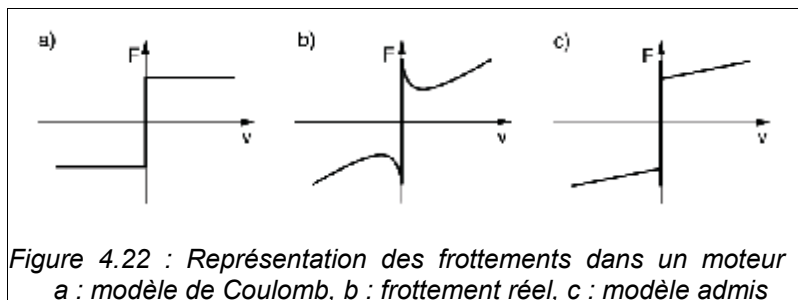
Figure 4.21 : Courbe de Stribeck : régimes de lubrification des composants d'un MCI

L'étude détaillée des phénomènes se produisant au contact entre deux surfaces solides relève de la tribologie qui est considérée comme une science à part entière.

Les connaissances actuelles en la matière mènent à des modélisations très élaborées, prenant en compte jusqu'à la structure tridimensionnelle des imperfections de surface résultant des mises en forme primaires (dus à l'usinage) et des traitements des surfaces (dépôt particulaire, striation...) [143]. Les effets hydrodynamiques sont donc tridimensionnels, et peuvent être étudiés à l'aide des équations de Navier-Stokes ou de Reynolds. A ce niveau de précision, la modélisation passe par une résolution numérique (CFD).

L'objet de l'étude suivante est de proposer une modélisation globale des pertes mécaniques, loin du niveau de complexité précédemment décrit, mais permettant néanmoins de refléter le comportement d'un moteur de Stirling à configuration cinématique, en fonction de paramètres géométriques que nous définirons.

Il est communément admis [139] [143] [144] [145] que les frottements dus aux liaisons mécaniques dans un moteur sont représentables par une fonction affine de la vitesse (figure 4.22).



Dans les moteurs rotatifs alternatifs, ces frottements sont considérés sous la forme d'une pression moyenne de frottement pmf , de telle sorte que le travail cyclique occasionné par les pertes soit le produit de la pmf par la cylindrée. La perte de puissance étant le produit de ce travail par la fréquence de rotation (en Hz).

$$\dot{W}_{pme} = pmf \cdot \text{Cylindrée} \cdot (N/60) \tag{4.131}$$

Où N est la vitesse de rotation exprimée en tours/min, la pmf se trouvant donc être une fonction affine de la vitesse. Nous appellerons pmf_s la pression statique de frottement, exprimée en Pa ; et pmf_d la pression dynamique de frottement, exprimée en $Pa \cdot s / rad$:

$$pmf = pmf_s + pmf_d (\pi \cdot N / 30) \tag{4.132}$$

L'expérience montre que, dans les moteurs à combustion interne (MCI) les contacts entre piston et cylindre représentent la plus grande proportion des diverses pertes mécaniques, de l'ordre de 50% en basse vitesse (à environ 1000 rpm) et encore 35% dans les hauts régimes (à environ 6000 rpm) [143].

Pour les moteurs de Stirling cinématiques, les pertes mécaniques peuvent se représenter de manière similaire. Toutefois les particularités des réalisations techniques des mécanismes entraînent des différences importantes. Pour les moteurs MCI une part importante de la pression moyenne de frottement est due aux embiellages et aux dispositifs annexes (distribution, pompe à eau centrifuge et pompe à huile volumétrique...) et par ailleurs les variations cycliques de pression présentent des irrégularités importantes, voire brutales.

Dans le cas étudié (moteur P3 CoolEnergy), le carter est pressurisé au niveau moyen d'un cycle de type Stirling au cours duquel la pression varie toujours de manière progressive. Les pistons, montés sur une tige rigide ne comportent pas de segmentation, l'étanchéité interne est assurée par un jeu suffisamment faible entre pistons et cylindres. Les fuites sont d'autant moins importantes que le carter moteur est placé dans une enceinte pressurisée. De plus les guidages linéaire sont réalisés par une glissière à paliers ou à roulements et les articulations des embiellages sont toutes équipées de roulements. Les "frottements secs" sont donc considérablement réduits, tant par la réduction des surfaces de contact que par les réalisations techniques.

On peut considérer que les pistons ne sont pas en contact mécanique avec les chemises et ne génèrent donc que du frottement hydrodynamique, ou pour mieux dire aérodynamique, le film de portance étant constitué du gaz de travail, de viscosité nettement moindre que les lubrifiants utilisés dans les MCI.

4.4.10.2 Frottements dynamiques

Considérons un petit élément de surface du contact, illustré par la figure 4.23, entre un segment et un cylindre de diamètre D , ayant pour longueur l'épaisseur s d'un segment et une petite largeur (différentielle) $(D/2) \cdot da$. L'épaisseur h du jeu radial, rempli de lubrifiant, étant très petite (typiquement quelques 1/100 mm) devant le diamètre du piston, nous pouvons considérer

que localement l'écoulement a lieu entre deux plans.

Le modèle le plus simple pouvant refléter cette situation est un écoulement de Couette-plan. Voici les hypothèses proposées pour ce modèle :

- On considère le lubrifiant (en fait le gaz de travail) comme incompressible.
- Le piston se déplace avec une vitesse u_0 axiale, et ne tourne pas dans l'alésage.
- Le piston n'entraîne pas le fluide, qui se comporte comme un gel reprenant sa place après le passage du piston. Le débit de lubrifiant au sein du domaine fluide est donc nul et l'étanchéité parfaite.
- Le lubrifiant est supposé une pression P_0 équivalente à la pression moyenne du cycle moteur.

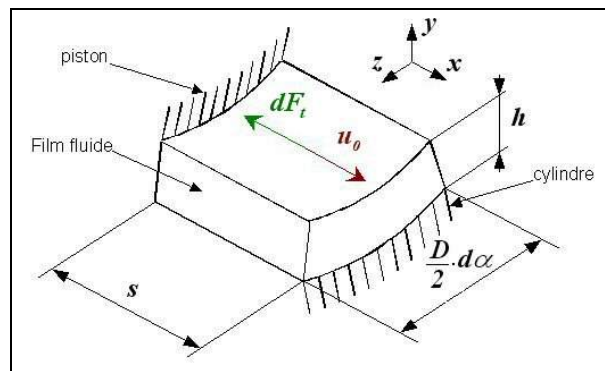


Figure 4.23 : domaine fluide de base pour le modèle de glissement

Considérons le mouvement d'un piston de diamètre $D=200\text{mm}$, oscillant sur une course $2 \cdot R_{vb}=200\text{mm}$ dans un cylindre (R_{vb} le rayon de vilebrequin). La vitesse maximale du piston se trouve d'environ $u_{max}=5,2\text{m/s}$.

Considérons également un jeu radial $h=0,04\text{mm}$ rempli d'un film de lubrifiant classique 15W40, d'une masse volumique de $\rho=900\text{kg/m}^3$ et d'une viscosité dynamique $\mu=0,0037\text{Pa}\cdot\text{s}$

Le nombre de Reynolds à la vitesse maximale est :

$$Re_{max} = 900 \cdot 5,2 \cdot 0,04 \cdot 10^{-3} / 0,0037 = 51 \quad (4.133)$$

Cette petite valeur du nombre de Reynolds permet d'affirmer qu'à l'échelle du domaine fluide considéré, et compte tenu des hypothèses posées, l'écoulement sera toujours laminaire. La vitesse radiale du fluide sera donc négligée.

En supposant le jeu radial h constant sur toute la circonférence du segment (pas d'excentration), l'écoulement présente une symétrie axiale, la vitesse circonférentielle du fluide est donc nulle.

De par d'équation de continuité : $\text{div}(\rho \vec{V}) = 0$, soit, pour un fluide incompressible :

$$\text{div}(\vec{V}) = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (4.134)$$

Où u et v sont les composantes axiale et radiale de la vitesse ; x repérant la position dans le sens de l'écoulement, y repérant la hauteur.

Comme nous avons vu que $v \approx 0$, on en déduit que la vitesse du fluide est réduite à sa seule composante axiale.

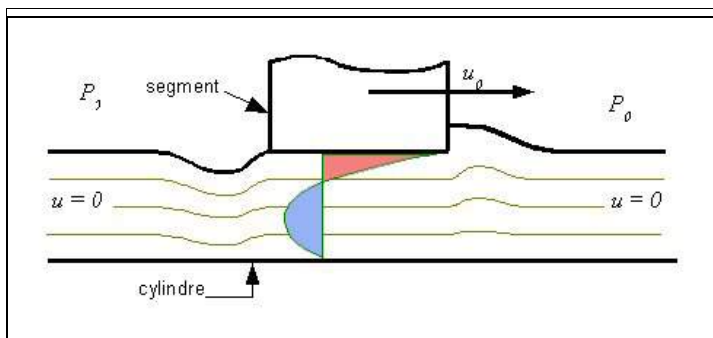


Figure 4.24 : Schéma de l'écoulement du lubrifiant entre segmentation et cylindre. En rose la vitesse de lubrifiant s'écoulant dans le sens du piston, en bleu dans le sens opposé, pour un débit global nul

On obtient l'équation classique un écoulement de Couette-plan simple :

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{lub} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4.135)$$

et en écoulement permanent:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} = 0 \quad (4.136)$$

Il suffit d'intégrer $\mu_{lub} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{\partial p}{\partial x}$ deux fois selon y pour obtenir le profil de vitesse.

Les conditions aux limites $\left\{ \begin{array}{l} y = 0 \rightarrow u = 0 \\ y = h \rightarrow u = u_0 \end{array} \right\}$ permettent de déterminer les constantes d'intégration, il vient :

$$u = \frac{1}{2 \cdot \mu_{lub}} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot (y^2 - h \cdot y) + \frac{u_0}{h} \cdot y \quad (4.137)$$

Il reste à déterminer la valeur du gradient de pression $\frac{\partial p}{\partial x}$. Compte tenu de l'hypothèse que nous avons faite d'un débit moyen nul, l'intégrale de la vitesse selon y sera nulle :

$$0 = \int_0^h \left(\frac{1}{2 \cdot \mu_{lub}} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot (y^2 - h \cdot y) + \frac{u_0}{h} \cdot y \right) \cdot dy \quad (4.138)$$

ce qui permet d'obtenir :

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6 \cdot \mu_{lub} \cdot \frac{u_0}{h^2} \quad (4.139)$$

et finalement :

$$u = 3 \cdot \frac{u_0}{h} \cdot y^2 - 2 \cdot \frac{u_0}{h} \cdot y \quad (4.140)$$

L'intérêt de ce calcul de vitesse est de pouvoir en extraire la contrainte de cisaillement :

$$\tau = \frac{\mu_{lub} \cdot \partial u}{\partial y} = -\mu_{lub} \cdot \left(6 \cdot \frac{u_0}{h^2} \cdot y - 2 \cdot \frac{u_0}{h} \right) \quad (4.141)$$

Et la contrainte pariétale au niveau du segment, donc pour $y=h$ vaut :

$$\tau_p = -4 \cdot \mu_{lub} \cdot \frac{u_0}{h} \quad (4.142)$$

L'effort dynamique tangentiel élémentaire dF_t , tel que représenté en figure (4.23) s'exprime :

$$dF_t = \tau_p \cdot dS = -4 \cdot \mu_{lub} \cdot \frac{u_0}{h} \cdot s \cdot \frac{D}{2} \cdot d\alpha \quad (4.143)$$

Le piston, relié par ailleurs à un embiellage, est susceptible de subir des efforts colinéaires et transversaux au mouvement. Compte tenu de l'hypothèse précédente de constance du jeu radial, on ne tiendra pas compte de la composante transversale.

Ainsi, il ne reste que la composante axiale, décomposable en une part motrice et la part due à l'effort de frottement, F_{fm} , égalant la somme des dF_t :

$$F_{fmd} = \oint_{\alpha} dF_t = -\oint \frac{2 \mu_{lub} \cdot u_0 \cdot s \cdot D}{h} \cdot d\alpha = \frac{-4 \cdot \mu_{lub} \cdot \pi \cdot D \cdot s \cdot u_0}{h} \quad (4.144)$$

Cette relation n'est en principe valable que pour un déplacement du piston à vitesse constante, et même supérieure à la vitesse limite de portance hydrodynamique. En supposant toutefois qu'elle reste valable dans le cas d'un déplacement alternatif, tel que :

$u_o(t) = R_{vb} \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t)$; soit avec l'angle de cycle θ :

$$u_o(\theta) = R_{vb} \cdot \frac{\pi N}{30} \cdot \sin(\theta) \quad (4.145)$$

Alors :

$$F_{fmd}(\theta) = \frac{-4 \cdot \mu_{lub} \cdot \pi \cdot D \cdot s}{h} \cdot R_{vb} \cdot \frac{\pi N}{30} \cdot \sin(\theta) \quad (4.146)$$

Et la puissance instantanée dissipée par frottements dynamiques est :

$$\dot{W}_{fr}(\theta) = F_r(\theta) \cdot u_o(\theta) = -\frac{4 \cdot \mu_{lub} \cdot \pi \cdot D \cdot s}{h} \cdot \left(R_{vb} \cdot \frac{\pi N}{30} \cdot \sin(\theta) \right)^2 \quad (4.147)$$

On obtient par intégration la puissance moyenne des pertes par frottements dynamiques (en valeur absolue) :

$$\dot{W}_{fr} = \frac{4 \cdot \mu_{lub} \cdot \pi \cdot D \cdot s}{h} \cdot \left(R_{vb} \cdot \frac{\pi N}{30} \right)^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \oint \sin^2(\theta) d\theta = \frac{2 \cdot \mu_{lub} \cdot \pi \cdot D \cdot s}{h} \cdot \left(R_{vb} \cdot \frac{\pi N}{30} \right)^2 \quad (4.148)$$

Faisons apparaître dans cette expression la vitesse angulaire $\frac{\pi N}{30}$, la fréquence $\frac{N}{60}$ et la

cylindrique $\frac{R_{vb} \cdot \pi \cdot D^2}{2}$. Nous pouvons extraire l'expression de la pmf_d telle qu'elle a été définie :

$$\dot{W}_{fr} = \left(\frac{4 \cdot \mu_{lub} \cdot s \cdot R_{vb}}{h \cdot D} \right) \cdot \left(\frac{R_{vb} \cdot \pi \cdot D^2}{2} \right) \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{\pi \cdot N}{30} \cdot \frac{N}{60} = pmf_d \cdot \frac{\pi \cdot N}{30} \cdot \frac{N}{60} \quad (4.149)$$

Et donc :

$$pmf_d = \frac{2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot \mu_{lub} \cdot s \cdot R_{vb}}{h \cdot D}, \text{ exprimé en } Pa \cdot s \cdot rad^{-1} \quad (4.150)$$

La formule (4.150) reflète logiquement certaines tendances des pertes mécaniques en relation avec plusieurs paramètres, en terme de proportionnalité :

- A la viscosité du lubrifiant μ_{lub}
- A la surface de contact $s \cdot \pi \cdot D$
- Au carré du produit $R_{vb} \cdot N$ (cf carré de la vitesse linéaire moyenne)
- Inversement à l'épaisseur h du film de lubrifiant

4.4.10.3 Frottements "secs"

Le frottement sec est considéré uniquement pour les dispositifs de guidage. Il est considéré qu'il n'y a pas de portance exercée par un lubrifiant.

Le frottement est considéré décroissant avec la vitesse, selon un loi exponentielle-puissance :

$$f_{rj} = f_{ro}^* \cdot e^{-\left(\frac{Z_j}{\beta_f}\right)^k}; \text{ pour } j = \{h, c\} \quad (4.151)$$

où :

$$Z_c = \frac{\mu_{gaz} \cdot N \cdot c_j}{15 \cdot p_0 \cdot jeu} \text{ est la vitesse de glissement adimensionnée.}$$

β_f et k sont des coefficients de décroissance, dépendants des matériaux en contact, leurs valeurs devrait être déterminée par l'expérience.

$f_{ro}^* = f_{ro} \cdot \frac{d_{tige}^2}{d_j^2}$ est le coefficient d'adhérence du dispositif de guidage rapporté au diamètre du piston.

Les efforts de frottement répondent à la loi de Coulomb avec cette valeur du coefficient de frottement f_r modifiée. Sans effet de portance, il est supposé que la pression de contact se réduit à la pression statique P_0 . Il s'ensuit que l'effort normal dN s'exerçant sur l'élément de surface d'une tige de guidage est :

$$dN = p_o \cdot dS = \frac{p_o \cdot s \cdot D}{2} \cdot d\alpha \quad (4.152)$$

Ainsi l'effort élémentaire du frottement sec sera évalué par :

$$dF_{fms} = \frac{f_r \cdot p_o \cdot s \cdot D}{2} \cdot d\alpha \quad (4.153)$$

et l'intégration immédiate fournit :

$$F_{fms} = f_r \cdot p_o \cdot \pi \cdot D \cdot s \quad (4.154)$$

Le travail engendré par ces efforts sur un tour de vilebrequin est :

$$W_{fms} = 4 \cdot f_r \cdot p_o \cdot \pi \cdot D \cdot s \cdot R_{vb} \quad (4.155)$$

Le quotient de ce travail et de la cylindrée fournit la valeur de pmf_s :

$$pmf_s = \frac{8 \cdot f_r \cdot p_o \cdot s}{D} \quad (4.156)$$

4.4.10.4 Évaluation de la puissance dissipée par frottements mécaniques

Nous avons déterminé des corrélations évaluant, d'une part la pmf dynamique pmf_d , d'autre part la pmf statique pmf_s . Pour évaluer la pression moyenne de frottement global pour un moteur comprenant un jeu de piston / cylindre, il nous suffit d'ajouter les formules, ainsi :

$$pmf = \frac{8 \cdot f_r \cdot p_o \cdot s}{D} + f_d \cdot \left(\frac{8 \cdot \pi \cdot \mu_{lub} \cdot s \cdot R_v}{h \cdot D} \right) \cdot \left(\frac{\pi \cdot N}{30} \right) \quad (4.157)$$

Comme un moteur de Stirling est constitué de deux pistons (sauf dans le cas particulier des pistons à double effet), qui seront éventuellement différents. Les valeurs numériques de s , D , h , R_v seront donc propres à chaque piston.

Afin de prendre en compte les particularités géométriques du moteur que l'on veut étudier, on pourra évaluer la perte relative à chaque piston en fonction du volume qu'il balaye, et non en fonction de l'écart total ($V_{max} - V_{min}$) de l'ensemble du moteur. Dans une configuration multi-cylindres il suffira, quelque soit le type de moteur (alpha, bêta, gamma, double-effet) de multiplier le résultat par le nombre n_{cyl} de cylindres.

Ainsi, en reformulant (4.157) pour chaque piston, avec les seuls volumes balayés et diamètres nous obtenons :

$$pmf_e = \frac{8 \cdot f_r \cdot p_{ma} \cdot s_e}{D_e} + f_d \cdot \left(\frac{16 \cdot \mu_{lub} \cdot s_e \cdot V_{be}}{h_e \cdot D_e^3} \right) \cdot \left(\frac{\pi \cdot N}{30} \right) \quad (4.158)$$

$$pmf_c = \frac{8 \cdot f_r \cdot p_{ma} \cdot s_c}{D_c} + f_d \cdot \left(\frac{16 \cdot \mu_{lub} \cdot s_c \cdot V_{bc}}{h_c \cdot D_c^3} \right) \cdot \left(\frac{\pi \cdot N}{30} \right) \quad (4.159)$$

et les puissances dissipées sont :

$$\dot{W}_{fme} = pmf_e \cdot V_{be} \cdot N / 60 \quad (4.160)$$

$$\dot{W}_{fmc} = pmf_c \cdot V_{bc} \cdot N / 60 \quad (4.161)$$

Sauf dans le cas d'une configuration moteur à double-effet, chaque piston participe à deux cycles moteur, une seule des deux formules sera donc prise en compte pour chaque piston.

En conclusion, les relations 4.158 à 4.161 sont susceptibles de traduire l'importance des frottements dans un moteur, selon des paramètres dimensionnels et de fonctionnement (pression, lubrification). Cela permettra de comparer différentes configurations cinématiques lors de la préconception.

4.4.11 Modèle de génératrice, puissance utile

La génératrice convenable pour l'intégration au moteur P3 CoolEnergy [146] est conçu au départ pour équiper de petites éoliennes. C'est une machine triphasée à aimants permanents équipée d'un redresseur et pouvant être utilisée en mode inverse (moteur électrique) pour le démarrage du moteur thermique.

On ne s'intéresse ici qu'au fonctionnement en mode génératrice. Le modèle proposé ici se veut simple, basé sur des principes fondamentaux d'électrotechnique, mais sans la prise en compte des puissances réactives.

La puissance mécanique reçue par la génératrice est la puissance indiquée (4.39) du moteur thermique, diminuée de la puissance des pertes de charge internes (4.100) et des frottements mécaniques propres du moteur (4.160) et (4.161) :

$$\dot{W}_{mot net} = \dot{W}_{mot i} - \sum_{j=\{h,r,k\}} \dot{W}_{ch j} + \dot{W}_{fmc} + \dot{W}_{fme} \quad (4.162)$$

Les pertes magnétiques (pertes fer et hystérésis) et mécaniques internes de la génératrice sont considérées sous une même forme, proportionnelles au carré de la vitesse d'entraînement de la génératrice. Le retrait de ces pertes à la puissance mécanique admise permet d'exprimer la puissance électromagnétique :

$$\dot{W}_{emag} = \dot{W}_{mot net} - (\kappa_{mag g} + \kappa_{fm g}) \cdot N^2 \quad (4.163)$$

En première approche la force électromotrice (tension à vide) est proportionnelle à la vitesse d'entraînement, ce qui permet de déduire la valeur du courant moyen :

$$I = \frac{\dot{W}_{emag}}{E_{max gen}} \cdot \frac{N_{max gen}}{N} \quad (4.164)$$

Chaque diode de redressement génère une chute de tension considérée comme affine du courant :

$$V_D = V_{D0} + R_D^* \cdot I \quad (4.165)$$

La résistance interne des bobinages statoriques est prise en compte par une résistance globale R_{gen} . La puissance électromotrice est donc diminuée de la puissance dissipée par le redresseur, à raison de deux diodes en série par demi-alternance et de l'effet Joule dissipé par les bobinages statoriques, on obtient ainsi la puissance électrique brute :

$$\dot{W}_{el brute} = \dot{W}_{emag} - 2 \cdot V_D \cdot I - 2 \cdot R_{gen} \cdot I^2$$

Enfin la puissance électrique nette en sortie du groupe moto-générateur est obtenue en retranchant les consommations électriques annexes des pompes d'alimentation du moteur (4.162) et (4.102) et du ventilateur de refroidissement (4.9) :

$$\dot{W}_{el net} = \dot{W}_{el brute} - \dot{W}_{el p H} - \dot{W}_{el p K} - \dot{W}_{el vent}$$

Les paramètres du modèle peuvent être déterminés d'après des documentations fournies par le constructeur de la génératrice [146].

4.5 Propositions pour élaborer un modèle simplifié de moteur Stirling orienté simulation, dimensionnement et automatique

Le modèle de moteur Stirling proposé au paragraphe 4.4 prend en considération les coefficients d'échanges convectifs à travers trois échangeurs et les facteurs de pertes suivants : régénération thermique imparfaite, frottements mécaniques, pertes de charge internes, fuites thermiques et autoconsommations dues aux circulations des fluides externes.

Malgré un certain nombre d'hypothèses simplificatrices, la détermination d'un point de fonctionnement stationnaire induit des calculs assez complexes, basés sur des modèles physiques de base. Pris séparément, chaque détail est en soi relativement simple, mais le cumul de chacune des procédures, en particulier les intégrations numériques (pertes de charge internes, coefficients moyens de convection et rendement de régénération) peut mener à des temps de calcul relativement long : L'utilisation directe du programme (c'est à dire la détermination du point de fonctionnement à partir des températures de source et puits, de débits et d'une vitesse de rotation choisis) est assez rapide. En revanche l'inversion du modèle, en vue de déterminer la vitesse de rotation à puissance imposée et débits choisis, puis ensuite l'optimisation des débits ralentit considérablement les calculs : La détermination d'un point de fonctionnement de l'étude d'optimisation 5.3 appliquée à ce modèle peut nécessiter plus d'une minute. Si cela importe peu dans les cas d'études fondamentales, il en ira différemment lorsqu'il s'agira de concevoir un système de contrôle et commande d'un moteur réel : le modèle de calcul devra être utilisable dans un intervalle de temps court, de l'ordre de la seconde, voir moins. Qui plus est il devra être fidèle aux performances réelles du moteur, déterminées, par exemple, par des essais sur banc. Le modèle pratique et le système de contrôle et commande adéquat sera donc de préférence construit sur les mesures expérimentales.

Un substitut au modèle physique, fréquemment utilisé en automatique, est l'emploi de cartographies. Un point de fonctionnement, s'il existe, est alors déterminé par autant d'interpolations qu'il y a de variables d'entrée. La précision des interpolations dépend à la fois des méthodes de calcul et du nombre de points. Supposons une cartographie établie avec 4 valeurs de température ambiante, 6 températures d'entrée du caloporteur chaud, 6 valeurs pour chacun des débits et 10 valeurs de puissance utile, cela donne $4 \times 6 \times 6 \times 6 \times 6 \times 10 = 51840$ points de fonctionnement. Cela signifie autant de valeurs pour chaque variable d'entrée : 3 débits, deux températures et la vitesse de rotation ; ainsi que pour chaque grandeur de sortie: la puissance utile nette, les puissances thermiques admise et refoulée et au moins la température de sortie du caloporteur chaud, soit au total $51840 \times (3 + 2 + 1 + 3 + 1) = 518400$ valeurs numériques constituant la cartographie, voire 673920 valeurs si l'on considère en plus les températures d'entrée et sortie de caloporteur froid et d'air à la sortie du refroidisseur aérotherme.

En pratique, ces valeurs seront autant de paramètres mémorisés dans un automate de commande, avec comme contrainte supplémentaire de choisir des méthodes convenables pour obtenir des interpolations ou extrapolations cohérentes.

Nous avons vu dans l'étude de dimensionnement de l'échangeur liquide-air de refroidissement (4.4.1 et l'annexe A6) que le fonctionnement stationnaire d'un moteur thermique peut être modélisé, par des corrélations cohérentes, mais très éloignées d'une description physique, avec une assez bonne précision au regard de la simplicité des formulations. Il est à noter toutefois que la méthode employée tient compte des températures moyennes à travers les échangeurs, des caloporteurs alimentant le moteur, mais sans information sur la manière dont sont obtenues ces températures moyennes, c'est à dire ignorant le fait qu'en pratique les températures d'entrée du caloporteurs chaud et de d'air pour le refroidissement sont imposées, et sans distinction de l'influence des débits.

Les propositions ci-après sont une base permettant de construire un modèle intermédiaire entre un modèle purement numérique et une description physique détaillée, consistant en un

découpage du moteur en plusieurs blocs distincts dont les comportements dynamiques seront décrits par des corrélations appropriées, obtenues à partir d'essais pratiques du moteur réel sur un banc d'essais instrumenté.

Modèle simplifié des échangeurs externes :

L'idée est de construire des modèles d'échangeurs de manière similaire à celle proposée au 4.4.2 : Chaque échangeur est assimilé à deux conductances thermiques en série : L'une variant en fonction du nombre de Reynolds relatif à l'écoulement du fluide externe (caloporteur), l'autre en fonction du nombre de Reynolds du gaz de travail (ou de l'air ambiant dans le cas de l'aérotherme). Les conductances "parasites" de paroi et d'encrassement ne seront pas déterminées, mais implicitement incluses dans les corrélations établies expérimentalement.

Plus globalement les corrélations s'effectueront sur la base du débit massique (ou volumique) du caloporteur d'une part, et de la vitesse angulaire de l'arbre moteur d'autre part.

Par similitude avec les modèles d'échanges disponibles dans la littérature [121] [124] – qui, soit dit au passage sont tous issus de l'expérience – il vient pour l'échangeur d'alimentation (coté source) :

$$K_{hint} = \frac{1}{\frac{1}{K_{0h}} \cdot \left(\frac{N}{N_0}\right)^{\alpha_h} + \frac{1}{K_{0H}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_H}{\dot{m}_{0H}}\right)^{\alpha_H}} \quad (4.166)$$

et pour l'échangeur de refroidissement (coté puits) :

$$K_{kint} = \frac{1}{\frac{1}{K_{0k}} \cdot \left(\frac{N}{N_0}\right)^{\alpha_k} + \frac{1}{K_{0K}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_K}{\dot{m}_{0K}}\right)^{\alpha_K} + \frac{1}{K_{0A}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_{0A}}\right)^{\alpha_A}} \quad (4.167)$$

Les coefficients $\{\alpha_j\}$ pour $j=\{h;k\}$ d'une part et les paires $\{\dot{m}_{0j}; \alpha_j\}$ pour $j=\{H;K;A\}$ d'autre part devront être eux-même corrélés en fonction des températures des fluides concernés.

Le protocole d'essais peut être le suivant : En imposant, pour chaque point de test, des valeurs de débit des caloporteurs, puis en ajustant la charge (électrique) de manière à obtenir des vitesses angulaires de l'arbre moteur également choisies au préalable, cela pour différentes températures d'admission des caloporteurs de source thermique et puits. Ainsi les coefficients $\{\dot{m}_{0j}; \alpha_j\}$ et $\{\alpha_j\}$ pourront être corrélés en fonction des températures moyennes, mesurées, des caloporteurs concernés, ainsi que des puissances thermiques déterminées d'après les mesures, de manière similaire à l'étude présentée en A6, mais appliquée ici à la modélisation détaillée des échangeurs.

Modèle simplifié du cycle moteur et des pertes

Les mesures expérimentales sur un moteur suffisamment instrumenté permettent, en premier lieu, de mesurer la puissance indiquée du cycle [111] [126]. A ce propos on notera l'importance de la précision des mesures, et en particulier, en ce qui concerne les machines à capsulismes comme le moteur de Stirling, du repérage angulaire des "points morts hauts" [126].

$$\dot{W}_i = \oint p_e \cdot dV_e + \oint p_c \cdot dV_c \quad (4.168)$$

On pourra s'inspirer de l'étude de l'annexe A6 pour corrélérer les valeurs expérimentales de la puissance indiquées, pour chaque valeur de vitesse angulaire, dans un premier temps en effectuant des régressions polynomiales en fonction des température moyennes des espaces de compression, puis de détente, dans un second temps corrélérer les résultats obtenus en fonction de la vitesse angulaire (sous forme d'une fonction puissance, au autre).

En second lieu il s'agira de déterminer les pertes sur la puissance indiquée (frottements mécaniques, pertes de charge internes du gaz de travail, pertes électriques...). Leur mesure globale sera obtenue par la différence entre la puissance indiquée et la puissance électrique réellement mesurée sur la charge électrique. Ces pertes peuvent être corrélées de manière globale à la vitesse angulaire (fonction polynomiales et/ou puissances) puis aux températures internes de cycle ainsi qu'à la température ambiante :

$$\dot{W}_{\text{pertes "cycle"}} = \dot{W}_i - \dot{W}_{\text{el charge}} \quad (4.169)$$

Quant au détail de la répartition de ces pertes, sa connaissance dépendra des instrumentation disponibles et au nombre de mesures effectuées, il ne sera toutefois pas nécessairement indispensable, puisqu'il s'agit ici de caractériser le groupe moteur, et non d'étudier sa conception :

Enfin, les pertes thermiques internes (imperfections de régénération, conductions et convections thermiques) pourront être déduites, sous une forme globale d'après le bilan thermique entre les puissances thermiques admises et refoulées et la puissance indiquée :

$$\dot{W}_{\text{pertes thermiques}} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_K - \dot{W}_i \quad (4.170)$$

Là encore, le détail de répartition des pertes thermiques est difficile à appréhender, mais ne sera pas indispensable pour construire un modèle d'étude expérimental de la commande moteur et son optimisation.

4.6 Conclusions du chapitre sur les modèles dynamiques stationnaires

Des modèles, ou des modifications de modèles ont été proposés permettant de représenter de manière cohérente deux briques essentielles d'une microcentrale thermodynamique : Le captage solaire et le moteur Stirling.

Les formalismes mathématiques adoptés pour ces modèles – des coefficients représentant des propriétés physiques moyennes ou des comportements globaux – permettant de les construire à partir d'essais pratiques, en conditions réelles.

Pour les capteurs solaire, outre l'ensoleillement incident – dont les composantes directes et diffuses seront à considérer en fonction du type de récepteur – et la température ambiante, il sera alors possible de tenir compte de la vitesse du vent. On notera que le modèle proposé de capteur solaire ne peut constituer qu'une ébauche pour décrire son fonctionnement réel : Le régime dynamique stationnaire ne sera presque jamais possible car les conditions physiques d'environnement – ensoleillement, température ambiante, vitesse et direction du vent – pouvant varier brutalement sur des échelles de temps courtes. Toutefois, un modèle épuré est adéquat pour étudier fonctionnement des capteur du point de vue du système global, et élaborer une base pour l'optimisation dynamique de contrôle et commande, ce qui est développé dans la partie 5.2.

Pour le moteur Stirling, un modèle physique a été construit à partir des caractéristiques d'un prototype de moteur réel. Il a été choisi de tenir compte des facteurs de pertes les plus influents : pertes mécaniques, pertes de charge, imperfection de régénération, pertes par dissipations thermiques (conduction et défaut d'isolation) sous une forme globalisée, et pincements en température dans les échangeurs d'alimentation et de refoulement thermiques. Ainsi, à défaut de décrire précisément le comportement du moteur de référence – et ce n'est pas le but, et par ailleurs on ne dispose pas encore de données sur les performances réelles du prototype – ce modèle est à même de refléter les tendances dynamiques d'un moteur réel, proches de celles du prototype réel. Il a été construit essentiellement pour être utilisé comme une "boîte noire" pour l'étude d'optimisation présentée dans la partie 5.3 ; c'est à dire en le considérant comme un moteur réel :

Les variables physiques d'entrée correspondent à des conditions réelles de fonctionnement : Température du caloporteur d'alimentation thermique, température de l'air ambiant ; et les variables de commande, à choisir selon une stratégie d'optimisation : débits de caloporteur chaud, de liquide réfrigérant et d'air pour le refroidissement. De même les variables de sorties du modèles ont été choisies comme s'il s'agissait d'un moteur réel, instrumenté simplement pour réaliser une boucle de contrôle de puissance : Température de sortie des caloporteurs, puissances thermiques admises et refoulées, puissance électrique utile disponible.

En complément, des propositions ont été faites en vue d'élaborer un modèle pratique, destiné à représenter le comportement dynamique de moteurs réels, à partir d'expérimentations réalisées sur banc d'essai instrumenté. Un modèle pratique ainsi élaboré pourra, à son tour, être utilisé (en "boite noire") pour déterminer une base de commande dynamique stationnaire optimisée, avec la même méthode que celle présentée en 5.3.

Chapitre 5 Optimisation de systèmes thermodynamiques en régime stationnaire

5.1 Introduction, position du problème

L'optimisation énergétique des systèmes est souvent considéré d'un point de vue assez général, sur une échelle de temps longue (journée, mois, année).

Des études menées sur divers systèmes thermodynamiques stationnaires (chaudières, cogénérateurs, piles à combustible) tendent à montrer que des stratégies de contrôle de puissance répondant en continu à la demande de puissance utile, en vue de l'optimisation énergétique, donnent des résultats médiocres au regard de la complexité des commandes élaborées, par rapport à des commandes classiques de type tout-ou-rien ou par paliers.

Il est à noter que ce constat s'applique à des systèmes fonctionnant sur des sources de chaleur riches et stables (températures résultant de combustion) ou présentant des rendements élevés tels que les piles à combustible.

Nous allons voir dans ce qui suit que ce n'est pas nécessairement le cas pour des systèmes fonctionnant à partir de sources de chaleur pauvres, en particulier dans le cas d'une centrale solaire thermodynamique pour laquelle la température de captage en tout cas inférieure à 180°C.

5.2 Optimisation dynamique du captage solaire

5.2.1 Limite du rendement des capteurs solaires au sens du premier principe, introduction du concept d'exergie

Le rendement thermique du capteur, ne permet pas de rendre compte de la qualité thermique de la chaleur captée, c'est-à-dire du potentiel de conversion de la chaleur en travail mécanique. Ce dernier est en effet lié, à la fois à la puissance thermique produite et aux niveaux de température à l'entrée et à la sortie des capteurs [147].

En effet, on sait que plus la température de source sera haute, plus le moteur alimenté pourra être efficace. En opposition, plus la température moyenne du caloporteur chaud sera élevée, plus le rendement du captage solaire sera faible.

En première approche, le rendement de tout moteur thermique peut être assimilé à une fraction du facteur de Carnot, maximum théorique du rendement de conversion thermomécanique.

Pour un système de conversion thermomécanique directe de l'énergie solaire, sans stockage, on peut assimiler la température de source chaude à la température moyenne arithmétique de captage $T_{rec\ ma}$ et la température de référence est celle de l'ambiance T_{amb} , ainsi le facteur de Carnot s'exprime:

$$f_{C\ direct} = 1 - \frac{T_{ref}}{T_{rec\ ma}} = 1 - \frac{2 \cdot T_{amb}}{T_{rec\ e} + T_{rec\ s}} \quad (5.1)$$

La température de référence T_{ref} étant la température du milieu dans lequel le moteur évacue son rejet thermique (ou chaleur fatale), autrement dit la température d'ambiance, soit ordinairement la température de l'atmosphère.

On peut alors exprimer l'énergie "potentiellement mécanisable" (ou limite d'exergie extractible) par le captage solaire :

$$\pi_{rec\ m} = [f_0 \cdot E_i - U(T_{rec\ e}, T_{rec\ s}, T_{amb} \dots)] \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{rec\ ma}}\right) \quad (5.2)$$

Ou encore le flux exergetique productible (limite) d'un champ de captage solaire :

$$\dot{E}x_{rec} = A_{rec} \cdot [f_0 \cdot E_i - U(T_{rec\ e}, T_{rec\ s}, T_{amb} \dots)] \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{rec\ ma}}\right) \quad (5.3)$$

On constate alors que, pour des conditions physiques données (ensoleillement, température ambiante, etc...), il existe une température $T_{rec\ ma}^*$ pour laquelle l'association d'un champ de capteur et d'un moteur théorique parfait donnera un maximum de puissance, ou l'optimum théorique de flux exergetique $\dot{E}x_{rec}^*$, comme le montre la figure 5.1, pour des modèles simples de capteurs solaires, avec $E_i = 800\ W/m^2$ et $T_{ref} = T_{amb} = 30\ ^\circ C \equiv 303\ K$.

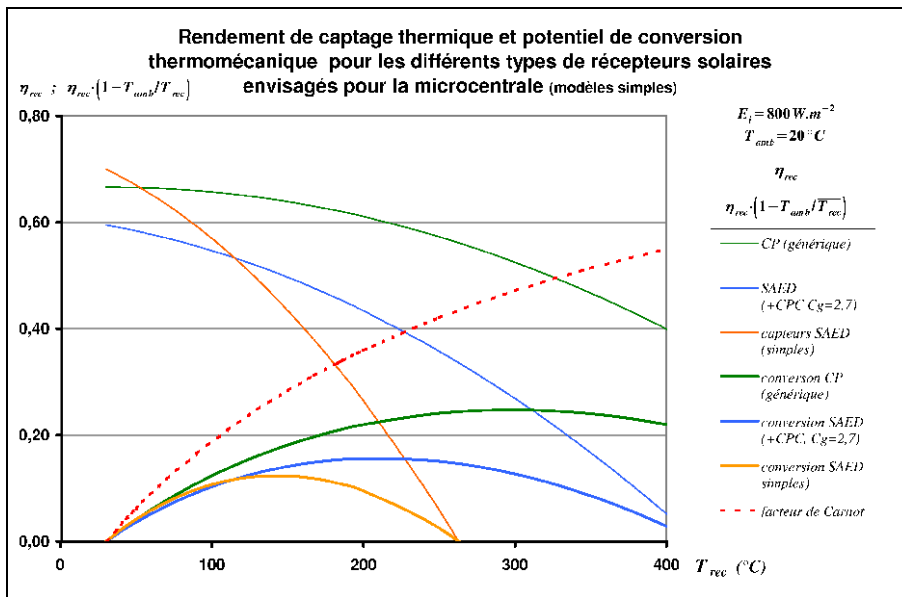


Figure 5.1 : Maximums de conversion thermomécanique directe de capteurs solaires à tubes sous vide simples*, à renforteur CPC (voir formule (5.5)) et à concentrateur linéaire (modèles génériques simples) * avec l'aimable autorisation de Sophia-Antipolis Énergie Développement (SAED)

Ces courbes (figure 5.1) permettent d'évaluer des plages de température optimales pour la conversion thermomécanique directe réalisable avec les types de capteurs considérés:

Pour un système à basse température, on devrait autant que possible chercher à obtenir une température moyenne de captage comprise entre 100 et 140°C, avec un potentiel mécanisable d'environ 12%.

Pour des capteurs à haute concentration, l'optimum de conversion du capteur se trouve largement au-delà des spécifications système (température maximale de 178°C). On ne pourra pas réaliser un captage aux températures optimales – qui seraient entre 300°C et 500°C pour un potentiel mécanisable de 34%. Toutefois le potentiel mécanisable reste intéressant dans la plage des températures moins élevées: 30% à 260°C et encore environ 22% à 160°C (ordre de grandeur des températures envisagées en pratique).

La suite de cette étude est donc concentrée sur des capteurs à tubes évacués simples (SAED) et les mêmes tubes qui seraient dotés d'un réflecteur CPC permettant une concentration géométrique $C_g \approx 2,7$, hypothétiquement constante pour toute angle d'incidence, ce qui correspond sensiblement aux performances certifiées de capteur existants tels que le CPC-R1 de

ROTH ou le StarAzzurro de Paradigma.

Pour les tubes évacués simples SAED, les coefficients du modèle (3.2) utilisé sont⁷ :

$$\eta_{0\ SAED} = f_{o\ SAED} = 0,70; a_{1\ SAED} = 1,1; a_{2\ SAED} = 0,0056 \quad (5.4)$$

Avec un réflecteur CPC de réflectivité $\rho=0,8$ d'une surface d'ouverture 2,7 fois plus grande que le tube, on peut établir un modèle simple sur la base des coefficients modélisant les tubes simples, se rapportant à la surface de captage du réflecteur:

$$\eta_{0\ SAED+CPC} \simeq \frac{\eta_{0\ SAED} \cdot (1 - (C_g - 1) \cdot \rho)}{C_g} = \frac{0,70 \cdot (1 - (2,7 - 1) \cdot 0,8)}{2,7} \simeq 0,612$$

$$a_{1\ SAED+CPC} \simeq \frac{a_{1\ SAED}}{C_g} \simeq 0,407 \quad (5.5)$$

$$a_{2\ SAED+CPC} \simeq \frac{a_{2\ SAED}}{C_g} \simeq 0,00207$$

5.2.2 Bases de réflexion pour établir un critère exergetique adapté

Le problème, pour une conversion avec stockage thermique, se pose différemment que pour la conversion directe. En effet, l'énergie stockée thermiquement sera convertie en énergie mécanique lorsque l'ensoleillement sera nul ou insuffisant.

Du fait de cette conversion différée, la température en tout point du stock thermique évolue au cours du temps. De même la température sortant de l'échangeur d'alimentation du moteur $T_{mot\ s}$ dépendra à la fois de la température d'entrée $T_{mot\ e}$ (peu différente de $T_{rec\ s}$) et du régime du moteur. La température du fluide entrant dans le parc de captage, résultant du mélange entre le débit sortant du stock et le débit revenant du moteur, ne peut donc être choisie et conditionne la valeur de $T_{rec\ ma}$.

Se pose alors la question de la validité de la température moyenne $T_{rec\ ma}$ dans le calcul du productible exergetique du captage solaire : Si la température d'entrée du parc devient supérieure à la valeur optimale $T_{rec\ ma}^*$ précédemment exprimée, le captage d'énergie induit que la température de sortie $T_{rec\ s}$ soit également supérieure à $T_{rec\ ma}^*$. Dans de telles conditions l'optimisation du captage solaire à fin de conversion thermomécanique ne peut pas se faire sur la base d'une température moyenne optimale de captage.

Les conditions de fonctionnement réelles du capteur solaire seront telles que la température d'entrée instantanée (ou sur un pas de temps) $T_{rec\ e}$ du captage sera imposée, dépendante de l'état du stockage et du régime moteur, et l'ensoleillement sera également imposé.

La température instantanée de sortie $T_{rec\ s}$ devra être :

- Inférieure à la température de stagnation, dépendant de l'ensoleillement et de la température d'ambiance.
- Au moins supérieure à la température moyenne du stock thermique pour réaliser effectivement une charge thermique.
- Inférieure à la température limite haute de fonctionnement, qui peut être fixée par les spécifications, en raison de contraintes de fonctionnement, sécurité ou performances. (cf chapitre 3 Prédimensionnement du système)

Le travail proposé est la détermination de la base d'une stratégie de contrôle des puissances et

7 Valeurs issues d'expérimentation réelles (centrale ENTHALPIA de la plate-forme PREMIO [148]) avec l'aimable autorisation de Sophia-Antipolis Energie Développement

de gestion de l'énergie – du point de vue dynamique stationnaire – par la commande du débit, permettant de maximiser le potentiel mécanisable de la puissance thermique captée, autrement dit le flux exergetique capté.

Pour tenir compte de l'évolution des conditions de fonctionnement des capteurs au cours de la journée, il faut tenir compte en temps réel de la température d'entrée $T_{rec\ e}$ du champ de capteurs et des composantes de l'ensoleillement incident, à savoir la composante incidente globale G_i pour les capteurs fixes et la composante incidente directe D_i pour les capteurs à concentration avec suivi solaire.

Quant à la température de référence T_{ref} pour le calcul du ou des facteurs de Carnot, le choix en est moins évident :

Pour le système étudié, la chaleur stockée est destinée à être convertie en énergie mécanique, en différé après le captage. Le potentiel de conversion thermomécanique dépendra alors d'une température ambiante future, inconnue a priori.

Par défaut, la température de référence sera celle, instantanée, de l'ambiance, c'est le choix le plus simple.

Mais on pourrait également envisager un correctif à la température ambiante : Par exemple, l'essentiel de la décharge ayant lieu la nuit, la baisse de température atmosphérique après le coucher du soleil est plus ou moins prévisible, la différence de température ambiante entre le jour et la nuit, en valeur moyenne annuelle $\overline{\Delta T}_{\text{jour/nuit}}^{\text{annuel}}$ par exemple (environ 7°C à Ouagadougou) peut servir de correctif approximatif, on pourrait alors poser $T_{ref} = T_{amb} - a_{ref} \cdot \overline{\Delta T}_{\text{jour/nuit}}^{\text{annuel}}$, où a_{ref} serait un facteur dépendant de la charge du stock en fonction de l'horaire, en comparaison à un profil de charge de référence. Une idée similaire, plus fine, serait d'utiliser une moyenne mensuelle de la différence de température $\overline{\Delta T}_{\text{jour/nuit}}^{\text{mensuel}}$ entre le jour et la nuit.

5.2.3 Critère exergetique pour la commande optimale du captage solaire thermique

5.2.3.1 Détermination et formalisation du critère

La température de sortie et le débit massique à travers le champ de capteur seront liés, par le bilan thermique :

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{rec} \cdot (h(T_{rec\ S}) - h(T_{rec\ E})) = A_{rec} \cdot [f_0 \cdot E_i - U(T_{rec\ E}, T_{rec\ S}, T_{amb})] \quad (5.6)$$

La température $T_{rec\ E}$ à l'entrée du champ de captage étant imposée, au débit massique traversant le capteur, nous pouvons associer un potentiel de puissance thermique d'entrée (ou enthalpique) par rapport à la température de référence :

$$\dot{\pi}_{Th}(T_{rec\ E}, T_{ref}) = \dot{m}_{rec} \cdot (h(T_{rec\ E}) - h(T_{ref})) \quad (5.7)$$

Et aussi un potentiel de puissance thermique à la sortie du capteur :

$$\dot{\pi}_{Th}(T_{rec\ S}, T_{ref}) = \dot{m}_{rec} \cdot (h(T_{rec\ S}) - h(T_{ref})) \quad (5.8)$$

Ainsi la première expression de \dot{Q}_{rec} traduit une différence de potentiel thermique entre l'entrée et la sortie du capteur.

Nous allons maintenant définir un critère de type différence de potentiel sur la base d'une analyse exergetique :

Considérons un pas de temps dt , durant lequel $T_{rec E}, T_{rec S}, \dot{m}_{rec}$ pourront être assimilées à des constantes.

Soit un débit de caloporteur \dot{m} , à une température $T > T_{ref}$. Supposons que la masse de caloporteur ($\dot{m} \cdot dt$) subisse un refroidissement correspondant à une variation d'enthalpie spécifique $dh(T)$. L'expression différentielle de l'exergie associée au refroidissement du caloporteur est :

$$dEx = \dot{m} \cdot dt \cdot \left(1 - \frac{T_{ref}}{T}\right) \cdot dh(T) \quad (5.9)$$

Aussi, l'intégration de cette différentielle (5.9) depuis T_{ref} jusqu'à $T_{rec e}$, et appliquée au débit \dot{m}_{rec} à travers le parc de captage solaire, exprime le potentiel mécanisable de l'énergie thermique admise à l'entrée du parc – par refroidissement depuis $T_{rec e}$ jusqu'à T_{ref} – ou quantité d'exergie entrante :

$$\pi_{Ex E} = \dot{m}_{rec} \cdot dt \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{rec E}} \left(1 - \frac{T_{ref}}{T}\right) \cdot dh(T) \quad (5.10)$$

De même on peut définir la quantité d'exergie sortante :

$$\pi_{Ex S} = \dot{m}_{rec} \cdot dt \cdot \int_{T_{ref}}^{T_{rec S}} \left(1 - \frac{T_{ref}}{T}\right) \cdot dh(T) \quad (5.11)$$

Ainsi, nous pouvons exprimer le flux d'exergie potentielle mécanisable entre l'entrée et la sortie du capteur, ou flux exergetique brut capté :

$$\begin{aligned} \dot{Ex}_{rec\ brut} &= \frac{\pi_{Ex S} - \pi_{Ex E}}{dt} \\ \dot{Ex}_{rec\ brut} &= \dot{m}_{rec} \cdot \int_{T_{rec E}}^{T_{rec S}} \left(1 - \frac{T_{ref}}{T}\right) \cdot dh(T) = \dot{m}_{rec} \cdot \left[h(T_{rec S}) - h(T_{rec E}) - T_{ref} \cdot \int_{T_{rec E}}^{T_{rec S}} \frac{dh(T)}{T} \right] \end{aligned} \quad (5.12)$$

5.2.3.2 Cas du caloporteur eau

La difficulté de l'intégration (5.12) dépend de la formulation adoptée pour l'enthalpie. Rappelons que $h(T)$ est une fonction d'état dont l'expression peut être complexe [149]. De plus, hormis dans le cas particulier de l'eau cette fonction est le plus souvent inconnue, ou connue approximativement d'après la documentation des fournisseurs de caloporteurs, et souvent indirectement (variation de la chaleur spécifique C_p avec la température).

Heureusement, dans la plupart des cas, les températures d'entrée et sortie du capteur sont suffisamment proches pour pouvoir considérer une loi simple de la variation d'enthalpie avec la température. Dans le cas de l'eau, nous pouvons poser en première approche $h(T) \simeq C_p \cdot (T - 273,15)$, la chaleur spécifique étant sensiblement constante lorsque la température et la pression varient.

Nous pouvons alors reformuler (5.12) en fonction des seules températures $T_{rec E}, T_{rec S}, T_{ref}$ et C_p :

$$\dot{Ex}_{rec\ brut} \simeq \dot{m}_{rec} \cdot \left[C_p \cdot (T_{rec S} - T_{rec E}) - T_{ref} \cdot \int_{T_{rec E}}^{T_{rec S}} \frac{C_p \cdot dT}{T} \right]$$

Après intégration et factorisation par $C_p \cdot (T_{rec S} - T_{rec E})$ nous obtenons :

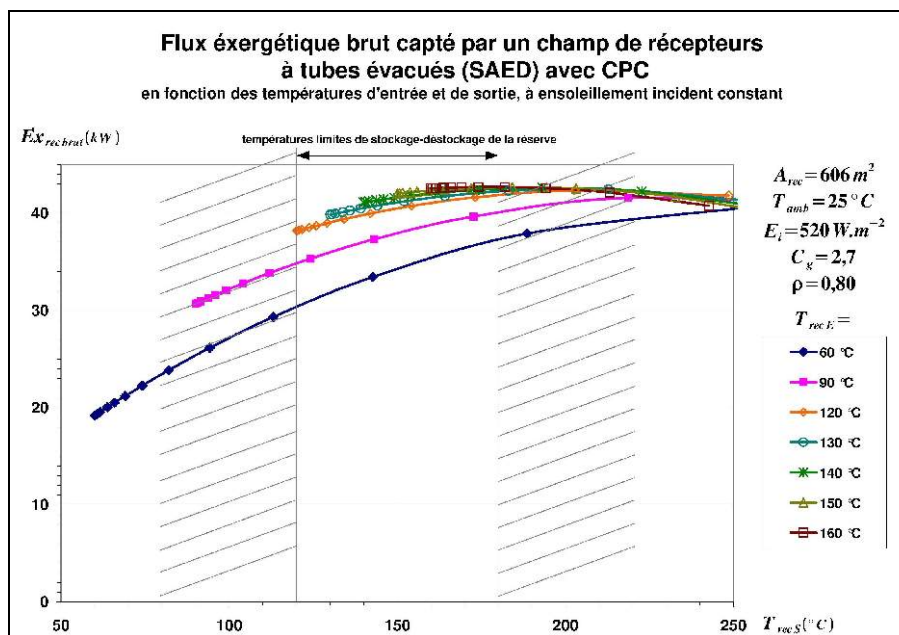


Figure 5.3 : Flux exergetique brut d'un champ de captage à concentrateur composé (CPC), pour une surface de réception équivalente à celle du champ de la figure 5.2, compte tenu de la réflectivité du concentrateur. L'exergie captée est nettement moindre pour les basses températures d'entrée. En revanche le potentiel est nettement accru et plus stable pour les températures supérieures à 100°C, correspondant à la plage recherchée de fonctionnement pour la microcentrale.

