



**HAL**  
open science

# Étude expérimentale d'une installation de micro-cogénération solaire couplant un concentrateur cylindro-parabolique et un moteur à cycle de Hirn

Jean-Louis Bouvier

► **To cite this version:**

Jean-Louis Bouvier. Étude expérimentale d'une installation de micro-cogénération solaire couplant un concentrateur cylindro-parabolique et un moteur à cycle de Hirn. Thermique [physics.class-ph]. Université de La Rochelle, 2014. Français. NNT : 2014LAROS031 . tel-01268148

**HAL Id: tel-01268148**

**<https://theses.hal.science/tel-01268148>**

Submitted on 20 Sep 2016

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

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



**UNIVERSITÉ DE LA ROCHELLE**

*ÉCOLE DOCTORALE SCIENCES ET INGÉNIERIE EN MATÉRIAUX, MÉCANIQUE,  
ÉNERGÉTIQUE ET AÉRONAUTIQUE (SI-MMEA)*

**LABORATOIRE DES SCIENCES DE L'INGÉNIEUR  
POUR L'ENVIRONNEMENT (LASIE)**

**THÈSE** présentée par :

**Jean-Louis BOUVIER**

soutenue le **2 décembre 2014**

pour obtenir le grade de **Docteur de l'Université de La Rochelle**

Discipline : **ÉNERGÉTIQUE ET THERMIQUE**

**Étude expérimentale d'une installation de  
micro-cogénération solaire couplant un concentrateur  
cylindro-parabolique et un moteur à cycle de Hirn**

**JURY :**

**Christophe MENEZO**  
**Michel FEIDT**  
**Gilles FLAMANT**  
**Francis ALLARD**  
**Thiébaut KIENZ**  
**Vincent LEMORT**  
**Ghislain MICHAUX**  
**Patrick SALAGNAC**

Professeur, Université de Savoie, Président du jury  
Professeur, Université de Lorraine, Rapporteur  
Directeur de recherche CNRS-PROMES, Rapporteur  
Professeur, Université de La Rochelle, Examineur  
Directeur recherche, Exoès, Examineur  
Maître de conférences, Université de Liège, Examineur  
Maître de conférences, Université de La Rochelle, Co-encadrant  
Professeur, Université de La Rochelle, Directeur de thèse



À mes parents

Cela avait-il de l'importance, se demanda-t-elle en marchant vers Bond Street, cela avait-il de l'importance ...  
Virginia Woolf, Mrs Dalloway



# Résumé - Abstract

## Résumé

L'objectif de cette thèse est d'étudier expérimentalement les performances énergétiques d'une installation de micro-cogénération solaire. Le prototype réalisé est constitué d'un concentrateur cylindro-parabolique associé à un moteur à vapeur fonctionnant suivant un cycle de Hirn (Rankine avec surchauffe). Les originalités de ce projet sont l'utilisation de l'énergie solaire, renouvelable et inépuisable mais intermittente, la génération directe de vapeur au sein d'un concentrateur de taille réduite (46,5 m<sup>2</sup>), le système de suivi solaire sur deux axes et le couplage à un moteur à piston non lubrifié.

La première partie de l'étude porte sur le concentrateur seul. Son fonctionnement est étudié sur deux journées types (ensoleillée et nuageuse) et son rendement thermique est évalué. La dynamique du système est également abordée notamment par l'étude de sa réponse à des perturbations. Une régulation de type boucle ouverte a été mise en place et validée.

La seconde partie concerne la caractérisation du moteur seul. Des essais ont été menés avec une puissance de source chaude stable puis variable. À partir des résultats obtenus, un modèle empirique est développé, puis exploité dans le cadre d'une étude paramétrique du moteur. Cette étude montre l'influence importante du ratio de pression et de la vitesse de rotation sur le rendement.

Dans la dernière partie, les performances globales (rendement, puissances électrique et thermique produites) du micro-cogénérateur sont évaluées. Des essais à pression et à vitesse régulées sont présentés. À partir de cartographies de fonctionnement réalisées à l'aide d'un modèle empirique, une régulation basée sur l'utilisation d'un by-pass est alors mise en place, puis testée.

Mots clés : micro-cogénération, énergie solaire thermique, concentrateur cylindro-parabolique, expérimentation, génération directe de vapeur, moteur à vapeur, cycle de Rankine, cycle de Hirn, bâtiment.

## Abstract

The objective of this thesis is the experimental study of the energy performances of a micro combined solar heat and power (micro-CHP) unit. The prototype is composed of a solar parabolic trough collector coupled to a Hirn (superheated Rankine) cycle engine. The originalities of this project are the use of solar energy which is renewable and inexhaustible but intermittent, the direct steam generation with a reduced size parabolic trough collector (46.5 m<sup>2</sup>), the two axis tracking system and the coupling with an oil-free reciprocating steam engine.

The first part of this study is focussed on the solar collector. Thermal performances under sunny and cloudy conditions are presented and the thermal efficiency is evaluated. The system dynamic is also investigated through the characterization of the inertia as well as a study of its response to perturbations. Then a control strategy is set up and validated.

The second part deals with the characterization of the engine. Tests have been performed with a stable and variable heat source power. From these tests, an empirical model has been developed and used in a parametrical study. This study shows the significant influence of the pressure ratio and of the rotational speed on the efficiency of the engine.

In the last part, global performances (efficiency, output thermal and electrical powers) of the entire micro-CHP unit are evaluated. Tests with controlled pressure and speed are presented. From operating maps established from an empirical model, a control strategy based on the use of a by-pass is set up and tested.

Keywords : micro combined heat and power (micro-CHP), solar thermal energy, parabolic trough collector, experimentation, direct steam generation, small-scale system, steam engine, Rankine cycle, Hirn cycle, buildings.



# Remerciements

Cette thèse de doctorat a été menée au sein du laboratoire LaSIE à l'université de La Rochelle. En convention Cifre à l'entreprise Exoès, elle a également été soutenue par la Région Poitou-Charentes, le FEDER et l'ANRT à qui j'adresse ma plus grande reconnaissance.

Je tiens tout d'abord à remercier Patrick Salagnac et Ghislain Michaux d'avoir initié ce projet et assuré avec rigueur et bienveillance la direction de mon travail de thèse au cours de ces trois années.

J'exprime toute ma gratitude à Christophe Menezo pour m'avoir fait l'honneur d'être Président du jury lors de ma soutenance, à Michel Feidt et Gilles Flamant pour avoir rapporté ce travail et formulé des remarques constructives qui m'ont permis de l'améliorer, à Francis Allard, Thiébaud Kientz et Vincent Lemort pour avoir, malgré leur emploi du temps très chargé et la distance pour certains, accepté d'examiner mes travaux.

Je tiens ensuite à remercier le laboratoire LaSIE (anciennement LEPTIAB) dirigé par Francis Allard puis Karim Aït-Mokhtar de m'avoir accueilli. Je remercie également tout le personnel administratif et technique du laboratoire et de l'université pour leur aide. Merci aussi à Bastien et Rémi qui m'ont apporté leur aide précieuse pour le montage du prototype.

J'adresse également mes plus sincères remerciements à toute l'équipe d'Exoès. À Rémi et Arnaud pour m'avoir fait confiance, à Thiebaut pour m'avoir supervisé avec professionnalisme et douceur, à Nathalie P. pour son soutien et ces fous rires et à Antoine, Émilien, Vincent, Basile, Édouard, Julien et Nathalie N. pour leur aide, leurs conseils, leur bonne humeur tout au long de cette thèse. Ces quelques mois passés à Bordeaux fin 2011 et mes autres visites notamment pour des formations, team-building et divers heureux événements resteront inoubliables !

Un grand merci aussi à Exosun et en particulier à François, Loïc, Jonathan, Aymeric et Dominique qui ont participé activement à ce travail de thèse !

Je tiens également à remercier chaleureusement les doctorants et nouveaux docteurs du LaSIE, en particulier mes collègues du bureau 150A. Merci pour ces voyages immobiles en Afrique, Moyen-Orient, Asie ! Merci pour ces débats, pour votre soutien et pour m'avoir supporté 3 ans ! Merci Alex (pour tes réponses, c'est bien ça non ?), Malek ("Bon les bonbons"), Kevin ("Rires"), Lisa ("Sourires"), Rayan ("La vie est belle, la vie en rose" et "Quand même") ainsi que Mireille ("Demain j'arrête") et Nissrine (Notre Commident) qui sont parties bien vite ! Un grand "Whouhou" !

Mille mercis aussi aux autres doctorants et nouveaux docteurs, Adrien, Serge et Salah pour ces sorties surf et soirées jeux, Rémi pour ces potins échangés, et aussi merci à Adrien D., les Antoine D. M. S., Ahmad, Axel, Aubin, Brice, Laurent, Marina, Pierre, Thomas, Valérian, Vincent, Yacine et ceux et celles que j'aurais pu oublier, pour votre bonne humeur.

Je tiens aussi à remercier mes amis de La Rochelle (Mumu, Anaïs...), et d'ailleurs (Alizée, Antoine, Betty, Jean, Fanny, Marie, Morgane, Sophie, Céline ...) et ceux qui ne sont plus là, pour avoir su comprendre mes absences et m'avoir épaulé, et écouté et écouté et écouté !

Enfin merci à mes parents qui ont cru en moi et qui m'ont soutenu jusque là, merci aussi à Sophie pour ses rires et à Lætitia qui a toujours su être là vraiment ! Enfin, les derniers mots de ce manuscrit iront à Damien, qui m'a tant donné au cours de ces années.



# Table des matières

<b>Résumé - Abstract</b>	<b>i</b>
<b>Remerciements</b>	<b>iii</b>
<b>Nomenclature</b>	<b>ix</b>
<b>Introduction générale</b>	<b>1</b>
<b>1 État de l'art : Micro-cogénération solaire</b>	<b>3</b>
1.1 Introduction	3
1.2 Généralités	3
1.2.1 Définition	3
1.2.2 La cogénération dans le monde	4
1.3 Sources d'énergie possibles en cogénération	5
1.4 Le solaire thermodynamique	5
1.5 Exemples de systèmes de micro-cogénération	6
1.5.1 Énergie solaire - Thermodynamique	6
1.5.2 Énergie solaire - Technologie hybride photovoltaïque-thermique : PVT	6
1.5.3 Autres sources d'énergie	7
1.6 Systèmes de conversion solaire thermique à concentration	7
1.6.1 Les différentes filières	8
1.6.2 Concentrateur cylindro-parabolique	9
1.7 Systèmes de conversion thermomécanique ou thermoélectrique	12
1.7.1 Vision d'ensemble	12
1.7.2 Vocabulaire	12
1.7.3 Cycles adaptés à la micro-cogénération	12
1.7.4 Fluides utilisés pour un cycle de Hirn ou de Rankine	17
1.7.5 Expanseurs pour un cycle de Hirn ou de Rankine	20
1.8 Caractérisation des éléments du système	23
1.9 Caractérisation d'un concentrateur solaire	23
1.9.1 Choix du type de caractérisation pour le concentrateur	23
1.9.2 Caractérisation semi-empirique	24
1.9.3 Caractérisation couplée selon la norme EN 12975	25
1.9.4 Caractérisation couplée de concentrateurs cylindro-paraboliques hors EN 12975	27
1.9.5 Caractérisation découplée de concentrateurs cylindro-paraboliques	28
1.9.6 Influence de la température extérieure et de la vitesse du vent	31
1.10 Caractérisation d'un moteur à vapeur	32
1.10.1 Choix du type de caractérisation pour le moteur	32
1.10.2 Caractérisation empirique	36
1.11 Conclusion du chapitre	38
<b>2 Prototype expérimental : Micosol</b>	<b>39</b>
2.1 Introduction	39
2.2 Description des éléments	39
2.2.1 Étapes de construction	40
2.2.2 Concentrateur cylindro-parabolique	41
2.2.3 Moteur	42

2.2.4	Skid - Système hydraulique	44
2.2.5	Boucle de refroidissement	46
2.2.6	Surchauffeur	46
2.3	Actionneurs	46
2.4	Contrôle/commande	47
2.5	Instrumentation	47
2.5.1	Capteurs	48
2.5.2	Analyse des incertitudes de mesure	49
2.6	Conclusion du chapitre	52
<b>3</b>	<b>Caractérisation du concentrateur</b>	<b>53</b>
3.1	Introduction	53
3.2	Données météorologiques	53
3.2.1	Température extérieure	54
3.2.2	Vitesse du vent	54
3.2.3	Irradiance directe normale	55
3.3	Méthode d'évaluation du rendement expérimental	58
3.4	Évaluation des pertes thermiques dans la tuyauterie $\Phi_p$	59
3.4.1	Tuyauterie extérieure	59
3.4.2	Tuyauterie intérieure	60
3.5	Étude de deux journées caractéristiques	63
3.5.1	Journée ensoleillée : 24 septembre	63
3.5.2	Journée nuageuse : 10 septembre	65
3.5.3	Consommation électrique	67
3.6	Évaluation du rendement thermique en régime permanent	67
3.6.1	Essais de jour	67
3.6.2	Essais de nuit	69
3.7	Étude de l'impact des conditions extérieures et de fonctionnement	72
3.7.1	Impact des conditions extérieures	72
3.7.2	Impact des conditions de fonctionnement	74
3.8	Amélioration des performances	76
3.8.1	Recalage	76
3.9	Étude de l'impact du suivi	77
3.9.1	Détermination de l'irradiance directe	78
3.9.2	Essai 1 axe : nord/sud	78
3.9.3	Essai 1 axe : est/ouest	79
3.9.4	Comparatif	80
3.10	Caractérisation de l'inertie	81
3.10.1	Constante de temps	81
3.10.2	Capacité thermique effective	82
3.11	Étude de la dynamique du système	85
3.11.1	Échelon sur la température d'entrée du concentrateur	85
3.11.2	Créneau sur la pression au niveau de l'électrovanne	86
3.11.3	Créneau sur le débit en entrée du concentrateur	88
3.11.4	Créneaux sur l'irradiance	89
3.12	Régulation du titre de vapeur en sortie du champ solaire	90
3.12.1	Mise en place	90
3.12.2	Résultats	91
3.13	Conclusion du chapitre	92
<b>4</b>	<b>Caractérisation du moteur</b>	<b>95</b>
4.1	Introduction	95
4.2	Description du banc d'essai	95
4.3	Définition des indicateurs	96
4.4	Étude du fonctionnement	97
4.4.1	Essai stabilisé	97
4.4.2	Variation de la puissance de la chaudière	98
4.5	Identification	100
4.5.1	Établissement d'une corrélation pour le moteur	100

4.5.2	Validation des corrélations à partir de points d'essai . . . . .	100
4.5.3	Validation des corrélations à partir d'un d'essai dynamique . . . . .	106
4.6	Étude paramétrique . . . . .	107
4.6.1	Moteur seul (puissance thermique en entrée du moteur non contrôlée) . . . . .	107
4.6.2	Moteur et évaporateur (puissance thermique en entrée du moteur constante) . . . . .	109
4.7	Conclusion du chapitre . . . . .	111
<b>5</b>	<b>Évaluation des performances énergétiques du micro-cogénérateur</b>	<b>113</b>
5.1	Introduction . . . . .	113
5.2	Définition des indicateurs . . . . .	113
5.3	Évaluation des pertes thermiques . . . . .	117
5.4	Étude du fonctionnement du micro-cogénérateur . . . . .	118
5.4.1	Instrumentation . . . . .	118
5.4.2	Essai à vitesse de rotation régulée . . . . .	119
5.4.3	Essais à pression régulée . . . . .	122
5.4.4	Bilans . . . . .	123
5.5	Détermination de cartographies de fonctionnement . . . . .	126
5.5.1	Modélisation . . . . .	126
5.5.2	Détermination de cartographies de fonctionnement . . . . .	129
5.6	Essais avec le by-pass . . . . .	132
5.7	Couplage avec le bâtiment . . . . .	136
5.8	Conclusion du chapitre . . . . .	137
	<b>Conclusion générale et perspectives</b>	<b>139</b>
	<b>Bibliographie</b>	<b>141</b>
	<b>Annexes</b>	<b>153</b>
	Annexe A : Étapes de construction . . . . .	155
	Annexe B : Choix de l'ordre des corrélations pour le moteur . . . . .	156
	Annexe C : Impact de la surchauffe . . . . .	159
	Annexe D : Vitesse et puissance électrique pour un titre de vapeur en sortie du concentrateur de 0,9 . . . . .	160
	Annexe E : Liste des communications et publications rédigées entre décembre 2012 et septembre 2014 . . . . .	161



# Nomenclature

$a_1$	Coefficient de perte thermique ( $W/m^2K$ )
$a_2$	Coefficient de dépendance à la température du coefficient de perte thermique ( $W/m^2K^2$ )
$A$	Surface d'ouverture ( $m^2$ )
$C$	Capacité thermique effective (en $kJ/K$ )
$D$	Direction ( $^\circ$ )
$FF$	Taux de remplissage (-)
$G_0$	Irradiance extraterrestre ( $W/m^2$ )
$G_b$	Irradiance directe normale ( $W/m^2$ )
$G_d$	Irradiance diffuse sur une surface horizontale ( $W/m^2$ )
$G_h$	Irradiance globale sur une surface horizontale ( $W/m^2$ )
$h$	Enthalpie ( $J/K$ )
$h_c$	Coefficient d'échanges convectifs ( $W/(m^2.K)$ )
$h_r$	Coefficient d'échanges radiatifs ( $W/(m^2.K)$ )
$H_r$	Humidité relative (%)
$k_t$	Indice de clarté (clearness index) (-)
$K$	Facteur d'angle (-)
$K_d$	Fraction diffuse (-)
$\dot{m}$	Débit massique ( $kg/s$ )
$N$	Vitesse de rotation ( $tr/min$ )
$p$	Pression (bar)
$P$	Puissance (W)
$r$	Rayon (m)
$r_p$	Ratio de pression (-)
$R$	Résistance thermique ( $^\circ C/W$ )
$t$	Temps (s)
$T$	Température ( $^\circ C$ )
$T_m^*$	Différence de température réduite ( $K.m^2/W$ ) [CEN 2001]
$V$	Vitesse (m/s)
$V_{TDC}$	Volume mort (Top Dead Center Volume) ( $m^3$ )
$V_{IVC}$	Volume à l'avance fermeture admission (Inlet Valve Closing Volume) ( $m^3$ )
$V_{EVC}$	Volume à l'avance fermeture échappement (Exhaust Valve Closing Volume) ( $m^3$ )
$x$	Titre de vapeur (fraction massique de vapeur) (-)

# Lettres grecques

$\alpha_e$	Angle d'élévation solaire (°)
$\alpha_s$	angle entre le sud et la projection sur un plan horizontal du rayonnement solaire (azimutal) (°)
$\alpha$	Angle entre le sud et la projection horizontale de la normale au capteur solaire considérée (°)
$\epsilon$	Émissivité (-)
$\eta$	Rendement (-)
$\lambda$	Conductivité thermique ( $W/(m.K)$ )
$\Phi$	Puissance (flux) thermique (W)
$\rho$	Masse volumique ( $kg/m^3$ )
$\tau$	Constante de temps (s)
$\theta$	Angle d'incidence (°)
$\theta_z$	Angle entre le rayonnement solaire et la verticale (zénithal) (°)

# Indices

0	Optique
<i>abs</i>	Absorbeur
<i>b</i>	Boucle de refroidissement
<i>bat</i>	Bâtiment
<i>c</i>	Concentrateur
<i>e, el</i>	Électrique
<i>ev</i>	Évaporateur
<i>evap</i>	Évaporation
<i>ex</i>	Échappement
<i>ext</i>	Extérieur
<i>f</i>	Fluide
<i>h</i>	Système hydraulique
<i>int</i>	Intérieur
<i>is</i>	Isentropique
<i>l</i>	Pertes thermiques concentrateur
<i>m</i>	Moyen ou source chaude
<i>mot</i>	Moteur
<i>p</i>	Pertes
<i>r</i>	Rankine
<i>s</i>	Solaire
<i>sol</i>	Solaire
<i>su</i>	Admission
<i>surch</i>	Surchauffe, Surchauffeur
<i>syst</i>	Système de conversion thermoélectrique avec récupération de chaleur
<i>t</i>	Système de suivi
<i>th</i>	Thermique
<i>w</i>	Vent

# Acronymes

ANU	Australian National University (Université nationale australienne)
ATEX	ATmosphères EXplosives
CEA	Commissariat à l'Énergie Atomique et aux énergies alternatives
CEN	Comité Européen de Normalisation
CHP	Combined Heat and Power (Cogénération)
CLO	Courtes Longueurs d'Onde
DISS	Direct Solar Steam (Génération directe de vapeur solaire)
DLR	Deutsches zentrum für Luft-und Raumfahrt, (Agence spatiale allemande)
DNI	Direct Normal Irradiance (Irradiance normale direct) [CEN 2000]
DSG	Direct Steam Generation (Génération directe de vapeur)
FEDER	Fonds Européen de Développement Régional
FF	Filling Factor (Taux de remplissage)
GLO	Grandes Longueurs d'Onde
GUM	Guide to the expression of Uncertainty in Measurement (Guide pour l'expression de l'incertitude de mesure)
IAM	Incidence Angle Modifier (Facteur d'angle)
IEA	International Energy Agency (Agence internationale de l'énergie )
LaSIE	Laboratoire des Sciences de l'Ingénieur pour l'Environnement
MICOSOL	MIcro-COgénératiON SOLAire
NI	National Instruments
NREL	National Renewable Energy Laboratory (Laboratoire national sur les énergies renouvelables)
ORC	Organic Rankine Cycle (Rankine à composé organique)
PID	Proportionnel Intégral Dérivé
PSA	Plataforma Solar de Almeria (Plateforme solaire d'Almeria)
PV	Photovoltaïque
PVD	Physical Vapor Deposition (Dépôt physique en phase vapeur)
PVT	Photovoltaïque-thermique
SEGS	Solar Energy Generating Systems (Systèmes de génération électrique à partir de l'énergie solaire)



# Introduction générale

En France, le secteur du bâtiment est aujourd'hui le plus gros consommateur d'énergie (70 millions de tonnes équivalent pétrole), représentant 43 % de l'énergie totale consommée. Cette consommation énergétique entraîne l'émission de 120 millions de tonnes de CO<sub>2</sub>, représentant 25 % des émissions nationales. Dans un contexte d'économie d'énergie, d'épuisement progressif des ressources fossiles et de réchauffement climatique global, le secteur du bâtiment est donc un secteur clé.

Ce constat est très largement partagé par les autres pays européens. L'Europe et ses États membres se sont mobilisés pour définir un cadre stratégique de lutte contre les évolutions climatiques, et une politique énergétique qui confère au secteur du bâtiment un rôle déterminant. Ces derniers passent notamment par le développement des énergies renouvelables, de la production décentralisée et de l'efficacité énergétique. Ces orientations sont précisées à travers différentes lois et directives. On citera par exemple l'objectif des "trois fois vingt" à l'horizon 2020 : 20 % de réduction des émissions de gaz à effet de serre par rapport à 1990, 20 % d'énergies renouvelables dans la consommation d'énergie finale et une réduction de 20 % de la consommation énergétique.

Par ailleurs, d'autres facteurs incitent au développement de solutions énergétiques décentralisées. On peut, par exemple, citer la sécurité de l'approvisionnement énergétique et la ré-appropriation de la question énergétique par le consommateur final.

La micro-cogénération peut apporter une réponse à ces problématiques. En effet, elle consiste généralement à produire simultanément de la chaleur et de l'électricité et ce, avec une meilleure efficacité qu'une production séparée. Elle est particulièrement adaptée au secteur du bâtiment où ces deux besoins sont prépondérants et concomitants.

La micro-cogénération est un système de production décentralisé qui peut fonctionner à partir de différentes sources d'énergie primaire : fuel ou gaz naturel, hydrogène, bois ou solaire. L'utilisation de sources renouvelables permet de limiter la production de gaz à effet de serre, ainsi que de se rapprocher de deux des objectifs des "trois fois vingt". Le solaire présente, de plus, l'avantage d'être une ressource gratuite et, à l'échelle humaine, inépuisable.

C'est dans ce contexte qu'est né le projet MICOSOL (Micro-COGénération SOLAire), porté par le laboratoire LaSIE, en partenariat avec les entreprises Exoès et Exosun. Il a pour objectif le développement et l'étude d'une installation de micro-cogénération solaire. Ce projet a été financé par la Région Poitou-Charentes et le FEDER (Fonds Européen pour le Développement Régional). Un prototype a été implanté sur le site de l'Université de La Rochelle. Il est constitué d'un concentrateur cylindro-parabolique associé à un moteur à vapeur fonctionnant suivant un cycle de Hirn (Rankine avec surchauffe).

Les originalités de ce prototype sont :

- le suivi solaire selon deux axes
- la génération directe de vapeur au sein d'un concentrateur cylindro-parabolique de taille réduite (46,5 m<sup>2</sup>)
- le couplage à un moteur à vapeur à piston monocylindre non lubrifié

La gamme de puissance envisagée, de l'ordre de 20 kW thermique et 2 kW électrique, permet de répondre aux besoins énergétiques de bâtiments tels que des maisons individuelles ou des petits collectifs, tertiaires et industriels. La chaleur produite couvre une partie des besoins de chauffage et d'eau chaude sanitaire. L'électricité est quant à elle soit utilisée au sein du bâtiment soit injectée sur le réseau.

L'objectif de cette thèse est l'étude des performances de cette installation de micro-cogénération solaire par la caractérisation de ces deux éléments principaux (concentrateur et moteur) et de leur couplage.

Tout d'abord, un état de l'art de la micro-cogénération solaire est proposé dans le **premier chapitre**. Cet état de l'art présente différents exemples de systèmes de micro-cogénération. Il se focalise ensuite sur les systèmes de conversion de l'énergie solaire en énergie thermique, puis de l'énergie thermique en énergie mécanique ou électrique. Enfin, l'objectif étant de caractériser expérimentalement le concentrateur solaire et le moteur, différentes méthodes de caractérisation sont proposées.

Le prototype est ensuite décrit dans le **second chapitre** où les différents éléments le constituant sont présentés ainsi que l'instrumentation et le contrôle-commande associés.

Le **chapitre trois** concerne la caractérisation du concentrateur seul (moteur court-circuité) en adoptant à la fois des approches statique et dynamique. Suite à l'évaluation des pertes thermiques et la validation des mesures météorologiques, le fonctionnement du concentrateur est suivi sur deux journées caractéristiques, l'une ensoleillée, l'autre couverte par intermittence. Le rendement thermique du concentrateur est ensuite évalué à partir d'essais statiques réalisés de jour et de nuit. L'incidence des conditions extérieures et des conditions de fonctionnement sur ce rendement thermique est par la suite analysée. En complément, une étude comparant les différents types de suivi (un axe ou deux axes) est menée dans le but de mettre en évidence l'intérêt du suivi deux axes. La dynamique du système est également abordée à travers la caractérisation de son inertie et l'étude de sa réponse à des perturbations. À partir de l'ensemble des résultats obtenus, la mise en place d'une régulation est proposée.

Dans le **chapitre quatre**, le moteur est caractérisé à partir d'essais réalisés dans les locaux d'Exoès. Ces essais ont été effectués sur le même moteur que celui utilisé sur le prototype Micosol, couplé à une chaudière à granulés de bois. La caractérisation passe par une étude du fonctionnement du moteur pour une puissance de source chaude stable, puis variable. À partir des résultats obtenus, un modèle empirique est développé, puis exploité dans le cadre d'une étude paramétrique du moteur.

Le **chapitre cinq** porte sur l'évaluation des performances énergétiques de l'installation complète après couplage du concentrateur au moteur. Suite à l'introduction et la définition des indicateurs utilisés, des essais à pression et à vitesse régulées sont présentés. Ces essais ont conduit à l'établissement de cartographies de fonctionnement qui permettent de préciser les conditions de fonctionnement du micro-cogénérateur. Une procédure de régulation basée sur l'utilisation d'un by-pass est alors mise en place, puis validée expérimentalement. Enfin, la faisabilité technique du couplage du prototype Micosol au bâtiment est discutée.

# Chapitre 1

## État de l'art : Micro-cogénération solaire

### 1.1 Introduction

Ce chapitre présente un état de l'art de la micro-cogénération solaire. La cogénération consiste en une source d'énergie primaire, un système de conversion et des produits finaux. Après une présentation de la cogénération en générale, les différentes sources d'énergie primaires adaptées à la cogénération sont présentées. Le solaire thermodynamique est ensuite abordé. Des exemples de systèmes de micro-cogénération notamment solaires sont ensuite donnés. Le principe de la micro-cogénération solaire, abordé dans cette thèse, passe par la conversion de l'énergie solaire vers l'énergie thermique puis vers l'énergie mécanique ou électrique. Ces deux transformations font l'objet des parties suivantes. Tout d'abord sont abordés les systèmes de conversion solaire thermique à concentration et plus particulièrement, les concentrateurs cylindro-paraboliques. Ensuite, les systèmes de conversion thermomécanique ou thermoélectrique principalement adaptés aux faibles puissances sont présentés. Enfin, cette thèse étant une évaluation expérimentale, les principes et des exemples de caractérisation de concentrateurs solaires et de moteurs sont exposés.

### 1.2 Généralités

#### 1.2.1 Définition

Le Larousse [Larousse 2013] donne la définition suivante de la cogénération : "*nom féminin, (Électricité), Production simultanée, à partir d'un seul combustible et dans une installation unique, de chaleur et d'énergie mécanique, cette dernière étant convertie en électricité au travers d'alternateurs*".

Même si généralement la cogénération est considérée comme la production de chaleur et d'électricité, la définition du Larousse peut être étendue car la source primaire n'est pas forcément un combustible et la production n'est pas nécessairement de la chaleur et de l'électricité (figure 1.1). Lorsque le nombre de produits augmente, on parle alors de trigénération pour trois produits [Calise 2012] [Feidt 2013a] puis de polygénération [Serra 2009]. La trigénération ajoute souvent la production de froid ou d'eau potable.

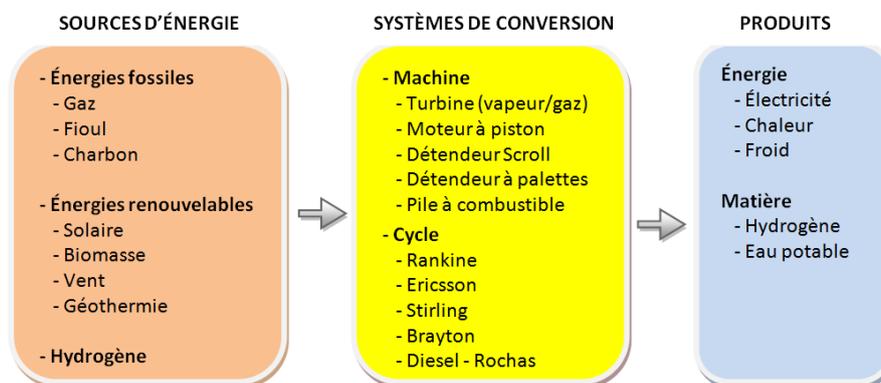


FIGURE 1.1 – Principe de la cogénération (liste non exhaustive)

La micro-cogénération s'entend en Europe pour une puissance électrique allant jusqu'à 50 kW et la mini-cogénération jusqu'à 250 kW [Coprotec 2011].

L'intérêt de la cogénération est d'atteindre des rendements énergétique (figure 1.2) et exergetique supérieurs à ceux des installations classiques de production de chaleur ou d'électricité. En effet, le rendement exergetique d'une chaudière à gaz est inférieur à 20 % pour de la production d'eau chaude à 60°C et est inférieur à 10 % pour du chauffage (avec une température intérieure de 20°C et extérieure de 0°C) [Feidt 2013b].

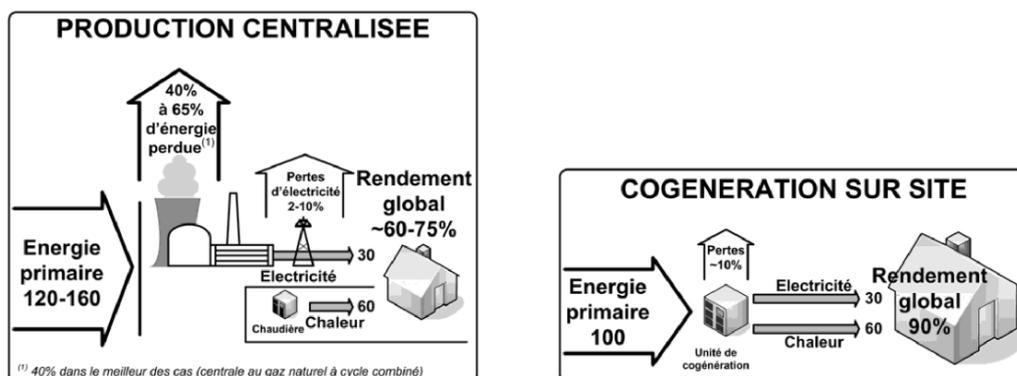


FIGURE 1.2 – Comparaison énergétique entre production centralisée et cogénération [Boudellal 2010]

Le rendement énergétique d'une centrale de production d'électricité est compris entre 33 et 40 % en moyenne (table 1.1) sans tenir compte des pertes en ligne (distribution). Les 60 à 67 % restant sont rejetés sous forme de chaleur qui pourrait être récupérée.

Type de centrale	Rendement moyen
Charbon	34 %
Gaz naturel	40 %
Pétrole	37 %
Nucléaire	≈ 33 %

TABLE 1.1 – Rendement des centrales électriques [IEA 2009b] [Boudellal 2010]

## 1.2.2 La cogénération dans le monde

Dans certains pays nordiques (Finlande, Danemark) la cogénération représente entre 35 % et 55 % de l'électricité produite, dans l'Union Européenne 11 %, et moins de 5 % en France (figure 1.3) [Européen 2002] [IEA 2009a]. Une centrale fonctionnant en cogénération demande la construction d'un réseau de chaleur adéquat et donc une certaine proximité avec les habitations, ce qui est difficilement compatible avec l'énergie nucléaire. Le taux de raccordement aux réseaux de chaleur est de 60 % au Danemark contre 6 % en France (pour les besoins en chaleur des bâtiments résidentiels et tertiaires) [Dév. durable 2013]. La cogénération a donc un fort potentiel de développement en France.

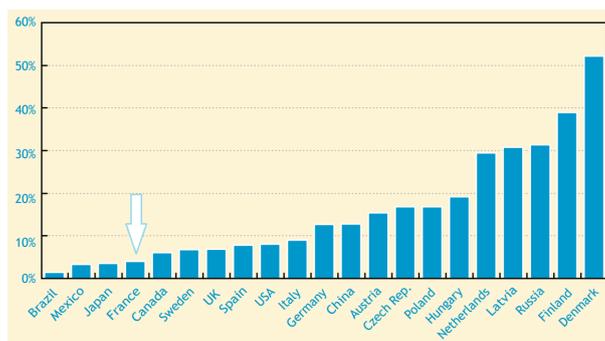


FIGURE 1.3 – Part de la cogénération dans la production totale d'électricité par pays, dont la France [IEA 2009a]

### 1.3 Sources d'énergie possibles en cogénération

Il est possible de faire de la cogénération avec des combustibles fossiles, de l'énergie renouvelable (soleil ou biomasse par exemple), de l'hydrogène, des déchets et des rejets thermiques.

Certaines études montrent la faisabilité de la cogénération appliquée aux centrales nucléaires en Finlande [Bergroth 2010] et en France [Safa 2012]. Concernant la cogénération fonctionnant avec des combustibles fossiles (gaz, fioul, charbon) ou de biomasse, les études sont plus nombreuses [Fast 2010], [Wahlund 2002], [Ghosh 2006], [Rosén 2009], [Misa 2007] et traitent d'optimisation et de rentabilité pour ces applications.

La figure 1.4 montre le type d'énergie primaire employé pour la cogénération en France. Les résidus (déchets) et le gaz sont les sources principales d'énergie primaire. On remarque que les centrales de cogénération fonctionnant avec des résidus ont un rapport électricité/chaaleur plus faible que pour le gaz. Cela s'explique par le fait que ce rapport, lié au cycle thermodynamique utilisé, est plus élevé pour des turbines à gaz que pour des turbines à vapeur (0,55 à 0,95 pour le gaz contre 0,45 pour la vapeur) [Européen 2004].

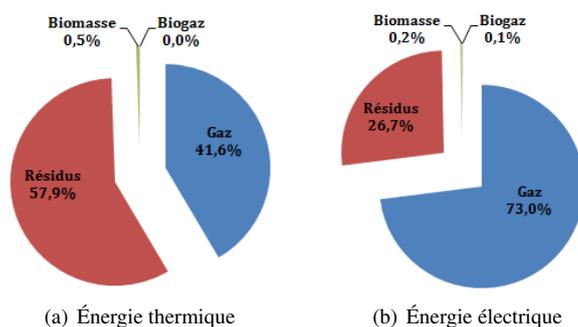


FIGURE 1.4 – Sources d'énergie primaires pour la cogénération en France exprimées en pourcentage de la production totale d'énergie thermique (a) ou électrique (b) [Dév. durable 2010]

En France, les réseaux de chaleur des villes de Rennes, Blois et Créteil sont par exemple alimentés par de la cogénération à base de déchets. Par ailleurs, de grands sites industriels ayant un besoin de chaleur utilisent aussi la cogénération "en interne", par exemple Rhône-Poulenc (40 MW), Pêchiney (90 MW), Total (400 MW) [Schneider-Electric 1999].

### 1.4 Le solaire thermodynamique

Le solaire thermodynamique consiste en la production de chaleur et/ou d'électricité d'origine solaire par voie thermodynamique [ADEME 2011].

Le principe de génération d'électricité ou de cogénération avec le solaire thermodynamique est présenté figure 1.5. Cette technique, en plein essor pour la production d'électricité seule, est souvent centralisée et installée sur des sites au climat doux et situés loin de la population. Cependant, cette technologie s'adapte dans certains cas à des systèmes de plus petites tailles pouvant s'installer près d'habitations et produire ainsi chaleur et électricité.

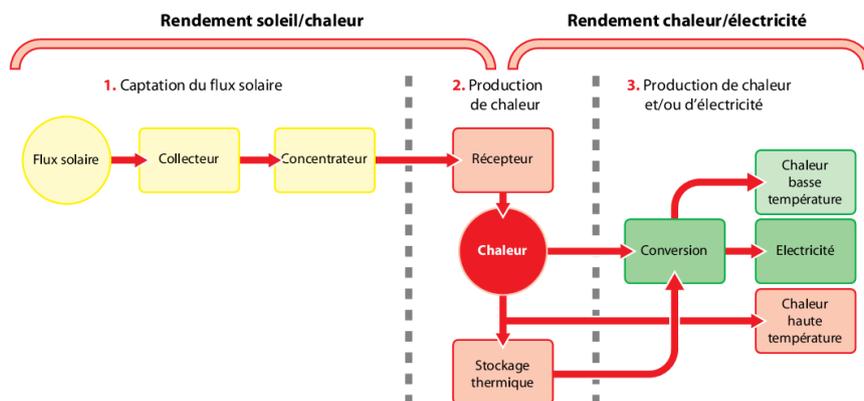


FIGURE 1.5 – Diagramme de la cogénération solaire thermodynamique [ADEME 2011]

Dans le but de limiter les pertes exergetiques et de pouvoir mettre en œuvre un cycle thermodynamique efficacement, la température du fluide doit être la plus élevée possible. Pour se faire, l'utilisation de centrales à concentration est quasi systématique. L'avantage de la concentration solaire est de réduire la taille de l'absorbeur ce qui permet de réduire les coûts et les pertes thermiques, il devient ainsi possible de travailler avec des températures élevées. Quelques exemples de centrales thermodynamiques pour la production d'électricité seule sont donnés ci-dessous.

Les exemples de centrales thermodynamiques pour la production d'électricité seule sont nombreux [Pavlovic 2012] [Fernández-García 2010]. Alain Ferrière [Ferrière 2012] présente également quelques prototypes ainsi que des valeurs de coût de l'électricité pour des centrales de référence. D'une puissance électrique supérieure ou égale à un mégawatt et à l'état commercial, il y a en fonctionnement, en 2014, 60 centrales à concentrateurs cylindro-paraboliques, principalement en Espagne et aux États-unis, 5 centrales à tour (dont 3 en Espagne), et 3 centrales Fresnel [World 2014]. Les surfaces solaires mises en jeu dans ces centrales sont de plusieurs milliers de mètres carrés.

En revanche, les exemples de prototypes de tailles réduites sont plus rares. Un état de l'art des centrales de puissance électrique allant de 0,7 à 5 kW est donné par Dumont [Dumont 2013]. En génération d'électricité seule, Nepveu a obtenu un rendement solaire-électricité de l'ordre de 22 % en couplant un héliostat parabolique et un moteur Stirling pour une puissance électrique de 10 kW [Nepveu 2008]. Almenza a développé un système de génération directe de vapeur couplé à un moteur à pistons et a atteint un rendement solaire-électricité de 3 % [Almanza 1998].

## 1.5 Exemples de systèmes de micro-cogénération

La cogénération, comme nous l'avons vu précédemment, peut s'opérer à partir de différentes sources d'énergie primaire. Pour la micro-cogénération solaire deux filières principales sont présentées, le thermodynamique et la technologie hybride photovoltaïque-thermique. Ensuite sont abordées les autres sources d'énergie pouvant alimenter un système de micro-cogénération pour le bâtiment.

### 1.5.1 Énergie solaire - Thermodynamique

Le seul exemple en France de cogénération sans concentration à l'aide de tubes à caloducs sous vide est la centrale Enthalpia-energy du projet Prémio de la région PACA. D'une surface de captation de 81 m<sup>2</sup>, la centrale a une puissance de 45 kW thermiques et 5 kW électriques et fonctionne à une température comprise entre 80 et 130°C [Paca 2013].

Avec concentration, un projet couplant la production d'électricité (1 kW) et de chaleur (10 kW) a été mené au Lesotho en 2007 avec un cycle ORC [Dumont 2013]. Kane a mis en œuvre une centrale ORC d'une puissance électrique de 6,5 kW en couplant un moteur thermique et un champ solaire de type Fresnel de 100 m<sup>2</sup> [Kane 2003]. Oliveira a obtenu un rendement électrique compris entre 3 et 4 % avec une turbine de 1,5 kWe fonctionnant au pentane sur un système produisant chaleur, froid et électricité, et couplant capteurs solaires et chaudière gaz. La température de la source chaude était fixée à 95°C [Oliveira 2002].

Une technologie de cogénération particulièrement intéressante pour les sites isolés, consiste en la production d'électricité et d'eau potable (par désalinisation). Un projet pilote, Microsol, a été installé sur le site du CEA à Cadarache. Fabriqués également par Exosun, les concentrateurs cylindro-paraboliques utilisés, sont les mêmes que pour Micosol. Il sera suivi de la construction d'un prototype en Afrique [ADEME 2013].

### 1.5.2 Énergie solaire - Technologie hybride photovoltaïque-thermique : PVT

La technologie solaire hybride photovoltaïque-thermique (PVT) arrive actuellement sur le marché. Elle consiste en la récupération de chaleur sur des panneaux photovoltaïques. Le second objectif du PVT est d'augmenter le rendement du panneau photovoltaïque par le refroidissement des cellules photovoltaïques (PV), le rendement diminuant avec l'élévation de la température.

Elle se décompose en deux types : Le PVT/a où le fluide caloporteur est de l'air et le PVT/w où le fluide caloporteur est de l'eau. Pour l'air, l'objectif recherché étant le chauffage du bâtiment, la température de travail est faible. La température de la cellule PV est alors réduite et le gain important. En revanche, dans le cas de l'utilisation d'un fluide (eau, huile, glycol) servant au chauffage ou à la production d'eau chaude sanitaire, la température est plus élevée et est de l'ordre de la température de fonctionnement d'un panneau PV sans système de refroidissement (maximum 50°C au-dessus de la température ambiante [Chow 2010]), le gain en rendement est alors plus faible.

Plusieurs géométries existent : le fluide peut circuler sur la face avant, arrière ou sur les deux faces du panneau photovoltaïque.

Différents articles proposent un état de l'art de cette technologie : [Chow 2010], [Ibrahim 2011], et [Kumar 2011] pour les systèmes à air. Il en ressort un rendement électrique 10 % supérieur aux panneaux classiques [Kumar 2011]. Pour les systèmes à eau, le gain est moins important (rendement annuel électrique de 7,2 % pour du silicium polycristallin sans refroidissement contre 7,6 % en PVT sans vitrage avec le même panneau [Zondag 2003]). Toutes les autres architectures proposées par Zondag [Zondag 2003] conduisent à une baisse du rendement électrique annuel.

Il est également possible d'utiliser cette technologie combinée avec des concentrateurs. Les systèmes de conversion thermoélectriques présentent l'avantage par rapport au PVT de pouvoir produire de la chaleur à une température compatible avec de l'eau chaude sanitaire avec un impact limité sur le rendement électrique.

### 1.5.3 Autres sources d'énergie

Les sources d'énergie primaires adaptées à la micro-cogénération, sont les énergies fossiles (fioul, gaz) ainsi que la biomasse. L'hydrogène peut également être utilisé comme vecteur énergétique.