5.2.3.3 Cas des caloporteurs organiques: influence quadratique de la température sur l'enthalpie

Dans le paragraphe précédent nous avons considéré une variation quasi-linéaire de l'enthalpie avec la température. Ce modèle est valable pour de l'eau, dans les conditions de fonctionnement envisagées (état liquide, pas d'influence de la pression). Dans le cas des microcentrales à moyenne température, le niveau de température (220 à 260°C) impliquerait des pressions trop élevées et l'emploi d'huiles thermiques organiques peut s'avérer intéressant.

Les propriétés des huiles thermiques, qu'elles soient minérales, synthétiques ou siloxanes, varient peu avec la pression, tant que l'état liquide est maintenu, mais sont significativement dépendantes de la température.

La figure 5.4 montre les caractéristiques d'un fluide commercial. Pour la plupart des huiles organiques de ce type les caractéristiques sont voisines de celles-là. On observe une loi linéaire en température de la chaleur spécifique massique (Cp). L'enthalpie pourra donc être exprimée par un polynôme de second ordre, dont du reste nous n'avons besoin que de la différentielle, soit :

$$dh(T) = Cp(T) \cdot dT \approx A \cdot T + B \tag{5.15}$$

Incorporons (5.17) à l'expression intégrale (5.12) du flux exergetique brut capté:

$$\dot{E}x_{rec\ brut} = \dot{m}_{rec} \cdot \left[\frac{A}{2} \cdot (T_{rec\ S}^2 - T_{rec\ E}^2) + B \cdot (T_{rec\ S} - T_{rec\ E}) - T_{ref} \cdot \int_{T_{rec\ E}}^{T_{rec\ S}} \left(A + \frac{B}{T} \right) \cdot dT \right] \tag{5.16}$$

Que nous pouvons calculer:

$$\dot{E}x_{rec\ brut} = \dot{m}_{rec} \cdot \left[\frac{A}{2} \cdot (T_{recS}^2 - T_{recE}^2) + B \cdot (T_{recS} - T_{recE}) - T_{ref} \cdot \left(A \cdot (T_{recS} - T_{recE}) + B \cdot \ln \left(\frac{T_{recS}}{T_{recE}} \right) \right) \right]$$

Puis ré-exprimer à partir de la formulation de l'enthalpie:

$$\dot{E}x_{rec\ brut} = \dot{m}_{rec} \cdot \left[h(T_{recS}) - h(T_{recE}) - T_{ref} \cdot \left(\frac{A \cdot (T_{recS}^2 - T_{recE}^2) / 2}{(T_{recS} + T_{recE}) / 2} + \frac{B \cdot (T_{recS} - T_{recE})}{(T_{recS} - T_{recE}) / \ln(T_{recS} / T_{recE})} \right) \right] \quad (5.17)$$

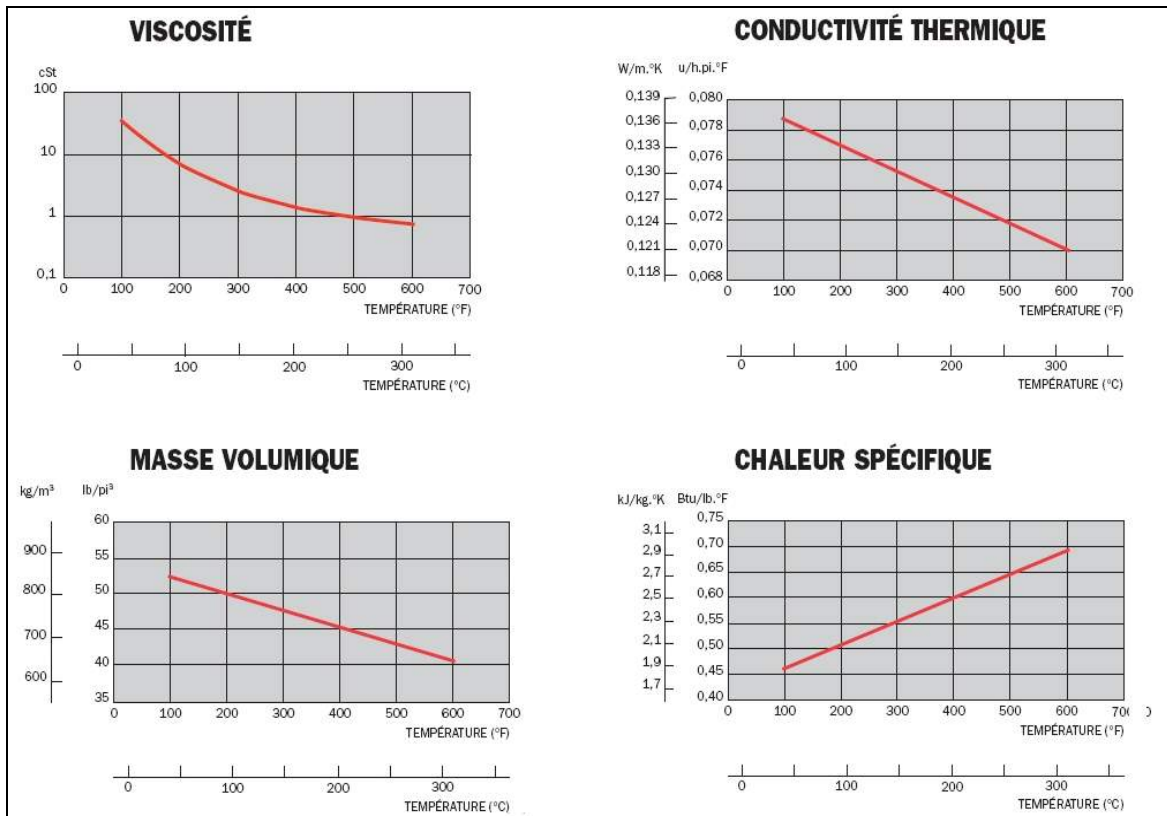


Figure 5.4 : Caractéristique de l'huile thermique "Purity* FG" (*Marque Commerciale, Petro-Canada). Les caractéristiques thermo-physiques des fluides de ce type peuvent être relativement bien corrélées d'après les données des fabricants.

Dans la deuxième partie entre parenthèses (terme entropique) de l'expression (5.17) nous reconnaissons les dénominateurs:

$(T_{recS} + T_{recE}) / 2 = T_{rec\ ma}$; moyenne arithmétique des températures d'entrée et sortie du capteur

$(T_{recS} - T_{recE}) / \ln(T_{recS} / T_{recE})$; moyenne logarithmique de ces mêmes températures.

Lorsque T_{recE} et T_{recS} auront des valeurs suffisamment proches, les deux moyennes auront des valeurs très peu différentes, comme l'illustre le tableau 7 .

$T_{rec\ e}(K)$	$T_{rec\ s}(K)$	$T_{ma}(K)$	$T_{ml}(K)$	écart %
273	433	353	346,87	-1,74%
303	433	368	364,14	-1,05%
333	433	383	380,81	-0,57%
363	433	398	396,97	-0,26%
393	433	413	412,68	-0,08%

Tableau 7: Comparaison de moyennes arithmétiques et logarithmiques de deux températures

Cette grande similarité permet d'assimiler dans (5.17) la moyenne arithmétique à la moyenne logarithmique, étant entendu que l'erreur commise sera d'autant moins importante que la différence entre les deux températures sera petite. L'adoption de la moyenne logarithmique pour les deux termes permet de simplifier le terme entropique :

$$T_{ref} \cdot \left(\frac{A \cdot (T_{rec\ s}^2 - T_{rec\ e}^2) / 2}{(T_{rec\ s} + T_{rec\ e}) / 2} + \frac{B \cdot (T_{rec\ s} - T_{rec\ e})}{(T_{rec\ s} - T_{rec\ e}) / \ln(T_{rec\ s} / T_{rec\ e})} \right) \quad (5.18)$$

$$\simeq T_{ref} \cdot \frac{\ln(T_{rec\ s} / T_{rec\ e})}{T_{rec\ s} - T_{rec\ e}} \cdot \int_{T_{rec\ e}}^{T_{rec\ s}} \left(A + \frac{B}{T} \right) \cdot dT$$

et par suite d'obtenir une expression approchée du flux exergétique brut :

$$\dot{E}x_{rec\ brut} \simeq \dot{m}_{rec} \cdot (h(T_{rec\ s}) - h(T_{rec\ e})) \cdot \left(1 - T_{ref} \cdot \frac{\ln(T_{rec\ s} / T_{rec\ e})}{T_{rec\ s} - T_{rec\ e}} \right) \quad (5.19)$$

Cette formulation est équivalente aux expressions (5.13) et (5.14) obtenues pour l'eau. On fera cependant attention à évaluer $(h(T_{rec\ s}) - h(T_{rec\ e}))$ par la formulation intégrale, ou, en utilisant la formulation (5.13) à calculer au préalable la chaleur spécifique à une température intermédiaire, par exemple la moyenne arithmétique $T_{rec\ ma} = (T_{rec\ s} + T_{rec\ e}) / 2$ pour obtenir un résultat fiable.

5.2.4 Flux exergétique net de captage solaire,

L'expression brute du flux exergétique n'est pas un critère suffisant pour optimiser la valeur mécanisable du captage thermique. La figure 5.2 montre l'évolution du flux exergétique brut d'un champ de captage à basse température (tube sous vide à caloducs, sans concentration), pour différentes valeurs d'ensoleillement et températures du caloporteur admis, en fonction de la température de sortie. Il est remarquable que ces courbes sont majoritairement décroissantes entre les températures limites de stockage et déstockage thermique envisagées. Cela indiquerait que le maximum d'exergie pratique serait atteint lorsque la température de sortie est la même qu'à l'entrée. Cela nécessiterait – constat absurde – un débit de caloporteur infini à travers l'absorbeur, donc une puissance de pompage également infinie.

Les pertes de charge générées par le captage représentent une auto-consommation d'énergie thermique, donc d'exergie, qui doit donc nécessairement être prises en compte dans la détermination d'un optimum exergétique.

On propose ici de caractériser la puissance hydraulique de pompes par un facteur de puissance généralisé κ_{rec} , constant, de l'installation de captage solaire dans son ensemble (parc

de captage, canalisation de liaison et vannes d'isolement).

La puissance hydraulique de pompage occasionnée par le circuit de captage s'exprime alors :

$$\dot{W}_{ph\ rec} = \kappa_{rec} \cdot \dot{m}_{rec}^3 \quad (5.20)$$

La définition de κ_{rec} est détaillée en annexe A9.

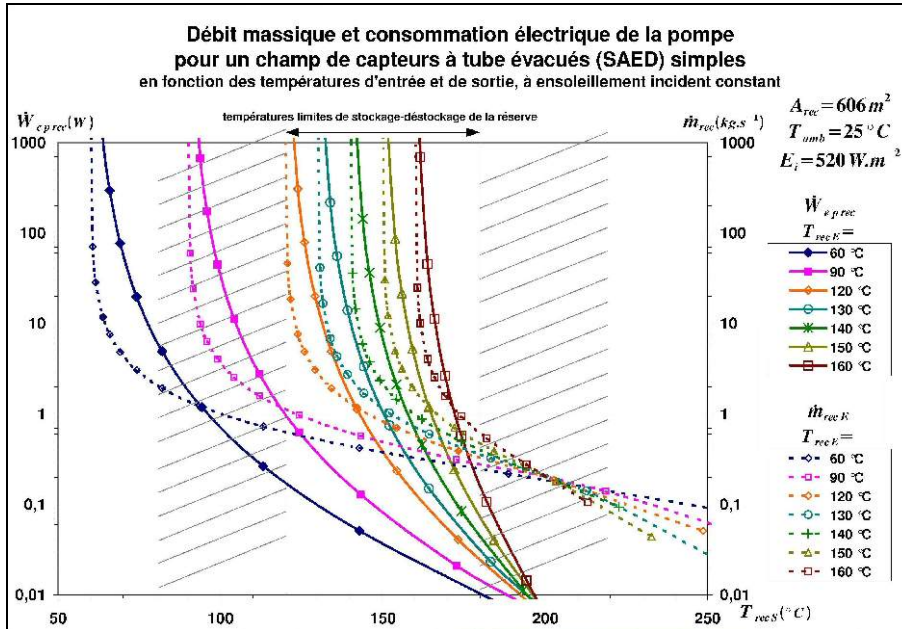


Figure 5.5 : Échantillon de résultat du modèle proposé : Débit de caloporteur (eau) et puissance de pompage pour un champ de capteurs, en fonction de la température d'entrée du caloporteur, à ensoleillement incident constant

D'après des documentations de fabricants de pompes [151] [152] nous pouvons supposer un rendement hydromécanique de pompe $\eta_{hp\ rec}$ de 70% et un rendement moteur $\eta_{ep\ rec}$ de 75% [153] [122], soit un rendement hydro-électrique du pompage $\eta_{p\ rec} = \eta_{hp\ rec} \cdot \eta_{ep\ rec}$ de 52,5%. Nous devons également considérer le rendement de conversion électromécanique η_{em} en bout d'arbre du moteur Stirling et enfin le rendement exergétique de ce dernier. Ainsi nous pouvons exprimer l'auto-consommation exergétique que représente le pompage nécessaire au captage thermique :

$$\dot{E}x_{p\ rec} = \frac{\kappa_{rec} \cdot \dot{m}_{rec}^3}{\eta_{p\ rec} \cdot \eta_{em} \cdot \eta_{Ex\ mot}} \quad (5.21)$$

$\eta_{Ex\ mot}$ étant le rendement exergétique net du moteur. On notera que ce rendement doit prendre en considération les autoconsommations du moteur (hydraulique, aéraulique...) et les effets du mélange dans la cuve de stockage entre le fluide transitant dans la cuve et le retour de l'échangeur d'alimentation du moteur.

La soustraction du flux exergétique de pompage (5.21) à l'exergie captée brute (5.14) donne une expression du flux exergétique net du captage solaire :

$$\dot{E}x_{rec\ net} = A_{rec} \cdot [f_0 \cdot E_i - U(T_{rec\ E}, T_{rec\ S}, T_{amb})] \cdot \left(1 - T_{ref} \cdot \frac{\ln(T_{rec\ S}/T_{rec\ E})}{T_{rec\ S} - T_{rec\ E}} \right) - \frac{\kappa_{rec} \cdot \dot{m}_{rec}^3}{\eta_{p\ rec} \cdot \eta_{em} \cdot \eta_{Exmot}} \quad (5.22)$$

avec une première contrainte issue du bilan thermique (5.6) du captage solaire :

$$\dot{m}_{rec} = \frac{A_{rec} \cdot [f_0 \cdot E_i - U(T_{rec\ E}, T_{rec\ S}, T_{amb})]}{h(T_{rec\ S}) - h(T_{rec\ E})} \quad (5.23)$$

Cette expression (5.22) peut servir de base pour élaborer une commande optimisée (fonction-objectif). La maximisation du flux exergétique du captage solaire thermique, est par conséquent l'optimisation de la valorisation mécanique ultérieure de l'énergie thermique accumulée dans la réserve durant le pas de temps dt .

Ainsi qu'il a été dit au 5.2.2, il conviendra de tenir compte des limites basse et haute de la température de sortie, soit la condition suivante (contrainte inégalité):

$$T_{st\ m} < T_{rec\ E} < T_{rec\ S}^{max} \quad (5.24)$$

A partir de (5.22) on pourra déterminer assez facilement la température de sortie optimale $T_{rec\ s}^{opt}$, telle que :

$$\frac{\partial \dot{E}x_{rec\ net}(T_{rec\ s}^{opt})}{\partial T_{rec\ S}} = 0, \text{ si la condition (5.24) est respectée} \quad (5.25)$$

Si la condition (5.24) n'est pas respectée, le flux exergétique ne sera pas optimisé au sens mathématique d'annulation de la dérivée, mais un maximum nécessairement sera atteint pour une des bornes en température, soit pour $T_{rec\ S}^{opt} = T_{st\ E}$, soit pour $T_{rec\ s}^{opt} = T_{rec\ E}^{max}$.

Toutefois, avant d'implémenter l'optimisation pour la commande du modèle, il est judicieux d'en vérifier l'utilité aux capteurs qui seront utilisés. Une exploration préliminaire des résultats de (5.22) pour différentes valeurs paramétrées de $E_i, T_{rec\ E}, T_{ref}$ et/ou T_{amb} et en faisant varier $T_{rec\ s}$.

La figure 5.6 montre les courbes ainsi obtenues avec un modèle de capteurs solaires à tube évacués simples, pour un ensoleillement incident constant et quelques valeurs de températures d'entrée du caloporteur allant de 60°C à 160°C. On notera la différence avec les courbes de la figure 5.2 : La prise en considération de la consommation met en évidence l'existence d'une température optimale à la sortie des capteurs pour toutes les valeurs considérées de température d'entrée. On notera également une similarité : le maximum théorique de flux exergétique ne peut être approché que si la température d'entrée est suffisamment basse (par exemple avec $T_{rec\ E} = 60^\circ C$ et $T_{rec\ E} = 90^\circ C$ pour la figure 5.6). De plus, lorsque le captage se fera dans des conditions contraintes par le cycle thermique journalier envisagé ($T_{rec\ E}$ comprise entre 120°C et 180°C) le maximum pratique de flux exergétique d'autant plus inférieur au flux exergétique optimal théorique $\dot{E}x_{rec}^*$ de la figure 5.1, que $T_{rec\ E}$ sera supérieur à la température moyenne optimale théorique $T_{rec\ ma}^*$.

La figure 5.7 montre les courbes obtenues avec un modèle de capteurs solaires à tube évacués et renforteur CPC, pour les mêmes valeurs d'ensoleillement incident constant et de températures d'entrée. Cette fois, en concordance avec la figure 5.3, on note que le maximum de flux exergétique peut être atteint pour des températures d'entrée du captage $T_{rec\ E}$ plus élevées que pour des tubes évacués simples. Pour la valeur d'ensoleillement paramétrée sur la figure 5.7

la réception peut être optimale sur pratiquement toute la plage de température de fonctionnement envisagée de la centrale (de 120°C à 180°C), les températures de sortie s'en trouvent nettement plus élevées que pour des tubes évacués sans renforceurs optiques.

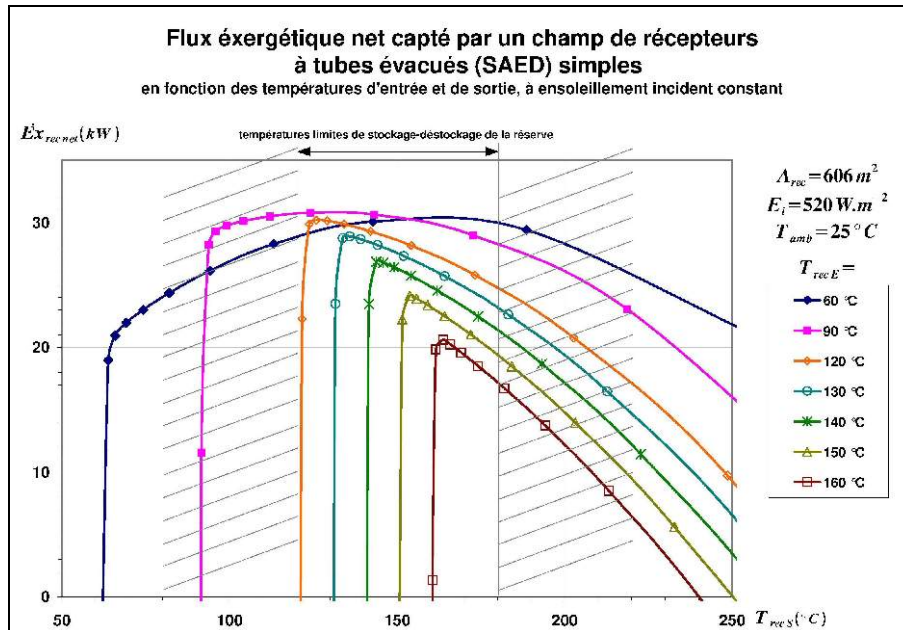


Figure 5.6 : Flux exergétique net pour le champ de tubes évacués simples (idem figure 5.2). La prise en compte de la consommation des pompes fait apparaître une température de sortie maximisant le potentiel de conversion thermodynamique de la puissance. On note que pour le type de capteur modélisé ici, cet optimum sera d'autant plus sensible et difficile à commander que la température d'entrée sera élevée, et cela pour des performances plus basses.

L'intérêt du renforcement optique est confirmé : même à bas niveau de concentration et avec une réflectivité modeste le captage thermique peut être beaucoup plus efficace, pour la même surface de captage et avec un nombre de tubes récepteurs moindre, ce qui contribue à faire baisser le prix de revient de l'installation. On notera cependant que l'ensoleillement pris en référence ne peut pas être le même : Plus la concentration optique est élevée, plus le captage solaire est dépendant de la part d'ensoleillement direct, soit environ 15% à 35% de moins que l'ensoleillement global reçu par des tubes simples.

La comparaison des figures 5.6 et 5.7, que l'on peut voir par extrapolation, comme des images des performances des champs de captages à l'échelle d'une journée, d'un mois ou d'une année, permet également de déduire qu'il doit exister une concentration optique optimale permettant de maximiser d'exergie captée dans la plage de température d'usage :

Si la concentration est nulle ou trop basse, d'exergie maximale extractible se trouvera limitée par des performances médiocres à hautes températures.

Une concentration géométrique de l'ordre de 5, voir plus est possible à partir de réflecteurs fixes de type CPC, mais au détriment de l'angle d'acceptance du capteur [48], donc limitant la durée d'exploitation de l'énergie solaire, et en conséquence finale la réduction de l'exergie captée.

De plus, s'il existe une concentration géométrique optimale du point de vue technique, le véritable optimum, pratique, ne peut être déterminé que par une étude thermoéconomique.

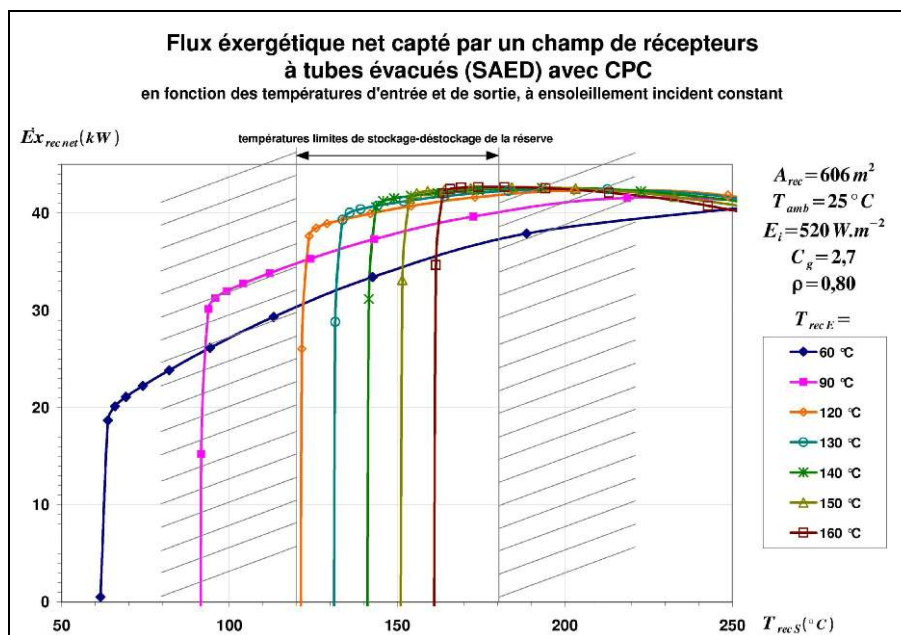


Figure 5.7 : Flux exergétique net pour le champ de tubes évacués à concentrateurs paraboliques composés (idem figure 5.3). Les températures optimales sont plus élevées que pour le champ de capteurs à tubes simples. Le potentiel de conversion est amélioré pour une température d'entrée supérieure à 140°C et l'optimum est moins aigu.

5.2.5 Optimisation exergétique du captage solaire en régime stationnaire

5.2.5.1 Formulation

La méthode exposée 5.2.4 peut s'avérer difficile à mettre en œuvre: Il a été évoqué au 4.2, que la formulation du rendement de captage solaire peut être complexe (dépendances des propriétés optiques de l'absorbeur à la température, au spectre d'éclairement ; dépendance des propriétés des fluides en température et éventuellement pression, etc...).

Aussi l'expression (5.22) du flux exergétique net, et la détermination d'un optimum par annulation de sa dérivée (5.24) seront d'autant plus aisées que le modèle de capteur solaire utilisera un formalisme épuré.

En adoptant une formulation simplifiée des pertes thermiques des capteurs, telle que la formule (3.2), l'opération de dérivation reste relativement simple. Rappelons l'expression complète de la puissance thermique du captage selon cette modélisation :

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{rec} \cdot C_p \cdot (T_{recS} - T_{recE}) = A_{rec} \cdot \left[f_0 \cdot E_i - \left(a_1 \cdot (T_{recm} - T_{amb}) + a_2 \cdot (T_{recm} - T_{amb})^2 \right) \right] \quad (5.26)$$

D'un point de vue pratique, les mesures de deux températures absolues, à l'entrée et à la sortie du captage, peut être poser des problèmes d'étalonnage et de précision. A titre indicatif le tableau 8 donne des ordres de grandeurs de précision pour quelques types de capteurs de température:

Type de capteur de température	précision
Thermocouples classe 2 (type K, J et E ; $T < 375^{\circ}\text{C}$)	$\pm 2,5^{\circ}\text{C}$
Thermocouples classe 1 (type K et N ; $T < 375^{\circ}\text{C}$)	$\pm 1,5^{\circ}\text{C}$
semiconducteur	$\pm 1^{\circ}\text{C}$
CTN	$\pm 0,5^{\circ}\text{C}$
	$\pm 0,2^{\circ}\text{C}$
	$\pm 0,1^{\circ}\text{C}$
Résistance au platine	$\pm 0,01^{\circ}\text{C}$

Tableau 8: précision de mesure de quelques types de capteurs de température courants [154]

Afin d'améliorer la fiabilité des mesures, il est plus judicieux d'utiliser deux dispositifs de mesures différents : l'un pour mesurer une température de référence (dans notre cas celle de l'entrée du captage T_{recE}), l'autre, constitué d'une paire de capteurs identiques – en montage différentiel – mesurant un écart de température (dans notre cas $T_{recS} - T_{recE}$).

Pour cette raison il est préférable de reformuler le problème d'optimisation en fonction de la température d'entrée du captage – qui de surcroît est imposée par le fonctionnement d'ensemble du système – et de l'accroissement $\Delta T_{rec} = (T_{recS} - T_{recE})$ de température dû au captage thermique ; l'expression de la puissance thermique devient:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{rec} &= \dot{m}_{rec} \cdot Cp \cdot \Delta T_{rec} \\ &= A_{rec} \cdot \left[fo \cdot E_i - \left(a_1 \cdot (T_{recE} - T_{amb}) + a_2 \cdot (T_{recE} - T_{amb})^2 + \left(\frac{a_1}{2} + a_2 \cdot (T_{recE} - T_{amb}) \right) \cdot \Delta T_{rec} + \frac{a_2}{4} \cdot \Delta T_{rec}^2 \right) \right] \end{aligned} \quad (5.27)$$

Posons :

$$\begin{aligned} B &= A_{rec} \cdot \left[fo \cdot E_i - \left(a_1 \cdot (T_{recE} - T_{amb}) + a_2 \cdot (T_{recE} - T_{amb})^2 \right) \right] \\ C &= A_{rec} \cdot \left(\frac{a_1}{2} + a_2 \cdot (T_{recE} - T_{amb}) \right) \\ D &= A_{rec} \cdot \frac{a_2}{4} \\ E &= \frac{\kappa_{rec}}{\eta_p \cdot \eta_{em} \cdot \eta_{Ex\,moi} \cdot Cp^3} \end{aligned} \quad (5.28)$$

A noter que les rendements apparaissant dans l'expression de E sont susceptibles de varier au cours du temps. Cela ne modifie pas les résolutions présentées ici ni dans le paragraphe suivant (hypothèse de "constance par intervalles" des flux et températures), mais il conviendra d'actualiser les valeurs de ces variables dans le cadre plus général de la gestion d'énergie sur les moyen et long terme.

La puissance thermique s'exprime alors :

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{rec} \cdot C_p \cdot \Delta T_{rec} = B - C \cdot \Delta T_{rec} - D \cdot \Delta T_{rec}^2 \quad (5.29)$$

Et le débit massique :

$$\dot{m}_{rec} = \frac{1}{C_p} \left(\frac{B}{\Delta T_{rec}} - C - D \cdot \Delta T_{rec} \right) \quad (5.30)$$

La formulation simplifiée du flux exergetique, qu'on propose d'adopter comme fonction d'optimisation (fonction-objectif) est donc :

$$\dot{E}x_{recnet} = (B - C \cdot \Delta T_{rec} - D \cdot \Delta T_{rec}^2) \cdot \left(1 - T_{ref} \cdot \frac{\ln(1 + \Delta T_{rec}/T_{recE})}{\Delta T_{rec}} \right) - E \cdot \left(\frac{B}{\Delta T_{rec}} - C - D \cdot \Delta T_{rec} \right)^3 \quad (5.31)$$

La maximisation de cette fonction-objectif, non contrainte, implique $\frac{\partial \dot{E}x_{recnet}}{\partial \Delta T_{rec}}(\Delta T_{rec}^{opt}) = 0$, soit, en explicitant la dérivation:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \dot{E}x_{recnet}(\Delta T_{rec}^{opt})}{\partial \Delta T_{rec}} = & T_{ref} \cdot \ln \left(1 + \frac{\Delta T_{rec}}{T_{recE}} \right) \cdot \left(\frac{B}{\Delta T_{rec}^2} + D \right) - \frac{T_{ref}}{T_{recE}} \cdot \frac{(B/\Delta T_{rec} - C - D \cdot \Delta T_{rec})}{(1 + \Delta T_{rec}/T_{recE})} \\ & - (C + 2 \cdot D \cdot \Delta T_{rec}) + 3 \cdot E \cdot \left(\frac{B}{\Delta T_{rec}^2} + D \right) \cdot \left(\frac{B}{\Delta T_{rec}} - C - D \cdot \Delta T_{rec} \right)^2 = 0 \end{aligned} \quad (5.32)$$

5.2.5.2 Méthode de résolution numérique

La résolution formelle de l'équation (5.32) n'est pas envisageable, mais sa résolution numérique peut être rapide. Les figures 5.8 et 5.9 p.174 représentent la fonction $\dot{E}x_{recnet}(\Delta T_{rec})$ de sa dérivée $\frac{\partial \dot{E}x_{recnet}(\Delta T_{rec})}{\partial \Delta T_{rec}}$, et des composantes $\frac{\partial \dot{E}x_{recbrut}(\Delta T_{rec})}{\partial \Delta T_{rec}}$ et $-\frac{\partial \dot{E}x_{prec}(\Delta T_{rec})}{\partial \Delta T_{rec}}$ de cette dérivée provenant respectivement du captage solaire et des pertes de charge du caloporteur, pour un même parc solaire à tubes évacués simples (SAED), dans des conditions de captage choisies : le même ensoleillement incident et la même température ambiante, mais pour deux températures d'entrée différentes.

Dans le cas de la figure 5.8 , pour les valeurs de ΔT_{rec} supérieurs à 3°C, la fonction-objectif (5.31) décroît avec une tendance parabolique (courbe rose), qui correspond à une décroissance quasi-linéaire de la dérivée (5.32). Cette tendance provient de la quasi nullité de la dérivée de la consommation exergetique de la pompe (courbe orange), tandis que le terme dérivé provenant du captage solaire (courbe verte) est quasiment affine de ΔT_{rec} , et toujours négative.

Dans le cas de la figure 5.9 , on observe les mêmes tendances , à la différence que le terme dérivé provenant du captage solaire (courbe verte) est cette fois positif. On remarquera que la décroissance de ce terme est sensiblement la même dans les deux cas, les mêmes échelles étant utilisées en abscisse et en ordonnée secondaire pour les dérivées (à droite). Aussi, le flux exergetique capté peut être dans les deux cas, pour les valeurs élevées de ΔT_{rec} , assimilé à une même parabole mais ayant des sommets d'abscisses différentes. On note que ce sommet correspond au maximum exergetique brut que l'on obtiendrait en considérant la seule température moyenne de captage (cf exemple de la figure 5.1 p.160).

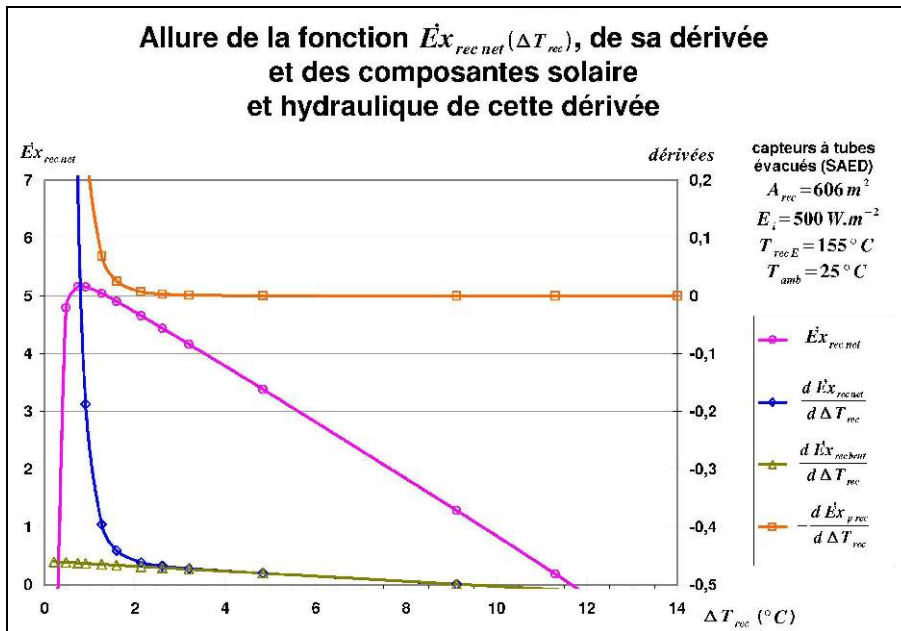


Figure 5.8 : Allure du flux exergétique net capté pour une température d'entrée du captage proche de la température de stagnation : le flux exergétique maximal est obtenu pour une très petite différence de température entre l'entrée et la sortie du parc de captage.

Pour les petites valeurs de ΔT_{rec} on remarque une très forte croissance du flux exergétique net. Les valeurs négatives, correspondant à une consommation exergétique du pompage dépassant la capacité de production du champ de captage, et par ailleurs, dans ce domaine des petits accroissements de température ΔT_{rec} du caloporteur, terme dominant du flux exergétique (5.31).

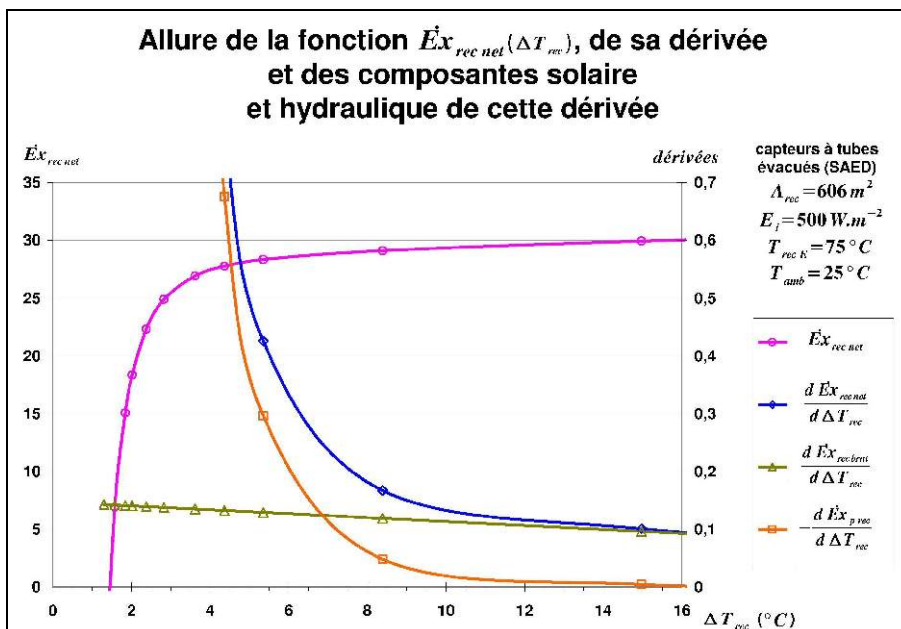


Figure 5.9 : Allure du flux exergétique net capté par un champ de tubes évacués simples, pour une température d'entrée du captage inférieure à la température moyenne optimale théorique : la dérivée de l'exergie nette captée tend rapidement vers une droite asymptotique. Le flux exergétique maximal est obtenu pour une différence élevée de température entre l'entrée et la sortie du parc de captage : non observable sur cette figure, il serait atteint ici pour $\Delta T_{rec} \simeq 65K$.

La forte décroissance du flux exergetique auto-consommé par la pompe, de type hyperbolique en ΔT_{rec}^{-3} – en fait une dépendance en m_{rec}^3 – se retrouve sur le terme dérivé correspondant (courbe orange), qui décroît donc selon une tendance en ΔT_{rec}^{-4} pour les valeurs de ΔT_{rec} proches de 0, c'est cette tendance qui va permet de construire une méthode de résolution efficace de l'annulation de la dérivée (5.32).

En pratique, le matériel de pompage (une ou plusieurs pompes en parallèle) aura un capacité de charge finie, dimensionnée pour un champ de captage donné, et limitée par la puissance du moteur électrique. Il existera donc une consommation exergetique de pompage maximale, que l'on pourra utiliser pour déterminer une valeur minimale de ΔT_{rec} dans les conditions données d'ensoleillement et de température ambiante :

$$\dot{E}x_{p\ rec}^{max} = -E \cdot \left(\frac{B}{\Delta T_{rec}^{min}} - C - D \cdot \Delta T_{rec}^{min} \right)^3 \quad (5.33)$$

correspondant à la puissance mécanique maximale du moteur de la pompe :

$$\dot{W}_{me\ p\ rec}^{max} = \eta_{ep\ rec} \cdot \eta_{em} \cdot \eta_{Exmot} \cdot E \cdot \left(\frac{B}{\Delta T_{rec}^{min}} - C - D \cdot \Delta T_{rec}^{min} \right)^3 \quad (5.34)$$

Autrement dit, ΔT_{rec}^{min} vérifie l'équation du second degré :

$$D \cdot \Delta T_{rec}^{min2} + \left(C + \left(\frac{\dot{W}_{mp\ rec}^{max}}{\eta_{ep\ rec} \cdot \eta_{em} \cdot \eta_{Exmot} \cdot E} \right)^{\frac{1}{3}} \right) \cdot \Delta T_{rec}^{min} - B = 0 \quad (5.35)$$

dont le discriminant est toujours positif :

$$\delta_{\Delta T_{rec}^{min}} = \left(C + \left(\frac{\dot{W}_{mp\ rec}^{max}}{\eta_{ep\ rec} \cdot \eta_{em} \cdot \eta_{Exmot} \cdot E} \right)^{\frac{1}{3}} \right)^2 + 4 \cdot B \cdot D > 0 \quad (5.36)$$

car les paramètres $\dot{W}_{pm\ rec}, B, C, D$ sont tous positifs, d'où la racine physique :

$$\Delta T_{rec}^{min} = \frac{- \left(C + \left(\frac{\dot{W}_{mp\ rec}^{max}}{\eta_{ep\ rec} \cdot \eta_{em} \cdot \eta_{Exmot} \cdot E} \right)^{\frac{1}{3}} \right) + \sqrt{\delta_{\Delta T_{rec}^{min}}}}{2 \cdot D} \quad (5.37)$$

A partir de cette valeur $\Delta T_{rec}^0 = \Delta T_{rec}^{min}$, nous pouvons à coup sûr utiliser la méthode itérative de Newton pour résoudre le problème d'optimisation en annulant la dérivée (5.32). Dans un premier temps en calculant la dérivée seconde, pour la $i^{\text{ème}}$ itération ΔT_{rec}^i , pente de la tangente :

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \dot{E}x_{recnet}}{\partial \Delta T_{rec}^2} (\Delta T_{rec}^i) &= T_{ref} \cdot \ln \left(1 + \frac{\Delta T_{rec}^i}{T_{recE}} \right) \cdot \left(\frac{2 \cdot B}{\Delta T_{rec}^{i3}} \right) - 2 \cdot D \\ &+ \frac{T_{ref}}{T_{recE}} \cdot \left(\frac{1}{1 + \Delta T_{rec}^i / T_{recE}} \right) \cdot \left[2 \cdot \left(\frac{B}{\Delta T_{rec}^{i2}} + D \right) + \frac{1}{T_{recE}} \cdot \frac{(B / \Delta T_{rec}^i - C - D \cdot \Delta T_{rec}^i)}{(1 + \Delta T_{rec}^i / T_{recE})} \right] \\ &- 6 \cdot E \cdot \left(\frac{B}{\Delta T_{rec}^i} - C - D \cdot \Delta T_{rec}^i \right) \cdot \left[\frac{B}{\Delta T_{rec}^{i3}} \cdot \left(\frac{B}{\Delta T_{rec}^i} - C - D \cdot \Delta T_{rec}^i \right) + \left(\frac{B}{\Delta T_{rec}^{i2}} + D \right) \right] \end{aligned} \quad (5.38)$$

L'abscisse à l'origine de cette tangente donnant une nouvelle approximation de ΔT_{rec}^{opt} :

$$\Delta T_{rec}^{i+1} = \Delta T_{rec}^i - \frac{\left(\frac{\partial \dot{E}x_{rec\ net}}{\partial \Delta T_{rec}}(\Delta T_{rec}^i) \right)}{\left(\frac{\partial^2 \dot{E}x_{rec\ net}}{\partial \Delta T_{rec}^2}(\Delta T_{rec}^i) \right)} \quad (5.39)$$

On peut considérer la valeur optimale atteinte à l'itération k telle que:

$$\Delta T_{rec}^{opt} \simeq \Delta T_{rec}^k ; |\Delta T_{rec}^k - \Delta T_{rec}^{k-1}| > \varepsilon_{\Delta T_{rec}^{opt}} \quad (5.40)$$

Cette méthode assure une convergence rapide: 5 à 11 itérations tout au plus sont nécessaires pour une précision de l'ordre du millième de degré, soit, pour toute température de captage supérieure à 373K (100°C) une erreur relative maximale de $0,001/373 < 0,0004\%$.

On peut se demander l'importance du choix de la valeur $\varepsilon_{\Delta T_{rec}^{opt}}$. On peut supposer à priori qu'une précision au dixième de degré, voire au degré près, soit suffisante. Toutefois, dans une installation réelle il conviendra de tenir compte de la précision du capteur utilisé (cf tableau 8), choisi selon les critères supplémentaire de robustesse et d'économie.

A cela il faut ajouter que la robustesse et la dérive de mesure sont des critères de choix importants pour une installation prévue pour une durée de vie de 20 ans et plus. La précision de lois de commande basées sur la mesure de températures sera donc conditionnée par le compromis entre coût, robustesse et précision des capteurs. Le paragraphe suivant présente une méthode alternative de réalisation de l'optimisation

5.2.5.3 Résolution simplifiée par développement limité de la température logarithmique

La fonction objectif $\dot{E}x_{rec\ obj}$ et ses dérivées comportent un terme logarithmique qui ne pose pas de question sur le plan formel. En revanche sur le plan pratique, par exemple la mise en œuvre d'une régulation par un automate programmable, on peut être amené à simplifier autant que possible les calculs pour économiser les ressources logicielles et matérielles.

On se rappelle que, dans les domaines concernés, les températures moyenne logarithmique $(T_{rec\ s} - T_{rec\ e}) / \ln(T_{rec\ s} / T_{rec\ e}) = T_{rec\ ml}$ et moyenne arithmétique $(T_{rec\ s} + T_{rec\ e}) / 2 = T_{rec\ ma}$ associées au captage solaire sont relativement proches. Lorsque $\Delta T_{rec} / T_{rec\ e}$ est suffisamment petit, l'approximation de la température moyenne pour l'évaluation de la fonction-objectif $\dot{E}x_{rec\ obj}$ revient à faire une approximation du terme logarithmique :

$$\ln\left(1 + \frac{\Delta T_{rec}}{T_{rec\ e}}\right) \simeq \frac{\Delta T_{rec} / T_{rec\ e}}{1 + \Delta T_{rec} / (2 \cdot T_{rec\ e})} \quad (5.41)$$

L'expression du flux exergétique (5.31) devient :

$$\dot{E}x_{rec\ obj} = \left(B - C \cdot \Delta T_{rec} - D \cdot \Delta T_{rec}^2 \right) \cdot \left(1 - \frac{T_{ref}}{T_{rec\ e}} \cdot \frac{1}{1 + \Delta T_{rec} / (2 \cdot T_{rec\ e})} \right) - E \cdot \left(\frac{B}{\Delta T_{rec}} - C - D \cdot \Delta T_{rec} \right)^3 \quad (5.42)$$

Toutefois cette expression ne nous intéresse pas directement, car l'optimisation s'opère par annulation de la dérivée première du flux exergétique (5.32) en fonction de l'augmentation de température ΔT_{rec} . Il est donc plus judicieux de substituer la simplification (5.41) directement dans l'expression de cette dérivée (5.32), qui devient:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \dot{E}x_{rec\ obj}}{\partial \Delta T_{rec}} (\Delta T_{rec}^{opt}) \simeq & \frac{T_{ref}}{T_{rec\ e}} \cdot \frac{\Delta T_{rec}}{1 + \Delta T_{rec} / (2 \cdot T_{rec\ e})} \cdot \left(\frac{B}{\Delta T_{rec}^2} + D \right) - \frac{T_{ref}}{T_{rec\ e}} \cdot \frac{(B / \Delta T_{rec} - C - D \cdot \Delta T_{rec})}{1 + \Delta T_{rec} / T_{rec\ e}} \\ & - (C + 2 \cdot D \cdot \Delta T_{rec}) + 3 \cdot E \cdot \left(\frac{B}{\Delta T_{rec}^2} + D \right) \cdot (B / \Delta T_{rec} - C - D \cdot \Delta T_{rec})^2 = 0 \end{aligned}$$

puis, après simplification:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \dot{E}x_{rec\ obj}}{\partial \Delta T_{rec}} (\Delta T_{rec}^{opt}) \simeq & \frac{T_{ref}}{T_{rec\ e}} \cdot \left[\frac{B / \Delta T_{rec}^2 + D}{1 + \Delta T_{rec} / (2 \cdot T_{rec\ e})} - \frac{B / \Delta T_{rec} - C - D \cdot \Delta T_{rec}}{1 + \Delta T_{rec} / T_{rec\ e}} \right] \\ & - (C + 2 \cdot D \cdot \Delta T_{rec}) + 3 \cdot E \cdot \left(\frac{B}{\Delta T_{rec}^2} + D \right) \cdot (B / \Delta T_{rec} - C - D \cdot \Delta T_{rec})^2 = 0 \end{aligned} \quad (5.43)$$

C'est donc cette nouvelle équation (5.43) que l'on propose de résoudre à fin d'optimisation. La méthode de résolution peut être exactement la même. Toutefois, pour appliquer la méthode de Newton, c'est bien la dérivée de la nouvelle équation à résoudre (5.43) qu'il convient de calculer, c'est à dire:

$$\frac{\partial^2 \dot{E}x_{rec\ obj}}{\partial \Delta T_{rec}^2} (\Delta T_{rec}^i) \approx \frac{T_{ref}}{T_{recE}} \left[\frac{-B/\Delta T_{rec}^2 + D - 2 \cdot B / (2 \cdot T_{recE} \cdot \Delta T_{rec})}{(1 + \Delta T_{rec} / (2 \cdot T_{recE}))^2} \right] - \frac{T_{ref}}{T_{recE}} \left[\frac{B/\Delta T_{rec}^2 + C + (B/\Delta T_{rec}^2 - D) / T_{recE}}{(1 + \Delta T_{rec} / T_{recE})^2} \right] - 2 \cdot D \quad (5.44)$$

$$- 6 \cdot E \cdot \left(\frac{B}{\Delta T_{rec}^i} - C - D \cdot \Delta T_{rec} \right) \cdot \left[\frac{B}{\Delta T_{rec}^i} \left(\frac{B}{\Delta T_{rec}^i} - C - D \cdot \Delta T_{rec} \right) + \left(\frac{B}{\Delta T_{rec}^i} + D \right) \right]$$

Application :

Les résultats sur la base de ces formules simplifiées sont très similaires à ceux obtenus au 5.2.4. Aussi, sont présentées ci-après des comparaisons de synthèse entre les résultats obtenus par les deux méthodes, pour les mêmes champs de captage et dans les mêmes conditions.

Pour le champ de capteurs à tubes évacués simples, la figure 5.10 montre l'erreur algébrique sur la température optimale de captage (ou, plus exactement, sur ΔT_{rec}^{opt}), en fonction de la température d'entrée et pour plusieurs valeurs d'ensoleillement incident.

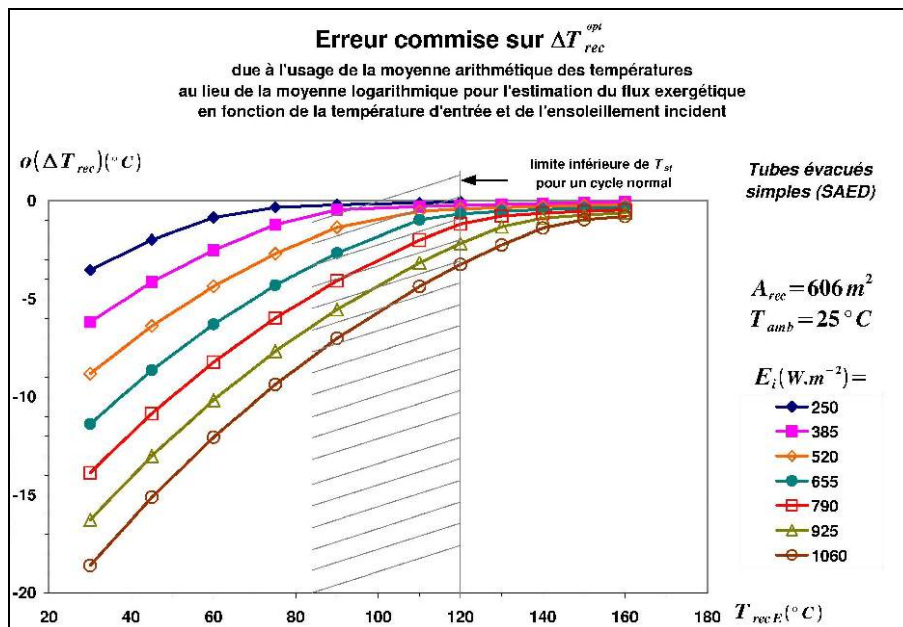


Figure 5.10 : Écarts, entre la méthode simplifiée et la méthode rigoureuse, sur la détermination de la différences de température entre l'entrée et la sortie d'un champ de tubes évacués simples pour maximiser le flux exergétique net capté. L'erreur est dans tous les cas inférieure à 5°C dans la plage de température du cycle thermique journalier envisagé.

L'erreur sur ΔT_{rec}^{opt} peut être conséquente lorsque la température d'entrée est basse, et ce d'autant plus que l'ensoleillement incident sera élevé. En revanche l'erreur reste dans tous les cas inférieure à 5°C lorsque la température d'entrée est supérieure à 120°C, c'est à dire comprise dans la plage de température prévue pour un cycle thermique journalier. On notera que, pour cette température d'entrée limite de 120°C, la plus grande erreur est obtenue avec un ensoleillement incident $E_i = 1060 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ peu probable en pratique : l'inclinaison des capteurs étant fixée pour des raisons technologiques et pratique, un tel ensoleillement ne pourrait être atteint que dans une période bien définie dans l'année, si la latitude s'y prête, et dans des conditions atmosphériques exceptionnelles.

La méthode d'optimisation simplifiée semble donc être une approche convenable pour

déterminer une consigne de différence de températures optimale ΔT_{rec}^{opt} . Pour le confirmer on peut calculer les flux exergétique obtenus avec ces valeurs de consignes "optimales simplifiées", mais calculés avec la méthode rigoureuse (température moyenne logarithmique pour évaluer le facteur entropique). La figure 5.11 représente la chute relative de flux exergétique net capté par rapport à l'optimum – que l'on peut appeler non-optimalité de la méthode simplifiée – occasionnée par l'erreur d'évaluation de ΔT_{rec}^{opt} avec la méthode simplifiée.

En concordance avec les résultats de la figure 5.10 la non-optimalité de la méthode simplifiée est la plus importante lorsque la température d'entrée du champ de captage se rapproche de la température ambiante, mais reste pratiquement négligeable (presque toujours inférieure à 0,4%). En particulier dans la plage de température du cycle thermique journalier l'erreur d'optimalité reste inférieure à 0,1%.

On notera en particulier dans le cas de la figure 5.11 ($T_{amb} = 25^{\circ}C$) que les plus grandes erreurs d'optimalité pour $T_{rec E} > 120^{\circ}C$ sont générées pour les valeurs d'ensoleillement les plus basses, ce qui prête d'autant moins à conséquence, dans la mesure où, pour les sites d'implantation envisagés de la micro-centrale on disposera en général d'insolations importantes durant la journée.

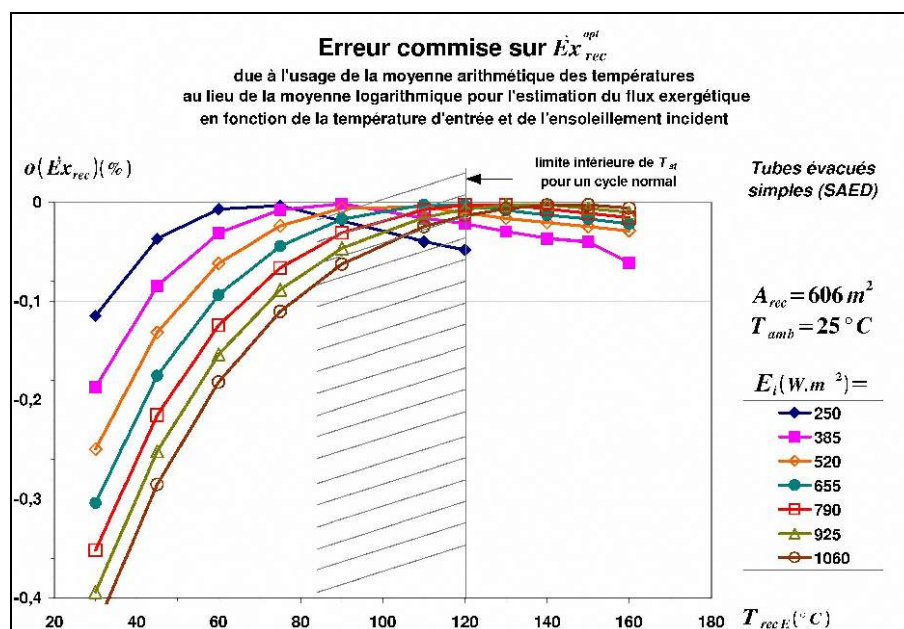


Figure 5.11 : Différence sur le flux exergétique net capté avec la méthode simplifiée d'optimisation et l'optimum calculé avec la méthode rigoureuse, pour des tubes évacués simples. L'erreur commise est négligeable.

Les mêmes tendances sont observables pour le champ de capteurs avec CPC : Les erreurs sur la détermination de ΔT_{rec}^{opt} sont plus importantes que pour les capteurs simples, pouvant atteindre presque 15°C dans la plage de température du cycle thermique journalier (figures 5.12), mais l'erreur d'optimalité du flux exergétique (figure 5.13) est encore moins conséquente, restant toujours inférieurs à 0,5%.

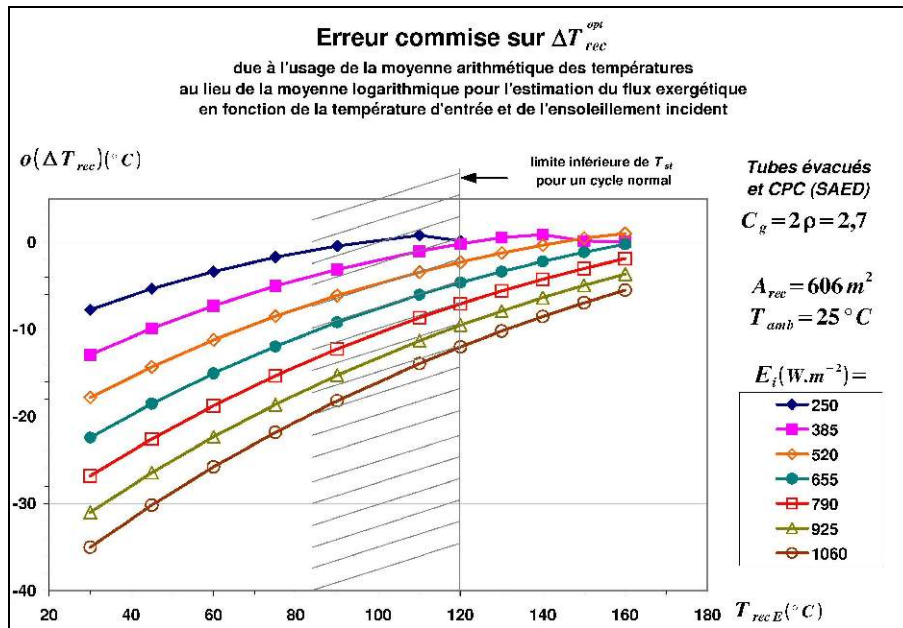


Figure 5.12 : Écarts sur la détermination de ΔT_{rec}^{opt} entre la méthode simplifiée et la méthode rigoureuse pour des tubes évacués avec CPC. L'erreur est dans tous les cas inférieure à 12°C pour dans la plage de température du cycle thermique journalier envisagé.

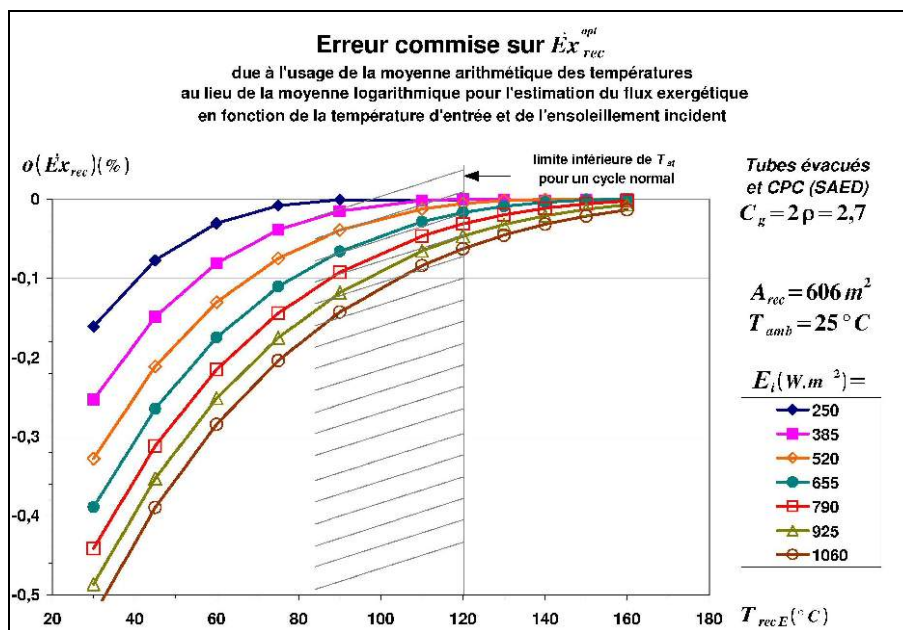


Figure 5.13 : Différence sur le flux exergetique net capté avec la méthode simplifiée d'optimisation et l'optimum calculé avec la méthode rigoureuse, pour des tubes évacués avec CPC. L'erreur commise est négligeable.

En conclusion, l'utilisation d'une moyenne arithmétique des températures d'entrée et de sortie d'un champ de captage solaire est une approche convenable pour réaliser une base d'optimisation dynamique de la commande du débit massique, avec pour critère d'optimisation (fonction-objectif) le flux exergetique net capté.

Cette méthode autorise l'emploi d'automates de commande robustes et simples pour lesquels l'évaluation de fonctions mathématiques (logarithme notamment) ne seraient pas disponibles.

5.2.6 Remarque à propos de la température de référence

L'expression du flux exergétique (5.14) établi pour le captage avec stockage thermique est assez similaire à celle (5.3) relative à la conversion directe. Elle en diffère cependant: Si le mode de calcul de la température moyenne de captage (arithmétique ou logarithmique) a peu d'influence sur la valeur de la température, cela n'est pas tout à fait anodin sur la valeur du facteur de Carnot. Le choix de la température de référence (cf remarque en 5.2.2 à propos de la consommation différée de la chaleur stockée) a encore plus d'importance, ainsi que le montre le tableau 9, avec les mêmes températures de captage que celles du tableau 7:

Températures de captage		conversion directe T moyenne arithmétique, $T_{ref}=T_{amb}$			conversion différée, T moyenne logarithmique, $T_{ref}=T_{amb}$				
$T_{rec\ in}$ (K)	$T_{rec\ out}$ (K)	T_{amb} (K)	T_{ma} (K)	facteur Carnot $f_{C\ ref}$	T_{amb} (K)	T_{mL} (K)	facteur de Carnot	écart % à $f_{C\ ref}$	
303	433	303	368	0,177	303	364,1	0,168	-4,9%	
333	433		383	0,209		380,8	0,204	-2,2%	
363	433		398	0,239		397,0	0,237	-0,8%	
393	433		413	0,2663		412,7	0,2658	-0,22%	
		conversion différée, T moyenne arithmétique, $T_{ref}=T_{amb}-5$			conversion différée, T moyenne logarithmique, $T_{ref}=T_{amb}-5$				
		T_{ref} (K)	T_m (K)	facteur de Carnot	écart % à $f_{C\ ref}$	T_{ref} (K)	T_{mL} (K)	facteur de Carnot	écart % à $f_{C\ ref}$
		298	368	0,190	7,7%	298	364,1	0,182	2,8%
			383	0,222	6,2%		380,8	0,217	4,1%
			398	0,251	5,3%		397,0	0,249	4,5%
			413	0,2785	4,5%		412,7	0,2779	4,3%
		conversion différée, T moyenne arithmétique, $T_{ref}=T_{amb}-10$			conversion différée, T moyenne logarithmique, $T_{ref}=T_{amb}-10$				
		T_{ref} (K)	T_m (K)	facteur de Carnot	écart % à $f_{C\ ref}$	T_{ref} (K)	T_{mL} (K)	facteur de Carnot	écart % à $f_{C\ ref}$
		298	368	0,204	15,4%	298	364,1	0,195	10,6%
			383	0,235	12,5%		380,8	0,231	10,4%
			398	0,264	10,5%		397,0	0,262	9,7%
			413	0,2906	9,1%		412,7	0,290	8,9%

Tableau 9: influence du mode de calcul de la température moyenne et de la température de référence sur le coefficient de Carnot global associé au captage solaire

Nous pouvons noter que la moyenne logarithmique, dont l'influence est uniquement liée à la différence de température entre l'entrée et la sortie du capteur solaire, induit une légère baisse du coefficient de Carnot, pratiquement négligeable au-delà de 400 K.

Le choix de la température de référence a, seule, une incidence beaucoup plus marquée : de +5% à +15% sur le coefficient de Carnot global.

Les deux influences se contrecarrent, mais l'écart résultant est non négligeable (ici d'environ 10% pour $T_{ref}=T_{amb}-10$), il peut donc être préférable de tenir compte des deux effets.

5.2.7 Application à deux types de capteurs, synthèse de résultats

5.2.7.1 Pour des capteurs à tubes évacués simples

La méthode de prédimensionnement précédemment utilisée (chapitre 3), mais appliquée avec la modélisation du capteur proposé par SAED mène à une plage de température optimale différente des spécifications systèmes MiCST : L'optimum de fonctionnement se situerait davantage entre 110 et 140°C en considérant une variation relative de température du stock

$$\text{raisonnable: } \overline{\Delta(T_{st})} = \frac{T_{st}^{max} - T_{st}^{min}}{T_{st}^{max} - T_{amb}} \approx 0,3$$

Sans tenir compte de la consommation des pompes, on déduit que le flux exergetique brut capté est presque toujours maximal lorsqu'on ajuste le débit de manière à réduire au minimum la différence de température entre l'entrée et la sortie du champ de capteurs (figure 5.2). Des différences de températures optimales ne seraient obtenues que pour des températures d'entrée basses (en fin de décharge du stock thermique) ou relativement basse (jusqu'à environ la mi-charge du stock thermique) mais avec un ensoleillement relativement élevé (800 à 1000 W/m²), ce qui en principe ne sera pas le cas en début ni en fin de journée.

La prise en compte de la consommation des pompes change sensiblement le résultat : La figure (figure 5.14) montre que, lorsque la température d'entrée $T_{rec E}$ est conforme au cycle thermique journalier du système (entre 120°C et 180°C), la température différence optimale ΔT_{rec}^{opt} entre la sortie et l'entrée du captage est petite, mais d'une valeur finie, lorsque l'ensoleillement incident est inférieur à $E_i \approx 655 \text{ W.m}^{-2}$. Pour des ensoleillements plus élevés ΔT_{rec}^{opt} peut atteindre plusieurs dizaines de degrés.

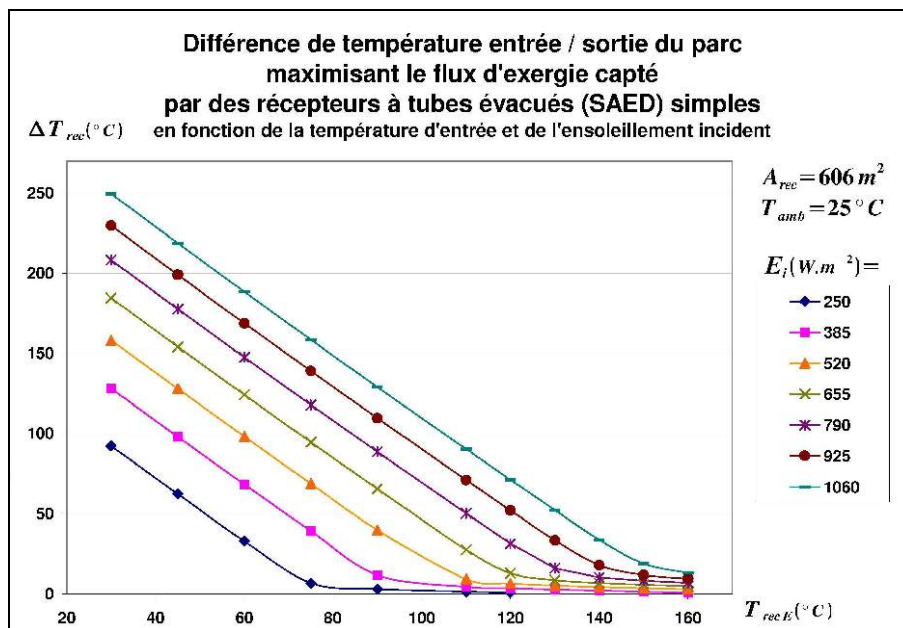


Figure 5.14 : Différences de températures, entre l'entrée et la sortie d'un champ de capteurs évacués simples maximisant le flux exergetique capté en fonction de la température d'entrée et pour quelques valeurs d'ensoleillement incident. Les températures sont les mesures les plus facilement accessibles à moindre coût. Des profils de ce type constituent donc une référence pour l'élaboration pratique de l'automatique de commande.

On en déduit de la figure (5.14) que le maximum de flux éxergétique capté sera presque toujours exploitable au cours du le cycle thermique journalier envisagé. Cependant, la figure 5.15 montre que le maximum de flux éxergétique exploitable pour un cycle journalier sera souvent inférieur au maximum maximum de flux éxergétique qui, pour un ensoleillement incident donné, ne peut être atteint que pour une valeur particulière de la température d'entrée.

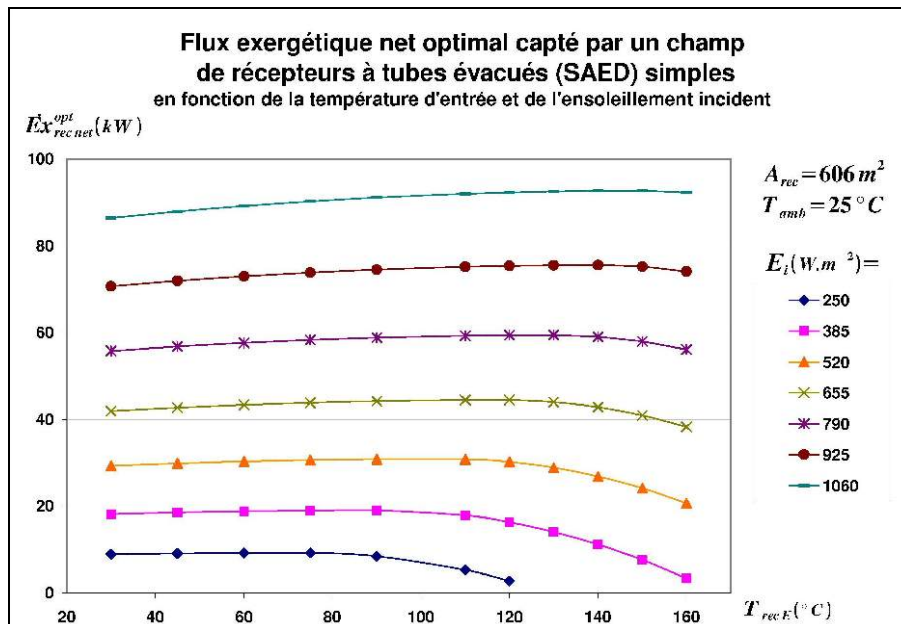


Figure 5.15 : Flux éxergétique optimal pour un champ de capteurs à tubes évacués simples. Pour les basses valeurs d'ensoleillement les performances chutent lorsque la température d'entrée s'approche de la température limite envisageable (170°C à 180°C).

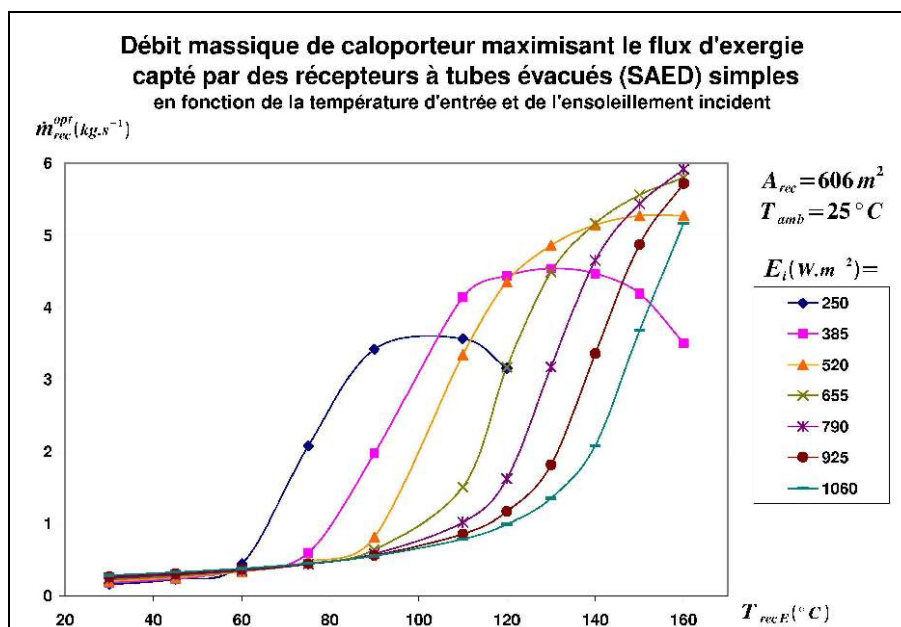


Figure 5.16 : Profils des débits maximisant le flux éxergétique capté en fonction de la température d'entrée et pour quelques valeurs d'ensoleillement incident, pour un champ de capteurs à tubes évacués simples.

Cette valeur particulière sera d'autant plus basse que l'ensoleillement sera faible : Lorsque l'ensoleillement E_i est inférieur à $655 W.m^{-2}$, le maximum maximum de flux éxergétique est atteint pour des températures d'entrées inférieures à 120°C. Il en résulte que, pour ce type de

capteurs, le maximum de flux exergetique ne pourra être atteint ou approché que pour des ensoleillements incidents relativement élevés.

La figure 5.16 montre l'évolution du débit de caloporteur maximisant le flux exergetique capté, en fonction de la température d'entrée T_{recE} et selon l'ensoleillement incident. On note une très forte non-linéarité de ces profils, et il est relativement difficile de corrélérer ces courbes par des régression : Quelques essais d'interpolation polynomiale ont donné des concordances très approximatives. Aussi, en vue d'élaborer une stratégie de contrôle et commande optimale, il semble préférable d'utiliser les différences de températures optimales ΔT_{rec}^{opt} représentées à la figure 5.14 : la valeur de ΔT_{rec} pouvant être mesurée en pratique assez fidèlement peut servir de variable de contrôle.

5.2.7.2 Pour des capteurs à tubes évacués et renforcement optique

La figure 5.17 montre les différences de température optimales ΔT_{rec}^{opt} permettant d'atteindre le flux exergetique maximal, pour un champ de tubes identiques à ceux du 5.2.7.1 mais équipés de renforcateurs optiques et pour la même surface utile de captage, en fonction de la température d'entrée T_{recE} et selon l'ensoleillement. On remarque cette fois que ces valeurs optimales ΔT_{rec}^{opt} induiraient des dépassements de la température maximale techniquement admissible de l'eau (environ 170°C). Aussi le résultat de l'optimisation exergetique ne sera pratiquement pas exploitable avec ce type de capteurs dès que l'ensoleillement dépassera une certaine valeur, de $400 W.m^{-2}$ à $550 W.m^{-2}$ environ selon la température d'entrée.

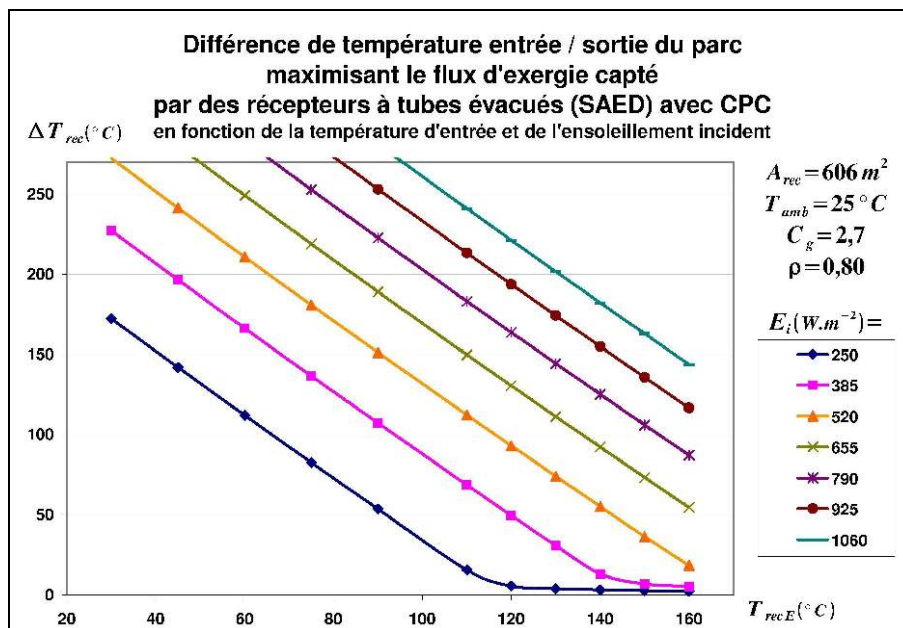


Figure 5.17 : Différences de températures, entre l'entrée et la sortie d'un champ de capteurs évacués et renforcateurs optiques, maximisant le flux exergetique capté en fonction de la température d'entrée et pour quelques valeurs d'ensoleillement incident.

Toutefois, la figure 5.18 montre que les flux exergetiques optima sont nettement plus élevés que dans le cas de la figure 5.15. Si le maximum maximum de flux exergetique restera hors d'atteinte dans les conditions d'exploitation de la microcentrale (températures de cycle journalier bornées), l'usage de CPC permettra tout de même de réaliser un gain en énergie captée par rapport aux tubes évacués simples (cf comparaison des figures 5.6 et 5.7), en particulier pour l'exploitation des basses valeurs d'ensoleillement.

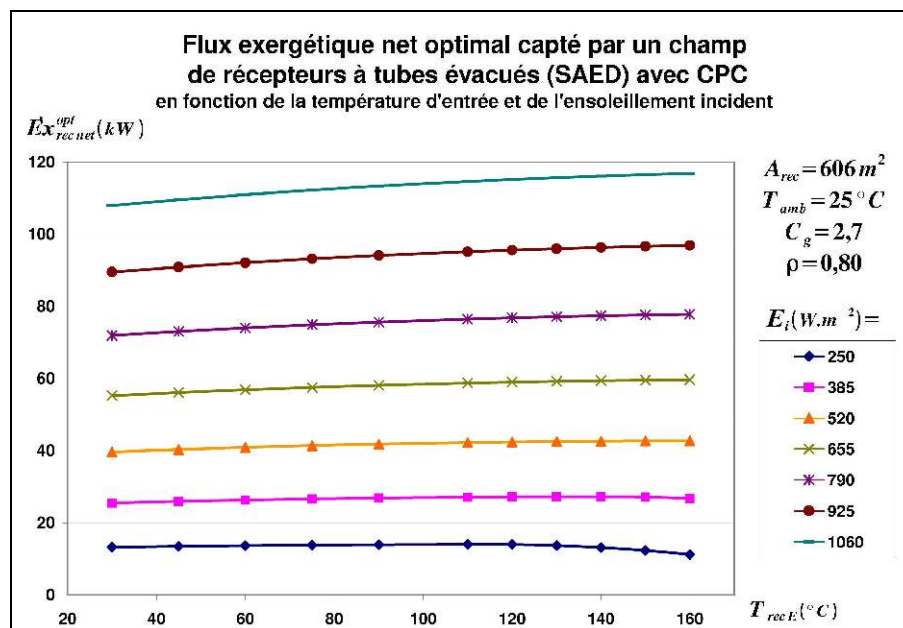


Figure 5.18 : Flux exergétique optimal pour un champ de capteurs à tubes évacués à renforteur optique. Pour les basses valeurs d'ensoleillement les performances chutent lorsque la température d'entrée s'approche de la température limite envisageable (170°C à 180°C).

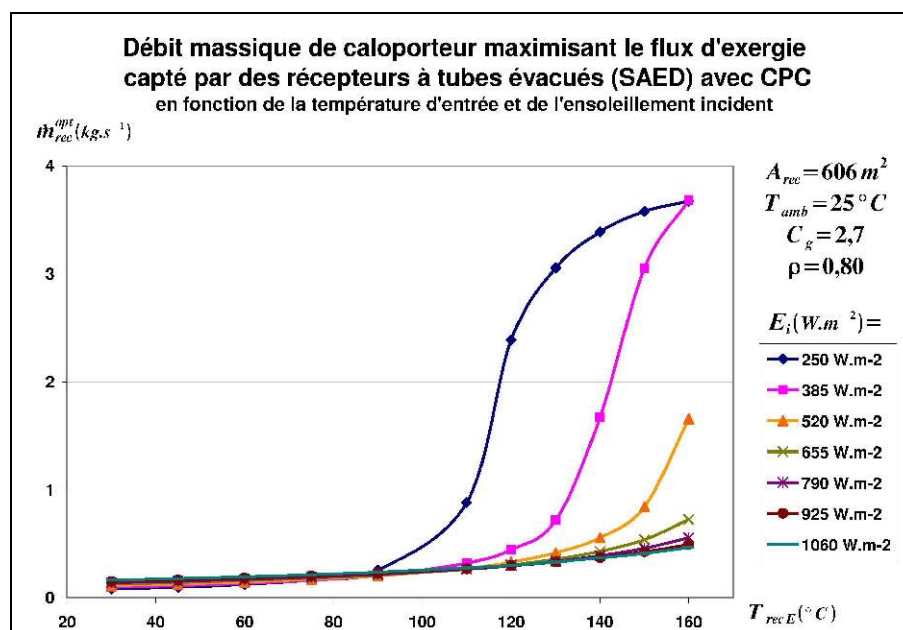


Figure 5.19 : Profils des débits maximisant le flux exergétique capté en fonction de la température d'entrée et pour quelques valeurs d'ensoleillement incident, pour un champ de capteurs à tubes évacués et renforteurs optiques. On note que ces profils sont similaires à ceux de la figure 5.16 mais avec un facteur d'échelle différent de l'axe des températures.

La figure 5.19 représente les débits maximisant le flux exergétique capté par les capteurs à CPC, en fonction de la température d'entrée du captage et selon l'ensoleillement. On retrouve la même non-linéarité que celle observée pour les tubes évacués simples (figure 5.16), mais décalés vers des niveaux de température plus élevés.

5.3 Optimisation dynamique d'un moteur thermique

5.3.1 Introduction

Dans le cadre de l'optimisation de la gestion de l'énergie appliquée à l'ensemble de la microcentrale, en mode stationnaire, un critère exergetique s'impose, en cohérence avec la méthode précédemment proposée pour le captage solaire. Le choix en est également justifié par une raison plus fondamentale : si l'on raisonne en terme de rendement, celui d'une machine électrique est par essence un rendement exergetique, les transformations électricité-mécanique ou mécanique-électrique, sont celle d'une forme d'énergie vive à 100% en une autre forme d'énergie vive à 100%, c'est-à dire d'exergie. Aussi la multiplication du rendement thermique d'un moteur et du rendement d'une machine électrique est contestable en terme d'homogénéité.

5.3.2 Critère exergetique pour la commande optimale à puissance utile imposée

5.3.2.1 Base fondamentale

La consommation nette de flux exergetique du moteur s'exprime par une formule similaire à celle (5.13) établie pour le captage solaire brut :

$$\dot{E}x_{mot\ net} \approx \dot{m}_{mot} \cdot Cp \cdot (T_{mot\ s} - T_{mot\ e}) \cdot \left(1 - T_{ref} \cdot \frac{\ln(T_{mot\ s} / T_{mot\ e})}{T_{mot\ s} - T_{mot\ e}} \right) \quad (5.45)$$

Il s'agit de déterminer la répartition des trois débits de caloporteurs chaud, froid et d'air de refroidissement de l'échangeur liquide-air, à puissance utile (ou nette) imposée

Formellement cela s'exprime :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \dot{E}x_{mot}}{\partial \dot{m}_{mot\ H}} = 0 \\ \frac{\partial \dot{E}x_{mot}}{\partial \dot{m}_{mot\ K}} = 0 \\ \frac{\partial \dot{E}x_{mot}}{\partial \dot{m}_{mot\ A}} = 0 \end{array} \right\} \text{ avec la contrainte } \dot{W}_{el\ mot\ net} = \dot{W}_{el\ utile} \quad (5.46)$$

Ou encore, en utilisant des débits spécifiques, plus pratiques pour l'application numérique :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_{mot\ H}^* = \frac{\dot{m}_{mot\ H}}{\dot{Q}_{mot\ H}} \\ \dot{m}_{mot\ K}^* = \frac{\dot{m}_{mot\ K}}{\dot{Q}_{mot\ K}} \\ \dot{m}_{mot\ A}^* = \frac{\dot{m}_{mot\ A}}{\dot{Q}_{mot\ A}} \end{array} \right\} \text{ exprimés en } kg.kJ^{-1} : \left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \dot{E}x_{mot}}{\partial \dot{m}_{mot\ H}^*} = 0 \\ \frac{\partial \dot{E}x_{mot}}{\partial \dot{m}_{mot\ K}^*} = 0 \\ \frac{\partial \dot{E}x_{mot}}{\partial \dot{m}_{mot\ A}^*} = 0 \end{array} \right\} \quad (5.47)$$

Le choix de chutes constantes de température pour chaque fluide (arbitraires ou non) est un moyen simple (voire le plus simple) d'adapter pratiquement les débits aux puissances thermiques : En pratique l'automatique de contrôle, classique, sera de type PID (Proportionnelle-Intégrale-Dérivée) et basée sur les mesures de températures. Dans le cas de commande des débits à

chûtes de températures imposées, les débits spécifiques définis par (5.47) resteraient constants, dans la mesure où la dynamique des écoulements (variations de pression, effets soniques) restent d'influence négligeable sur les caractéristiques thermo-physiques des fluides. L'utilisation de débits spécifiques permet de se référer à la méthode de contrôle la plus simple et facilite la mise en pratique de l'étude d'optimisation qui nous intéresse.

5.3.2.2 Mise en forme numérique pour le modèle physique du moteur

En pratique les valeurs numériques des débits répondant à l'optimisation proposée doivent être déterminés dans des intervalles de tolérances suffisamment précis, résultant de plusieurs inversions algorithmiques, soit, depuis les niveaux inférieurs (génératrice, cycle moteur, échangeurs) jusqu'au niveau supérieur (contrôle optimal):

- Le modèle proposé au 4.4 utilise un processus itératif pour déterminer les températures du gaz de travail dans les échangeurs réchauffeurs refroidisseurs du cycle moteur, considérés isothermes, ainsi que les températures du caloporteur intermédiaire de refroidissement, à températures de source (caloporteur admis) et puits (ambiance) imposées, débits et vitesse de rotation fixés. Rappelons que chaque itération comprend une boucle d'intégration numérique pour la détermination des transferts thermiques et pertes de charge internes.
- Inversion du modèle du moteur: détermination de la vitesse de rotation à puissance nette imposée et débits fixés à températures de source et puits imposées.
- Détermination des débits des caloporteurs externes du moteur minimisant le flux exergétique consommé, à températures de source et puits imposées et puissance utile imposée.

Chaque processus itératif est contrôlé par un critère de convergence cohérent :

- Le modèle direct du moteur utilise la réévaluation (4.116) des températures de source et puits à une erreur près, dimensionnée en Kelvin, comme l'écart entre les différences de températures de source et puits évaluées et les températures souhaitées:

$$\varepsilon(\Delta T_{(HE-amb)}) = (T_{HE}^* - T_{KE}^*) - (T_{HE} - T_{amb}) \quad (5.48)$$

La nature homothétique de la formule (4.116) garantit les convergences simultanées $T_{HE}^* \rightarrow T_{HE}$ et $T_{KE}^* \rightarrow T_{amb}$, un seul critère de convergence est donc suffisant. La valeur choisie à l'application est de $\varepsilon(\Delta T_{(HE-amb)}) = 0,002 K$, soit, dans la plage de températures choisies une précision relative minimale de $0,002 / (120 - 20) \equiv \pm 0,002\%$

- La vitesse du moteur à puissance imposée est déterminée par approximation parabolique de la caractéristique puissance/vitesse autour d'une valeur courante. Le critère de convergence choisi pour cette inversion est l'erreur relative entre deux approximations successives de la vitesse :

$$\varepsilon(N_{rot}) = |1 - N^{i+1} / N^i| > 0,0001 \quad \text{Soit } 0,01\% \quad (5.49)$$

- Enfin, le triplet des débits spécifiques répondant à un mode de fonctionnement donné, soit à chûtes de température constantes, soit à flux exergétique consommé minimal, est déterminé.

La mise en pratique est réalisée par inversion du modèle moteur (recherche de la vitesse à Puissance nette imposée) et un algorithme hybride combinant direction de descente optimale et progression séquentielle dans le cas où le triplet évalué des débits spécifiques dépasse un certain intervalle, borné par un pourcentage autour de la valeur courante:

$$\varepsilon_X^* = \frac{\Delta(\dot{m}_{mot X}^*)}{\dot{m}_{mot X}^*} ; \quad X = \{H, K, A\} \quad (5.50)$$

Cet intervalle de $\pm \varepsilon_X^*$ sert de base à la détermination numérique des composantes du gradient adimensionné, à l'aide d'une régression quadratique basée sur trois estimations du flux

exergétique consommé, pour des valeurs régulièrement réparties dans l'intervalle : $\dot{E}x_{mot}(\dot{m}_{mot X}^* \cdot (1 - 0,66 \cdot \varepsilon_X^*))$, $\dot{E}x_{mot}(\dot{m}_{mot X}^*)$ et $\dot{E}x_{mot}(\dot{m}_{mot X}^* \cdot (1 + 0,66 \cdot \varepsilon_X^*))$.

La norme du gradient adimensionné fait office de critère de convergence:

$$\frac{\nabla \dot{E}x_{mot}}{\dot{E}x_{mot}} = \frac{1}{\dot{E}x_{mot}} \cdot \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{E}x_{mot}}{\partial \dot{m}_{mot H}^*}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{mot}}{\partial \dot{m}_{mot K}^*}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{E}x_{mot}}{\partial \dot{m}_{mot A}^*}\right)^2} \quad (5.51)$$

Le premier coefficient de la régression quadratique $\dot{E}x_{mot} = P^2(\dot{m}_{mot X}^*)$ permet également de vérifier que l'optimisation se déroule correctement : si ce coefficient est positif, le flux exergétique consommé admet bien un minimum.

L'intervalle de calcul et d'évaluation est divisé en deux lorsque le gradient adimensionné passe en deçà d'un seuil, proportionnel à la taille même de l'intervalle.

Ainsi la progression des débits estimés est limitée à chaque itération, ce qui interdit les valeurs aberrantes: Au cas où les débits optima évalués sont à l'extérieur des intervalles de calcul, la progression de l'algorithme est séquentielle (bornée par les intervalles de calcul, mais se fait dans la direction de descente optimale estimée par le gradient) et dans le cas contraire la précision sur le gradient est accrue à mesure que l'intervalle de calcul se réduit.

Cet algorithme est assez efficace : la convergence est généralement assurée en quelques 6 à 12 itérations pour un intervalle de calcul de $\varepsilon_X^* = \pm 0,2\%$, pourvu toutefois que le triplet des valeurs initiales $\{\dot{m}_{mot H0}^*, \dot{m}_{mot K0}^*, \dot{m}_{mot A0}^*\}$ de débits spécifiques soit choisis de manière adéquate. En pratique une première phase (préconditionnement) d'exploration exhaustive avec un pas de variation grossier (par exemple $\pm 12,8\%$), puis une seconde un peu plus fine permet de déterminer des valeurs initiales convenables. Après quelques expériences, des corrélations (débits spécifiques affines à puissance utile, puis à la différence de température entre source et puits) de source permettent d'évaluer des valeurs de départ convenables pour exploiter directement l'algorithme.

5.3.3 Application à un moteur à cycle de Stirling

5.3.3.1 Introduction

Le modèle de moteur présenté au chapitre 4.4 a été adapté d'après des caractéristiques⁹ du prototype P3 de CoolEnergy (déjà présenté au 4.4.1 et en annexe A6). Ces caractéristiques sont résumées dans le tableau 10. Certaines dimensions ont été fournies par le fabricant du moteur, d'autres déduites.

En l'absence d'informations précise, les échangeurs ont été supposés identiques du côté chaud et du côté froid, constitués de plaques planes. Quelques jeux de dimensions ont été envisagés, présentant sensiblement le même ratio largeur/longueur, pour une surface d'échange thermique allant du simple au triple, avec un nombre de plaques fixé. Les plaques d'assez petite taille ont donnés les résultats les plus en adéquation avec les données disponibles sur les performances annoncées par le fabricant (annexe A6), aussi les résultats obtenus avec les autres dimensions d'échangeurs ne sont pas présentés.

Le modèle de moteur a été utilisé comme un moteur "virtuel". Deux méthodes de commande de débit ont été appliquées :

- **Méthode 1** : Les débits de caloporteurs externes sont optimisés pour minimiser l'exergie consommée
- **Méthode 2** : Optimisation dégradée : la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur chaud est maintenu constant ainsi que l'écart entre la sortie de l'échangeur

froid et l'ambiance. Ces différences de températures sont en fait optimisée pour une valeur de puissance particulière, disons nominale, définie comme $1/1,3 \approx 77\%$ ⁸ de la puissance maximale atteinte avec la méthode 1. Cette méthode 2 est donc "optimisée à puissance nominale". Les débits de caloporteurs de refroidissements sont maintenus proportionnels, pour chaque température de source, avec le même ratio qu'à la puissance nominale.

Pour les deux méthodes : une seule $T_{amb} = 20^\circ C$, et des températures d'admission de caloporteur de chauffage allant de $120^\circ C$ à $180^\circ C$.

Pour les deux méthodes, les mêmes valeurs de puissance utile imposée ont été utilisées, en nombre suffisant pour couvrir une large, allant d'au plus 10% de la puissance utile maximale, à au moins 95% de cette dernière.

désignation	symbole	valeur	unité	Définition / origine	
Volume balayé total	–	783	cm ³	fourni par le fabricant	
Arrangement moteur	–	alpha	–	fourni par le fabricant	
Déphasage volumique et mécanique	α	90	°	fourni par le fabricant	
Volume balayé de détente	V_{be}	554	cm ³	d'après documents fournis	
Volume mort de l'espace de détente	V_{me}	775	cm ³	estimé à 140% de V_{be} d'après documents fournis	
Volume balayé de compression	V_{bc}	554	cm ³	d'après documents fournis	
Volume mort de l'espace de compression	V_{mc}	775	cm ³	estimé à 140% de V_{be} d'après documents fournis	
Diamètre des tiges de piston	D_{tp}	10	mm	estimés d'après documents fournis	
Diamètre des pistons	D_p	90	mm		
Longueur des plaques des échangeurs	L_{pl}	118	mm	dans le sens du gaz de travail	supposés d'après documents fournis
Largeur des plaques des échangeurs	l_{pl}	75	mm	transversalement gaz de travail	
Nombre de plaques	Nb_{pl}	20	–		
Espace inter-plaques	h_{pl}	2,4	mm		
Épaisseur de plaques	e_{pl}	1	mm	supposés	
Longueur du régénérateur	l_r	87	mm		
Diamètre du régénérateur	d_{rim}	90	mm		
Porosité de la matrice	Π	0,65	–		
Diamètre du fil de mailles	d_{fil}	0,05	mm		

Tableau 10 Caractéristiques dimensionnelles du moteur modélisé, sur la base du prototype P3 de CoolEnergy⁹

8 Cela permet de garantir l'obtention d'une puissance "maximale" de 125% de la puissance nominale, comme il est d'usage, par exemple, dans le domaine de l'électrotechnique.

9 Avec l'aimable autorisation de CoolEnergy Inc.

5.3.3.2 Résultats obtenus

En premier lieu, observons les caractéristiques puissances-vitesse obtenues avec la méthode 1, (figure 5.20) ; puis avec la méthode 2 (figure 5.21) , pour différentes températures d'admission du caloporteur d'alimentation thermique. Dans le domaine des hautes puissances les caractéristiques sont similaires pour les deux méthodes.

En revanche dans le domaine des basses puissances, on remarque que les caractéristiques obtenues avec la méthode 1 pour différentes température de sources tendent à se superposer, la vitesse de rotation tendant vers zéro. Pour la méthode 2, au contraire les courbes se croisent et tendent vers une vitesse non nulle propre à chaque température de source.

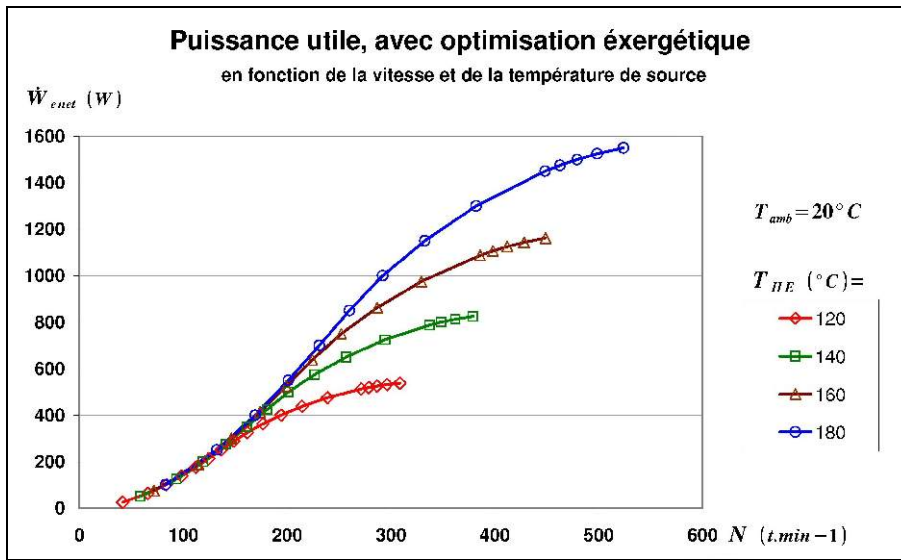


Figure 5.20 : Caractéristiques puissances-vitesse obtenues avec la méthode 1 (optimisation éxergétique à tous les régimes).

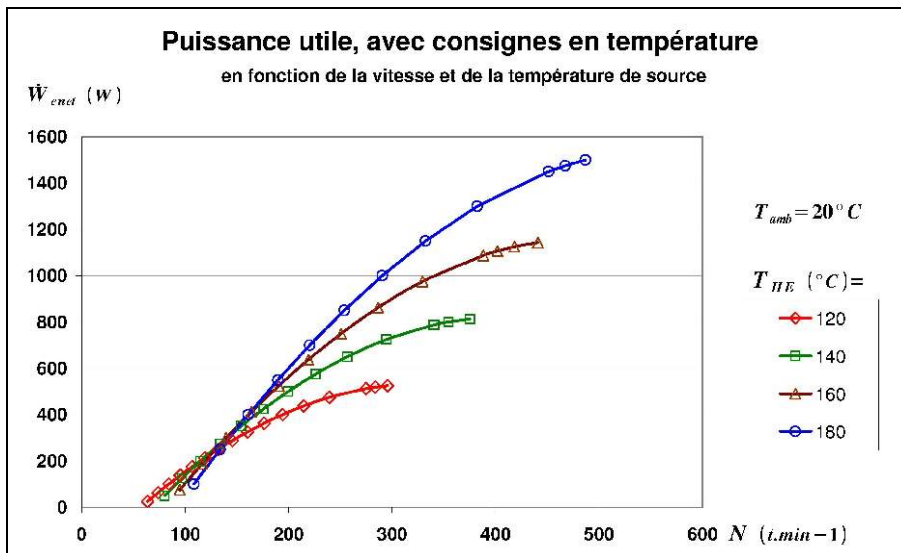


Figure 5.21 : Caractéristiques puissances-vitesse obtenues avec la méthode 2 (consignes de températures basées sur l'optimisation éxergétique à régime nominal).

En outre, observant, pour chaque valeur de puissance et de température de source, que la vitesse angulaire est toujours légèrement supérieure (ou égale) avec la méthode 1 qu'avec la méthode 2 , on déduit que la méthode 1 permet de maximiser le couple moteur à puissance utile

imposée¹⁰ : Toute variation des variables de commande (débits) depuis les valeurs optimales générant une consommation exergétique supplémentaire, ce supplément doit nécessairement être compensé par une augmentation de la puissance indiquée du cycle moteur, donc de la vitesse angulaire.

Ces observations sont confirmées par les figures 5.22 et 5.23, qui représentent les mêmes caractéristiques puissance-vitesse, mais adimensionnées en vitesse et en puissance :

$$\dot{W}_{el\ utile} \left(\frac{N}{N_{max}} \right) = \frac{\dot{W}_{el\ utile}(N)}{\dot{W}_{el\ utile}^{max}(N_{max})} = f \left(\frac{N}{N_{max}} \right) \tag{5.52}$$

Les puissances et vitesses maximales servant de références sont les mêmes pour les deux méthodes, établies par extrapolation (polynôme de second degré) des 5 plus hautes valeurs puissances obtenues avec la méthode 1, concentrées à dessein dans une plage d'environ 85% à 95% de la puissance maximale.

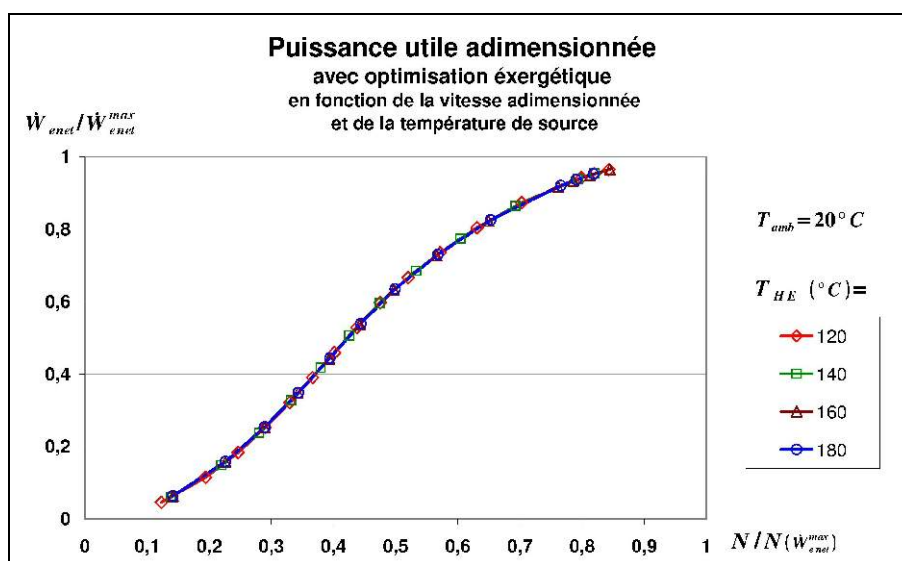


Figure 5.22 : Caractéristiques puissances-vitesses adimensionnées obtenues avec la méthode 1 (optimisation exergétique à tous les régimes) : Aux basses vitesses de rotation la vitesse s'approche de 0.

Les observations précédentes sont d'autant mieux confirmées que les caractéristiques adimensionnées des figures 5.22 et 5.23, correspondant à différentes températures de source sont pratiquement superposées. Cela est intéressant par ailleurs : Il semble judicieux, lors de l'élaboration d'un modèle pratique de moteur réel, d'adimensionner de la même manière les puissances et vitesses obtenues expérimentalement, ainsi que d'autres grandeurs physiques. Aussi tous les résultats suivants sont présentés en fonction de la puissance adimensionnée (figures 5.24 à 5.29).

La figure 5.24 présente les rendements éxergétique obtenus avec les deux méthodes, en fonction de la vitesse angulaire adimensionnée. On constate qu'avec la méthode 1 le rendement exergétique est toujours supérieur à celui obtenu avec la méthode 2, avec un écart plus important à mesure que la puissance utile est basse l'optimisation exergétique a donc un effet conséquent.

10 Pour rappel : les points de calcul pour établir ces caractéristiques sont établies à partir des mêmes valeurs de puissance utile

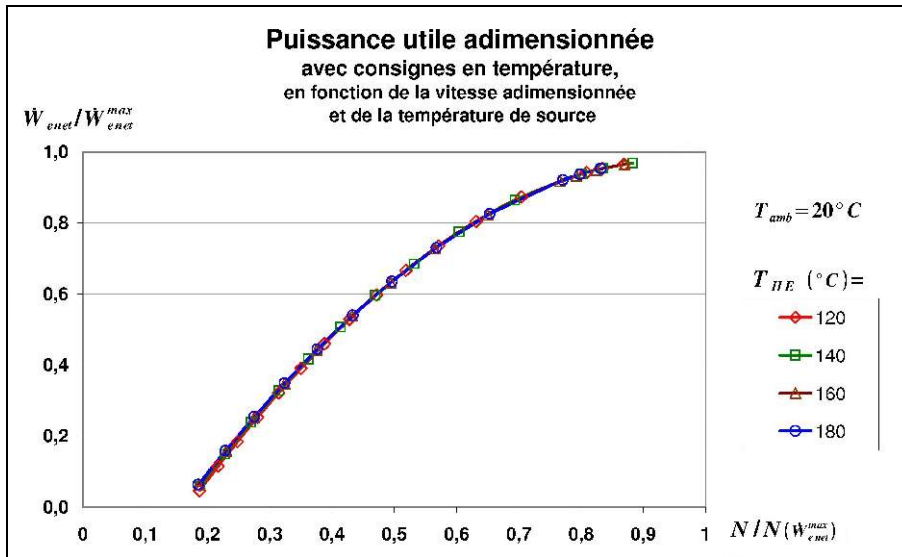


Figure 5.23 : Caractéristiques puissances-vitesses adimensionnées obtenues avec la méthode 2 (consignes de températures fixées pour l'optimisation exergetique à régime nominal) : La puissance utile s'annule pour une vitesse non-nulle.

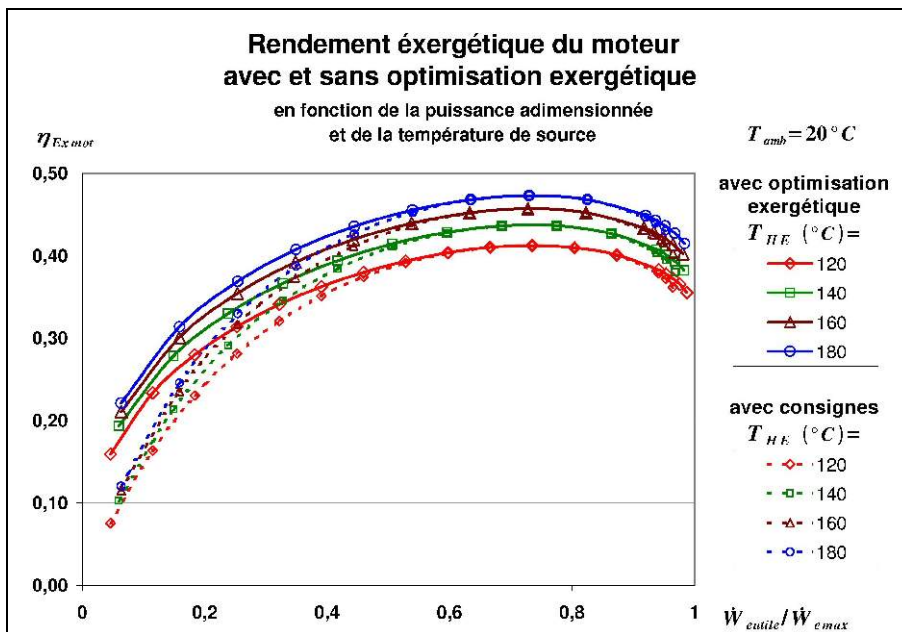


Figure 5.24 : Rendements exergetiques du groupe moteur avec et sans optimisation de la consommation exergetique : Les écarts observés à charge partielle peuvent être très importants

Une comparaison plus fine entre les deux méthodes peut être obtenue en calculant le gain relatif de rendement exergetique de la méthode 1 par rapport à la méthode 2. Cela est illustré par la figure 5.25. On remarque que le gain est d'autant plus important que la puissance utile est éloignée de la puissance nominale, commune aux deux méthodes, en particulier dans le domaine des petites puissances : un gain de 20% est réalisé à 20% de la puissance utile maximale, et de 60 % à 10 % de la puissance utile maximale. On note également un gain d'environ 5% au niveau de la puissance utile maximale.

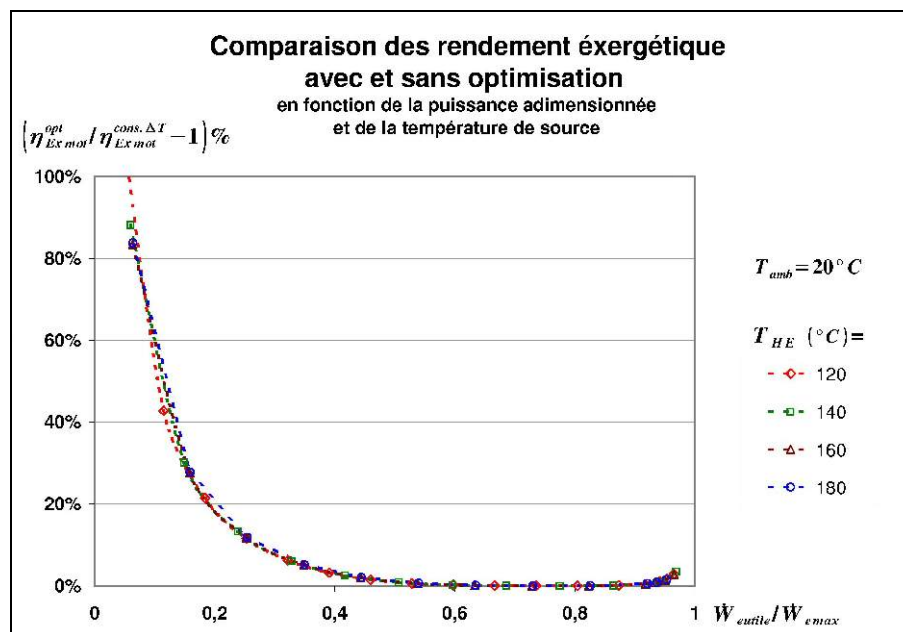


Figure 5.25 : Comparaison des rendements exergétique obtenues avec l'optimisation exergétique à tous les niveaux de puissances et la commande à consignes basée sur l'optimisation à la seule puissance nominale : Le gain peut être important à charges partielles.