Les combustibles fossiles (gaz ou fioul) permettent, avec un moteur à combustion interne ou une turbine par entraînement direct associé à un système de récupération de chaleur, de produire de la chaleur et de l'électricité pour l'habitat. On pourra citer le modèle Dachs de Baxi/Senertec (moteur à piston monocylindre 4 temps pour gaz, fioul, huile de colza ou "biodiesel") produisant environ 5 kW électrique et 12 kW thermique, et le modèle Ecopower de Vaillant (moteur à piston monocylindre 4 temps pour gaz ou propane) d'une puissance modulante de 1,3 à 4,7 kWe et de 4 à 12,5 kWt [Boudellal 2010].

L'entreprise Energiestro propose une solution innovante fonctionnant avec un moteur à combustion interne à l'huile végétale couplé à un volant d'inertie. La production d'électricité est assurée tout au long de la journée par le volant d'inertie, le moteur ne fonctionnant que par intermittence [Energiestro 2013]. Le combustible bois est également disponible pour des applications de faible puissance, par exemple le produit Bison de la société Button Energy. Le principe est basé sur un brûleur à granulés de bois produisant de la vapeur qui alimente un générateur linéaire à piston libre. La machine peut moduler la puissance en sortie de 0,3 à 1,6 kWe et de 3 à 16 kWt [Exoès 2012]. Le produit Sunmachine Pellet, unité de micro-cogénération à granulés de bois basée sur un moteur Stirling, a été testé et caractérisé par S. Thiers et B. Aoun [Aoun 2009] [Thiers 2008]. Dong et al. proposent un état de l'art détaillé des technologies de mini et micro-cogénération fonctionnant à la biomasse [Dong 2009].

Pour des applications de petite taille, l'utilisation de piles à combustible a un fort potentiel dans le futur en cogénération de chaleur et d'électricité [Barelli 2013] mais aussi de froid [Silveira 2001], [Verda 2008]. L'usage de piles à combustible sur de grandes installations semble pour l'instant plus coûteux que l'utilisation de turbines à gaz [Stambouli 2002].

Ce type de système a généralement un haut rendement global (majoritairement supérieur à 85 % [Bouvenot 2014] [Thomas 2008] [Onowwiona 2006]) et la différence entre les technologies se situe au niveau du ratio électricité sur chaleur produite. Pour l'habitat, les nouveaux bâtiments ayant une consommation thermique de plus en plus faible, ce rapport tend à augmenter au niveau de la demande. Il valait 0,08 en 1982 et vaut 0,19 en 2008 [Bouvenot 2013]. L'électricité étant principalement réinjectée sur le réseau, le type de machine utilisé doit alors correspondre à la consommation thermique du bâtiment.

## 1.6 Systèmes de conversion solaire thermique à concentration

La conversion de l'énergie solaire en énergie thermique considérée ici, passe par l'utilisation d'un concentrateur. Ce dernier, qui peut aussi être désigné par le terme collecteur, est constitué d'un réflecteur (miroir) concentrant le flux solaire sur un récepteur. Au sein de ce récepteur, l'énergie captée par rayonnement est transformée en énergie thermique et cédée à un fluide de travail.

La concentration solaire existe depuis plusieurs siècles avant Jesus Christ, et a servi notamment à l'allumage des premières flammes olympiques. Des prototypes de fontaines, fours et premiers moteurs ont été inventés du XVII<sup>e</sup> au XIX<sup>e</sup> siècle. Puis, après une période "creuse", un nouvel essor de cette technologie a eu lieu à l'aube des années 2000. Le lecteur intéressé par l'histoire pourra se reporter à la thèse de A. Mathieu [Mathieu 2012] où un paragraphe très documenté est consacré à ce sujet. Aujourd'hui, le solaire à concentration est composé de quatre filières principales.

### 1.6.1 Les différentes filières

Quatre filières ou types de concentrateur sont majoritairement utilisés dans la technologie du solaire concentré (figure 1.6). L'IEA, dans sa feuille de route pour le solaire concentré [IEA 2010], offre une analyse détaillée de ces technologies. Nous pouvons également citer la thèse de François Nepveu qui les décrit de manière approfondie [Nepveu 2008].

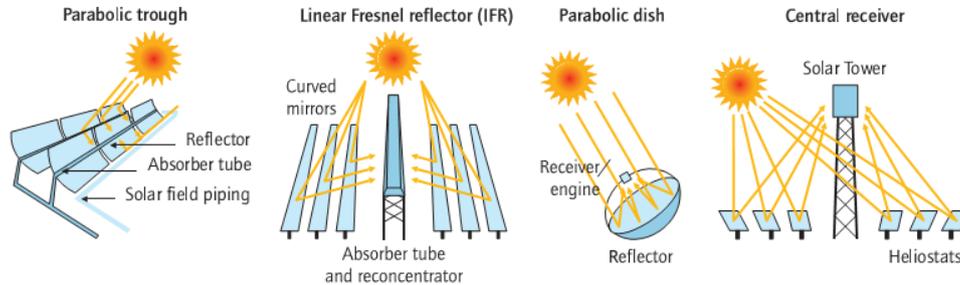


FIGURE 1.6 – Différentes technologies de concentration [IEA 2010]

Une description succincte avec leurs avantages et inconvénients est donnée ci-dessous.

— Concentrateur cylindro-parabolique :

Il s'agit d'un réflecteur de forme cylindro-parabolique qui concentre le rayonnement solaire sur un récepteur linéaire. Ce récepteur est composé d'un absorbeur protégé par une enveloppe en verre. L'absorbeur est le plus souvent un tube métallique doté d'une peinture sélective. Le système de suivi principalement utilisé est à 1 axe avec une rotation qui se fait dans l'axe du récepteur. Cette technologie, fonctionnant entre 150 et 450°C, est la plus mature.

— Concentrateur à miroirs linéaires de type Fresnel :

Un champ de miroirs plans et mobiles reflète le rayonnement sur un récepteur linéaire. Le rendement de ce type d'installation est inférieur à celui des concentrateurs cylindro-paraboliques. Cet inconvénient peut être compensé par un coût réduit par rapport aux miroirs cylindro-paraboliques [Morin 2012]. Cet investissement moins élevé, dû à l'utilisation de miroirs plans, et la faible occupation du sol justifient son emploi. Le système de suivi est à 1 axe (les miroirs plans ne sont pas mobiles dans le sens longitudinal).

— Concentrateur parabolique :

Le concentrateur parabolique est constitué d'un miroir en forme de parabole concentrant le flux solaire sur un point situé à son foyer. Il nécessite un système de suivi deux axes et permet d'obtenir des températures élevées (entre 250 et 700°C). Le concentrateur parabolique est souvent couplé à un moteur Stirling situé au foyer, dans ce cas ce système compact produit directement de l'électricité. Le rendement net (solaire vers électricité), est très élevé, près de 30 % selon l'IEA [IEA 2010].

— Centrale à tour :

Les centrales à tour sont composées de miroirs positionnés sur des héliostats, pourvus d'un système de suivi deux axes, qui concentrent le flux solaire sur un récepteur situé au sommet d'un tour. Au sein de ce récepteur surfacique ou volumique, le fluide de travail (sels fondus, eau ou air) est chauffé à des températures allant de 500 à 1000°C. Cette filière a un potentiel important de développement car les hautes températures obtenues permettent l'utilisation de nombreux cycles thermodynamiques.

La figure 1.7 présente un récapitulatif des performances de chaque technologie associée à une production d'électricité.

	Capacity unit MW	Concentration	Peak solar efficiency	Annual solar efficiency	Thermal cycle efficiency	Capacity factor (solar)	Land use m <sup>2</sup> MWh <sup>-1</sup> y <sup>-1</sup>
Trough	10–200	70–80	21% (d)	10–15% (d) 17–18% (p)	30–40% ST	24% (d) 25–70% (p)	6–8
Fresnel	10–200	25–100	20% (p)	9–11% (p)	30–40% ST	25–70% (p)	4–6
Power tower	10–150	300–1000	20% (d) 35% (p)	8–10% (d) 15–25% (p)	30–40% ST 45–55% CC	25–70% (p)	8–12
Dish-Stirling	0.01–0.4	1000–3000	29% (d)	16–18% (d) 18–23% (p)	30–40% Stirl. 20–30% GT	25% (p)	8–12

(d) = demonstrated; (p) = projected; ST steam turbine; GT gas turbine; CC combined cycle.

$$\text{Solar efficiency} = \frac{\text{net power generation}}{\text{incident beam radiation}} \quad \text{Capacity factor} = \frac{\text{solar operating hours per year}}{8760 \text{ hours per year}}$$

FIGURE 1.7 – Performances de différentes technologies du solaire concentré [Müller-Steinhagen 2004]

### 1.6.1.1 Choix d'une filière dans le cadre du projet Micosol

Notre choix s'est porté sur la concentration de type cylindro-parabolique pour des raisons de simplicité de mise en œuvre (par rapport à la centrale à tour et au concentrateur parabolique) et de performance (par rapport au Fresnel). Les différents éléments constituant le concentrateur cylindro-parabolique, à savoir le réflecteur et le récepteur, ainsi que le fluide et le type de fonctionnement associé sont discutés dans les prochaines parties.

## 1.6.2 Concentrateur cylindro-parabolique

### 1.6.2.1 Réflecteur

Le réflecteur cylindro-parabolique est composé d'une couche réfléchissante posée sur un support qui peut être en métal, matériau composite ou verre. Le verre est le plus durable. Il se présente sous deux formes, soit épais (>1,5mm) et déjà formé venant se poser directement sur un châssis (par exemple le modèle utilisé dans la centrale Andasol fabriqué par Flaberg), soit plus fin et pouvant être courbé à froid pour s'adapter au châssis [Zarza 2003]. Le matériau composite présente l'inconvénient de se salir plus rapidement et tout comme le métal, il a une durabilité réduite [Zarza 2003].

Il existe deux techniques de rotation pour ce type de réflecteurs.

Dans la majorité des centrales thermodynamiques, le réflecteur est solidaire du récepteur. L'ensemble est mobile et suit la course du soleil. L'inconvénient est alors le besoin de joints tournants et de flexibles.

La seconde technique est de faire pivoter les réflecteurs autour d'un récepteur fixe. Ce dernier est alors positionné au foyer des miroirs cylindro-paraboliques qui pivotent suivant cet axe. L'inconvénient de cette technologie est que la liaison entre les réflecteurs (à haute température) et les récepteurs est mobile. Cette technologie est souvent utilisée pour des projets de plus petite taille ou à une température plus basse (inférieure à 300°C) tels que Parasol en Autriche ou PTC-1000 en Allemagne [Weiss 2008].

### 1.6.2.2 Récepteur

Le récepteur est composé d'une enveloppe de protection en verre et d'un absorbeur. On distingue deux types d'absorbeurs : surfacique et volumique (figure 1.8).

Le premier convertit le flux solaire en énergie thermique sur sa surface extérieure puis par conduction la chaleur est transférée au fluide de travail.

Le second transmet le flux solaire directement au sein du fluide de travail. L'intérêt du récepteur volumique est que l'interface avec l'extérieur est à une température plus faible que pour un absorbeur surfacique, réduisant ainsi les pertes thermiques (figure 1.8). Il est utilisé essentiellement dans des centrales à tour avec de l'air comme fluide de travail, associé à un cycle de Brayton ou de Rankine et avec ou sans échangeur. Il pourrait également être utilisé pour la production de gaz de synthèse ou d'hydrogène [Caliot 2012].

Le principe de l'absorbeur volumique pourrait aussi s'adapter aux concentrateurs cylindro-paraboliques : au travers d'un tube en verre le flux solaire atteindrait le fluide et serait absorbé par des particules mobiles. Un brevet a été déposé par la société Omya concernant un fluide caloporteur absorbeur sans changement de phase [Gotteland 2011]. L'utilisation de nanoparticules ayant pour but l'intensification de la production de vapeur au sein d'un tube transparent a fait l'objet d'une publication par l'université de Rice [Neumann 2012].

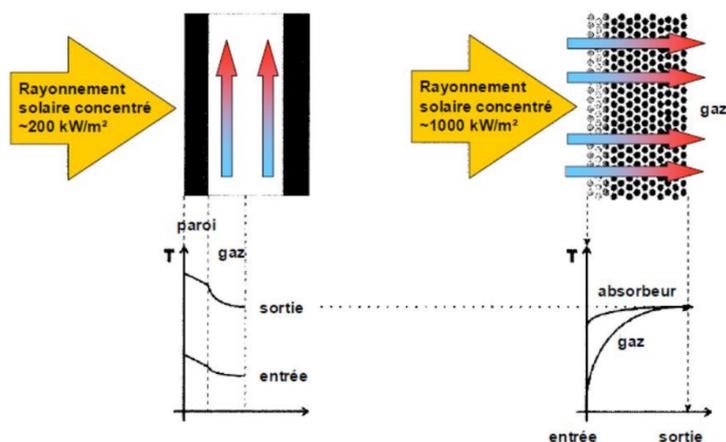


FIGURE 1.8 – Différence entre récepteur surfacique (à gauche) et volumique (à droite) [Ferrière 2012]

Actuellement, les concentrateurs cylindro-paraboliques fonctionnent à l'aide d'absorbeurs tubulaires en acier inoxydable pourvu d'une couche sélective pouvant être composée de nickel ou chrome noir, oxyde de cuivre ou aluminium associé avec une couche de Cermet (table 1.2). Le principe de la couche sélective est que l'absorptivité et l'émissivité sont élevées pour des courtes longueurs d'onde (CLO) et faibles pour des grandes (GLO), ainsi le matériau absorbe bien le rayonnement solaire en courtes longueurs d'onde et limite les pertes radiatives par réémission en grandes longueurs d'onde. Ce revêtement est un paramètre clef du rendement solaire. L'enjeu pour le solaire concentré est de trouver des matériaux résistants à de fortes températures et avec un rapport absorptivité sur émissivité ( $\alpha_{clo}/\epsilon_{glo}$ ) le plus élevé possible. Commercialement, les technologies actuelles permettent un fonctionnement stable à une température de 400°C [Kennedy 2002]. Schott a mis sur le marché en 2014 un récepteur tubulaire pouvant fonctionner jusqu'à une température de 550°C [Gnädig 2013].

Revêtement	$\alpha_{clo}$	$\epsilon_{glo}$	$\alpha_{clo}/\epsilon_{glo}$
Nickel noir (2 couches sur Ni et acier)	0,94	0,07	13,4
Chrome noir	0,95	0,09	10,5
CuO sur Ni	0,81	0,17	4,8
Multicouche : $Al_2O_3$ / Cermet ( $Mo/Al_2O_3$ ) / $Mo$	0,9 à 0,95	0,085 à 0,13	7,3 à 10,7
Peinture Pyromark <sup>®</sup>	0,95	0,95	1

TABLE 1.2 – Absorptivité et émissivité de revêtements sélectifs [Ferrière 2012] et [Duffie 2006]

### 1.6.2.3 Fluides caloporteurs pour la boucle solaire

Quatre fluides caloporteurs sont principalement utilisés dans les absorbeurs : les huiles, l'eau, les sels fondus et l'air [Fernández-García 2010] [Good 2014]. Alain Ferrière [Ferrière 2008] offre une description de ces fluides, leurs caractéristiques et utilisations.

Un des critères de sélection d'un fluide est la température de travail souhaitée. L'huile est actuellement le fluide le plus utilisé dans les centrales commerciales car il permet un fonctionnement à basse pression à des températures élevées (jusqu'à 400°C) [Price 2002]. L'eau permet d'obtenir le même niveau de température que l'huile, mais nécessite une pression de service plus élevée. Ensuite jusqu'à une température de 600°C, il est possible d'utiliser des sels fondus. Ils sont solides à température ambiante et requièrent donc un système de préchauffage et de maintien en température en cas d'arrêt du système. L'air permet d'atteindre des températures élevées, mais possède une capacité calorifique faible. Les échanges thermiques avec l'air nécessitent alors des surfaces d'échange ou des écarts de températures importants.

La sélection du fluide est aussi dépendante du type de fonctionnement de la boucle solaire.

### 1.6.2.4 Types de fonctionnement

Le transfert de chaleur entre l'absorbeur et le système de conversion mécanique peut se faire soit par un échangeur de chaleur, soit de manière directe par un fluide caloporteur qui sera aussi utilisé dans le cycle thermodynamique. Pour des concentrateurs cylindro-paraboliques, l'huile et les sels fondus alimentent un cycle de Rankine ou de Hirn par un échangeur de chaleur [Giostrì 2012]. En revanche, l'eau et l'air présentent l'avantage de pouvoir alimenter directement un cycle de Rankine ou de Hirn (eau) [Zarza 2006] ou de Brayton (air) [Alaphilippe 2007]. Ceci permet de diminuer le coût et de simplifier l'installation.

L'air est peu utilisé avec des concentrateurs cylindro-paraboliques. L'eau, en génération directe de vapeur ou DSG (Direct Steam Generation), est largement étudiée et employée par le DLR (Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, agence spatiale allemande) depuis les années 90 [Eck 2002] [Goebel 1999] [Zarza 2004] [Krüger 2012] [Hirsch 2014]. Différents modes de fonctionnement en génération directe de vapeur sont présentés par la figure 1.9.

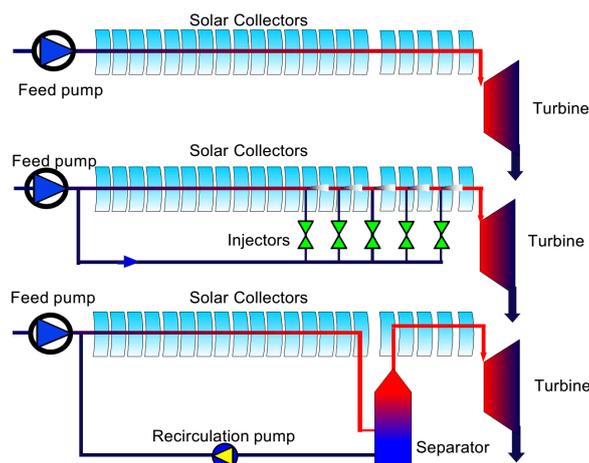


FIGURE 1.9 – Types de fonctionnement d’une boucle de DSG (une passe (Once through), Recirculation, Injection) [Zarza 2001]

Trois types de fonctionnement ont été testés :

- Une passe (Once through) : Le fluide passe directement par tout le champ solaire avant d’entrer dans la turbine. Ce mode est le plus simple, mais présente des difficultés au niveau du contrôle de la température et de la qualité de la vapeur.
- Injection : de l’eau liquide est injectée en différents points du collecteur. L’avantage de cette technologie est la bonne maîtrise de la température de surchauffe de la vapeur. Mais à cause de la complexité du système d’injection et de mesures associé, cette technologie est rarement utilisée.
- Recirculation : une partie du champ solaire est dédiée à l’évaporation du fluide et une autre à sa surchauffe. Cette architecture limite les problèmes liés aux chocs thermiques dus à la variation de la longueur d’évaporation et de surchauffe. Le contrôle est assuré par la modulation du débit de recirculation. L’inconvénient de ce mode est la surconsommation électrique engendrée par la pompe de recirculation.

#### 1.6.2.5 Choix d’une technologie dans le cadre du projet Micosol

Une sélection s’est faite à la vue des caractéristiques des différentes technologies présentées ci-dessus.

La conception s’est orientée vers un récepteur fixe afin de limiter l’effort mécanique des moteurs. Les réflecteurs pivotent alors autour de l’absorbeur qui est situé au centre de gravité de ces derniers. Leur rotation n’entraîne que peu d’effort mécanique comparé à un système où le centre de gravité du couple absorbeur et réflecteur est situé loin de l’axe de rotation. De plus, l’installation étant de taille réduite, il a été envisagé un suivi sur deux axes. Ce type de suivi est intéressant pour un projet de recherche car il permet de s’affranchir du facteur d’angle et ainsi de disposer d’une ressource solaire plus stable. D’autre part, l’étude de ce type de suivi permettra de déterminer le gain qu’il apporte et sa rentabilité par rapport à un suivi un axe.

La technologie d’un absorbeur volumique n’étant pas validée, l’absorbeur surfacique tubulaire s’est imposé. Pour des raisons de sécurité et de simplicité, l’eau et la génération directe de vapeur ont été retenues pour la boucle solaire. Différents types d’écoulements (stratifié, annulaire, à bulles ou poches ...) sont rencontrés lors de la génération directe de vapeur. Ces derniers ont été étudiés, pour des tubes horizontaux chauffés, par différents auteurs [Goebel 1997] [Thome 2003] [Gungor 1986]. L’étude détaillée de ces régimes d’écoulement diphasiques requiert une instrumentation spécifique qui n’est pas prévue pour Micosol.

Le type de fonctionnement une passe (Once through) a été choisi car il est le plus simple et le moins onéreux à mettre en œuvre. En effet, la recirculation entraîne l’ajout d’un séparateur et d’une pompe devant fonctionner à une température proche de celle atteinte en sortie du concentrateur.

## 1.7 Systèmes de conversion thermomécanique ou thermoélectrique

Nous allons limiter cette partie aux systèmes de conversion de chaleur en électricité. Ces systèmes sont catégorisés en fonction du cycle choisi ou du type de machine de conversion utilisé.

### 1.7.1 Vision d'ensemble

Aujourd'hui, en France, la cogénération s'opère majoritairement au sein de centrales de production d'une puissance électrique supérieure à 1 MWe [Dév. durable 2010].

La récupération de chaleur peut se faire à l'échappement, pour une turbine à gaz (cycle de Brayton) et aussi sur le circuit de refroidissement pour un moteur à combustion interne [Descombes 2009]. Avec une turbine à vapeur (cycle de Hirn) cette récupération est possible en sortie de turbine, au condenseur. La répartition de ces technologies en France est présentée par la figure 1.10.

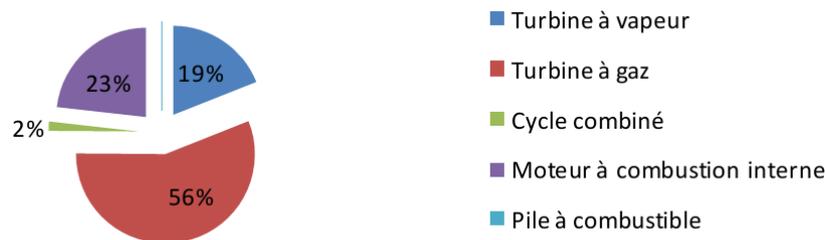


FIGURE 1.10 – Répartition par technologie de la puissance électrique produite par cogénération en France en 2008 [Dév. durable 2010]

On remarque que la plus grande partie de la puissance électrique produite par cogénération en France provient de turbines à gaz. Ces turbines sont essentiellement installées dans le secteur industriel [Dév. durable 2010].

### 1.7.2 Vocabulaire

- Les termes moteur et expandeur seront utilisés indistinctement par la suite pour définir une unité convertissant la détente d'un fluide en énergie mécanique ou électrique. Ces termes se différencient du détendeur par le fait qu'un moteur ou expandeur produit une énergie mécanique ou électrique.
- Le rapport de détente en pression (ou ratio de pression) correspond au ratio entre les pressions d'entrée et de sortie de l'expandeur. Le rapport de détente volumétrique est défini comme le rapport entre le volume de la chambre à l'ouverture de l'échappement et son volume à la fermeture de l'admission. Les Anglo-saxons font une différence explicite entre le rapport de détente en pression ("pressure ratio" ou parfois "expansion ratio") et volumétrique ("built-in volume ratio") [Quoilin 2010b] [Lemort 2009] [Aoun 2008]. En français, la notion de taux ou rapport de détente se réfère à un rapport des pressions [Aoun 2008] [Lallemant 2003] [Drecq 2008]. La terminologie rapport de détente volumétrique pourra être utilisée pour le rapport des volumes.
- Il y a parfois une confusion en français entre le taux de compression (rapport de pression) et le rapport volumétrique de compression induite par le fait que le rapport volumétrique de compression est parfois appelé en anglais "compression ratio" [Podevin 2008].
- Le terme rendement s'il n'est pas explicité correspond au rendement sur l'arbre, c'est-à-dire au rapport de la puissance mécanique en sortie sur la puissance apportée par la source chaude.

### 1.7.3 Cycles adaptés à la micro-cogénération

Il y a actuellement une réelle dynamique tant au niveau recherche que commercial sur le développement d'unités de micro-cogénération. Les produits commerciaux ou allant l'être sont très bien décrits dans le livre de Méziane Boudellal [Boudellal 2010]. Différents cycles sont adaptés à la micro-cogénération. La figure 1.11 présente les diagrammes température/entropie et pression/volume des cycles de Carnot, Stirling, Ericsson et Brayton.

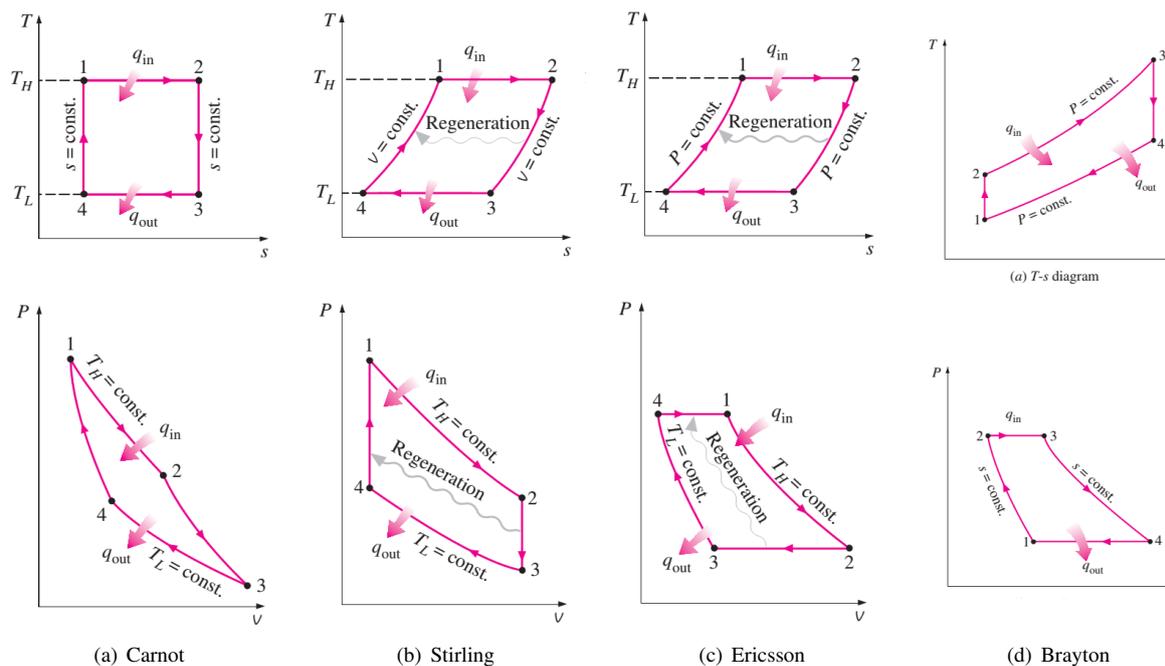


FIGURE 1.11 – Diagramme température/entropie (TS) et pression/volume ( $Pv$ ) de différents cycles [Cengel 2008]

### 1.7.3.1 Cycle de Rankine - Cycle de Hirn

Ce cycle est un des plus couramment rencontrés dans les procédés de conversion de chaleur en électricité [Quoilin 2011b] [Sprouse III 2013] [Zhang 2013] [Wang 2011a] [Espinosa 2010] [Tchanche 2009] [Twomey 2013] [Dupeyrat 2011b] [Qiu 2011] [Hossain 2013]. Les diagrammes température/entropie et pression/enthalpie pour le cycle de Rankine sont présentés figure 1.12. Il consiste en une compression isentropique (1-2s) du fluide à l'état liquide, une chauffe (2s-2'), une évaporation isobare (2'-3), une détente isentropique (3-4s) et une condensation isobare (4s-1). L'indice "s" est utilisé pour décrire un état idéal obtenu à la suite d'une transformation isentropique. En effet, dans la réalité, du fait des irréversibilités les points seront situés différemment. Sur le diagramme température/entropie, figure 1.12a et figure 1.13a, l'aire sous la ligne 4s-1 correspond à la puissance transmise à la source froide et l'aire sous la ligne 2s-3 est la puissance transmise au fluide par la source chaude. La différence des deux représente le travail produit durant le cycle.

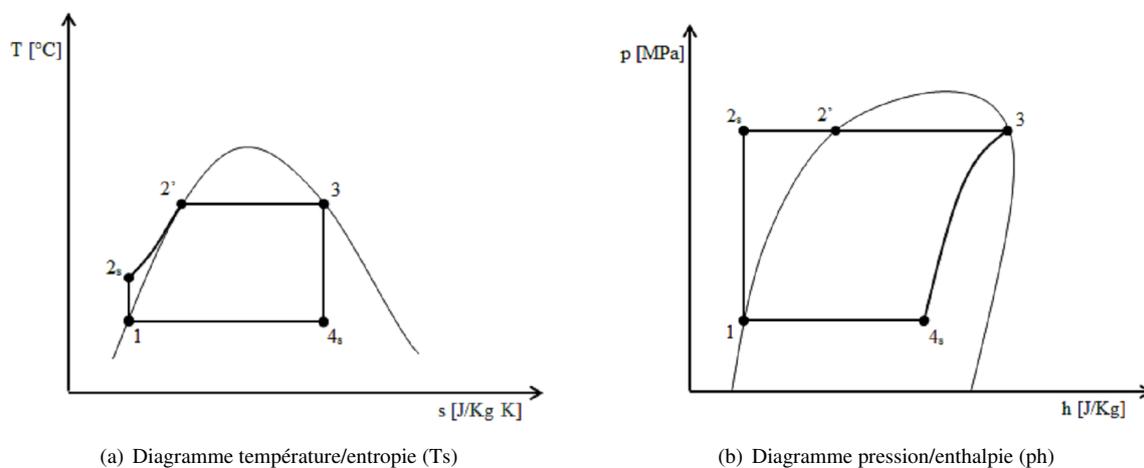


FIGURE 1.12 – Cycle de Rankine [Capano 2014]

Dans la pratique, la réalisation d'un expandeur fonctionnant en fluide saturé se révèle complexe. Il est alors courant de surchauffer le fluide en sortie d'évaporateur. Ce cycle est alors appelé cycle de Hirn ou Rankine sur-

chauffé. Les diagrammes température/entropie et pression/enthalpie pour ce cycle sont présentés sur la figure 1.13. Le point 3 correspond à la surchauffe. Les points 2 et 4 indiquent, sur les deux courbes, l'impact des irréversibilités sur le cycle idéal (points 2s et 4s). Il manque sur ces diagrammes les irréversibilités liées aux pertes de charge dans le condenseur et l'évaporateur. Les courbes en pointillés entre les points 3 et 4 et les points 1 et 2 sont données à titre d'exemple.

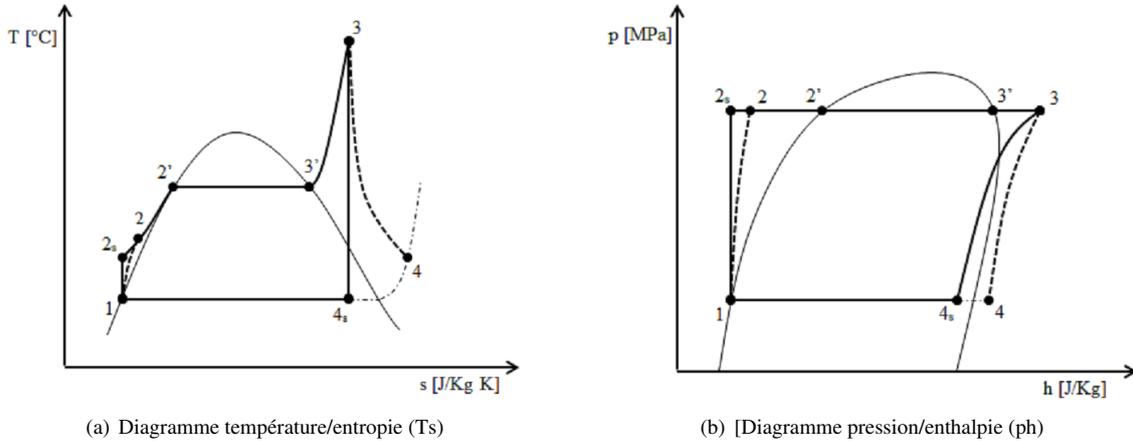


FIGURE 1.13 – Cycle de Hirm ou cycle de Rankine surchauffé [Capano 2014]

La surchauffe présente deux avantages pour un fluide humide (eau ou ammoniac par exemple). La distinction fluide sec ou humide est discutée plus en détail section 1.7.4.1. Le premier avantage est que la détente se faisant en vapeur surchauffée, la formation de gouttelettes qui pourraient détériorer une turbine est évitée. Le second est que la puissance en sortie du système ainsi que son rendement sont augmentés [Cengel 2008].

On notera cependant que le rendement exergetique du cycle surchauffé est plus faible que celui d'un cycle de Rankine classique. Ceci est dû à l'augmentation du rendement théorique de Carnot car la surchauffe augmente la température maximale. Cela dit, si l'on considère le rendement exergetique global, en prenant en compte la température de la "vraie" source chaude (flamme, fumée, source extérieure ...), alors le rendement de Carnot demeure le même avec ou sans surchauffe. Le fait d'augmenter le rendement énergétique conduit alors à une augmentation du rendement exergetique global. Pour une machine où les niveaux de pression sont fixés, avec un fluide humide, le cycle de Hirm est donc un moyen d'augmenter le rendement énergétique et exergetique global du système.

Le cycle de Rankine présente l'avantage d'un transfert de chaleur aux sources froide et chaude avec des coefficients d'échanges élevés car le fluide change de phase. Il est relativement compact, robuste et simple à mettre en œuvre car une grande partie des éléments le composant (pompes, échangeurs de chaleur ...) est souvent produite en série. Il permet en outre, en fonction du fluide de travail utilisé, de pouvoir travailler avec des températures de sources chaude et froide très variées. Seul l'expansor est encore en développement pour de faibles puissances.

### 1.7.3.2 Cycle de Stirling

Dans un cycle Stirling, le fluide est un gaz soumis à 2 transformations isothermes (échange de chaleur avec l'extérieur) et deux transformations isochores. Les diagrammes température/entropie et pression/enthalpie sont présentés figure 1.11b.

Un régénérateur permet de récupérer de l'énergie lors du passage du gaz d'un volume vers un autre, augmentant ainsi significativement le rendement du moteur. Il existe trois architectures principales de moteurs Stirling : Alpha, Bêta et Gamma. Une description plus précise de ce cycle et des différentes technologies est donnée par Nepveu [Nepveu 2008].

L'avantage de ce cycle est qu'il est fermé et utilise un gaz neutre comme fluide de travail. Ce gaz et la simplicité de conception lui confèrent une robustesse importante. Ce type de moteur présente aussi un niveau de bruit très faible. Si la chaleur est apportée par combustion, les niveaux de pollution sont alors très bas car la combustion externe est mieux maîtrisée que pour des moteurs à combustion interne [Kuhn 2008] [Nepveu 2008]. Le rendement est généralement élevé. La durée de vie est généralement élevée (environ 40 000 h selon Martaj [Martaj 2008]) et la fréquence des opérations de maintenances faible car le fluide de travail n'est pas contaminé par du lubrifiant. Les deux problématiques principales sont la gestion de l'étanchéité au niveau de la liaison piston/cylindre et le transfert de chaleur entre la source extérieure et le fluide de travail. Ce transfert de chaleur étant souvent faible, il est alors

nécessaire de fonctionner avec un écart de température élevé ou des surfaces d'échanges importantes. De plus, le fluide de travail étant un gaz, généralement avec une faible masse moléculaire, l'étanchéité au niveau du couple piston/cylindre doit être très bonne. Ceci engendre alors des frottements importants. Garcia et Prieto proposent un design innovant de la partie chauffante d'un moteur Stirling adapté pour le solaire [García 2012]. L'hélium est principalement utilisé comme gaz de travail, il est aussi possible de fonctionner avec l'air, l'azote ou l'hydrogène.

Karabulut rapporte un rendement allant jusqu'à 15 % avec un moteur à air travaillant entre une source chaude à 200°C et froide à 27°C. Il n'observe pas de fuite de gaz jusqu'à une pression interne de 5 bars [Karabulut 2009].

Kongtragool ne parvient pas à dépasser un rendement de 1 % sur un moteur avec de l'air comme fluide de travail pour une température de source froide à 34°C et chaude à 128°C [Kongtragool 2008] ou, 498°C [Kongtragool 2007].

Nepveu observe un rendement pour le cycle Stirling compris entre 35 et 40 % avec une température de source chaude supérieure à 600°C (et une source froide inférieure à 50°C) sur un moteur utilisant de l'hydrogène comme fluide de travail. Ce moteur est combiné à un système de concentration solaire parabolique (Dish) [Nepveu 2008].

En cogénération, Thiers observe un rendement de 14,3 % (rapport entre la puissance électrique et celle fournie par le combustible) sur un micro-cogénérateur à granulés de bois Sunmachine Pellet [Thiers 2010].

Le moteur Stirling est sensible à la température de la source froide. Dans une étude comparative de différents systèmes de micro-cogénération, il apparaît, pour les cogénérateurs Stirling (Solo et SM5A) à biogaz, une baisse du rendement électrique avec la montée en température de l'eau chaude fournie au consommateur [Thomas 2008]. Comme le montre la figure 1.14a, les efficacités électriques (rapport entre la puissance électrique produite et la puissance apportée par le combustible) des moteurs à combustion interne (Dachs et Ecopower) demeurent constantes et indépendantes de la température de sortie. Cependant, l'efficacité globale (rapport entre la somme des puissances électrique et thermique produites et la puissance apportée par le combustible) est meilleure quelle que soit la température pour le système Stirling Solo (figure 1.14b).

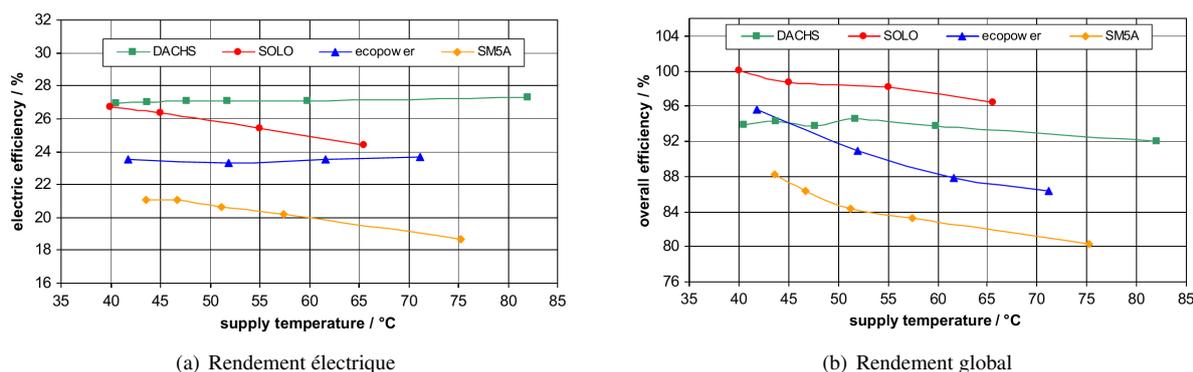


FIGURE 1.14 – Rendements en fonction de la température de sortie pour 4 modèles de cogénérateur [Thomas 2008]

### 1.7.3.3 Cycle d'Ericsson

Les diagrammes température/entropie et pression/enthalpie pour le cycle d'Ericsson sont présentés figure 1.12c. Ce cycle est composé de deux transformations isothermes (échange de chaleur avec l'extérieur) et deux transformations isobares. Il est dans la pratique complexe à mettre en œuvre car les échanges au sein de la paroi du cylindre lors de la détente et de la compression doivent être importants afin de garantir une transformation isotherme. Pour cette raison, les moteurs Ericsson, comprenant un récupérateur, suivent souvent un cycle de Joule (avec une détente et une recompression isentropiques) [Touré 2010]. Ce type de moteur possède des soupapes d'échappement et d'admission. Creyx a comparé numériquement un moteur Ericsson fonctionnant soit avec des compressions et détentes isentropiques (suivant ainsi un cycle de Joule) soit avec des compressions et détentes isothermes (suivant ainsi un cycle d'Ericsson). Pour ce même moteur, le cycle de Joule apparaît plus performant que celui d'Ericsson [Creyx 2013].

Les résultats numériques de plusieurs études sur le moteur Ericsson, suivant un cycle de Joule, présentent des rendements compris entre 27 et 50 % pour des températures de source chaude comprises entre 873 et 1273 K [Creyx 2013]. Alaphilippe donne un rendement théorique de conversion de 70 % pour un moteur Ericsson, suivant un cycle de Joule et fonctionnant entre 150 et 722°C [Alaphilippe 2007]. Touré obtient expérimentalement, sur un cylindre de détente d'un moteur Ericsson, un rendement mécanique moyen de 87 % et un rendement isentropique allant de 40 à 80 % pour une température de source chaude comprise entre 310°C et 500°C. L'échappement se faisant à l'ambiance, la température froide est de l'ordre de 20-30°C [Touré 2010].

### 1.7.3.4 Cycle de Brayton-Joule

Aussi connu sous le nom de cycle de Joule, dans le cycle de Brayton, le gaz est soumis à une compression et une détente isentropiques et à un chauffage et un refroidissement isobares (figure 1.11d). Il existe deux types de cycles : ouvert ou fermé. Dans le cycle ouvert, les gaz émanant de la combustion sont directement utilisés comme fluide de travail qui entraîne un expandeur (souvent une turbine à gaz). Dans le cycle fermé, un échangeur de chaleur est nécessaire. Les diagrammes température/entropie et pression/enthalpie sont présentés figure 1.11d. Une description détaillée du cycle est fournie par Cengel [Cengel 2008].

Les exemples de turbines à gaz chauds sont peu nombreux en micro-cogénération car ce type de turbine n'est pas adapté à des puissances inférieures à 100 kW<sub>e</sub> pour des raisons de rendement, de coût et d'inflexibilité à des variations de charge [Dong 2009] [Kuhn 2008]. Cependant, elles présentent l'avantage d'être compactes et silencieuses.

Il existe un modèle de micro-turbine fabriqué par la société MTT B.V. produisant environ 3 kW<sub>e</sub> et 15 kW<sub>t</sub> à partir de gaz ou de fioul [Boudellal 2010]. Onovwiava présente d'autres modèles allant d'une puissance électrique de 25 à 80 kW [Onovwiona 2006]. Singh présente une étude théorique sur la dynamique du couplage d'un cycle de Brayton supercritique au dioxyde de carbone et d'un champ solaire cylindro-parabolique [Singh 2012].

### 1.7.3.5 Capili

Le moteur thermo-hydraulique Capili (Carnot with PIston LIquid), présenté figure 1.15, fonctionne avec deux fluides différents.

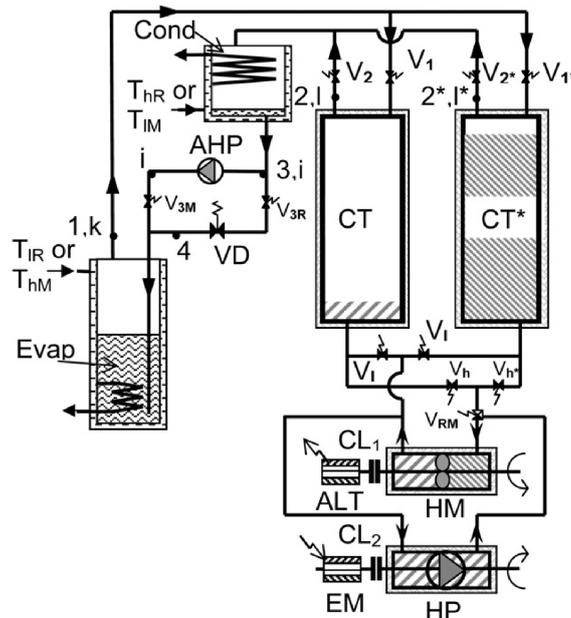


FIGURE 1.15 – Schéma de la machine CAPILI (Type 1) [Mauran 2012]

Le fluide de travail (R-1234yf par exemple) est évaporé puis condensé provoquant ainsi le mouvement d'un second fluide (huile) entre deux réservoirs (CT et CT\* figure 1.15). Ce mouvement fait tourner une hélice (HM figure 1.15) située entre les deux réservoirs qui produit de l'énergie mécanique par un alternateur [Mauran 2012]. Ce type de machine présente des rendements théoriques compris entre 7 et 11 % pour des écarts de température inférieurs à 40°C (soit un rendement exergétique supérieur à 80 %). En outre, elle peut fonctionner soit en générateur, soit en pompe à chaleur à partir de capteurs solaires plans [Mauran 2012].

Les premiers résultats expérimentaux ont montré la faisabilité de ce concept, mais des problèmes ont été relevés au niveau du rendement du convertisseur hydraulique/électrique. Le moteur hydraulique testé ne donnant pas de bons résultats, l'utilisation d'une turbine Francis est envisagée [Mauran 2014].

### 1.7.3.6 Autres

On pourra également citer le cycle de Rankine transcritique au CO<sub>2</sub>, le cycle de Kalina, et les générateurs thermoélectriques.

Le cycle de Rankine transcritique CO<sub>2</sub> semble avoir une meilleure efficacité qu'un cycle ORC [Chen 2010]. Cependant, il requiert une pression de service complexe à réaliser en pratique (de l'ordre de 160 bars).

Le cycle de Kalina, dérivé du cycle de Rankine, utilise un mélange de deux fluides (eau-ammoniac par exemple). Ce mélange permet d'avoir une condensation et une évaporation à température non constante. Ceci augmente la quantité de chaleur échangée aux sources chaude et froide. Le gain en rendement n'est pas suffisamment important selon Bombarda pour compenser la complexité du cycle Kalina (utilisation d'un mélange corrosif à haute pression) [Bombarda 2010]. Une étude numérique pour une centrale à tour à génération directe de vapeur couplée à un cycle de Kalina donne un rendement énergétique global proche de 28 % [Modi 2014].

Les générateurs thermoélectriques sont également en plein développement tant au niveau du générateur [Riffat 2003] que de son intégration [Apertet 2012a] [Apertet 2012b]. Ils sont basés sur l'effet Seebeck et présentent pour l'instant un rendement assez faible (autour de 5 %) [Riffat 2003]. L'avantage de ce type de générateur est sa simplicité (aucune pièce en mouvement) et les inconvénients sont le coût et la problématique liée à l'utilisation de terres rares.

### 1.7.3.7 Choix du cycle dans le cadre du projet Micosol

Le choix du cycle s'est porté sur le cycle de Hirn. Il est en effet le plus simple à mettre en œuvre et présente des pressions et températures de service compatibles avec les matériaux usuels. De plus, il est le plus largement utilisé dans la littérature.

Les cycles Ericsson, Stirling et Brayton n'ont pas été choisis car ils requièrent généralement des niveaux de température importants. Cette contrainte limite le rendement du collecteur solaire et est complexe à gérer au niveau de la résistance des matériaux utilisés et au niveau de la couche sélective. Le cycle Capili et les générateurs thermoélectriques sont des technologies qui ne sont pas encore assez matures pour être expérimentées à l'échelle d'un démonstrateur. Cependant, les premiers résultats obtenus en laboratoire pour ces systèmes sont déjà très prometteurs et ils pourraient se développer dans un futur proche. Les cycles transcritiques CO<sub>2</sub> et de Kalina nécessitent des pressions importantes qui sont onéreuses et difficiles à mettre en place. De plus, le cycle de Kalina fonctionne avec un mélange de fluides souvent corrosifs.

## 1.7.4 Fluides utilisés pour un cycle de Hirn ou de Rankine

Plusieurs types de fluides sont utilisés dans le cycle de Hirn ou de Rankine : les composés organiques (type R245fa, R601 (pentane), éthanol, l'huile de silicone...), l'eau, l'ammoniac...

L'ammoniac n'est pas souvent retenu pour des cycles de micro-cogénération en raison de sa toxicité et des problèmes de corrosion [Tchanche 2009].

Nous nous intéresserons ici aux deux fluides principalement utilisés pour la micro-cogénération : les composés organiques et l'eau.

### 1.7.4.1 Fluides secs ou humides

On peut classer les fluides utilisés dans le domaine de la réfrigération selon trois catégories : les fluides secs, humides ou isentropiques. La figure 1.16 présente le diagramme température/entropie (TS) pour ces trois types de fluides. La distinction se fait au niveau de la courbe de la vapeur saturée (transition vapeur saturée/vapeur sèche). Si la pente de cette courbe (dT/dS) est négative alors le fluide sera considéré comme humide (l'eau figure 1.16), si elle est positive alors le fluide est dit sec (le pentane par exemple figure 1.16). Si cette pente est infinie (courbe verticale) alors le fluide est considéré comme isentropique (le R11 figure 1.16).

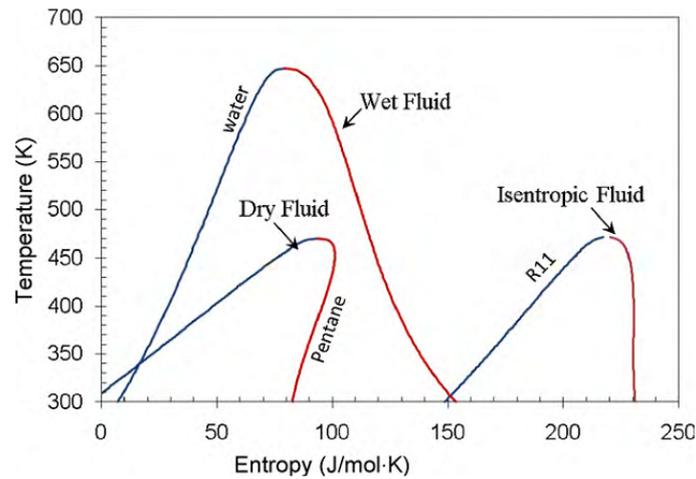
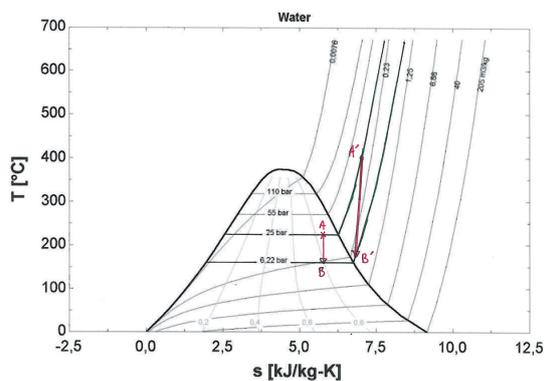


FIGURE 1.16 – Trois types de fluides : sec, humide isentropique [Chen 2010]

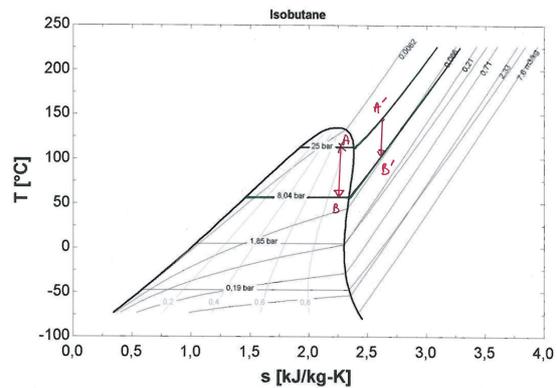
D'un point de vue technologique, les expandeurs tolèrent mal la présence de liquide lors de la détente. Il est donc nécessaire de rester en vapeur sèche. Un des intérêts du fluide sec est qu'il n'y a pas de nécessité de surchauffe en sortie de l'évaporateur car le fluide ne risque pas de passer dans le domaine saturé lors de la détente. En revanche, la puissance requise au niveau du condenseur sera plus importante.

D'un point de vue thermodynamique, l'augmentation ou non du rendement due à la surchauffe est liée au type de fluide. Le rendement augmente avec la surchauffe pour des fluides humides. Mais, pour des fluides secs, le rendement maximal est obtenu pour une détente avec un fluide en entrée d'expandeur au plus proche de la courbe de saturation [Yamamoto 2001] [Quoilin 2010b] [Hung 1997]. Pour des fluides dits isentropiques, l'impact de la surchauffe est à considérer au cas par cas.

Il est possible d'expliquer ce gain ou cette perte de rendement grâce au diagramme température/entropie du fluide (figure 1.17). À des niveaux de pression fixés, pour un fluide humide, la détente à l'état saturé (points AB figure 1.17a) est plus "courte" qu'en surchauffé (points A'B') et conduit donc à une surface du cycle (travail en sortie) plus faible. On observe l'effet inverse pour un fluide sec tel que l'isobutane (figure 1.17b).



(a) Diagramme température/entropie (TS) de l'eau (fluide humide)



(b) Diagramme température/entropie (TS) de l'isobutane (fluide sec)

FIGURE 1.17 – Diagramme température/entropie (TS) d'un fluide humide et d'un fluide sec [Grabiński 2011]

Il convient donc de concevoir un cycle avec ou sans surchauffe en modulant le débit de fluide en fonction de la puissance disponible à l'évaporateur.

#### 1.7.4.2 Cycle de Rankine à composé organique (ORC)

De nombreuses recherches sont en cours ces dernières années sur le cycle de Rankine ORC. Il est adapté à de nombreuses situations de conversion de chaleur en électricité, notamment pour les véhicules (automobile, camion...) [Sprouse III 2013] [Zhang 2013] [Wang 2011a] [Espinosa 2010], pour le solaire [Quoilin 2011a] [Tchanche 2009] [Twomey 2013] [Dupeyrat 2011b] ou pour le bâtiment [Qiu 2011] [Hossain 2013].

L'intérêt majeur de cette technologie est qu'elle peut fonctionner à des températures de sources chaudes peu élevées : Lemort a fait des essais entre 102 et 165°C [Lemort 2009]. Le rendement isentropique obtenu par cet auteur est compris entre 42 et 68 % pour un rapport de détente en pression compris entre 2,5 et 5,5 et une vitesse allant de 1770 à 2660 tr/min.

Sur les 35 fluides comparés par Chen, les seuls composés organiques ayant une température de point critique supérieure à 205°C sont le benzène et le toluène [Chen 2010]. On pourrait aussi citer l'éthanol (248°C), l'heptane (267°C) et l'hexane (234°C). La température d'utilisation est limitée par le point critique (figure 1.18a) et il est de plus nécessaire de monter à des pressions supérieures à 30 bars (figure 1.18b) si l'on souhaite travailler à une température supérieure à 180°C (sauf pour l'hexane et l'heptane). Les composés organiques semblent donc adaptés à des températures de source chaude inférieures à 200°C.

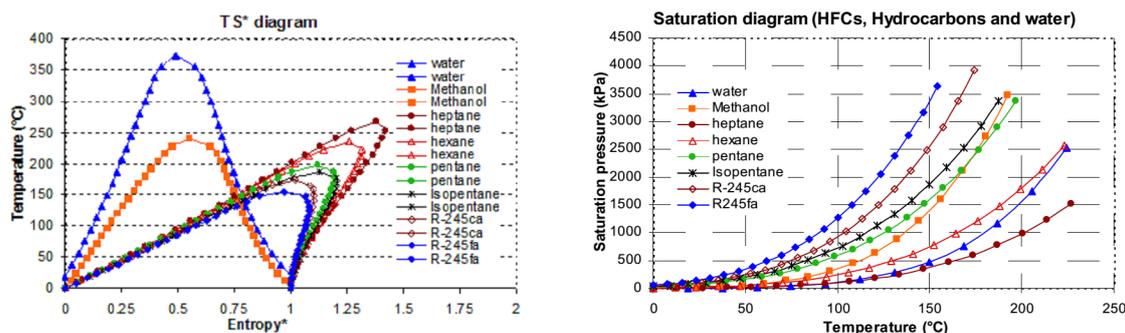


FIGURE 1.18 – Diagramme TS et pression de vaporisation pour différents fluides [Aoun 2008]

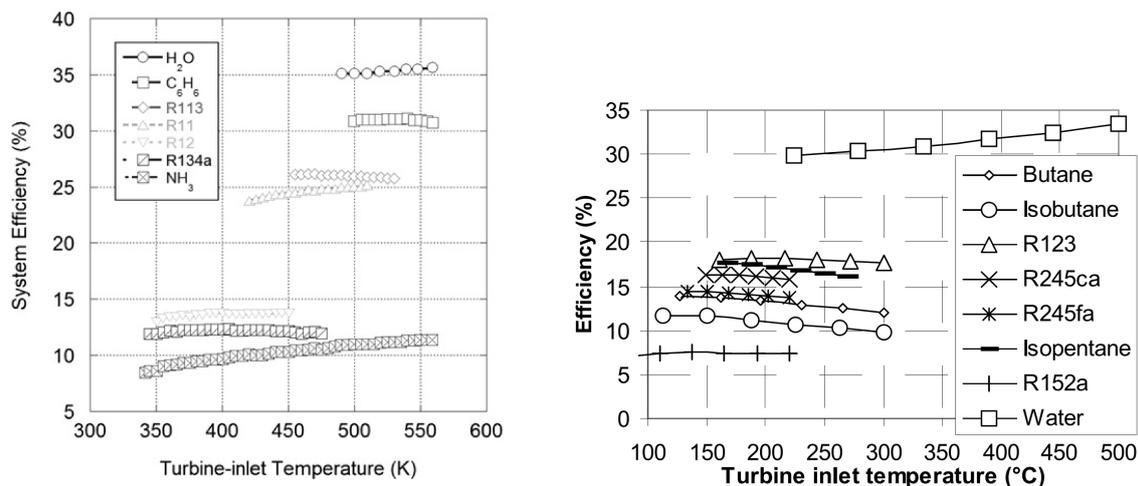
#### 1.7.4.3 Cycle de Hirn à vapeur d'eau

Le cycle de Hirn à vapeur d'eau est largement utilisé dans les centrales thermiques à la fois avec un cycle seul [Montes 2009] [Krüger 2010] [Zarza 2006] et avec des cycles gaz combinés [Cengel 2008].

Pour les petites puissances, son usage est plus rare. Des essais ont été menés sur des moteurs de type Wankel [Badr 1991], piston [Glavatskaya 2012] [Daccord 2013], turbine [Freymann 2012].

Aoun a testé un expanseur Scroll non lubrifié en vapeur d'eau avec une température d'entrée comprise entre 130 et 180°C [Aoun 2008]. Il trouve un rendement maximal de 48 % pour une valeur de taux de détente autour de 4 et une vitesse comprise entre 1500 et 2000 tr/min.

La figure 1.19 présente le rendement obtenu pour un cycle de Hirn ou de Rankine en utilisant différents fluides. On peut observer un meilleur rendement pour le cycle en vapeur d'eau.



(a) Rendement de cycles Hirn ou Rankine [Sprouse III 2013]

(b) Rendement de cycles Hirn ou Rankine [Chammas 2005]

FIGURE 1.19 – Comparatif de différents fluides utilisés avec des cycles de Hirn ou de Rankine

Les avantages de l'eau sont son faible coût, sa non-toxicité, et le rendement élevé du cycle obtenu (figure 1.19). De plus, l'eau a un point critique supérieur à 350°C (figure 1.18a). En revanche, l'utilisation de l'eau est problématique au niveau de la lubrification et requiert des expanseurs ayant un encombrement important. La mise

en œuvre (remplissage/purge) est simple. Les matériaux employés sont courants et peu coûteux : acier inoxydable pour le côté chaud et plastique, PVC ou silicone pour la partie froide.

Ce fluide est principalement utilisé pour des températures de source chaude supérieures à 200°C.

#### 1.7.4.4 Choix du fluide dans le cadre du projet Micosol

Les études traitant de ce point sont très nombreuses [Chen 2006] [Chen 2010] [Tchanche 2009] [Hung 1997] [Chammas 2005] [Quoilin 2010a] [Sprouse III 2013] [Stobart 2006] [Espinosa 2010].

La conclusion de ces études est souvent qu'il n'y a pas de fluide idéal, mais qu'un compromis entre le coût, la toxicité, le rendement et la compacité doit être trouvé. Il est différent selon les applications.

Pour Micosol, la compacité n'est pas très importante. La température de sortie des concentrateurs pouvant aller jusqu'à 250°C, il paraît intéressant d'utiliser au maximum ce potentiel. De plus, au niveau de la mise en place et de l'utilisation expérimentale, le critère d'un fluide non toxique, non inflammable et simple à mettre en œuvre est prépondérant. Une fuite est en effet très facile à gérer en eau. Le remplissage et la vidange de l'installation peuvent aussi se faire de manière simple. Par ailleurs, l'installation devant répondre à l'exigence d'une certification CE, l'utilisation d'un fluide inflammable soumis à la réglementation ATEX (ATmosphères EXplosibles) est proscrite pour un prototype unique.

L'eau nous a semblé être le fluide le plus adapté à la génération directe de vapeur. En revanche, les problématiques rencontrées ont été le gel et la lubrification du moteur. Pour la première, le prototype est pourvu d'un système de purge. Pour la seconde, Exoès a développé un expanseur sans lubrification.

### 1.7.5 Expanseurs pour un cycle de Hirn ou de Rankine

#### 1.7.5.1 Turbine à vapeur

La turbine à vapeur est très utilisée dans les centrales de grandes tailles [Krüger 2012] [Price 2002]. C'est une technologie mature pour ces puissances. Pour des petites puissances, un prototype de 2 kWe est expérimenté chez BMW [Freyman 2012]. Le principal inconvénient des turbines à vapeur est qu'elles ne tolèrent pas de gouttes d'eau en entrée. En effet, ces gouttes propulsées à grande vitesse viennent endommager les ailettes constituant la turbine. Cette technologie est donc risquée à implémenter dans un système ayant une source de chaleur intermittente [Teng 2007] [Daccord 2014b].

#### 1.7.5.2 Expanseur rotatif : palettes, vis, Scroll

Ces trois types d'expanseurs sont représentés figure 1.20. Une description détaillée de ces expanseurs est donnée par Aoun [Aoun 2008].



FIGURE 1.20 – Différents types d'expanseur [Qiu 2011] [Quoilin 2011b]

Ils présentent la caractéristique commune d'avoir des espaces d'admission, de détente et d'échappement qui co-existent, par opposition au moteur à piston où le même volume est utilisé. Il n'y a pas non plus de soupapes [Quoilin 2011b]. Pour un expanseur à palettes, un rendement de 73 % a été obtenu pour une puissance de sortie de 1,8 kW avec du R113 [Badr 1991]. Des prototypes ont été développés souvent à partir de modèles de compresseurs existants avec des fluides frigorigènes par le CEA et Renault dans les années 80 pour l'expanseur à vis [Tardieu Alaphilippe 2007], et par différents auteurs au cours de ces dernières années [Quoilin 2011b] [Kane 2003] [Aoun 2008] pour le Scroll.

Pour des expandeurs Scroll, le meilleur point de rendement relevé est obtenu par Aoun et Lemort pour un taux de détente autour de 4/5 [Aoun 2008] [Lemort 2009]. Par ailleurs, Lemort a testé un expandeur Scroll avec un taux de détente allant jusqu'à 15. Il a relevé un rendement maximal de 55 % avec de la vapeur d'eau à un taux de détente de 7-8 [Lemort 2006]. Lemort reporte des rendements maximaux de 68 % pour des expandeurs Scroll hermétiques et entre 68 et 87 % pour des expandeurs Scroll "ouverts" [Lemort 2013].

Le rendement maximal d'un expandeur à vis (compris entre 70 et 82 %) est atteint pour des taux de détente compris entre 3 et 9 avec de la vapeur d'eau [Lemort 2013]. Wang a mesuré un rendement maximal de 32,5 % sur un expandeur à vis d'une puissance de 5 kW avec de l'air en entrée à 107°C et 6 bars de pression [Wang 2011b].

Pour des faibles puissances (inférieures à 10 kW) aucun modèle commercial de ce type d'expandeur n'existe sur le marché.

### 1.7.5.3 Expandeur Wankel

La technologie Wankel présente des avantages au niveau de la compacité et du coût. Des rendements expérimentaux de 21 % ont été obtenus avec de la vapeur d'eau à une température comprise entre 231 et 410°C pour une puissance allant de 12 à 17 kW. Mais il a été observé des problèmes au niveau de la soupape d'admission [Badr 1991]. Un rendement compris entre 21 et 42 % a été reporté avec un mélange air-alcool pour une puissance de 41 kW [Badr 1991]. Cette technologie n'est pas, pour l'instant, fonctionnelle sans lubrification. Elle n'est donc pas adaptée à un cycle fermé en vapeur d'eau.

### 1.7.5.4 Moteur à piston pour les cycles à vapeur d'eau

Le moteur à piston a été développé au XVIII<sup>e</sup> siècle. Étant au cœur des deux révolutions industrielles, il n'a cessé d'être amélioré depuis.

Il existe trois architectures d'admission et d'échappement pour le moteur présentées par la figure 1.21 :

- Counterflow : la vapeur entre et sort par le haut du cylindre par une soupape d'admission et une soupape d'échappement. Ce type d'admission est couramment observé dans l'automobile.
- Uniflow : la vapeur entre par le haut du cylindre par une soupape d'admission et sort par le bas par une ouverture permanente qui se dégage au passage du piston.
- Multiflow : ce mode est mixte, afin d'optimiser l'échappement, la vapeur peut sortir par la soupape d'échappement en haut du cylindre et par l'ouverture permanente en bas.

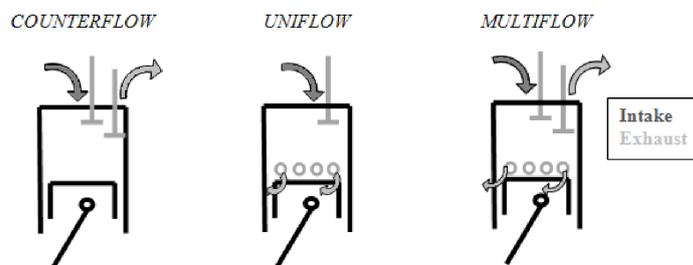


FIGURE 1.21 – Différentes architectures d'admission et d'échappement pour un moteur à piston [Daccord 2013]

Les avantages du système uniflow sont sa simplicité et le fait qu'il limite les contraintes thermiques au sein du cylindre. La fente d'échappement doit être située dans une position assez basse dans le cylindre car elle ne doit pas trop limiter la détente. L'échappement est donc moins complet que pour un système counterflow où il est possible de contrôler la soupape. Un autre point positif est qu'en recomprimant un plus grand volume, le risque de condensation au sein du cylindre est réduit. Cependant, la fenêtre d'échappement peut poser des problèmes d'usure au niveau du cylindre et du segment. De plus, il peut être nécessaire d'augmenter le volume mort afin que la pression au sein du cylindre en fin de recompression ne dépasse pas la pression d'admission [Daccord 2013].

L'avantage du système counterflow est sa plus grande puissance. En effet, la soupape d'échappement étant ouverte plus longtemps, la masse recomprimée est plus faible et la pression de la chambre au moment de l'admission est elle aussi plus faible. Dès lors, une masse plus importante que pour l'uniflow est admise.

Le rendement est meilleur pour l'uniflow à faible puissance [Syniuta 1974] [Daccord 2013]. Ceci s'explique par le fait que, même si la recompression plus importante du système uniflow engendre un travail négatif, elle réduit le débit traversant le moteur et permet une augmentation de la pression d'admission pour une puissance d'évaporateur donnée. En effet, sur la figure 1.22, la pression d'admission du système uniflow est de 35 bars contre

25 bars pour le counterflow. Cette augmentation permet de compenser la perte due à la recompression et donne un meilleur rendement que le counterflow [Daccord 2013].

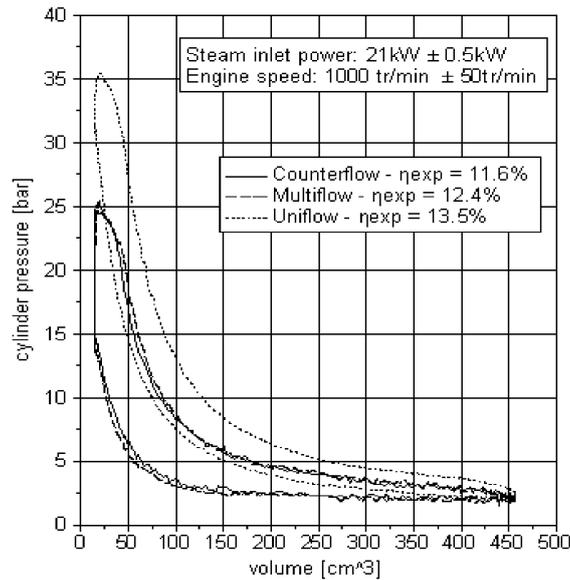
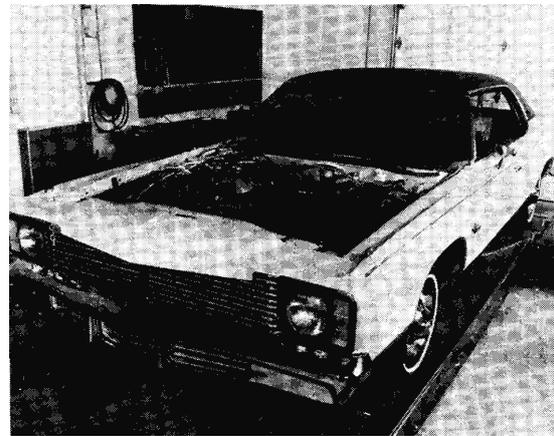


FIGURE 1.22 – Pression à l'admission pour différentes configurations du moteur [Daccord 2013]

Vers la fin des années 60, puis à la suite de la crise pétrolière de 1973, plusieurs recherches ont été menées sur des automobiles à vapeur dont on peut voir deux exemples figure 1.23.



(a) Techniciens installant un générateur de vapeur sur une Pontiac Grand Prix 1969 [Strohl 2013]



(b) Moteur à vapeur implanté sur une Dodge Monaco 1975 [Demler 1976]

FIGURE 1.23 – Exemple de véhicules à vapeur produits dans les années 60-70

Les puissances en jeu étaient de l'ordre de 30 kW par cylindre pour une température de vapeur de 540°C et une pression de 70 bars. Le moteur à 4 cylindres uniflow testé pour une vitesse de 0 à 2500 tr/min avait un volume de 2,2 litres. L'introduction de vapeur dans l'huile et vice versa est apparue acceptable [Syniuta 1974].

L'université nationale d'Australie (ANU) a mené des recherches sur ce type de moteur dans les années 90 dans le cadre du projet "White Cliffs Solar Power Station". Pour des puissances allant de 15 à 35 kW, le rendement obtenu va de 14 à 17 % pour une température de vapeur de 400°C, une pression comprise entre 15 et 60 bars pour une vitesse de 1500 tr/min. Le moteur, d'une cylindrée de 2,6 litres, est de type uniflow avec 3 cylindres. Les volumes de la chambre à l'admission et à l'échappement étaient variables, ce qui a permis d'atteindre un taux de détente volumique compris entre 10 et 16 [Bannister 1998].

Glavatskaya a modélisé de façon semi-empirique un moteur à vapeur à piston et a comparé ses résultats avec succès à des essais. Le rendement isentropique obtenu va de 55 à 70 % pour une vitesse de rotation comprise entre

1750 et 6000 tr/min avec un taux de détente allant de 20 à 40 [Glavatskaya 2012].

Ce type de moteur est également utilisé avec des fluides frigorigènes dans des cycles ORC et des gaz (air, hydrogène, argon) dans des cycles Ericsson et Stirling.

### 1.7.5.5 Choix de l'expanseur dans le cadre du projet Micosol

Pour différentes applications, le choix de l'expanseur tout comme le fluide a fait l'objet de nombreuses publications [Badr 1991] [Lemort 2013] [Quoilin 2010a] [Stobart 2006] [Qiu 2011].

La turbine a été écartée, car elle est sensible aux gouttelettes d'eau et pourrait être rapidement endommagée dans un système utilisant une source d'énergie intermittente.

À une température supérieure à 200°C, la vapeur d'eau impose entre sa pression de vaporisation (16 bars au minimum) et la pression au condenseur (1 bar au maximum) un taux de détente de 16. Pour des valeurs de taux de détente supérieures à 16, les expandeurs rotatifs ou Wankel ne sont pas adaptés ou ne présentent pas des rendements satisfaisant pour l'instant. L'expanseur à piston s'est donc imposé. De plus, il peut fonctionner avec des pressions allant jusqu'à 32 bars permettant ainsi d'augmenter la température de la source chaude.

La question de la lubrification est complexe car se pose la problématique de la tenue en température du lubrifiant et de la séparation du fluide de travail et du lubrifiant. La solution apportée par Exoès est un moteur non lubrifié. Des développements ont permis d'obtenir un moteur non lubrifié avec une robustesse acceptable et des frottements limités. Cette technologie a donc été choisie pour Micosol. L'architecture counterflow a été préférée car la puissance générée est plus importante que pour l'uniflow. De plus, la pression au sein des concentrateurs ne doit pas dépasser 30 bars.

## 1.8 Caractérisation des éléments du système

La caractérisation des éléments du système permet de pouvoir analyser et comprendre les performances de chaque composant, mais aussi de pouvoir prévoir le fonctionnement du prototype sur des périodes plus longues ou dans d'autres conditions environnementales (saison, lieu). Pour ce faire, les données mesurées peuvent être reliées à un modèle. La caractérisation des éléments du prototype peut se faire suivant 3 niveaux [Martaj 2008] [Lemort 2013] :

- Empirique (boîte noire) : les paramètres d'entrée et de sortie sont reliés par des équations obtenues par l'identification de données expérimentales.
- Semi-empirique : le comportement physique du système est connu. La description de ce système est faite selon des lois physiques déterminant l'impact de chaque paramètre d'entrée. Les mesures permettent alors de connaître la valeur de certains coefficients présents dans ces lois.
- Déterministe (modèle physique) : le système est modélisé dans le détail à l'aide des lois de conservation (masse, énergie et éventuellement quantité de mouvement). La mesure permet de vérifier la justesse du modèle ou de déterminer certains paramètres physiques.

## 1.9 Caractérisation d'un concentrateur solaire

### 1.9.1 Choix du type de caractérisation pour le concentrateur

Pour le concentrateur, la définition des différents types de modèles évoquée à la section 1.8 se traduit comme suit :

- Empirique : une cartographie définit la puissance en sortie en fonction de différents paramètres d'entrée (débit, température extérieure, pression, irradiance...).
- Semi-empirique : il est possible de déterminer assez facilement des lois caractérisant les pertes thermiques vers l'extérieur et de définir à partir de là un modèle semi-empirique en fonction de coefficients d'échanges mesurés. Le rendement sans pertes thermiques (appelé rendement optique) peut aussi être déterminé expérimentalement.
- Déterministe : chaque phénomène est décrit avec précision à la fois pour les pertes thermiques (échanges par conduction, convection et rayonnement) et pour le gain solaire (qui inclut la réflectivité des miroirs, le facteur d'interception, la transmittivité du verre et l'absorptivité du tube absorbeur...). Ce type de modèle est par exemple développé par Forristall [Forristall 2003].

Une caractérisation déterministe (modèle physique) demande à la fois une grande précision de mesure et une répétabilité difficilement atteignables sur site réel. Mais aussi pour le concentrateur, elle requiert de nombreuses mesures séparées, car un grand nombre de paramètres d'un modèle physique sont couplés (par exemple la réflectivité des miroirs et la transmittivité des enveloppes en verre). Une caractérisation purement empirique nécessite

un nombre de points de mesures stabilisées très important et difficilement réalisable dans la pratique. Notre choix s'est donc porté vers une caractérisation semi-empirique. Il se justifie par le fait qu'elle est la plus simple à mettre en œuvre et la plus largement utilisée dans la littérature [Perers 1997] [Venegas-Reyes 2012] [Janotte 2009] [Kutscher 2012] [Lupfert 2008] [Fischer 2004] [Zarza 2001] [Zambolin 2011].

## 1.9.2 Caractérisation semi-empirique

La caractérisation semi-empirique d'un concentrateur solaire prend en compte un certain nombre de phénomènes. Ils sont présentés par la figure 1.24 et consistent en :

- Les pertes thermiques ( $\Phi_l$ ) : échanges de chaleur avec l'extérieur en fonction de l'écart de température entre l'absorbeur et l'ambiance (ou le ciel) et éventuellement de la vitesse du vent. Ces pertes sont à la fois convectives et radiatives (entre le tube en verre et l'extérieur) mais ont aussi lieu par conduction au niveau des supports.
- Le rendement optique normal (ou pic :  $\eta_{0,\theta=0}$ ) : facteur caractérisant la capacité de l'absorbeur à transférer au fluide une puissance reçue par rayonnement hors pertes thermiques (fonction principalement de la réflectivité des miroirs, de la transmittivité de l'enveloppe en verre, de l'absorptivité de l'absorbeur et de l'erreur de suivi).
- Le facteur d'angle ou IAM ( $K_\theta(\theta)$ ) : Variation du rendement optique en fonction de l'angle d'incidence.
- Le rendement optique ( $\eta_0$ ) : produit du rendement optique normal et du facteur d'angle.

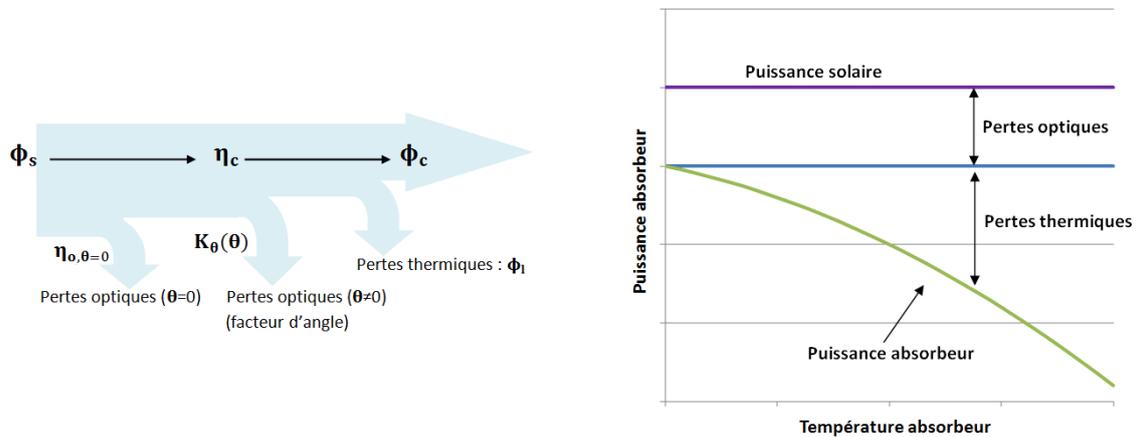


FIGURE 1.24 – Pertes au niveau du concentrateur [Zarza 2003] [Dudley 1994]

La puissance thermique du concentrateur,  $\Phi_c$ , est égale à la différence entre l'apport solaire et les pertes thermiques :

$$\Phi_c = \eta_0 \Phi_s - \Phi_l \quad (1.1)$$

où  $\Phi_s$  est la puissance solaire :

$$\Phi_s = AG_b \cos \theta \quad (1.2)$$

et  $\eta_0$  le rendement optique :

$$\eta_0 = \eta_{0,\theta=0} K_\theta(\theta) \quad (1.3)$$

avec  $\Phi_l$  : pertes thermiques (W),  $A$  : surface d'ouverture ( $m^2$ ),  $G_b$  : irradiance directe normale ( $W/m^2$ ) et  $\theta$  : angle d'incidence ( $^\circ$ ).

Le rendement global (thermique) du concentrateur peut donc se définir comme [Kutscher 2012] :

$$\eta_c = \frac{\Phi_c}{\Phi_s} = \eta_0 - \frac{\Phi_l}{\Phi_s} \quad (1.4)$$

On remarque que pour un suivi deux axes l'angle d'incidence  $\theta$  est égal à zéro. Lors des essais avec ce type de suivi la puissance solaire pourra directement se calculer à l'aide de :

$$\Phi_s = AG_b \quad (1.5)$$

### 1.9.2.1 Présentation des différentes méthodes de mesure

Cette caractérisation de concentrateurs cylindro-paraboliques peut être réalisée suivant différentes méthodes. La principale différence entre ces méthodes est la mesure simultanée (couplée) des pertes thermiques et optiques présentées précédemment.

La norme EN 12975, définie à la base pour des capteurs plans, impose un couplage de ces mesures où le rendement (incluant pertes thermiques et optiques) est déterminé à partir d'une série d'essais à l'extérieur ou à l'aide d'un simulateur solaire [CEN 2001].

Il est également possible de caractériser de manière couplée le rendement optique et les pertes thermiques sur un concentrateur cylindro-parabolique en dehors des conditions imposées par la norme EN 12975 [Dudley 1994].

Pour des concentrateurs cylindro-paraboliques, la méthode couramment utilisée est une caractérisation séparée (découplée) du rendement optique mesuré sur site et des pertes thermiques mesurées sur site ou en laboratoire [Feldhoff 2014] [Valenti 2014] [Lupfert 2008].

Ces trois principales méthodes sont détaillées par la suite.

### 1.9.3 Caractérisation couplée selon la norme EN 12975

La caractérisation couplée consiste en une mesure simultanée du rendement optique et des pertes thermiques. La norme EN 12975 donne une définition, basée sur le modèle de Hottel et Whillier [Hottel 1958], de la puissance en sortie du capteur solaire [CEN 2001] :

$$\phi_c = F'(\tau\alpha)_{en} K_\theta(\theta) G - c_1(T_m - T_a) - c_2(T_m - T_a)^2 - c_3 u(T_m - T_a) + c_4(E_L - \sigma T_{ak}^4) - c_5 \frac{dT_m}{dt} - c_6 u G \quad (1.6)$$

Avec :

- $\phi_c$  : puissance en sortie du capteur ( $W.m^{-2}$ ).
- $G$  : irradiance ( $W.m^{-2}$ ).
- $T_m$  : température moyenne de fluide ( $^{\circ}C$ ).
- $T_a$  : température ambiante ( $^{\circ}C$ ).
- $T_{ak}$  : température ambiante ( $K$ ).
- $u$  : vitesse du vent.
- $E_L$  : irradiance de grandes longueurs d'onde ( $W.m^{-2}$ ).
- $F'(\tau\alpha)_{en} K_\theta(\theta)$  : rendement optique ( $\eta_0$ ) (-).
- $c_1$  et  $c_2$  : impact de la température ambiante ( $W.K^{-1}.m^{-2}$  et  $W.K^{-2}.m^{-2}$ ).
- $c_3$  et  $c_6$  : impact de la vitesse du vent ( $J.K^{-1}.m^{-3}$  et  $s.m^{-1}$ ).
- $c_4$  : influence de la température de ciel (-)
- $c_5$  : capacité thermique effective ( $J.K^{-1}.m^{-2}$ ).

Cette approche consiste donc à caractériser les pertes thermiques,  $\Phi_l$ , de manière détaillée à l'aide des coefficients  $c_1$  à  $c_4$  et  $c_5$ ,  $c_6$  ajoutant un terme dynamique.

On notera ici la grande différence avec la représentation anglo-saxonne qui se fait en fonction non pas de la température moyenne  $T_m$  mais de la température d'entrée du fluide dans le capteur solaire [Duffie 2006].

La norme EN 12975 propose deux approches de caractérisation : statique et quasi-dynamique. Ces approches consistent en la mesure simultanée des pertes thermiques,  $\Phi_l$ , et du rendement optique,  $\eta_0$ , (normal pour la méthode statique et incluant l'IAM ( $K_\theta(\theta)$ ) pour la méthode dynamique) par un essai sous rayonnement naturel. La méthode statique peut également se faire sous ensoleillement artificiel.

La méthode quasi-dynamique permet de prendre en compte tous les paramètres nécessaires à l'équation 1.6 par une procédure d'identification [Perers 1997].

A contrario, la méthode statique permet de déterminer le rendement en fonction de la température du capteur, de la température extérieure et de l'irradiance selon une équation simplifiée pour la puissance en sortie du concentrateur :

$$\phi_c = G\eta_{0,\theta=0} - c_1(T_m - T_a) - c_2(T_m - T_a)^2 \quad (1.7)$$

D'autres paramètres tels que l'inertie ou l'influence de l'angle d'incidence ( $c_5$ ,  $K_\theta(\theta)$ ) peuvent être introduits dans l'expression du rendement. Ils devront être mesurés à partir d'essais spécifiques.

#### 1.9.3.1 Évaluation de l'inertie

##### Constante de temps

La norme EN 12975 propose l'évaluation de la constante de temps seulement lors de la montée en température

du système qui va d'un écart de température  $(T_e - T_a)_0$  à un écart  $(T_e - T_a)_2$  ( $T_e$  : température en sortie, et  $T_a$  température ambiante). La constante de temps,  $\tau_c$ , correspond au temps nécessaire pour atteindre 63,2 % de l'écart entre ces deux écarts de température. L'essai doit se faire à température stabilisée avec un échelon sur l'irradiance.

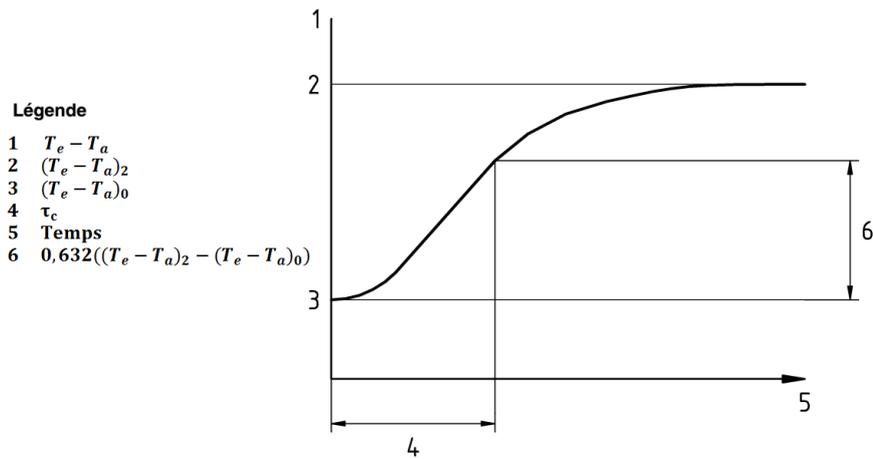


FIGURE 1.25 – Évaluation de la constante de temps selon la norme EN 12975 [CEN 2001]

La norme ASHRAE 93-1986, utilisée par Venegas [Venegas-Reyes 2012] propose le même type d'approche avec :

$$\frac{1}{e} = 0,368 = \frac{(T_o - T_i)\tau}{(T_o - T_i)_2} \quad (1.8)$$

avec  $T_o$  : température en sortie, et  $T_i$  température en entrée.

La température en entrée doit rester constante et l'inconnue est la constante de temps  $\tau$ . Cette dernière peut se calculer lors d'une montée ou d'une descente en température.

### Capacité thermique effective

La norme EN 12975 définit en annexe G une méthode de caractérisation de la capacité thermique effective  $C$  (en J/K). Le coefficient  $c_5$  de l'équation 1.6 est égal au rapport de cette capacité sur la surface du capteur (en  $J/m^2.K$ ) [CEN 2001].

La capacité est calculée sur la phase transitoire entre deux états stationnaires. La norme offre deux modes opératoires, hors soleil ou à l'extérieur. Dans le premier cas, un échelon de  $10^\circ\text{C}$  est appliqué sur la température d'entrée et dans le second, le retrait d'une couverture protégeant le capteur du rayonnement solaire est opéré.

La capacité thermique est établie par intégration de l'énergie stockée dans le capteur pendant la période de transition.

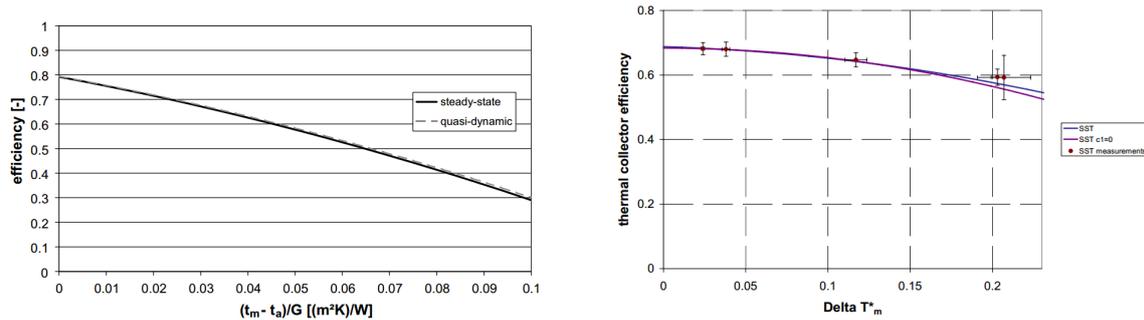
L'essai en extérieur requiert de connaître le rendement optique. Le coefficient de perte thermique est calculé sur la phase transitoire par la moyenne de celui obtenu pour les deux états stationnaires.

### 1.9.3.2 Exemples

Les deux approches, statique et quasi-dynamique, ont été comparées sur des concentrateurs cylindro-paraboliques en phase liquide pour la partie rendement optique et pertes thermiques ( $\eta_0$ ,  $c_1$  et  $c_2$  dans l'équation 1.7). Comme le montre la figure 1.26a, elles donnent des résultats similaires [Fischer 2004], [Janotte 2009].

Fischer obtient de bons résultats avec une température moyenne de fluide allant jusqu'à  $175^\circ\text{C}$  [Fischer 2006] mais Janotte qui travaille jusqu'à  $160^\circ\text{C}$  remarque que le coefficient  $c_1$  n'est pas indispensable et conduit à des erreurs à la fois sur l'incertitude et sur l'identification [Janotte 2009]. Le rendement optique obtenu par Janotte est de 68 % (figure 1.26b) pour un coefficient  $c_1 = 0$  et  $c_2 = 0,0033 \text{ W}/m^2 K^2$  dans l'équation 1.6 [Janotte 2009].

La figure 1.26 nous permet d'observer l'avantage du concentrateur cylindro-parabolique (figure 1.26b) qui conserve un rendement élevé pour des températures élevées, à l'inverse du capteur plan (figure 1.26a).



(a) Rendement obtenu par Fischer pour des essais statiques et quasi dynamiques (pour un capteur plan) [Fischer 2004]

(b) Rendement obtenu par Janotte pour des essais statiques sur un concentrateur cylindro-parabolique [Janotte 2009]

FIGURE 1.26 – Rendement en fonction de  $T_m^* = (T_m - T_a)/G$  ( $T_m$  : température moyenne de fluide,  $T_a$  température ambiante,  $G$  irradiance)

### 1.9.4 Caractérisation couplée de concentrateurs cylindro-paraboliques hors EN 12975

La norme EN 12975 étant parfois inadaptée à des mesures sur site réel, il est également possible de caractériser de manière couplée le rendement optique et les pertes thermiques en dehors des conditions imposées par cette norme. Cependant, cette méthode est rarement utilisée pour des raisons pratiques et de complexité au niveau des incertitudes. En effet, les pertes thermiques sont faibles par rapport aux apports solaires.