Nous arrivons au point central de cette étude : La détermination de débits minimisant le flux exergétique à puissance utile imposée. Les figures 5.26 et 5.27 représentent respectivement les débits spécifiques $\dot{m}_{mot\,H}^*$ et $\dot{m}_{mot\,K}^*$ obtenus avec les deux méthodes, en fonction de la puissance utile adimensionnée et de la température de source. La figure 5.28 représente quant à elle le ratio $\dot{m}_{mot\,A}^* / \dot{m}_{mot\,K}^*$.

Sans optimisation dynamique le débit spécifique de caloporteur chaud (ici de l'huile thermique "Duratherm[®]") varie seulement avec la température de source, et selon les variations induites de ses caractéristiques thermo-physiques. Autrement dit, à température de source donnée et pour des consignes de températures imposées (méthode2) le débit est simplement proportionnel à la puissance. En revanche l'optimisation exergétique induit une augmentation fortement non-linéaire du débit spécifique avec la puissance (figure 5.26) : Dans le domaine des hautes puissances (70% à 100% de $\dot{W}_{el\,utile}^{max}$), le débit spécifique $\dot{m}_{mot\,H}^*$ est du même ordre de grandeur, et stable pour les deux méthodes, en revanche dans le domaine des basses puissances (inférieures à 40% de $\dot{W}_{el\,utile}^{max}$) on constate un débit spécifique 5 à 10 fois plus petit avec la méthode 1 qu'avec la méthode 2. Entre 40% et 70% de $\dot{W}_{el\,utile}^{max}$, $\dot{m}_{mot\,H}^*$ varie de manière importante, disons transitoire entre les deux zones ci-avant décrites.

Observons les profils de débit spécifique de caloporteur de refroidissement $\dot{m}_{mot\,K}^*$ (figure 5.27) :

Avec la méthode 2, le débit spécifique de caloporteur de refroidissement (ici de l'eau glycolée à 30%) est légèrement variable, croissant avec la puissance adimensionnée. On peut attribuer ces variations à la sensibilité des caractéristiques thermo-physiques caloporteurs de refroidissement (eau glycolée et air) aux variations de températures induites par la variation de puissance.

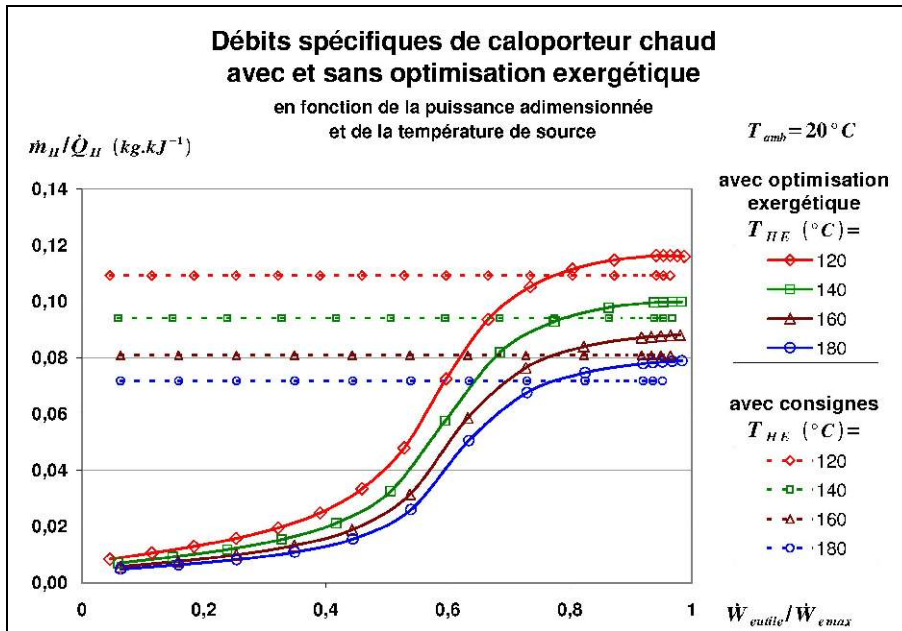


Figure 5.26 : Débits spécifique de caloporteur chaud avec optimisation exergétique et optimisation dégradée. L'optimisation induit une nette réduction du rapport \dot{m}_H / \dot{Q}_H pour les basses puissances en comparaison aux hautes puissances.

Avec la méthode 1, le débit spécifique de caloporteur de refroidissement suit une tendance inverse à celle observée pour la méthode 1 : $\dot{m}_{mot K}^*$ décroît selon la puissance utile, avec une tendance fortement non-linéaire dans le domaine des basses puissances (inférieurs 30% de $\dot{W}_{el utile}^{max}$).

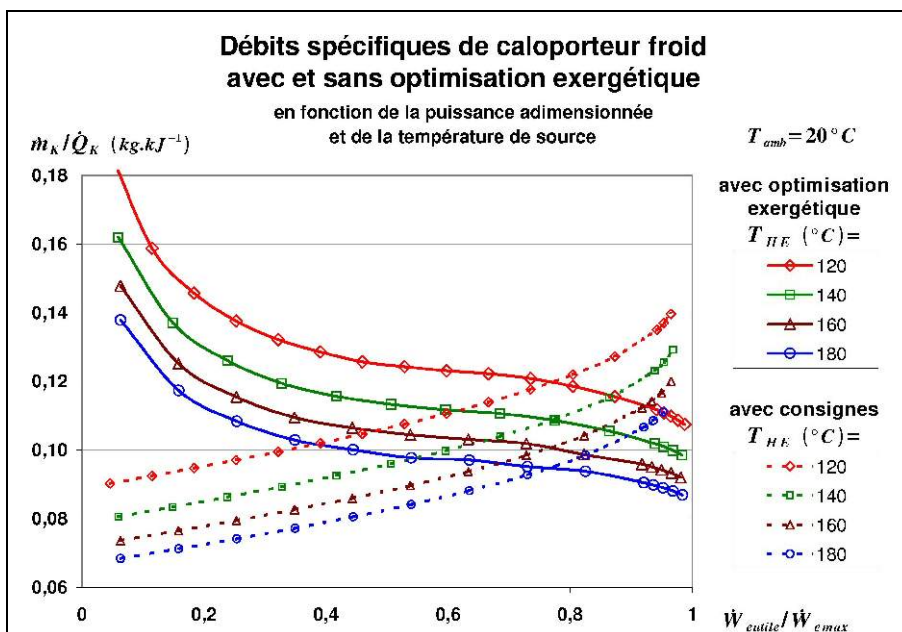


Figure 5.27 : Débits spécifique de caloporteur froid avec optimisation exergétique et optimisation dégradée. A l'inverse des résultats observés pour le caloporteur chaud, l'optimisation induit une augmentation du rapport \dot{m}_K / \dot{Q}_K pour les basses puissances, et sa diminution pour les puissances les plus élevées.

Pour ce qui est du ratio $\dot{m}_{mot A}^* / \dot{m}_{mot K}^*$, on sait qu'il a été fixé pour la méthode 2. Avec la méthode 1, on observe une légère variation en fonction de la puissance utile : L'écart est de seulement de 10% environ entre la plus grande valeur et la plus petite. On notera toutefois que, si la valeur de $\dot{m}_{mot A}^* / \dot{m}_{mot K}^*$ obtenue en optimisant l'exergie consommée est relativement stable, elle ne correspond pas à des débits "équilibrés" dans l'aérotherme : La chaleur spécifique du liquide de refroidissement étant d'environ 3900 kJ.kg^{-1} et celle de l'air ambiant d'environ 1000 kJ.kg^{-1} , on pourrait s'attendre, intuitivement à obtenir un ratio d'environ 3,9 entre les deux débits. Il n'en est rien, le ratio $\dot{m}_{mot A}^* / \dot{m}_{mot K}^*$ optimal déterminé ici ayant une valeur comprise entre 2,15 et 2,37. Cela s'explique probablement par la prise en compte, dans la méthode d'optimisation, des pertes de charge, qui plus est en terme de d'exergie consommée sur la source thermique : La nature de "fluide limitant" de l'air, d'une viscosité élevée au regard de sa chaleur spécifique massique par rapport aux caloporteurs liquides, conduit à ce "déséquilibre" des débits thermiques optima (traduit par $(\dot{m}_{mot A}^* \cdot Cp_A) / (\dot{m}_{mot K}^* \cdot Cp_K) < 1$). On notera donc que l'optimisation exergétique ainsi mise en œuvre ne coïncide pas nécessairement avec la maximisation de l'efficacité d'échangeur, d'usage courant dans le domaine de la thermique.

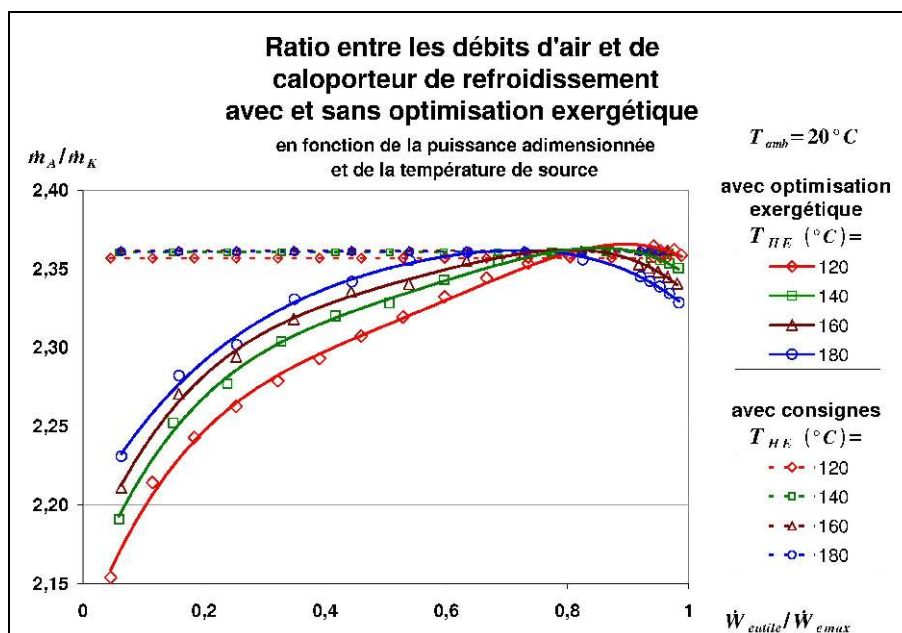


Figure 5.28 : Rapports des débits d'air à travers l'aérotherme et de caloporteur de refroidissement. Alors que la commande en écarts de températures fixes donne un rapport constant, la distribution des débits avec l'optimisation exergétique dépend de la température de source et de la puissance utile.

La figure 5.29 représente la chute de température du caloporteur chaud entre l'entrée et la sortie de l'échangeur moteur (pour rappel : $\Delta T_H = T_{HE} - T_{HS}$). Pour la méthode 2 ΔT_H reste constante en fonction de la puissance utile, logiquement, puisqu'il s'agit de la valeur de consigne, et les observations qui suivent ne concernent que la méthode 1.

Deux domaines de puissances apparaissent clairement (pour la méthode 1) :

En deçà de 65% de $\dot{W}_{el utile}^{max}$ la réduction du débit spécifique $\dot{m}_{mot H}^*$ entraîne logiquement une chute plus importante de ΔT_H . On note une zone de décroissance presque linéaire entre 15% et 60% de $\dot{W}_{el utile}^{max}$, et une zone moins linéaire en deçà de 15% de $\dot{W}_{el utile}^{max}$.

Au delà de 65% de $\dot{W}_{el utile}^{max}$, ΔT_H est toujours décroissante avec $\dot{W}_{el utile} / \dot{W}_{el utile}^{max}$, mais tend à se stabiliser, conformément aux observations relatives à la figure 5.26.

On note l'importance de ΔT_H pour les basses puissances :

Par exemple pour $\dot{W}_{el\ utile} / \dot{W}_{el\ utile}^{max} = 0,15$ et $T_{HE} = 180^\circ C$, on relève $\Delta T_H^{opt} \approx 80^\circ C$, ce qui signifie que le moteur fonctionne, pour ce régime optimisé, avec une température chaude de cycle moteur T_h inférieure $100^\circ C$, et en observant la figure 5.30 on peut déduire de la même manière que la température froide de cycle moteur est supérieure à $T_{amb} + 4,7 = 24,7^\circ C$.

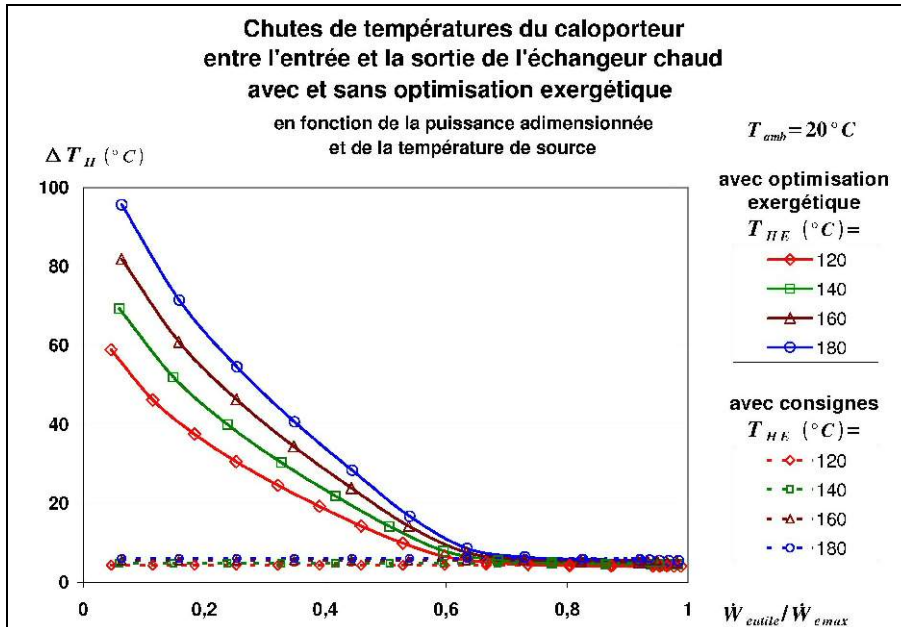


Figure 5.29 : On note l'amplitude de la chute de température du caloporteur chaud, induite par l'optimisation exergetique, lorsque le moteur fonctionne à charge partielle.

Ce résultat de l'optimisation exergetique est inattendu : le facteur de Carnot interne du cycle moteur $f_{C\ cycle} = 1 - T_c / T_h$ est s'amenuise à mesure que la puissance utile baisse. On peut supposer, avec réserve toutefois, que cela est dû aux différences de propriétés des différents caloporteurs de refroidissement, en particulier celles de l'huile thermique modélisée comme caloporteur chaud. Il serait intéressant, opportun même, de comparer ce résultats avec ceux qu'une étude similaire donnera avec deux caloporteurs liquides identiques aux bouts chaud et froid, de l'eau par exemple.

En complément à propos de la figure 5.30, on notera la confirmation des remarques formulées lors de l'étude 4.4.1 du dimensionnement de l'échangeur de refroidissement aérotherme : Les meilleures performances ne sont pas nécessairement obtenues en cherchant systématiquement à rapprocher de la température ambiante la température du bout froid du moteur.

Enfin, on notera que les résultats illustrés par la figure 5.29 sont intéressants pour l'automatique : en établissant des corrélation simples entre les valeurs de ΔT_H^{opt} et les valeurs correspondants de la température de source T_{HE} d'une part, et la puissance électrique utile $\dot{W}_{el\ utile}$ d'autre part, il apparaît possible d'établir une valeur ΔT_H^{opt} de consigne optimale permettant de minimiser l'exergie consommée par le groupe moto-générateur – tous au moins d'approcher cet objectif de manière pratique. A cette même fin, il conviendra également d'extraire des résultats supplémentaires à l'étude d'optimisation : les valeurs des différences optimales entre l'entrée et la sortie de caloporteur froid ΔT_K^{opt} d'une part, puis entre la sortie d'air de l'aérotherme et l'ambiance ΔT_A^{opt} d'autre part, permettront d'élaborer des consignes optimales de ces variables pour l'application en automatique pratique.

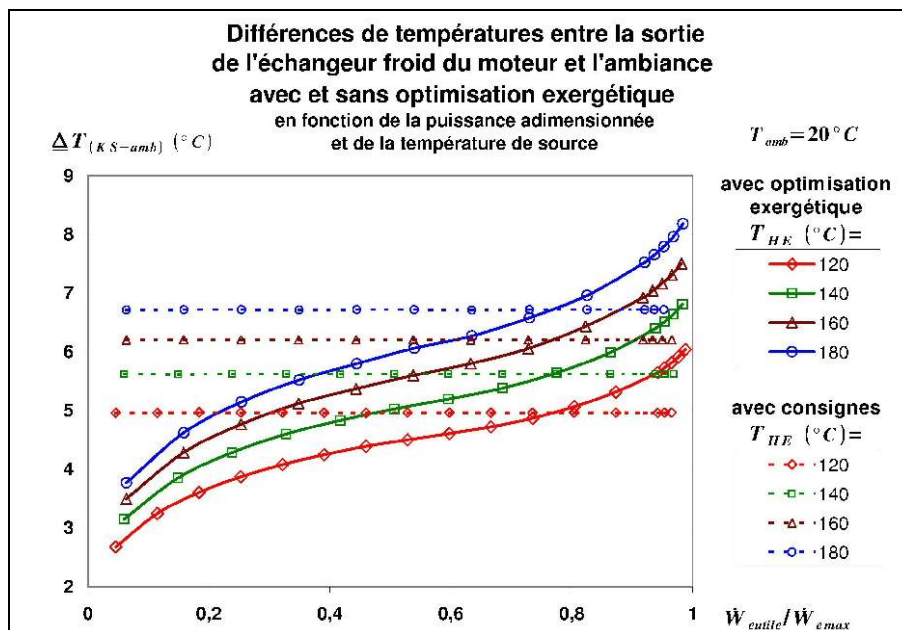


Figure 5.30 : L'écart de température du caloporteur froid à l'ambiance varie avec la puissance lorsque l'exergie est optimisée, mais avec une tendance à l'augmentation avec la puissance et une importante non-linéarité.

Il est également intéressant de comparer les résultats obtenus par les deux méthodes avec la notion conventionnelle de rendement thermique. La figure 5.31 représente les rendements thermiques obtenus avec les deux méthodes de gestion des débits de commande, en fonction de la puissance utile adimensionnée et de la température de source.

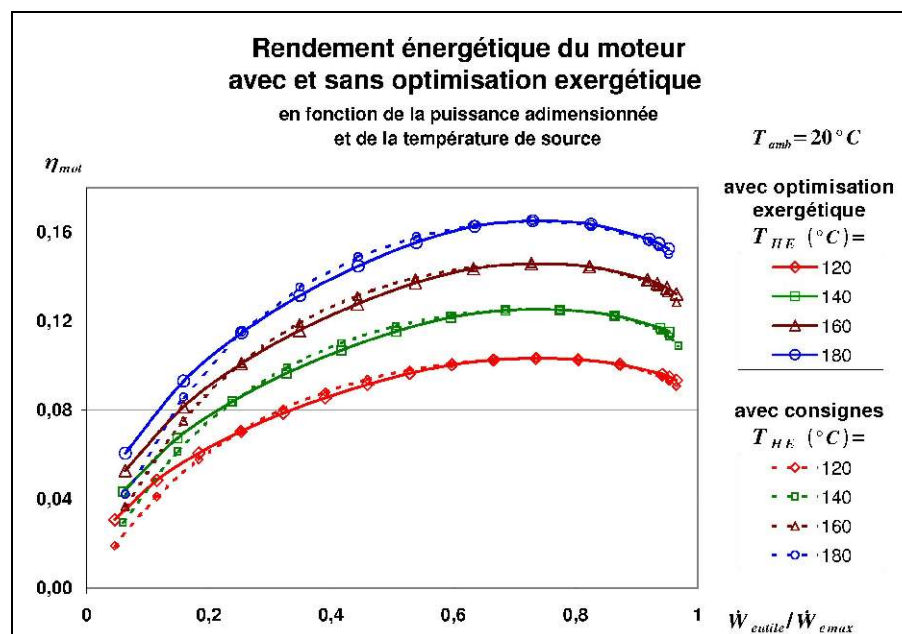


Figure 5.31 : Rendements thermiques du groupe moteur avec et sans optimisation de la consommation exergétique : un paradoxe apparent

On constate que l'optimisation exergétique n'induit pas nécessairement une augmentation du rendement thermique ! La figure 5.32 illustre encore mieux ce phénomène par la différence relative des rendements obtenus avec la méthode 1 et ceux obtenus avec la méthode 2 : Le rendement thermique du groupe moteur obtenu avec optimisation exergétique est légèrement inférieure à celui obtenu par l'optimisation "à puissance nominale" pour des puissances comprises entre 25% et 65% de $\dot{W}_{el\ utile}^{max}$, avec un "creux" d'environ -3% aux alentours de 40% de $\dot{W}_{el\ utile}^{max}$.

Le paradoxe n'est qu'apparent : Il a été vu plus haut que l'optimisation exergetique occasionne pour les charges partielles un accroissement important de ΔT_H . Aussi, la température moyenne logarithmique intervenant dans le calcul du flux exergetique se trouve nettement diminué dans le cas de la méthode 1 par rapport à la méthode 2, ΔT_H reste constant ! Aussi, la diminution de rendement thermique avec la méthode 1 est-elle essentiellement due à une baisse de la "température de source isotherme équivalente" que constitue la température moyenne logarithmique.

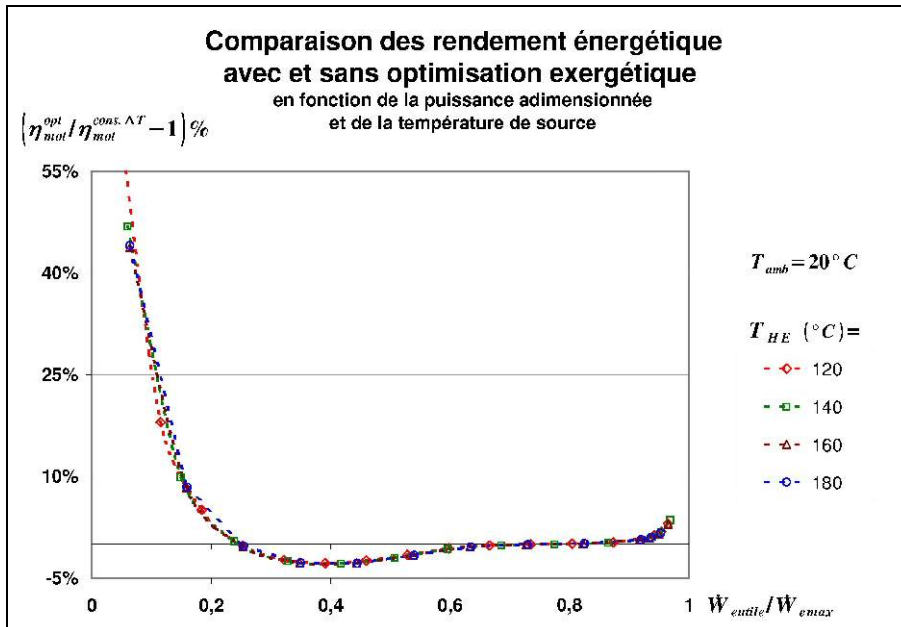


Figure 5.32 : Comparaison des rendements thermique obtenues avec l'optimisation exergetique à tous les niveaux de puissances et la commande à consignes basée sur l'optimisation à la seule puissance nominale : Un gain apparent important est observé pour les très basses puissances, mais la "perte" apparente observée entre 25% et 65% de $\dot{W}_{el\ utile}^{max}$ est un paradoxe dû à la non-pertinence de la notion de rendement thermique.

En conséquence, les rendements thermiques obtenus pour les deux méthodes avec et sans optimisation exergetique ne sont en réalité pas comparables ! Pas plus qu'on ne peut pas, en toute rigueur, comparer deux rendements thermiques de captage solaire identiques – ou pas – placés dans les mêmes conditions météorologiques, utilisés à fin de conversion thermomécanique et pour lesquels les températures de captages seraient différentes : le critère réellement adapté à l'optimisation du captage solaire n'est ni la puissance thermique produite, ni la température de sortie du champ de capteurs, mais bien le potentiel de puissance mécanique productible, autrement dit le flux exergetique [147].

Il en va de même en ce qui concerne la conversion thermomécanique : deux moteurs thermiques, ou d'un même moteur thermique selon deux modes de fonctionnement distincts ne peuvent être rigoureusement comparés en terme de rendement que sur la base de la consommation d'énergie vive occasionnée par la génération de l'effet utile. Le paradoxe apparent illustré par les figures 5.31 et 5.32 ne fait que confirmer la non-pertinence de la notion de rendement thermique pour l'optimisation dynamique du groupe moto-générateur.

On notera en outre que, pour les puissances utiles inférieurs à 25% de $\dot{W}_{el\ utile}^{max}$, la méthode 1 réalise à nouveau un gain apparent de rendement thermique en comparaison à la méthode 2 (cf. figure 5.32), cela malgré une augmentation conséquente de ΔT_K^{opt} pour tous les niveaux de température de source (cf. figure 5.29).

5.4 Conclusions de l'étude d'optimisation dynamique

Deux études d'optimisation dynamique relatives au fonctionnement d'une microcentrale solaire ont été effectuées :

La première concerne la conversion héliothermique, vise à maximiser le flux exergétique capté via un fluide caloporteur, en mode dynamique stationnaire définies par des conditions de fonctionnement : une température d'entrée du caloporteur, une température ambiante en un ensoleillement incident imposé. L'optimisation a été étudiée sur des plage de variations de la température d'entrée du caloporteur et de l'ensoleillement incident correspondantes au conditions de fonctionnements de la microcentrale solaire

La seconde concerne la conversion thermoélectrique via un groupe moto-générateur, dont le contrôle de puissance peut être effectué par la commande en débit de trois fluides caloporteurs : un liquide pour l'alimentation thermique du moteur, un liquide et l'air ambiant pour son refroidissement. L'étude d'optimisation a consisté à déterminer la répartition optimale des débits de ces trois fluides permettant de minimiser le flux exergétique consommé par le groupe moto-générateur sur une source chaude à température d'entrée imposée de capacité thermique finie (caloporteur). Cette étude a été effectuée pour des plages de variations de la température d'admission du caloporteur d'alimentation thermique du moteur et de la puissance électrique utile imposée (demande à satisfaire).

Ces deux études ont été réalisées en tenant compte des variations des propriétés thermophysiques des fluides caloporteurs, à l'aide de corrélations simplifiées, ce qui confère à l'étude une précision supplémentaire quant à la définition des dimensions finies du système étudié.

Il résulte de ces études :

- Qu'il est possibles d'élaborer une stratégie de base du contrôle du captage solaire thermique permettant de maximiser le flux exergétique capté pour un régime dynamique stationnaire, dans les limites de fonctionnement du système (domaine de températures borné), prenant en considération la consommation d'exergie équivalente de la pompe de circulation du caloporteur. Cette stratégie optimale peut être mise en œuvre avec des méthodes usuelles en automatique, par la définition d'une consigne optimale de différence de température entre l'entrée et la sortie d'un parc de captage héliothermique, en relation avec les conditions de fonctionnement instantanées, avec comme contrainte supplémentaire le non-dépassement de la température maximale admissible.
- Qu'il est de même possible de minimiser le flux exergétique consommé par un groupe moto-générateur en fonctionnement dynamique stationnaire, incluant les consommateurs annexes (pompes et ventilateurs), par une stratégie de contrôle optimal des débits de fluides caloporteurs. Cette stratégie est réductible à un triplet de consignes constituée par les différences de températures entre les entrées et la sorties des échangeurs traversés par chacun des ces fluides.

Conclusion générale et perspectives

L'état de l'art de la conversion thermodynamique de l'énergie solaire, prolongé par une étude qualitative, a contribué à la sélection de technologies qui permettront de réaliser deux variantes de micro-centrales solaires autonomes de production d'électricité pour des sites isolés :

- Des capteurs solaires fixes sous vide à renforcement optique et des capteurs à concentration linéaire par cylindres paraboliques, de conception simple et robustes, sont à privilégier.
- L'utilisation d'eau en tant que caloporteur et médium de stockage thermique à chaleur sensible est la solution la mieux adaptée en terme de volume de stockage, d'impact environnemental et de prix de revient. En contrepartie cela impose une température maximale de stockage et de captage solaire à moins de 180°C afin que l'installation reste concevable à partir de composants hydrauliques courants, de cela dépend la viabilité économique du projet.
- Les solutions de motorisation thermique fonctionnant à partir de sources thermiques à basse température sont rares. La motorisation par moteur de Stirling semble la mieux adaptée à répondre au besoin, d'une part en terme de performances mais surtout en terme de robustesse et d'impact environnemental. La conception et la réalisation d'un moteur spécifique est cependant requise. Pour ce faire les travaux d'un partenaire industriel du projet (Stiral) sont encourageants.

Une étude de prédimensionnement, basée sur des modèles physiques, a permis d'évaluer de dimensionner les composants clefs et les performances énergétiques de la microcentrale envisagée, cela en accord avec un cahier des charges définissant les besoins à satisfaire et contraintes générales à respecter. La surface du champ de captage solaire pour les deux types de convertisseurs héliothermiques sélectionnés, ainsi que le volume de la capacité thermique assurant l'autonomie du système, ont été déterminés et pré-optimisés par le biais d'une étude de sensibilité à deux paramètres : la température maximale du cycle thermique journalier d'une part et l'amplitude de température de la capacité de stockage thermique d'autre part.

Ce prédimensionnement a été complétée par une étude de sensibilité paramétrique aux différents facteurs de pertes énergétiques ;ce qui a permis de distinguer les éléments technologiques les plus critiques. Il en ressort que le moteur thermique est la brique système comprenant le plus de point durs techniques, et doit faire l'objet d'attentions particulières lors de la conception.

En complément aux modèles utilisé pour la simulation du système, dans le cadre d'une étude de dimensionnement thermoéconomique, des suggestions ont été émises pour améliorer ces modèles et étendre leur utilisation à l'élaboration de systèmes de contrôle et commande.

En particulier, un modèle physique de groupe moto-générateur à moteur Stirling, en dimensions finies, a été élaboré d'après les spécifications d'un prototype réel. Il a été déduit ce ce modèle complexe des tendances, permettant d'élaborer un modèle phénoménologique qui se baserait sur les performances mesurées d'un moteur réel et serait intégrable à un automate de contrôle et commande. En outre une partie de ce travail de modélisation, concernant le dispositif aérotherme de refroidissement, a démontré qu'il existe, pour une technologie d'échangeur donné, une configuration et un dimensionnement optimal d'échangeur permettant de maximiser la puissance utile produite par le groupe moto-générateur sur une plage de puissance étendue.

Enfin des études d'optimisation dynamique, basées sur des critères exergetiques, ont été effectuées, relative au captage solaire thermique d'une part, et à la production d'électricité via un moteur thermique d'autre part :

- La première partie de ces études d'optimisation est construite à partir de la modélisation de champs de capteurs solaires existants, d'après les indications de leur constructeur (SAED, partenaire du projet), prenant en compte leurs configurations hydraulique et les consommations électrique dues à la circulation du caloporteur.
Cette étude a permis de montrer que, dans des conditions météorologiques données, suffisantes pour réaliser un captage thermique à un niveau de température borné entre une limite haute et une limite basse, correspondant au cycle thermique journalier du système, une maximisation du flux exergetique récupérable est applicable et réalisable pratique.
L'optimisation consiste en la définition d'une consigne optimale de différence de température entre la sortie et l'entrée du champ de captage, permettant d'ajuster le débit de caloporteur maximisant le flux exergetique capté, cela pour un régime de fonctionnement dynamique stationnaire. Appliquée au modèle de simulation de la microcentrale, cette optimisation a montré des résultats satisfaisants.
- Il y a lieu de préciser ici que la mise en pratique sur un champ de captage réel nécessite un travail supplémentaire : dans les conditions de fonctionnement réel les fluctuations permanentes de l'ensoleillement, de la température ambiante et du vent influent sur les performances du captage héliothermique et imposent la mise en place d'un dispositif de commande permettant de lisser ces instationnarités. L'adaptation de la consigne d'optimisation exergetique, consistant au passage du mode stationnaire vers le régime instationnaire, puis son application à un champ de capteurs réel, est donc une perspective de prolongement de ce travail.
- La seconde partie de l'étude d'optimisation s'est appuyée sur le modèle dynamique stationnaire de groupe moto-générateur élaboré par l'auteur. Ce modèle a été utilisé en tant que "boite noire", comme s'il s'agissait d'un moteur réel, comprenant trois entrées de commande : les débits de caloporteur chaud, de liquide réfrigérant et d'air assurant le refroidissement final via un échangeur aérotherme.
Un algorithme a été élaboré permettant, pour toute valeur de puissance électrique utile imposée, dans les limites de la capacité du moteur, de déterminer le triplet des débits de commande minimisant la consommation d'exergie d'origine thermique, fournie par un caloporteur imposant la température d'entrée de l'alimentation du moteur.
Cet algorithme a été appliqué sur une plage de température de source correspondant aux spécifications de la microcentrale, et sur une plage de puissance utile correspondant aux limites minimales et maximales de capacité du groupe moto-générateur simulé. Une seule valeur de température ambiante a été étudiée.
La comparaison des résultats obtenus par l'optimisation avec une stratégie de commande optimale dégradé a permis de constater qu'un gain conséquent de rendement exergetique est obtenu par la méthode d'optimisation exergetique.
En outre, le triplets de débits optimum correspond à un triplet optimum de différences de températures des caloporteurs entre les entrées et sorties des trois échangeurs du groupe moto-générateur. Ce triplet de différences de températures optimales peut être corrélé en fonction de la température de source, de la température ambiante et de de la puissance utile, afin d'élaborer des consignes optimales de contrôle et commande.
- Les perspectives de prolongement de cette étude d'optimisation exergetique sont multiples :
Il sera opportun de la compléter par une étude de sensibilité à la température ambiante.
L'étude a été effectuée en modélisant le caloporteur d'alimentation thermique le recommandé par le concepteur (CoolEnergy) du moteur prototype P3. D'autres caloporteurs peuvent être envisagés, en particulier au niveau de l'alimentation thermique, ce qui est susceptible de changer les résultats, tant en terme d'efficacité exergetique que de profils des consignes de

contrôle et commandes résultantes, fonctions des températures de source et puits et selon la puissance utile.

Ensuite, sa mise en pratique à un groupe moto-générateur réel devra faire l'objet d'une étude complémentaire en relation avec une contrainte technique : Les unités de conversions et conditionnement de l'énergie électrique nécessitent que la tension en sortie de la génératrice soit comprise entre une valeur minimale et une valeur maximale, ce qui correspond à un plage bornée de vitesse angulaire du moteur. La génératrice étant choisie en fonction de la vitesse maximale, il y a lieu d'adapter la stratégie de commande optimisant l'exergie consommé en y ajoutant une contrainte-inégalité de vitesse minimale du moteur. Une alternative plus difficile sur le plan technique et économique serait la conception d'une génératrice spécifiquement adaptée ou la modification d'une génératrice existante : par exemple, en s'inspirant des techniques utilisées pour les moteurs asynchrones (branchements étoile / triangle), multiplier le nombre de bobinages par phase pourrait permettre d'adapter, par commutations, les plages de tensions en fonction de la vitesse. Enfin, l'application d'une telle méthode d'optimisation est applicable à tout type de moteur thermique à apport de chaleur externe, à condition de prendre en considération les contraintes de fonctionnement liées à chaque technologie.

Bibliographie

- [1] <http://fr.ekopedia.org>
- [2] Histoire du solaire à concentration. <http://knol.google.com>
- [3] Ausra. <http://www.ausra.com/history>
- [4] A. KIRCHER. *Ars magna lucis et umbrae* (1646) - fac-similé de l'ed.1671. Univ Santiago de Compostela -Servicio de Publicaciones e Intercambio Científico, 2000. ISBN 8481218421
- [5] HÉRON d'Alexandrie. *Pneumatica* (Les Pneumatiques) - rééd. et trad. (G. Argoud,J.-Y. Guillaumin). Pu Saint-Etienne, 1997. ISBN 2862721115
- [6] A. MOUCHOT. *La chaleur solaire et ses applications industrielles*. Gauthier-Villars 1° Ed, 1869. ISBN -
- [7] S. De CAUS. *Les raisons des forces mouvantes, avec diverses machines tant utiles que plaisantes, auxquelles sont adjoints plusieurs dessins de grotes & fontaines*. J. Norton, Francfort, reprod. CNAM F° Da 1, Paris, 1615. ISBN -
- [8] D. et J-C. CLERMONTEL. *Chronologie scientifique et économique de la France*. Publibook, 2009. ISBN 2748346823
- [9] R.H. THURSTON. *A history of the growth of the steam-engine*. D. Appleton and Co., 1902. ISBN - <http://www.history.rochester.edu/steam/thurston/1878/>
- [10] Article encyclopédique en ligne : Denis Papin. http://fr.wikipedia.org/wiki/Denis_Papin
- [11] P.A. DAGUIN. *Cours de physique élémentaire*. E. Privat / F. Tandou, 1863. ISBN -
- [12] L. C. De BUFFON. *Invention de miroirs ardents, pour brusler à une grande distance* . Registres de l'Académie Royale des Sciences / CNRS-CRHST, 1747. ISBN -
- [13] A.L. De LAVOISIER. *Détail des expériences exécutées au moyen du grand verre ardent dans Mémoires de Lavoisier - Tome 3*. CNRS-CRHST, . ISBN -
- [14] T. FINKELSTEIN , A.ORGAN. *Air engines*. ASME Press, 2001. ISBN 0791801713
- [15] S. CARNOT. *Réflexions sur la puissance motrice du feu*. Gauthier-Villard, 1824, rééd. 1878. ISBN -
- [16] <http://www.cosmovisions.com/Pouillet.htm>
- [17] B. QUINNEZ. *Augustin-Bernard Mouchot (1825-1912), un missionnaire de l'énergie solaire*. Conférence de l'assemblée générale 2011 de l'Association des Membres de l'Ordre des Palmes Académiques (AMOPA). http://www.amopa21.fr/2011_conference_.htm
- [18] F. KRYZA. *The Power of Light: The Epic Story of Man's Quest to Harness the Sun*. Mc Graw-Hill Professional, 2003. ISBN 0071400214
- [19] *Services for Professionals in Solar Energy and Radiation (SoDa)*. <http://www.soda-is.com>
- [20] *Fondation DESERTECH*. www.desertec.org
- [21] M. FEIDT. *Énergétique: concepts et applications*. Dunod, 2006. ISBN 2100490664
- [22] *Desertec Foundation. Clean Power from Deserts. The DESERTEC Concept for Energy, Water and Climate Security WhiteBook - 4th Edition*. Protex Verlag / TREC, 2009. ISBN 3929118674
- [23] C. SILVI. *The work of Italian solar energy pioneer Giovanni Francia (1911-1980)*. Proc. Solar World Congress, ISES. 6-12 août 2005
- [24] C.TYNER et al. *Concentrating solar power*. Solar Paces / IEA, 2001
- [25] *World Radiation Data Center (WRDC) Online Archive*. http://wrdc-mgo.nrel.gov/cgi-bin/get_wrdc_data.cgi
- [26] M. HALE. *Solar Two performance evaluation*. Proc. IECEC (pre-print ; NREL/CP-550-26642). 1999
- [27] *Sargent and Lundy LLC consulting Group. Assessment of parabolic trough and power tower solar technology cost and performance forecast*. NREL/SR-550-34440, 2003
- [28] *Solar PACES*. documents en ligne: *Solar Power Tower et How it Works*. <http://www.solarpaces.org>
- [29] *NREL / Troughnet. Power plant data*. http://www.nrel.gov/csp/troughnet/power_plant_data.html
- [30] U. HERRMANN et al. *Overview on thermal storage systems*. Workshop on Thermal Storage for Trough Power Systems. Diaporama 2002, 23 pages. <http://www.nrel.gov/csp/troughnet/pdfs>

Bibliographie

- [31] H. PRICE, V. HASSINI. Modular trough power plants cycle and systems analysis. NREL / TP-550-31240, 2002
- [32] B. KELLY, H. PRICE. Nexant parabolic trough power plant systems analysis. NREL / SR-550-40162, 2006
- [33] Flagsol GmbH. Integrated Solar Combined Cycle System. http://www.flagsol.com/ISCCS_tech.htm
- [34] F. NEPVEU. Production décentralisée d'électricité et de chaleur par système Parabole/Stirling : Application au système EURODISH. Thèse de doctorat, Université de Perpignan, le 28 Novembre 2008
- [35] SolarPACES / IEA2. AndaSol-I and AndaSol-II. <http://www.solarpaces.org/Tasks/Task1/ANDASOL.HTM>
- [36] Solar Millennium AG. The parabolic trough power plants Andasol 1 to 3. Diaporama, 2009. <http://www.solarmillennium.de>
- [37] M. PEREZ et al. Energía solar termoeléctrica. Ministerio de Educación y Ciencia / CIEMAT, 2008
- [38] Mohave Sun Power LLC. <http://hualapaivalleysolar.com/>
- [39] Wikipédia. Liste des centrales solaires thermodynamiques. http://fr.wikipedia.org/wiki/Liste_des_centrales_solaires_thermodynamiques
- [40] J. GORDON. Solar energy: the state of the art: ISES position paper. Earthscan, 2001. ISBN 1902916239
- [41] G. WALKER. Stirling engines. Oxford University Press, 1980. ISBN 0198562098
- [42] W. STINE, R. DIVER. A compendium of solar/dish Stirling technology. DOE, 1994
- [43] Stirling Energy Systems set new world record for solar-to-grid conversion efficiency. Sandia National Laboratories, News release, February 12, 2008. <http://www.sandia.gov/news/resources/releases/2008/solargrid.html>
- [44] J. SCHLAICH et al. Design of commercial solar updraft tower systems - Utilization of solar induced convective flows for power generation. <http://www.sbp.de/de>
- [45] Sunvention International. <http://www.bsrsolar.com>, <http://www.sunvention.com>
- [46] D. FAVRAT et al. Small hybrid solar power systems. Energy 28, 2003
- [47] Concentrating Solar Power. Global Outlook 09. Greenpeace. ESTALA / IEA-SolarPaces, 2009
- [48] P. GALLET, F. PAPINI, G. PERI. Physique des convertisseurs héliothermiques. Edisud, 1980. ISBN 2857440707
- [49] B. THONON, J. KOHLER, A. MATHIEU. Report on solar energy and heat pumps. Intelligent Energy Europe, 2009.
- [50] M. FEIDT, M. COSTEA, C. PETRE, R. BOUSSEHAIN. Génie énergétique appliqué au solaire. Printech, 2004. ISBN 9737180925
- [51] A. MESKINE. Contribution à l'étude thermo-optique du capteur évacué à structure cylindrique. Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Lorraine, Nancy, 1982
- [52] M. MERZOUK. Contribution à la détermination des performances théoriques et expérimentales des capteurs solaires à tubes sous vide en régime transitoire. Thèse de doctorat, Université Aboubakr Belkaïd de Tlemcen, 2004
- [53] A. HÄBERLE et al. The Solarmundo line focusing Fresnel collector. Optical and thermal performance and cost calculations. Proc. 11th Solar Paces International Symposium.
- [54] M. BROOKS. Performance of a parabolic trough collector. Mémoire de Master, University of Stellenbosch South Africa, 2005
- [55] Australian Research Council (ARC). Research Center for Solar Energy Systems. <http://solararc.anu.edu.au/>
- [56] S. BONNET, M. ALAPHILIPPE, P. STOUFFS. Conversion Thermodynamique de l'Energie Solaire dans des Installations de Faible ou de Moyenne Puissance : Réflexions sur le Choix du Meilleur Degré de Concentration . Rev. Energ. Ren : 11èmes Journées Internationales de Thermique. 2003
- [57] Exoes. <http://www.microcogeneration.info>
- [58] Turboden s.r.l. (Pratt & Whitney Power System Company). <http://www.turboden.eu>
- [59] BIOS Bioenergie GmbH. <http://www.bios-bioenergy.at>
- [60] B. AOUN. Micro-cogénération pour les bâtiments résidentiels fonctionnant avec des énergies renouvelables. Thèse de doctorat, École des Mines de Paris, le 13 novembre 2008

Bibliographie

- [61] Elliott Group. <http://www.elliott-turbo.com>
- [62] Mechanology Inc. <http://www.mechanology.com>
- [63] Infinity Turbine. <http://www.infinityturbine.com>
- [64] J. HOWELL, R.BANNEROT. Optimum Solar collector operation for maximizing cycle work output. Solar Energy 19, 1977
- [65] Capstone Turbine Corp. <http://www.capstoneturbine.com>
- [66] Flex Energy Inc. (anc. Ingersoll Rand). <http://www.flexenergy.com>
- [67] Turbec S.p.A. <http://www.turbec.com>
- [68] Heliofocus Ltd. <http://www.heliofocus.com/>
- [69] G. DESCOMBES, J.L. MAGNET. Moteurs non conventionnels. Dossier des Techniques de l'Ingénieur-BM2593, 1998
- [70] S. BONNET, M. ALAPHILIPPE, P. STOUFFS. Moteur ERICSSON : Intérêt, état de l'art. Journée SFT : Machines thermiques exotiques. 8 décembre 2004
- [71] N. NIGHTINGALE. Mechanical Technology Inc. Automotive Stirling engine Mode II Design report. NASA 19880002196, 1986
- [72] General Motors. An Electric car that makes its own electricity. Car Craft, Août 1969, p.79.
- [73] DEKA Reserach (<http://www.dekaresearch.com/dekanews.shtml>). Article en ligne (2007): La solution Stirling de Dean Kamen. <http://www.deformat.org/post/2007/08/09/La-solution-Stirling-de-Dean-Kamen>
- [74] C. BRATT. The 4-95 Stirling engine for underwater application. Kockums Marine AB, Sweden, 1990
- [75] H. NILSON, C. BRATT. An air independent Stirling energy system for autonomous ROVs. Kockums Marine AB Sweden, ~1990
- [76] K. HIRATA. Development of Experimental Fish Robot - Volume 2. International Symposium on Marine Engineering. 2000
- [77] W. ERNST, R.SHALTENS. Automotive Stirling engine development project. NASA 19970012689, 1997
- [78] Stirling commercialization study - Final report Volume I. NASA 19960051364, 1990
- [79] Stirling commercialization study - Final report Volume II. NASA 1996005285, 1990
- [80] I. KOLIN, A. MIHELIC'-BOGDANIC'. Low temperature conversion-solar driven Stirling motor. Conference on Solar Energy Conversion. 26-30 septembre 1983
- [81] J. SENFT. Mechanical Efficiency of Heat Engines. Cambridge University Press, 2006. ISBN 0521169283
- [82] K. HIRATA, M. KAWADAN. Development of a multi-cylinder Stirling engine. proc. 12th ISEC. Septembre 2005
- [83] K. HIRATA, M. KAWADAN. Discussion of Marine Stirling Engine Systems. 7th International Symposium on Marine Engineering. 24-28 octobre 2005
- [84] S. IWAMOTO et al. Comparison of low and high temperature differential Stirling engines. Proc. 8th International Stirling Engine Conference. 1997
- [85] H. KARABULUT et al. An experimental study on the development of a b-type Stirling engine for low and moderate temperature heat sources. Journal of applied Energy 86, 2009
- [86] A. DER MINASSIANS. Stirling Engines for Low Temperature Solar-Thermal-Electric Power Generation. Thèse de doctorat, University of California at Berkeley, le20 décembre 2007
- [87] B. KONGTRAGOOL, S. WONGWISES. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. Renewable and Sustainable Energy Reviews 7, 2002
- [88] B. KONGTRAGOOL, S. WONGWISES. Performance of a twin power piston low temperature differential Stirling engine powered by a solar simulator. Solar Energy 81, 2007
- [89] I. TLILI, Y. TIMOUMI, S. BEN NARSALLAH. Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application. Renewable Energy 33, 2007
- [90] S. ABDULLAH et al. Design consideration of low temperature differential double-acting Stirling engine for solar application. Renewable Energy 30, 2005
- [91] J. SLABY. Overview of free-piston Stirling engine technology for space power application. Solar Energy

Bibliographie

- Conference. Mars 1987
- [92] D. ALGER. Overview of the 1986 free-piston Stirling activities at NASA Lewis Research Center. 24th Automotive Technology Development Contractors Coordination Meeting. October 1986
- [93] The Dow Chemical Company. Dowfrost product information. <http://www.dow.com/>
- [94] SASOL / Marlotherm. <http://www.marlotherm.com>
- [95] Petro Canada. <http://lubricants.petro-canada.ca>
- [96] Unil-Opal. <http://www.unil-opal.com>
- [97] U. HERRMANN, B. KELLY, H. PRICE. Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants. *Energy* 29, 2004
- [98] Lauda. <http://www.Lauda.de>
- [99] Survey of Thermal Storage for Parabolic Trough Power Plants. Pilkington Solar International GmbH, 2000
- [100] D. LAING et al. Solid media thermal storage for parabolic trough power plants. *Solar Energy* 80, 2006
- [101] B. KELLY, D. KEARNEY. Thermal storage commercial plant design study for a 2-tank indirect molten salt system. NREL, SR-550-40166, 2006
- [102] S. DUPASQUIER. Contribution à l'étude du comportement thermo-hydraulique du stockage saisonnier de chaleur en aquifère. Thèse de doctorat, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, le 27 octobre 2000
- [103] P. HOLLMULLER et al. A new ventilation and thermal storage technique for passive cooling of buildings : thermal phase shifting. 23rd Conference on Passive and Low Energy Architecture. 06-08 sept. 2006
- [104] A. BRICARD, J. CHABANNE, A. MANIFICAT, F. VACHET. Stockage thermique par chaleur latente dans la gamme 100 à 150°C : Étude expérimentale et modélisation des cinétiques de stockage et de déstockage sur un accumulateur de 25 kWh. *Revue Phys. Appl.* 17, 1982
- [105] M. FEIDT. Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés. Lavoisier - Tec & Doc, 1996. ISBN 2743000589
- [106] A. SAHIN. Finite time thermodynamic analysis of a solar driven heat engine. *Exergy Int.* 2, 122-126, 2001
- [107] R. SAHOO. Exergy maximization in refrigeration storage units with heat leak. *Cryogenics* 29, 1989
- [108] Installations solaires thermiques et leurs composants. Capteurs solaires. Partie 1 : Exigences générales. AFNOR-NF EN 12975-1, 2006
- [109] Installations solaires thermiques et leurs composants. Capteurs solaires. Partie 2 Méthodes d'essai. AFNOR-NF EN 12975-2, 2006
- [110] F. NEPVEU. Note de calcul sur la température de ciel. (rapport interne de projet collaboratif Schneider Electric). Exosun, 2010
- [111] N. MARTAJ. Modélisation énergétique et exergetique, simulation et optimisation des moteurs de Stirling à faible différence de température - confrontation avec l'expérience. Thèse de doctorat, Université de Paris X Nanterre, le 1er décembre 2008
- [112] P. ROCHELLE et al. Modélisation TDF des moteurs "isothermes" avec pertes : application à l'évaluation d'un moteur Stirling LTD. Congrès Français de la Thermique. 2009
- [113] V. DUDLEY et al. SEGS LS-2 Solar collectos: Test Results. NREL / National Laboratories (report SAND94-1884), 1994
- [114] DIN CERTCO, Burggrafenstraße 6, Berlin. Summary of Collector Test Data. refs. : 011-7S089 R, 2006 ; 011-7S138 R, 2007. www.dincertco.de
- [115] Meteonorm (logiciel). Base de donnée et simulation d'ensoleillement. <http://meteonorm.com>
- [116] A. H. HARVEY. Thermodynamic properties of water: Tabulation from the IAPWS formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use. U.S. Dept. of Commerce, Technology Administration, National Institute of Standards and Technology, 1998
- [117] IAPWS. Revised Release on the IAPS Formulation 1985 for the Thermal Conductivity of Ordinary Water Substance. IAPWS meeting. 7-12 September 2008, Berlin
- [118] IAPWS. Release on the IAPWS Formulation 2008 for the Viscosity of Ordinary Water Substance. IAPWS meeting. 7-12 September 2008, Berlin
- [119] The Engineering Toolbox. <http://www.engineeringtoolbox.com/>

Bibliographie

- [120] Frontier Resource and Recovery Services Inc. / Duratherm Heat Transfer Fluids. Duratherm - HF <http://www.heat-transfer-fluid.com>
- [121] W. KAYS, A. LONDON. Compact Heat Exchangers. Mc Graw-Hill, 1984. ISBN 0070334188
- [122] Leroy-Somer. Documentation en ligne. <http://www.leroy-somer.com>
- [123] <http://www.leroy-somer.com/pdf/news/ac00094.pdf>
- [124] J.R. THOME (EPFL). Engineering Data Book III. Wolverine Tube Inc, 2010. ISBN - (en ligne : <http://www.wlv.com/products/databook/db3/DataBookIII.pdf>)
- [125] J. BOUCHER. Cogénérateur à moteur Stirling et générateur électrique linéaire intégré. Thèse de doctorat, Université de Franche-Comté, le 27 sept. 2007
- [126] S. BONNET. Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d'un moteur Stirling et d'un moteur Ericsson. Thèse de doctorat, Université de Pau et des Pays de l'Adour, le 22 novembre 2005
- [127] G. READER, T. HOOPER. Stirling engines. E. & F. N. Spon Co., London et New York, 1983. ISBN 0419124004
- [128] J. SENFT. A simple derivation of the generalized Beale number. Proc. 17th IECEC. 1982
- [129] C. WEST. Principle and applications of Stirling engine. Van Nostrand Reinhold, 1986. ISBN 0442292732
- [130] T. FINKELSTEIN. Generalized thermodynamic analysis of Stirling Engines . In 11th SAE annual meeting. Detroit, jan. 1960
- [131] W. MARTINI. Stirling Engine Design Manual (2nd édition). University Press of the Pacific, 1983. ISBN 1410216047
- [132] D. BERCHOWITZ, I. URIELI. Stirling Cycle Engine Analysis. Adam Hilger Ltd, 1984. ISBN 0852744358
- [133] A. ORGAN. Thermodynamics and Gas dynamics of the Stirling Cycle . Cambridge University Press, 1992. ISBN 052141363
- [134] D. GEDEON. GLIMPS Computer Program . Gedeon Associates, 1990
- [135] S. HUANG. HFAST- A harmonic Analysis Program for Stirling Cycles. Proc. 27th IECEC. 1992
- [136] D. GEDEON. Sage: Object Oriented Software for Stirling Machine Design. Proc. 29th IECEC. Monterey, California, 1994
- [137] K. MAHKAMOV. Results of a second-order analysis and three-dimensional CFD simulations of a gamma and alpha layouts of a SES engine for biomass application. Proc. 11th ISEC. Rome, 2003
- [138] G. POPESCU, V. RADCENCO, M. COSTEA, M. FEIDT. Optimisation thermodynamique en temps fini du moteur Stirling endo et exo irréversible. Revue Générale de Thermique 35, 1996
- [139] P. ROCHELLE, L. GROSU. Analytical Solutions and Optimization of the Exo-Irreversible Schmidt Cycle with Imperfect Regeneration for the 3 Classical Types of Stirling Engine. Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles, Vol. 66, 2011
- [140] A. ORGAN. The regenerator and the Stirling engine. Mechanical Engineering Publications, 1997. ISBN 1860580106
- [141] J. BERTRAND. Traité de calcul différentiel et intégral - Deuxième partie. Gauthier-Villars Paris, 1870. ISBN
- [142] I. URIELI. Ohio University, Department of Mechanical Engineering. Stirling Cycle Machine Analysis (Simple Analysis) . <http://www.ohio.edu/mechanical/stirling/simple/simple.html>
- [143] C.A. CACIU. Analyse et optimisation des surfaces des chemises de moteurs thermiques. Thèse de doctorat, ENSMP Centre de Morphologie Mathématique, le 15 mai 2006
- [144] S. THIERY. Modélisation et Compensation de Frottements dans un Moteur Linéaire. . , Institut National Polytechnique Grenoble, École Supérieure d'Ingénieurs en Systèmes Industriels Avancés Rhône Alpes, Projet de fin d'étude, 2005
- [145] G.A. LIVANOS, N.P. KYRTATOS. Friction model of a marine diesel engine piston assembly. Tribology International 40, 2007
- [146] Ginlong Technologies, Inc. GL-PMG-1800 Specification Sheet. <http://www.ginlong.com>
- [147] G. MANFRIDA, V. GERARD. Maximum exergy control of a solar thermal plant equipped with direct steam collectors. Int. Journal of Thermodynamics, Vol.11, 2008
- [148] Démonstrateur de réseau intelligent PREMIO (Pôle de compétitivité Capenergies).