#### 1.9.4.1 Exemple d'une caractérisation complète

Le laboratoire Sandia a pratiqué des tests de rendement global dans les années 90 pour différents tubes récepteurs (figure 1.27) [Dudley 1994]. Le vide limitant les pertes convectives, on observe une stabilisation de l'écart entre tube sous vide et tube en air à mesure que la température augmente et que les pertes radiatives prédominent. L'écart entre les deux est de l'ordre de 5 % à 400°C.

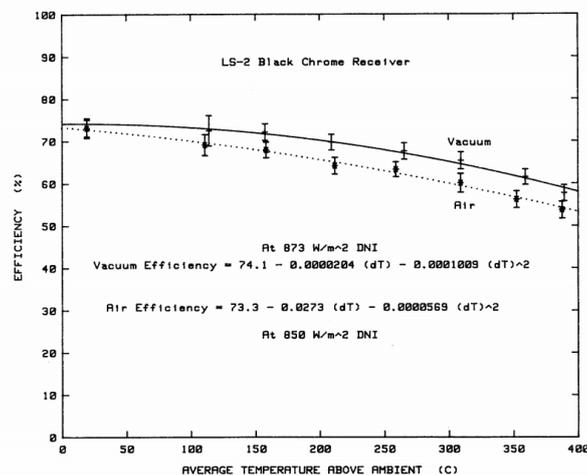


FIGURE 1.27 – Rendement obtenu par Dudley sur un tube en chrome noir [Dudley 1994]

#### 1.9.4.2 Exemples sur un point de mesure

##### Vapeur d'eau

L'utilisation de la vapeur pour ces essais est très peu répandue. Almanza, sur un concentrateur cylindro-parabolique, a mesuré un rendement en vapeur pour un point à 42 % avec une irradiance directe de 866 W/m², et une température en sortie de 130°C en diphasique [Almanza 1997]. On peut aussi citer Kalogirou qui a obtenu un rendement de 48,9 % pour une température moyenne de collecteur de 100°C avec un système à vaporisation instantanée (flash) et une surface de 3,5 m² [Kalogirou 1996].

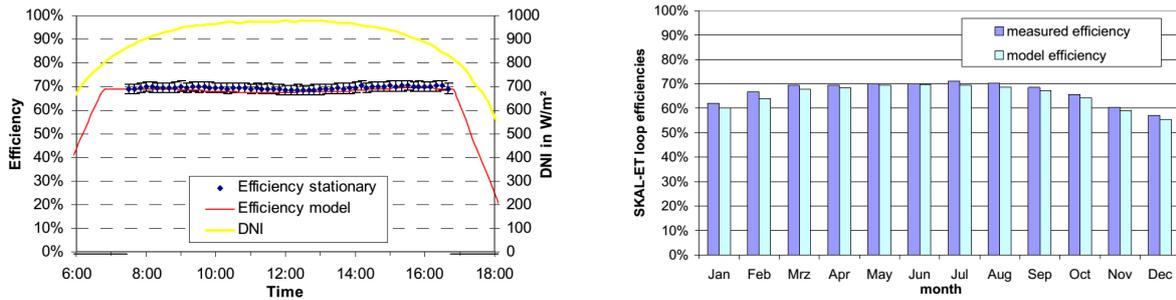
### Huile ou eau liquide

Des essais sur un concentrateur deux axes MAN (modèle Helioman 3/32) ont été réalisés à la plateforme PSA (Plataforma Solar de Almeria) entre 1981 et 1985 et donne un rendement global de 30 % pour une température maximale de sortie de 307°C (le rendement optique est de 71 %) [Fernández-García 2010].

#### 1.9.4.3 Exemples sur une journée ou un mois

### Huile ou eau liquide

La boucle Skal-ET (1 axe de rotation) appartenant à la centrale SEGS V a fait l'objet de mesures sur une journée (figure 1.28a) et sur plusieurs mois (figure 1.28b) [Herrmann 2006].



(a) Sur une journée (pour une température en sortie de 350°C) [Herrmann 2006]

(b) Sur un mois [Herrmann 2006]

FIGURE 1.28 – Rendements mesurés de la boucle Skal-ET

Concernant les champs solaires SEGS (1 axe de rotation) construits depuis les années 80, des résultats sont reportés sur une période annuelle et vont de 35 à 50 % suivant les centrales. Un exemple est donné sur une journée par la figure 1.29. Les récepteurs utilisés (Luz ou Solel) ont un rendement optique qui va de 73,4 à 77 %. Pour les deux dernières centrales (SEGS VIII et IX) construites en 1989 et 1990, l'écart entre rendements optique et global est de l'ordre de 25 % [Fernández-García 2010].

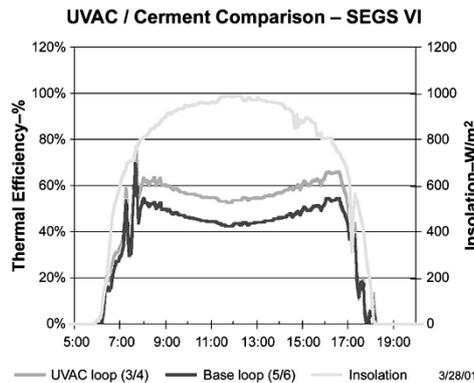


FIGURE 1.29 – Rendement de deux récepteurs (UVAC et Cermet (base loop)) de la centrale SEGS VI [Price 2002]

## 1.9.5 Caractérisation découplée de concentrateurs cylindro-paraboliques

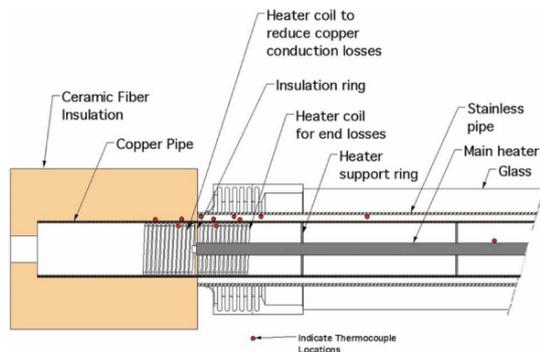
La caractérisation découplée consiste en une mesure séparée du rendement optique et des pertes thermiques. Les pertes thermiques,  $\Phi_l$ , sont définies de manière succincte souvent par une relation polynomiale en fonction de la température de l'absorbeur. Le modèle semi-empirique associé nécessite donc de définir deux ou trois paramètres (pertes thermiques ( $\Phi_l$ ), rendement optique normal ( $\eta_{0,\theta=0}$ ) et facteur d'angle ( $K_\theta(\theta)$ )).

### 1.9.5.1 Évaluation expérimentale des pertes thermiques ( $\Phi_l$ )

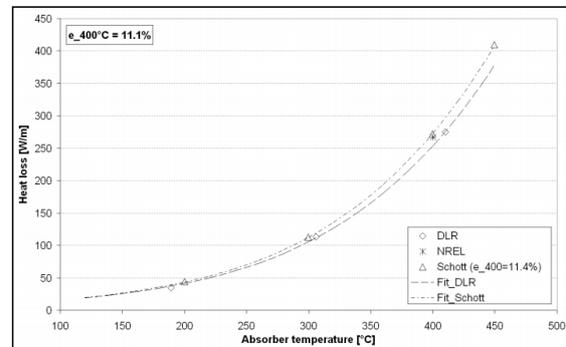
#### Essais en laboratoire (statiques)

Les pertes thermiques sont évaluées en introduisant dans le tube absorbeur des résistances électriques (figure

1.30a). Les pertes sont alors égales à la puissance électrique consommée pour maintenir à une certaine température la surface de l'absorbeur. Cette température est mesurée soit par des thermocouples soit, comme dans le laboratoire Schott, déduite de la déformation mécanique de l'absorbeur. Cette technique est assez reproductible comme on peut le voir sur la figure 1.30b. A l'aide d'un modèle simplifié, il est possible de calculer l'émissivité de l'absorbeur, les écarts obtenus sont inférieurs à 1 % d'émissivité absolue [Dreyer 2010].



(a) Schéma du banc d'essai au NREL [Lupfert 2008]



(b) Comparatif de résultats obtenus chez Schott, au DLR et NREL [Dreyer 2010]

FIGURE 1.30 – Évaluation des pertes thermiques en laboratoire

### Essais extérieurs (quasi-statiques)

Ces essais sont effectués sans ensoleillement. Le fluide est chauffé par une source extérieure avec un débit suffisamment important pour que l'écart de température entre l'entrée et la sortie de l'absorbeur soit le plus faible possible.

Le coefficient d'échange étant élevé, la température de fluide moyenne ( $(T_{out} - T_{in})/2$ ) est considérée comme égale à celle de l'absorbeur [Lupfert 2008]. Les pertes correspondent à l'énergie fournie au fluide circulant dans l'absorbeur pour le maintenir à une température constante.

Ces essais incluent les pertes par conduction au niveau des supports.

### Essais extérieurs (optiques)

Yaghoubi a utilisé la thermographie infrarouge hors ensoleillement. Il a pu déterminer la valeur des pertes thermiques, de l'ordre de grandeur des mesures présentées par la figure 1.31, en mesurant la température du verre du récepteur solaire [Yaghoubi 2013]. Lufvert ne considère pas ce type de mesure assez précise pour une évaluation des pertes, mais l'utilise comme outil d'analyse sur la dégradation des absorbeurs [Lupfert 2008].

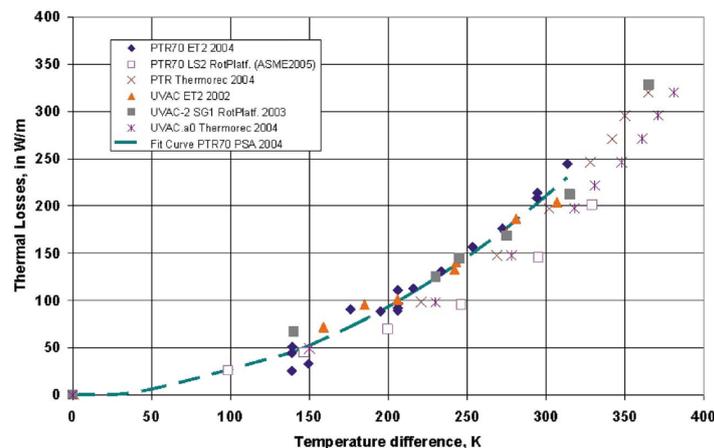


FIGURE 1.31 – Essais de deux absorbeurs sur différents bancs (les croix représentent les tests en intérieur)

### Discussion

La figure 1.31 montre un comparatif entre différents essais sur deux absorbeurs de type PTR70 de Schott et

UVAC de Solel. Un banc en intérieur : Thermorec (au DLR) ainsi que des plateformes extérieures ET2 (banc d'essai de 75 m à PSA), LS2 et Rotplatf (banc d'essai rotatif au Sandia) ont été utilisés. Les écarts relevés sont pour l'auteur dus à l'incertitude, aux différences entre deux séries d'absorbeurs et aux différentes configurations de montage. Les pertes sont exprimées en W/m linéaire pour des absorbeurs de diamètre 70 mm.

Dans la réalité, l'utilisateur a rarement accès aux températures de paroi de l'absorbeur. Si dans le cadre de l'essai, la température de paroi a été considérée comme identique à celle du fluide [Lupfert 2008], elle est en général de l'ordre de 6°C supérieure [Kutscher 2012]. Cet écart peut être pris en compte par le facteur d'efficacité défini par l'équation suivante comme le rapport entre l'énergie réelle transférée au fluide et l'énergie qui serait cédée si l'absorbeur était à la température du fluide [Duffie 2006] :

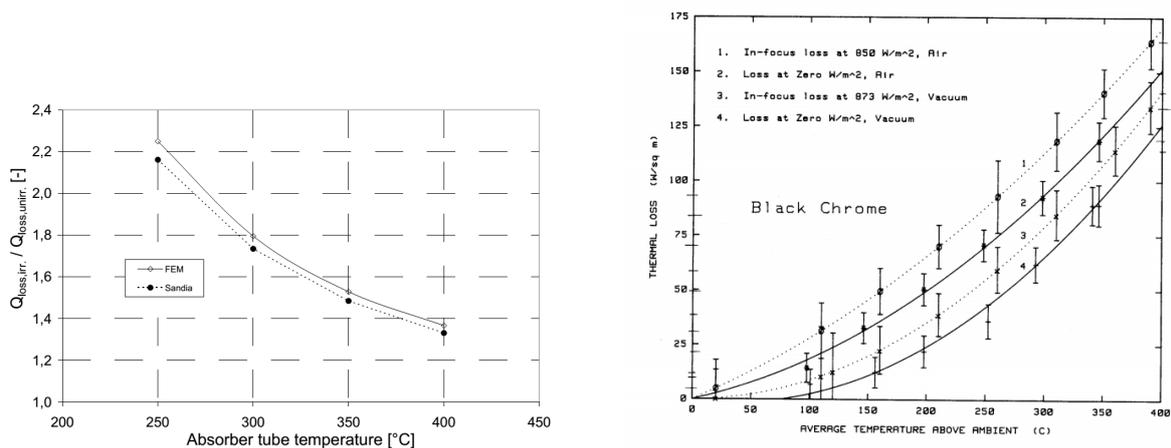
$$F' = \frac{U_0}{U_l} \quad (1.9)$$

avec  $U_l$  coefficient de pertes thermiques ( $W/m^2.K$ ) et  $U_0$  coefficient global de transfert entre l'absorbeur et le fluide ( $W/m^2.K$ ).

Cela dit, ce coefficient ne tient pas compte de deux paramètres augmentant les pertes : l'absorptivité du verre qui va augmenter la température du verre sous irradiance et la distribution non homogène du flux sur le tube.

Ce facteur est de l'ordre de 0,97 même en incluant ces deux paramètres car les pertes thermiques sont de l'ordre de 10 % de l'énergie transmise au fluide [Eck 2010] [Lupfert 2008].

Ceci peut s'observer dans l'écart des courbes de la figure 1.32b. Cet écart entre pertes avec et sans ensoleillement (courbes 1-2) demeure presque constant à partir d'une température de 150°C au-dessus de l'ambiance. Il est de l'ordre de 40 % pour une température de fluide de 200°C au-dessus de l'ambiance.



(a) Rapport des pertes thermiques avec ensoleillement sur les pertes thermiques sans ensoleillement [Eck 2010]

(b) Pertes thermiques pour un tube de diamètre 70 mm, (les pertes en  $W/m^2$  se réfèrent à la surface d'ouverture, pour la conversion en  $W/m$ , une multiplication par la largeur d'ouverture de 5 m est nécessaire) [Dudley 1994]

FIGURE 1.32 – Impact de l'ensoleillement sur les pertes thermiques

Eck observe des valeurs plus importantes. Par des simulations numériques en éléments finis, il a montré qu'il pouvait y avoir un rapport d'ordre deux entre pertes avec et sans ensoleillement (figure 1.32a) [Eck 2010].

### Exemples

Il y a peu d'essais disponibles décrivant les pertes thermiques de concentrateurs avec de l'air dans l'enveloppe en verre.

Dudley a conduit une série de mesures en comparant des essais avec et sans ensoleillement, les résultats pour du chrome noir sont présentés par la figure 1.32b.

Pour un absorbeur de diamètre 70 mm revêtu de chrome noir sous ensoleillement, les pertes obtenues avec un écart de température de 200°C entre absorbeur et ambiance sont de l'ordre de 150  $W/m$  pour un tube sous vide et de 325  $W/m$  pour un tube en air (par mètre linéaire d'absorbeur), pour un essai sans ensoleillement ces pertes diminuent respectivement à 100  $W/m$  et 250  $W/m$  (figure 1.32b) [Dudley 1994]. Lupfert rapporte 100  $W/m$  en moyenne pour un tube sous vide de même diamètre revêtu de Cermet avec une mesure sans ensoleillement (figure 1.31) [Lupfert 2008].

En convertissant pour notre système (diamètre de 34 mm, sans vide), avec un écart de température de 200°C entre absorbeur et ambiance, les pertes thermiques seraient de 158 W/m à  $G = 850 \text{ W/m}^2$  et de 73 W/m sans ensoleillement (par mètre linéaire d'absorbeur) [Dudley 1994].

### 1.9.5.2 Évaluation du rendement optique ( $\eta_0$ )

#### Essais sur site

Le principe de ce type d'essai est de travailler sur des concentrateurs focalisés et à une température de fluide presque à la température ambiante, en régime permanent sans vent. Tous les termes qui multiplient les facteurs  $c_1$  à  $c_6$  de l'équation 1.6 ( $(T_m - T_a, u \dots)$ ) et  $\Phi_l$  de l'équation 1.4 sont alors nuls ou négligeables. Le rendement optique ( $\eta_0$ ) est alors le rapport de la puissance récupérée sur le fluide sur la puissance solaire (équation 1.4). Il est possible de le mesurer sous plusieurs angles d'inclinaison afin de découpler le rendement optique normal ( $\eta_{0,\theta=0}$ ) et le facteur d'angle ou IAM ( $K_\theta(\theta)$ ) (équation 1.3).

Le rendement optique peut aussi se déterminer en prolongeant, jusqu'à  $T_m - T_a = 0$ , les courbes de rendement obtenues lors d'essais statiques ou quasi-dynamiques tels que présentés sur la figure 1.26.

#### Essais en laboratoire

Le DLR est doté d'un banc d'essai pour la caractérisation du rendement optique d'un absorbeur solaire. Un réflecteur type et 4 lampes de 14 kW au total sont utilisés. Le principe de mesure est le même que pour l'essai sur site [Pernpeintner 2011].

#### Exemples

Pour des tubes sous vide, Zarza rapporte une valeur de 68 % (avec des miroirs non nettoyés) sur certains concentrateurs de la centrale DISS contre 80 % pour la centrale solaire SEGS [Zarza 2001]. Eck donne une valeur de 73 % pour la centrale DISS [Eck 2003].

Les concentrateurs "historiques", sous vide, construits par l'entreprise Luz puis Solel (LS1, LS-2 et LS3), utilisés dans la centrale DISS et les centrales SEGS aux USA présentent un rendement optique de 73,4 à 77 %. Ils fonctionnent à des températures maximales de 308 à 390°C [Fernández-García 2010].

Le rendement optique obtenu avec des récepteurs à pression atmosphérique est sensiblement équivalent à celui obtenu avec des récepteurs sous vide (73,8 % sous vide contre 73,6 % en air pour un absorbeur en chrome noir [Dudley 1994]).

## 1.9.6 Influence de la température extérieure et de la vitesse du vent

L'influence de la vitesse du vent sur les pertes thermiques est négligeable selon les essais effectués sur un récepteur sans vide par Dudley présenté figure 1.33. Cette hypothèse est confirmée par Fischer pour un absorbeur avec une enveloppe en verre sans vide et un facteur de concentration supérieur à 3 [Fischer 2012].

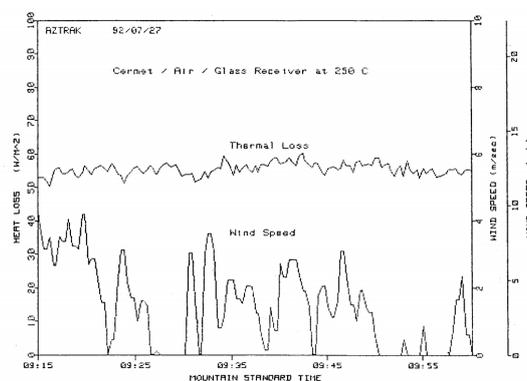


FIGURE 1.33 – Influence de la vitesse du vent sur les pertes thermiques [Dudley 1994]

L'impact sur le rendement de la température extérieure et de la température de ciel, obtenu par simulation pour un tube sous vide, semble lui aussi négligeable pour une température de fluide et une irradiance élevées (figure 1.34).

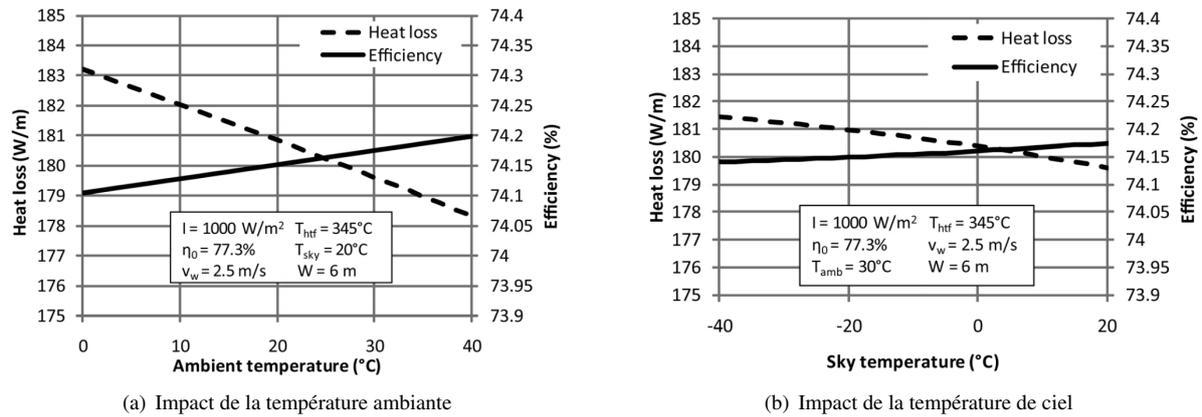


FIGURE 1.34 – Rendements et pertes thermiques obtenus par Kutscher [Kutscher 2012]

## 1.10 Caractérisation d'un moteur à vapeur

### 1.10.1 Choix du type de caractérisation pour le moteur

Pour le moteur, la définition des différents types de modèles évoquée à la section 1.8 se traduirait comme suit :

- Empirique (boîte noire) : deux coefficients, le rendement isentropique et le taux de remplissage permettent de relier respectivement la puissance produite par le moteur et le débit le traversant pour différents paramètres d'entrée (pression, température, vitesse de rotation) [Lemort 2013]. Ces coefficients sont propres à chaque type et configuration de moteur et demandent à être réévalués dès qu'un paramètre change. Ce type d'analyse permet d'établir des comparatifs entre différents fluides ou de conduire une pré-étude de faisabilité [Nguyen 2010]. Cette méthode est développée en 0D.
- Semi empirique : une analyse simplifiée du cycle thermodynamique est effectuée et améliorée par une évaluation des différentes pertes (parois, frottements...). Les pertes ne sont pas considérées comme corrélées entre elles. Cette méthode est souvent développée en 0D.
- Déterministe (modèle physique) : une analyse plus fine des phénomènes (thermiques et aérauliques) est effectuée. Cette méthode fait parfois appel à la CFD.

#### 1.10.1.1 Exemples sur des moteurs à combustion externe ou interne

Il existe une littérature très abondante sur des cycles dits à combustion externe (type Ericsson, Stirling...) ou à combustion interne (type Beau de Rochas ou Diesel) ou encore pour des turbines de type Scroll. En revanche, la modélisation de moteurs à piston à vapeur (cycle de Hirn ou de Rankine) est moins souvent abordée. Il est cependant possible d'adapter, au moteur à vapeur, certains principes développés pour d'autres types de cycles. La caractérisation de ce type de moteur se fait majoritairement selon une modélisation empirique voir semi-empirique.

Descieux, dans sa thèse sur la modélisation de systèmes de cogénération utilise un modèle semi-empirique, 1D (en fonction de l'angle du vilebrequin), pour un moteur à combustion interne [Descieux 2007],

Mathieu étudie un moteur Stirling à l'aide d'un modèle semi-empirique. Il utilise également des corrélations de données expérimentales pour déterminer, par des polynômes de degré 3, les puissances admise, refoulée et électrique à partir des températures en entrée et sortie et de la vitesse de rotation. Il établit alors un modèle empirique qui est utilisé pour le dimensionnement d'échangeurs ou d'éléments externes au moteur ou pour l'élaboration d'un système de contrôle/commande dynamique [Mathieu 2012].

Veynandt a modélisé un moteur Ericsson en utilisant une méthode empirique où le moteur est décrit par son rendement isentropique [Veynandt 2011].

Tardieu Alaphilippe a utilisé un modèle empirique avec des coefficients théoriques pour les différents rendements d'un moteur Ericsson [Tardieu Alaphilippe 2007].

Martaj a testé différents types de modélisation sur un moteur Stirling. Elle propose un comparatif des modèles 0D et 1D semi-empiriques (recalés par rapport aux coefficients d'échanges thermiques), 2D déterministe et des données expérimentales (figure 1.35) [Martaj 2008].

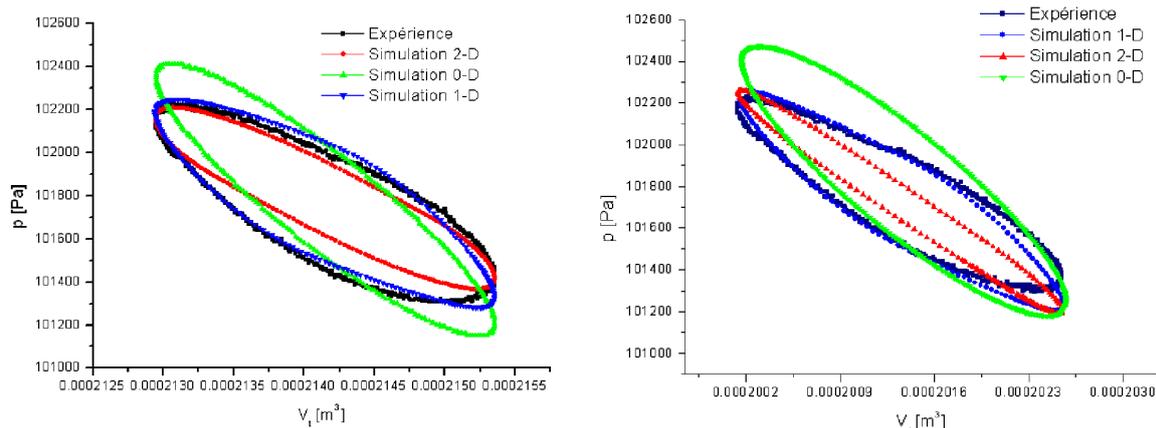


FIGURE 1.35 – Diagrammes (p,V) obtenus pour une vitesse de 24 tr/min (gauche) et 38 tr/min (droite) [Martaj 2008]

Nous observons que le modèle 1D (recalé) est celui qui correspond le plus à l'expérimental. Les écarts du modèle 2D sont dus, selon Martaj, aux incertitudes de mesure et certaines hypothèses simplificatrices (symétrie 2D, régénération nulle...). Les écarts du modèle 0D sont dus à la non-prise en compte des pertes de charge [Martaj 2008].

Quoilin et Lemort ont mis en place un modèle 0D semi-empirique pour une turbine Scroll où les facteurs décrivant les différentes pertes sont recalés sur les mesures [Quoilin 2011b] [Quoilin 2010b]. Lemort a ajouté certains paramètres géométriques (volume balayé et rapport de compression) [Lemort 2009]. Ce recalage se fait par un algorithme génétique utilisant la méthode des moindres carrés minimisant la différence entre les résultats du modèle et les résultats mesurés pour la pression en entrée du moteur ou le débit, la puissance mécanique en sortie et la température à l'échappement. À partir des résultats de ce premier modèle et des mesures, Quoilin a aussi établi des lois polynomiales d'ordre 2 et 4 pour déterminer respectivement le coefficient de remplissage et le rendement isentropique en fonction de la masse volumique du fluide en entrée, de la vitesse de rotation et du rapport de compression. Ces coefficients permettent de s'adapter à d'autres points de fonctionnement et d'autres géométries. Il obtient une bonne corrélation entre résultats numériques et expérimentaux [Quoilin 2011b].

### 1.10.1.2 Exemples sur des moteurs à vapeur à piston

Badami et Mura utilisent un modèle semi-empirique pour un moteur Counterflow bi-cylindre où la puissance mécanique est le produit de la puissance fournie, d'un rendement idéal de cycle Rankine réversible, du rendement mécanique et du rendement isentropique [Badami 2009]. Ce rendement isentropique est ensuite développé pour plusieurs lois de levée et de descente de soupapes. Il prend en compte, par différentes corrélations, les effets dissipatifs au sein des soupapes par un modèle détaillé ainsi que les pertes thermiques aux parois et les fuites. Le rendement mécanique est quant à lui fonction de la consommation des composants auxiliaires (pompe, vanne...) et des pertes par frottements (évaluées par le modèle de Chen-Flynn [Chen 1965] pour un fonctionnement hors conditions nominales). La figure 1.36 présente les résultats qu'ils ont obtenus.

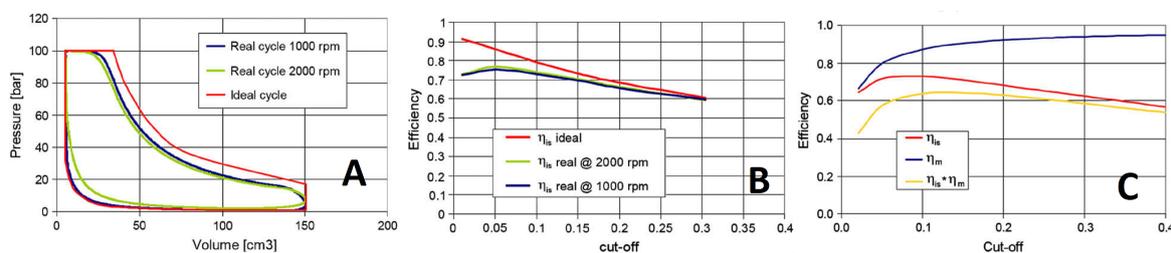


FIGURE 1.36 – (a), Courbes pV, (b), rendements isentropiques pour un cycle idéal ou pour un cycle "réel" incluant les pertes aux soupapes, aux parois et fuites, (c), rendements isentropique, mécanique et produit des deux en fonction du temps d'ouverture de la soupape d'admission (Cut-off) pour 2000 tr/min [Badami 2009].

Bannister utilise un modèle empirique pour un moteur Uniflow 3 cylindres. Il fait correspondre des corrélations dépendantes de la température de la vapeur en entrée, de la puissance thermique et de la pression au condenseur aux mesures grâce une régression aux moindres carrés [Bannister 1998]. Il obtient ainsi deux équations décrivant

la puissance mécanique en sortie du moteur et la pression de vapeur pour différents rapports de détente. Il propose également une étude d'un cycle idéal (compression/expansion adiabatiques). Les différences observées entre ce cycle idéal et le rendement "cylindre" (isentropique) mesuré sont importantes. Par exemple, le rendement de ce moteur idéal varie peu, selon Bannister, avec la pression du condenseur car le gain en travail obtenu par la réduction de la pression au condenseur correspond à l'augmentation du travail de re-compression. Cette observation est fautive pour le moteur réel dont le rendement dépend fortement de la pression au condenseur. Une analyse exergetique est également présentée. La figure 1.37 montre, en fonction de la température de vapeur en entrée du moteur, en a) le rapport de rendement entre l'expérience et le modèle idéal, en b) la pression de vapeur et en c) le rendement exergetique prédit par les deux modèles. Les trois courbes, présentées dans chaque graphe, correspondent à des rapports de détente de 10,1 ou 13 ou 15,8.

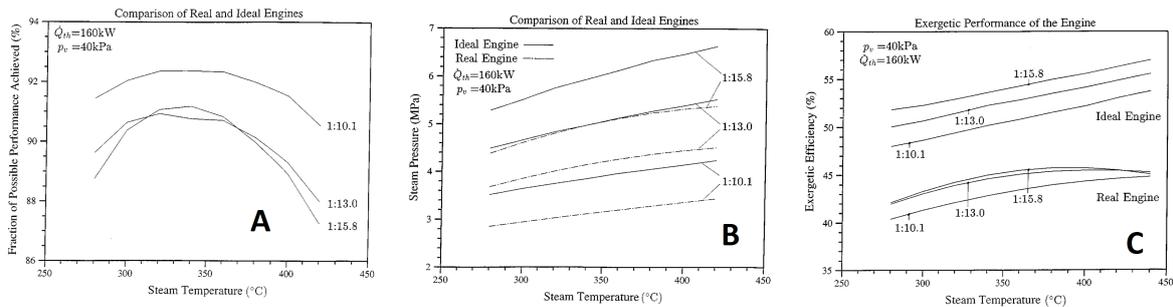


FIGURE 1.37 – (a), Rapports de rendement entre l'expérience et le modèle de cycle idéal en fonction de la température de vapeur en entrée du moteur, (b), pressions de vapeur, (c), rendements exergetiques prédits pour le modèle idéal et expérimental, pour différents rapports de détente (10,1 ou 13 ou 15,8) [Bannister 1998].

Prasad décrit et analyse les résultats de son modèle pour le rendement isentropique du même moteur que Bannister [Prasad 1993]. Ce modèle n'est malheureusement pas détaillé.

Plusieurs recherches ont été menées sur des automobiles à vapeur dans les années 60-70.

La figure 1.38 présente les résultats obtenus par Demler [Demler 1976].

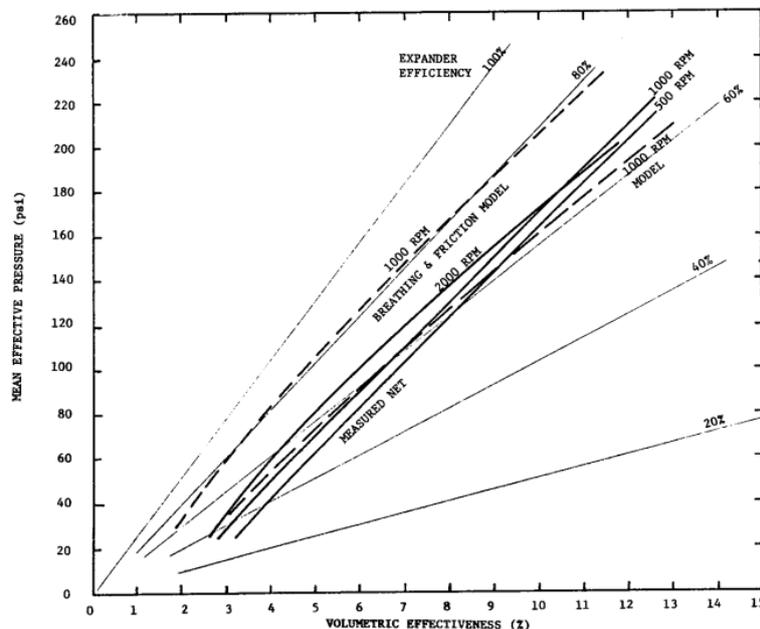


FIGURE 1.38 – Comparatif modèle/mesures obtenu par Demler [Demler 1976].

Demler décrit un modèle semi-empirique, par un cycle idéal sur lequel il applique des pertes aux soupapes, pertes thermiques aux parois, et pertes par frottement [Demler 1976]. Le moteur modélisé est un moteur 4 cylindres de 2,2 litres avec des lois de soupapes réglables. Une constante dans le modèle de pertes aux parois a été recalée à partir des mesures. Les pertes par frottements n'ont pas pu être comparées. L'auteur obtient de bons résultats entre

théorie et mesures pour les pertes aux soupapes. Sur la figure 1.38, il obtient aussi une bonne adéquation entre les mesures et la modélisation. L'écart observé entre les deux est, selon l'auteur, dû au modèle de pertes aux parois qui serait le moins fiable. Le cycle idéal décrit est : détente et recompression adiabatiques, admission isochore puis isobare, échappement avec avance et fermeture symétriques par rapport au point mort bas engendrant un bilan nul de travail.

Suivant le même principe que Demler, Quoilin et Lemort, Glavatskaya a développé un modèle semi-empirique [Glavatskaya 2012]. Elle a ajouté la prise en compte des fuites au sein du piston. Le cycle idéal qu'elle décrit est plus simplifié que celui de Demler car il considère une ouverture des soupapes d'échappement et d'admission sans avance. Il intègre détente et recompression adiabatiques, admission et échappement isochores puis isobares. En revanche, elle prend en compte le travail à l'échappement.

Les pertes par frottements sont données par une cartographie (probablement expérimentale) fournie par le fabricant. Les pertes de pression à l'admission et à l'échappement sont modélisées en considérant la soupape comme une tuyère simple adiabatique où connaissant le débit, il devient possible de calculer la chute de pression en fonction d'une surface équivalente elle aussi identifiée. Finalement, l'auteur identifie 8 paramètres par un algorithme des moindres carrés minimisant la différence entre les résultats du modèle et les résultats mesurés pour le débit massique, la puissance indiquée et l'enthalpie à l'échappement. Sur ces 8 paramètres, trois servent à la détermination des pertes thermiques, un pour les fuites, deux pour les pertes de charge et deux définissent les lois de levée de soupape.

Les résultats obtenus (figure 1.39) présentent une erreur globale entre le modèle et les mesures de 5,3 %.

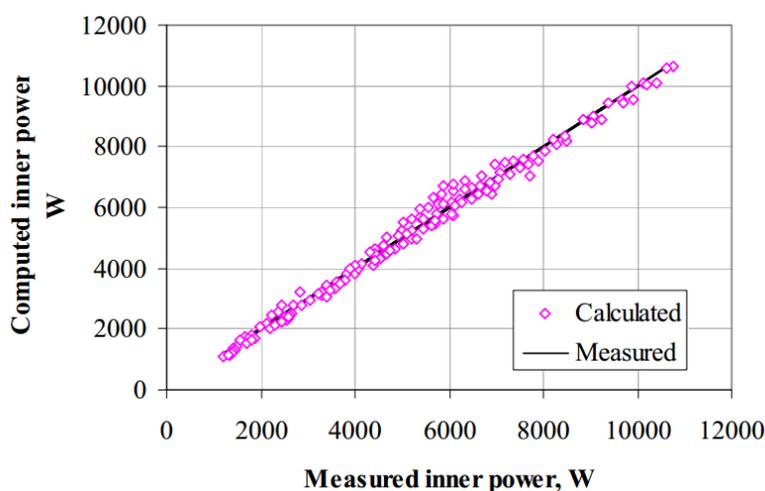


FIGURE 1.39 – Comparatif modèle/mesures obtenu par Glavatskaya [Glavatskaya 2012]

Pour conclure, nous pourrions citer l'ouvrage de Philippe Arquès où un exemple de moteur à vapeur est abordé [Arquès 2007]. Le modèle est empirique et le cycle est considéré comme une détente et une recompression isothermes ainsi qu'une admission et un échappement isochores puis isobares.

### 1.10.1.3 Conclusion de paragraphe

De manière générale, on retrouve dans ces modèles, les hypothèses suivantes :

- Approche en régime permanent.
- Théorie des gaz parfaits pour le cycle "idéal", cette hypothèse forte (la vapeur en sortie de moteur est souvent saturée) est parfois "compensée" par le recalage de coefficients sur des données expérimentales comprenant des valeurs où la vapeur est saturée en sortie.
- Modèle semi-empirique : le modèle utilisé est souvent celui présenté par la figure 1.40 où plusieurs "rendements" sont définis soit selon des lois empiriques ou théoriques souvent recalées avec des coefficients mesurés, soit directement à l'aide d'une cartographie expérimentale [Lemort 2012] [Arquès 2007].

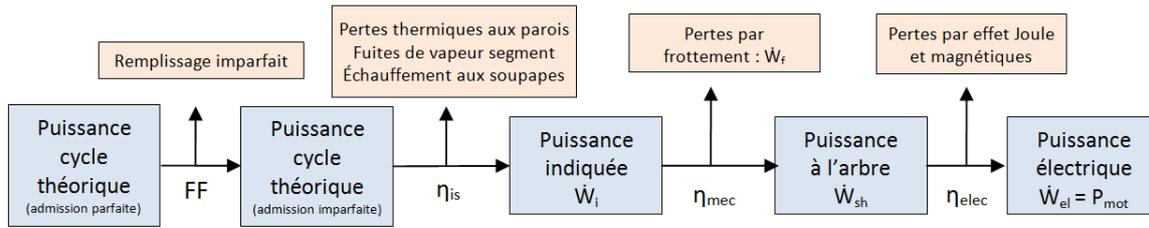


FIGURE 1.40 – Description des puissances mises en jeu.

La caractérisation du moteur a plusieurs objectifs. Le premier est de réaliser une étude de sensibilité sur les paramètres de régulation du moteur afin d'optimiser son fonctionnement. Le second est la prédiction du débit admis par le moteur qui n'est pas mesuré sur Micosol. Enfin, elle pourrait permettre de prévoir annuellement le productible du moteur. Pour cette caractérisation, le nombre de points d'essais disponibles et leurs répétabilités étant limités, il semble pertinent d'utiliser une méthode empirique.

## 1.10.2 Caractérisation empirique

Cette caractérisation est basée sur l'identification de deux paramètres ; le **taux de remplissage** et le **rendement isentropique**. Pour toute la partie moteur, une nomenclature internationale (avec une terminologie en anglais) a été choisie pour plus de simplicité et d'homogénéité.

### 1.10.2.1 Taux de remplissage

Il est aussi appelé "Filling Factor" : FF. Il correspond au rapport de la masse réellement admise sur la masse théorique qu'aurait dû contenir le volume d'admission. Il est défini, pour un cycle sans recompression, par [Quoilin 2011a] [Lemort 2013] :

$$FF = \frac{\dot{m}}{\rho_{su} \frac{N}{60} (V_{IVC} + V_{TDC})} \quad (1.10)$$

avec  $N$  : la vitesse de rotation (en tr/min),  $\rho_{su}$  la masse volumique à l'admission  $V_{TDC}$  : le volume mort (top dead center volume),  $V_{IVC}$  : le volume à l'avance fermeture admission (inlet valve closing volume).

Pour un moteur à pistons sa définition est plus complexe que pour un expanseur rotatif à cause de la masse recomprimée. En effet, cette masse restant dans le moteur à la fin de la détente et aussi présente durant la phase d'admission et la masse théoriquement admise en est ainsi réduite. Ainsi pour un cycle avec une recompression de la vapeur restant dans la chambre en fin de cycle, le taux de remplissage peut se définir comme :

$$FF = \frac{\dot{m}}{\frac{N}{60} (\rho_{su} (V_{IVC} + V_{TDC}) - \rho_{ex} (V_{EVC} + V_{TDC}))} \quad (1.11)$$

avec  $\rho_{ex}$  la masse volumique à l'échappement,  $V_{EVC}$  : le volume à l'avance fermeture échappement (exhaust valve closing volume) [Glavatskaya 2011].

Cette définition considère qu'à la fin de l'admission (à la fermeture de la soupape d'admission) toute la chambre est remplie de vapeur aux conditions d'admission ( $\rho_{su}$ ) et qu'à la fin de la phase d'échappement (fermeture de la soupape d'échappement) la vapeur dans la chambre est aux conditions d'échappement ( $\rho_{ex}$ ). Le débit en entrée du moteur,  $\dot{m}$ , correspond à la somme du débit du cycle théorique  $\dot{m}_{in}$  et du débit de fuite  $\dot{m}_{leak}$  :

$$\dot{m} = \dot{m}_{in} + \dot{m}_{leak} \quad (1.12)$$

Le taux de remplissage est lié aux pertes de charge et à la dynamique des soupapes qui est fonction du débit et des propriétés du fluide en entrée. Il peut se déterminer à partir de mesures du volume réellement admis, ou par l'utilisation d'un logiciel de CFD où est modélisée l'admission au niveau des soupapes.

Dans la pratique, ce coefficient est fortement lié à la vitesse de rotation du moteur. En effet quand la vitesse devient élevée, la dynamique des soupapes n'est plus négligeable et limite le remplissage [Demler 1976]. Par exemple, Touré mesure un taux de remplissage expérimental qui diminue fortement avec l'augmentation de la vitesse de rotation sur un moteur Ericsson [Touré 2010].

Descieux propose une modélisation géométrique complète des soupapes et des lois associées en assimilant la soupape à une tuyère [Descieux 2007]. Un coefficient de décharge doit quand même être évalué expérimentalement. Il permet avec la description géométrique des soupapes de déterminer le débit.

Quoilin considère qu'il est lié au volume balayé lui-même constant et identifié dans les mesures. Ensuite, afin de pouvoir l'utiliser dans d'autres configurations, il a défini ce taux de remplissage par une loi polynomiale d'ordre 2 en fonction de la masse volumique du fluide en entrée, de la vitesse de rotation et du rapport de compression [Quoilin 2011b]. Selon Lemort, pour une turbine Scroll, le taux de remplissage est augmenté par les fuites et diminué par la perte de charge en entrée. Les fuites comme les pertes de charge croissent avec l'augmentation de la pression en entrée du moteur. Les fuites ont un impact plus fort, et le taux de remplissage a donc tendance à augmenter avec la pression d'entrée [Lemort 2009].

Badami et Mura ont inclus ce coefficient au rendement isentropique et l'ont caractérisé à l'aide d'un modèle numérique [Badami 2009].

Demler définit un rendement volumétrique théorique, limité par un facteur d'efficacité identifié expérimentalement [Demler 1976]. Il observe que ces pertes sont de moindre influence à basse vitesse, mais qu'elles deviennent importantes à haute vitesse, car elles limitent la puissance en sortie alors que les autres pertes continuent d'augmenter.

### 1.10.2.2 Rendement isentropique

Le rendement isentropique (indiqué)  $\eta_{is}$  peut se définir comme, le rapport entre la puissance indiquée et la puissance du cycle théorique isentropique (avec une admission imparfaite) du moteur (figure 1.40). Il intègre alors différentes irréversibilités telles que les pertes thermiques à la paroi et aux soupapes, les fuites de vapeur ainsi que l'échauffement aux soupapes.

Il est défini comme :

$$\eta_{is} = \frac{\dot{W}_i}{\dot{m}(h_{su} - h_{ex,is})} \quad (1.13)$$

avec  $\dot{W}_i$  : la puissance indiquée,  $h_{su}$  : l'enthalpie en entrée du moteur et  $h_{ex,is}$  l'enthalpie à la sortie du moteur à la suite d'une détente isentropique (même entropie qu'à l'admission et pression égale à la pression d'échappement mesurée).

La détermination de la puissance indiquée nécessite la mesure de la pression dans le cylindre à une vitesse rapide. Cette mesure complexe dans la pratique n'est pas toujours réalisée. Le rendement isentropique n'est alors pas directement accessible. En revanche, si la puissance sur l'arbre ( $\dot{W}_{sh}$ ) est connue, il est possible de le coupler au rendement mécanique  $\eta_{mec}$  associé aux pertes par frottement (figure 1.40). Le produit du rendement mécanique,  $\eta_{mec}$ , et du rendement isentropique,  $\eta_{is}$ , est alors appelé le rendement isentropique mécanique :

$$\eta_{is,meca} = \eta_{is}\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_i}{\dot{m}(h_{su} - h_{ex,is})} \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{W}_i} = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{m}(h_{su} - h_{ex,is})} \quad (1.14)$$

On remarque que cette définition est différente de celle couramment utilisée qui considère un processus adiabatique [Cengel 2008] :

$$\eta_{is,meca,adia} = \frac{h_{su} - h_{ex}}{h_{su} - h_{ex,is}} \quad (1.15)$$

avec  $h_{ex}$  : l'enthalpie en sortie du moteur.

Pour un expanseur volumétrique, les pertes vers l'extérieur ( $\Phi_{amb}$ ) ne sont pas négligeables et l'égalité ( $h_{su} - h_{ex}$ ) =  $\dot{W}_{sh}$  n'est plus respectée [Declaye 2013]. Le rendement isentropique mécanique devient donc :

$$\eta_{is,meca} = \frac{\dot{m}(h_{su} - h_{ex}) - \Phi_{amb}}{\dot{m}(h_{su} - h_{ex,is})} = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{m}(h_{su} - h_{ex,is})} \quad (1.16)$$

Il n'est donc pas possible, à moins de caractériser avec précision les pertes vers l'extérieur, de déterminer le rendement isentropique mécanique à l'aide de l'enthalpie à l'échappement du moteur ( $h_{su}$ ).

Enfin si la puissance sur l'arbre n'est pas mesurée, il est possible de déterminer à partir la puissance électrique,  $P_{mot}$ , le rendement isentropique global (électrique)  $\eta_{is,el}$ . Ce dernier est alors le produit des rendements isentropique ( $\eta_{is}$ ), mécanique ( $\eta_{mec}$ ) et électrique ( $\eta_{elec}$  comprenant les pertes électromécaniques au sein du générateur) :

$$\eta_{is,el} = \eta_{is}\eta_{mec}\eta_{elec} = \frac{\dot{W}_i}{\dot{m}(h_{su} - h_{ex,is})} \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{W}_i} \frac{P_{mot}}{\dot{W}_{sh}} = \frac{P_{mot}}{\dot{m}(h_{su} - h_{ex,is})} \quad (1.17)$$

### 1.10.2.3 Identification

Un modèle polynomial peut être établi pour le rendement isentropique et le taux de remplissage.

Les variables d'entrée et la forme de la régression diffèrent selon les auteurs. Quoilin utilise le ratio de pression ( $r_p$ , ratio entre les pressions d'entrée et de sortie du moteur), la vitesse ( $N_{mot}$ ) ainsi que la masse volumique en entrée ( $\rho_{su}$ ) et la forme de l'équation 1.18 [Quoilin 2011b]. Il travaille sur un expandeur Scroll de type ouvert (Open drive) avec 2641 points de fonctionnement obtenus à partir d'un modèle développé. L'ordre 4 (n=4) pour le rendement et l'ordre 2 (n=2) pour le taux de remplissage donnent les meilleurs résultats.

$$\begin{aligned}\eta_{is,meca} &= \sum_{i=0}^{n-1} \sum_{j=0}^{n-1} \sum_{k=0}^{n-1} a_{ijk} \ln(r_p)^i \rho_{su}^j N_{mot}^k + a_{n00} \ln(r_p)^n + a_{0n0} \rho_{su}^n + a_{00n} N_{mot}^n \\ FF &= \sum_{i=0}^{n-1} \sum_{j=0}^{n-1} b_{ij} \rho_{su}^i \ln(N_{mot})^j + b_{n0} \rho_{su}^n + b_{0n} \ln(N_{mot})^n\end{aligned}\quad (1.18)$$

Lemort, qui étudie un expandeur Scroll hermétique ne considère pas la vitesse de rotation car elle varie peu pour ce type de machine. Il utilise la pression en entrée du moteur ( $p_{su}$ ) et le ratio de pression ( $r_p$ ) sous la forme donnée équation 1.19 avec 800 points de fonctionnement [Lemort 2012]. L'ordre 5 (n=5) pour le rendement et l'ordre 2 (n=2) pour le taux de remplissage donnent les meilleurs résultats.

$$\begin{aligned}\eta_{is,meca} &= \sum_{i=0}^{n-1} \sum_{j=0}^{n-1} a_{ij} \ln(r_p)^i \ln(p_{su})^j + a_{n0} \ln(r_p)^n + a_{n0} \ln(p_{su})^n \\ FF &= \sum_{i=0}^{n-1} \sum_{j=0}^{n-1} b_{ij} \ln(r_p)^i \ln(p_{su})^j + b_{n0} \ln(r_p)^n + b_{n0} \ln(p_{su})^n\end{aligned}\quad (1.19)$$

Declaye, pour un expandeur Scroll ouvert (Open drive), a choisi une loi empirique basée sur l'équation de Paczjka contenant des termes trigonométriques (tangente et arc-tangente) [Declaye 2013]. Il a obtenu la cartographie présentée figure 1.41 en utilisant sous forme adimensionnelle le ratio de pression ( $r_p$ ), la vitesse ( $N_{mot}$ ) ainsi que la pression en entrée du moteur ( $p_{su}$ ) à partir de 74 points d'essais. Ces points ont été mesurés suivant un protocole précis qui permet de déterminer certaines constantes du modèle. Ne disposant pas de suffisamment de points de mesure, il n'est pas adapté pour Micosol.

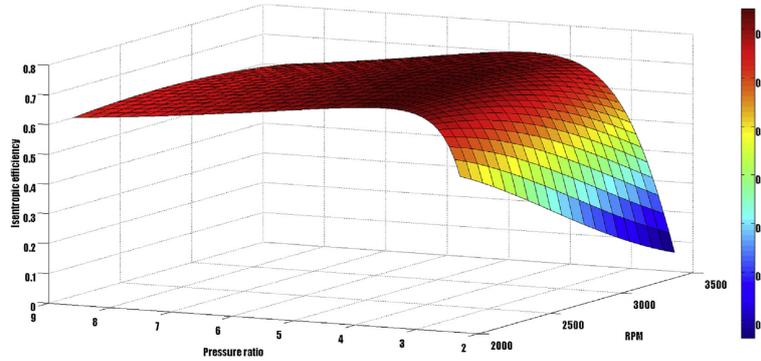


FIGURE 1.41 – Cartographie du rendement isentropique obtenue par Declaye [Declaye 2013].

Le coefficient de corrélation ( $R^2$ ) obtenu par ces trois auteurs (Quoilin, Lemort, Declaye) est supérieur à 99 % [Lemort 2012], [Quoilin 2011b], [Declaye 2013].

## 1.11 Conclusion du chapitre

Nous avons vu dans ce chapitre, la pertinence, pour la micro-cogénération solaire, de l'utilisation d'un moteur à vapeur suivant un cycle de Hirn couplé à un concentrateur cylindro-parabolique en génération directe de vapeur. Les méthodes de caractérisation du concentrateur et du moteur ont également été abordées. La caractérisation semi-empirique du concentrateur semble être la plus adaptée. Le choix d'une méthode de mesure couplée ou non se fera en fonction des caractéristiques techniques du prototype. Pour le moteur, une caractérisation empirique est adoptée.

## Chapitre 2

# Prototype expérimental : Micosol

### 2.1 Introduction

Dans le cadre du projet Micosol, un prototype basé sur le principe de la micro-cogénération solaire appliquée au bâtiment a été réalisé. Il a été construit sur le site de l'université de La Rochelle en collaboration avec deux entreprises, Exoès et Exosun.

#### Principe de fonctionnement

Le concept de ce système est présenté par la figure 2.1 et comprend :

- Un concentrateur de forme cylindro-parabolique, qui permet de focaliser le rayonnement solaire sur un tube dans lequel circule de l'eau. Cette eau se vaporise et ressort du concentrateur sous forme de vapeur saturée ou surchauffée.
- Un moteur à piston dans lequel cette vapeur est détendue pour produire de l'électricité (via un alternateur).
- Un système hydraulique (appelé Skid) qui fait l'interface entre le concentrateur, le moteur et le bâtiment.

Afin de garantir une surchauffe du fluide, un surchauffeur électrique (non représenté sur la figure 2.1) a été installé entre le concentrateur et le moteur. Pour la simplification de l'expérimentation et plus de flexibilité, l'utilisation d'une boucle de refroidissement a été préférée à la connexion à un bâtiment réel. En pratique, la chaleur qui serait consommée par le bâtiment est dissipée par un aérotherme situé à l'extérieur. Trois fluides sont utilisés, de l'eau déminéralisée dans le concentrateur et le moteur, de l'eau pour l'interface Skid/boucle de refroidissement et enfin de l'eau glycolée au sein de la boucle de refroidissement.

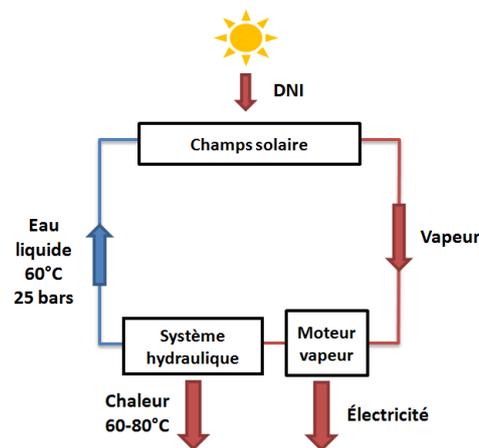


FIGURE 2.1 – Schéma simplifié du système

### 2.2 Description des éléments

Le prototype est composé de 5 éléments ; une structure avec un concentrateur cylindro-parabolique, un surchauffeur électrique, un système hydraulique (Skid), un moteur à vapeur ainsi qu'une boucle de refroidissement.

Tous les éléments ont été installés dans un modulaire situé sur la structure (figure 2.2)



FIGURE 2.2 – Vue extérieure du prototype

Un schéma simplifié est présenté par la figure 2.3. Une description détaillée de ce schéma est présentée dans les prochaines sections.

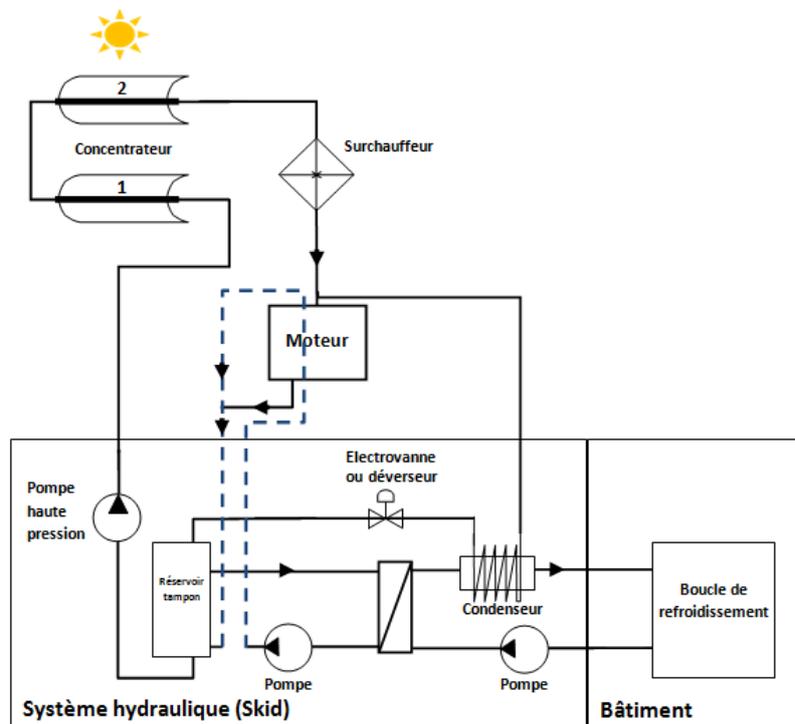


FIGURE 2.3 – Schéma simplifié présentant les différents éléments

### 2.2.1 Étapes de construction

La construction ainsi que l'installation des différents éléments s'est déroulée de mai 2012 à octobre 2013.

Elle a consisté en différentes étapes :

- Octobre 2011 : Dépôt de la déclaration de travaux.
- Mai 2012 : Terrassement, fondations, analyse de sol, raccordement des réseaux.
- Juin à octobre 2012 : Montage de la structure, du modulaire et de la boucle de refroidissement.
- Octobre 2012 : Installation du système hydraulique (Skid).
- Octobre 2012 - juin 2013 : Finalisation de l'installation des concentrateurs, de l'instrumentation et de l'étalonnage de cette dernière.
- Octobre 2013 : Finalisation de l'installation du moteur.

Des photos représentant ces étapes sont présentées en Annexe A.

### 2.2.2 Concentrateur cylindro-parabolique

Développé par la société Exosun, le concentrateur cylindro-parabolique est composé de deux lignes d'une longueur de 12 mètres reliées en série. Il est constitué d'un récepteur, d'un réflecteur et d'un système de rotation. Le récepteur consiste en un absorbeur placé dans une enveloppe en verre borosilicate (figure 2.4). Cette enveloppe permet de protéger l'absorbeur des intempéries et de réduire les pertes thermiques par convection et rayonnement. L'absorbeur est un tube en acier inoxydable (304L) sur lequel est déposée une couche de chrome noir par PVD (Physical Vapor Deposition). L'espace entre l'enveloppe et l'absorbeur est constitué d'air à pression atmosphérique. Le réflecteur utilisé est un film aluminium déposé sur un matériau composite de marque Almirr. La largeur d'ouverture du réflecteur est de 1,94 mètres et conduit à une surface d'ouverture de  $46,5 \text{ m}^2$ . Le facteur de concentration géométrique, défini comme le rapport entre la surface d'ouverture du concentrateur et la surface de l'absorbeur, est de 18,1.

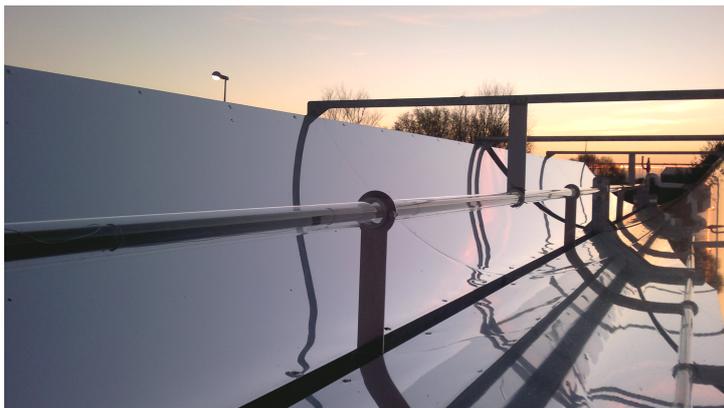


FIGURE 2.4 – Vue du concentrateur

Le concentrateur peut être orienté suivant deux axes grâce à une régulation en boucle ouverte pilotée en fonction de la position du soleil calculée à l'aide de l'algorithme SPA développé par le NREL (National Renewable Energy Laboratory) [Reda 2008]. Suivant le premier axe de rotation, azimutal, la structure pivote dans son intégralité et suivant le second, zénithal, le réflecteur tourne autour du récepteur.

Le concentrateur est relié au reste de l'installation par une tuyauterie en acier inoxydable d'un diamètre intérieur de 8 mm. Cette dernière est isolée par de la laine de verre (épaisseur 5 cm), elle-même protégée par une coque en aluminium. La longueur de tuyauterie entre les points 2 et 3 est de 12 m, entre les points 4 et 5 de 6,6 m et entre les points 6 et 7 de 8,5 m (figure 2.10). Le fluide entre dans la ligne nord (numérotée 1 sur la figure 2.3) et ressort par la ligne sud (numérotée 2 sur la figure 2.3). Une soupape a été ajoutée à la sortie du concentrateur pour garantir une pression maximale de 32 bars en cas de dysfonctionnement du système hydraulique.

Les autres caractéristiques du concentrateur sont données ci-dessous (table 2.1).

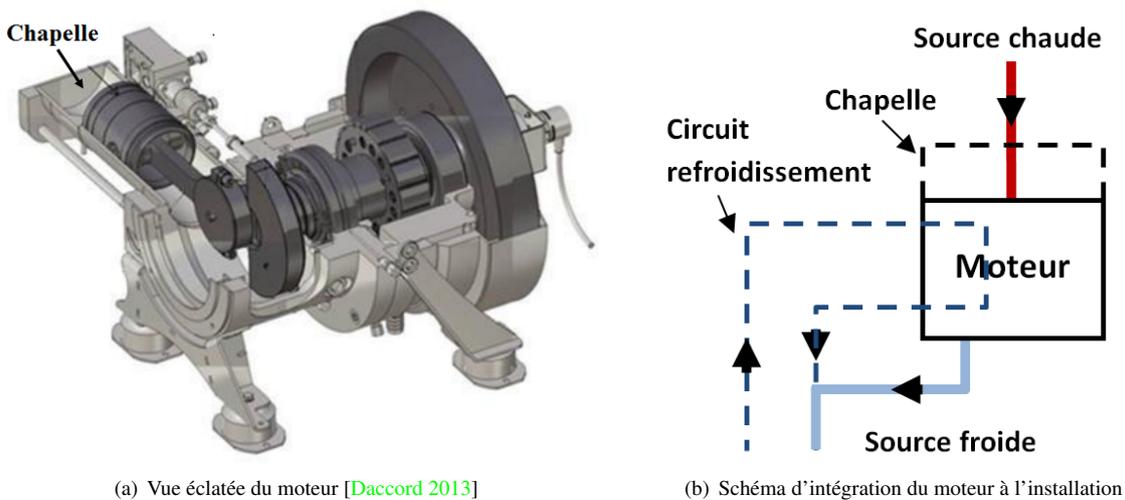
Diamètre extérieur de l'enveloppe en verre	60 mm
Diamètre extérieur de l'absorbeur	34 mm
Absorptivité de l'absorbeur (Courtes longueurs d'ondes)	0,95
Émissivité de l'absorbeur (à 100°C) (Grandes longueurs d'ondes)	0,15
Absorptivité de l'enveloppe en verre (Courtes longueurs d'ondes)	0,03
Transmittivité de l'enveloppe en verre (Courtes longueurs d'ondes)	0,918
Émissivité de l'enveloppe en verre (Grandes longueurs d'ondes)	0,89
Facteur d'interception	0,994
Distance focale	0,35 m
"RIM angle"	112°
Réfectivité des miroirs donnée par le fabricant	0,87

TABLE 2.1 – Caractéristiques du concentrateur

### 2.2.3 Moteur

Le moteur est un détendeur à piston. Le choix et les avantages de ce type de moteur ont été discutés à la section 1.7.5. Le challenge pour la conception de ce moteur était la non-lubrification, rendue indispensable par le fait que la boucle soit fermée et par le niveau de température atteint au sein du concentrateur. Le contact sec entre piston et cylindre est assuré par un segment en céramique. Il a été développé par la société Exoès. Une description détaillée du moteur est donnée dans le brevet déposé par Exoès [Daccord 2014a]. Une vue éclatée du moteur au point mort haut est présentée en figure 2.5a.

L'admission et l'échappement au sein de la chambre se font par deux soupapes commandées par cames. Sur l'arbre, en figure 2.5a, sont montées de gauche à droite, le couple balourd-maneton, puis au sein d'une chambre lubrifiée les deux cames, puis le rotor du générateur électrique et enfin le volant d'inertie. Le générateur, à aimants permanents, est refroidi par un circuit d'eau.



(a) Vue éclatée du moteur [Daccord 2013]

(b) Schéma d'intégration du moteur à l'installation

FIGURE 2.5 – Vue éclatée du moteur et schéma d'intégration à l'installation

L'intégration du moteur à l'installation est présentée par la figure 2.5b. Le refroidissement du générateur et du moteur (trait bleu discontinu) est assuré par le système hydraulique. La vapeur (trait rouge) venant de la source chaude (concentrateur et surchauffeur) passe par la chapelle (volume tampon) avant d'être admise dans le cylindre. Après la détente, la vapeur à l'échappement (trait bleu) est directement condensée au sein du circuit de refroidissement.

La vitesse du moteur est mesurée par des capteurs à effet Hall. La puissance électrique générée est donnée par le variateur contrôlant la vitesse du moteur. Deux thermocouples permettent de mesurer la température du fluide dans la chapelle et à l'échappement.

Les caractéristiques du moteur sont données table 2.2.

Diamètre du cylindre	85 mm
Volume balayé	443 $cm^3$
Volume mort	15 $cm^3$
Ouverture admission	-3° (vilebrequin)
Fermeture admission	33° (vilebrequin)
Ouverture échappement	116° (vilebrequin)
Fermeture échappement	330° (vilebrequin)
Rapport volumétrique dans la détente	6,10
Rapport volumétrique dans la compression	3,35
Vitesse	600-1500 RPM
Puissance électrique maximale	3 kW

TABLE 2.2 – Caractéristiques du moteur

## 2.2.3.1 Principe de fonctionnement

Les diagrammes pV théorique et expérimental du cycle suivi par le moteur sont présentés par la figure 2.6.

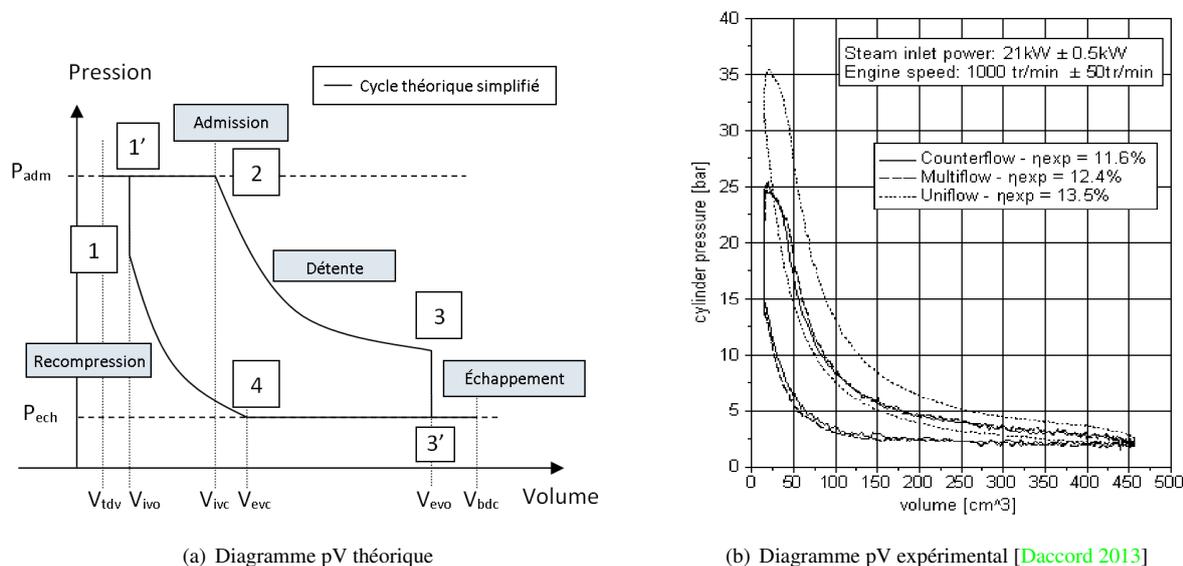


FIGURE 2.6 – Diagrammes pV théorique et expérimental du moteur

Ce cycle consiste en différentes phases :

- Entre 1 et 2 : Admission isochore (1-1') puis isobare (1'-2)
- Entre 2 et 3 : Détente (2-3)
- Entre 3 et 4 : Échappement isochore (3-3') puis isobare (3'-4)
- Entre 4 et 1 : Recompression (4-1)

Le terme de recompression utilisé ici est préféré dans la littérature à celui de compression pour décrire la dernière phase [Arquès 2007] [Daccord 2013] [Guillaume 2013]. On remarque une différence importante entre le cycle théorique et expérimental au niveau des phases d'admission et d'échappement.

Ce cycle correspond au niveau du moteur à différentes phases de fonctionnement présentées par la figure 2.7 où les points indiqués correspondent à ceux donnés sur le diagramme pV ci-dessus.

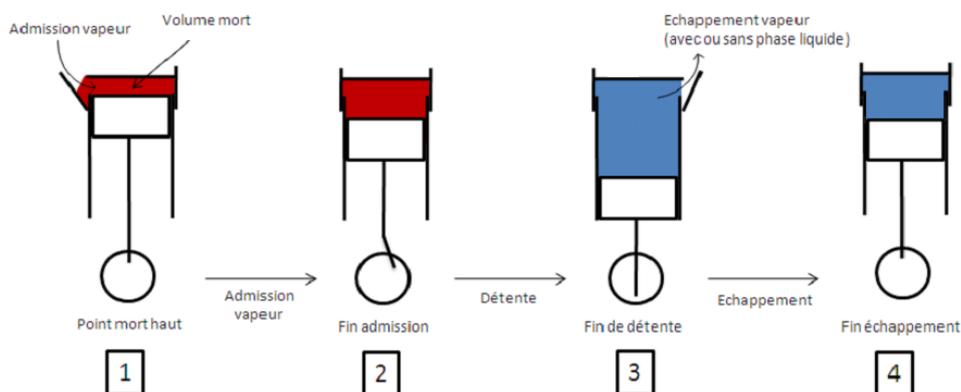


FIGURE 2.7 – Phases de fonctionnement du moteur [Vieville 2009].

Au point 1, le moteur est au point mort haut, la soupape d'admission s'ouvre. De la vapeur entre alors dans la chambre jusqu'au point 2 où la soupape d'admission est fermée. La détente commence alors et s'opère du point 2 au point 3 où la soupape d'échappement est ouverte. Cet échappement dure jusqu'à la fermeture de la soupape au point 4. La vapeur présente dans la chambre est finalement recomprimée jusqu'à l'ouverture de la soupape d'admission au point 1.

### 2.2.4 Skid - Système hydraulique

Le système hydraulique (Skid) permet de faire l'interface entre la boucle de refroidissement, le moteur et le concentrateur. Il est situé à l'intérieur du modulaire dont une vue est présentée par la figure 2.8.

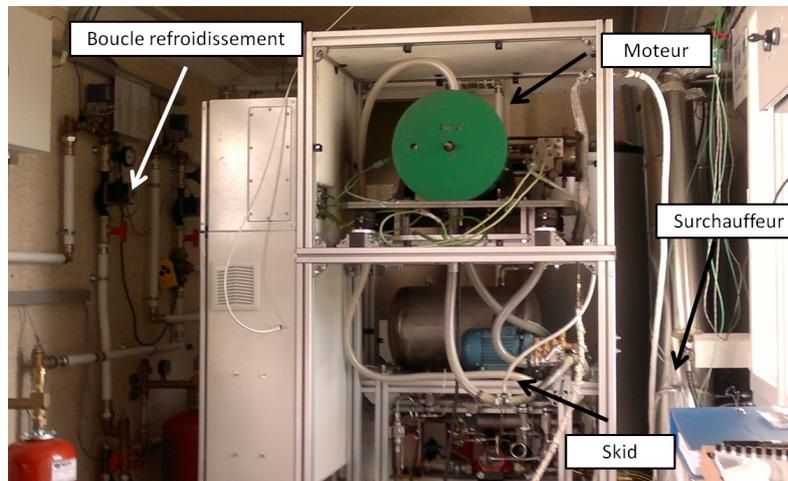


FIGURE 2.8 – Vue de l'intérieur du modulaire

Ce système hydraulique fonctionne selon deux modes : nominal et by-pass. Un schéma simplifié est présenté par la figure 2.9 où le circuit suivi par le fluide est marqué en vert pour le fonctionnement nominal et en rouge pour le by-pass. Le trait discontinu en bleu représente la boucle de refroidissement du moteur.

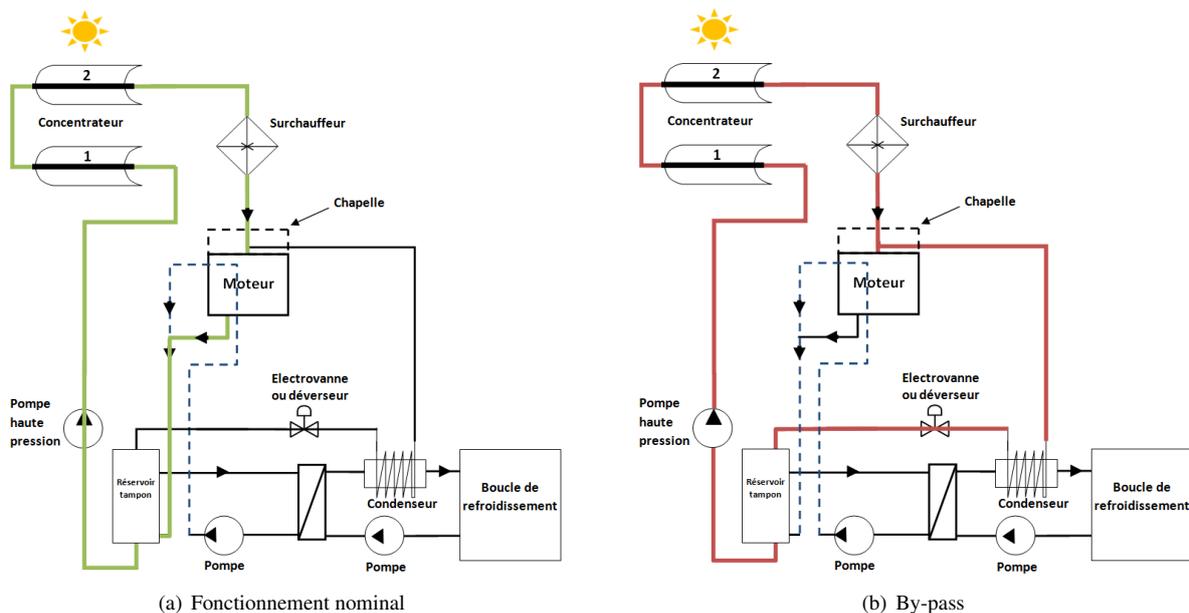


FIGURE 2.9 – Schéma simplifié des modes de fonctionnement du Skid

#### Mode nominal

En mode nominal (figure 2.9a), la vapeur passant par la chapelle est admise par le moteur. La vapeur en sortie du moteur est condensée directement dans le circuit de refroidissement.

#### Mode By-pass

Le mode by-pass (figure 2.9b) est utilisé quand la vapeur produite par le concentrateur n'est pas à un titre de vapeur (fraction massique de vapeur) suffisant ou que le moteur n'est pas en fonctionnement. Le fluide passe alors par la chapelle du moteur, la soupape d'admission étant fermée, elle est condensée au sein d'un condenseur échangeant directement avec la boucle bâtiment.

Un schéma détaillé de l'installation et des éléments composants le Skid est présenté figure 2.10. Pour des raisons de confidentialité, la marque et le type de chacun des éléments ne sont pas communiqués.

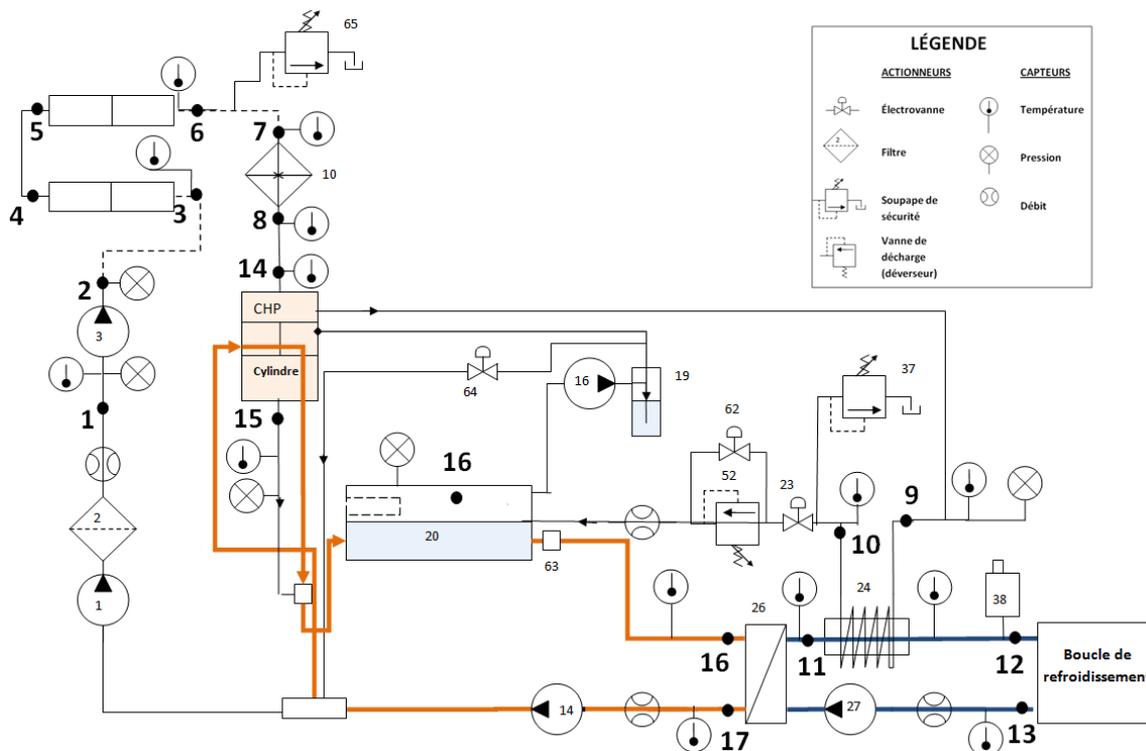


FIGURE 2.10 – Schéma global détaillé de l'installation

Les numéros de points de mesures sont indiqués en gras, les autres correspondent aux numéros d'éléments. Trois boucles sont présentes sur Micosol :

- La boucle en bleu représente le circuit bâtiment, reliant le Skid à la boucle de refroidissement en eau de ville. La boucle de refroidissement permet de dissiper la chaleur au niveau du condenseur (24) en mode by-pass et au niveau de la bache par l'échangeur à plaques (26) en mode nominal. Le débit de la boucle, généré par la pompe (27), est de l'ordre de  $1 \text{ m}^3/\text{h}$ .
- La boucle en orange représente le circuit de refroidissement. Le refroidissement du moteur et de la bache (20), d'un volume de 32 litres, est assuré par un échangeur à plaques (26) et une pompe (14) fonctionnant à un débit de l'ordre de  $1 \text{ m}^3/\text{h}$ . Un filtre (63) a été installé en amont de la bache.
- Les traits fins représentent la boucle concentrateur. Le fluide (eau déminéralisée), est entraîné par une pompe de gavage (1) qui est utilisée pour élever la pression de quelques bars en entrée de la pompe haute pression (3). Elle a un débit maximal de 45 kg/h. En amont de la pompe haute pression, un filtre et un osmoseur (2) ont été installés afin de garantir un fluide propre et dé-ionisé.

Après avoir été chauffé ou vaporisé par le concentrateur, le fluide passe par le by-pass (décrit figure 2.9b), composé d'un condenseur cylindrique (24), une soupape de sécurité (37) ainsi qu'une électrovanne (23) et un déverseur (52) qui permettent de réguler la pression soit électriquement, soit manuellement (la pression de déclenchement du déverseur est réglée par une vis). Si le niveau de surchauffe est suffisant, l'électrovanne (23) se ferme et le fluide traverse le moteur en mode nominal (décrit figure 2.9a).

La bache (20) est maintenue en dépression par une pompe à vide (16). Les condensats provenant de la pompe à vide (16) et des fuites au niveau du moteur sont collectés dans une bouteille (19). Cette bouteille est purgée par l'ouverture d'une électrovanne (64).

### 2.2.5 Boucle de refroidissement

La boucle de refroidissement a pour objectif de dissiper l'énergie thermique produite par la centrale (figure 2.11). Elle a été installée au sein du prototype et est composée de :

- Deux circulateurs de marque Wilo RS 25/7, réglés pour un débit d'environ  $1,3 \text{ m}^3/h$ .
- Une électrovanne trois voies commandée par un PID régulant la température en entrée du prototype.
- Un ballon tampon de 300 l limitant les fluctuations de température à l'entrée de l'électrovanne.
- Une vanne manuelle trois voies qui permet de réguler le débit passant dans l'échangeur de chaleur côté boucle.
- Un échangeur à plaques Swep B25 de 60 plaques (surface  $3,65 \text{ m}^2$ ) permettant l'échange entre l'eau de la boucle et l'eau glycolée à l'extérieur.
- Un aérotherme d'une surface d'échange de  $96 \text{ m}^2$  et d'une puissance électrique de 100 W.

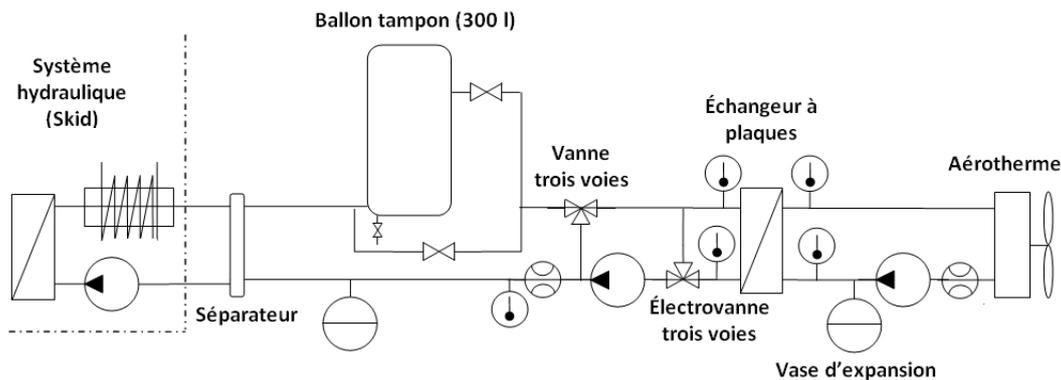


FIGURE 2.11 – Schéma de la boucle de refroidissement

### 2.2.6 Surchauffeur

Afin de garantir une surchauffe du fluide, un surchauffeur électrique a été installé, entre le concentrateur et le moteur ((70) sur la figure 2.10). Cette surchauffe permet de pouvoir connaître l'enthalpie du fluide et de limiter les risques de condensation au sein du moteur. En effet, l'enthalpie de la vapeur saturée ne peut pas être déterminée à partir de la mesure de la pression et de la température. Il a une puissance de 5 kW.

## 2.3 Actionneurs

Différents actionneurs sont présents au niveau du Skid et du moteur : pompes ou circulateurs, électrovannes, déverseur, surchauffeur et moteur (régulation de vitesse) :

- La pompe haute pression ((3) figure 2.10), est contrôlée par un variateur de vitesse permettant d'obtenir un débit compris entre  $10$  et  $45 \text{ kg.h}^{-1}$ . Les circulateurs (14) et (27) ont un débit constant et ne sont pas réglés.
- L'électrovanne (23) est couplée à un régulateur de pression externe de marque Gefran. L'utilisation de l'électrovanne engendre un débit fortement perturbé (haché) par la fermeture et l'ouverture de l'électrovanne. La mesure de ce débit est alors peu précise car les valeurs mesurées sont hors de la plage d'étalonnage du débitmètre.
- Le déverseur (52) s'utilise en fermant l'électrovanne (62) et en laissant passante l'électrovanne (23). L'intérêt du déverseur est qu'il s'ouvre progressivement quand la pression augmente jusqu'à une ouverture maximale à sa pression de consigne. Il présente néanmoins deux inconvénients, le premier est l'absence d'indicateur sur la pression de consigne (qui est fixée manuellement), le second est le couplage supplémentaire entre le débit et la pression qu'il engendre. En effet, l'ouverture du déverseur est proportionnelle à la pression, il commence donc à s'ouvrir en deçà de la pression de consigne. L'avantage principal du déverseur est que la mesure du débit à sa sortie est plus simple et précise car ce débit n'est pas haché.
- Le surchauffeur est piloté en tout ou rien. La modulation de sa puissance est alors approximative.
- La vitesse du moteur est fixée par le variateur associé. La régulation se fait par le contrôle du couple en sortie du moteur. La puissance électrique générée par ce couple est dissipée sur des résistors.

## 2.4 Contrôle/commande

Le contrôle et la commande des actionneurs se font par une interface Labview®.

Pour le débit en entrée du concentrateur, il est possible soit de fixer directement la fréquence de la pompe haute pression soit d'entrer une consigne sur le débit  $m_1$  (figure 2.12). Dans ce cas, un contrôleur PID implémenté dans Labview® asservit la fréquence de la pompe haute pression. La régulation de ce débit est abordée à la section 3.12.

Le régulateur de pression externe pilotant l'électrovanne (23) contrôle la pression  $p_9$  (figure 2.12). La consigne est fixée directement sur ce régulateur.

La puissance électrique du surchauffeur peut être pilotée en tout ou rien. Le contrôle se fait alors sur la température du fluide à la sortie de ce dernier ( $Tf_8$  figure 2.12) par une commande avec hystérésis. La température en sortie fluctue alors à cause de l'inertie du fluide et du surchauffeur qui entraîne un retard sur l'arrêt et la mise en marche du surchauffeur. Par ailleurs, des thermocouples placés au sein des résistances chauffantes mesurent la température de paroi. Cette température est limitée pour des raisons de tenue des matériaux à 600°C.

La régulation de la vitesse du moteur est abordée aux sections 5.4.3 et 5.4.2.

## 2.5 Instrumentation

L'instrumentation mise en place permet le suivi des conditions météorologiques ainsi que de l'évolution des températures, pressions et débits du fluide en différents points du prototype (figure 2.12). Les puissances électriques consommées et produites ainsi que la vitesse de rotation du moteur sont également relevées.

Les signaux sont traités tout d'abord par un conditionneur situé au plus près du capteur. Il convertit la grandeur produite par le capteur (résistance, tension, intensité) en un signal 0-10 Volts qui sera traité par la centrale d'acquisition National Instruments. Sur chaque conditionneur, l'étendue de mesure du capteur est spécifiée afin que la conversion se fasse sur toute la plage de tension en sortie. Les mesures et le contrôle des actionneurs sont gérés par le logiciel Labview®. Le pas de temps d'acquisition est d'une seconde. Le traitement des données collectées se fait sous Matlab® et Excel®.

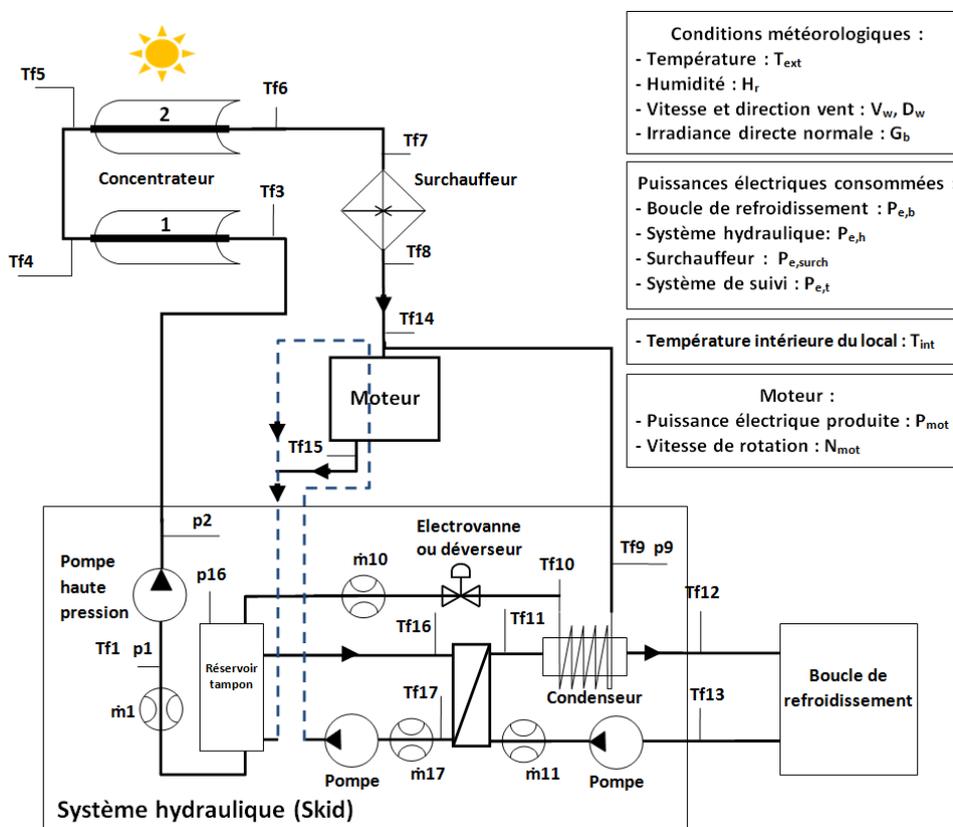


FIGURE 2.12 – Schéma d'implantation des différents capteurs

## 2.5.1 Capteurs

### Conditions météorologiques

Les conditions météorologiques relevées sur Micosol sont l'irradiance directe normale (DNI), la direction et la vitesse du vent ainsi que la température extérieure.