Bibliographie

<http://www.projetpremio.fr>

- [149] W. WAGNER, A. PRUß . The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. Lehrstuhl für Thermodynamik, Ruhr-Universität Bochum, Germany, 2002
- [150] D. STITOU, S. MAURAN, M. MARTINS. Optimal Temperature of Solar Collectors at Maximal Exergy Output. Proc. Int. Conf. on Efficiency, Cost, Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. June 2010, Lausanne
- [151] Grundfos Holding A/S. Documentation en ligne. <http://www.grundfos.fr>
- [152] Pompes Salmson SAS. documentation en ligne. <http://www.salmson.com>
- [153] Nord Dridesystems. Documentation en ligne. <http://www2.nord.com>
- [154] RadioSpares ; groupe Electrocomponents plc. . . ,
- [155] W. WAGNER, A. KRUSE. Properties of Water and Steam: The Industrial Standard Iapws-I97 for the Thermodynamic Properties and Supplementary Equations for Other Properties : Tables Based on These equations. Springer-Verlag, 1998. ISBN 3540643397
- [156] I. IWAMOTO et al. Comparison of low and high temperature differential Stirling engines. 8th IEC. 1997
- [157] National Maritime Research Institute, Japan. 300 W class low temperature difference Stirling engine <http://www.nmri.go.jp/eng/khirata/stirling/kiriki/yama1/index.html>
- [158] W. MARTINI. Stirling Engine Design Manual - 1ère édition. NASA Lewis Research Center, 1978
- [159] J.A. GRUSS et al. Capteur solaire, et installation de génération d'énergie électrique utilisant de tels capteurs solaires. Brevet (SAED/CEA), FR2942028, 2009
- [160] J.A. GRUSS et al. Ensemble de caloducs pour capteurs solaires. Brevet (SAED/CEA), FR2942030, 2009
- [161] I-E IDEL'CIK. Memento des pertes de charge: coefficients de pertes de charge singulières et de pertes de charge par frottement. Eyrolles, 1999. ISBN 2212059000

Annexes

A1 Corrélations pour caractériser les propriétés thermophysiques des fluides

Les modèles physiques des fluides (par exemple, les standards pour l'eau : [149] [155]) peuvent s'appliquer à des vastes domaines de température, pression et état physique liquide ou vapeur), mais sont assez complexes. Les corrélations ci-après présentées ont été établies pour des températures correspondant au fonctionnement de la microcentrale étudiée, allant de 280K à 550K.

Remarque : Pour toutes les corrélations ci-après présentées les températures doivent être exprimées en Kelvins.

Caractéristiques de l'eau

L'eau est le caloporteur retenu pour les boucle de captage solaire, d'alimentation du moteur et comme médium de stockage, dans le seul état liquide.

Il est notoire que dans ce domaine la pression est de peu d'influence, aussi des tables de référence [116] [117] et de formules de référence [118] l'état liquide saturé ont été utilisées pour construire des corrélations simplifiées sur le domaine de température souhaité.

Ces corrélations sont les suivantes :

Enthalpie spécifique :

$$h_{H_2O} (kJ.kg^{-1}) \simeq 4,800 \cdot 10^{-11} \cdot T^5 - 8,671 \cdot 10^{-8} \cdot T^4 + 6,629 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 - 2,606 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 + 9,343 \cdot T - 1549 \quad (A1.1)$$

La dérivation de (A1.1) permet d'exprimer la chaleur spécifique massique:

$$Cp_{H_2O} (kJ.kg^{-1} \cdot K^{-1}) \simeq 2,400 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 - 3,4685 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 1,989 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 5,212 \cdot 10^{-2} \cdot T + 9,343 \quad (A1.2)$$

La conductivité thermique est corrélée par :

$$\lambda_{H_2O} (mW.K^{-1} \cdot m^{-1}) = 2,767 \cdot 10^{-12} \cdot T^6 - 7,0395 \cdot 10^{-9} \cdot T^5 + 7,321 \cdot 10^{-6} \cdot T^4 - 3,973 \cdot 10^{-3} \cdot T^3 + 1,1778 \cdot T^2 - 178,2 \cdot T + 11123 \quad (A1.3)$$

Une formulation en puissance s'adapte bien à la viscosité dynamique :

$$\mu_{H_2O} (Pa.s) = 151500 \cdot (T - 244,1)^{-1,292} \quad (A1.4)$$

A1 Corrélations pour caractériser les propriétés thermophysiques des fluides

D'autres corrélations ont été déterminées établies pour l'étude de prédimensionnement, pour deux plages de températures :

Masse volumique de l'eau à saturation liquide entre 280 K et 550 K :

$$\rho_{H_2O}^{sat. liq} (kg.m^{-3}) \simeq -3,5404 \cdot 10^{-11} \cdot T^5 + 4,6912 \cdot 10^{-8} \cdot T^4 - 1,6368 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 - 4,8584 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 + 3,4248 \cdot T + 554,06 \quad (A1.5)$$

Masse volumique de l'eau à saturation liquide entre 540 K et 640 K :

$$\rho_{H_2O}^{sat. liq} (kg.m^{-3}) \simeq -3,5545 \cdot 10^{-6} \cdot T^4 + 8,1518 \cdot 10^{-3} \cdot T^3 - 7,0148 \cdot T^2 + 2682,3 \cdot T - 3,8354 \cdot 10^{+5} \quad (A1.6)$$

Chaleur spécifique massique de l'eau à saturation liquide entre 540 K et 640 K :

$$Cp_{H_2O} (kJ.kg^{-1}.K^{-1}) \simeq 1,8238 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 - 0,0313555802 \cdot T^2 + 17,981 \cdot T - 3433,5 \quad (A1.7)$$

A titre indicatif, une corrélation a été établie pour la pression de saturation liquide, pour une température allant de 280 K à 550 K :

$$P_{H_2O}^{sat. liq} (Mpa) \simeq 1,6589 \cdot 10^{-17} \cdot T^7 - 5,0968 \cdot 10^{-14} \cdot T^6 + 6,6427 \cdot 10^{-11} \cdot T^5 - 4,6155 \cdot 10^{-8} \cdot T^4 + 1,8509 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 - 0,0043189 \cdot T^2 + 0,54687 \cdot T - 29,148 \quad (A1.8)$$

Caractéristiques du fluide Duratherm®

Ce caloporteur est recommandé par CoolEnergy pour le chauffage du moteur prototype P3.

Les corrélations ont été établies d'après la fiche technique du fluide [120].

Masse volumique :

$$\rho_{Dura.} (kg.m^{-3}) = -0,69171 \cdot T + 1076,7 \quad (A1.9)$$

Chaleur spécifique massique :

$$Cp_{Dura.} (J.kg^{-1}.K^{-1}) = 3,276 \cdot T + 843,73 \quad (A1.10)$$

Conductivité thermique :

$$\lambda_{Dura.} (W.m^{-1}.K^{-1}) = -5,4 \cdot 10^{-05} \cdot T + 1,5879 \cdot 10^{-01} \quad (A1.11)$$

Viscosité dynamique :

$$\mu_{Dura.} (Pa.s) = 77,687 \cdot (T - 287,15)^{-2,0792} \quad (A1.12)$$

Caractéristiques fluide Dowfrost™

Ce caloporteur est recommandé par CoolEnergy pour le refroidissement du moteur P3, à raison de 30% en mélange aqueux. Les corrélations ont été établies d'après la fiche technique [93] pour ce mélange.

Masse volumique :

$$\rho_{H_2O+30\text{ Dowf.}}(kg.m^{-3}) = -2,5558 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 + 1,0525 \cdot T + 940,60 \text{ kg.m}^{-3} \quad (A1.13)$$

Chaleur spécifique massique :

$$Cp_{H_2O+30\text{ Dowf.}}(kJ.kg^{-1} \cdot K^{-1}) = 2,7480 \cdot 10^{-3} \cdot T + 3,0428 \quad (A1.14)$$

Conductivité thermique :

$$\lambda_{H_2O+30\text{ Dowf.}}(kJ.kg^{-1} \cdot K^{-1}) = -5,9542 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 4,4757 \cdot 10^{-03} \cdot T - 3,5552 \cdot 10^{-01} \quad (A1.15)$$

Viscosité dynamique :

$$\mu_{Dura.}(Pa.s) = 1,634 \cdot (T - 248,64)^{-1,663} \quad (A1.16)$$

Caractéristiques de l'air sec

L'air atmosphérique et le gaz du travail du moteur (en principe de diazote) sont considérés comme de l'air sec vu comme un gaz parfait d'un point de vue volumétrique. La constante spécifique $r_{air}(J/kg^{-1} \cdot K^{-1}) = 287,1$ est utilisée, dans le modèle de Schmidt du cycle moteur de Stirling, pour calculer la masse de gaz de travail pour une pression moyenne choisie (4.26) et le travail cyclique dans les espaces de compression et détente. Le rapport $\gamma = 1,4$ des chaleurs spécifiques massiques à pression et volume constante n'a pas d'utilité dans les études présentées.

La sensibilité de certaines grandeurs à la température, ont néanmoins été considérées pour évaluer les frottements aérauliques et les transferts thermiques convectifs, tant à l'intérieur du moteur que pour l'aérotherme de refroidissement.

Des tables de références en ligne [119] et d'autres données [142] ont permis de construire les corrélations suivantes :

La chaleur spécifique massique à pression constante :

$$Cp_{air}(kJ.kg^{-1} \cdot K^{-1}) \simeq -1,0610 \cdot 10^{-14} \cdot T^5 + 2,239 \cdot 10^{-11} \cdot T^4 - 1,861 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 + 7,966 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 1,694 \cdot 10^{-03} \cdot T + 1,143 \quad (A1.17)$$

La conductivité thermique :

$$\lambda_{air}(W.m^{-1} \cdot K^{-1}) \simeq 1,292 \cdot 10^{-18} \cdot T^5 - 9,805 \cdot 10^{-15} \cdot T^4 + 3,192 \cdot 10^{-11} \cdot T^3 - 6,180 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 + 1,0702 \cdot 10^{-04} \cdot T - 1,0826 \cdot 10^{-3} \quad (A1.18)$$

La formule de Sutherland est utilisée pour calculer la viscosité dynamique (d'après [142]):

$$\mu_{gaz} = \mu_{0\text{ gaz}} \cdot \left(\frac{T_0 + T_{Suth}}{T + T_{Suth}} \right) \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1,5} = 17,08 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{273 + 112}{T + 112} \right) \cdot \left(\frac{T}{273} \right)^{1,5} \quad (A1.19)$$

A2 Validité et limites du modèle de moteur de Stirling endo-irréversible pour le prédimensionnement

Le rendement d'un moteur, quel qu'il soit, n'est pas un critère suffisant pour traduire son adaptation en puissance lors du fonctionnement réel.

Dans le cas d'un moteur Stirling, la puissance indiquée P_i dépend du travail du cycle W_i et de la fréquence de rotation N du moteur : $P_i = W_i \cdot N$ (39).

Aux faibles vitesses, le temps de séjour du gaz de travail dans les échangeurs étant long, le transfert thermique par cycle est élevé, la chute de température aux échangeurs est faible est χ est faible. Le travail et le rendement sont au voisinage de leur maximum respectif, mais la puissance est minimisée par la faible vitesse du moteur.

Lorsque la vitesse de rotation croît, le transfert thermique par cycle se dégrade, la chute de température aux échangeurs croît, les températures du cycle T_h et T_c se rapprochent. Ainsi le travail et le rendement diminuent, et cela jusqu'à une température limite où la chaleur apportée par la source est intégralement cédée à la source froide (c'est-à-dire : $\chi = 1$ et $T_h = T_c$) et le travail est nul.

Il s'ensuit que la puissance présente une valeur nulle aux deux extrémités de la plage de vitesse et présente donc un maximum, au moins, dans cette plage de vitesse.

A partir du modèle précédemment décrit, il est possible de situer ce maximum en explicitant la puissance du cycle :

Le cycle du moteur étant considéré comme endoréversible, et son travail indiqué comme étant le produit du travail de cycle théorique W_{th} , présentant les mêmes facteurs limitant (P_{max} , V_{max} , R_v , T_H , T_{amb} ...), modifié par un "coefficient de diagramme" k_D , permettant de passer du diagramme théorique de la figure 2 à celui du cycle plus réaliste (diagramme indicateur) :

$$W_i = W_{th} k_D$$

$$\text{où } W_{th} = P_{max} \cdot V_{max} \cdot \frac{\ln(R_v)}{R_v} \cdot \left(1 - \frac{T_c}{T_h}\right) \quad (\text{A2.1})$$

$$\text{et } \left(1 - \frac{T_c}{T_h}\right) = 1 - \frac{T_{amb} + \frac{\chi}{2} \cdot (T_H - T_{amb})}{T_H - \frac{\chi}{2} \cdot (T_H - T_{amb})} = \frac{T_H - T_{amb}}{T_H - \frac{\chi}{2} \cdot (T_H - T_{amb})} = \frac{f_c \cdot (1 - \chi)}{\left(1 - \frac{\chi}{2} \cdot f_c\right)}$$

La puissance thermique fournie au fluide de travail peut s'écrire :

$$\dot{Q}_H = U_H \cdot (T_H - T_h) = \frac{U_H \cdot \chi}{2} \cdot T_H \cdot f_c \quad (\text{A2.2})$$

où U_H est la conductance à travers l'échangeur chaud.

Cette puissance thermique sert à produire le travail du cycle mais aussi à compenser les pertes, essentiellement de régénération imparfaite, qui est traduite par le facteur thermostatique C_s ; nous pouvons écrire :

$$\dot{W}_i = P_{max} \cdot V_{max} \cdot \frac{\ln(R_v)}{R_v} \cdot \left(1 - \frac{T_c}{T_h}\right) \cdot k_d \cdot N \quad (\text{A2.3})$$

Et

$$\dot{W}_i = \frac{U_H \cdot \chi}{2} \cdot T_H \cdot f_c^2 \cdot \frac{(1-\chi)}{1 + f_c \cdot \left(C_s \cdot (1-\chi) - \frac{\chi}{2} \right)} \quad (\text{A2.4})$$

soit, en posant $f(\chi, f_c, C_s) = \frac{\frac{\chi}{2} \cdot f_c^2 \cdot (1-\chi)}{1 + f_c \cdot \left(C_s \cdot (1-\chi) - \frac{\chi}{2} \right)}$ (45) :

$$\dot{W}_i = \frac{U_H \cdot \chi}{2} \cdot T_H \cdot f(\chi, f_c, C_s) \quad (\text{A2.5})$$

ou encore, d'après l'égalité entre (A2.3) et (A2.4), et compte tenu de (A2.1) :

$$\frac{p_{max} \cdot V_{max}}{U_H \cdot T_H} \cdot \frac{\ln(R_v)}{R_v} \cdot k_d \cdot N = \frac{\frac{\chi}{2} \cdot f_c \cdot \left(1 - \frac{\chi}{2} \cdot f_c \right)}{1 + f_c \cdot \left(C_s \cdot (1-\chi) - \frac{\chi}{2} \right)} = g(\chi, f_c, C_s) \quad (\text{A2.6})$$

Si U_H et T_H peuvent être considérés comme des constantes, on voit que la puissance indiquée \dot{W}_i présente un maximum lorsque $f(\chi, f_c, C_s)$ en présente un.

Comparons ce modèle aux caractéristiques d'un moteur expérimental réel [156] [157], à source thermique basse température, qui servira de référence, dont les caractéristiques générales et conditions de fonctionnement sont résumées dans les tableaux A2.1 et A2.2 .

A noter que certaines données ont été "reconstituées" à partir des documents consultés. Ainsi, les volumes morts des espaces de détente et de compression ont été déduits des volumes précisés et du rapport volumétrique de 1,271.

Sans précision sur l'efficacité de régénération du moteur réel, la valeur $\varepsilon_{reg} = 0,5$ a été choisie par défaut, ce qui n'est pas très important pour cette étude comparative : D'après le modèle choisi la puissance du cycle endoréversible (A2.3) est indépendante de l'efficacité de la régénération, contrairement au rendement. Par ailleurs nous savons que le gaz cyclé est de l'air, donc $\gamma \simeq 1,4$.

Ainsi, le coefficient thermostatique (3.30) intervenant dans le modèle de rendement du cycle (supposé) équivalent à ce moteur, est déterminé par :

$$C_s = \frac{1 - \varepsilon_{reg}}{(\gamma - 1) \cdot \ln(R_v)} = \frac{1 - 0,5}{(1,4 - 1) \cdot \ln(1,271)} \simeq 5,212 \quad (\text{A2.7})$$

L'article [156] précise que, de par la nature expérimentale du moteur, ses pertes thermiques externes ainsi que les frottements mécaniques sont importants, mais sans précision quantitative. Les valeurs $\eta_m = 0,8$ et $C_{fth} = 0,2$ représentant chacune une dissipation de 20% , permettent de retrouver sensiblement 150W de puissance au frein à 150 r.p.m. , correspondant à la puissance à l'arbre maximale du moteur réel.

Le tableau A2.3 montre, pour χ variant entre 0 et 1, l'évolution des fonctions $f(\chi, f_c, C_s)$, $g(\chi, f_c, C_s)$, puis des expressions du rendement indiqué $\eta_{endorev}$ (3.32) et de la puissance indiquée P_i (A2.5).

La fréquence de cycle est évaluée à partir de (A2.6) :

$$N(\text{Hz}) = \frac{U_H \cdot T_H \cdot R_v \cdot g(\chi, f_c, C_s)}{p_{max} \cdot V_{max} \cdot k_d \cdot \ln(R_v)} \quad (\text{48}), \text{ et la vitesse de rotation est : } N = 60 \text{ rpm} .$$

La pression maximale du cycle endoréversible est évaluée en considérant que la pression moyenne \bar{p} ($1 \text{ atm} \simeq 10^5 \text{ Pa} \simeq 1 \text{ bar}$) est obtenue au "milieu" du diagramme, pour la température

$$\bar{T} = \frac{T_h + T_c}{2} = \frac{T_H + T_C}{2} \quad \text{et le volume} \quad \bar{V} = \frac{V_{max}}{\sqrt{R_v}}.$$

A cette condition le modèle du gaz parfait permet de déduire : $p_{max} = \frac{\bar{p} \cdot 2 \cdot T_H \cdot \sqrt{R_v}}{T_H + T_L}$

La conductance U_H a été ajustée de manière à retrouver la puissance indiquée maximale du moteur de référence, et le coefficient de diagramme k_D afin que cette la vitesse de rotation à cette puissance maximale coïncide avec celle du moteur réel.

Le coefficient de pertes thermiques $C_{fth} = 0,1$ et le rendement mécanique $\eta_{meca} = 0,8$ permettent enfin d'évaluer le rendement moteur η_{mot} (3.33) et la puissance au frein :

$$\dot{W}_{frein} = \frac{P_i \cdot \eta_{mot}}{\eta_{endorev}} = \dot{W}_i \cdot (1 - C_{fth}) \cdot \eta_{meca} \quad (49),$$

Le tableau A2.3 comprend également une colonne où est calculé calculant un rendement indiqué corrigé $\eta_{ind}^* = (1 - C_{fth}) \cdot \eta_{ind}$, qui peut ainsi être comparé aux valeurs du rendement indiqué issues des mesures présentées qui incluent la surconsommation thermique, due à la régénération imparfaite cumulée aux pertes thermiques externes

L'exploitation graphique des résultats est présentée en annexe A2.2 :

La figure A2.2.1 représente les courbes de charge réelle du moteur, tandis que la figure A2.2.2 représente les courbes de charge obtenues avec le modèle à cycle endoréversible.

Il est notoire que la courbe de puissance réelle présente une plage de régime plus étroite que le modèle. La pente de montée en puissance du modèle (pour $N < 150$ r.p.m;) est "optimiste" par rapport au moteur réel, puisqu'à régime égal la puissance calculée est nettement supérieure.

De plus, on remarque sur les graphes des figures A2.2.3 et A2.2.4 que les écarts de températures modélisés n'ont pas du tout la même allure, selon la vitesse, que ceux du moteur réel : La puissance indiquée maximale du moteur réel est atteinte pour environ 20% de chute totale de température relativement à la différence entre source et puits, alors que selon le modèle la puissance indiquée maximale est atteinte pour quelques 63% de chute de température.

Ces différences ont plusieurs explications :

En premier lieu, ainsi qu'il est souvent rappelé [111] [112] que la conductance des échangeurs est en réalité croissante selon le régime du moteur, et par ailleurs dépendante de multiples paramètres (configuration des échangeurs, matériaux utilisés, pression...).

En second lieu il convient de rappeler que les flux réels de gaz cyclé dans les différents espaces de travail occasionnent d'importantes turbulences. Indispensables aux transferts thermiques dans les échangeurs, ces turbulences sont cependant dissipatrices d'énergie du fait des frottements visqueux qu'elles occasionnent au sein du fluide (création d'entropie) y compris dans les espaces de détente et de compression, et cela d'autant plus à mesure que le débit - donc la vitesse de rotation - augmente.

Par similarité avec les frottements mécaniques hydrodynamiques, nous pouvons évaluer que ces pertes de charge évoluent, en terme de puissance, avec le carré de la vitesse. Cela peut expliquer que la puissance indiquée du moteur réel (figure A2.2.1) soit fortement décroissante pour les hauts régimes (au delà de 200 r.p.m.), la même tendance étant observable sur la courbe de puissance utile pour des vitesses moins élevées.

On remarquera à ce sujet une autre imperfection du modèle, puisque l'utilisation d'un

rendement de valeur fixée pour traduire les pertes mécaniques ne rend pas compte de leur dépendance réelle à la vitesse.

D'une manière plus générale, les différents phénomènes dissipatifs ayant lieu dans un système thermodynamique sont souvent fortement interdépendants, ce qui induit qu'un modèle quasi-statique tel que le cycle endo-irréversible est nécessairement insuffisant à décrire le fonctionnement réel d'un moteur avec ses spécificités technologiques.

Cela est d'autant plus vrai que divers agencements (alpha, bêta, gamma [126]) des volumes de travail (compression et détente) et des échangeurs sont possibles, qui, chacun ayant des avantages et des inconvénients, influent de manière significative sur l'importance relative et la "répartition" des différentes dissipations thermiques et mécaniques.

Les figures A2.2.5 et A2.2.6 montrent que le rendement indiqué η_{ind}^* calculé est supérieur que le rendement indiqué réel, mais du même ordre de grandeur.

Toutefois, les courbes de charge et de rendement obtenues par le modèle et du moteur réel ont globalement les mêmes tendances dans la plage utile de vitesse (dans le cas présenté entre 0 et 160 r.p.m.). En ce sens, le cycle endo-irréversible ainsi modifié peut constituer un modèle dynamique de tendance.

Le tableau A2.3 présente un comparatif des maxima de rendements de quelques moteurs existants (partie haute du tableau) pour diverses conditions de fonctionnement, et les estimations de rendement par la formule (3.33) proposée (partie basse du tableau).

Les exemples 1 et 2 concernent deux moteurs expérimentaux à basse température, tandis que les suivants sont des moteurs alimentés par combustion fossile. Pour ces derniers, les estimations ont été paramétrées avec des efficacités de régénération faibles ($\varepsilon_{reg}=0,5$), des fuites thermiques importantes ($C_{fth}=0,3$) et un rendement mécanique dégradé ($\eta_m=0,75$). Pour les autres exemples, les moteurs de référence, optimisés pour de hautes températures de source, des valeurs plus favorables ont été adoptées ($\varepsilon_{reg}=0,7$, $C_{fth}=0,1$ et $\eta_m=0,85$), d'un ordre de grandeur réaliste pour ce type de moteur.

Pour les exemples 1 à 8, le rapport volumétrique utilisé dans les calculs est évalué par la formule (34). Pour le moteur GPU3 (exemples 9 à 15), le rapport volumétrique réel de 1,622 a été utilisé car il présente un écart trop important avec la valeur obtenue par (34) (environ 2,24 pour les températures dont il est question). Pour ces exemples, les essais moteurs représentés sont à température de source constante mais pour différentes valeurs de la pression interne moyenne. Le rendement évalué présente une différence relative au rendement réel sensiblement comprise entre -30% et +30%, malgré la totale ignorance du modèle de l'influence de la pression qui est à l'origine des variations de performance.

Pour les exemples 1 et 2, les écarts relatifs peuvent être assez importants (46% pour l'exemple 2), mais les valeurs de rendement sont particulièrement faibles. L'évaluation du rendement est cependant d'un ordre de grandeur réaliste. On remarquera en outre que les rapports volumétriques calculés sont relativement proches des valeurs réelles.

Pour les exemples 3 à 8, le moteur de comparaison (Philips 30kW de type β -rhombique) - dont le rapport volumétrique réel n'est malheureusement pas précisé dans les documents consultés - a été testé pour diverses températures de source chaude. Ces données sont donc intéressantes pour tester en "aveugle" la formulation du rendement (38). Malgré des écarts importants, la progression du rendement en fonction de la température est sensiblement respectée, compte tenu des incertitudes sur le paramétrage.

En conclusion la formule proposée peut être considérée comme valable pour une première approche de prédimensionnement.

A2.1 Caractéristique d'un moteur à basse température existant

Type	Gamma		Source chaude	
Piston de compression	Diamètre :	400mm	Caloporteur :	éthylène-glycol
	Course :	200mm	Température :	130°C
	Matière :	Aluminium	Débit :	20 L/min
	cinématique	Coulisse droite	Puits froid	
Piston déplaceur	Diamètre :	800mm	Caloporteur :	eau
	Course :	80mm	Température :	15°C
	Matière :	uréthane moulé	Débit :	20 L/min
	Cinématique :	bielle-vilebrequin	Pressurisation (moyenne)	
Rapport volumétrique	1,271		1,0	atmosphère (air)

Tableau A2.1: caractéristiques générales du moteur BT "Saitama 300W"

Volume de l'échangeur chaud	14866	cm ³
Volume de l'échangeur froid	14866	cm ³
Volume mort du régénérateur	2425	cm ³
Volume balayé par le piston de compression	25133	cm ³
Volume balayé par le déplaceur	40212	cm ³
Déphasage des pistons	90	degrés
Déphasage volumique	141	degrés
Volume balayé dans l'espace de compression	31391	cm ³
Volume mort de l'espace de détente (déduit)	17600	cm ³
Volume mort de l'espace de compression (déduit)	17600	cm ³
Volume total maximum	98777	cm ³
Volume total minimum	77714	cm ³

Tableau A2.2: caractéristiques volumétriques et cinématiques du moteur "Saitama 300W"

A2.2 Comparaison du modèle simplifié du Stirling au moteur de référence

Température source	T_H	403 K	130 °C	caractéristiques moteur :												
Température puits	T_{amb}	288 K	15 °C	rapport volumétrique :		R_v	1,271									
facteur de Carnot				f_C	0,285	efficacité de régénération		ϵ_R	0,50							
Ecart maxi aux échangeurs $= (T_H - T_{amb})/2$				ΔT_{max}	57,50 K	Cp / Cv du Gaz cyclé		γ	1,40							
conductance de l'échangeur chaud				U_H	87,82 W/K	rendement mécanique		η_m	0,75							
Coefficient de diagramme				k_d	0,32815	facteur de fuites thermiques		C_{fth}	0,15							
						facteur thermostatique		C_S	5,212							
						V_{max}		98777,1	cm^3							

χ	ΔT_h	ΔT_c	$\frac{\Delta T}{h+c}$	T_h	T_c	η_{Exi}	$f(c)$	$g(c)$	η_i	η_i^*	\dot{W}_i	p_{max}	n	N	η_{frein}	\dot{W}_{frein}
°C	°C	°C	°C	K	K						(W)	(bar)	(Hz)	(rpm)		(W)
0,010	0,58	0,58	3,45	402,4	288,6	0,401	0,00016	0,001	0,114	0,091	5,8	1,31	0,03	1,5	0,073	3,69
0,050	2,88	2,88	8,63	400,1	290,9	0,395	0,00080	0,003	0,113	0,090	28,5	1,31	0,13	7,8	0,072	18,21
0,100	5,75	5,75	14,38	397,3	293,8	0,387	0,00158	0,006	0,110	0,088	55,8	1,30	0,27	16,2	0,071	35,71
0,150	8,63	8,63	20,13	394,4	296,6	0,379	0,00231	0,009	0,108	0,087	81,9	1,29	0,42	25,2	0,069	52,43
0,200	11,50	11,50	25,88	391,5	299,5	0,370	0,00301	0,013	0,106	0,085	106,7	1,28	0,58	34,9	0,068	68,27
0,250	14,38	14,38	31,63	388,6	302,4	0,361	0,00367	0,017	0,103	0,082	129,9	1,27	0,75	45,3	0,066	83,14
0,300	17,25	17,25	37,38	385,8	305,3	0,350	0,00428	0,021	0,100	0,080	151,4	1,26	0,94	56,6	0,064	96,92
0,350	20,13	20,13	43,13	382,9	308,1	0,339	0,00483	0,025	0,097	0,077	171,0	1,25	1,15	68,8	0,062	109,46
0,400	23,00	23,00	48,88	380,0	311,0	0,327	0,00532	0,029	0,093	0,075	188,4	1,24	1,37	82,1	0,060	120,6
0,450	25,88	25,88	54,63	377,1	313,9	0,314	0,00575	0,034	0,089	0,072	203,4	1,23	1,61	96,7	0,057	130,15
0,500	28,75	28,75	60,38	374,3	316,8	0,299	0,00609	0,040	0,085	0,068	215,4	1,22	1,88	112,6	0,055	137,87
0,550	31,63	31,63	66,13	371,4	319,6	0,283	0,00633	0,045	0,0807	0,065	224,2	1,21	2,17	130,2	0,052	143,48
0,600	34,50	34,50	70,73	368,5	322,5	0,265	0,00647	0,052	0,0756	0,061	229,1	1,20	2,50	149,8	0,048	146,65
0,630	36,23	36,23	74,18	366,8	324,2	0,253	0,00650	0,056	0,0723	0,058	230,0	1,20	2,71	162,5	0,046	147,2
0,660	37,95	37,95	78,20	365,1	326,0	0,241	0,00647	0,060	0,069	0,055	229,1	1,19	2,94	176,1	0,044	146,61
0,700	40,25	40,25	83,38	362,8	328,3	0,223	0,00635	0,067	0,064	0,051	224,8	1,18	3,26	195,9	0,041	143,85
0,750	43,13	43,13	90,85	359,9	331,1	0,198	0,00604	0,076	0,056	0,045	213,6	1,17	3,72	223,4	0,036	136,71
0,830	47,73	47,73	99,48	355,3	335,7	0,150	0,00506	0,092	0,043	0,034	179,2	1,16	4,59	275,6	0,027	114,71
0,900	51,75	51,75	106,38	351,3	339,8	0,098	0,00359	0,110	0,028	0,022	127,1	1,15	5,54	332,3	0,018	81,35
0,950	54,63	54,63	112,07	348,4	342,6	0,053	0,00206	0,125	0,015	0,012	72,9	1,14	6,35	381,2	0,010	46,66
0,999	57,44	57,44	57,44	345,6	345,4	0,001	0,00005	0,142	0,000	0,000	1,7	1,13	7,30	438,1	0,000	1,07

Tableau A2.3: modélisation du cycle théorique endo-irréversible appliqué au moteur de référence

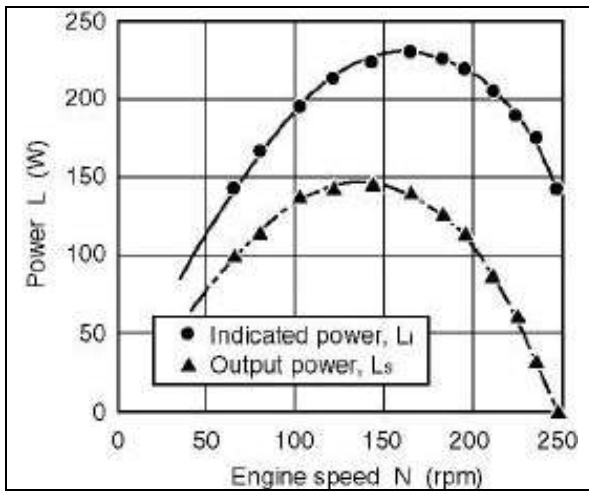


Figure A2.2.1 : Courbes de charge du moteur réel [156]

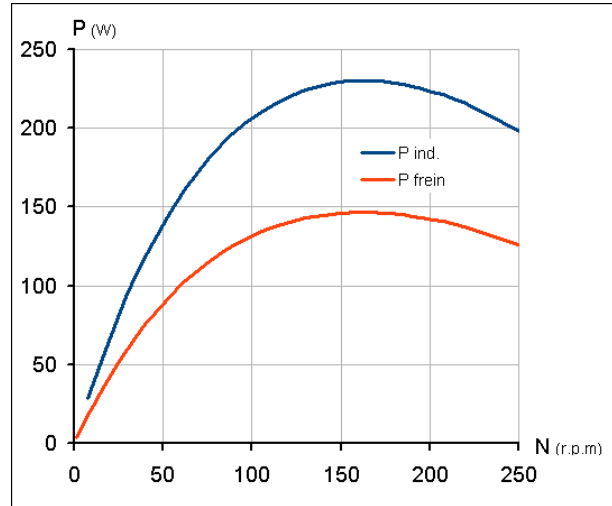


Figure A2.2.2 : Courbes de charge modélisées

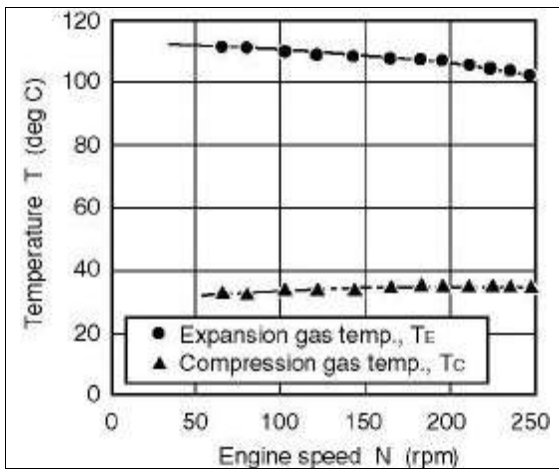


Figure A2.2.3 : Températures des espaces de compression et détente mesurées [156]

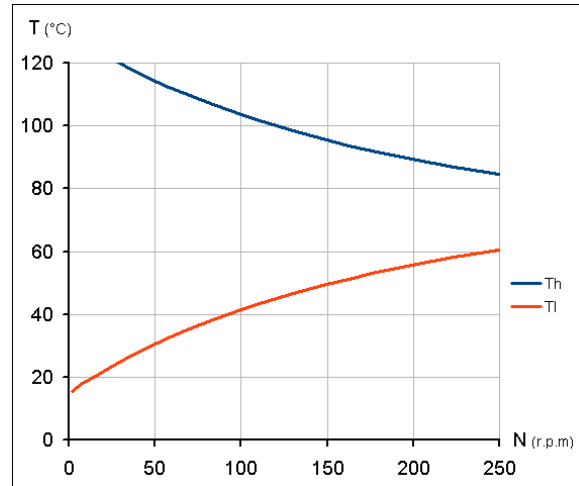


Figure A2.2.4 : Températures des espace de compression et détente selon le modèle

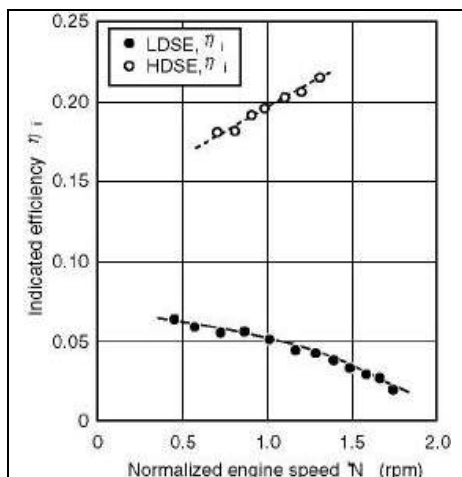


Figure A2.2.5 : rendement indiqué du moteur réel de référence (courbe du bas) [156]

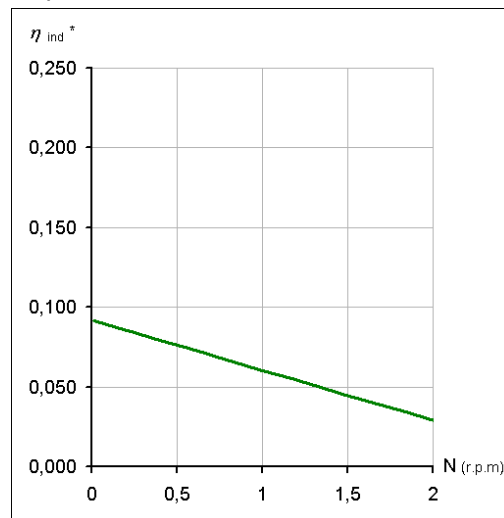


Figure A2.2.6 : rendement indiqué selon le modèle (pertes thermiques incluses)

A2.3 Comparaison du rendement de quelques moteurs réels avec le modèle

n°	Source documentaire	remarque	Rv réel	températures				Facteur de qualité η_{Ex}	Rendement η	
				T_H (source)		T_L (puits)				
				°C	K	°C	K			
1	Suction Gas, moteur gamma BT 1kW	au frein	1,208	130	403	30	303	0,161	0,040	
2	Ué saitama , moteur alpha BT 300Wi	au frein	1,271	130	403	15	288	0,116	0,033	
		indiqué		130	403	15	288	0,151	0,043	
3	moteur Philips, rhombique monocylindre 30kW [41]	au frein	?	225	498	15	288	0,190	0,080	
4				350	623	15	288	0,372	0,200	
5				450	723	15	288	0,432	0,260	
6				550	823	15	288	0,477	0,310	
7				700	973	15	288	0,533	0,375	
8				750	1023	15	288	0,533	0,383	
9	moteur General Motors GPU-3 [158]	au frein	1,622	H ₂ 13,8 bars	704	977	15	288	0,271	0,191
10				H ₂ 27,6 bars	704	977	15	288	0,386	0,272
11				H ₂ 41,4 bars	704	977	15	288	0,383	0,270
12				He 27,6 bars	649	922	13	286	0,300	0,207
13				He 41,4 bars	649	922	13	286	0,360	0,248
14				He 55,2 bars	649	922	13	286	0,326	0,225
15				He 69,0 bars	649	922	13	286	0,271	0,187

n°	T_H (source)	T_C (puits)	f_c	R_v calculé	paramètres génériques						Résultat du modèle		
					g	ϵ_R	h_m	C_{fth}	C_S	c	η_{Ex}	η	Écart % sur η
1	403	303	0,248	1,190	1,40	0,5	0,75	0,30	7,3	0,3	0,165	0,041	2,7%
2	403	288	0,285	1,226	1,40	0,5	0,75	0,30	6,1	0,3	0,168	0,048	45,7%
3	498	288	0,422	1,413	1,40	0,7	0,8	0,10	2,2	0,3	0,320	0,135	68,5%
4	623	288	0,538	1,659	1,4	0,7	0,8	0,10	1,5	0,3	0,341	0,183	-8,3%
5	723	288	0,602	1,856	1,40	0,7	0,8	0,10	1,2	0,3	0,355	0,213	-17,9%
6	823	288	0,650	2,053	1,40	0,7	0,8	0,10	1,0	0,3	0,366	0,238	-23,3%
7	973	288	0,704	2,348	1,40	0,7	0,8	0,10	0,9	0,3	0,380	0,267	-28,7%
8	1023	288	0,718	2,446	1,40	0,7	0,8	0,10	0,8	0,3	0,384	0,276	-28,0%

n°	T_H	T_C	R_v réel	paramètres génériques							Résultat du modèle		Écart % sur η
				g	ϵ_R	h_m	C_{fth}	C_S	c	η_{Ex}	η		
9	977	288	0,705	1,622	1,4	0,7	0,8	0,15	1,6	0,3	0,287	0,202	5,9%
10	977	288											-25,6%
11	977	288											-25,1%
12	922	286	0,690	1,622	1,66	0,7	0,8	0,15	0,9	0,3	0,353	0,244	17,7%
13	922	286											-1,8%
14	922	286											8,3%
15	922	286											30,30%

Tableau A2.4: En haut : Conditions de fonctionnements et rendements de différents moteurs
 En bas : Rendements calculés d'après le modèle endo-irréversible du 3.2.5.2, des mêmes moteurs dans les mêmes conditions (températures de source et puits)

A3 Méthodes itératives pour le prédimensionnement de la microcentrale

A3.1 Dimensionnement de la réserve thermique

Première estimation de la capacité de la réserve (initialisation)

Les variations de température de la réserve $\Delta T_{st\ de}^n$ sont approchées au prorata de la puissance électrique demandée, relativement à l'énergie électrique totale produite :

$$\Delta T_{st\ de}^n = \Delta T_{st\ de} \cdot \frac{\dot{W}_{el}^n}{\sum_j \dot{W}_{el}^n} \quad (A3.1)$$

Une seconde approche est effectuée au prorata de la chaleur consommée par le moteur, relativement à la chaleur consommée au cours de toute la décharge :

Le rendement moyen du moteur est obtenu par intégration de (3.33) entre les bornes de température au début et à la fin d'une plage horaire :

$$\eta_{mot}^n = \frac{(1 - C_{fih}) \cdot \eta_{me}}{\Delta T_{st\ de}^n} \cdot \int_{T_{st\ de}^n}^{T_{st\ de}^{n+1}} \frac{f_c \cdot (1 - \chi)}{1 + f_c \cdot C_s'} \cdot dT_{st} \quad (A3.2)$$

L'intégrale dans (A3.2) a une solution formelle :

$$\eta_{mot}^n = \frac{1}{\Delta T_{st\ de}^n} \cdot (1 - C_{fih}) \cdot \eta_{me} \cdot \frac{(1 - \chi)}{(1 - C_s')} \cdot \left(\Delta T_{st\ de}^n - \frac{T_a}{(1 - C_s')} \cdot \ln \left(\frac{T_{st}^{n+1} - T_{amb} \cdot C_s' / (1 + C_s')}{T_{st}^n - T_{amb} \cdot C_s' / (1 + C_s')} \right) \right) \quad (A3.3)$$

La seconde estimation des $\Delta T_{st\ de}^n$ s'exprime, au prorata de la chaleur consommée par le moteur au cours de chaque tranche, relativement à la chaleur totale consommée au cours de la décharge, grâce à une estimation $\eta_{mot}^{00\ n}$ du rendement moyen du moteur avec $\Delta T_{st\ de}^{00\ n}$:

$$\Delta T_{st\ de}^n = \Delta T_{st\ de} \cdot \frac{\dot{W}_{el}^n / \eta_{mot}^{00\ n}}{\sum_j (\dot{W}_{el}^n / \eta_{mot}^{00\ n})} \quad (A3.4)$$

Remarque : Il n'est pas besoin de faire intervenir ici le facteur d'auto-consommation δ_h ni le rendement des équipements électriques car ils se retrouveraient au numérateur et au dénominateur dans la formule (A3.4).

Ces variations de températures estimées permettent une première estimation de la capacité thermique à l'aide du bilan thermique (3.40), en séparant les variables températures et temps, et en assimilant les variations différentielles dt et dT_{st} aux variations Δt_{de}^n et $\Delta T_{st\ de}^n$ sur l'intervalle horaire:

$$C_{Tst}^0 = \frac{\sum_j (\dot{W}_{el}^n \cdot (1 + \delta_h) \cdot \Delta t_{de})}{\sum_n \left(\left(1 - \left(1 - \eta_{stde} \cdot \frac{\Delta T_{stde}^n \cdot \Delta t_{de}^n}{\Delta t_{de} \cdot \Delta T_{stde}^n} \right) \right) \cdot \eta_{el} \cdot \eta_{mot}^0 \right)} \quad (A3.5)$$

η_{mot}^0 étant réévalué à partir de (3.17) avec ΔT_{stde}^0 et T_{stde}^0 .

Détermination itérative

Les formules (3.36), (3.17) et (A3.5) permettent de construire une méthode itérative à deux niveaux imbriqués aboutissant à la détermination des ΔT_{stde}^n et de C_{Tst} :

- **Premier niveau (inférieur) :**

Le bilan thermique (3.40), reformulé, permet d'intégrer la durée de chaque intervalle horaire, à C_{Tst}^k paramètre et ΔT_{stde}^k variable :

$$dt = \frac{C_{Tst}^k \cdot \left(1 - \left(1 - \eta_{stde} \cdot \frac{\Delta T_{stde}^k \cdot \Delta t_{de}^k}{\Delta t_{de} \cdot \Delta T_{stde}^k} \right) \right) \cdot \eta_{el} \cdot \eta_{mot}(T_{st})}{-\dot{W}_{el}^n \cdot (1 + \delta_h)} \cdot dT_{st} \quad (A3.6)$$

Soit après intégration :

$$\Delta t_{de}^k = \frac{C_{Tstde}^k \cdot \left(1 - \left(1 - \eta_{stde} \cdot \frac{\Delta T_{stde}^k \cdot \Delta t_{de}^k}{\Delta t_{de} \cdot \Delta T_{stde}^k} \right) \right) \cdot \eta_{el} \cdot \eta_{mot}^k}{-\dot{W}_{el}^n \cdot (1 + \delta_h)} \quad (A3.7)$$

Le calcul est répété pour des variations de -10% et +10% autour de ΔT_{stde}^{k-1} . Les trois durées obtenues $\Delta t_{de}^k(0,9 \cdot \Delta T_{stde}^k)$, $\Delta t_{de}^k(\Delta T_{stde}^k)$ et $\Delta t_{de}^k(1,1 \cdot \Delta T_{stde}^k)$ permettent une régression quadratique de $\Delta t_{de}^k(\Delta T_{stde}^k)$ et de déterminer les nouvelles valeurs ΔT_{stde}^{k+1} , de sorte que les durées recalculées $\Delta t_{de}^{k+1}(\Delta T_{stde}^{k+1})$ convergent vers les durées Δt_{stde}^n des intervalles horaires.

La procédure itérative est arrêtée lorsque l'erreur sur le calcul de la durée $\left| \Delta t_{de}^k(\Delta T_{stde}^k) - \Delta t_{de}^n \right|$ est inférieure à une limite choisie δ_t . En pratique cette erreur – ou critère de convergence – a été choisie à $0,1 s$ pour des intervalles horaires d'une heure ou plus, soit une erreur relative inférieure à $2,8 \cdot 10^{-5}$.

Le résultat de sortie de ce niveau est la variation totale de température de la capacité paramétrée C_{Tst}^p :

$$\Delta T_{stde}^p = \sum_n \Delta T_{stde}^k \quad (A3.8)$$

Second niveau (supérieur) :

Au premier ordre la variation de température de la réserve est inversement proportionnelle à la capacité thermique. A partir de C_{Tst}^p et ΔT_{stde}^p il est donc possible d'évaluer une seconde valeur C_{Tst}^{*p} de la capacité thermique, plus proche que C_{Tst}^p de la valeur recherchée C_{Tst} :

$$C_{Tst}^{*p} = C_{Tst}^p \cdot \frac{\Delta T_{stde}^p}{\Delta T_{stde}^k} \quad (\text{A3.9})$$

Puis une troisième valeur C_{Tst}^{**p} induisant une erreur sur la différence de température du stock du même ordre de grandeur que $\Delta T_{stde}^k - \Delta T_{stde}^p$, mais de signe opposé, soit :

$$C_{Tst}^{**p} = C_{Tst}^p \cdot \frac{\Delta T_{stde}^{*p}}{2 \cdot \Delta T_{stde}^p - \Delta T_{stde}^{*p}} \quad (\text{A3.10})$$

La méthode itérative de du premier niveau 1 est répétée pour les deux valeurs C_{Tst}^{*p} et C_{Tst}^{**p} , donnant deux nouvelles estimations de baisse de températures de la réserve au cours de la décharge, respectivement ΔT_{stde}^{*p} et ΔT_{stde}^{**p} . Une régression quadratique de $\Delta T_{stde}(C_{Tst})$ à partir des valeurs obtenues pour les trois capacités paramétrées $\Delta T_{stde}^p(C_{Tst}^p)$, $\Delta T_{stde}^{*p}(C_{Tst}^{*p})$ et $\Delta T_{stde}^{**p}(C_{Tst}^{**p})$ permet de déterminer la nouvelle valeur C_{Tst}^{p+1} .

La méthode itérative est répétée jusqu'à ce que l'erreur sur la variation recalculée de température et sur toute la durée de la décharge $\delta T_{st}^p = \left| \Delta T_{stde}^p - \Delta T_{stde} \right|$ soit inférieure à une petite valeur, soit en pratique $\delta T_{st} = 0,005 K$ alors que la valeur de ΔT_{stde} est toujours supérieure à $10 K$, soit moins de $5 \cdot 10^{-4}$ d'erreur relative.

A3.2 Dimensionnement du parc de captage

Première estimation de la surface de captage (initialisation)

Pendant la durée d'ensoleillement utile, la majeure partie de la puissance captée est mise à profit pour recharger le stock thermique. Aussi, en première approche, au cours de chaque intervalle horaire j l'accroissement de température de la réserve est proportionnel à l'incidence moyenne de l'ensoleillement sur l'intervalle horaire \bar{K}_i^j et à la durée de cet intervalle (constant par choix) rapportée à la durée totale. En comparaison la variation de température au cours de la charge est sensiblement proportionnelle à l'incidence moyenne \bar{K}_i .

Le facteur d'incidence moyen évalué sur toute la durée d'ensoleillement utile est:

$$\bar{K}_i \simeq \frac{4}{\pi} \sin\left(\frac{\pi}{4}\right) \simeq 0,90 \quad (\text{A3.11})$$

Les variations de température de la réserve au cours de chaque intervalle horaire sont pré-évaluée par :

$$\Delta T_{stch}^0 = \Delta T_{stch} \cdot \frac{\Delta t_{ch}^j \cdot \bar{K}_i^j}{\Delta t_{ch} \cdot \bar{K}_i} \quad (A3.12)$$

La température de la réserve au début de chaque intervalle horaire est calculée à partir de celle de la précédente :

$$T_{stch}^0 = T_{stch}^{j-1} + \Delta T_{stch}^0 \quad (A3.13)$$

Cela permet d'estimer le rendement moyen du moteur sur chaque intervalle horaire par une formule similaire à (A3.2) :

$$\eta_{mot}^0 = \frac{1}{\Delta T_{stch}^j} \cdot (1 - C_{fth}) \cdot \eta_{me} \cdot \frac{(1 - \chi)}{(1 - C_s^*)} \cdot \left(\Delta T_{stch}^j - \frac{T_a}{(1 - C_s^*)} \cdot \ln \left(\frac{T_{stch}^{j+1} - T_{amb} \cdot C_s^* / (1 + C_s^*)}{T_{stch}^j - T_{amb} \cdot C_s^* / (1 + C_s^*)} \right) \right) \quad (A3.14)$$

ainsi que le rendement moyen du captage solaire sur la tranche horaire :

$$\eta_{rec}^0 = \frac{1}{\Delta T_{stch}^j} \int_{T_{stch}^j}^{T_{stch}^{j+1}} \left(f_0 - \frac{a_1 \cdot (T - T_{amb}) + a_2 \cdot (T - T_{amb})^2}{I_s \cdot \bar{K}_i^j} \right) dT \quad (A3.15)$$

L'intégration de (A3.15) trouve une expression formelle :

$$\eta_{rec}^0 = \frac{1}{\Delta T_{stch}^j} \left[\left(f_0 + \alpha_1^j \cdot T_{amb} - \alpha_2^j \cdot T_{amb}^2 \right) \cdot T + \left(\frac{2 \cdot \alpha_2^j \cdot T_{amb} - \alpha_1^j}{2} \cdot T^2 \right) - \frac{\alpha_2^j \cdot T^3}{3} \right]_{T_{stch}^j}^{T_{stch}^{j+1}} \quad (A3.16)$$

$$\text{où : } \alpha_1^j = \frac{a_1}{I_s \cdot \bar{K}_i^j} ; \quad \alpha_2^j = \frac{a_2}{I_s \cdot \bar{K}_i^j}$$

Le bilan (3.48) est valable sur chaque intervalle horaire, donc tous les bilans sont cumulables membre à membre, ce qui permet d'extraire une estimation de A_{rec} :

$$A_{rec}^0 = \frac{C_{Tst} \sum_l \left(\frac{\Delta T_{stch}^j}{\Delta t_{ch}^j} \right) - \bar{Q}_f + \sum_l \left(\frac{\dot{W}_{el}^j \cdot (1 + \delta_h)}{\eta_{mot}^j \cdot \eta_{el}} \right)}{\sum_j \left(\eta_{rec}^j \cdot K_i \cdot I_s \right)} \quad (A3.17)$$

Affinage du calcul de la surface de captage par une méthode itérative

La méthode est similaire à celle utilisée pour déterminer la capacité thermique C_{Tst} : deux niveaux itératifs imbriqués permettent de déterminer numériquement les valeurs ΔT_{stde}^l et A_{rec} .