Le pyrhéliomètre de type CHP 1 de Kipp and Zonen mesure  $G_b$ , l'irradiance directe normale ( $\pm 0,75^\circ$ ) via une thermopile (figure 2.13a).

La vitesse du vent,  $V_w$ , est mesurée par un anémomètre à coupelles pourvu d'un disque optique à 32 crans. Pour la direction du vent,  $D_w$ , un capteur à effet Hall est utilisé (figure 2.13b).

La température extérieure  $T_{ext}$  (figure 2.13b) est donnée par d'un capteur à résistance de platine (PT100).



(a) Pyrhéliomètre



(b) Anémomètre, capteur de température extérieure



(c) Position sur le prototype

FIGURE 2.13 – Positionnement des capteurs météorologiques

### Températures

Des thermocouples de type K ont été positionnés à l'entrée et à la sortie de chaque ligne d'absorbeurs ( $Tf_3$  à  $Tf_6$ ), aux extrémités du surchauffeur ( $Tf_7$  et  $Tf_8$ ), du condenseur côté vapeur ( $Tf_9$  et  $Tf_{10}$ ) et du moteur ( $Tf_{14}$  et  $Tf_{15}$ ) (figure 2.12).

Des capteurs à résistance de platine (PT100) de classe B ont été mis en place pour mesurer les températures au niveau du condenseur et du bâtiment ( $Tf_{11}$ ,  $Tf_{12}$ ,  $Tf_{13}$ ) ainsi qu'à l'intérieur du système hydraulique ( $Tf_1$ ,  $Tf_{16}$ ,  $Tf_{17}$ ). La température à l'intérieur du local d'essai ( $T_{int}$ ) est également mesurée à l'aide d'une PT100.

### Pressions, débits et puissances électriques consommées

Les capteurs de pression ( $p_2$ ,  $p_9$ ,  $p_{16}$ ) sont de type dTrans (à jauge de contrainte), de marque Jumo. La pleine échelle est de 40 bars relatifs pour  $p_2$  et  $p_9$  et 1,6 bars absolus pour  $p_{16}$ .

Les capteurs de débit ( $\dot{m}_1$ ,  $\dot{m}_{10}$ ) sont de type FCH-midi-POM, de marque Bio-tech, ils fonctionnent sur le principe de la turbine dont la vitesse est mesurée à l'aide d'un capteur à effet Hall. Les débitmètres ( $\dot{m}_{11}$ ,  $\dot{m}_{17}$ ) de type VFS 2-40, de marque Grundfos, utilisent le principe de l'effet vortex.

La puissance électrique ( $P_e$ ) des différents éléments (système de suivi, Skid, boucle de refroidissement et surchauffeur) est donnée par des compteurs électroniques.

### Moteur

La vitesse de rotation est mesurée à partir de capteurs à effet Hall positionnés sur le moteur. Cette mesure

est convertie par le variateur de vitesse dont la fréquence de rafraîchissement (4 ms) est 10 fois supérieure à la fréquence maximale des capteurs (40 ms à 1500 tr/min). Ceci conduit à une incertitude assez faible sur les mesures, qui est alors négligée.

La puissance électrique du moteur est elle aussi donnée par le variateur. Le fabricant indique une précision de  $\pm 2\%$  (de la valeur lue) sur l'intensité électrique mesurée. Nous avons négligé l'incertitude sur la tension (non précisée) et considéré cette valeur de  $\pm 2\%$  (de la valeur lue) pour l'incertitude sur la puissance électrique du moteur.

## 2.5.2 Analyse des incertitudes de mesure

### 2.5.2.1 Incertitude liée aux capteurs (données fabricants)

La nomenclature utilisée par les fabricants est souvent obscure et par conséquent les termes utilisés tels que "précision ou exactitude" (le GUM parle de sens qualitatif pour ces deux termes) ne sont pas facilement traduisibles en incertitude type [BIPM 2008].

Les valeurs fournies par le fabricant peuvent s'entendre de deux manières, soit comme la limite symétrique d'une loi rectangulaire, soit comme l'incertitude-type élargie du capteur.

#### 1. Limite symétrique d'une loi rectangulaire (figure 2.14a)

Dans ce cas, la valeur donnée par le fabricant s'entend comme la limite "a" dans la figure 2.14(a) si elle est indiquée comme  $\pm a$  ou si elle est indiquée sans autre précision comme la largeur  $2a$ . Pour arriver à l'écart-type qui sera utilisé dans le calcul de l'incertitude composée, il convient d'utiliser :

$$u(y) = \frac{a}{\sqrt{3}} \quad (2.1)$$

#### 2. Incertitude-type, élargie d'un facteur $k_p$ (figure 2.14b) : $\pm U$

Cette écriture est celle préconisée par le GUM, elle est le produit de l'incertitude  $u(y)$  du capteur et du facteur d'élargissement  $k_p$ . Elle garantit qu'une fraction élevée des résultats sera comprise dans l'intervalle :

$$Y = y \pm U = y \pm k_p u(y) \quad (2.2)$$

Sans précisions supplémentaires sur les documentations des fabricants, nous pouvons considérer un facteur d'élargissement  $k_p$  de 2 (couramment utilisé) qui correspond à un niveau de confiance de 95,4 % suivant une loi normale et un nombre infini de degrés de liberté (tel que représenté figure 2.14(b)). Dans ce cas, l'incertitude-type pour le capteur est égale à :

$$u(y) = \frac{U}{2} \quad (2.3)$$

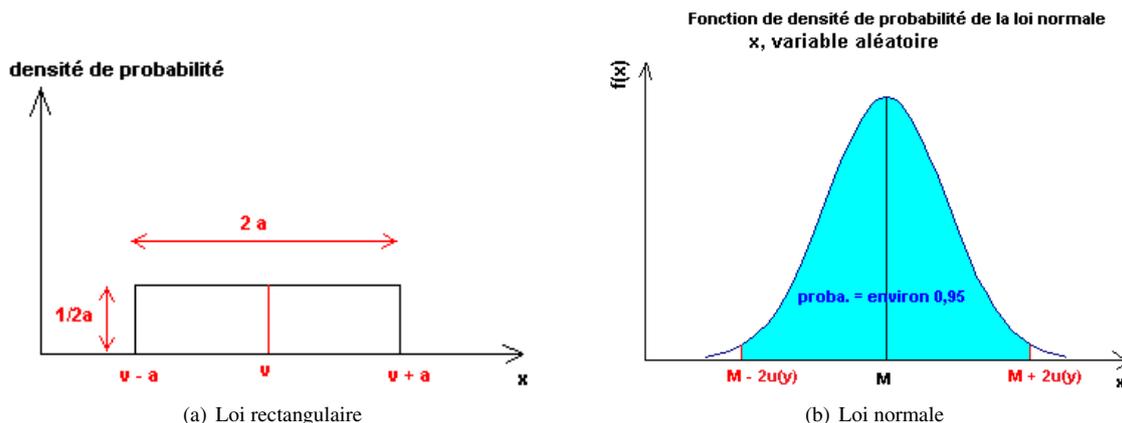


FIGURE 2.14 – Lois usuelles pour l'écart-type [Perrin 2014]

Pour la détermination de l'incertitude type, nous allons considérer dans la suite de cette étude que le fabricant utilise une loi rectangulaire. Le calcul de l'incertitude-type est en effet plus défavorable pour une loi rectangulaire (équation (2.1)) que pour une loi normale (équation 2.3).

Les caractéristiques prises en compte sont les valeurs typiques données par le fabricant. Un récapitulatif des données fournies par les fabricants ainsi que leurs conversions en incertitude-type est présenté par la table 2.3.

Grandeur mesurée	Type et marque du capteur	Indication d'incertitude	Valeur de l'indication	Incertitude-type correspondante	Domaine
Température $Tf_1, Tf_{11}, Tf_{12}, Tf_{13},$ $Tf_{16}, Tf_{17}, T_{int}$	PT100 classe B - TC direct	Tolérance	$\pm 0,8^\circ\text{C}$	$0,46^\circ\text{C}$	0 à $100^\circ\text{C}$
Température $Tf_9, Tf_{10}, Tf_{14}, Tf_{15}$	Thermocouple Type K classe 2 - TC direct	Tolérance	$\pm 2,5^\circ\text{C}$	$1,44^\circ\text{C}$	-40 à $333^\circ\text{C}$
Température $Tf_9, Tf_{10}, Tf_{14}, Tf_{15}$	Thermocouple Type K classe 2 - TC direct	Tolérance	$\pm 0,75\% \text{ VL}$	$0,43\% \text{ VL}$	333 à $1200^\circ\text{C}$
Température $Tf_3$ à $Tf_8$	Thermocouple Type K classe 1 - Prosensor	Tolérance	$\pm 1,5^\circ\text{C}$	$0,87^\circ\text{C}$	-40 à $375^\circ\text{C}$
Température $Tf_3$ à $Tf_8$	Thermocouple Type K classe 1 - Prosensor	Tolérance	$\pm 0,4\% \text{ VL}$	$0,23\% \text{ VL}$	375 à $1200^\circ\text{C}$
Pression - $p_2, p_9$	dTrans - Jumo	Calcul détaillé	-	0,36 bar	0 à 40 bars
Pression - $p_{16}$	dTrans - Jumo	Calcul détaillé	-	0,015 bar	0 à 1,6 bars
Débit - $\dot{m}_1, \dot{m}_{10}$	FCH-midi-POM - Bio-tech	Précision et répétabilité	$\pm 3\% \text{ VL}$	$1,73\% \text{ VL}$	0,5 à 18,5 L/min
Débit - $\dot{m}_{11}, \dot{m}_{17}$	VFS2-40 - Grundfos	Écart-type	0,6 L/min	0,6 L/min	2 à 40 L/min
Irradiance directe normale - $G_b$	CHP 1 - Kipp and Zonen	Incertitude	$\pm 2\% \text{ VL}$	$1,15\% \text{ VL}$	0 - 1000 W/m <sup>2</sup>
Température extérieure - $T_{ext}$	PT100 - Delta Ohm	Exactitude	$\pm 0,2^\circ\text{C}$	$0,12^\circ\text{C}$	-40 à $+50^\circ\text{C}$
Vitesse du vent - $V_v$	DNA 827, LSI SpA	Précision et linéarité	$\pm 0,1 \text{ m/s} + 1\% \text{ VL}$	$(0,1 + 0,01 \text{ VL})/\sqrt{3}$ m/s	0,26 à 60 m/s
Direction du vent - $D_w$	DNA 827, LSI SpA	Incertitude	$\pm 5^\circ$	$2,89^\circ$	0 à $360^\circ$
Puissance électrique monophasée - $P_{e,s}$	PRO1 V11, Inepro	Erreur	$\pm 1,5\% \text{ VL}$	$0,86\% \text{ VL}$	Intensité de 0,02 à 45 A
Puissance électrique monophasée - $P_{e,h}$	DPM1L32-D, Conrad	Erreur	$\pm 1\% \text{ VL}$	$0,58\% \text{ VL}$	Intensité de 0,03 à 32 A
Puissance électrique triphasée - $P_{e,b}, P_{e,t}$	PRO1250A 100A, Inepro	Erreur	$\pm 1,5\% \text{ VL}$	$0,86\% \text{ VL}$	Intensité de 0,04 à 100 A
Puissance électrique moteur Exoes - $P_{mot}$	Variateur Leroy Somer Unidrive SP 8T	Précision	$\pm 2\% \text{ VL}$	$1,15\% \text{ VL}$	0 à 7,5 kW
Vitesse de rotation (angulaire) $N_{mot}$	Capteurs à effet Hall	-	Négligée	Négligée	-

TABLE 2.3 – Récapitulatif des incertitudes pour les différents capteurs utilisés dans les calculs avant étalonnage (VL = Valeur Lue).

### 2.5.2.2 Incertitude liée aux conditionneurs et cartes de conversion (données fabricants)

Le signal de chaque capteur est traité tout d'abord par un conditionneur puis il est lu par une carte d'acquisition située sur le châssis National Instruments.

La centrale d'acquisition National Instruments est composée d'un châssis NI CompactDAQ et de différentes cartes d'acquisitions paramétrées sur une pleine échelle de 10 V.

L'incertitude liée aux cartes d'acquisition NI est constituée de l'erreur sur le gain et sur l'offset. Elle est calculée en négligeant l'erreur due à la variation de température entre la prise d'échantillons et le bruit.

Un récapitulatif des données fournies par les fabricants pour les cartes d'acquisition ainsi que leur conversion en incertitude type est présenté par la table 2.4.

Grandeur mesurée	Type et marque de la carte ou du conditionneur	Indication d'incertitude	Valeur de l'indication	Incertitude-type correspondante	Domaine
Température	PT100 - Phoenix contact	Erreur de transmission	0,1 + 100/échelle en % PE	0,64°C (échelle 0-100°C), 0,66°C (échelle 0-150°C)	0 à 150°C
Température	Thermocouple - Phoenix contact	Erreur de transmission + erreur soudure froide	(0,1 + 150/échelle) en % PE + 2K	1,50°C (échelle 0-150°C), 1,59°C (échelle 0-400°C)	0 à 400°C
Pression	Convertisseur IU - Phoenix contact	Erreur de transmission	0,1 % PE en bar	Négligée 0,023 bar (PE = 40 bars), 0,9 mbar (PE = 1,6 bar)	0 à 40 bars
Température	Thermocouple - Weidmüller	Précision	6°C	1,73°C	0-1000°C
Tension	Carte d'acquisition - NI	Erreur de gain + offset	0,96 + 1,15 $U_{lue}(V)$ en mV	Négligée (1,2 mV (mesure = 10 V) 0,56 mV (mesure = 0,1 V))	0 à 10 V

TABLE 2.4 – Récapitulatif des incertitudes pour les différents conditionneurs et cartes d'acquisition utilisés dans les calculs avant étalonnage (PE = Pleine Échelle).

### 2.5.2.3 Étalonnage

Les capteurs  $Tf_{13}$ ,  $Tf_{11}$ ,  $Tf_{12}$ ,  $Tf_1$  et  $T_{int}$  ainsi que les chaînes d'acquisition correspondantes ont été étalonnées à l'aide d'un bain thermostaté. Trois séries de mesures contenant chacune 10 points de mesures (de 10°C à 98°C par paliers d'environ 10°C) ont été effectuées. Pour chaque température et chaque capteur, un écart-type a été calculé selon :

$$u^2(y) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}} \quad (2.4)$$

La moyenne de chaque point de mesure a permis de déterminer une courbe d'étalonnage selon la méthode des moindres carrés. Une incertitude composée a été calculée (équation 2.5) en incluant les incertitudes dues aux éléments suivants pour chaque capteur :

- Fidélité (répétabilité) : valeur maximale des écarts-types obtenus pour chaque température de l'étalonnage, incertitude de type A.
- Thermomètre étalon, donnée par le certificat à  $u_{ce} = 0,1^\circ\text{C}$
- Résolution de l'instrument de mesure et de l'étalon ( $U_{ana}$ ). Dans les deux cas le pas de quantification était de  $0,01^\circ\text{C}$  ( $d = 0,01^\circ\text{C}$ ), correspondant à une incertitude type de  $U_{ana} = d/2\sqrt{3}$  soit  $3 \cdot 10^{-3}^\circ\text{C}$
- Droite d'étalonnage : écart-type de la prédiction par la méthode des moindres carrés.

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) \quad (2.5)$$

avec  $f$  la fonction reliant la mesurande  $Y$  aux grandeurs  $X_i$  mesurées. Il est à noter que l'équation 2.5 n'est valide que pour des grandeurs d'entrées non corrélées.

La même procédure a été appliquée aux débitmètres Biotech ( $\dot{m}_1$ ,  $\dot{m}_{11}$ ) avec une éprouvette graduée comme étalon.

L'incertitude des capteurs de type PT100 et débitmètres est de ce fait réduite comme indiqué par la table 2.5.

Capteurs	$T_{f13}$	$T_{f11}$	$T_{f12}$	$T_{f1}$	$T_{int}$	$\dot{m}_1$	$\dot{m}_{11}$
Incertitude-type (°C et l/h)	0,13	0,17	0,18	0,15	0,14	0,36	0,31
Plage d'étalonnage (°C et l/h)	10 à 98°C	30 à 98°C	10 à 98°C	10 à 98°C	10 à 90°C	20 à 40 l/h	10 à 40 l/h

TABLE 2.5 – Récapitulatif des incertitudes pour les capteurs étalonnés

## 2.6 Conclusion du chapitre

Les différents éléments composant le prototype ont été présentés dans ce chapitre. Au niveau de l'instrumentation, qui a été implémentée de cette manière pour des raisons de coût et de simplicité, on remarque certains points critiques. Tout d'abord, le débit en entrée du moteur n'est pas mesuré. La mise en œuvre d'un débitmètre vapeur est en effet onéreuse. Le choix d'un pyrhéliomètre positionné sur le concentrateur est discutable, car l'irradiance est inconnue si le suivi ne se fait pas sur deux axes. Cependant, le fixer sur le concentrateur présente l'avantage de s'assurer d'un suivi correct de manière instantanée. Enfin, l'enthalpie en sortie du concentrateur n'est pas connue en vapeur saturée. Là encore, la détermination du titre de vapeur et donc de l'enthalpie nécessite une instrumentation complexe et souvent coûteuse [Zunft 1999].

Des solutions permettant de résoudre ces problématiques seront proposées dans les prochains chapitres.

# Chapitre 3

## Caractérisation du concentrateur

### 3.1 Introduction

La caractérisation du concentrateur passe par différentes étapes. Tout d'abord, les mesures météorologiques sont validées. L'enthalpie en sortie du concentrateur n'étant pas directement mesurée, elle est déterminée à partir de l'enthalpie du fluide en sortie du surchauffeur ou par un bilan d'énergie au condenseur. Pour ce faire, les pertes thermiques dans la tuyauterie doivent être évaluées.

Ensuite, le fonctionnement du concentrateur est étudié sur deux journées caractéristiques. Il convient en effet de vérifier son fonctionnement avec différentes conditions météorologiques. La consommation électrique des auxiliaires est également relevée.

Puis, le rendement thermique est caractérisé de manière semi-empirique en régime permanent. Les résultats, obtenus par une méthode couplée (mesure simultanée des pertes thermiques et du rendement optique), sont comparés à une mesure séparée des pertes thermiques, effectuée hors ensoleillement. Une étude détaillée de l'impact des conditions extérieures et de fonctionnement est par la suite présentée.

La dynamique du système est alors caractérisée par des essais séparés permettant de déterminer la constante de temps et l'inertie du concentrateur. Des essais dynamiques en faisant varier certaines conditions (température et débit d'entrée du concentrateur, pression au niveau de l'électrovanne, irradiance) permettent d'observer la réponse du système à une perturbation. Une stratégie de régulation, tenant compte de la dynamique du système, peut alors être mise en œuvre.

L'amélioration des performances est également abordée. Enfin, l'impact du suivi est étudié expérimentalement. En effet, le prototype possédant un suivi deux axes, il est possible de comparer différentes configurations (1 axe est/ouest, 1 axe nord/sud par exemple).

### 3.2 Données météorologiques

Il convient tout d'abord de vérifier la validité des données météorologiques mesurées. Pour ce faire, elles sont comparées aux données mesurées par des stations Météo France. Trois grandeurs vont être comparées :

- Vitesse du vent :  $V_v$
- Température extérieure :  $T_{ext}$
- Irradiance directe normale (appelée dans la suite du document "irradiance directe") :  $G_b$

Les deux premières sont disponibles à la station Météo France (n° 17300009) située à l'aérodrome de La Rochelle (à une distance de l'ordre de 5 km à vol d'oiseau du site où est implanté Micosol). Il est donc possible de se comparer directement à ces valeurs.

Il n'y a, à La Rochelle, que la mesure de l'irradiance globale. L'irradiance directe est mesurée à Bordeaux (à une distance d'environ 150 km) et à Brest (à une distance d'environ 350 km). Il est possible d'évaluer l'irradiance directe soit à partir de stations éloignées soit en utilisant l'irradiance globale mesurée à La Rochelle et des corrélations permettant de déduire la part de rayonnement direct.

Deux objectifs concernent l'irradiance. Le premier est la validation des données mesurées. Le second consiste en la validation d'une méthode permettant de retrouver l'irradiance directe quand elle n'est pas mesurée localement. En effet, le pyréliomètre étant monté sur le prototype, lors des essais en suivi un axe, il ne sera pas focalisé vers le soleil : l'irradiance directe ne pourra donc pas être mesurée.

Pour les données Météo France, la vitesse du vent est mesurée à une hauteur de 10 mètres et moyennée sur les 10 minutes précédant l'heure entière. La température est relevée à l'heure entière. L'irradiance donnée est la moyenne mesurée sur une durée d'une heure précédant l'heure entière.

Sur Micosol, les données présentées ont été mesurées à un pas de temps d'une seconde. La vitesse du vent a été moyennée sur 2 minutes.

### 3.2.1 Température extérieure

La figure 3.1 présente la température extérieure mesurée pour deux journées différentes sur le prototype et par Météo France.

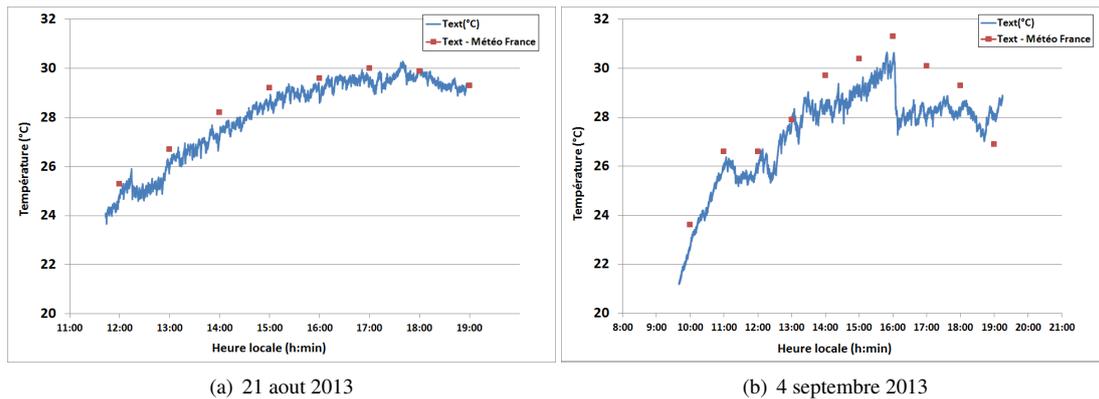


FIGURE 3.1 – Température extérieure mesurée sur le prototype et par Météo France

La température extérieure mesurée suit les données reportées par Météo France. Le 21 août l'écart maximal relevé est inférieur à 1°C. Pour la journée du 4 septembre, l'écart est plus important, mais la dynamique des températures est néanmoins respectée. L'incertitude du capteur utilisé étant bien inférieure à la différence observée. Cet écart est probablement lié à des différences de températures locales dues à des mouvements de masse d'air différents entre les deux lieux de mesures, l'un sur un aéroport et l'autre dans une zone urbaine. La majorité des points se situe cependant avec un écart inférieur à 1°C sur les 3 courbes. La mesure de la température extérieure semble donc cohérente avec les données de Météo France.

### 3.2.2 Vitesse du vent

La figure 3.2 présente la vitesse du vent mesurée pour deux journées différentes sur le prototype et par Météo France. Les valeurs mesurées sont inférieures aux données de Météo France. La majorité des points présente un écart important. Cet écart peut néanmoins s'expliquer par la position géographique des points de mesure. Le prototype est placé entre des bâtiments relativement hauts et est séparé de l'océan par un port de plaisance contrairement à la station Météo France qui est située au niveau de l'aérodrome proche de l'océan.

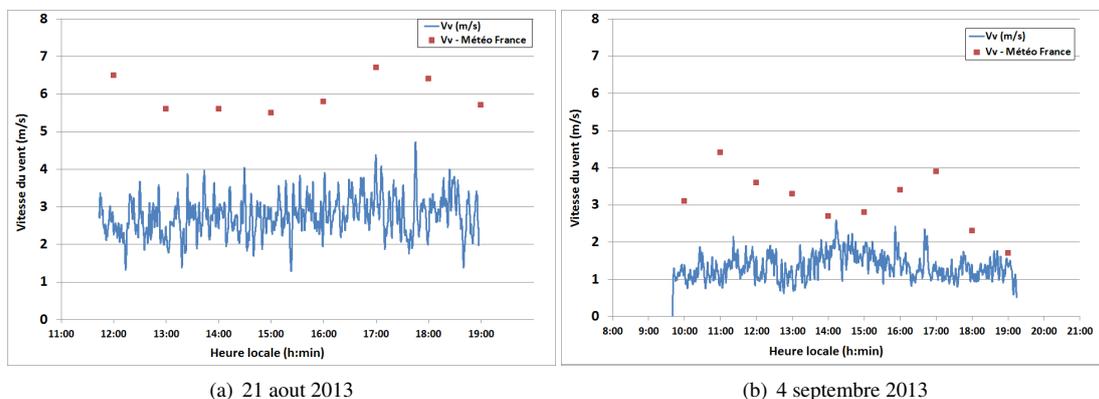


FIGURE 3.2 – Vitesse de vent mesurée sur le prototype et par Météo France

### 3.2.3 Irradiance directe normale

Afin de vérifier les mesures effectuées sur Micosol et de déterminer l'irradiance directe pour les jours où elle ne pourra pas être mesurée sur Micosol (lors des essais avec un suivi un axe), trois méthodes sont envisagées. La première est d'utiliser les données des stations Météo France les plus proches. La seconde est de recalculer l'irradiance directe à l'aide de corrélations. La troisième est de déterminer la fraction diffuse à partir d'un essai et de l'utiliser pour d'autres journées proches afin de déterminer l'irradiance directe pour des jours où elle n'est pas mesurée.

#### 3.2.3.1 Données Météo France

L'irradiance directe donnée par Météo France pour Bordeaux et Brest a été comparée aux valeurs mesurées sur Micosol durant trois journées non continues et ensoleillées à La Rochelle. La même irradiance a été observée entre Brest et La Rochelle durant une journée. Pour les deux autres, des écarts très importants ont été observés. Sur les trois jours, la valeur relevée à Bordeaux était proche de celle mesurée à La Rochelle pour les premières heures de la journée, mais très inférieure par la suite.

L'utilisation des stations proches ne nous a pas semblé pertinente, car elle très aléatoire et soumise à la présence ou non d'une couverture nuageuse au niveau des autres stations de mesure éloignées géographiquement.

#### 3.2.3.2 Corrélations

Il existe différentes méthodes de détermination de l'irradiance diffuse à partir de l'irradiance globale. Ces méthodes utilisent des coefficients souvent empiriques ainsi que des paramètres extérieurs tels que température, humidité et indice de clarté.

Cet indice de clarté "clearness index" ( $k_t$ ) est défini comme suit :

$$k_t = \frac{G_h}{G_0 \cos(\theta_z)} \quad (3.1)$$

avec  $G_h$  : Irradiance globale sur une surface horizontale ( $W/m^2$ ),  $G_0$  : irradiance extraterrestre ( $W/m^2$ ) et  $\theta_z$ , l'angle entre le rayonnement solaire et la verticale (zénithal) ( $^\circ$ ).

Pour une surface horizontale, l'irradiance globale  $G_h$  est définie selon :

$$G_h = G_d + G_b \cos(\theta_z) \quad (3.2)$$

avec  $G_d$  l'irradiance diffuse sur une surface horizontale et  $G_b$  l'irradiance directe normale.

La fraction diffuse,  $K_d$ , est définie comme :

$$K_d = \frac{G_d}{G_h} \quad (3.3)$$

Trois corrélations différentes ont été expérimentées en utilisant les valeurs de l'irradiance horizontale globale,  $G_h$ , données par Météo France :

— Reindl-A : la fraction diffuse ( $K_d$ ) est définie à partir de  $k_t$ ,  $\theta_z$  et  $G_h$  (équations 3a à 3c dans [Reindl 1990]) :

$$\text{Pour } 0,3 < k_t < 0,78 \text{ et } 0,1 \leq G_d/G_h \leq 0,97$$

$$K_d = 1,4 - 1,749 k_t + 0,177 \sin(\alpha_e) \quad (3.4)$$

avec  $\alpha_e$ , l'angle d'élévation solaire.

— Reindl-B : la fraction diffuse est calculée à l'aide de  $k_t$ ,  $\theta_z$  et  $G_h$  ainsi que de la température extérieure et de l'humidité relative (équation 2a à 2c dans [Reindl 1990]) :

$$\text{Pour } 0,3 < k_t < 0,78 \text{ et } 0,1 \leq G_d/G_h \leq 0,97$$

$$K_d = 1,329 - 1,716 k_t + 0,267 \sin(\alpha_e) - 0,00357 T_{ext} + 0,106 H_r \quad (3.5)$$

avec  $H_r$ , l'humidité relative et  $T_{ext}$  la température extérieure.

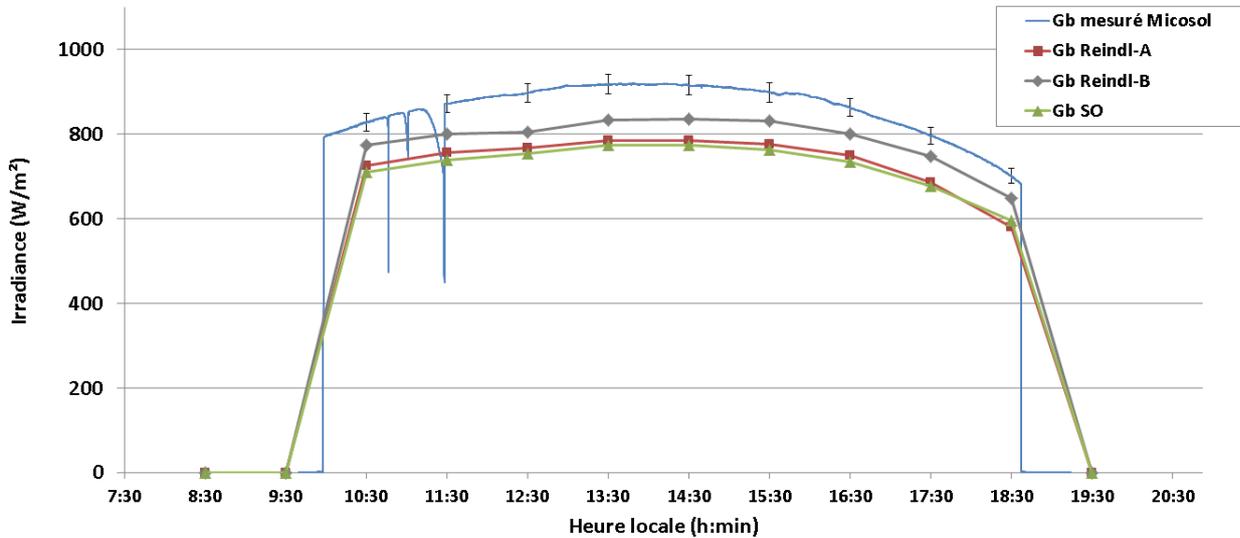
— SO : Skartveit et Olseth, la fraction diffuse est déterminée à partir de  $k_t$ ,  $\theta_z$  et  $G_h$  (équations 1a à 1d dans [Skartveit 1987]) :

$$\text{Pour } 0,2 \leq k_t \leq 1,09 k_1$$

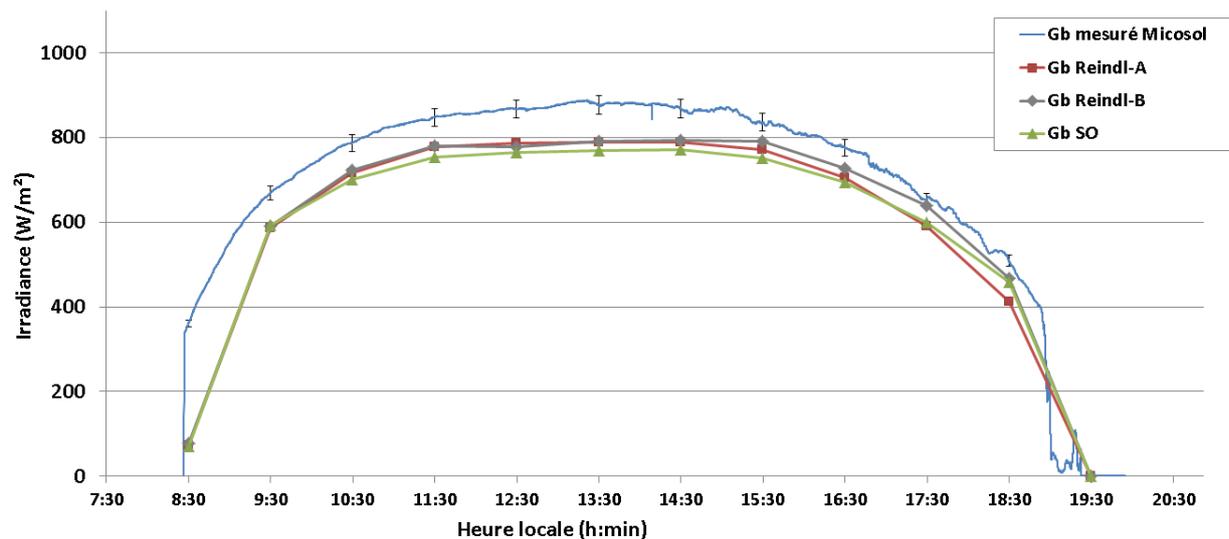
$$K_d = 1 - (1 - d_1)(0,27 \sqrt{K} + 0,73 K^2) \quad (3.6)$$

$$\text{avec } k_1 = 0,87 - 0,56 e^{-0,06\alpha_e}, d_1 = 0,15 + 0,43 e^{-0,06\alpha_e} \text{ et } K = 0,5 \left( 1 + \sin \pi \left( \frac{k_t - 0,2}{k_1 - 0,2} - 0,5 \right) \right)$$

La figure 3.3 présente l'irradiance directe mesurée  $G_b$  sur le prototype ainsi que les résultats obtenus pour l'irradiance directe à partir des trois corrélations testées.



(a) 4 septembre 2013 ( $21\text{ }^\circ\text{C} < T_{ext} < 31\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $25\% < H_r < 45\%$ ,  $0,64 < k_t < 0,76$ )



(b) 24 septembre 2013 ( $15\text{ }^\circ\text{C} < T_{ext} < 27\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $45\% < H_r < 90\%$ ,  $0,33 < k_t < 0,75$ )

FIGURE 3.3 – Irradiance mesurée sur le prototype et déterminée à l'aide de corrélations pour deux journées

Les corrélations sous-évaluent l'irradiance directe avec une erreur proche de 10 %. Elles reproduisent cependant assez bien le profil journalier. Cette erreur est conforme à l'erreur absolue moyenne constatée sur les modèles Reindl-A et Skartveit et Olseth par Lanini qui est de l'ordre de 0,1 sur la fraction diffuse pour des stations hors zone polaire [Lanini 2010]. Cependant, elle est trop importante pour un calcul précis des performances du concentrateur lors d'un suivi un axe.

### 3.2.3.3 Validation de la mesure d'irradiance

Une erreur au niveau de la mesure de l'irradiance sur le prototype (problème de suivi) aurait pour conséquence une mesure en deçà de la réalité. Les valeurs mesurées sur Micosol ont été supérieures à celles données par Météo France pour Bordeaux et Brest sur les trois journées considérées. Elle est par ailleurs supérieure aux valeurs données par les corrélations. Enfin, la mesure d'irradiance a été vérifiée expérimentalement en faisant varier la position du concentrateur afin de vérifier que la valeur relevée en suivi était bien maximale.

### 3.2.3.4 Détermination de l'irradiance directe à partir de la fraction diffuse

On note une certaine régularité de l'irradiance directe mesurée, sur les deux journées présentées par la figure 3.3 et séparées de 20 jours. Cette constatation nous amène à formuler l'hypothèse d'une fraction diffuse similaire pour des journées proches et sans nuages. Cette fraction diffuse pourrait alors être mesurée lors d'un essai avec un suivi deux axes. Elle serait ensuite utilisée afin d'évaluer l'irradiance directe à partir de l'irradiance globale,  $G_h$ , donnée par Météo France, pour des journées proches avec les mêmes conditions météorologiques.

Cette fraction diffuse,  $K_d$ , peut se calculer à partir des équations 3.2 et 3.3 selon :

$$K_d(\theta_z) = \frac{G_d}{G_h} = \frac{G_h - G_b \cos(\theta_z)}{G_h} \quad (3.7)$$

La figure 3.4 présente les résultats obtenus pour l'identification de  $K_d$  sur la journée du 4 septembre 2013. Cette valeur a été déterminée à partir de la mesure de l'irradiance globale sur Micosol et de l'irradiance globale,  $G_h$ , donnée par Météo France.

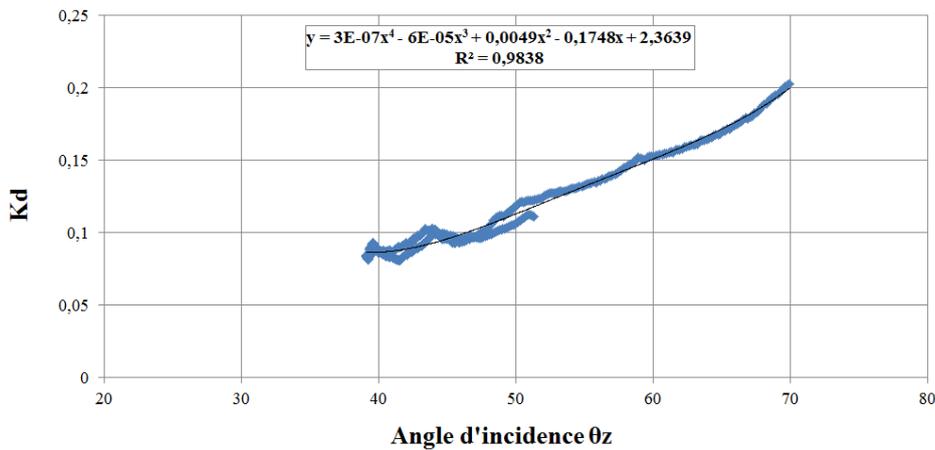


FIGURE 3.4 – Identification de  $K_d$  pour la journée du 4 septembre

Ensuite, à partir de la loi polynomiale établie pour  $K_d$  (figure 3.4), de la valeur d'irradiance globale,  $G_h$ , donnée par Météo France et de l'équation 3.7, il devient possible de calculer la valeur d'irradiance directe,  $G_b$  pour une journée proche. La figure 3.5 présente l'irradiance directe calculée (à partir du  $K_d$  identifié précédemment) et mesurée ainsi que l'écart entre les deux pour la journée du 21 août 2014.

On observe un écart inférieur à 5 %. Cette méthode est donc satisfaisante et sera donc utilisée pour la détermination de l'irradiance directe lors des essais en suivi un axe.

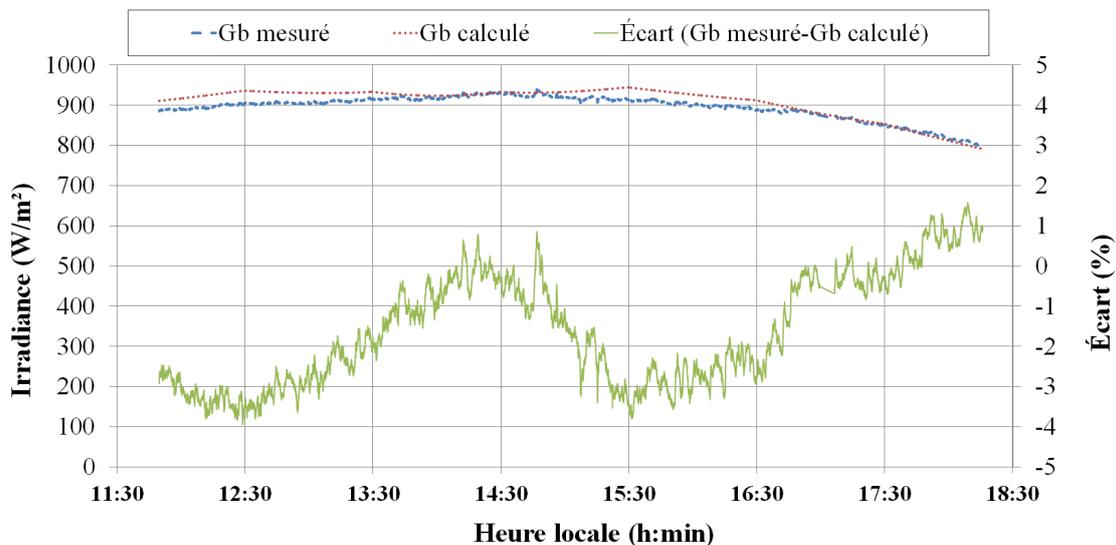


FIGURE 3.5 – Vérification de la méthode sur la journée du 21 août

### 3.3 Méthode d'évaluation du rendement expérimental

Cette section présente le calcul du rendement expérimental et détaille les grandeurs calculées qui seront utilisées par la suite.

Un schéma simplifié de l'implantation des capteurs utilisés pour la caractérisation du concentrateur est présenté figure 3.6

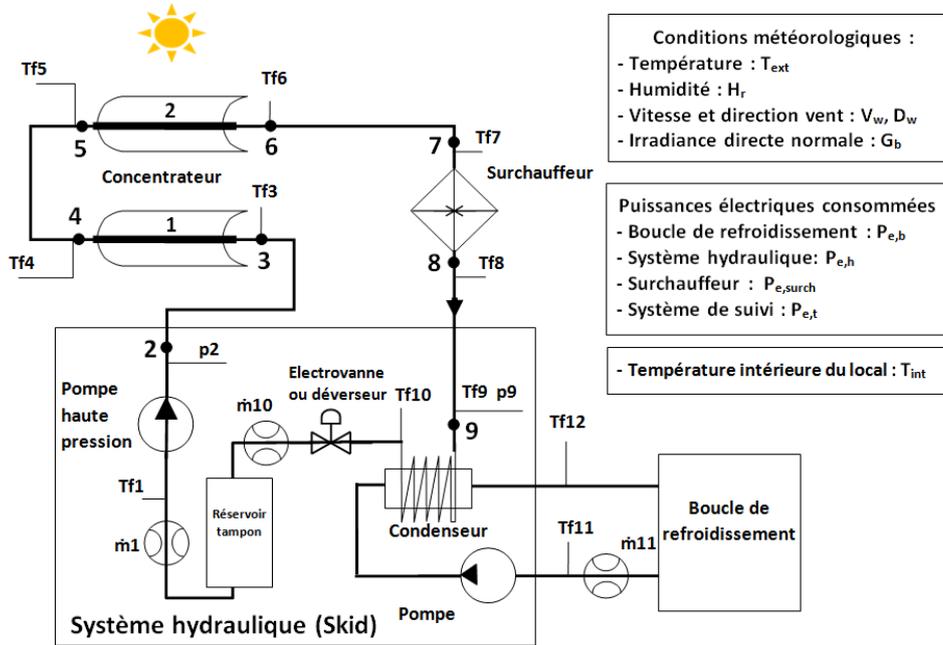


FIGURE 3.6 – Implantation des capteurs pour la caractérisation du concentrateur

Le rendement thermique du concentrateur a été défini (équation 1.4) comme suit :

$$\eta_c = \frac{\Phi_c}{\Phi_s}$$

où  $\Phi_s$ , la puissance solaire, pour un suivi deux axes, est égale à :

$$\Phi_s = AG_b$$

et  $\Phi_c$  est la puissance thermique produite par le concentrateur :

$$\Phi_c = \dot{m}_{10}h_6 - \dot{m}_1h_3 \quad (3.8)$$

Si la vapeur en sortie du concentrateur est saturée, en considérant un rendement de 1 pour le surchauffeur (il est pourvu d'une épaisseur d'isolant de 10 cm), l'enthalpie  $h_6$  peut être recalculée à partir de  $h_9$  :

$$h_6 = h_9 - \frac{P_{e,surch} - \Phi_p}{\dot{m}_{10}} \quad (3.9)$$

où  $P_{e,surch}$  est la puissance du surchauffeur et  $\Phi_p$  les pertes thermiques en ligne dans la tuyauterie comprise entre les points 6 et 7, d'une part, et entre les points 8 et 9, d'autre part (figure 3.6).

Si la vapeur en entrée du condenseur est saturée, l'enthalpie  $h_9$  peut être évaluée en négligeant les pertes thermiques au niveau du condenseur et en supposant le régime stabilisé :

$$h_9 = \frac{\dot{m}_{11}(h_{12} - h_{11})}{\dot{m}_{10}} + h_{10} \quad (3.10)$$

### 3.4 Évaluation des pertes thermiques dans la tuyauterie $\Phi_p$

La première étape de la caractérisation des concentrateurs est l'évaluation des pertes thermiques dans la tuyauterie  $\Phi_p$ . En effet, lors des essais en diphasique, pour de la vapeur saturée, il est impossible de connaître la valeur de ces pertes, elles doivent donc être déterminées à partir d'essais séparés.

La tuyauterie est constituée d'une partie située à l'extérieur du local expérimental (entre les points 2-3, 4-5 et 6-7 de la figure 3.6) et d'une partie située à l'intérieur (entre les points 8 et 9 de la figure 3.6).

La tuyauterie extérieure est composée d'un tube en acier inoxydable (diamètre extérieur de 10 mm) isolé par de la laine de verre (épaisseur 5 cm) protégée dans une coque en aluminium. Pour la partie intérieure, il a été utilisé dans un premier temps un tube en acier inoxydable non isolé qui a été remplacé par la suite par un flexible isolé.

#### 3.4.1 Tuyauterie extérieure

##### Estimation théorique

Les pertes thermiques sont calculées selon le modèle présenté par la figure 3.7.

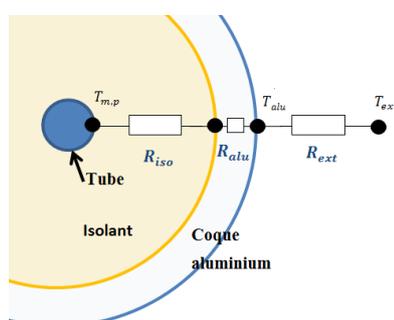


FIGURE 3.7 – Modélisation des pertes thermiques au niveau de la tuyauterie

Les échanges thermiques entre le fluide et la paroi du tube étant très importants devant ceux par conduction, nous avons considéré la température de paroi du tube ( $T_{m,p}$ ) égale à la température moyenne du fluide au sein de la conduite ( $T_{m,f}$ ).

La résistance thermique au sein de la coque en aluminium a été négligée ( $R_{alu} = 0$ ). L'épaisseur (1 mm) de l'aluminium n'a pas été prise en compte, ainsi  $r_{iso_{ext}} = r_{alu}$ . Le transfert thermique par rayonnement à l'extérieur est considéré entre la paroi de la coque et la température ambiante.

Les valeurs des résistances thermiques s'obtiennent par :

$$R_{iso} = \frac{\ln\left(\frac{r_{iso_{ext}}}{r_{iso_{int}}}\right)}{\lambda_{iso} 2\pi L} \quad (3.11)$$

$$R_{ext} = \frac{1}{(h_c + h_r) 2\pi r_{iso_{ext}} L} \quad (3.12)$$

avec  $r_{iso_{ext}}$  et  $r_{iso_{int}}$  : les rayons respectivement extérieur et intérieur de l'isolant,  $\lambda_{iso}$  : la conductivité thermique de l'isolant,  $L$  : la longueur de tuyauterie,  $h_c$  et  $h_r$  : les coefficients d'échanges convectifs et radiatifs.

Le coefficient d'échange radiatif  $h_r$  se calcule selon :

$$h_r = \epsilon_{alu} \sigma (T_{alu}^2 + T_{ext}^2) (T_{alu} + T_{ext}) \quad (3.13)$$

Les données suivantes ont été utilisées :

- $\lambda_{iso} = 3,85 \times 10^{-7} \left(\frac{T_{m,p} + T_{alu}}{2}\right)^2 + 8,84 \times 10^{-5} \left(\frac{T_{m,p} + T_{alu}}{2}\right) + 2,89 \times 10^{-2} \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$  [Iso-ver 2014]
- $h_c = 10 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  [Cengel 2007]
- $\epsilon_{alu} = 0,80$  [Cengel 2007]
- $r_{iso_{ext}} = 0,05 \text{ m}$
- $r_{iso_{int}} = 0,005 \text{ m}$

La résistance équivalente devient :

$$R_{pertes} = R_{iso} + R_{ext} \quad (3.14)$$

On remarque la faible influence de la résistance extérieure  $R_{ext}$  qui est de l'ordre de  $0,2 \text{ }^\circ\text{C/W}$  pour une résistance minimum de l'isolant  $R_{iso}$  de  $6,3 \text{ }^\circ\text{C/W}$  soit un rapport de 30 (pour une longueur d'un mètre de tuyauterie). Cette conclusion permet de valider les hypothèses simplificatrices énoncées plus haut.

À l'aide de cette résistance, il est possible de calculer la puissance perdue vers l'extérieur au sein d'une section de tuyauterie  $\Phi_{p_{xy}}$  :

$$\Phi_{p_{xy}} = \frac{T_{m,f} - T_{ext}}{R_{pertes}} \quad (3.15)$$

### Corrélation expérimentale

Des essais ont été menés en faisant circuler de l'eau à une température comprise entre  $60$  et  $200^\circ\text{C}$  dans la conduite et en mesurant les températures d'entrée et de sortie, la pression ainsi que le débit. Les pertes ont été mesurées pour chaque tronçon (entre les points x et y) selon :

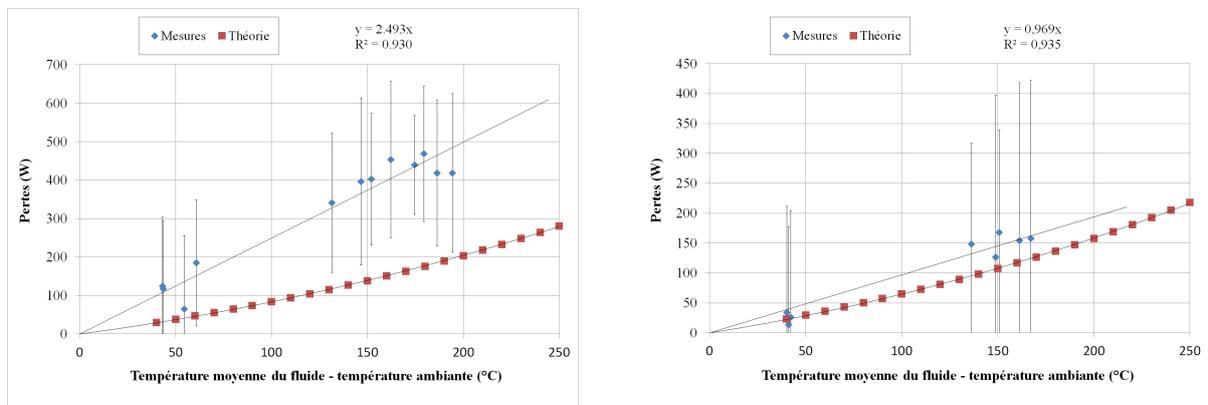
$$\Phi_{p_{xy}} = \dot{m}(h_y - h_x) \quad (3.16)$$

Une corrélation expérimentale de forme linéaire a été établie :

$$\Phi_{p_{xy}} = a(T_{m,f} - T_{ext}) \quad (3.17)$$

avec  $a$  déterminé expérimentalement,  $T_{ext}$ , la température extérieure. Une corrélation à l'ordre 1 a été choisie car les résultats obtenus à l'ordre deux conduisent à un comportement non physique dû aux incertitudes et au faible nombre de points de mesure.

Les résultats théoriques et expérimentaux obtenus pour les lignes 4-5 et 6-7 sont présentés figure 3.8 avec les pertes thermiques en fonction de l'écart entre la température moyenne du fluide et la température l'extérieur. La valeur du coefficient  $a$  de l'équation 3.17 est indiquée en haut de chaque courbe de la figure 3.8.



(a) Pertes entre la sortie de la ligne sud et l'entrée du surchauffeur (Points 6-7, longueur 8,5 m)

(b) Pertes entre la sortie de la ligne nord et l'entrée de la ligne sud (Points 4-5, longueur 6,6 m)

FIGURE 3.8 – Pertes thermiques pour la tuyauterie extérieure

Un écart important est relevé entre les pertes théoriques et mesurées sur la section entre la sortie de la ligne sud et l'entrée du surchauffeur (figure 3.8a). Ceci peut s'expliquer par la présence d'une soupape non isolée et d'humidité dans l'isolation qui augmentent les échanges avec l'extérieur. Entre la sortie de la ligne nord et l'entrée de la ligne sud (figure 3.8b), les pertes mesurées et théoriques correspondent.

### 3.4.2 Tuyauterie intérieure

Deux tubes différents ont été utilisés. Dans un premier temps, un tube horizontal en acier inoxydable rigide non isolé d'une longueur de  $0,8 \text{ m}$  et d'un diamètre extérieur de  $14 \text{ mm}$  a été mis en place. Puis il a été remplacé par un flexible vertical passant par le boîtier du moteur d'une longueur de  $3,5 \text{ m}$  et d'un diamètre extérieur de  $12 \text{ mm}$ . Ce flexible est pourvu d'un isolant en laine de verre d'une épaisseur de  $2 \text{ mm}$ .

### Estimation théorique

De la même manière que pour la tuyauterie extérieure, les pertes thermiques ont été calculées de manière théorique.

Les données suivantes ont été utilisées :

$$- \lambda_{iso} = 3,85 \times 10^{-7} \left( \frac{T_{m,p} + T_{isoext}}{2} \right)^2 + 8,84 \times 10^{-5} \left( \frac{T_{m,p} + T_{isoext}}{2} \right) + 2,89 \times 10^{-2} \text{ W/(m.K)}$$

[Isover 2014]

avec  $T_{isoext}$  : température de surface extérieure de l'isolant

$$- \epsilon_{isolant} = 0,75 \text{ [ThermoWorks 2014]}$$

$$- \epsilon_{inox} = 0,6 \text{ [ThermoWorks 2014]}$$

$$- r_{isoext} = 0,008 \text{ m}$$

$$- r_{isoint} = 0,006 \text{ m}$$

$$- r_{tube_{nu}} = 0,007 \text{ m}$$

Le coefficient d'échange a été calculé en convection naturelle pour le tube horizontal non isolé [Cengel 2007] :

$$h_c = \frac{\lambda}{L} \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra_d^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^9/16]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.18)$$

Le nombre de Rayleigh ( $Ra_d$ ) a été calculé avec une longueur caractéristique égale au diamètre du tube. La résistance thermique  $R_{ext}$  a ensuite été calculée à l'aide de la relation 3.12 avec  $r_{tube_{nu}}$ . Le coefficient d'échange radiatif a été déterminé à l'aide de l'équation 3.13 entre la température moyenne de fluide  $T_{m,p}$  et la température intérieure du local  $T_{int}$ .

Concernant le tube isolé vertical, le régime d'écoulement à l'extérieur étant turbulent (nombre de Grashof  $> 10^9$ ), la corrélation de McAdams a été utilisée pour la détermination du coefficient d'échange convectif :

$$h_c = \frac{\lambda}{L} (0,013 Ra_L^{1/3}) \quad (3.19)$$

Le nombre de Rayleigh ( $Ra_L$ ) a été obtenu avec une longueur caractéristique égale à la longueur verticale soit 1,6 m.

La résistance thermique  $R_{ext}$  a été ensuite calculée à l'aide de l'équation 3.12. Le coefficient d'échange radiatif a été déterminé à l'aide de l'équation 3.13 entre la température de surface extérieure de l'isolant  $T_{isoext}$  et la température intérieure du local  $T_{int}$ . La détermination de la résistance thermique de l'isolant s'est faite à l'aide de l'équation 3.11

### Corrélation expérimentale

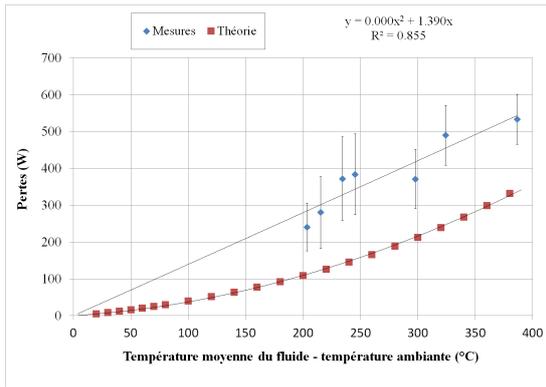
Des essais ont été menés en faisant circuler de la vapeur surchauffée entre 230 et 350°C dans la conduite en mesurant les températures d'entrée et de sortie, la pression ainsi que le débit

Une corrélation expérimentale de forme quadratique a été établie :

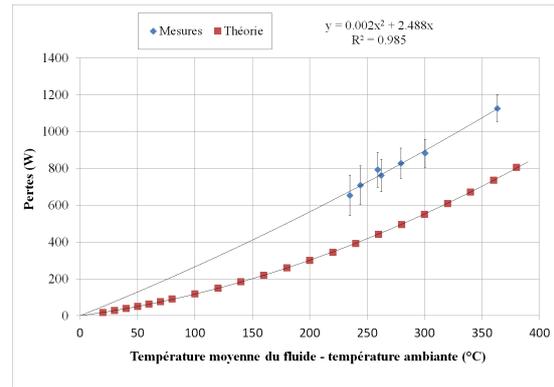
$$\Phi_{p_{xy}} = a (T_{m,f} - T_{int}) + b (T_{m,f} - T_{int})^2 \quad (3.20)$$

avec a et b déterminés expérimentalement.

Pour les deux types de tuyauterie, la puissance perdue vers l'extérieur (équation 3.15) est présentée par la figure 3.9. La valeur des coefficients a et b de l'équation 3.20 est indiquée en haut de chaque courbe de la figure 3.9.



(a) Tube sans isolant (Points 8-9)



(b) Flexible isolé (Points 8-9)

FIGURE 3.9 – Pertes entre la sortie du surchauffeur et l'entrée du condenseur

L'écart entre les courbes théoriques et expérimentales peut être dû à la longueur de tube à l'intérieur du Skid non prise en compte ici et aux pertes thermiques au niveau des raccords.

Grâce aux corrélations établies, il est maintenant possible de calculer, avec une certaine approximation vus les écarts théorie/mesures, les différentes valeurs d'enthalpies du système.

### 3.5 Étude de deux journées caractéristiques

Cette étude porte sur les performances du système sur une journée ensoleillée ainsi que sur une journée nuageuse.

#### 3.5.1 Journée ensoleillée : 24 septembre

Les résultats obtenus pour une journée ensoleillée sont présentés par les figures 3.10 et 3.11. Durant toute la période d'essai, le débit ( $\dot{m}_1$ ) et la température d'entrée ( $T_{f3}$ ) du concentrateur ont été maintenus quasi constants à respectivement  $30 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$  et  $48^\circ\text{C}$ . Au début de l'essai, aucune régulation n'a été opérée, l'électrovanne et le déverseur sont passants. Une heure environ après le début d'essai, la pression  $p_9$  a été réglée à 19,5 bars en utilisant l'électrovanne. À la fin de l'essai, vers 19h40, l'électrovanne a de nouveau été ouverte afin de ne pas laisser sous pression le concentrateur durant la nuit. La vapeur en sortie du concentrateur étant à l'état saturé, la puissance instantanée a été déterminée à partir de la puissance au condenseur (équation 3.10) en considérant un débit égal à  $\dot{m}_1$  en entrée et sortie. En effet, la valeur du débit en sortie  $\dot{m}_{10}$  ne peut être donnée qu'à titre d'illustration car, le régulateur de pression générant des fluctuations importantes, le débitmètre est utilisé hors de sa gamme d'étalonnage.

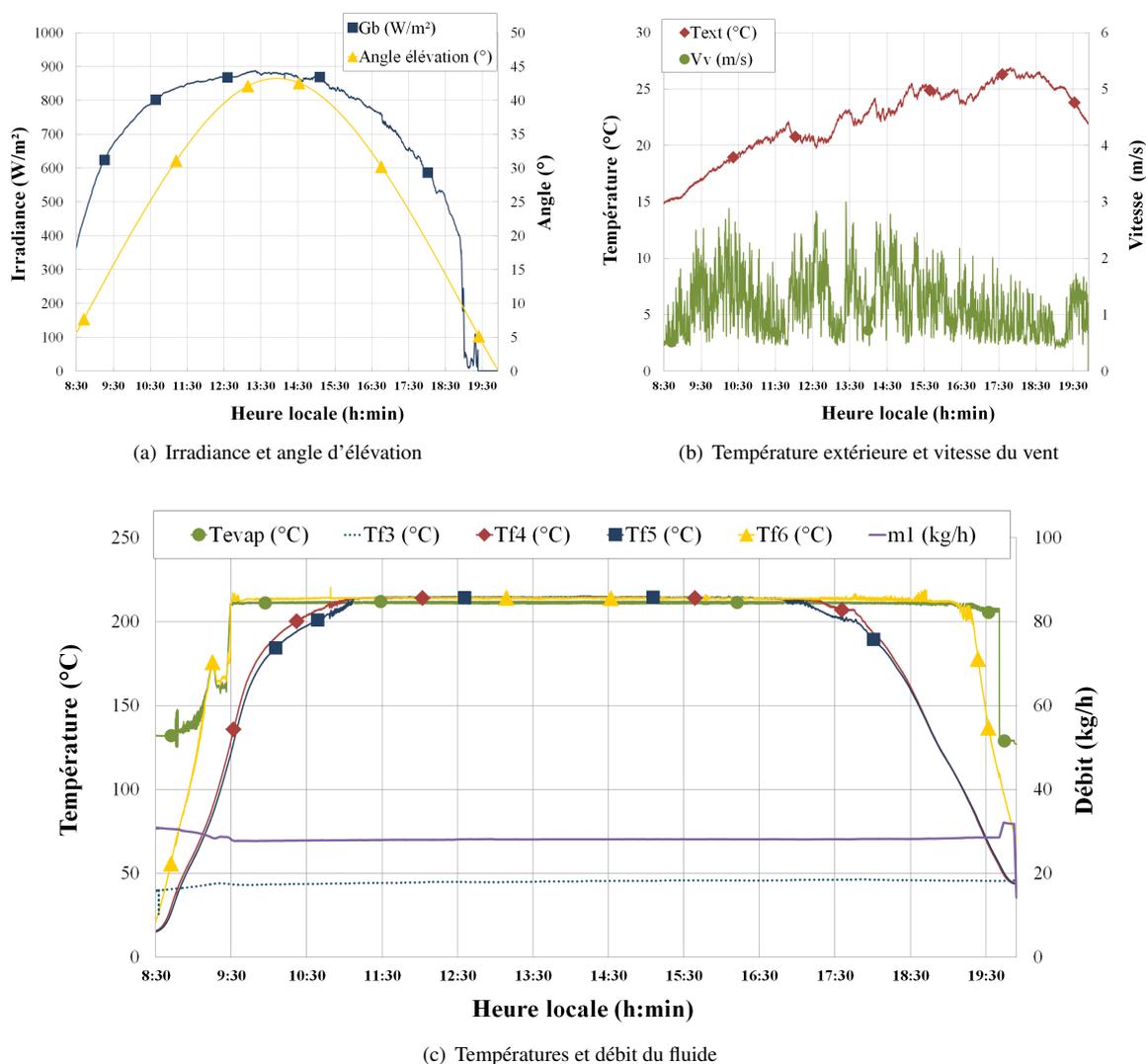
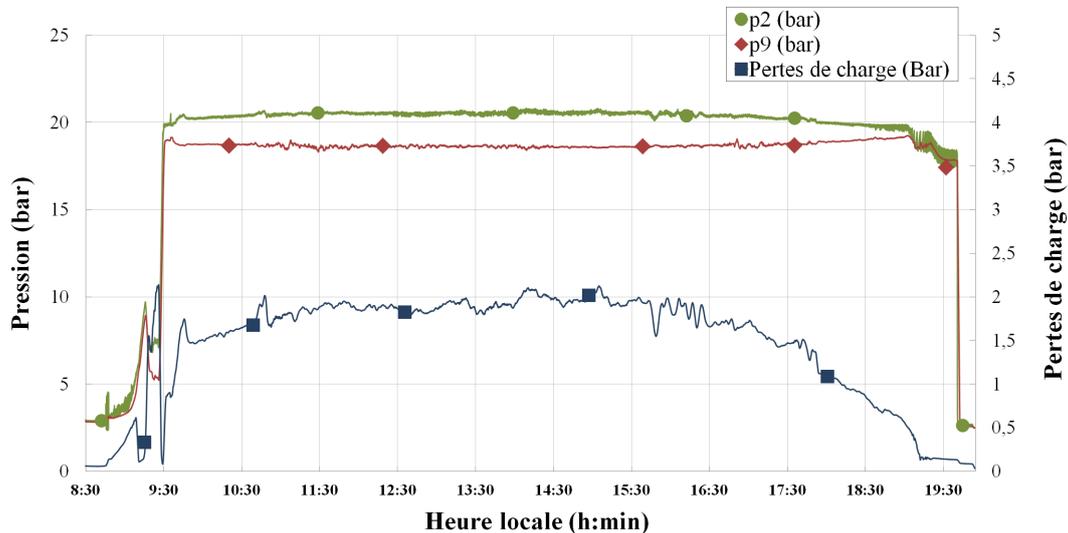


FIGURE 3.10 – Essai durant une journée ensoleillée (conditions extérieures, températures et débit du fluide)

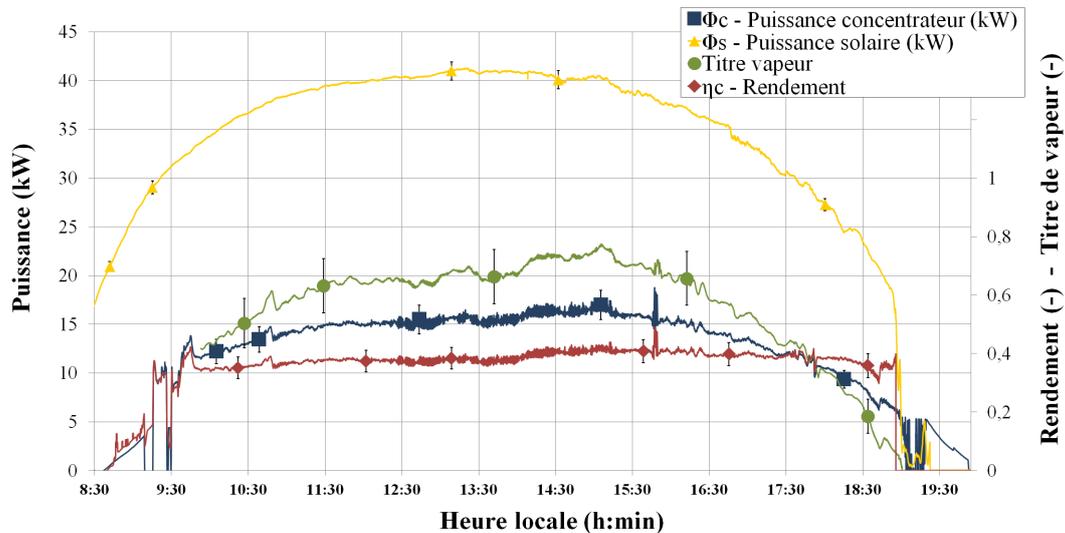
Sur la figure 3.10, on observe que l'irradiance ( $G_b$ ) décrit un profil régulier et suit l'angle d'incidence. La vitesse du vent est en dessous de 3 m/s. Cette faible valeur rend son impact négligeable [Fischer 2012].

La vapeur en sortie est à l'état saturé ( $T_{f_6} = T_{evap}$ ) à une température de 214°C de 9h30 à 19h20, et ce même si la sortie de la première ligne passe à l'état liquide ( $T_{f_4} < T_{evap}$ ). Le faible écart de température observé entre la sortie de la première ligne ( $T_{f_4}$ ) et l'entrée de la seconde ( $T_{f_5}$ ) est dû aux pertes thermiques dans la tuyauterie entre les deux lignes.

La figure 3.11 présente les pressions et les pertes de charge, la puissance solaire et celle du concentrateur, le rendement instantané ainsi que le titre (fraction massique de vapeur) de vapeur.



(a) Pressions et pertes de charge (entre  $p_2$  et  $p_9$ )



(b) Puissance solaire, rendement instantané, titre de vapeur et puissance du concentrateur

FIGURE 3.11 – Essai durant une journée ensoleillée (pressions, pertes de charge, puissances, rendement thermique et titre de vapeur en sortie du concentrateur)

On peut observer qu'un changement de la pression de régulation à 9h30 a un impact immédiat à la fois sur les pressions  $p_2$  et  $p_9$ . L'augmentation de pression observée avant cette heure est intégralement due aux pertes de charge dans le condenseur et le système hydraulique (non représentées ici). Cette augmentation et en particulier le pic observé sur  $p_2$  et  $p_9$  à 9h20 proviennent de l'élévation du débit en sortie ( $m_{10}$ , non représenté ici) causé par la vaporisation de la deuxième ligne qui commence à 9h10. Afin de ne pas dépasser la pression de sécurité, l'électrovanne et le déverseur sont laissés ouverts durant cette période. On note un léger écart entre la pression de consigne (19,5 bars) et la pression relevée pour  $p_9$ . Il est dû au fonctionnement du régulateur qui ouvre l'électrovanne dès que la pression atteint la consigne et la referme lorsque  $p_9$  est 1 bar en dessous. La pression moyenne mesurée est donc légèrement inférieure à la pression de consigne.

La puissance du concentrateur est proche de 15 kW entre 10h30 et 16h30, le titre de vapeur en sortie du concentrateur est supérieur à 0,5 sur la même période. Le rendement instantané étant relativement stable, autour de 40 %, on peut voir que la puissance du concentrateur et le titre suivent l'irradiance. Cependant, il semble que le rendement observé soit légèrement plus faible avant le midi solaire. Ceci est peut-être dû à une erreur de positionnement des miroirs. Dans la suite de l'étude, seules les valeurs de rendement obtenues après le midi solaire (14h00) sont considérées.

La production de vapeur et la puissance sont, grâce au suivi deux axes, réguliers sur la journée entière.

### 3.5.2 Journée nuageuse : 10 septembre

Les résultats obtenus pour une journée nuageuse sont présentés par les figures 3.12 et 3.13. Le débit ( $\dot{m}_1$ ) et la température d'entrée ( $T_{f3}$ ) ont été respectivement fixés à 27 kg/h et 45°C. À partir de 10h40, la pression  $p_9$  a été réglée à 14,5 bars en utilisant l'électrovanne. La vapeur en sortie du concentrateur étant à l'état saturé, la puissance instantanée a été déterminée à partir de la puissance au condenseur. Le rendement et le titre de vapeur n'ont pas été évalués car leur calcul n'est pas pertinent pour des résultats fortement fluctuants.

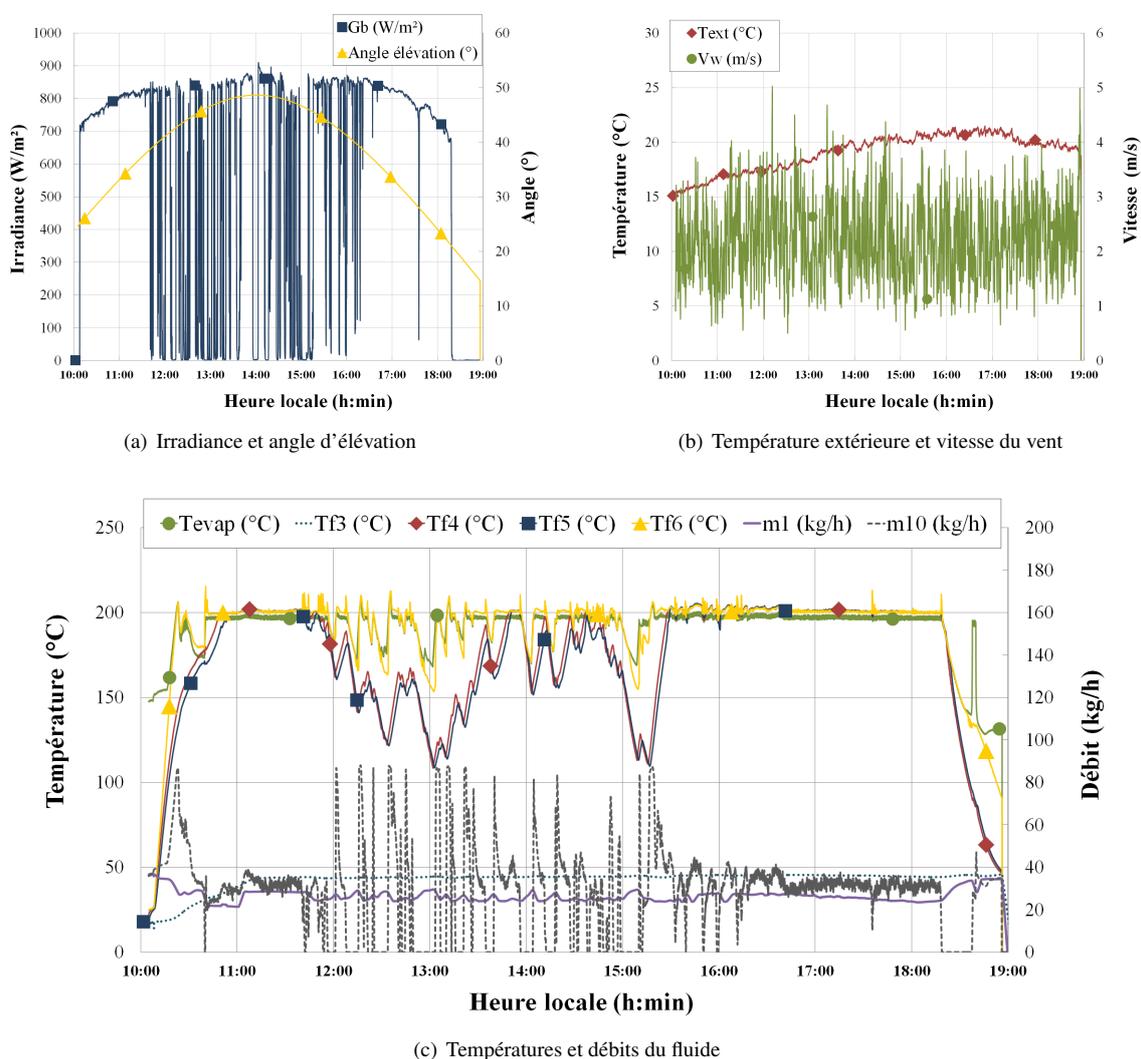


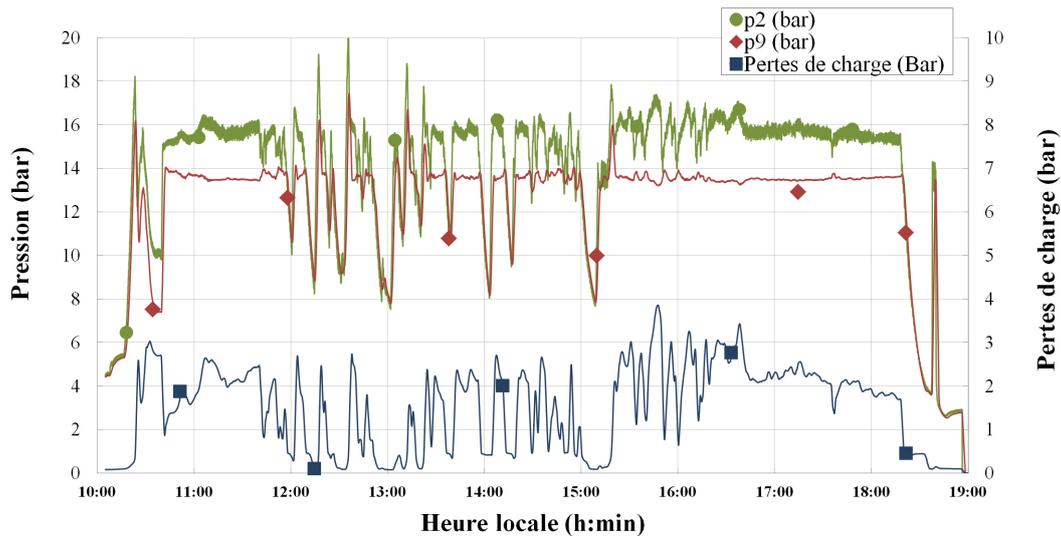
FIGURE 3.12 – Essai durant une journée nuageuse (conditions extérieures, températures et débits du fluide)

Sur la figure 3.12, le profil de l'irradiance apparaît très perturbé. Le temps s'est couvert de 11h30 à 16h30 avec des passages nuageux d'une durée inférieure à 9 minutes. La vitesse du vent est inférieure à 5 m/s.

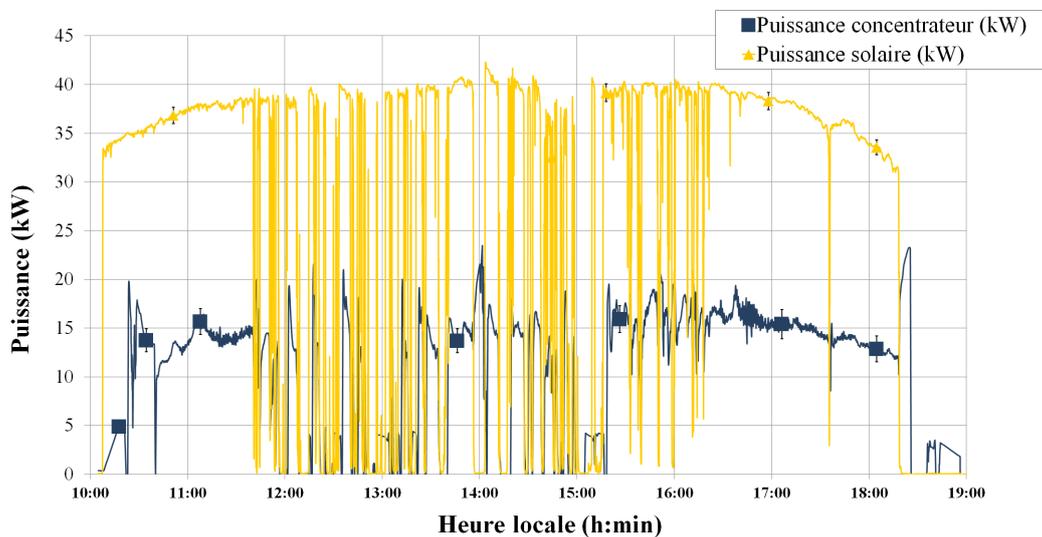
La dynamique des variations de la température de sortie ( $T_{f6}$ ) est principalement liée aux changements de pression. En effet, lorsque le fluide est à l'état saturé sa température est égale à la température d'évaporation ( $T_{evap}$ ) qui est fonction de la pression. On observe également que le fluide en sortie de la ligne sud ( $T_{f4}$ ) est à l'état liquide durant la majorité de la période nuageuse.

De faibles variations du débit  $\dot{m}_1$  apparaissent. Elles sont dues à la variation de l'efficacité de la pompe haute pression liée aux fluctuations de pression. Des perturbations élevées (entre 0 kg/h et 100 kg/h) et rapides en phase avec l'irradiance sont observées sur le débit de sortie ( $\dot{m}_{10}$ ). Elles sont liées à un changement d'équilibre thermodynamique au sein de l'absorbeur dû à une chute de l'irradiance. Cette chute entraîne une diminution de l'enthalpie du fluide et donc une augmentation de sa masse volumique. Le débit en entrée n'est alors plus suffisant pour maintenir un débit en sortie qui cesse instantanément. Ce phénomène a été relevé par Eck [Eck 2002]. Ces fluctuations pourront s'avérer complexes à gérer avec le moteur en fonctionnement. On observe sur la figure 3.12 que la pente des courbes de température est moins forte que pour le débit en sortie. Ce comportement est dû à l'inertie thermique du système.

La figure 3.13 présente les pressions et pertes de charge ainsi que la puissance solaire et celle du concentrateur.



(a) Pressions et pertes de charge (entre  $p_2$  et  $p_9$ )



(b) Puissance solaire et puissance du concentrateur

FIGURE 3.13 – Essai durant une journée nuageuse (pressions, pertes de charge, puissances)

Des disparités importantes sont observées sur les pertes de charge qui varient entre 0,1 et 3,9 bars. Ces disparités sont liées aux variations du débit volumique en sortie du concentrateur. En effet, les pertes de charge sont principalement générées dans la tuyauterie en sortie du concentrateur car le débit volumique y est le plus important et le diamètre le plus faible (8 mm contre 31 mm pour l'absorbeur). La puissance du concentrateur présente aussi de fortes perturbations (entre 0 et 20 kW) qui s'expliquent, selon l'équation 3.8, par les variations de débit en sortie observées sur la figure 3.12.

### 3.5.3 Consommation électrique

La consommation électrique des auxiliaires a été mesurée lors d'essais complémentaires d'une durée comprise entre 12 minutes et 2 heures. Les résultats obtenus sont présentés par la table 3.1. Cette consommation est stable tout au long de la journée. Il peut être noté la faible consommation du système de suivi. Pour un système classique de production d'électricité, la chaleur est un résidu qu'il faut évacuer (poste consommant le plus d'énergie dans notre cas d'après la table 3.1). Un des avantages de la micro-cogénération est d'économiser cette consommation électrique en substituant le système de production d'ECS et de chauffage du bâtiment à la boucle de refroidissement.

Auxiliaire	Consommation (W)
Système de suivi	124 ± 2
Système hydraulique	396 ± 5
Boucle de refroidissement	408 ± 7

TABLE 3.1 – Consommation électrique moyenne des auxiliaires

## 3.6 Évaluation du rendement thermique en régime permanent

Après avoir étudié le comportement du système sur deux journées caractéristiques, les performances du système sont maintenant évaluées par la détermination du rendement thermique en régime permanent.

Deux types d'essais sont effectués, tout d'abord des essais de jour avec ensoleillement. La méthode de caractérisation choisie est une évaluation simultanée du rendement optique et des pertes thermiques tel que discuté section 1.9. Cette procédure a été adoptée avec succès, par différents auteurs, pour des essais avec de l'huile [Dudley 1994] ou de l'eau liquide [Janotte 2009] [SP 2009] [Venegas-Reyes 2012]. Puis les pertes thermiques sont caractérisées séparément par des essais de nuit.

Le rendement thermique du concentrateur en régime permanent s'exprime comme suit (équation 1.4 et norme EN 12975) :

$$\eta = \eta_0 - \frac{\Phi_l}{\Phi_s} = \eta_0 - a_1(T_m^*) - a_2 G_b (T_m^*)^2 \quad (3.21)$$

où  $T_m^*$  est la différence de température réduite définie par :

$$T_m^* = \frac{T_m - T_{ext}}{G_b} \quad (3.22)$$

et  $T_m$  étant la température moyenne dans le concentrateur :

$$T_m = \frac{Tf_6 + Tf_3}{2} \quad (3.23)$$

avec  $\Phi_l$  : pertes thermiques en ligne (W),  $\eta_0$  : rendement optique,  $G_b$  : irradiance directe normale ( $W/m^2$ ),  $T_{ext}$  : température extérieure ( $^{\circ}C$ ),  $a_1$  : coefficient de perte thermique à  $T_m = T_{ext}$  ( $W/m^2K$ ),  $a_2$  : dépendance à la température du coefficient de perte thermique ( $W/m^2K^2$ ).

### 3.6.1 Essais de jour

Des essais en régime permanent ont été menés avec un débit de  $28 \text{ kg/h} \pm 10 \%$ , la température extérieure étant comprise entre  $20,8^{\circ}C$  et  $29,7^{\circ}C$ , l'irradiance (DNI) entre  $724$  et  $925 \text{ W/m}^2$  et la pression entre  $12,8$  et  $25$  bars. Le débit du fluide étant faible au regard du volume dans les absorbeurs (18 litres) et de la masse des tubes (29 kg) provoquant une inertie importante, le régime permanent a été relativement long à obtenir (environ une heure). Le régime est considéré comme permanent quand le rendement instantané et le titre de vapeur sont constants. Des essais incluant des variations limitées avec un retour à l'état initial (et donc aucun changement dans l'inertie du système) ont aussi été utilisés.

Le résultat est présenté par la figure 3.14. Pour les périodes prises en compte, la sortie de la première ligne d'absorbeurs était toujours à l'état de vapeur saturée.

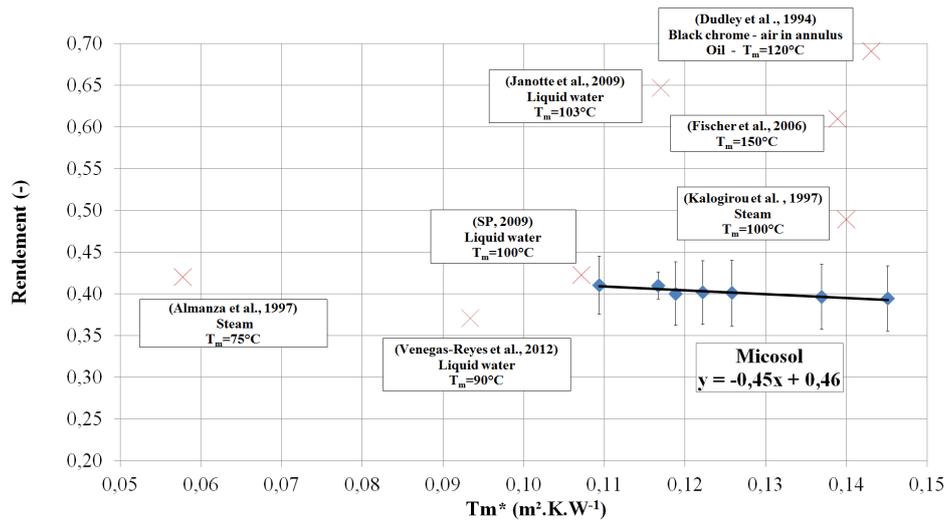


FIGURE 3.14 – Rendement du concentrateur en fonction de la température réduite  $T_m^*$

D'après les résultats, on observe une faible variation du rendement (autour de 41 %). Ceci s'explique par la faible plage de valeurs de  $T_m^*$  correspondant aux essais réalisés. En effet, dans les systèmes classiques, le débit d'essai et d'utilisation est de l'ordre de 0,02 kg/s par  $m^2$  de surface d'ouverture [CEN 2001]. La conséquence de ce débit important est que l'écart entre l'entrée et la sortie du collecteur est faible (inférieur à 20°C). La différence de température réduite  $T_m^*$  (équation 3.22) est alors fortement dépendante de la température d'entrée. En faisant varier cette dernière, il est donc possible d'obtenir de nombreuses valeurs de  $T_m^*$  [Janotte 2009].

Dans notre cas, le débit maximum d'utilisation est 100 fois plus faible, la différence entre les températures de sortie et d'entrée, et donc la température moyenne  $T_m$  (équation 3.23), sera toujours élevée. De plus, il est nécessaire que la variation de l'irradiance et du débit entre deux essais soit limitée [CEN 2001]. Cela conduit à deux limitations des essais effectués. La première est que le rendement ne peut être évalué que sur une plage réduite de  $T_m^*$ . La seconde est que l'évaluation du rendement optique, qui se fait à une température d'absorbeur égale à la température ambiante, n'est pas possible.

Le rendement moyen est de l'ordre de celui observé par Almanza pour un système testé en diphasique [Almanza 1997]. Il est également comparable aux valeurs données par SP et Venegas-Reyes qui ont conduit des essais en monophasique [SP 2009] [Venegas-Reyes 2012]. En revanche, il est plus faible que les autres valeurs reportées sur la figure 3.14. Cette différence peut s'expliquer par le type et la propreté des miroirs employés et par une éventuelle erreur de positionnement des miroirs.

Sur cette faible plage de valeurs de  $T_m^*$  (de 0,11 à 0,15  $K.m^2/W$ ), l'évaluation du rendement à l'ordre 1 ( $a_2$  négligé) donne un coefficient  $a_1$  égal à 0,45  $W/K.m^2$ . En utilisant les résultats d'essais de Dudley sur un absorbeur analogue, pour des valeurs de  $T_m^*$  équivalentes (entre 0,02 et 0,18  $K.m^2/W$ ) et en adaptant le coefficient aux différences de géométrie,  $a_1$  vaut 0,42  $W/K.m^2$  [Dudley 1994], soit une valeur du même ordre de grandeur. La différence peut s'expliquer par les erreurs de mesures et par le fait que, Dudley travaillant avec un débit plus élevé, l'intégralité de l'absorbeur était à la température moyenne de fluide  $T_m$  qui a varié de 15 à 153°C. Pour Micosol, cette variation a été plus faible et comprise entre 121 et 136°C pour une température de sortie ( $T_{f_6}$ ) allant de 195 et 226°C.

Par ailleurs, dans les systèmes "classiques", les pertes thermiques sont exprimées en fonction de  $T_m^*$  qui dépend de la température moyenne de fluide  $T_m$  qui est la moyenne entre température d'entrée et de sortie. Cette hypothèse considère implicitement une répartition linéaire de la température le long de l'absorbeur. Pour des systèmes en diphasique, cette hypothèse n'est plus valide et la température moyenne de fluide pourrait être calculée différemment. Comme une grande partie de l'absorbeur est en vapeur saturée, un autre moyen d'exprimer les résultats pourrait être d'utiliser la température d'évaporation comme température moyenne du fluide  $T_m$ . Le rendement calculé de cette manière est présenté par la figure 3.15.