• Premier niveau (inférieur)

Le bilan thermique (3.44) est reformulé pour faire apparaître la différentielle du temps de charge :

$$dt_{ch}^j = \frac{C_{Tst}}{\eta_{rec} \cdot A_{rec} \cdot K_i \cdot I_s + \dot{Q}_f - \frac{(1+\delta_h) \cdot \dot{W}_{el}^j}{\eta_{el}} \cdot \frac{1}{\eta_{mot}}} \cdot dT_{st} \quad (A3.18)$$

L'intégration numérique de (A3.18) est effectuée sur des intervalles horaires, bornés en température par les accroissements ΔT_{stch}^k en assimilant les variables K_i , η_{rec} , \dot{Q}_f et η_{mot} à des constantes sur pour chaque intervalle horaire, respectivement avec les expressions (3.45), (A3.16), (3.17) et (A3.14), adaptées au besoin avec les indices de l'itération courante, et pour une valeur de la surface de captage A_{rec}^p vue comme un paramètre:

$$\Delta t_{ch}^k = \frac{C_{Tst}}{\eta_{rec}^j \cdot K_i^j \cdot I_s \cdot A_{rec}^p + \dot{Q}_f - \frac{\dot{W}_{el}^j}{\eta_{mot}^j} \cdot \frac{1+\delta_h}{\eta_{el}}} \cdot \Delta T_{stch}^k \quad (A3.19)$$

Selon cette formulation, les accroissements de températures ΔT_{stch}^k sont proportionnels à la durée de l'intervalle horaire. La valeur de Δt_{ch}^k devant coïncider avec celle de Δt_{ch}^j , une simple règle de trois permet d'approcher une correction sur ΔT_{stch}^k :

$$\Delta T_{stch}^{*k} = \Delta T_{stch}^k \cdot \frac{\Delta t_{ch}^j}{\Delta t_{ch}^k} \quad (A3.20)$$

Une troisième valeur proche de la solution est :

$$\Delta T_{stch}^{**k} = 2 \cdot \Delta T_{stch}^{*k} - \Delta T_{stch}^k \quad (A3.21)$$

L'intégration (A3.19) est répétée pour les valeurs ΔT_{stch}^{*k} et ΔT_{stch}^{**k} , avec les valeurs correspondantes de rendement de captage solaire, respectivement η_{rec}^{*k} et η_{rec}^{**k} ; et de rendement du moteur respectivement η_{mot}^{*k} et η_{mot}^{**k} .

Une régression quadratique des $\Delta t_{ch}^j(\Delta T_{stch}^j)$ à partir des triplets d'estimations $\Delta t_{ch}^k(\Delta T_{stch}^k)$, $\Delta t_{ch}^{*k}(\Delta T_{stch}^{*k})$ et $\Delta t_{ch}^{**k}(\Delta T_{stch}^{**k})$ permet de déterminer la nouvelle valeur ΔT_{stch}^{k+1} .

La procédure itérative est répétée jusqu'à ce que l'erreur commise sur l'intégration du temps $|\Delta t_{ch}^k - \Delta t_{ch}^j|$ pour la valeur courante ΔT_{stch}^k soit considérée comme négligeable. La précision

choisie en pratique est de $0,005s$ pour des intervalles horaires d'un quart d'heure ($900s$), soit un erreur relative maximale de $5,6 \cdot 10^{-5}$.

Le résultat final de ce niveau itératif est l'augmentation totale de température de la réserve pendant la durée de charge, pour la surface de capteurs A_{rec}^p paramétrée :

$$\Delta T_{stch}^p = \sum_j (\Delta T_{stch}^{kj}) \quad (A3.22)$$

• **Second niveau (supérieur)**

Le niveau itératif inférieur décrit ci-dessus est répété pour deux nouvelles valeurs paramétriques de la surface de captage : $A_{rec}^{p-} = A_{rec}^p \cdot 0,95$ et $A_{rec}^{p+} = A_{rec}^p \cdot 1,05$, donnant deux nouvelles valeurs de l'accroissement total de température de la réserve : ΔT_{stch}^{p-} et ΔT_{stch}^{p+}

Une régression quadratique de $\Delta T_{stch}(A_{rec})$ est effectuée à partir des trois valeurs $\Delta T_{stch}^{p-}(A_{rec}^{p-})$, $\Delta T_{stch}^p(A_{rec}^p)$ et $\Delta T_{stch}^{p+}(A_{rec}^{p+})$ permet de déduire une nouvelle valeur de A_{rec}^{p+1} , convergente vers la valeur recherchée. Le processus itératif est arrêté lorsque l'erreur $\left| \Delta T_{stch}^p - \Delta T_{stch} \right|$ commise sur la variation de température de la réserve est inférieure à une précision choisie ; soit en pratique $0,005 K$ soit moins de $5 \cdot 10^{-4}$ en valeur relative.

Remarque : On pourrait être tenté de voir comme superflue la détermination itérative de la surface de captage et s'en tenir à la formule simple (A3.17) proposée pour l'initialisation. L'auteur tient à mettre en garde contre ce raccourci trompeur : pour les études de dimensionnement présentées au 3.4, les différences constatées entre les valeurs de surface de captage obtenue par la méthode itérative et les premières évaluations obtenues avec (3.44) peuvent atteindre 30%, ce qui est considérable.

A4 Résultats des études de prédimensionnement

A4.1 Avec le capteur Shcott ETC15

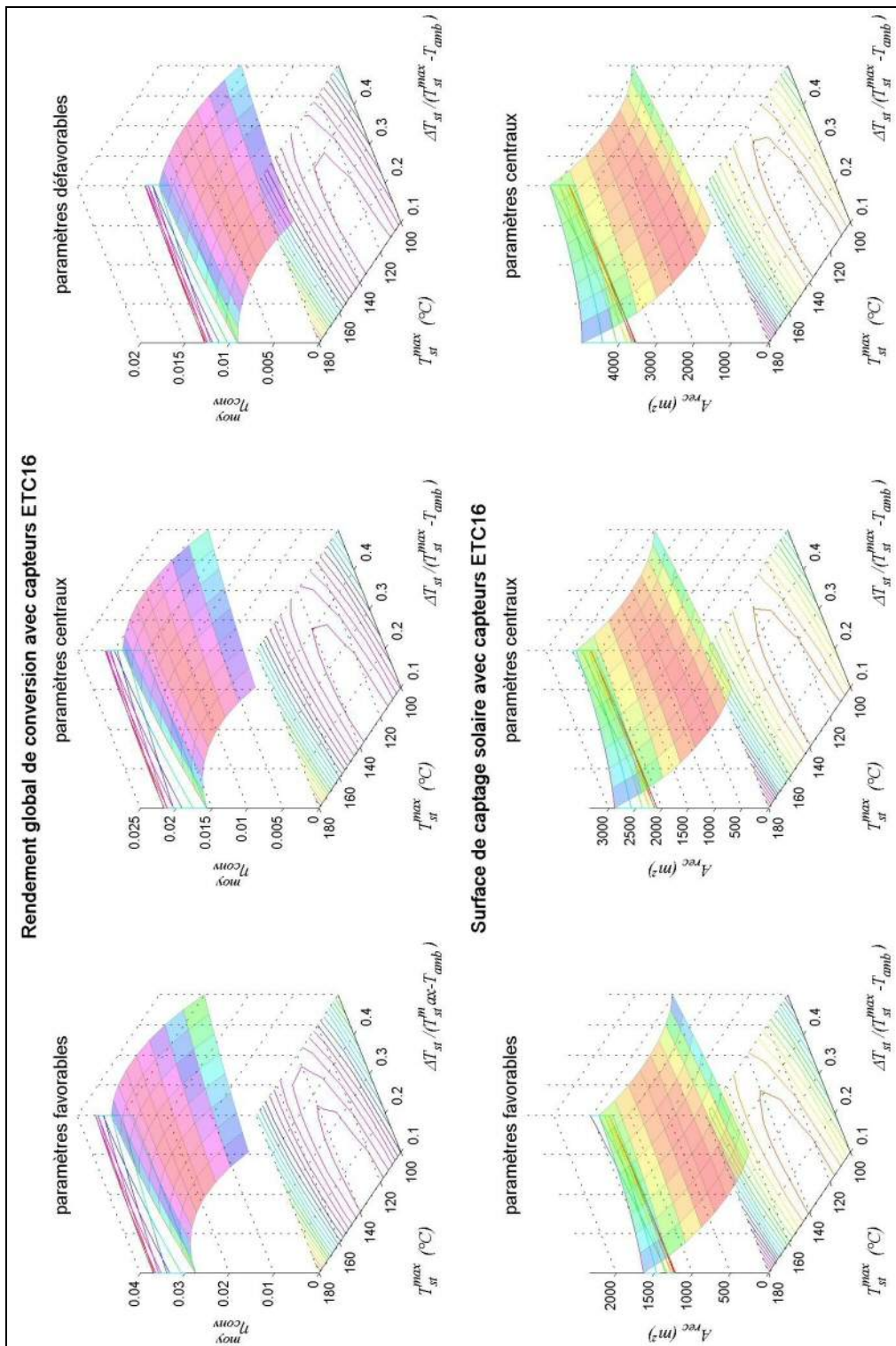


Figure A4.1.1 : Rendement global de conversion et surface de captage nécessaire avec le capteur "ETC 16", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

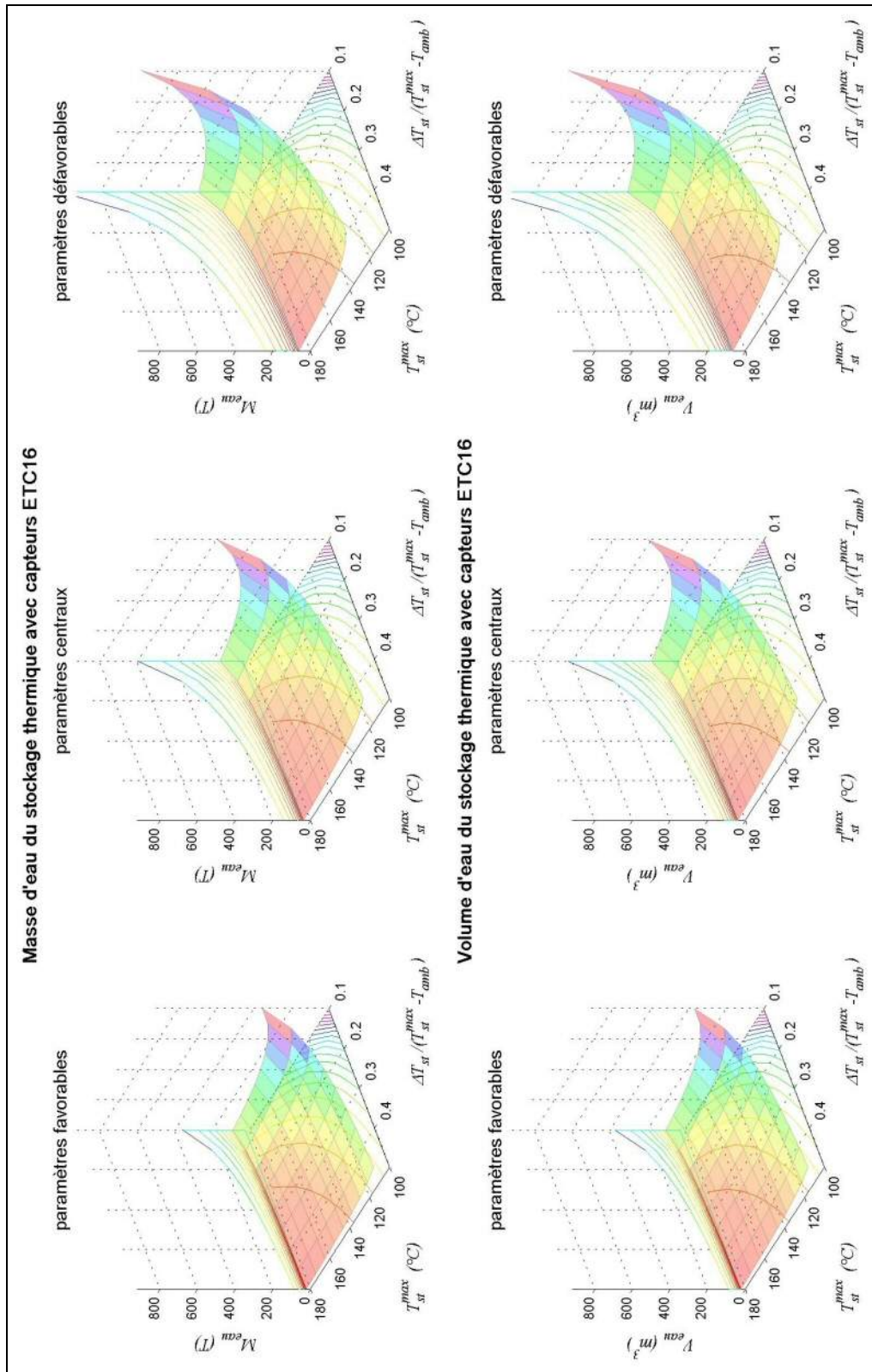


Figure A4.1.2 : Masse et volume d'eau nécessaire au stockage thermique avec le capteur "ETC 16", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

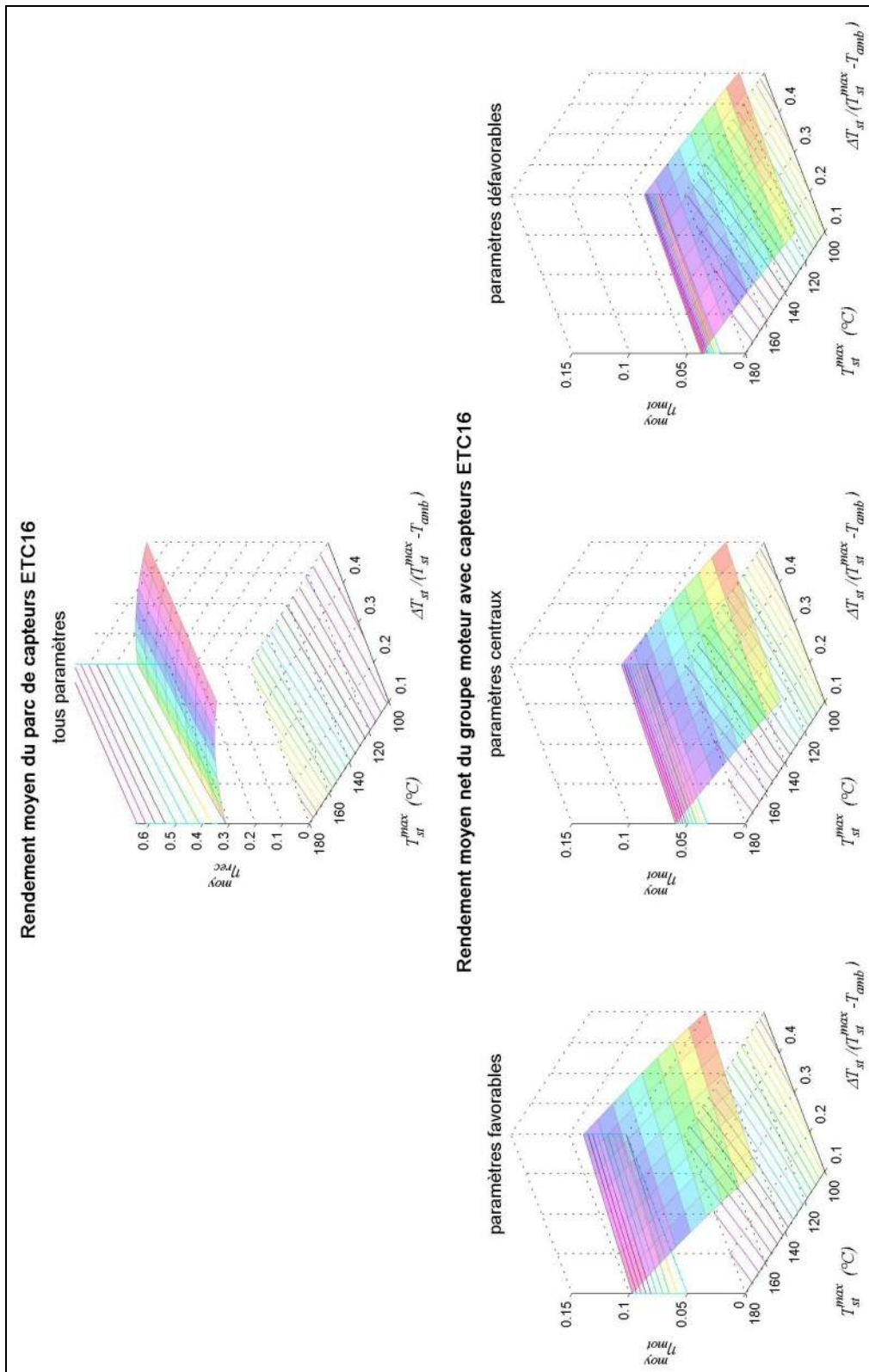


Figure A4.1.3 : Rendements partiels du moteur et de conversion héliothermique avec le capteur "ETC 16", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

A4.2 Avec le capteur Roth R1

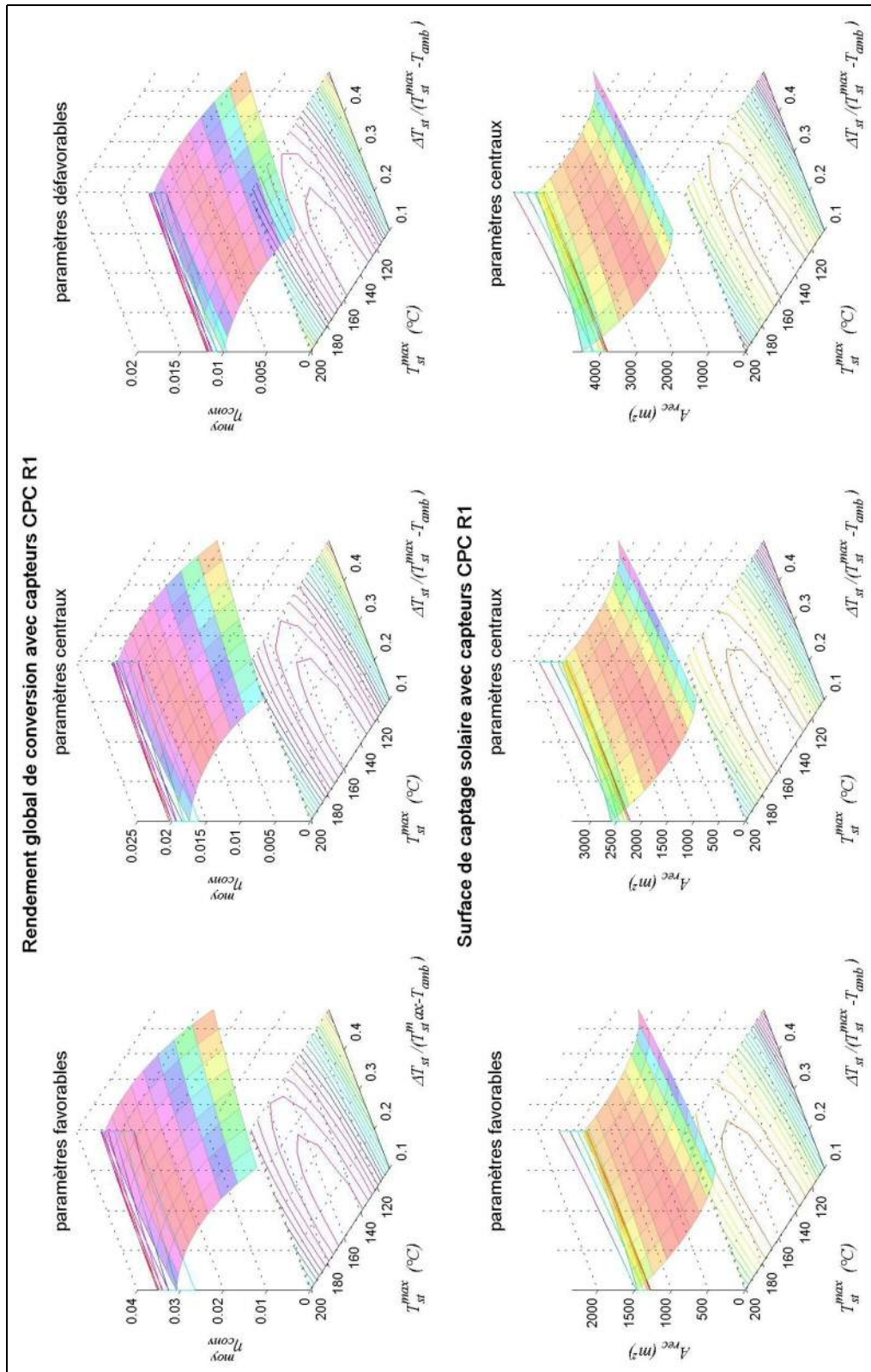


Figure A4.2.1 : Rendement global de conversion et surface de captage nécessaire avec le capteur "CPC R1", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

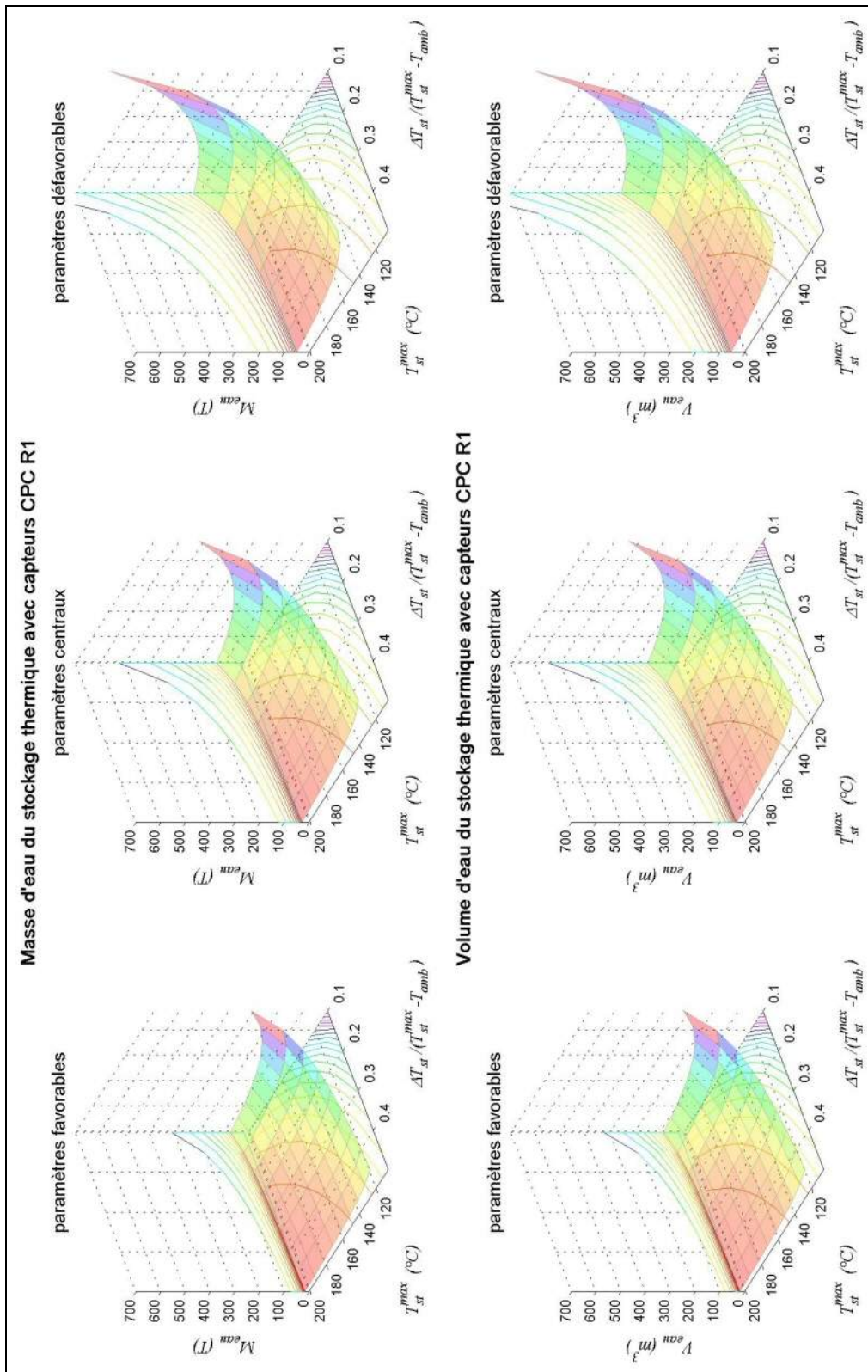


Figure A4.2.2 : Masse et volume d'eau nécessaire au stockage thermique avec le capteur "CPC R1", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

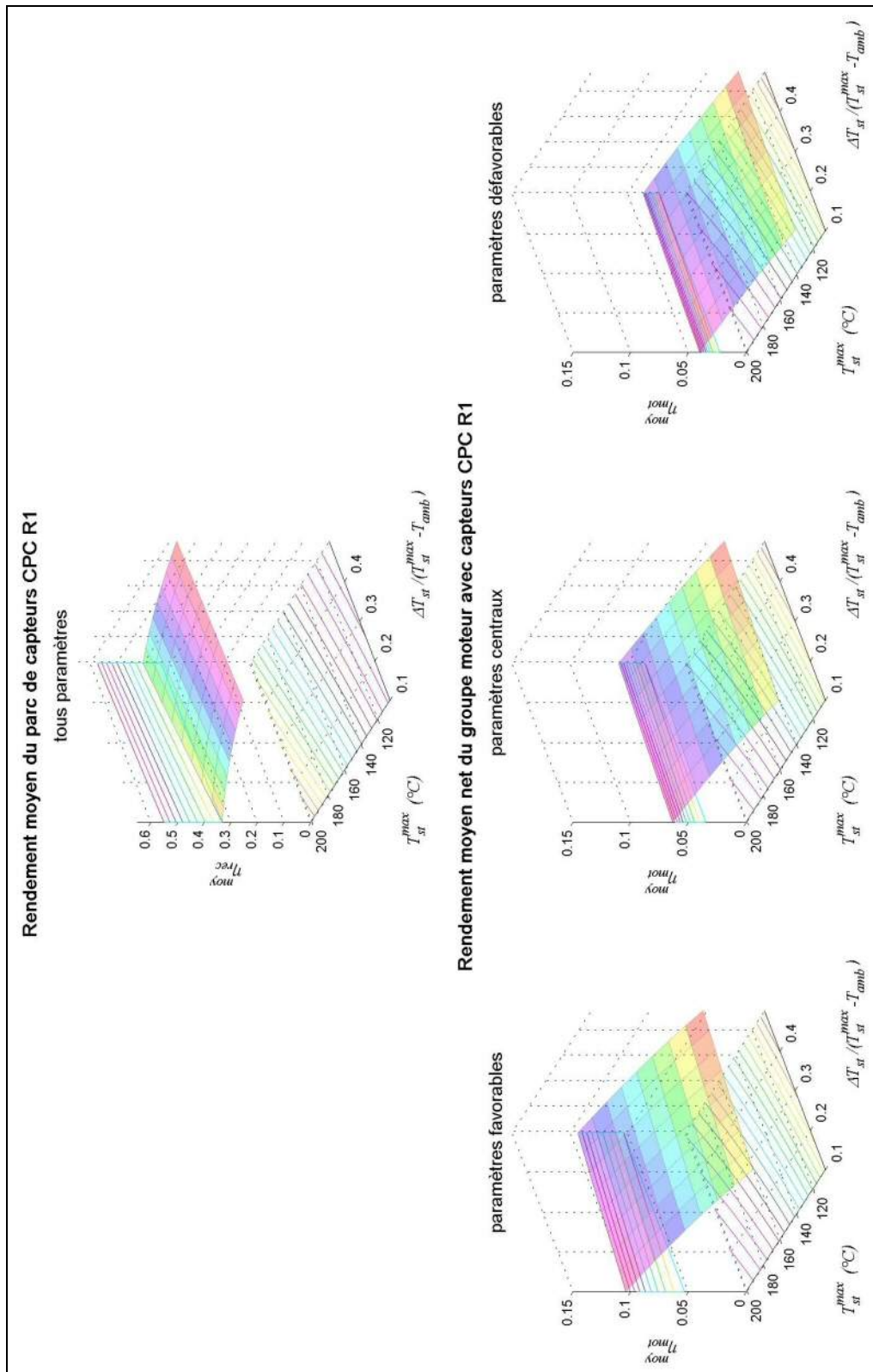


Figure A4.2.3 : Rendements partiels du moteur et de conversion héliothermique avec le capteur "CPC R1", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

A4.3 Avec le capteur Paradigma StarAzzurro

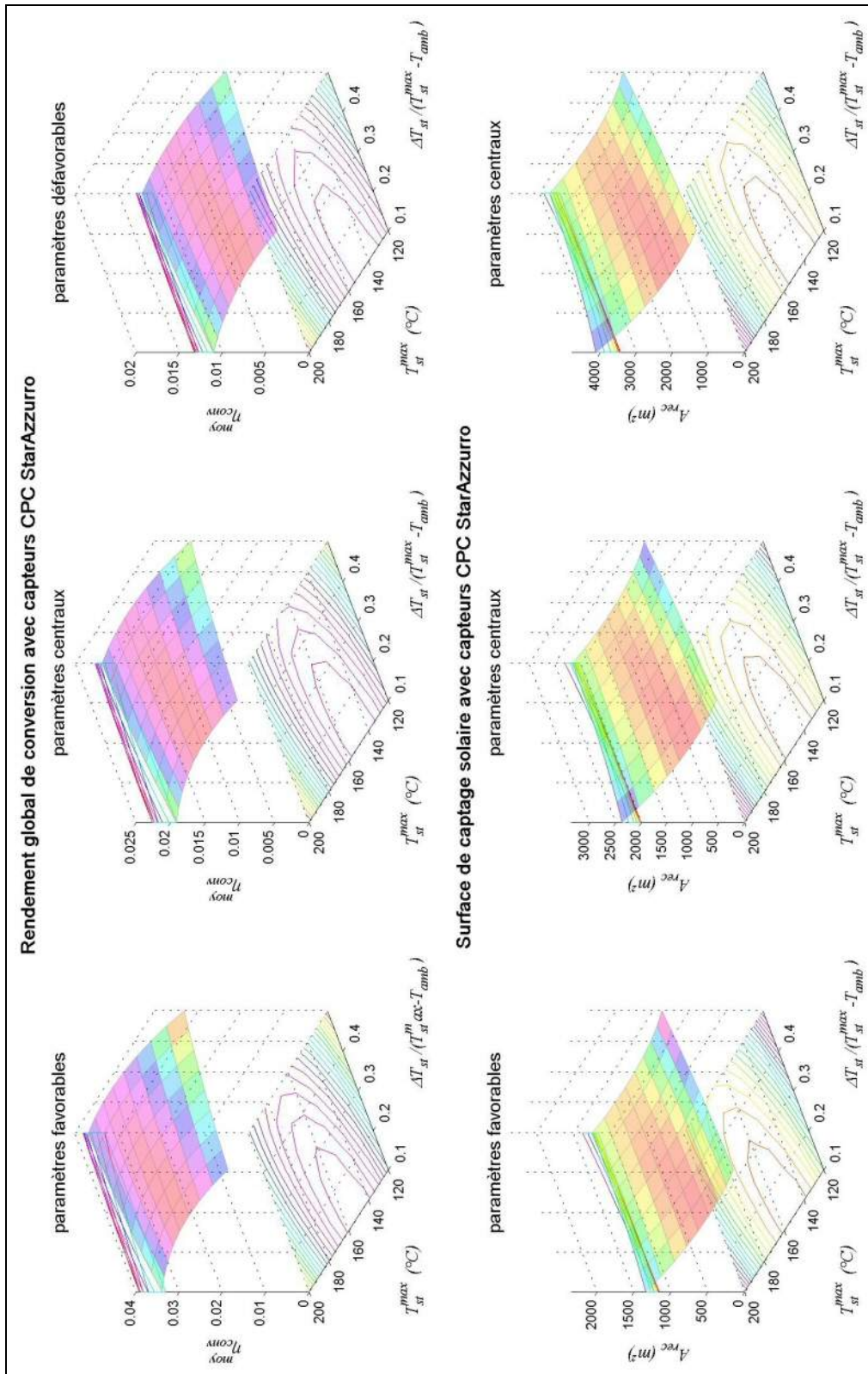


Figure A4.3.1 : Rendement global de conversion et surface de captage nécessaire avec le capteur "StarAzzurro", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

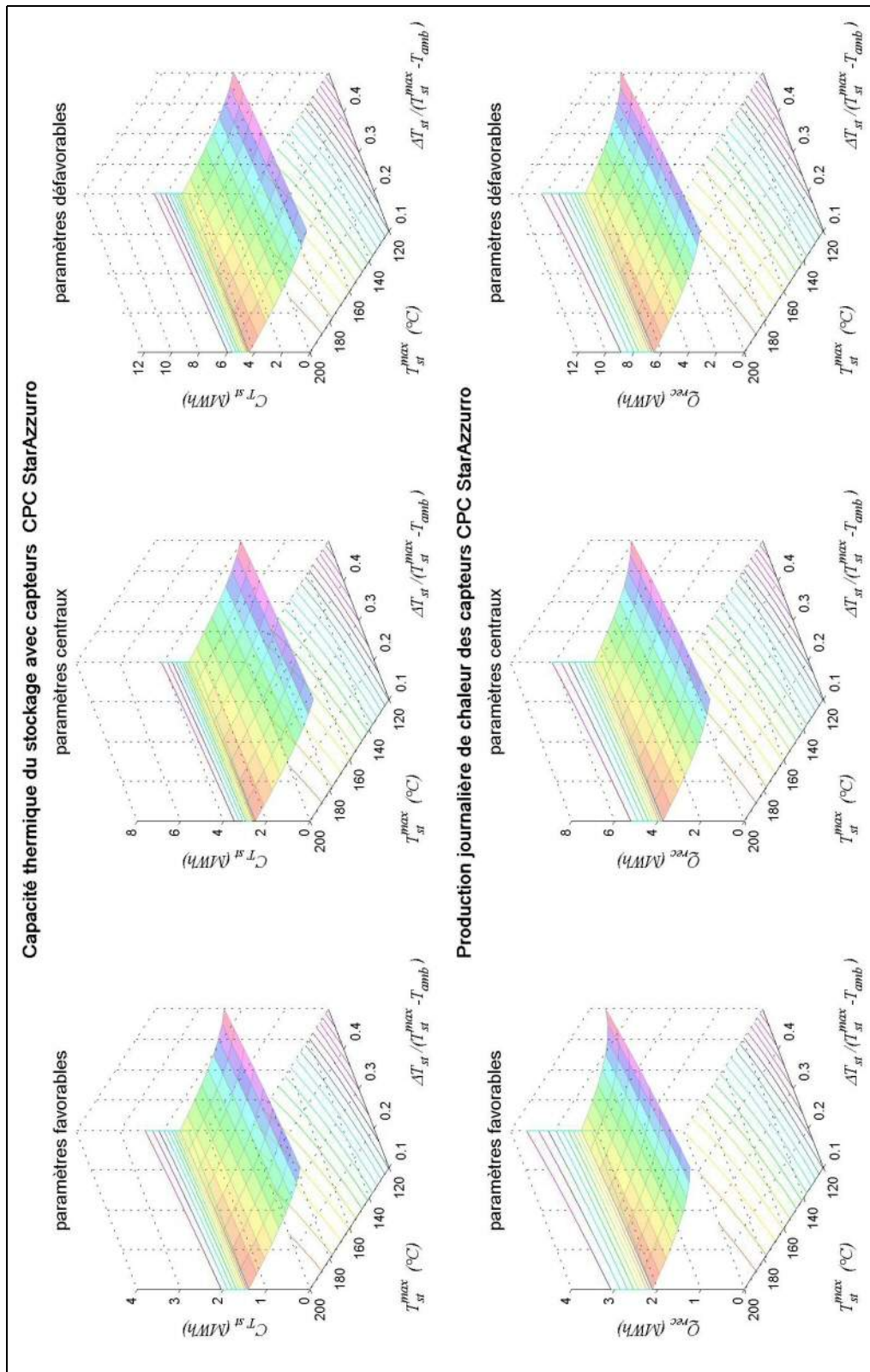


Figure A4.3.2 : Capacité de stockage thermique avec le capteur "CPC StarAzzurro", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

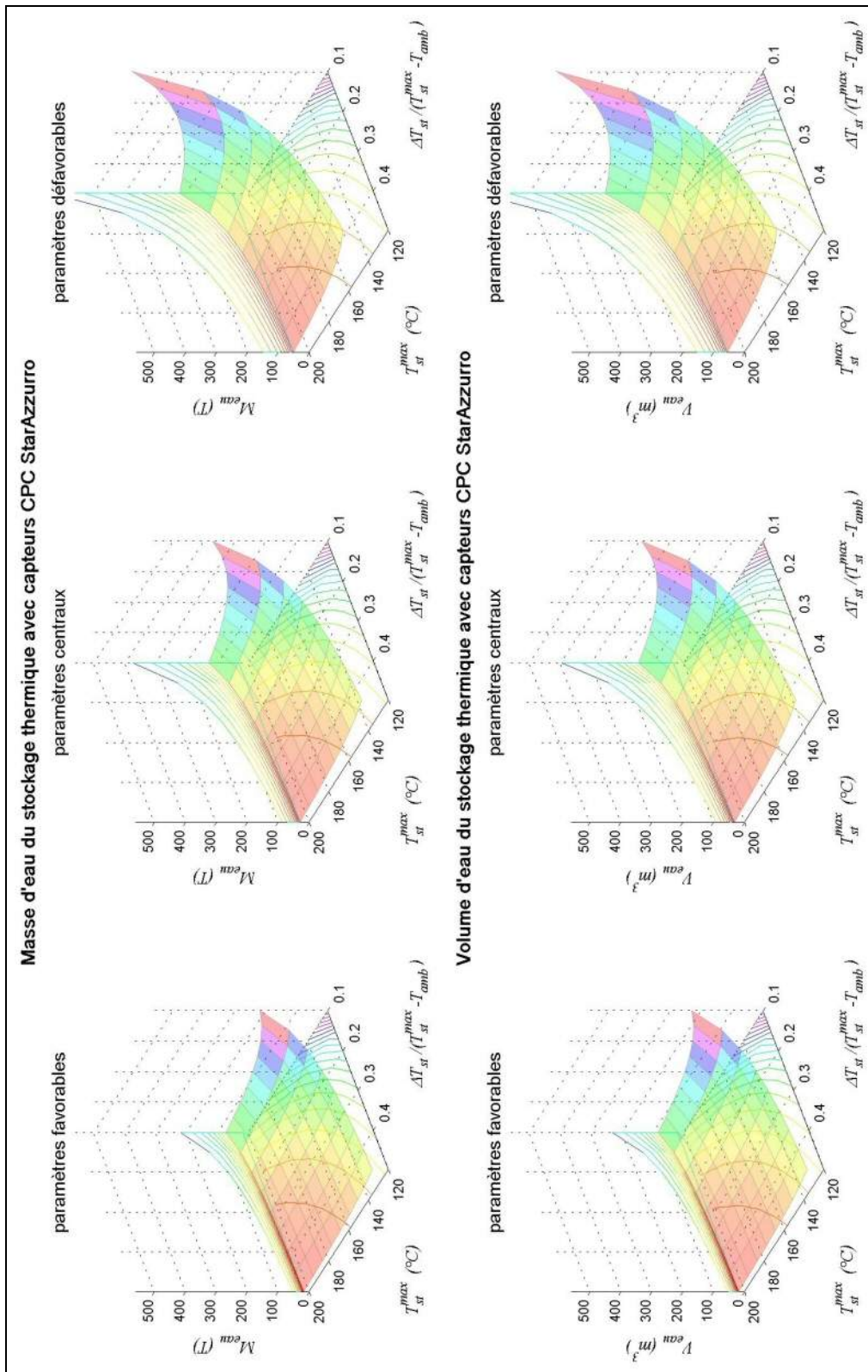


Figure A4.3.3 : Masse et volume d'eau nécessaire au stockage thermique avec le capteur "CPC StarAzzurro", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

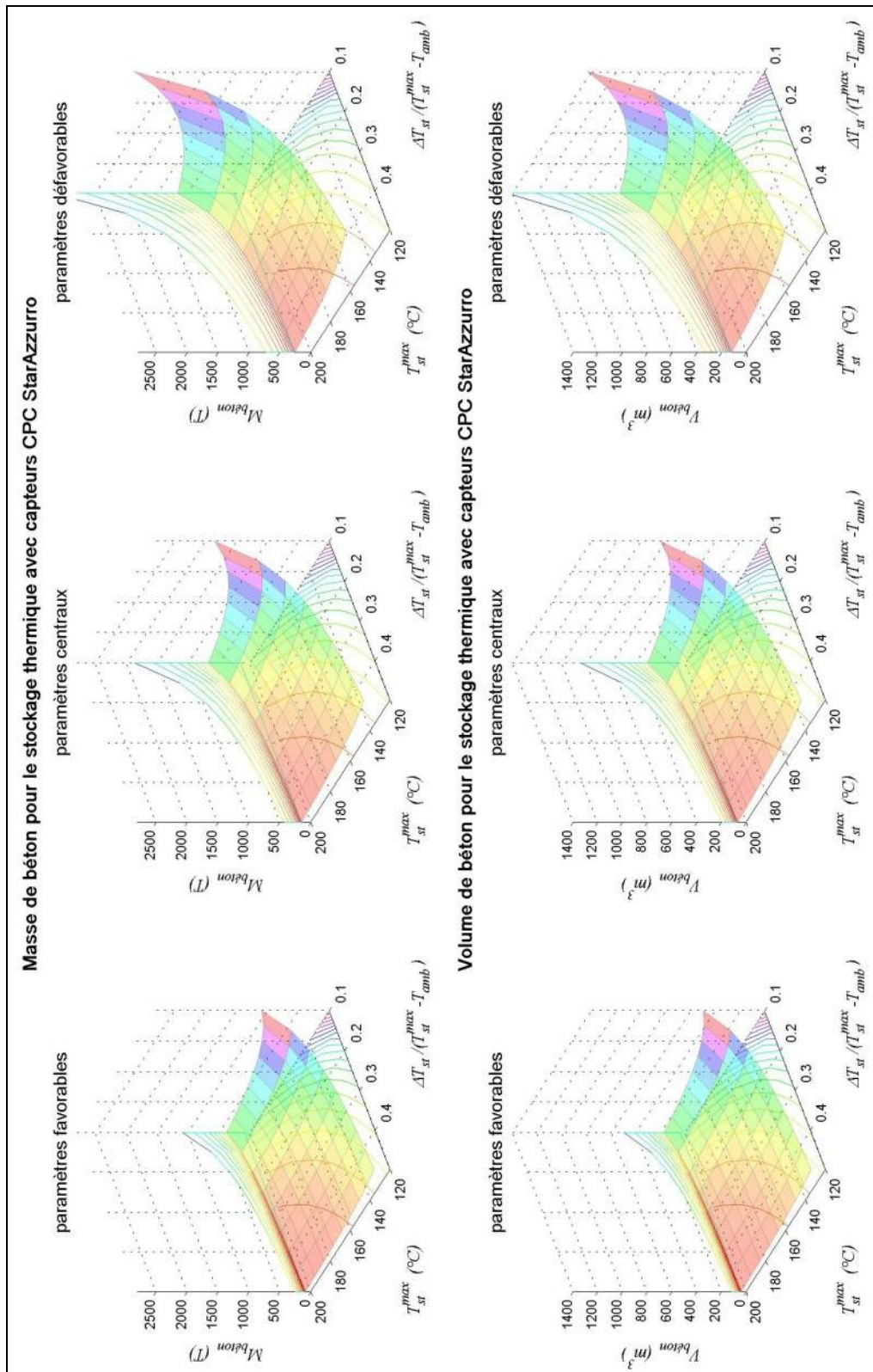


Figure A4.3.4 : Masse et volume de béton nécessaire au stockage thermique avec le capteur "CPC StarAzzurro", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées : le volume est environ trois fois plus important que pour le stockage en eau (figure A4.3.3).

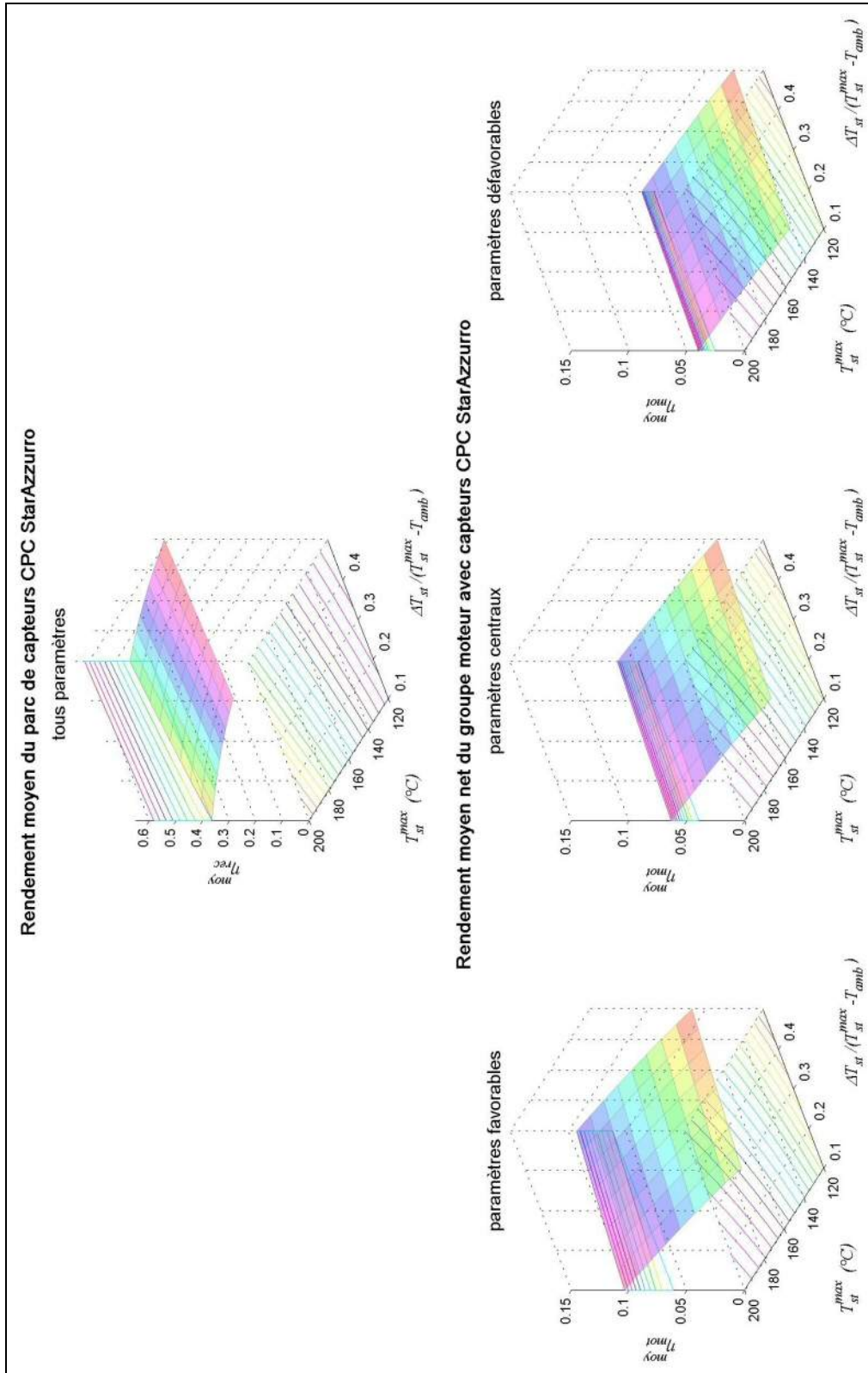


Figure A4.3.5 : Rendements partiels du moteur et de conversion héliothermique avec le capteur "StarAzzurro", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

A4.4 Avec le capteur générique CP inox

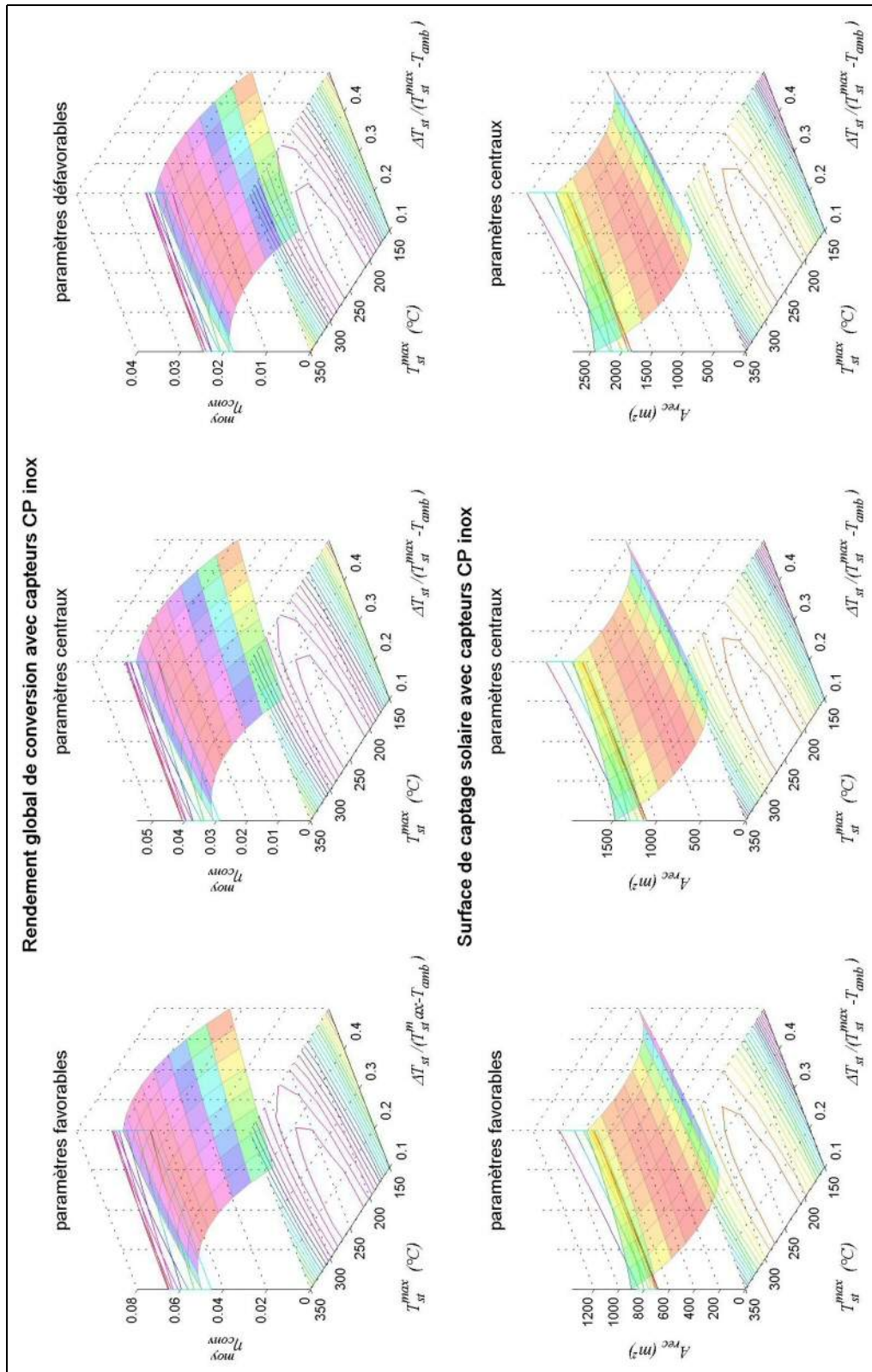


Figure A4.4.1 : Rendement global de conversion et surface de captage nécessaire avec le capteur générique "CP inox", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

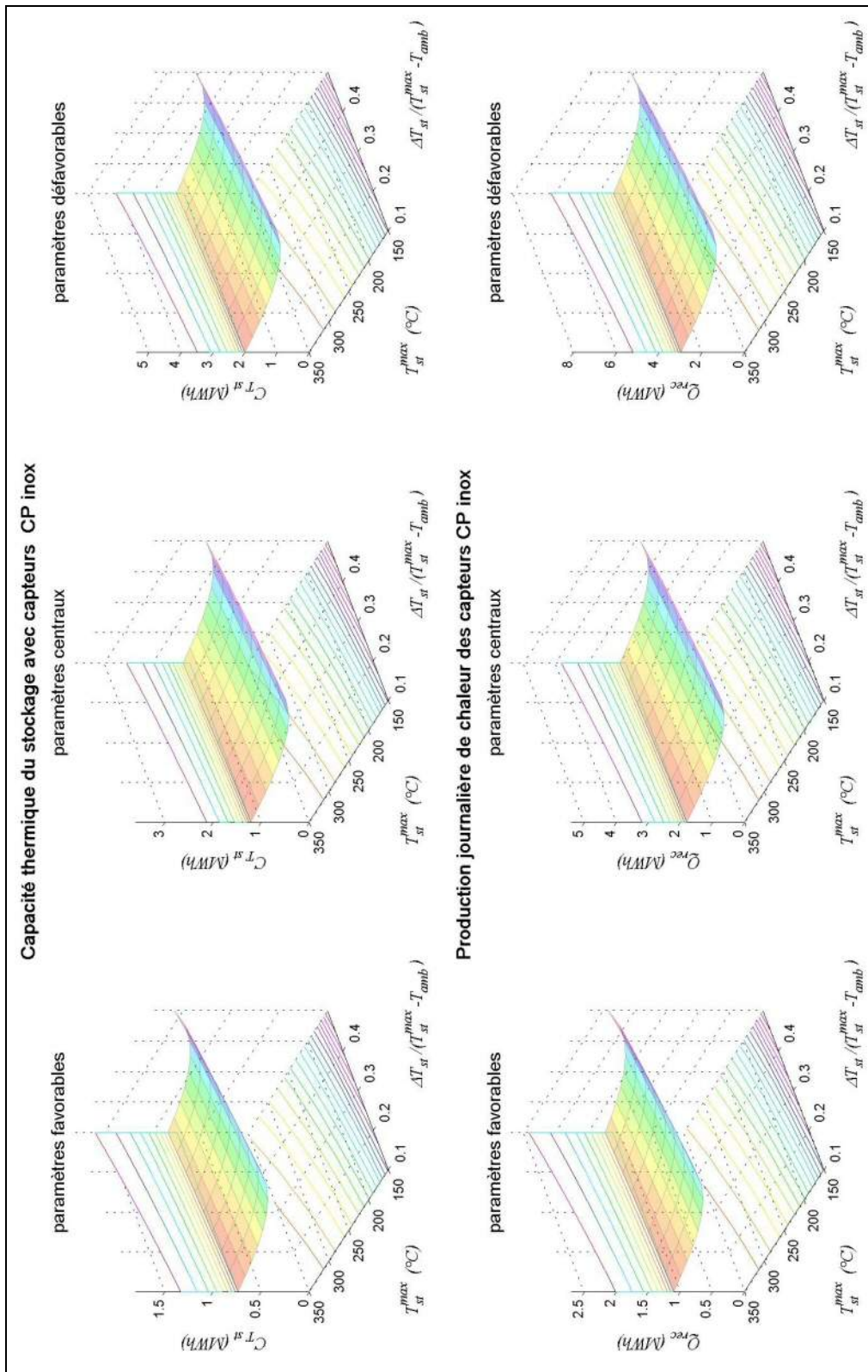


Figure A4.4.2 : Capacité de stockage thermique avec le capteur générique "CP inox", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

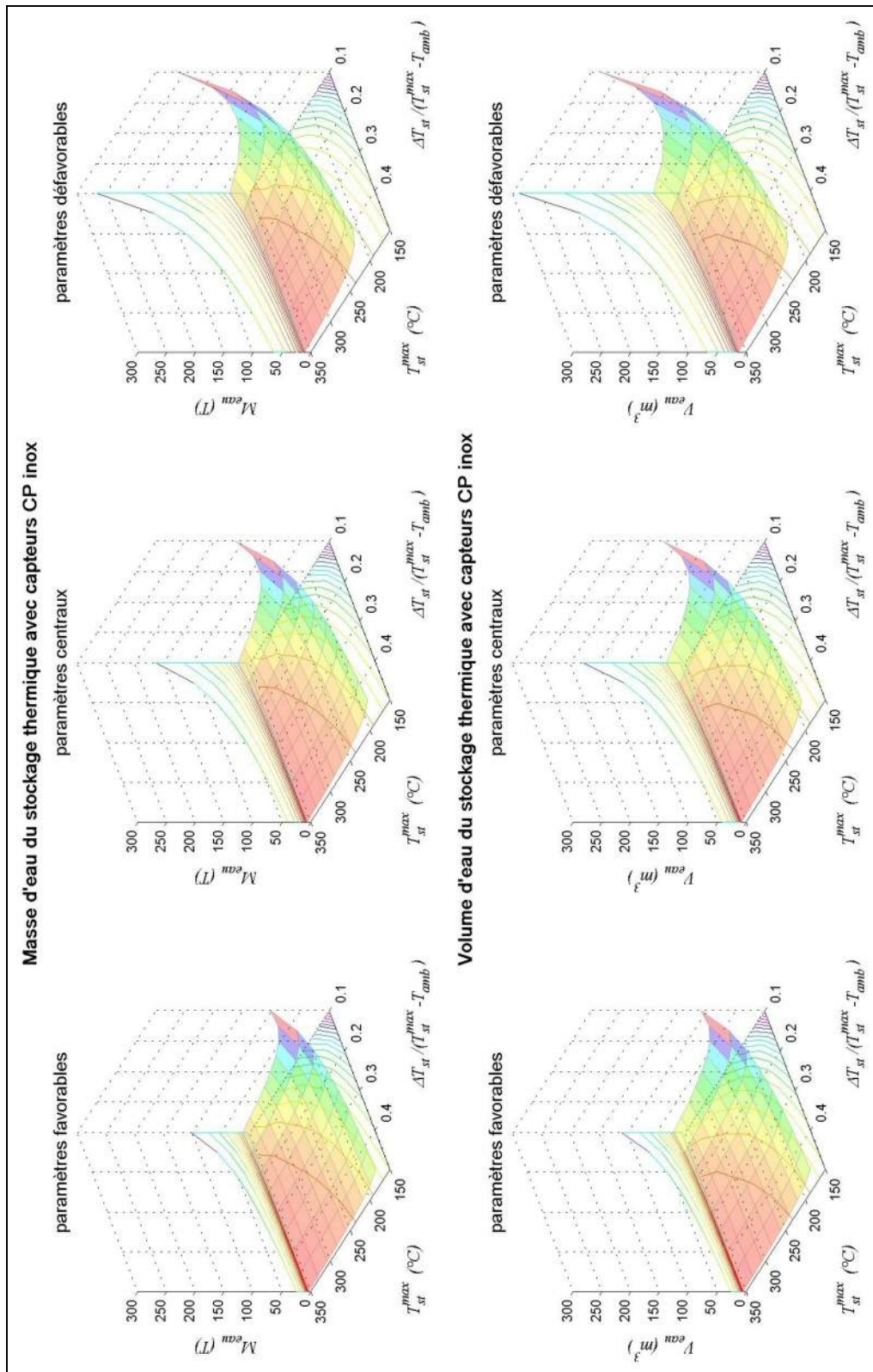


Figure A4.4.3 : Masse et volume d'eau nécessaire au stockage thermique avec le capteur générique "CPC inox", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

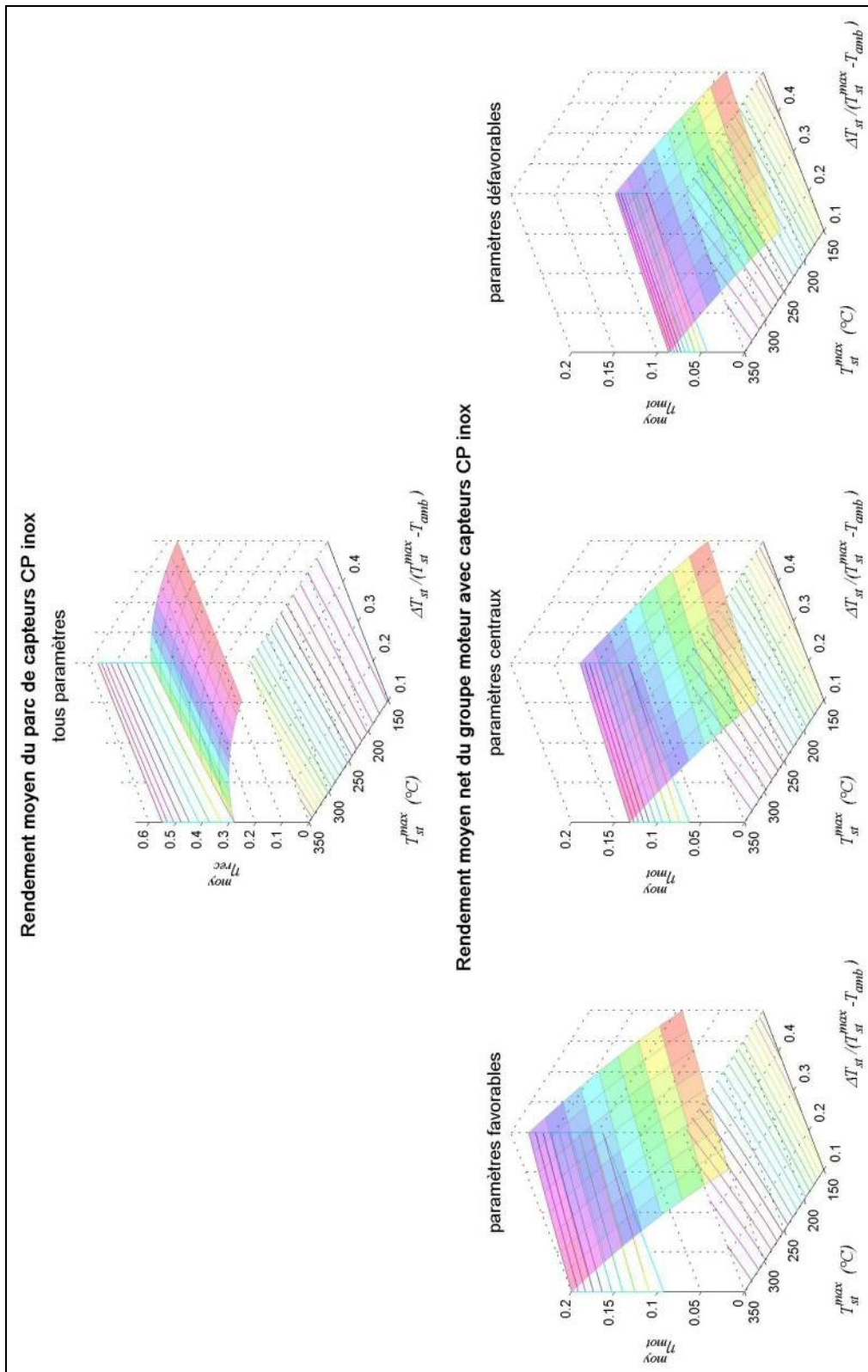


Figure A4.4.4 : Rendements partiels du moteur et de conversion héliothermique avec le capteur générique "CP inox", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

A4.5 Avec le capteur générique "CP alu"

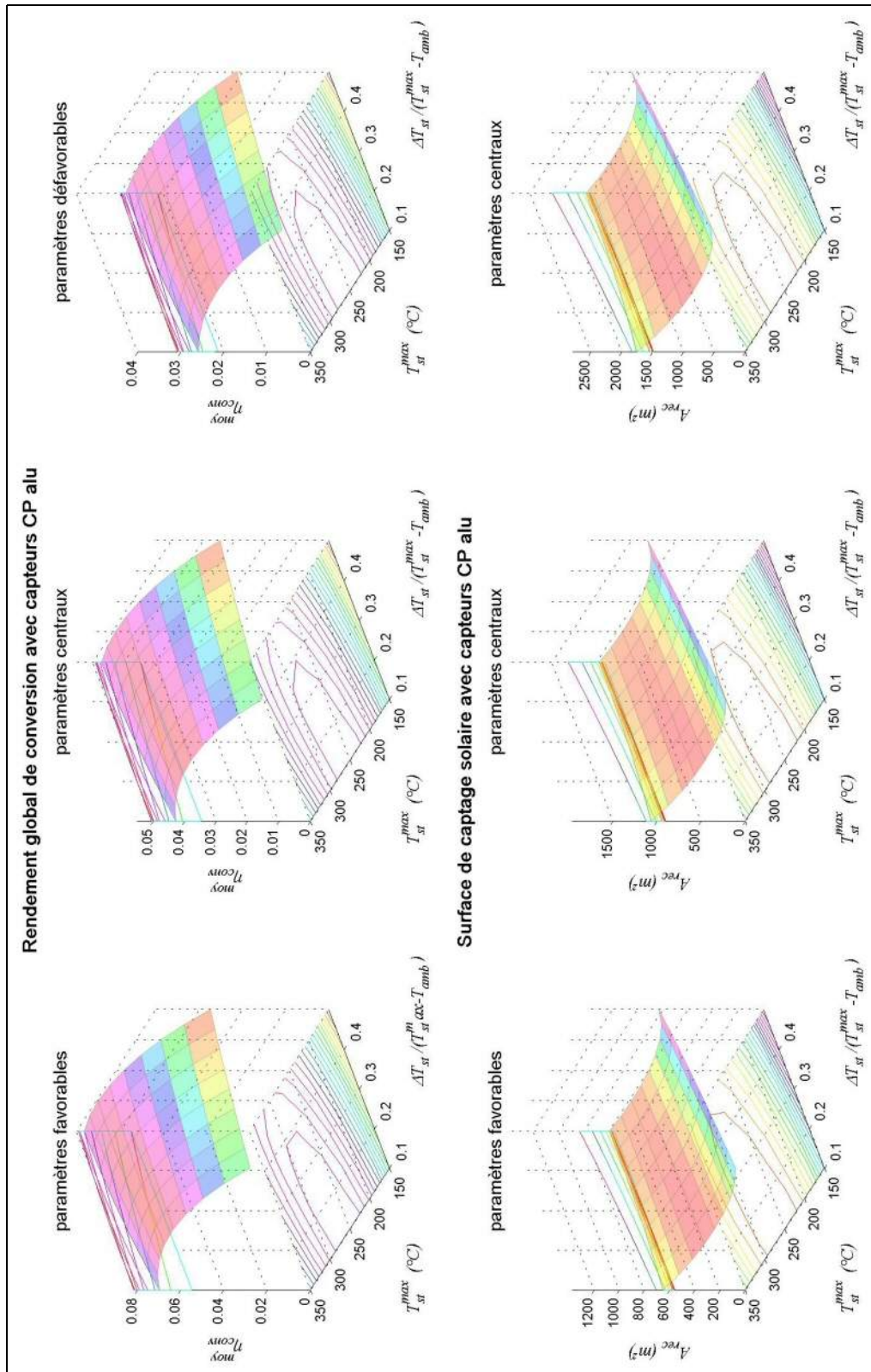


Figure A4.5.1 : Rendement global de conversion et surface de captage nécessaire avec le capteur générique "CP alu", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

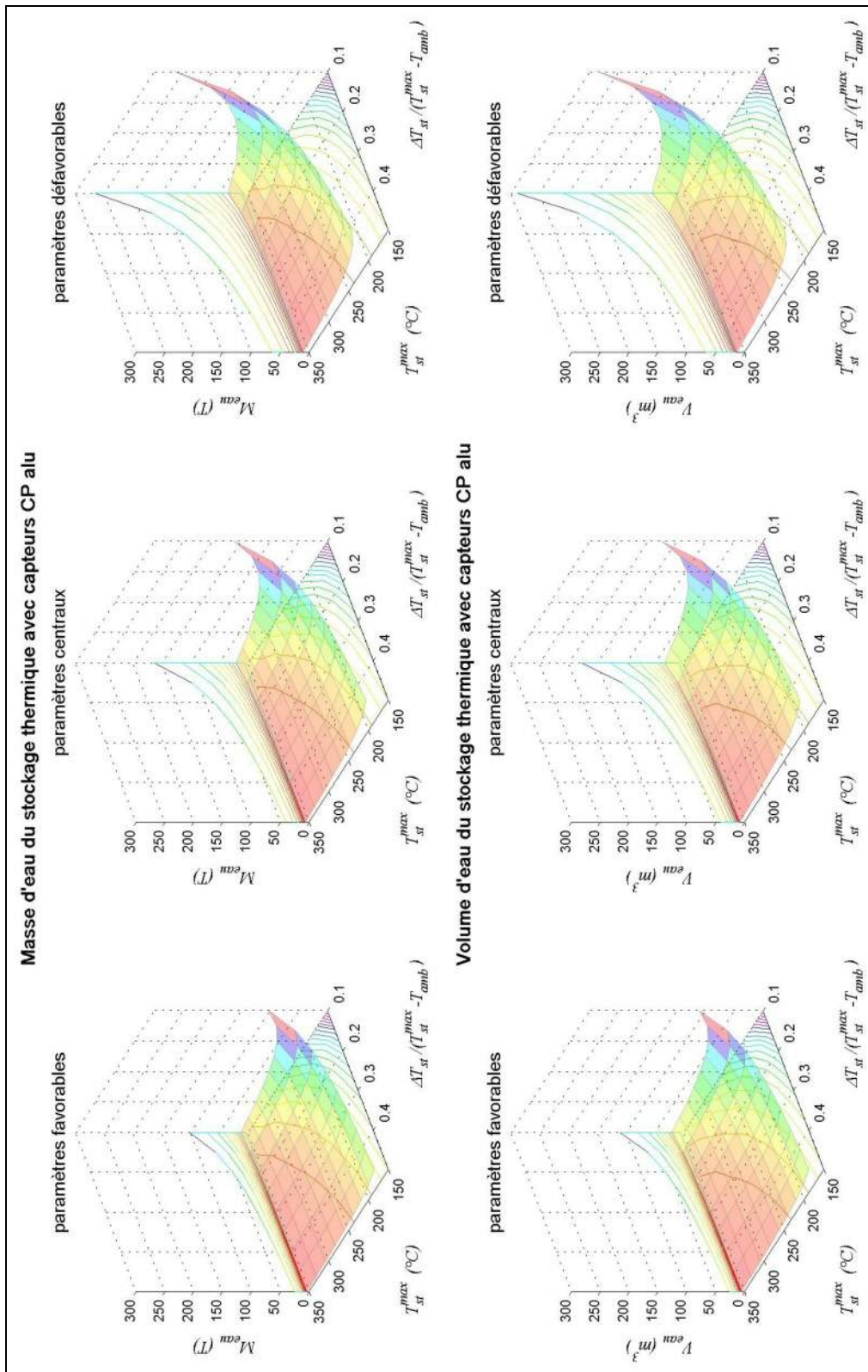


Figure A4.5.2 : Masse et volume d'eau nécessaire au stockage thermique avec le capteur générique "CP alu", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

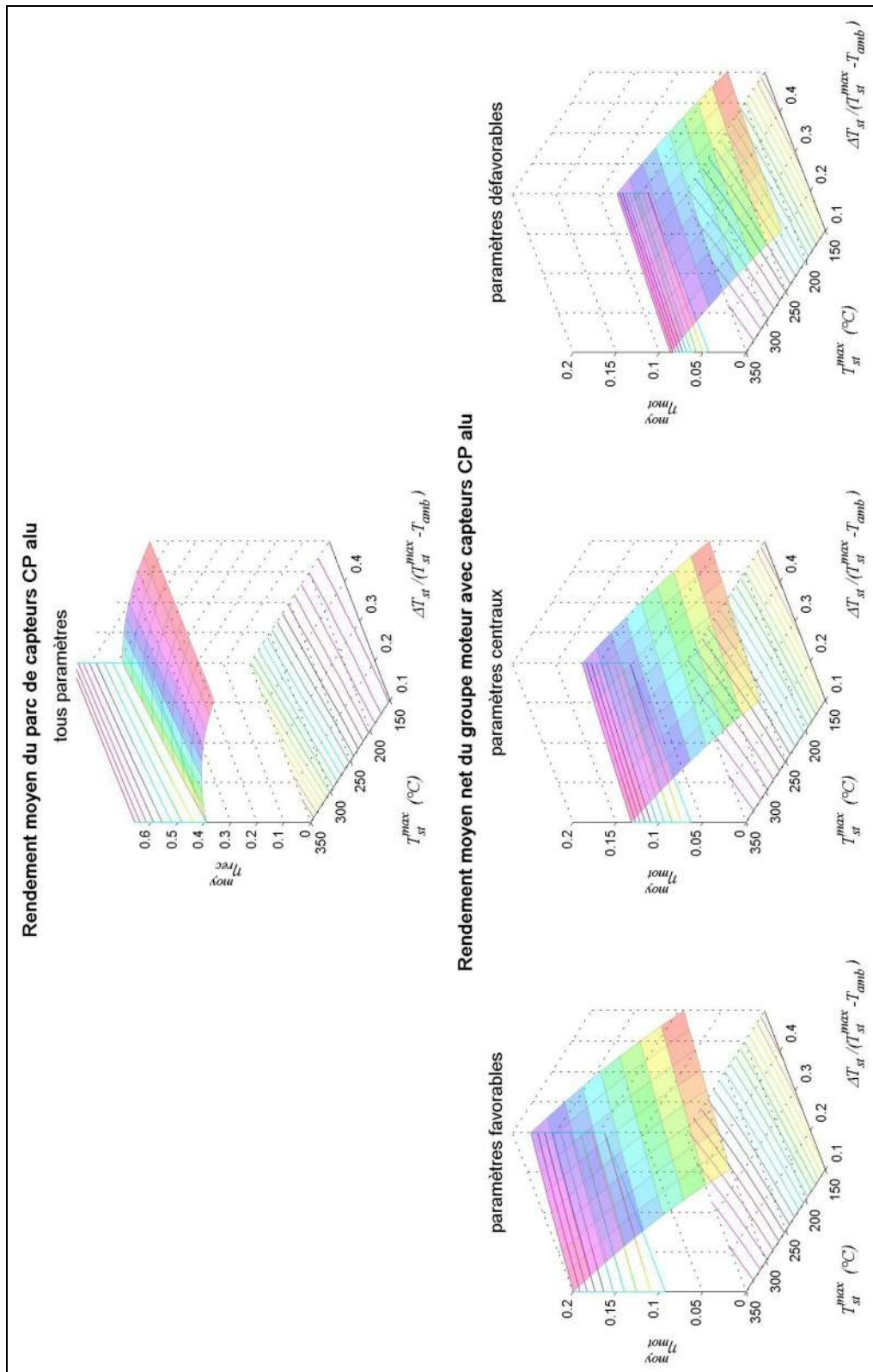


Figure A4.5.3 : Rendements partiels du moteur et de conversion héliothermique avec le capteur générique "CP alu", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

A4.6 Avec le capteur Luz LS-2

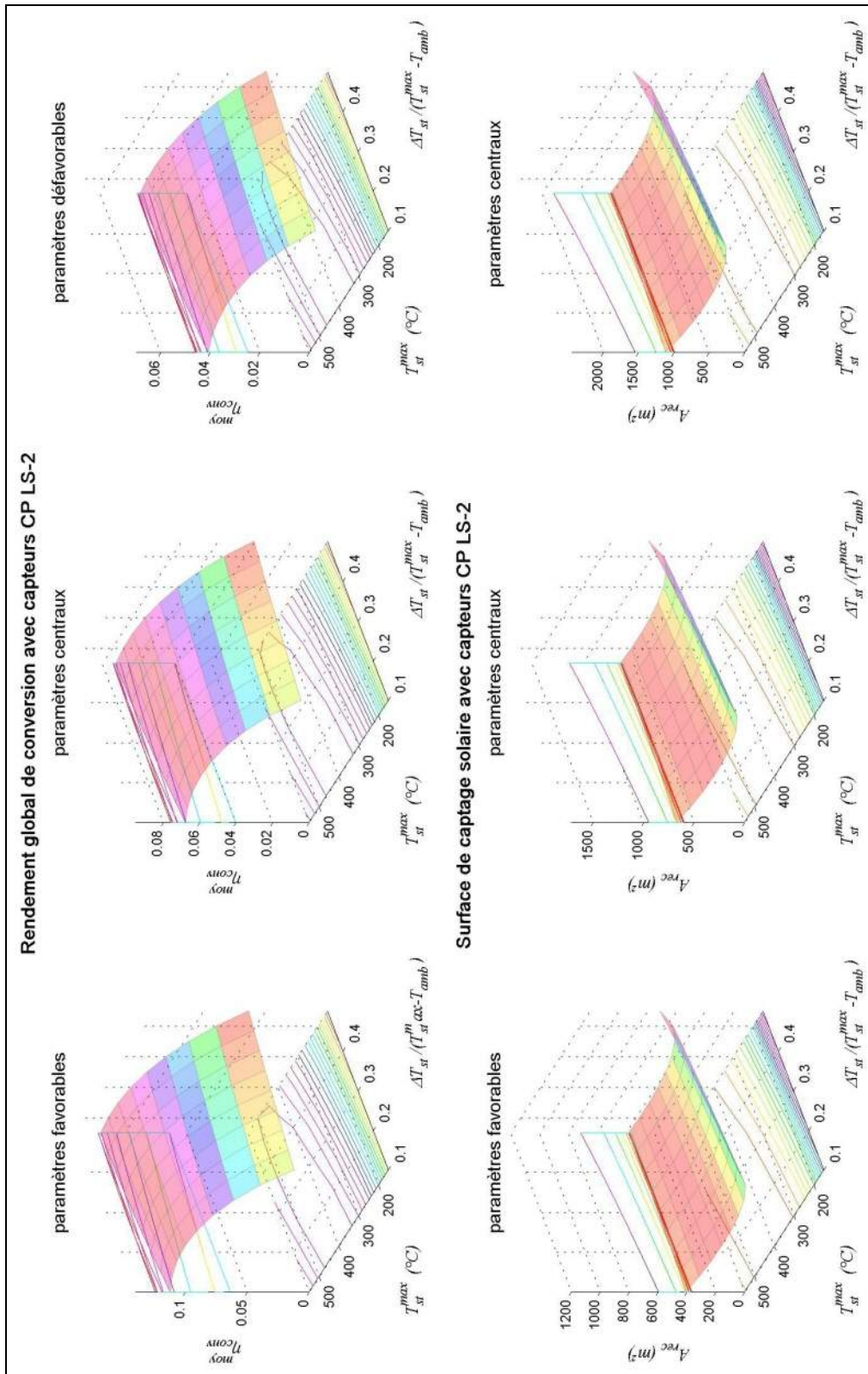


Figure A4.6.1 : Rendement global de conversion et surface de captage nécessaire avec le capteur "LS-2", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

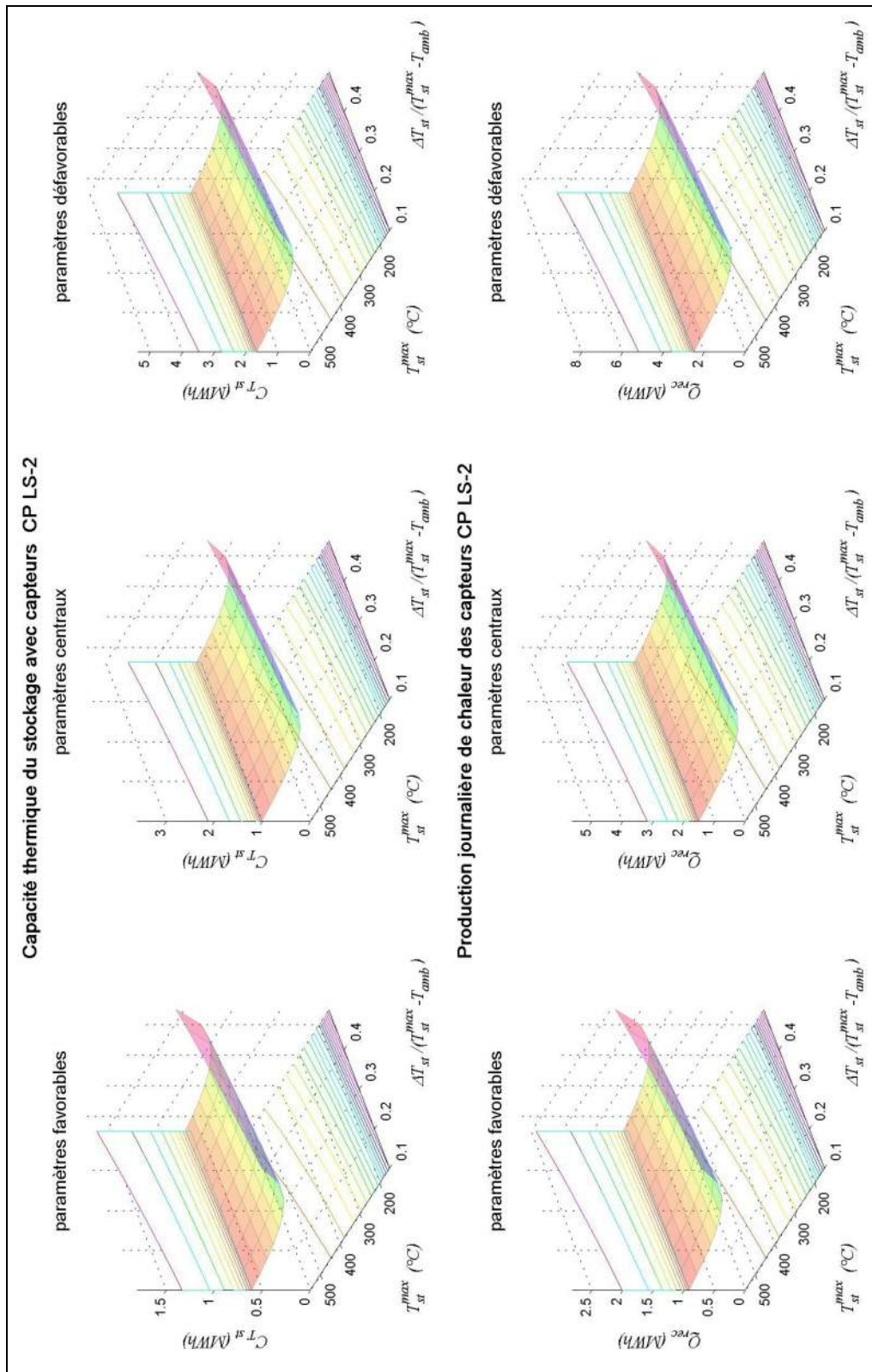


Figure A4.6.2 : Capacité de stockage thermique avec le capteur "CP LS-2", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

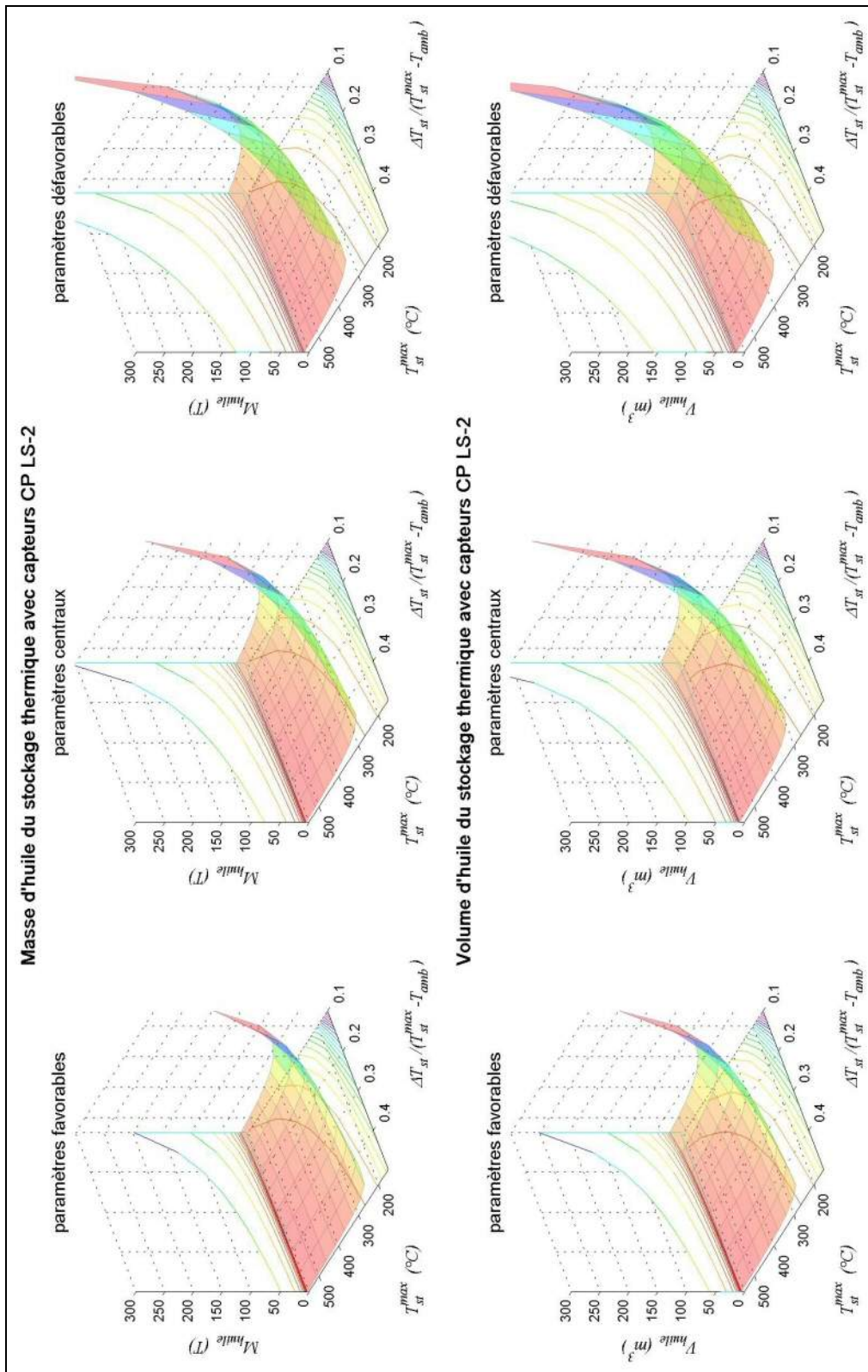


Figure A4.6.3 : Masse et volume d'huile nécessaire au stockage thermique avec le capteur "CP LS-2", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

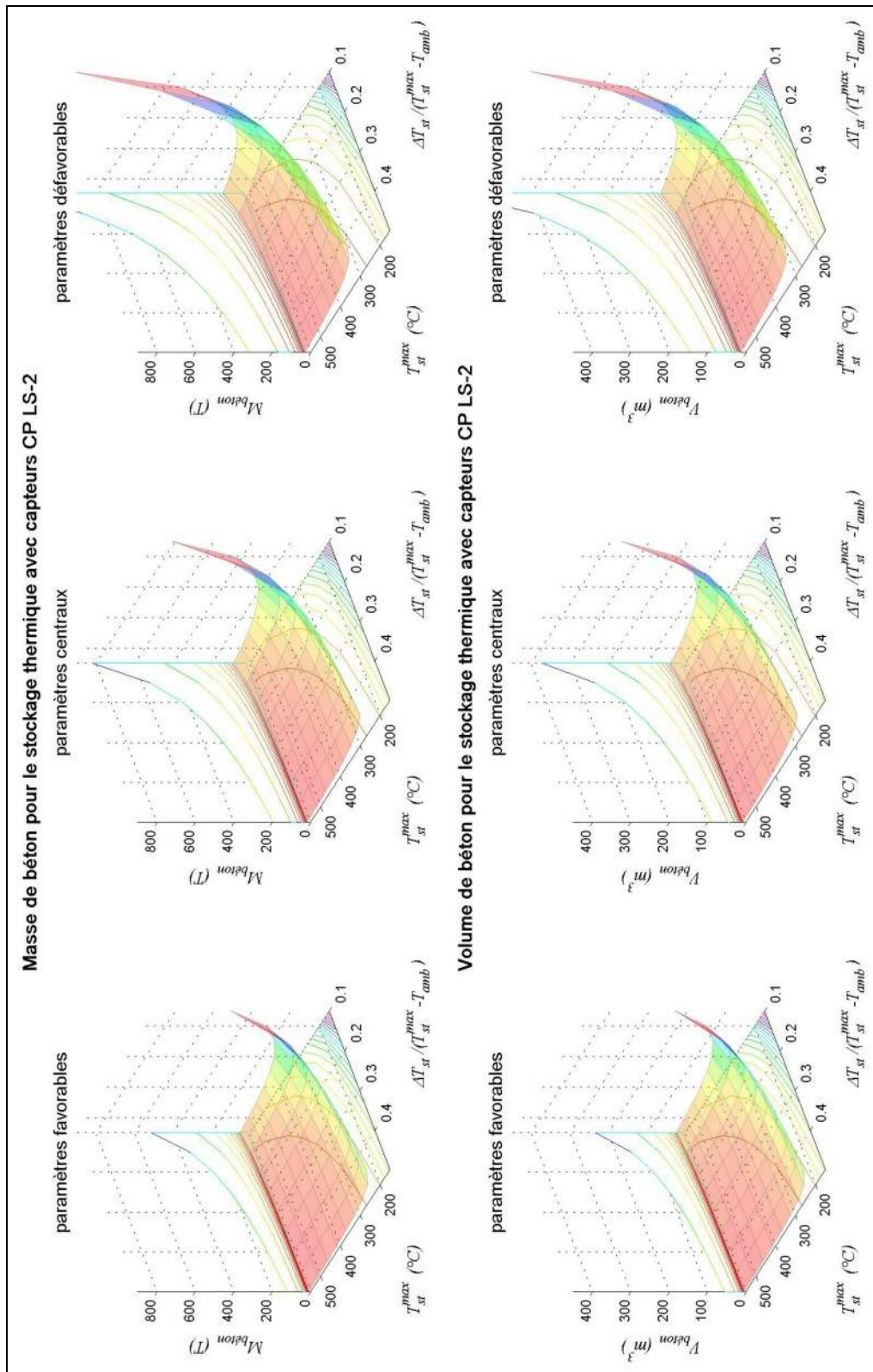


Figure A4.6.4 : Masse et volume de béton nécessaire au stockage thermique avec le capteur générique "CP LS-2", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

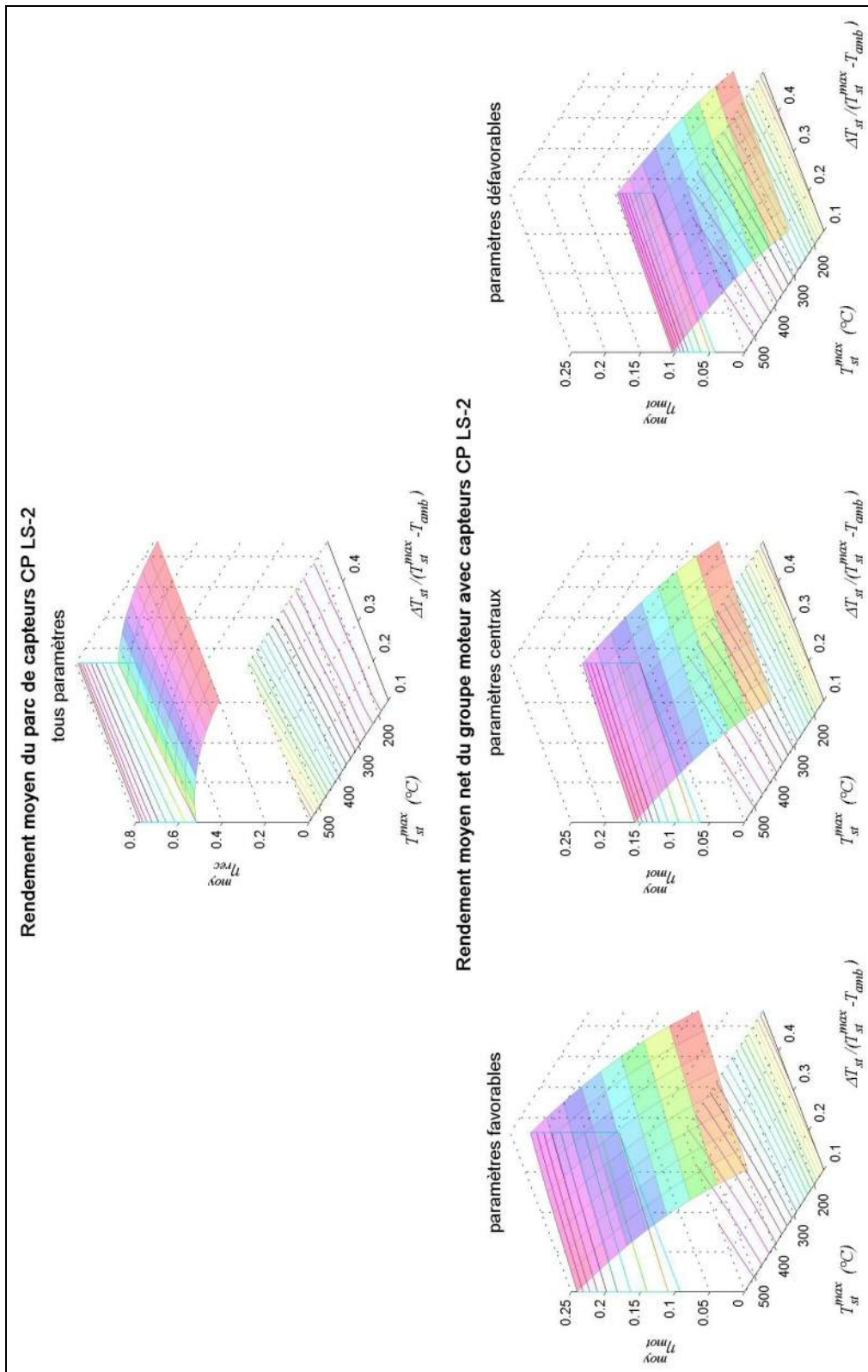


Figure A4.6.5 : Rendements partiels du moteur et de conversion héliothermique avec le capteur générique "CP inox", sur les plages de températures maximale et de cycle thermique paramétrées.

A5 Sensibilités paramétriques du prédimensionnement

A5.1 Avec le capteur Paradigma StarAzzurro

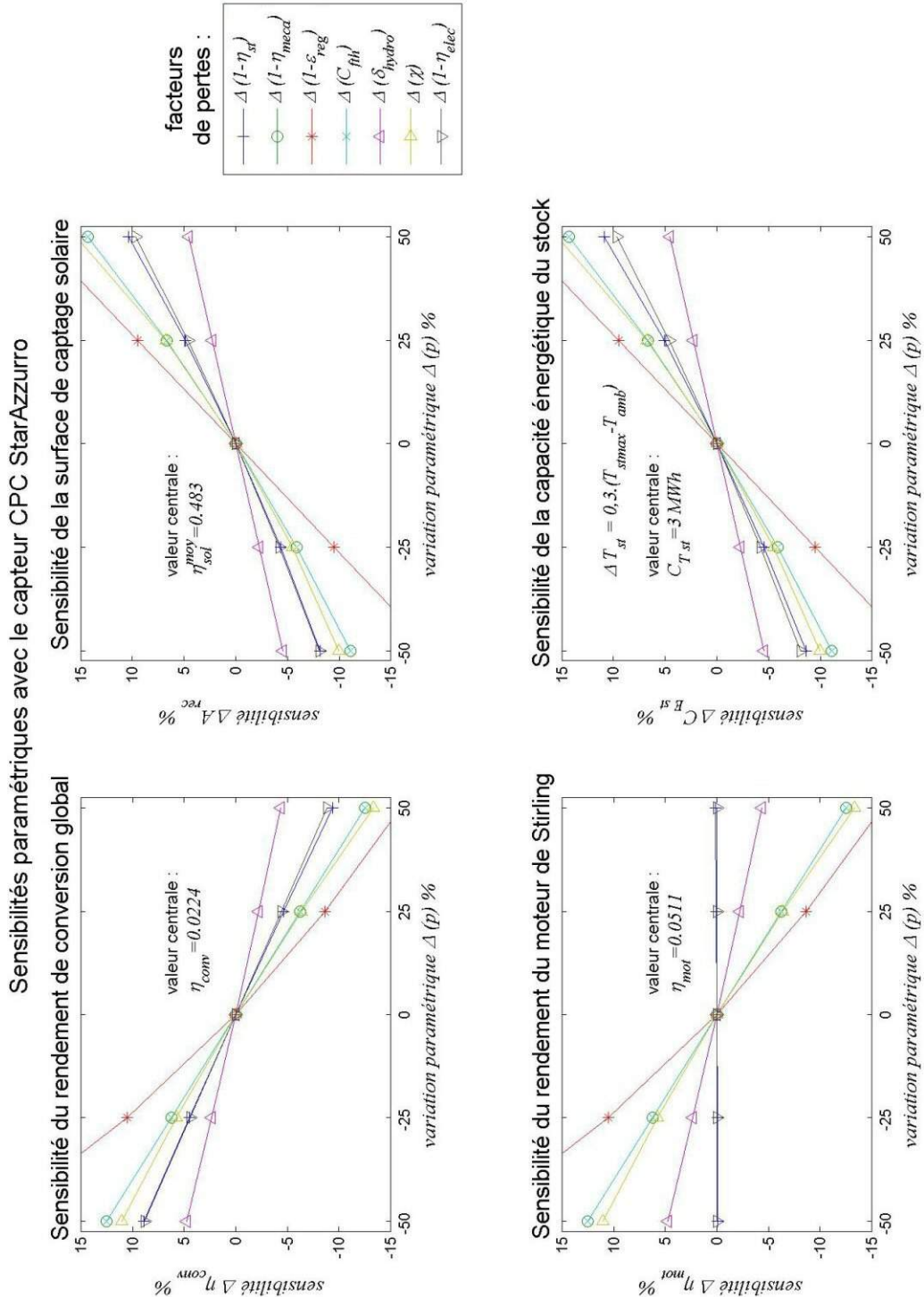


Figure A5.1.1 : Sensibilités paramétriques aux facteurs de pertes du dimensionnement optimal et des performances de la micro-centrale, autour des paramètres centraux, avec le capteur solaire CPC "StarAzzurro".

A5.2 Avec le capteur générique "CP alu"

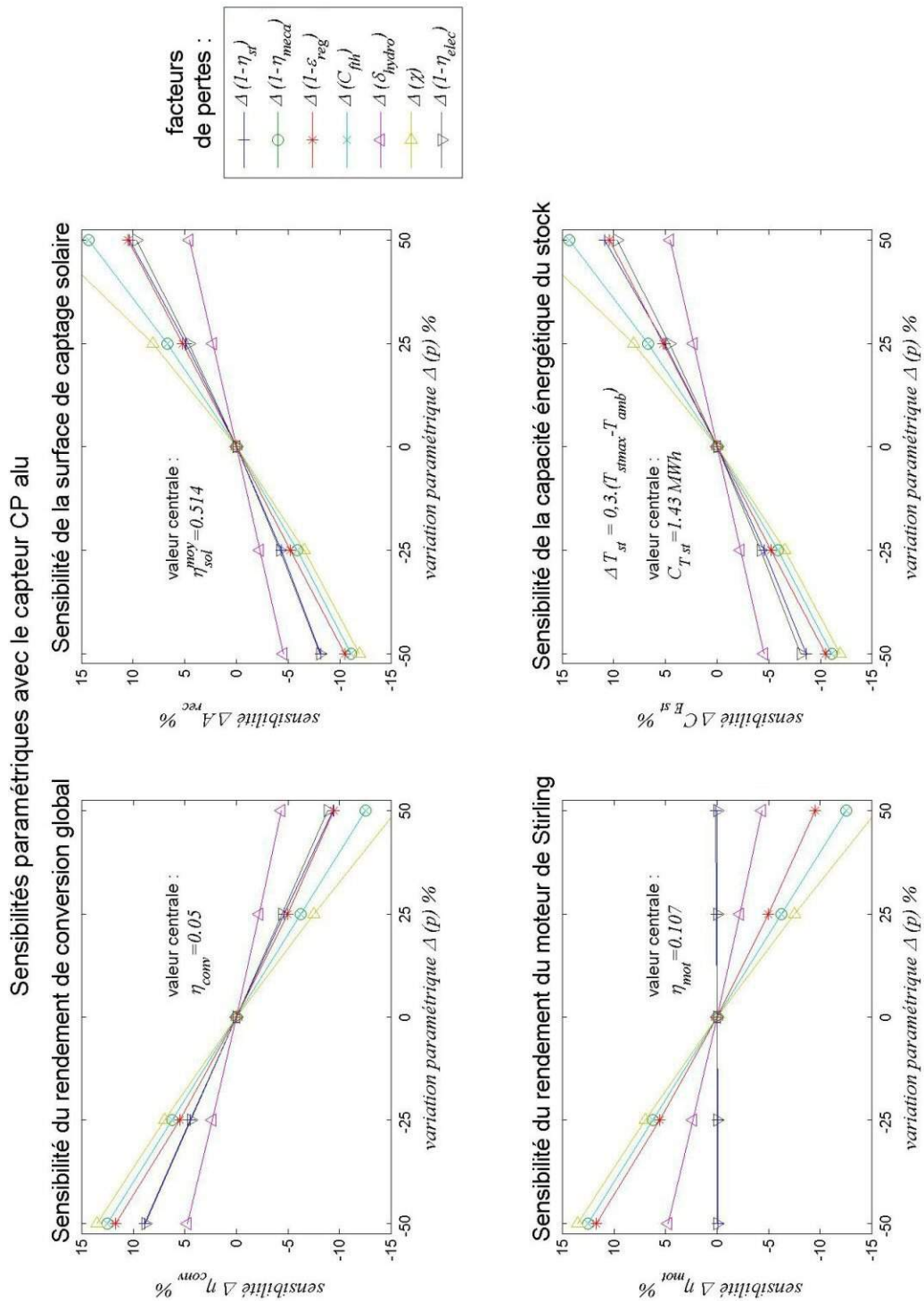


Figure A5.2.1 : Sensibilités paramétriques aux facteurs de pertes du dimensionnement optimal et des performances de la micro-centrale, autour des paramètres centraux, avec le capteur solaire générique "CP alu".

A5.3 Avec le capteur Luz LS-2

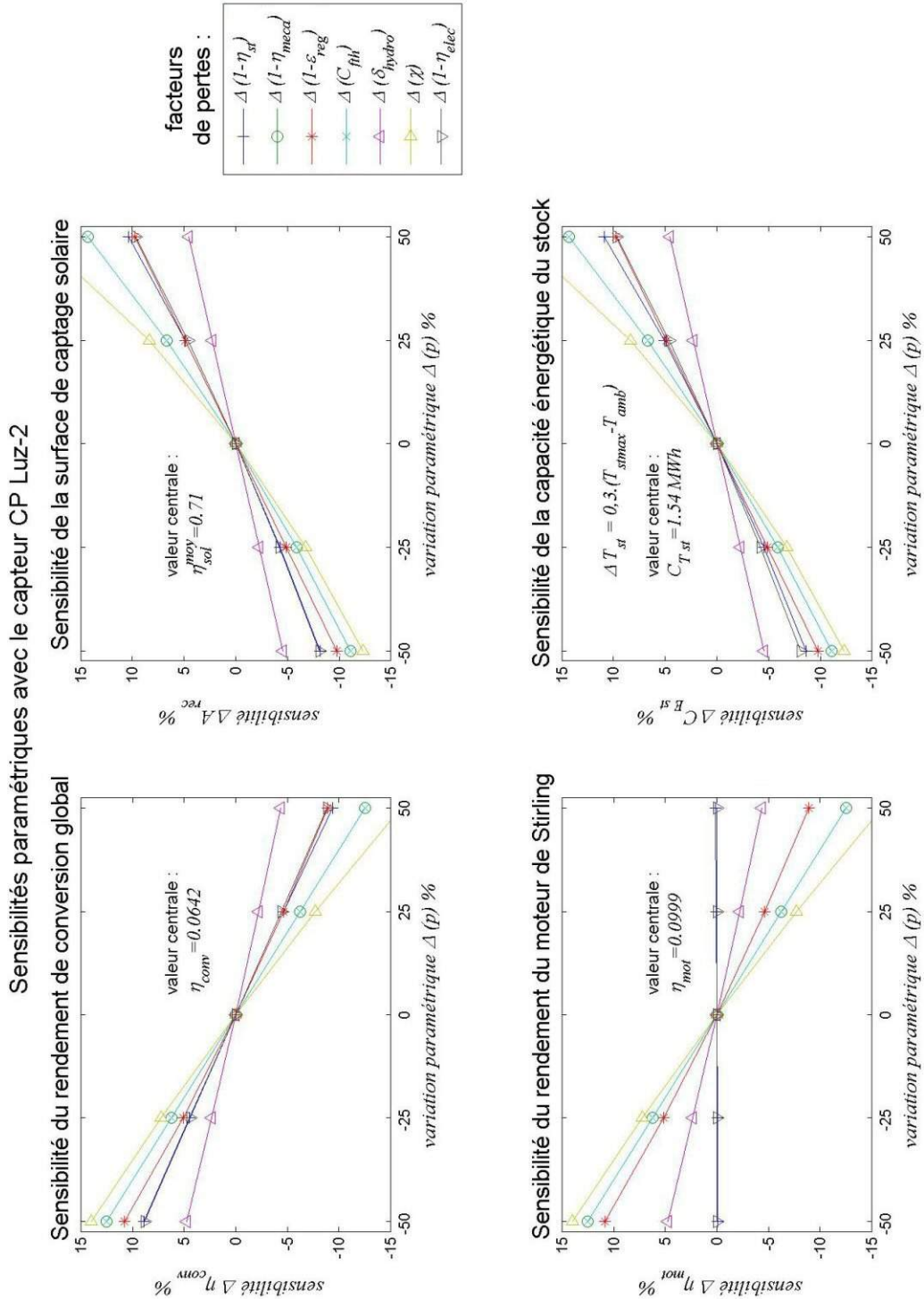


Figure A5.3.1 : Sensibilités paramétriques aux facteurs de pertes du dimensionnement optimal et des performances de la micro-centrale, autour des paramètres centraux, avec le capteur solaire générique CP "LS-2".

A6 Caractérisation d'un moteur Stirling par des corrélations basées sur une cartographie

On cherche ici à déterminer des corrélations pour représenter le comportement dynamique stationnaire d'un moteur sans passer par un modèle physique complexe, à partir de trois entrées principales: La température d'alimentation, la température de rejet et la vitesse de rotation.

Le point de départ de cette étude est un tableau, fourni par un fabricant de moteurs Stirling (Cool Energy... confidentiel à ce jour) cartographiant les points de fonctionnement pour diverses températures de source, puits et vitesses de rotation.

A priori que cette démarche peut sembler inutile, puisque des interfaces de calcul évoluées (telles que Matlab/Simulink) permettent d'interpoler directement les points de cartographies pour évaluer les performances d'un moteur dans des conditions quelconques. Toutefois ces interpolations effectuées automatiquement, essentiellement basées sur des polynômes, donnent parfois des résultats erronés: par exemple des variations trop importantes (ondulations) d'une entre plusieurs points de références, alors que l'interpolation devrait être "lisse".

Ce type d'erreur sera d'autant plus importantes que le nombre de dimensions à interpoler sera grand. On a constaté que ce problème est particulièrement ardu à gérer lorsqu'on cherche à incorporer des cartographies de grandes taille dans un modèle de système complet.

Le tableau réellement fourni décrit le fonctionnement stationnaire du moteur pour des températures d'entrée chaudes d'huile thermique allant de 80°C à 180°C par pas de 20°C, des températures d'entrée de réfrigérant depuis 10°C jusqu'à 50°C par pas de 10°C, et pour des vitesses de rotation depuis 200 r.p.m jusqu'à 600 r.p.m par pas de 100 r.p.m., soit 150 points au total. Par commodité seul un extrait est présenté pour exemple dans le tableau A6.1.

Les résultats fournis par ce tableau sont :

- La puissance de sortie. On notera qu'il s'agit de la puissance électrique en sortie de la génératrice couplée au moteur.
- Le rendement électro-thermique de l'ensemble.
- La perte de charge entre les entrée et la sorties de l'échangeur d'alimentation thermique, pour un caloporteur identifié (DuraTherm HF®)
- La perte de charge entre les entrée et la sorties de l'échangeur d'alimentation thermique, pour un mélange d'eau et à 30% de fluide glycolé (DowFrost®).

Il n'est pas évident, de déduire d'un tel tableau de valeurs des corrélations représentatives. Une première étape de la démarche est de déduire, pour chaque point de fonctionnement les puissances thermiques admises et refoulées, à partir de la puissance et du rendement thermique. Ensuite, un classement astucieux des données, d'abord en vitesse de rotation, puis en température d'entrée chaude puis en température d'entrée du réfrigérant.

La figure A6.1 représente les cartographie ainsi obtenues des puissances admises et refoulées.

A6 Caractérisation d'un moteur Stirling par des corrélations basées sur une cartographie

WORKING POINT MAPS FOR THE P3 ENGINE for Schneider Electric												
Test Conditions :		Tamb	?	hot fluid volume flow rate		cold fluid volume flow rate						
		Hot fluid Ref.		75 l/min		60 l/min						
32 Working Points:		Cold fluid Ref.										
T in hot	T in cold	engine rotation speed	charge pressure	hot fluid mass flow rate	cold fluid mass flow rate	T out hot	T out cold	hot fluid pressure drop	cold fluid pressure drop	engine power output	thermal to electrical efficiency	
°C	°C	rpm	MPa	kg/s	kg/s at 20 °C	°C	°C	Pa	Pa at 20 °C	We	no dimension	
80	10	200	4,746	1,029	1,034	78,56	10,70	34057	9141	263	8,7%	
80	10	400	4,746	1,029	1,034	77,14	11,40	34057	9141	429	7,2%	
80	10	600	4,746	1,029	1,03	75,68	12,14	34057	9141	520	5,8%	
80	30	200	4,746	1,029	1,034	78,64	30,70	34057	9141	137	4,8%	
80	30	400	4,746	1,029	1,034	77,29	31,39	34057	9141	182	3,2%	
80	30	600	4,746	1,029	1,034	75,93	32,12	34057	9141	143	1,7%	
80	50	200	4,746	1,029	1,034	78,71	50,70	34057	9141	19	0,7%	
80	50	400	4,746	1,029	1,034	77,43	51,39	34057	9141	-51	-0,9%	
80	50	600	4,746	1,029	1,034	76,16	52,12	34057	9141	-215	-2,7%	
100	10	200	4,746	1,018	1,034	98,52	10,70	19267	9141	366	11,6%	
100	10	400	4,746	1,018	1,034	97,07	11,40	19267	9141	636	10,2%	
100	10	600	4,746	1,018	1,034	95,57	12,14	19267	9141	829	8,8%	
100	30	200	4,746	1,018	1,034	98,60	30,70	19267	9141	240	8,0%	
100	30	400	4,746	1,018	1,034	97,22	31,39	19267	9141	390	6,6%	
100	30	600	4,746	1,018	1,034	95,82	32,12	19267	9141	454	5,1%	
100	50	200	4,746	1,018	1,034	98,66	50,69	19267	9141	122	4,3%	
100	50	400	4,746	1,018	1,034	97,35	51,39	19267	9141	157	2,8%	
100	50	600	4,746	1,018	1,034	96,04	52,11	19267	9141	97	1,2%	
140	10	200	4,746	0,988	1,034	138,44	10,70	8840	9141	554	16,3%	
140	10	400	4,746	0,988	1,034	136,93	11,40	8840	9141	1016	15,2%	
140	10	600	4,746	0,988	1,034	135,37	12,15	8840	9141	1401	13,9%	
140	30	200	4,746	0,988	1,034	138,52	30,70	8840	9141	429	13,2%	
140	30	400	4,746	0,988	1,034	137,08	31,39	8840	9141	771	12,1%	
140	30	600	4,746	0,988	1,034	135,61	32,13	8840	9141	1027	10,7%	
140	50	200	4,746	0,988	1,034	138,58	50,70	8840	9141	312	10,1%	
140	50	400	4,746	0,988	1,034	137,21	51,39	8840	9141	540	8,9%	
140	50	600	4,746	0,988	1,034	135,83	52,11	8840	9141	672	7,4%	
180	10	200	4,746	0,953	1,034	178,37	10,71	5418	9141	724	19,9%	
180	10	400	4,746	0,953	1,034	176,80	11,40	5418	9141	1358	19,1%	
180	10	600	4,746	0,953	1,034	175,17	12,16	5418	9141	1915	17,8%	
180	30	200	4,746	0,953	1,034	178,44	30,71	5418	9141	600	17,30%	
180	30	400	4,746	0,953	1,034	176,95	31,39	5418	9141	1113	16,4%	
180	30	600	4,746	0,953	1,034	175,41	32,13	5418	9141	1541	15,1%	
180	50	200	4,746	0,953	1,034	178,51	50,70	5418	9141	483	14,5%	
180	50	400	4,746	0,953	1,034	177,08	51,39	5418	9141	883	13,6%	
180	50	600	4,746	0,953	1,034	175,63	52,11	5418	9141	1188	12,20%	

Tableau A6.1 : Extrait d'un cartographie brute des performances (modèle) du prototype P3 CoolEnergy¹¹

¹¹ avec l'aimable autorisation de CoolEnergy Inc.

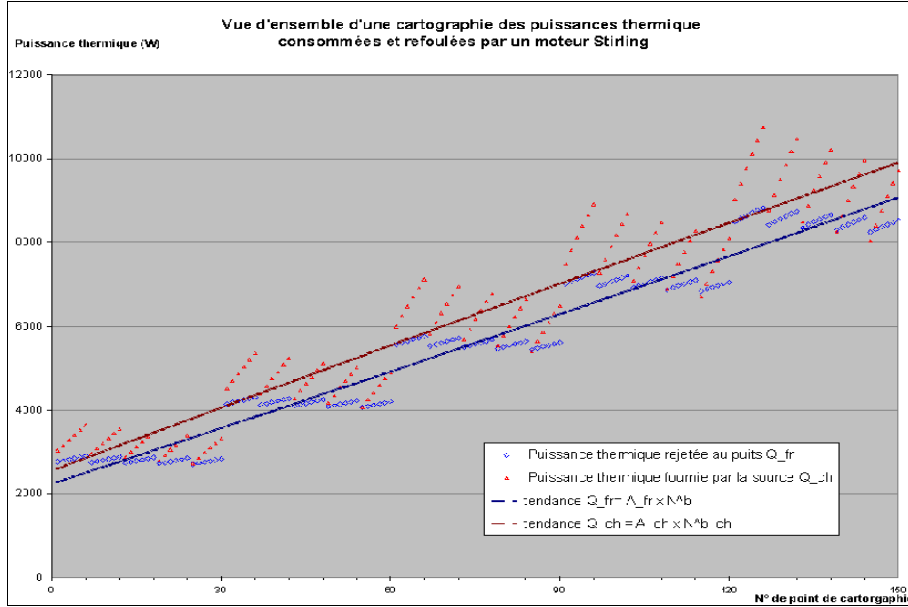


Figure A6.1 : Vue d'ensemble des cartographies (d'après modèle) des puissances thermiques consommées et refoulées de moteur Stirling P3 de CoolEnergy (prototype)¹¹

Compte tenu de ces tendances, l'interpolation est réalisée de la manière suivante, à l'aide d'un tableau:

- On interpole par des fonction puissance de la vitesse de rotation: $\dot{Q}_c = A_c \cdot N^{(b_c)}$ pour la puissance thermique admise ; $\dot{Q}_f = A_f \cdot N^{(b_f)}$ pour la puissance thermique refoulée ; ce pour toutes les séries de valeurs à température chaude et températures froides constantes. Cette interpolation en puissance est justifiée par le comportement physique des échangeurs: On sait en effet que les pertes de charge dus aux flux massiques, puis par suite les coefficients d'échanges thermiques ont ce type de comportement en fonction des débits, de fluides, et le débit interne de gaz de travail dans les échangeurs est, en première approximation, proportionnel à la vitesse de rotation.
- Pour chaque point de fonctionnement, on évalue la moyenne arithmétique des températures d'entrée et de sortie, qu'on considèrera comme les température effective des caloporteurs dans les échangeurs, c'est à dire comme des températures équivalentes des sources et puits thermostatiques générant le cycle moteur de même puissances que dans les conditions réelles.
- On calcule la moyenne des température effective dans l'échangeur froid, pour chaque série de valeurs à température d'entrée froide constantes. Cela permet d'interpoler les coefficients $\{A_c, b_c\}$ et $\{A_f, b_f\}$ par des polynômes de degré trois (cela s'avère suffisant):

$$\begin{aligned} A_c(\bar{T}_{f\text{ eff}}) &= A_{c3} \cdot \bar{T}_{f\text{ eff}}^3 + A_{c2} \cdot \bar{T}_{f\text{ eff}}^2 + A_{c1} \cdot \bar{T}_{f\text{ eff}} + A_{c0} \\ b_c(\bar{T}_{f\text{ eff}}) &= b_{c3} \cdot \bar{T}_{f\text{ eff}}^3 + b_{c2} \cdot \bar{T}_{f\text{ eff}}^2 + b_{c1} \cdot \bar{T}_{f\text{ eff}} + b_{c0} \end{aligned} \quad (\text{A6.1})$$

$$\begin{aligned} A_f(\bar{T}_{f\text{ eff}}) &= A_{f3} \cdot \bar{T}_{f\text{ eff}}^3 + A_{f2} \cdot \bar{T}_{f\text{ eff}}^2 + A_{f1} \cdot \bar{T}_{f\text{ eff}} + A_{f0} \\ b_f(\bar{T}_{f\text{ eff}}) &= b_{f3} \cdot \bar{T}_{f\text{ eff}}^3 + b_{f2} \cdot \bar{T}_{f\text{ eff}}^2 + b_{f1} \cdot \bar{T}_{f\text{ eff}} + b_{f0} \end{aligned} \quad (\text{A6.2})$$

On calcule la moyenne des température effective dans l'échangeur chaud, pour chaque série de valeurs à température chaude constantes. Cela permet d'interpoler les coefficients $\{A_{ci}, b_{ci}\}_{i=0}^3$ et $\{A_{fi}, b_{fi}\}_{i=0}^3$ par des polynômes de degré trois:

A6 Caractérisation d'un moteur Stirling par des corrélations basées sur une cartographie

$$\left\{ \begin{array}{l} A_{ci}(\bar{T}_{ceff}) = A_{ci3} \cdot \bar{T}_{ceff}^3 + A_{ci2} \cdot \bar{T}_{ceff}^2 + A_{ci1} \cdot \bar{T}_{ceff} + A_{ci0} \\ b_{ci}(\bar{T}_{ceff}) = b_{ci3} \cdot \bar{T}_{ceff}^3 + b_{ci2} \cdot \bar{T}_{ceff}^2 + b_{ci1} \cdot \bar{T}_{ceff} + b_{ci0} \end{array} \right\}_{i=0}^3 \quad (A6.3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} A_{fi}(\bar{T}_{ceff}) = A_{fi3} \cdot \bar{T}_{ceff}^3 + A_{fi2} \cdot \bar{T}_{ceff}^2 + A_{fi1} \cdot \bar{T}_{ceff} + A_{fi0} \\ b_{fi}(\bar{T}_{ceff}) = b_{fi3} \cdot \bar{T}_{ceff}^3 + b_{fi2} \cdot \bar{T}_{ceff}^2 + b_{fi1} \cdot \bar{T}_{ceff} + b_{fi0} \end{array} \right\}_{i=0}^3 \quad (A6.4)$$

On obtient ainsi 64 coefficients permettant d'évaluer les puissances admises et refoulées en fonction de la température moyenne du caloporteur dans l'échangeur chaud, de la température moyenne du caloporteur réfrigérant et de la vitesse de rotation:

$$\left\{ \begin{array}{l} A_c(T_{ceff}, T_{feff}) = \sum_{i=0}^3 \left(\sum_{j=0}^3 A_{cij} \cdot T_{ceff}^j \right) \cdot T_{feff}^i \\ b_c(T_{ceff}, T_{feff}) = \sum_{i=0}^3 \left(\sum_{j=0}^3 b_{cij} \cdot T_{ceff}^j \right) \cdot T_{feff}^i \end{array} \right\} \rightarrow \dot{Q}_c = A_c(T_{ceff}, T_{ceff}) \cdot N^{b_c(T_{ceff}, T_{ceff})} \quad (A6.5)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} A_f(T_{ceff}, T_{feff}) = \sum_{i=0}^3 \left(\sum_{j=0}^3 A_{cij} \cdot T_{ceff}^j \right) \cdot T_{feff}^i \\ b_f(T_{ceff}, T_{feff}) = \sum_{i=0}^3 \left(\sum_{j=0}^3 b_{cij} \cdot T_{ceff}^j \right) \cdot T_{feff}^i \end{array} \right\} \rightarrow \dot{Q}_f = A_f(T_{ceff}, T_{ceff}) \cdot N^{b_f(T_{ceff}, T_{ceff})} \quad (A6.6)$$

Les coefficients ainsi obtenus à partir des cartographies du moteur Stirling étudié prototype P3 CoolEnergy sont recensés dans le tableau A6.2 suivant :

Af ij					Ac ij				
j \ i	1	2	3	4	j \ i	1	2	3	4
1	4,67.10 ⁻¹⁸	-1,71.10 ⁻¹⁵	1,95.10 ⁻¹³	-6,28.10 ⁻¹²	1	-4,83.10 ⁻¹⁸	1,92.10 ⁻¹⁵	-2,36.10 ⁻¹³	7,74.10 ⁻¹²
2	-1,80.10 ⁻¹⁰	6,99.10 ⁻⁸	-8,84.10 ⁻⁶	2,07.10 ⁻⁴	2	-2,09.10 ⁻¹¹	6,61.10 ⁻⁹	-1,08.10 ⁻⁶	-4,61.10 ⁻⁵
3	7,40.10 ⁻⁹	-2,74.10 ⁻⁶	3,39.10 ⁻⁴	2,91.10 ⁻³	3	1,47.10 ⁻⁹	-2,89.10 ⁻⁷	3,23.10 ⁻⁵	-1,44.10 ⁻²
4	-2,17.10 ⁻⁷	1,53.10 ⁻⁴	-1,54.10 ⁻²	1,26.10 ⁺¹	4	-9,12.10 ⁻⁸	8,38.10 ⁻⁵	1,89.10 ⁻²	1,41.10 ⁺¹
b _f ij					b _c ij				
j \ i	1	2	3	4	j \ i	1	2	3	4
1	-4,36.10 ⁻²⁰	1,50.10 ⁻¹⁷	-1,56.10 ⁻¹⁵	3,41.10 ⁻¹⁴	1	6,77.10 ⁻²⁰	-2,69.10 ⁻¹⁷	3,32.10 ⁻¹⁵	-1,13.10 ⁻¹³
2	2,38E ⁻¹²	-9,23.10 ⁻¹⁰	1,14.10 ⁻⁷	-1,89.10 ⁻⁶	2	-1,20.10 ⁻¹³	5,70.10 ⁻¹¹	-6,86.10 ⁻⁹	1,92.10 ⁻⁶
3	-1,09E ⁻¹⁰	4,19.10 ⁻⁸	-5,33.10 ⁻⁶	-1,43.10 ⁻⁴	3	1,05.10 ⁻¹¹	-7,93.10 ⁻⁹	1,57.10 ⁻⁶	-4,32.10 ⁻⁴
4	4,13.10 ⁻⁹	-2,47.10 ⁻⁶	3,22.10 ⁻⁴	1,01E+0	4	2,78.10 ⁻⁹	-1,77.10 ⁻⁶	2,60.10 ⁻⁴	9,84.10 ⁻¹

Tableau A6.2 : Coefficients d'interpolations non-physiques en températures et vitesse pour le moteur P3 CoolEnergy

La soustraction de ces deux interpolations fournit la puissance électrique produite par l'ensemble. Il est également possible de calculer le rendement électro-thermique de l'ensemble formé par le moteur et la génératrice.

La figure A6.2 montre un graphe des résultats obtenus.

On observe une bonne correspondance générale des puissances admises et refoulées. Les écarts entre les interpolations et les cartographies sont représentées pour la puissance électrique

produite et le rendement thermique. Ces différences sont pour la plupart bien inférieures à 5%. Quelques points particuliers présentent des écarts beaucoup plus importants, mais on notera qu'ils correspondent tous à des températures froides à l'échangeur froid de l'ordre de 50°C. On évitera donc d'utiliser cette interpolation pour des températures froides supérieures à 40°C, ce qui n'est pas vraiment problématique car on envisage peu de telles conditions de fonctionnement du moteur.

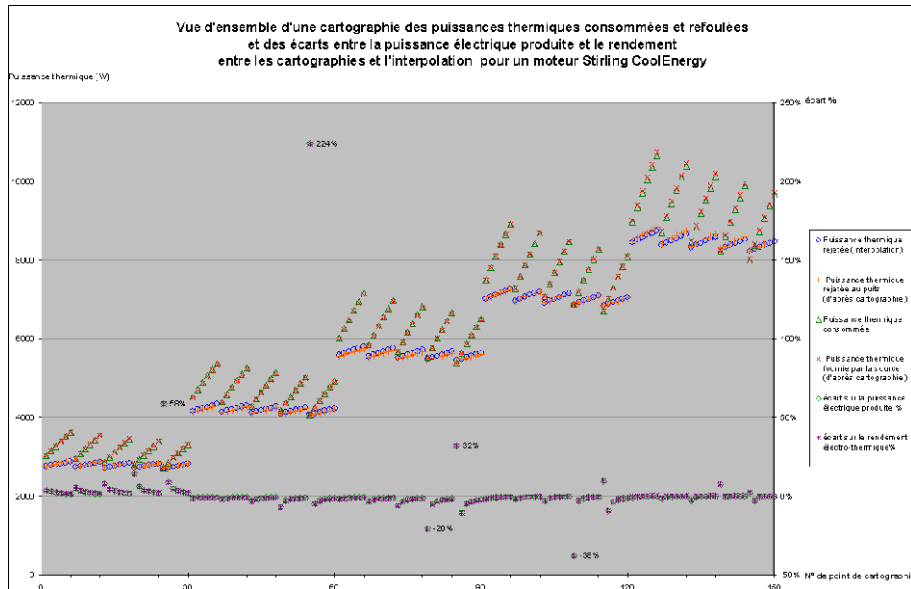


Figure A6.2 : Comparaison entre les cartographie d'origine et les résultats obtenus par interpolation. On notera que les écarts relatifs entre les rendements et puissance électrique brute provenant de la cartographie et ceux issus des corrélations sont majoritairement inférieurs à 5%.

Ces corrélations peuvent avoir plusieurs usages:

L'incorporation directe dans un modèle de simulation et dimensionnement d'un système de plus haut niveau, dans le cas qui nous occupe une microcentrale solaire.

Comme un modèle de référence pour l'élaboration d'un système de contrôle et commande dynamique, là encore c'est une alternative aux cartographies conventionnelles et habituelles dans le domaine de l'automatique.

Comme outil de référence pour la conception et le dimensionnement d'éléments externes au moteur. Dans le cas présent il a été utilisé pour étudier l'influence du dimensionnement d'un échangeur liquide-air sur les performances du moteur.

On notera que cette méthode de corrélation est plus avantageuse que l'utilisation directe des cartographies : Ces dernières présentent les performances du moteur pour des débits volumiques de fluides respectivement constants, pour le caloporteur chaud et le réfrigérant. Nous avons ici la possibilité d'évaluer les performances du moteur pour des débits différents, en posant l'hypothèse que pour des débits différents, mais ayant pour effet les mêmes températures effectives dans les échangeurs, les performances du moteur seront sensiblement les mêmes. On gardera néanmoins une certaine réserve quant à cette hypothèse pour les très petites valeurs de débit, générant de grandes différences de température.

Il est également possible de caractériser les pertes de charge des caloporteurs à partir du tableau A6.1. En premier lieu il convient de noter que les pertes de charge du caloporteur de refroidissement sont toutes indiquées pour 20°C, bien que les performances d'un moteur soient données pour des températures de puits allant de 10 à 50°C ces données ne sont pas exploitables. En revanche pour le caloporteur d'alimentation thermique on note que les pertes de charge baissent considérablement à mesure que la température de source augmente, bien que le débit volumique soit constant. Cela s'explique par les sensibilités à la température de la masse

volumique et de la viscosité. Connaissant les caractéristiques de l'huile thermique utilisée (Duratherm, voir l'annexe A1) et le diamètre des conduites de raccordement (standard ANSI 1", soit 26mm de diamètre intérieur), nous pouvons calculer le nombre de Reynolds dans la conduite pour les différentes températures :

$$Re_H(T) = \frac{4 \cdot \rho_H(T) \cdot \dot{V}_H}{\mu_H(T) \cdot \pi \cdot D_H} \quad (A6.7)$$

et calculer le coefficient de pertes de charge pour ces mêmes températures, rapporté à la conduite d'alimentation :

$$\zeta_H(T) = \frac{2 \cdot \Delta P_H(T)}{\rho_H(T) \cdot (\dot{V} \cdot 4 / (\pi \cdot D_H))^2} \quad (A6.8)$$

La figure A6.3 montre le graphe des valeurs du coefficients $\zeta_H(T)$ ainsi obtenus, corrélées aux valeurs nombre de Reynolds $Re_H(T)$:

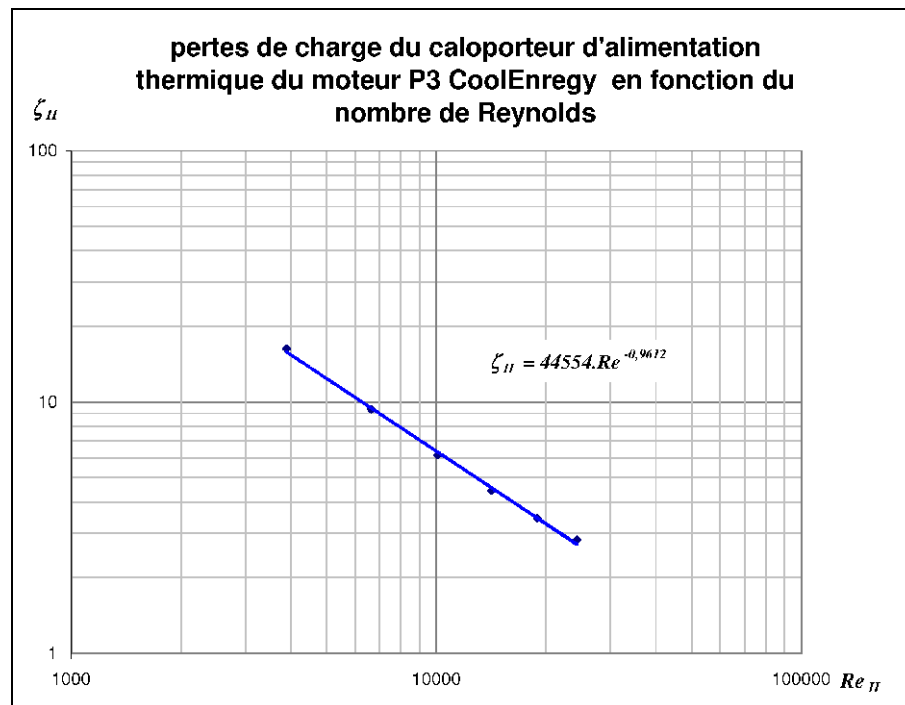


Figure A6.3 : Evolution du coefficient de pertes de charge de l'échangeur d'alimentation du moteur P3, rapporté à la conduite, en fonction du nombre de Reynolds. La corrélation en puissance est évidente.

Une régression permet de déduire la corrélation suivante:

$$\zeta_H \simeq 44554 \cdot Re_H^{-0,96} \quad (A6.9)$$

Cette formule est utilisée pour l'étude de dimensionnement de l'échangeur au 4.4.1.

A7 Note sur l'évaluation des échanges convectifs internes du moteur

Les corrélations habituelles permettant de calculer les coefficients de convection sont valables pour des écoulements permanents de fluides incompressibles. Dans le qui nous occupe ici, il s'agit d'écoulements alternés et incompressibles, l'utilisation de corrélations en principe réservée aux écoulements établis est nécessaire par défaut, car peu de corrélation fiables existent pour les écoulements pulsés ou alternatifs.

A supposer que les formalismes habituels puissent s'appliquer aux échanges thermiques dans moteur de Stirling, le coefficient de convection instantané du gaz de travail avec les parois d'échangeurs s'exprime sous un forme analogue à :

$$h = \kappa \cdot \dot{m}^\alpha, \text{ avec } \alpha < 1 \quad (\text{A7.1})$$

Pour l'échangeur j , l'équilibre thermique instantané est :

$$h_j \cdot A_j \cdot \Delta T_j = \dot{m}_j \cdot C_p \cdot \Delta T_j \quad (\text{A7.2})$$

Où \dot{m}_j et ΔT_j sont de même signe selon le sens de l'écoulement.

La détermination arithmétique de la moyenne du coefficient de convection, formulé avec (A7.1) mènerait à :

$$\bar{h}_j = \frac{\kappa}{2 \cdot \pi} \oint |\dot{m}_j|^\alpha \cdot d\theta \quad (\text{A7.3})$$

Ce qui équivaut, en introduisant (A7.3) dans un formulation "moyenne" de (A7.2), à :

$$\frac{|\bar{m}_j|^{(1-\alpha)} \cdot C_p \cdot |\Delta T_j|}{A_j \cdot \Delta T_j} = \kappa \quad (\text{A7.4})$$

Autrement dit, le coefficient de convection moyen déterminé par (A7.3) impliquerait que les échanges convectif instantanés vérifient l'hypothèse :

$$\frac{|\dot{m}_j|^{(1-\alpha)} \cdot C_p \cdot |\Delta T_j|}{A_j \cdot \Delta T_j} = \kappa = \text{constante} \quad (\text{A7.5})$$

Cette hypothèse induit une singularité lors des inversions du débit massique où $|\dot{m}|=0$. On note par ailleurs que pour les écoulements alternés, qui plus est compressibles, l'inversion de flux n'est pas homogène en tout point du volume de l'échangeur, et il est notoire que des échanges convectifs ont lieu à tout instant [140].

La considération de l'accroissement de température des gaz est incompatible avec les hypothèses posées pour modèle de cycle moteur Schmidt, les espaces de compression et détente, ainsi que les volumes des échangeurs étant supposé isothermes. Aussi il a été considéré préférable de s'affranchir de trouver une relation permettant de s'affranchir de ΔT_j .

Le débit massique moyen d'un écoulement alterné étant nul par définition, on peut définir, par analogie au domaine de l'électrotechnique, un débit moyen effectif (ou efficace) :

$$\tilde{m} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \oint \dot{m}^2 d\theta \quad (\text{A7.6})$$

Le coefficient convectif moyen peut être relié au flux massique moyen effectif, ce qui lève la singularité de (A7.5) :

$$\tilde{m} \cdot \frac{Cp \cdot |\overline{\Delta T_j}|}{A_j \cdot \Delta T_j} = \text{constante} = \tilde{h}_j \quad (\text{A7.7})$$

En multipliant les termes de (A7.2), de part et d'autre de l'égalité, par le débit massique, il vient :

$$h_j \cdot A_j \cdot \Delta T_j \cdot \dot{m}_j = \dot{m}_j \cdot \dot{m}_j \cdot Cp \cdot \Delta T_j \quad (\text{A7.8})$$

Compte tenu de la nouvelle hypothèse (A7.7), on obtient, en formulation moyenne :

$$\overline{h_j \cdot \dot{m}_j} = \tilde{m}_j \cdot \frac{\tilde{m}_j \cdot Cp \cdot |\overline{\Delta T_j}|}{A_j \cdot \Delta T_j} = \tilde{m}_j \cdot \tilde{h}_j \quad (\text{A7.9})$$

Autrement dit, cela permet de définir un coefficient convectif effectif par la formule (4.58), pour rappel :

$$\tilde{h}_j = \frac{\sqrt{\oint (\dot{m}_j \cdot h_j)^2 d\theta}}{\sqrt{\oint (\dot{m}_j)^2 d\theta}} \quad (\text{A7.10})$$

Dans le cas du régénérateur, le modèle choisi d'efficacité du régénérateur passe par la détermination du nombre d'unités de transfert (4.71), pour rappel :

$$NUT_r = \frac{\tilde{St}_r \cdot A_{conv r}}{2 \cdot A_r} \quad (\text{A7.11})$$

Le type de corrélations utilisées pour déterminer le nombre de Stanton sont, dans l'étude présente, de même nature que celles utilisées pour déterminer les coefficients de convection du gaz dans les échangeurs.

Comme par définition $Nu = \frac{h \cdot d}{\lambda} = St \cdot Re \cdot Pr$ et que dans notre cas Pr , d et λ sont considérés comme des constantes, le raisonnement ci-dessus s'applique de même à la définition d'un nombre de Stanton effectif (4.69).

En admettant que les flux massiques considérés varient sensiblement de manière sinusoïdale au cours du temps, et l'exposant du nombre de Reynolds utilisé dans les corrélations étant de l'ordre de $\alpha \simeq 0,70$ à $0,8$ on notera, pour comparaison entre les deux formules que :

$$\frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \oint |\sin \theta|^{0,75} d\theta = 0,692$$

$$\frac{\sqrt{\oint (\sin \theta^{1,75})^2 \cdot d\theta}}{\sqrt{\oint (\sin \theta)^2 \cdot d\theta}} = 0,892 \quad (\text{A7.12})$$

Le passage de l'évaluation du coefficient convectif moyen arithmétique (A7.3) à la formulation quadratique (A7.10) va donc dans le sens de l'amélioration (environ 30% d'augmentation du coefficient convectif moyen) des transferts thermiques constatés pour les écoulements alternés par rapport aux écoulements permanents [140].

A8 Modules d'échangeurs étudiés pour le refroidissement d'un moteur thermomécanique

Les modules sont définis par leurs longueurs, largeur, le diamètre intérieur et l'épaisseur des tubes, le pas longitudinal entre deux tubes (dans la direction de l'écoulement d'air), le pas transversal entre deux tubes (transversalement à l'écoulement d'air), et le pas séparant deux ailettes et leur épaisseur, et le nombre de rang de tubes. Deux configurations courantes décrites dans un ouvrage de référence [121] ont été étudiées comparativement. Le tableau A8.1 recense les dimensions fondamentales des deux configurations et la figure A8.1 illustre les détails dimensionnels essentiels de la géométrie finalement retenue.

Système d'unités)	Tubes + ailettes type " 8.0-3/8T " ([121], Fig 10-91 p270)		Tubes + ailettes type " 7.75-5/8T " ([121], Fig 10-92 p270)	
	Imperial	S.I.	Imperial	S.I.
unités	in	mm	in	mm
Diamètre externe des tubes	0,4000	10,21	0,6760	17,17
pas transverse	1,0000	25,40	1,5000	38,10
pas longitudinal	0,8660	22,00	1,7500	44,45
pas d'ailettes	0,1250	3,18	0,1290	3,28
épaisseur d'ailettes	0,0130	0,330	0,0160	0,410
	in ²	mm ²	in ²	mm ²
surface passage mini transversale	0,0670	43,21	0,0931	60,09
surface frontale	0,1250	80,65	0,1935	124,87
ratio surface passage / frontale	0,5358	0,5358	0,4812	0,4812
unités	in ³	mm ³	in ³	mm ³
volume total cellule	0,1083	1 774,0	0,3387	5 550,4
volume passage cellule	0,0828	1 356,5	0,2561	4 197,4
surface de transfert/ cellule	1,6200	1 044,9	4,7722	3 078,9
unités	1/ft	1/m	1/ft	1/m
surface transfert / volume total	179,54	0,589043	169,073690	0,554704
surface transfert / volume passage	335,08	0,589043	169,073690	0,554704
surface d'ailettes/ S transfert totale	0,9127	0,9127	0,9497	0,9497
unités	ft	mm	ft	mm
diamètre aéraulique	0,0119	3,64	0,0114	3,47

Tableau A8.1 : Caractéristiques de base des échangeurs sélectionné pour l'étude thermique

L'ouvrage [121] ne donne pas de formulation mathématiques, mais le coefficient de frottement aéraulique $f_A^{ae}(Re)$ et la grandeur $X_A^{ae}(Re) = St \cdot Pr^{2/3}$ sont représentées par des droites en coordonnées logarithmiques, il est donc simple d'établir des corrélations en puissance du nombre de Reynolds :

$$f_A^{ae} = \kappa_{kA}^{ae} \cdot (Re_A^{ae})^{b_{fA}^{ae}} \tag{A8.1}$$

$$X_A^{ae} = \kappa_{X_A}^{ae} \cdot (Re_A^{ae})^{\beta_{X_A}^{ae}} \quad (A8.2)$$

où Re_A^{ae} est le nombre de Reynolds de l'écoulement dans la plus petite section transversale du volume aileté.

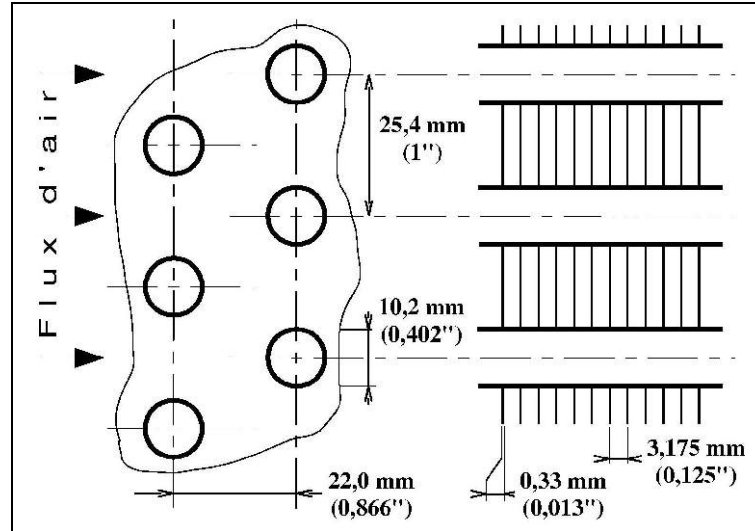


Figure A8.1 : Géométrie de détail du type d'échangeur sélectionné pour l'étude paramétrique de dimensionnement.

Selon les recommandations des auteurs, il convient d'augmenter les coefficients de pertes de charge par des coefficients de frottement de striction et d'expansion correspondant aux effets dynamiques de changements de section de l'écoulement d'air respectivement à l'entrée et à la sortie de l'échangeur.

Dans cette étude, compte tenu du fait que l'air est susceptible de s'échauffer au plus d'une quinzaine de degrés au-dessus de l'ambiance, on considère que le changement de masse volumique de l'air en fonction de la température et de la pression sont négligeables, et seuls les irréversibilités de striction et d'expansion sont considérés. En outre on a posé l'hypothèse que ces coefficients d'irréversibilités de striction et d'expansion sont constants. Il convient également de tenir compte du fait que les circuits de ventilation des modules sont ouverts sur l'ambiance, ce qui correspond à la dissipation de toute l'énergie de pression fournie par le ventilateur, soit un coefficient de pertes de charge unitaire.

Ainsi est établie l'expression suivante pour le coefficient de pertes de charge total, commun à chaque ventilateur :

$$\zeta_A^{ae} = \frac{A_A^{ae}}{A_{pA}^{ae}} \cdot f_A^{ae} + \zeta_{str} + \zeta_{exp} + 1 \quad (A8.3)$$

où A_A^{ae} est la surface mouillée par l'air à l'intérieur du volume aileté (également surface d'échange), A_{pA}^{ae} la section de passage de l'air pour l'ensemble des ailettes.

La valeur de X_A^{ae} permet d'évaluer le nombre de Nusselt pour l'écoulement de l'air par :

$$Nu_A^{ae} = \frac{h_A^{ae} \cdot d_A^{ae}}{\lambda_A} = St \cdot Pr \cdot Re = X_A^{ae} \cdot (Pr_A^{ae})^{1/3} \cdot Re_A^{ae} \quad (A8.4)$$

et par suite la demi-conductance de l'échangeur pour la surface ailetée :

$$K_A^{ae} = h_A \cdot A_A^{ae} = X_A^{ae} \cdot Pr^{1/3} \cdot \lambda \frac{A_A^{ae}}{d_A^{ae}} \cdot Re_A^{ae} \cdot A_A^{ae} \quad (A8.5)$$

L'ouvrage [121] présente également des courbes de référence similaires, plus générales, concernant l'écoulement et les transferts thermiques convectifs à l'intérieur des tubes. Cette fois il convient de distinguer l'expression du coefficient de frottement selon le régime d'écoulement: laminaire, turbulent et intermédiaire (souvent appelé "transitoire"), et procéder de manière analogue pour le coefficient thermique $X_K = St \cdot Pr^{2/3}$. La distinction des différents types d'écoulements à partir des seuls graphes serait hasardeuse. Pour déterminer des corrélations convenables, on a donc déterminé empiriquement, à partir des courbes de références, des valeurs seuils du nombre de Reynolds correspondant à des changement de tendance du comportement des grandeurs f_K^{ae} et X_K^{ae} .

Pour des écoulements laminaires :

$$f_{K\ lam}^{ae} = \kappa_{f\ K\ lam}^{ae} \cdot (Re_K^{ae})^{\beta_{f\ K\ lam}^{ae}}, \text{ si } Re_K^{ae} \leq Re_{lam\ f}^{ae} \quad (A8.6)$$

où Re_K^{ae} est le nombre de Reynolds de l'écoulement du fluide réfrigérant à l'intérieur des tubes de l'aérotherme.

$$X_{K\ lam}^{ae} = \kappa_{X\ K}^{ae} \cdot (Re_K^{ae})^{\beta_{X\ K}^{ae}} \text{ si } Re_{liq}^{ae} \leq Re_{lam\ X}^{ae} \quad (A8.7)$$

Pour des écoulement turbulents :

$$f_{K\ tur}^{ae} = \kappa_{f\ K\ tur}^{ae} \cdot (Re_K^{ae})^{\beta_{f\ K\ tur}^{ae}}, \text{ si } Re_{liq}^{ae} > Re_{tur\ f}^{ae} \quad (A8.8)$$

$$X_{K\ tur}^{ae} = \kappa_{X\ K\ tur}^{ae} \cdot (Re_K^{ae})^{\beta_{X\ K\ tur}^{ae}} \text{ si } Re_K^{ae} > Re_{tur\ X}^{ae} \quad (A8.9)$$

Pour les écoulements intermédiaire (transitoires) entre laminaire et turbulent, une formulation utilisant la fonction tangente hyperbolique, construite à partir des précédentes donne des résultats satisfaisant au regard des courbes de référence:

Un coefficient définit l'écart du régime transitoire au régime turbulent, établi empiriquement de sorte que les courbes calculées et les courbes expérimentales soient jugées suffisamment proches, pour le type d'échangeurs considéré:

$$\varphi_{tur}^f = 0,5 \cdot \left(1 + \tanh \left(\frac{(Re_K^{ae} - 4225) \cdot 4,8}{8000 - 2000} \right) \right) \quad (A8.10)$$

Ce coefficient a une valeur proche de 1 pour les écoulements turbulent, et proche de 0 pour les écoulements laminaires, et finalement le coefficient de frottement est calculé avec une seule formule pour tout type d'écoulement, ici donné avec les valeurs numériques des coefficients :

$$f_K^{ae} = 8,31764 \cdot Re_K^{ae(-0,898248597)} \cdot (1 - \varphi_{tur}^f) + 0,04808 \cdot Re_K^{ae(-0,205263255)} \cdot \varphi_{tur}^f \quad (A8.11)$$

Il est procédé de même pour la détermination du coefficient de convection

$$\varphi_{tur}^X = 0,5 \cdot \left(1 + \tanh \left(\frac{(Re_K^{ae} - 4750) \cdot 4,8}{(6000 - 2000)} \right) \right) \quad (A8.12)$$

Et le coefficient thermique X_K^{ae} est déterminé dans tous les cas d'écoulements par :

$$X_K^{ae} = (1,1995 \cdot Re_K^{ae(1-0,802608898)} \cdot (1 - \varphi_{tur}^X) + 0,01081 \cdot Re_K^{ae(1-0,137498115)} \cdot \varphi_{tur}^X) \quad (A8.13)$$

En prenant en compte des coefficients (forfaitaires) de striction à l'entrée du réseau tubulaire et d'expansion à la sortie, le coefficient de pertes de charge du liquide réfrigérant à travers l'aérotherme est déterminé par:

$$\zeta_K^{ae} = \frac{A_K^{ae}}{A_{pK}^{ae}} \cdot f_K^{ae} + \zeta_{str} + \zeta_{exp} \quad (A8.14)$$

où A_K^{ae} est la surface mouillée par le fluide à l'intérieur du tube (également surface d'échange), A_{pK}^{ae} la section transversale de passage du liquide dans les tubes.

et la demi-conductance de l'aérotherme:

$$K_K^{ae} = h_K \cdot A_K^{ae} = \frac{X_K^{ae} \cdot Pr^{1/3} \cdot \lambda_K^{ae}}{d_K^{ae}} \cdot Re_K^{ae} \cdot A_K^{ae} \quad (A8.15)$$

Par suite la conductance totale de l'aérotherme est évaluée par :

$$K^{ae} = \frac{1}{\frac{1}{K_A^{ae}} + R_{Th}^{paroi} + R_{Th}^{encr.} + \frac{1}{K_K^{ae}}} \quad (A8.16)$$

Avec R_{Th}^{paroi} la résistance thermique de paroi et $R_{Th}^{encr.}$ la résistance thermique due à l'encrassement¹² de l'échangeur.

12 Mentionné à titre indicatif : dans les travaux présentés il n'en est pas tenu compte

A9 Caractérisation hydraulique d'un champ de captage solaire.

Le raccordement du champ de captage au réservoir de stockage comportera environ 5 mètres aller de canalisation isolée thermiquement de diamètre 150 mm (intérieur) et 5 mètres retour. Le collecteur du champ de captage (SAED) est dimensionné sur la base d'un nombre de tubes sous vide nus, utilisant un procédé de caloducs innovants [159] [160] permettant le transfert thermique à travers la paroi de conduites cylindriques simples avec de faibles pertes de charge. Des conduites centrales (diamètres 150mm) partent 8 branches de captage disposées en parallèle de diamètre 54,5 mm (intérieur), isolées, à raison d'une longueur de 0,08 m par tube nu. Dans l'éventualité d'ajout de réflecteurs paraboliques hybrides (renforçateurs optiques), l'auteur considère un coefficient de concentration géométrique de $C_g = 2,5$, soit un encombrement d'autant plus élevé pour chaque tube. Chaque branche est organisée sur deux rangs espacés de 5 m et comporte donc deux coudes à son extrémité, ainsi qu'une lyre de dilatation tous les 24 m, chacune composée de 4 coudes à 90° pour un empattement de 1,5 m, soit une longueur développées de 2,36 m. On suppose également que trois coudes sont nécessaire pour raccorder chaque collecteur central (aller et retour) au réservoir. Le caloporteur utilisé est de l'eau traitée pour minimiser les problèmes de corrosion et d'encrassement.

La longueur de conduite des branches de collection est évalué simplement:

Dans le cas de tubes sans renforcement optique:

$$L_{bra\ brute} = 0,08 \cdot N_{tubes} \quad (A9.1)$$

Dans le cas de tubes sans renforcement optique:

$$L_{bra\ brute} = 0,08 \cdot C_g \cdot N_{tubes} \quad (A9.2)$$

le nombre de lyre par branche aller-retour:

$$N_{lyres} = 2 \left(1 + E \left[\frac{L_{bra\ brut}}{2 \cdot 24 \cdot N_{bra}} \right] \right); E \text{ étant la fonction partie entière} \quad (A9.3)$$

la longueur totale par branche au diamètre 54:

$$L_{bra} = 0,8 \cdot N_{tubes} + 2,35 \cdot N_{lyre} + 5 \quad (A9.4)$$

Le nombre de Reynolds dans chaque branche dépend du débit massique total, du nombre de branches, de la viscosité et du diamètre de conduite permet dans un premier temps de déterminer le type d'écoulement:

$$Re_{br} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{rec} / N_{bra}}{N_{br} \cdot \mu \cdot \pi \cdot D_{54}} \quad (A9.5)$$

Si $Re < 2000$, l'écoulement est laminaire et le coefficient de pertes de charge régulières est évalué par la loi de Poiseuille :

$$\lambda_{lam} = \frac{64}{Re_{br}} \quad (A9.6)$$

Si $Re > 4000$, l'écoulement est turbulent et le coefficient de pertes de charge régulières est évalué :

Dans une première approche par la formule de Darcy-Wiesbach:

A9 Caractérisation hydraulique d'un champ de captage solaire.

$$\lambda_{turb\ 0} = \left(-2 \cdot \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,71 \cdot D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right)^{-2} \quad (A9.7)$$

où ε est la rugosité relative de la conduite considérée, quotient de la rugosité dimensionnelle et du diamètre hydraulique.

Une valeur plus fine est obtenue par la formule de Colebrook, auto-convergente par approximations successives:

$$\lambda_{turb} = \left(-2 \cdot \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,71 \cdot D} + \frac{2,51}{Re \cdot \lambda_{turb}^{0,5}} \right) \right)^{-2} \quad (A9.8)$$

Lorsque $2000 < Re < 4000$ l'écoulement est dit transitoire. Il n'y a pas de corrélation permettant de déterminer précisément la perte de charge. Une méthode couramment utilisée est de l'évaluer en fonction du résultat des évaluations en écoulement laminaire () et turbulent (), au prorata du nombre de Reynolds:

$$\lambda_{tran} = \frac{(Re - 2000) \cdot \lambda_{lam} + (4000 - Re) \cdot \lambda_{turb}}{2000} \quad (A9.9)$$

Le facteur de pertes régulières de chaque branche est:

$$\zeta_{br} = \frac{\lambda_{br} \cdot l_{br}}{D_{54}} \quad (A9.10)$$

Il est procédé de même pour la conduite au diamètre 150 mm: sont évalués:

Il existe des méthodes (corrélations) élaborées pour traiter les branches hydrauliques parallèles [161] connectées à une conduite centrale. Une méthode simplifiée est utilisée ici, en évaluant la longueur moyenne de conduite au diamètre 150 depuis le réservoir de stockage et chaque branche:

$$\overline{L}_{D150} = 2 \cdot 5 + (N_{br} - 1) \cdot 5 \quad (A9.11)$$

Puis en considérant que cette longueur est parcourue par la somme des débits de toutes les branches.

Le nombre de Reynolds dans le collecteur central s'exprime:

$$Re_{col} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{rec}}{\mu \cdot \pi \cdot D_{150}} \quad (A9.12)$$

Le coefficient de pertes de charge régulières du collecteur central est évalué à partir des mêmes corrélations de Poiseuille et de Colebrook.

Le facteur de pertes régulières du collecteur central est:

$$\zeta_{col} = \frac{\lambda_{col} \cdot l_{col}}{D_{150}} \quad (A9.13)$$

En addition des pertes régulières il y a lieu de considérer des coefficients de pertes correspondant aux singularités. Les modèles de pertes singulières peuvent être assez complexes [161], plus simplement sont comptabilisés ici des coefficients forfaitaires (constants):

A9 Caractérisation hydraulique d'un champ de captage solaire.

Pour chaque coude: $\xi_{coude} = 1,5$

Pour une lyre de dilatation: $\xi_{lyre} = 2,5$

Pour chaque retour de branche sur le collecteur central le coefficient de pertes est approché conformément à la formule de Borda-Carnot:

$$\xi_{retour} = 1 - (D_{50}/D_{150})^4 \quad (A9.14)$$

A la sortie du parc de captage, il est considéré que toute l'énergie cinétique du fluide est dissipée dans le réservoir de stockage, pour un piquage simple (sans diffuseur) cela correspond à un coefficient de pertes de charge unitaire: $\xi_{st} = 1$

Les rétrécissements de section, depuis le réservoir de stockage vers le collecteur central, puis du collecteur vers chacune des branches parallèles sont des également générateurs de pertes de charge. Il est toutefois connu que les singularités de ce type sont de moindre influence en comparaison des autres singularités déjà prise en compte ici, aussi elles ont été négligées.

Compte tenu des considérations faites ci-avant la perte de pressions totale, supposée identique dans chacune des branche parallèle de captage s'exprime:

$$\Delta P_{br} = (\zeta_{br} + N_{lyres} \cdot \xi_{lyre} + 2 \cdot \xi_{coude} + \xi_{retour}) \cdot \frac{\dot{m}_{rec}}{N_{br} \cdot \rho_H} \quad (A9.15)$$

Et la perte de pression occasionnée par le collecteur central s'exprime:

$$\Delta P_{col} = (\zeta_{col} + 3 \cdot \xi_{coude} + 1) \cdot \frac{\dot{m}_{rec}}{\rho_H} \quad (A9.16)$$

La chute de pression totale qui doit être compensée par la pompe d'alimentation – notons au passage que les singularités dues à la pompe elle-même ne sont pas prise en compte – est la somme:

$$\Delta P_{rec} = \Delta P_{br} + \Delta P_{col} \quad (A9.17)$$

Et la puissance hydraulique de pompage s'exprime:

$$\dot{W}_{ph\ rec} = \frac{\Delta P_{rec} \cdot \dot{m}_{rec}}{\rho_H} \quad (A9.18)$$

Factorisons (A9.18) par le cube du débit massique, en utilisant les expressions (A9.15) et (A9.16)) :

$$\dot{W}_{ph\ rec} = \left(\frac{\zeta_{br} + N_{lyres} \cdot \xi_{lyre} + 2 \cdot \xi_{coude} + \xi_{retourrec}}{N_{br} \cdot \rho_H} + \frac{\zeta_{col} + 3 \cdot \xi_{coude} + 1_{rec}}{\rho_H} \right) \cdot \dot{m}_{rec}^3 \quad (A9.19)$$

Cette expression fait apparaître un facteur de puissance hydraulique de pompage κ_{rec} :

$$\kappa_{rec} = \frac{\zeta_{br} + N_{lyres} \cdot \xi_{lyre} + 2 \cdot \xi_{coude} + \xi_{retourrec}}{N_{br} \cdot \rho_H} + \frac{\zeta_{col} + 3 \cdot \xi_{coude} + 1_{rec}}{\rho_H} \quad (A9.20)$$

Ce facteur de puissance permet de réduire l'expression de la puissance hydraulique à une formule compacte (5.20).

Pour les champs de captage modélisé dans les études présentées, ce facteur de puissance

A9 Caractérisation hydraulique d'un champ de captage solaire.

est en réalité peu variable. La valeur constante dont il est question en 5.2.4 est évaluée en moyenne pour l'installation de captage solaire ci-avant décrite, comme une valeur moyenne pour des débits allant de 1 à 5 kg/s d'eau.

Résumé

En ce début de millénaire 1,4 Milliard d'humains, parmi les plus démunis de la planète, vivent dans des sites isolés et ne bénéficient pas de réseaux de distribution d'énergie. Leur besoin en électricité est modeste, mais important en terme d'usages : accès aux soins médicaux et à l'instruction, communication, développement d'économies locales. C'est face à ce constat que Schneider Electric Industries relève, depuis 2009, le défi de concevoir et réaliser des micro-centrales solaires thermodynamiques, concurrentielles à d'autres solutions, pour fournir à ces populations une énergie électrique fiable et respectueuse de l'environnement. Inscrit dans le cadre de ce projet, le présent travail – réalisé en Cifre – est séquencé par l'évolution industrielle du projet.

Dans un premier temps, un État de l'Art, étendu à une analyse de détail, a contribué à privilégier certains choix technologiques : Capteurs solaires à concentration, stockage thermique à chaleur sensible et moteur de Stirling.

Dans un second temps, une étude thermodynamique préliminaire a permis d'évaluer le dimensionnement d'éléments clefs du système : Champ de captage solaire et stockage thermique. En complément une étude de sensibilité paramétrique du dimensionnement et des performances à divers facteurs de pertes énergétiques a souligné les points durs techniques et participé à l'orientation des travaux de conception.

Enfin, l'analyse exergétique de fonctionnement de capteurs solaires et d'un moteur de Stirling en régimes dynamiques stationnaires proposent des bases pour l'optimisation de contrôle et commande, visant à accroître les performances énergétiques du système et favoriser sa viabilité thermoéconomique.

Mots-clefs : Thermodynamique, Analyse Système Globale, Captage solaire thermique, Moteur Stirling, Optimisation dynamique, Exergie

Contribution to the design and thermodynamical optimization of a solar thermo-electric micro power plant

Abstract

As a new millennium begins, 1.4 Billion people worldwide earn less than 2 dollars daily and have no access to the power grid. The need of electric power of these people represent small energy amounts but is very important regarding to the usage: access to healthcare and education, communication, local economic development. In response to this situation, since 2009, Schneider Electric Industries takes up the challenge to design and realize micro solar power plants, competitive with other solutions, to supply these people with reliable and environment-friendly electricity. Dealing with this project, this work has been realized under contract, so it follows the development sequence of the industrial project.

The first part is a State of the Art of the actual solar thermodynamical technologies. This task is extended to a qualitative evaluation of various technologies, as a contribution to select adapted technologies: concentrating solar thermal receivers, sensible heat thermal storage and Stirling engine.

The second step is a preliminary thermodynamics analysis of the whole system, that allowed to evaluate key features: The size of the solar receivers area, the thermal storage volume, and overall energy performance. This task is stretched by a sensitivity analysis of the sizing and performances, according to various energy losses parameters, that shows the technical hard spots of the design.

Finally, an exergy-based dynamical analysis of stationary operating solar receivers and Stirling engines leads to a proposition of basis methods and criteria for the optimal control of power, in order to maximize the energy performances of the system and to enhance its competitiveness.

Keywords : Thermodynamics, Whole System Analysis , Solar thermal receiving, Stirling engine, Dynamical Optimization, Exergy