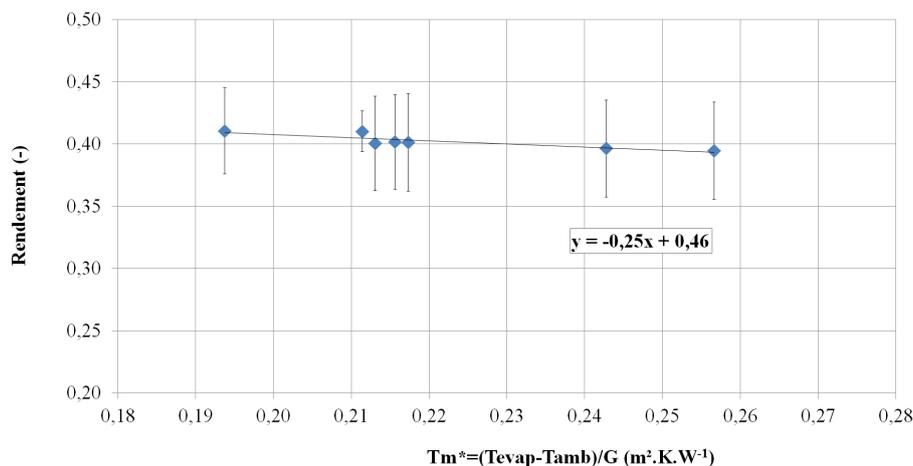


FIGURE 3.15 – Rendement du concentrateur en fonction de la température réduite  $T_m^*$  calculée avec  $T_m = T_{evap}$

La nouvelle définition de  $T_m^*$  conduit à un nouveau coefficient de perte thermique,  $a_1$ , qui est alors plus faible ( $0,25 W/K \cdot m^{-2}$ ). La température moyenne réelle est comprise entre la température d'évaporation et celle calculée à l'équation 3.23 où tout l'absorbeur est considéré en phase liquide. De la même manière, la valeur du coefficient de perte thermique,  $a_1$ , est elle aussi localisée entre les deux valeurs calculées précédemment en fonction de la longueur de l'absorbeur en phase vapeur saturée. Cette donnée n'étant pas connue, la définition formulée équation 3.23 est utilisée par la suite.

### 3.6.2 Essais de nuit

Les pertes thermiques au niveau de l'absorbeur,  $\Phi_l$ , peuvent aussi être évaluées de nuit ou hors ensoleillement en faisant circuler un fluide à une température supérieure à celle de l'ambiance. L'intérêt de réaliser ces essais de nuit est de s'assurer que la composante radiative (directe ou diffuse) est bien nulle. Ces essais ont été menés avec de l'eau liquide à un débit de 18,8 à 30,7 kg/h. La température moyenne d'absorbeur a varié de 39 à 170°C au-dessus de l'ambiance. Dans la littérature, il est commun d'exprimer les pertes thermiques en fonction de la température de paroi d'absorbeur [Lupfert 2008] [Dreyer 2010] [Eck 2010]. En régime diphasique, il est couramment admis que la température de fluide est égale à la température d'absorbeur car les coefficients d'échanges thermiques entre le fluide et la paroi sont élevés. Pour un fluide à l'état liquide, l'écart moyen entre fluide et paroi extérieure est de l'ordre de 6 K pour des systèmes classiques en fonctionnement [Kutscher 2012]. Cette valeur est faible au regard des températures de parois qui sont de l'ordre de 300 à 400°C.

Les essais ont été réalisés avec un débit peu élevé. Le nombre de Reynolds calculé indique que le régime d'écoulement est laminaire. L'hypothèse d'égalité entre température de paroi et de fluide n'est plus possible et il est donc nécessaire de recalculer la température de paroi.

Pour ce faire, l'approche théorique présentée par la figure 3.16 est utilisée. Le transfert de chaleur entre le fluide et la paroi extérieure est schématisé par deux résistances thermiques en série. La première,  $R_f$  représente la résistance thermique d'échange superficiel par convection entre le fluide et la paroi intérieure de l'absorbeur, la seconde  $R_{abs}$  est la résistance thermique de conduction au sein de la paroi de l'absorbeur.

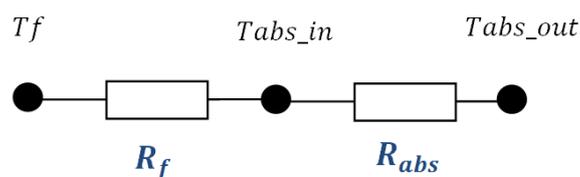


FIGURE 3.16 – Schéma thermique simplifié des pertes thermiques au sein de l'absorbeur

Connaissant expérimentalement le flux de chaleur  $\Phi_l$ , il est possible de calculer la température de surface extérieure de l'absorbeur :

$$\Phi_l = \frac{T_f - T_{abs,out}}{R_f + R_{abs}} \quad (3.24)$$

avec  $R_f$ , la résistance thermique entre le fluide et la paroi :

$$R_f = \frac{1}{2 \pi r_{abs,in} h_f L} \quad (3.25)$$

et  $R_{abs}$ , la résistance thermique de conduction au sein de l'absorbeur déterminée à l'aide de l'équation 3.11.

Le coefficient d'échange convectif  $h_f$  pour un écoulement laminaire avec une surface de température constante est défini comme suit :

$$h_f = \frac{3,66 \lambda_f}{2 r_{abs,in}} \quad (3.26)$$

où  $\lambda_f$  est la conductivité thermique du fluide [Incropera 1981].

La figure 3.17 présente les pertes obtenues en fonction de l'écart entre la température de la surface extérieure de l'absorbeur et la température ambiante.

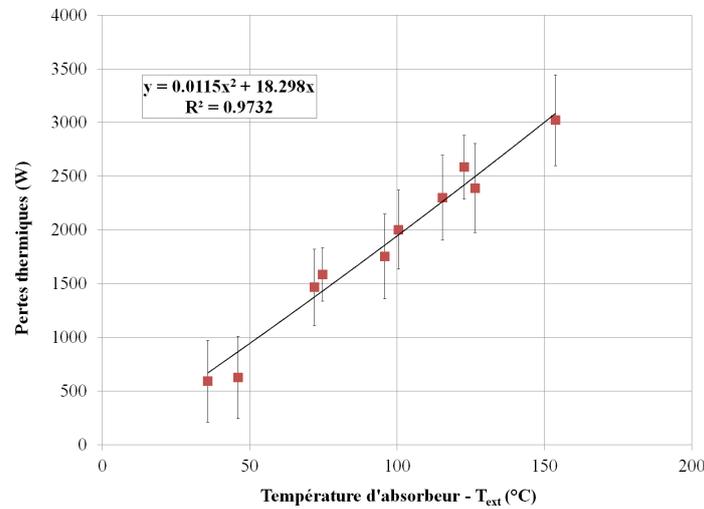


FIGURE 3.17 – Pertes thermiques en fonction de la température de l'absorbeur

Afin de comparer les résultats obtenus pour les pertes thermiques lors des essais de jour et de nuit il convient de rapprocher leurs expressions.

Les pertes thermiques de jour peuvent se formuler à l'ordre 1 (équation 3.21) :

$$\Phi_l = \Phi_s(a_{1,j} T_m^*) = A G_b \left[ a_{1,j} \left( \frac{T_m - T_{ext}}{G_b} \right) \right] = A [a_{1,j} (T_m - T_{ext})] \quad (3.27)$$

avec  $A$  la surface d'ouverture et  $a_{1,j}$  le coefficient obtenu par interpolation linéaire lors des essais de jour (figure 3.14). Une grande partie de l'absorbeur étant en diphasique durant les essais de jour, on peut considérer  $T_m = T_{abs,out}$ .

Une relation linéaire peut être établie pour les pertes thermiques mesurées de nuit en fonction de la température d'absorbeur :

$$\Phi_l = A[a_{1,n}(T_{abs,out} - T_{ext})] \quad (3.28)$$

avec  $a_{1,n}$  le coefficient obtenu par interpolation linéaire lors des essais de nuit (figure 3.18b). Les équations 3.27 et 3.28 étant de la même forme, il est possible de comparer les coefficients  $a_1$  mesurés pour des essais de jour ( $a_{1,j}$ ) et de nuit ( $a_{1,n}$ ). Selon la figure 3.18, le coefficient  $a_{1,n}$  vaut  $0,42 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

La valeur obtenue pour les essais de nuit est légèrement inférieure à celle des essais avec ensoleillement ( $0,45 \text{ W/m}^2\text{K}$ ). Ce phénomène, bien connu, s'explique par deux raisons. La première est que la température de la paroi de l'absorbeur pendant la journée est plus élevée que celle du fluide car la chaleur vient de l'extérieur. La seconde raison est que la température de l'enveloppe en verre est plus élevée la journée car une partie du rayonnement solaire est absorbée par le verre [Eck 2010].

La figure 3.18 présente les pertes thermiques mesurées de nuit, exprimées en Watt par m<sup>2</sup> de surface d'ouverture.

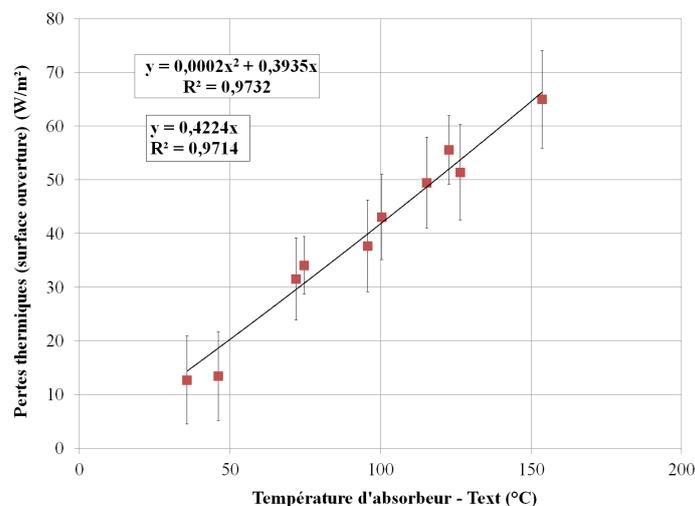


FIGURE 3.18 – Pertes thermiques exprimées en Watt par m<sup>2</sup> de surface d'ouverture

Cette expression est parfois utilisée dans la littérature notamment par Dudley. En adaptant les coefficients aux différences de facteur de concentration, l'équation obtenue par Dudley pour des pertes thermiques sur un récepteur revêtu de chrome noir sans vide est [Dudley 1994] :

$$\Phi_l (W/m^2 \text{ ouverture}) = a_1 (T_m - T_{ext}) + a_2 (T_m - T_{ext})^2 = 0,1523 (T_m - T_{ext}) + 0,0008076 (T_m - T_{ext})^2$$

Pour Micosol, l'expression obtenue (figure 3.18b) est :

$$\Phi_l (W/m^2 \text{ ouverture}) = 0,3935 (T_m - T_{ext}) + 0,0002 (T_m - T_{ext})^2$$

Le terme  $a_2$  est plus élevé pour Dudley, il traduit une plus forte influence des pertes radiatives dues à des températures d'essai plus élevées (écart de température entre l'absorbeur et l'ambiance entre 100 et 346°C). Afin de comparer les résultats, cette expression a été linéarisée pour un écart de température compris entre 0 et 180°C, le coefficient  $a_1$  est alors de 0,27 W/m<sup>2</sup>K. Cette valeur, du même ordre de grandeur que le résultat évalué sur Micosol (0,42 W/m<sup>2</sup>K), signifie cependant que le système étudié par Dudley présente de meilleures performances. Cette remarque nous amène à critiquer le faible écart observé sur ce même coefficient entre les résultats obtenus pour Micosol et ceux de Dudley lors des essais de rendement avec ensoleillement (0,45 W/m<sup>2</sup>K pour Micosol contre 0,42 W/m<sup>2</sup>K pour Dudley). On notera également que Dudley observe une différence sur le coefficient  $a_1$  de 40 % entre la mesure de jour et de nuit (0,27 W/m<sup>2</sup>K de nuit contre 0,42 W/m<sup>2</sup>K de jour). Nous n'observons pas cette différence. Ceci semble indiquer une mesure sous-évaluée du coefficient  $a_1$  lors des essais avec ensoleillement. De plus, l'écart entre les pertes mesurées avec ou sans ensoleillement est plus important à basse température comme le montre la figure 1.32a. Ce phénomène est dû au fait que cet écart est quasi constant entre 150 et 400°C (figure 1.32b). Cette différence engendre donc un impact relatif plus important à faible température où les pertes sont réduites. Il est donc d'autant plus probable que le coefficient  $a_1$  mesuré lors des essais de jour soit sous-évalué car ces essais ont été effectués à une température relativement faible en comparaison aux deux études mentionnées [Eck 2010] [Dudley 1994].

### 3.7 Étude de l'impact des conditions extérieures et de fonctionnement

Le rendement défini précédemment intègre différents paramètres sur les conditions extérieures et de fonctionnement qu'il peut être intéressant d'étudier séparément. Dans ce but, des essais en régime permanent ont été réalisés.

Comme le montre la figure 3.19, le tube absorbeur peut être vu comme l'interface entre deux zones (extérieure et intérieure).

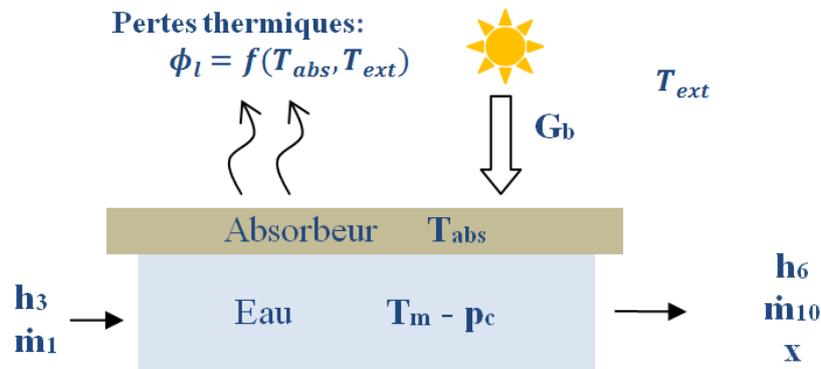


FIGURE 3.19 – Vue en coupe de l'absorbeur

Dans un premier temps, l'impact des conditions extérieures (température extérieure, irradiance et température d'absorbeur) sur le rendement thermique et le titre de vapeur en sortie est étudié. Comme la température d'absorbeur n'a pas été directement mesurée, nous avons considéré qu'elle était égale à la température moyenne de fluide entre l'entrée et la sortie du concentrateur ( $T_m$  équation 3.23). La vapeur en sortie étant saturée, sa température ne varie qu'avec la pression. La pression impacte directement la température moyenne de fluide. Comme ces variations sont similaires à des variations de la température d'absorbeur, elles sont tolérées dans l'étude des conditions extérieures. En revanche, une modification du débit peut modifier le profil de température au niveau de l'absorbeur (et donc le rendement) sans impacter la température moyenne (figure 3.24). Le débit a donc été maintenu constant ou dans une plage limitée durant les essais.

Dans un second temps, l'impact des conditions de fonctionnement (débit et pression moyenne (entre  $p_2$  et  $p_9$ )) sur la température d'absorbeur, le rendement et le titre de vapeur est discuté.

#### 3.7.1 Impact des conditions extérieures

Tout d'abord, l'impact des conditions extérieures est étudié avec comme paramètres d'entrée la température extérieure, l'irradiance et la température moyenne de fluide (représentant la température d'absorbeur). L'impact de la vitesse du vent n'a pas été pris en compte ici. En effet, la vitesse du vent mesurée n'a pas dépassé 3,1 m/s. Son influence est donc négligeable [Fischer 2012]. Les variables de sortie sont le rendement et le titre de vapeur. La figure 3.20 présente l'impact de l'irradiance et de la température extérieure.

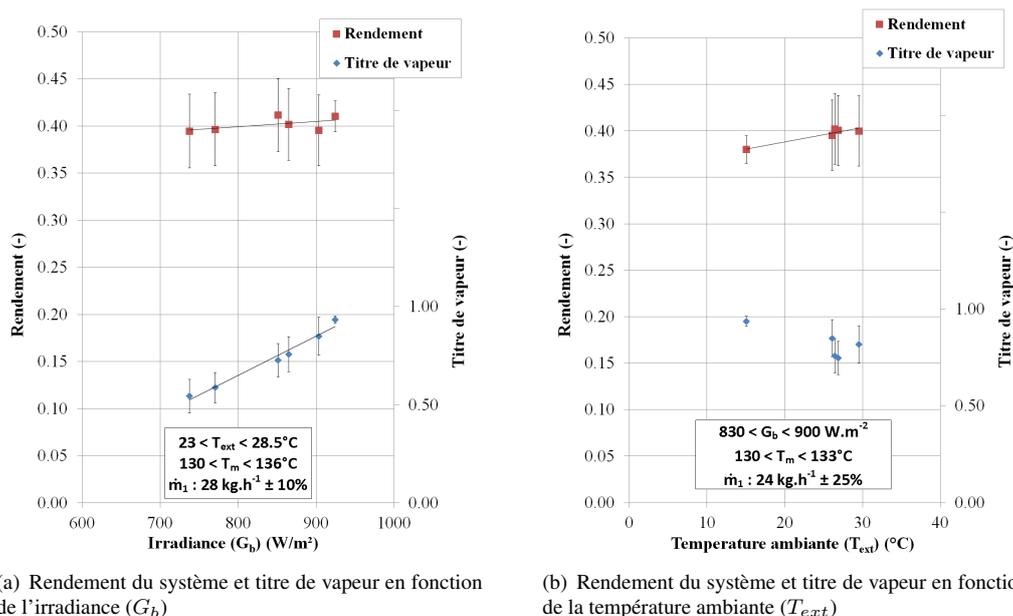


FIGURE 3.20 – Impact de l’irradiance et de la température extérieure sur le titre de vapeur en sortie du concentrateur et le rendement thermique

Sur la figure 3.20a, on peut voir qu’une élévation de l’irradiance provoque une augmentation à la fois du rendement et du titre de vapeur en sortie du concentrateur. Ceci s’explique par le fait que la température d’absorbeur étant constante, les pertes restent identiques alors que la puissance en sortie augmente avec l’irradiance. L’augmentation du titre (donc de l’enthalpie) est liée à l’élévation de la puissance en sortie avec un débit fixé (équation 3.8).

Le rendement croît avec l’augmentation de la température ambiante (figure 3.20b). La température d’absorbeur étant fixée, les pertes sont en effet réduites par une diminution de l’écart entre la température de l’absorbeur et l’ambiance. Cependant, ce gain relativement faible n’impacte pas de manière significative le titre de vapeur.

L’impact de la température moyenne de fluide est présenté par la figure 3.21. Comme attendu, une élévation de cette température occasionne une augmentation des pertes et donc une diminution du rendement. Comme pour la température ambiante, aucun effet significatif sur le titre n’est reporté à cause d’un faible impact sur la puissance en sortie.

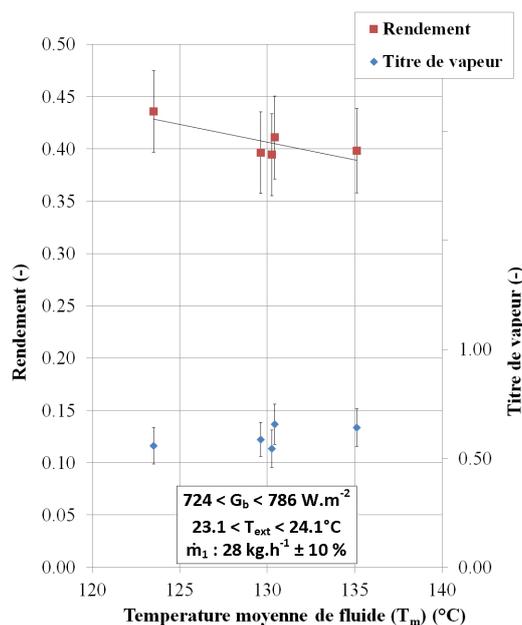


FIGURE 3.21 – Rendement thermique et titre de vapeur en sortie du concentrateur en fonction de la température moyenne de fluide ( $T_m$ )

### 3.7.2 Impact des conditions de fonctionnement

L'impact des conditions de fonctionnement est étudié avec comme paramètres d'entrée le débit et la pression moyenne  $p_c$  (entre  $p_2$  et  $p_9$ ). La température d'entrée n'a pas été incluse dans les conditions de fonctionnement car son impact est limité pour des systèmes de génération directe de vapeur de taille réduite fonctionnant à une pression élevée [Lobón 2013]. Elle a été fixée à  $44^\circ\text{C}$  et a montré des variations inférieures à  $\pm 4^\circ\text{C}$ . Il a été observé que de si faibles variations (au regard de la température de sortie) n'avaient pas d'influence sur les résultats. Les variables de sortie sont, comme précédemment, le rendement et le titre de vapeur.

Des essais avec un ratio  $T_m^*$  constant ont été réalisés dans l'objectif de vérifier que le rendement n'est fonction, pour un débit proche du débit d'essai, que du ratio  $T_m^*$  (incluant  $T_m$ ,  $T_{ext}$  et  $G_b$ ). Les résultats de ces essais sont présentés par la figure 3.22.

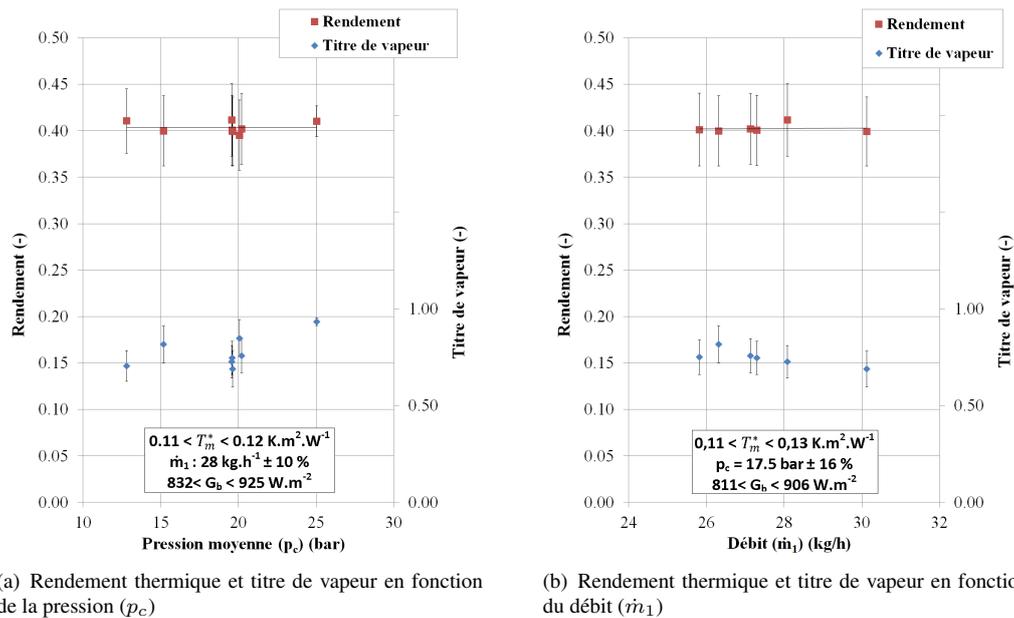
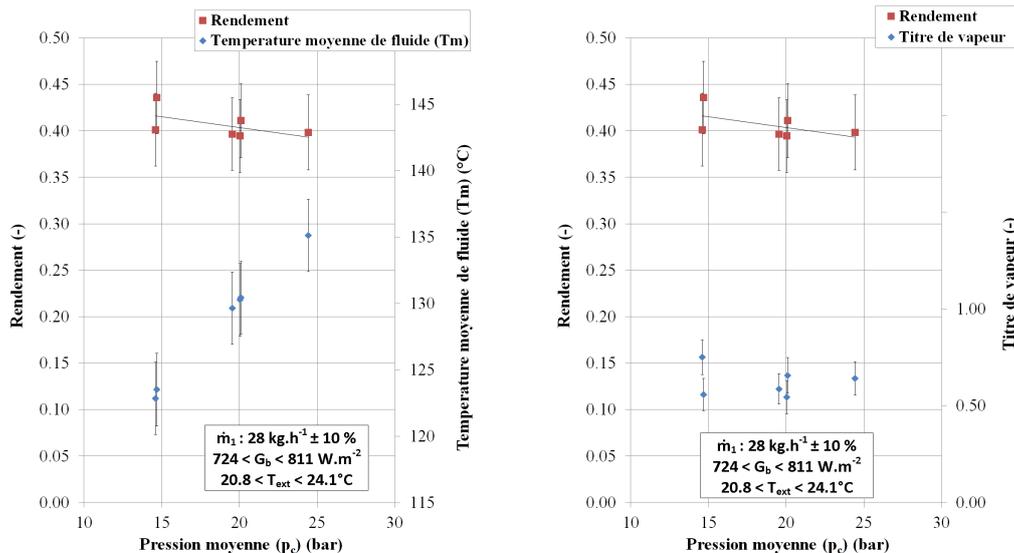


FIGURE 3.22 – Impact de la pression et d'une faible variation du débit pour  $T_m^*$  constant sur le titre de vapeur en sortie du concentrateur et le rendement thermique

La figure 3.22 montre l'impact de la pression et d'une variation faible du débit sur le rendement et le titre avec un ratio  $T_m^*$  quasi constant et des variations limitées sur irradiance ( $G_b$ ). Le rendement observé est constant sur les deux graphes de la figure 3.22, il est donc bien uniquement fonction du ratio  $T_m^*$  sur une plage réduite de débit. La légère augmentation du titre avec la pression, observée figure 3.22a peut être due à la réduction de la chaleur latente de vaporisation avec la pression (avec  $T_m^*$  constant).

Ensuite, l'impact de la pression est étudié avec un ratio  $T_m^*$  variable. La température moyenne de fluide (représentant la température moyenne d'absorbeur) a été ajoutée aux variables de sortie. L'impact d'une variation de pression comprise entre 14,7 et 24,4 bars est présenté par la figure 3.23.



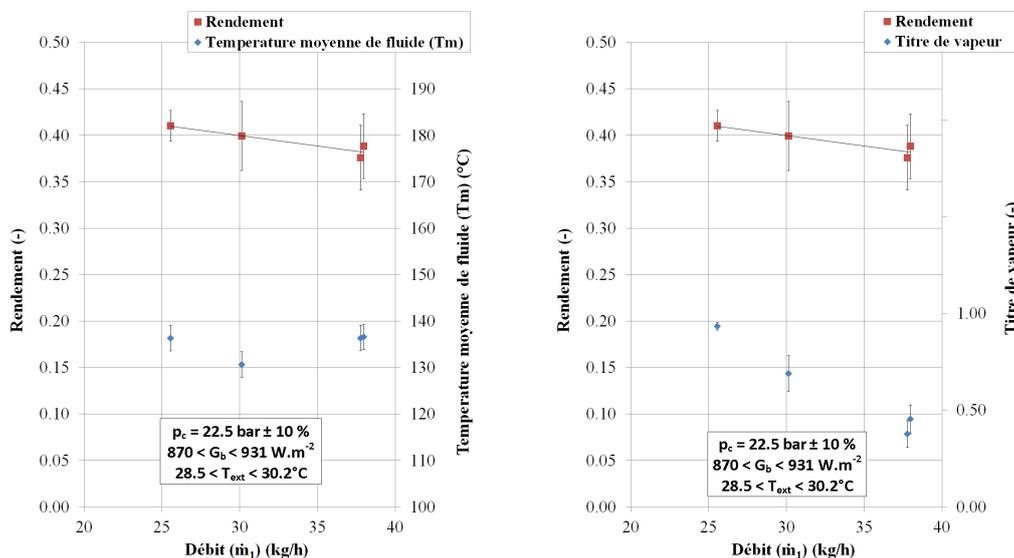
(a) Rendement thermique et température moyenne de fluide en fonction de la pression ( $p_c$ )

(b) Rendement thermique et titre de vapeur en fonction de la pression ( $p_c$ )

FIGURE 3.23 – Impact de la pression sur le titre de vapeur en sortie du concentrateur et le rendement thermique

Sur la figure 3.23, on observe qu’une élévation de pression entraîne une augmentation de la température d’absorbeur et donc une réduction du rendement. L’impact sur le titre n’est pas significatif car la variation de la puissance en sortie est faible.

Enfin, l’impact du débit est considéré. Sur la figure 3.24a, une variation du débit entre 25,6 et 38  $\text{kg.h}^{-1}$  a été réalisée.



(a) Rendement thermique et température moyenne de fluide en fonction du débit ( $\dot{m}_1$ )

(b) Rendement thermique et titre de vapeur en fonction du débit ( $\dot{m}_1$ )

FIGURE 3.24 – Impact du débit sur le titre de vapeur en sortie du concentrateur et le rendement thermique

La figure 3.24 montre que la variation du débit n’impacte pas significativement la température moyenne de fluide. Bien que la température moyenne de fluide ( $T_m$ ) ainsi que le ratio  $T_m^*$  demeurent quasi constants, le rendement chute. Sur la figure 3.24b, à la fois le rendement et le titre diminuent avec une augmentation du débit. La diminution du titre de vapeur et/ou l’augmentation du débit ont donc un impact négatif sur le rendement du concentrateur.

Pour des systèmes classiques en eau liquide, une augmentation du débit accroît le rendement par une amélioration du coefficient d'échange entre le fluide et la paroi de l'absorbeur [Chen 2012]. En effet, le débit utilisé, relativement important, entraîne généralement un régime d'écoulement turbulent. Ce coefficient d'échange est un paramètre clef des capteurs solaires car la température de l'absorbeur et donc les pertes thermiques pour une puissance donnée dépendent fortement de sa valeur. La chute du rendement observée figure 3.24b ne peut pas s'expliquer par une variation du coefficient de transfert, car dans un système diphasique de taille réduite, il ne dépend presque pas du débit.

Dans le premier tube absorbeur, il y a coexistence de liquide et de vapeur. Pour des débits faibles, en fonction de la tension de surface de l'eau, l'existence d'une zone liquide et d'une zone diphasique distincte est discutable. À partir de mesures de température de surface, il semble qu'il existe bien une zone de liquide pur sur quelques mètres d'absorbeur. C'est-à-dire qu'il y a au sein du premier tube deux phases distinctes et donc deux coefficients d'échanges différents, un pour le liquide pur et un pour le diphasique. Dans la zone diphasique, ce coefficient n'est pas impacté par les variations de débits. Dans la zone liquide, le régime est laminaire. Dans les deux cas, le coefficient d'échange ne varie donc pas ou peu avec le débit.

L'écoulement semble osciller entre un régime stratifié stable et un régime stratifié à vagues et ce suivant le titre de vapeur. Si ce titre augmente alors le régime tend à être plus ondulé [Taitel 1976]. Le coefficient d'échange est amélioré pour un régime plus ondulé.

La diminution du rendement avec le débit peut donc s'expliquer par deux raisons. La première est qu'avec un débit plus important, la longueur de fluide à l'état liquide dans l'absorbeur est augmentée. Le coefficient d'échange est beaucoup plus faible pour du liquide pur en régime laminaire que pour de la vapeur. Ce faible coefficient provoque alors une augmentation des pertes thermiques et donc un rendement plus faible. La seconde raison est que le coefficient d'échange augmente avec la qualité de vapeur. Une mesure de la température sur la circonférence de l'absorbeur permettrait de valider l'une de ces hypothèses.

Cette étude a donc permis de vérifier l'augmentation du rendement avec l'élévation de l'irradiance et de la température extérieure. À une température d'absorbeur donnée, la pression n'impacte pas directement le rendement du concentrateur. Il a été observé que l'augmentation du débit a un effet négatif sur le rendement.

### 3.8 Amélioration des performances

Le rendement observé section 3.6 semblant assez faible, une vérification de l'alignement correct des miroirs a été opérée.

#### 3.8.1 Recalage

Un dispositif mis au point par Exosun et composé de deux cellules photovoltaïques a été placé entre les deux miroirs (figure 3.25). Lors des essais, les miroirs sont mis en rotation et la tension aux bornes des cellules photovoltaïques est mesurée. En faisant pivoter les miroirs autour de leur position focalisée, l'ombre de l'absorbeur sur les cellules devient plus ou moins importante. La tension mesurée aux bornes des cellules montées en série atteint un minimum lorsque l'ombre est uniformément répartie sur les deux cellules. Ce point correspond également à l'alignement optimum entre le soleil, le sommet des miroirs et le foyer (où est situé le tube absorbeur) des miroirs. Un décalage de 1,2 degré a été mesuré et corrigé sur la ligne nord.

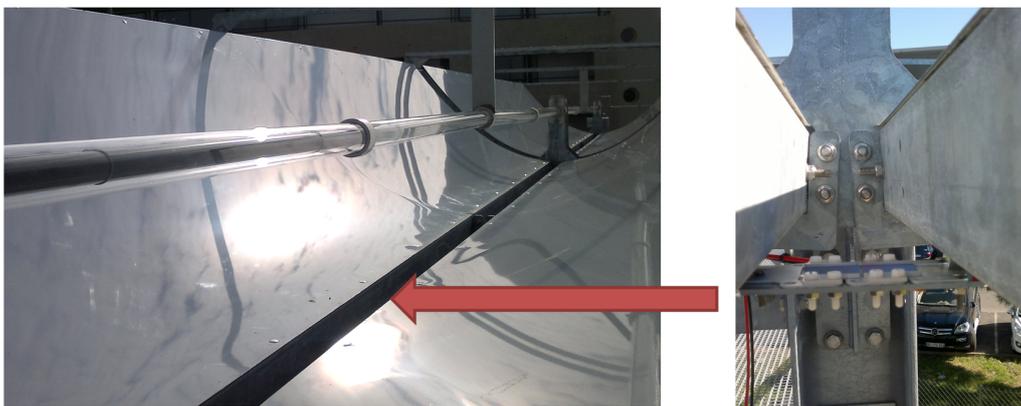


FIGURE 3.25 – Cellules photovoltaïques utilisées pour le contrôle de l'alignement des miroirs

Une nouvelle campagne d'essais a alors été menée (de manière identique à celle effectuée en section 3.6). Le débit a été fixé à  $30 \text{ kg/h} \pm 10\%$ , la température extérieure a varié de  $17,1$  à  $19,2^\circ\text{C}$ , l'irradiance (DNI) de  $728$  à  $889 \text{ W/m}^2$  et la pression moyenne de  $14,3$  à  $19,1$  bars. La figure 3.26 présente le rendement obtenu avant et après recalage ainsi que celui observé par différents auteurs. Le recalage a permis de gagner de l'ordre de 10 points de rendement. On observe également que le coefficient de perte thermique,  $a_1$ , est passé de  $0,45$  à  $0,81 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Cette nouvelle valeur est proche du double de celle mesurée pour les essais de nuit ( $0,42 \text{ W/m}^2\text{K}$ ). Ce facteur correspond à l'étude menée par Eck, [Eck 2010] mais est supérieur aux résultats mesurés par Dudley [Dudley 1994] (voir la partie discussion de la section 1.9.5).

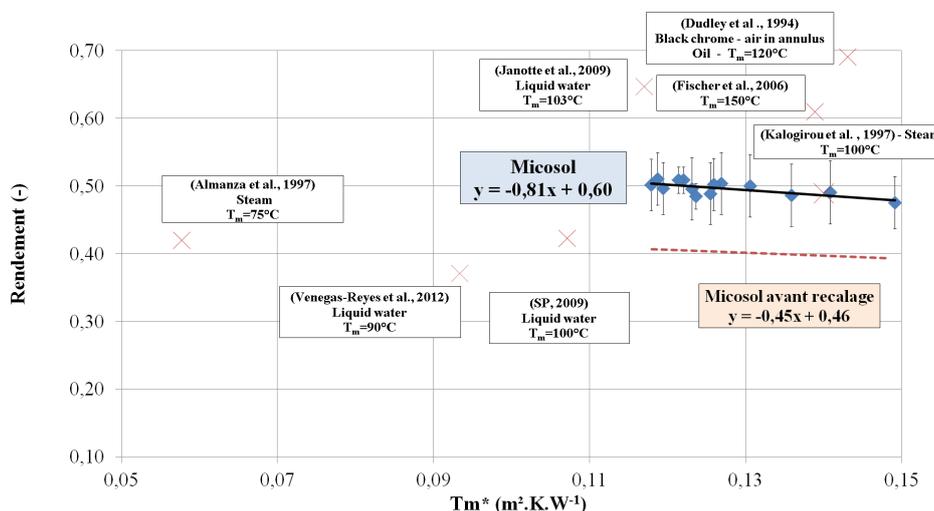


FIGURE 3.26 – Rendement du concentrateur après recalage en fonction de la température réduite  $T_m^*$

Il est possible de considérer que l'ordonnée à l'origine (0,6) de l'équation donnée par la figure 3.26 correspond au rendement optique ( $\eta_0$ ) avec néanmoins une réserve liée au fait que les valeurs de  $T_m^*$  utilisées soient éloignées de l'origine ( $T_m^* = 0 \text{ K.m}^2/\text{W}$ ). La valeur du rendement optique (0,6) apparaît alors inférieure à celles obtenues par différents auteurs sur des concentrateurs cylindro-paraboliques, proches de 0,73 [Eck 2003] [Dudley 1994]. Cet écart est dû au faible facteur d'interception et à la réflectivité limitée des miroirs utilisés (0,87). Des mesures photogrammétriques effectuées au laboratoire de recherche d'Exosun ont en effet montré une faible qualité géométrique du concentrateur.

### 3.9 Étude de l'impact du suivi

Généralement, le suivi de concentrateurs cylindro-paraboliques se fait selon un axe. Le système de suivi du prototype selon deux axes est rarement rencontré. Il convient donc de comparer les performances d'un système à suivi deux axes à des systèmes plus classiques avec un suivi un axe.

Pour ce faire, trois modes possibles sont étudiés, à savoir, le suivi deux axes et le suivi selon un axe de rotation en bloquant l'axe longitudinal du concentrateur selon la direction nord/sud (figure 3.27a) ou selon la direction est/ouest (figure 3.27b).

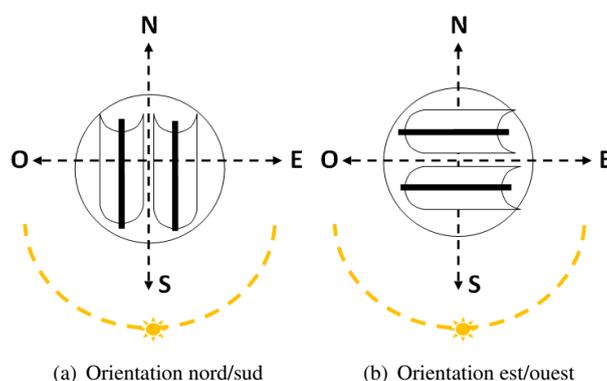


FIGURE 3.27 – Orientation du concentrateur en suivi un axe

### 3.9.1 Détermination de l'irradiance directe

L'irradiance directe normale a été déterminée à partir de la stratégie mise en place section 3.2.3.4. Les essais avec un suivi un axe ont été réalisés le 3 septembre 2014 pour le nord/sud et le 7 septembre 2014 pour l'est/ouest. Le coefficient  $K_d(\theta_z)$  a été calculé à partir d'un essai, avec un suivi deux axes, réalisé la journée du 2 septembre 2014. Lorsque le suivi se fait suivant un axe, il apparaît un angle d'incidence  $\theta$  entre la normale au plan du concentrateur et le rayonnement solaire.

Cet angle peut se calculer selon [Duffie 2006] :

$$\cos\theta = \cos\theta_z \cos\beta + \sin\theta_z \sin\beta \cos(\alpha_s - \alpha) \quad (3.29)$$

avec  $\theta_z$ , l'angle entre le rayonnement solaire et la vertical (zénithal),  $\beta$ , angle entre la surface du capteur solaire considéré et l'horizontal,  $\alpha_s$ , angle entre le sud et la projection sur un plan horizontal du rayonnement solaire (azimutal),  $\alpha$ , angle entre le sud et la projection horizontale de la normale au capteur solaire considérée. Une description plus détaillée de ces termes est donnée par Duffie et Beckmam [Duffie 2006].

À partir de l'équation 3.29, et des données de positionnement des concentrateurs relevées sur le prototype, il est possible de calculer l'irradiance directe reçue sur la surface d'ouverture du concentrateur,  $G_{b\theta}$ , avec un suivi un axe :

$$G_{b\theta} = G_b \cos\theta \quad (3.30)$$

La puissance solaire ainsi que le rendement lorsque l'angle d'incidence  $\theta$  est différent de zéro peuvent être définis :

$$\Phi_{s\theta} = A G_{b\theta} \quad (3.31)$$

$$\eta_{c\theta} = \frac{\Phi_{c\theta}}{\Phi_{s\theta}} \quad (3.32)$$

La figure 3.28 présente pour les deux journées étudiées, l'irradiance directe normale recalculée,  $G_{b,calc}$ , l'irradiance directe reçue,  $G_{b\theta}$ , calculée à partir de l'équation 3.30 ainsi que l'irradiance directe normale mesurée,  $G_{b,mes}$ .

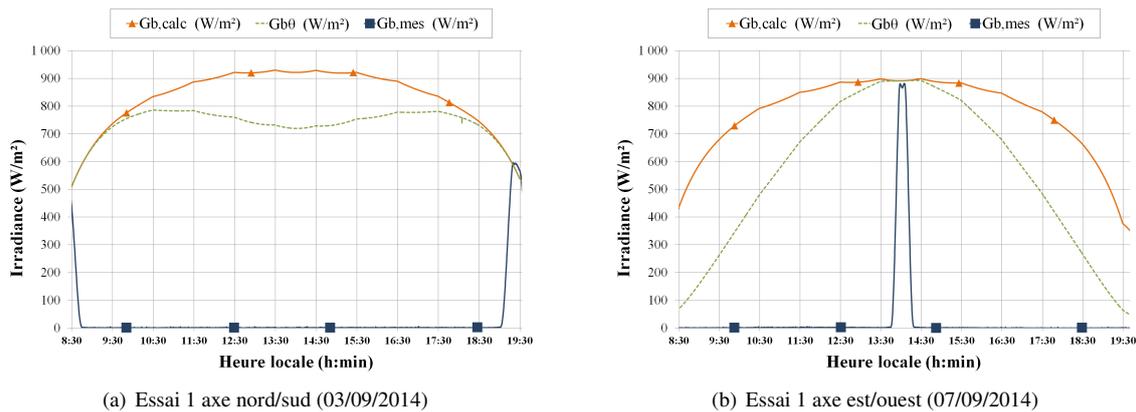


FIGURE 3.28 – Irradiance directe normale calculée et mesurée et irradiance directe reçue (recalculée)

On observe qu'à la fois l'irradiance directe normale mesurée sur Micosol et calculée correspondent à l'irradiance directe calculée en fonction de  $\theta$  quand l'angle d'incidence est nul, à savoir lorsque l'azimut solaire est égal à  $\pm 90^\circ$  pour le suivi nord/sud et lorsqu'il est égal à  $0^\circ$  pour le suivi est/ouest.

### 3.9.2 Essai 1 axe : nord/sud

La figure 3.29 présente les résultats obtenus avec un suivi un axe orienté nord/sud pour une journée.

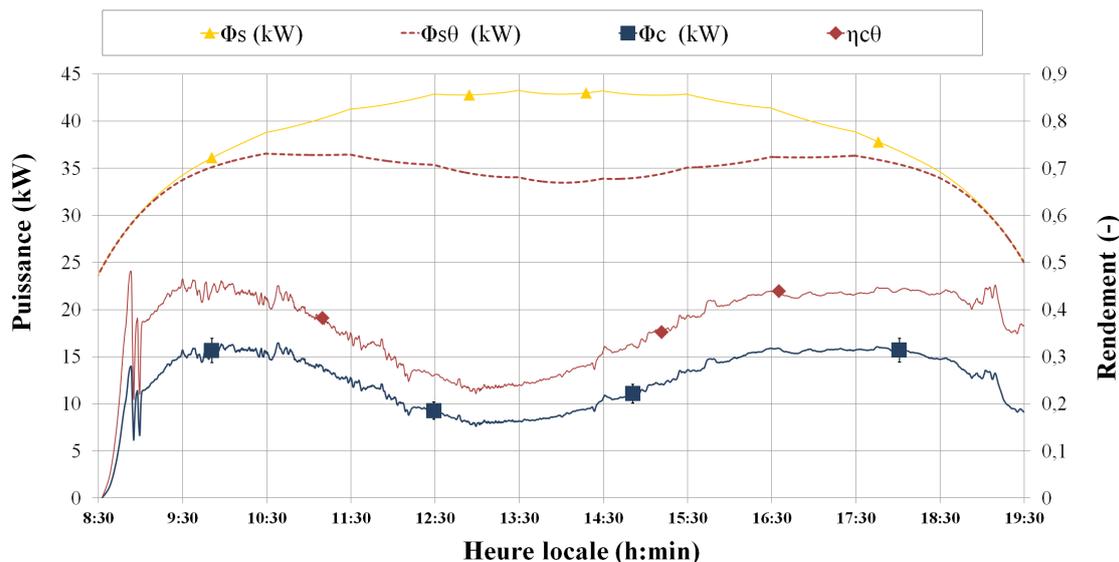


FIGURE 3.29 – Puissances et rendement pour un essai avec suivi un axe nord/sud

Les oscillations observées pour le rendement et la puissance du concentrateur vers 9h00 sont dues à la mise en service du régulateur de pression. La sortie du concentrateur est restée en vapeur saturée de 9h00 jusqu'à la fin de l'essai. Le rendement solaire ( $\eta_{c\theta}$ ), ici calculé à partir de la puissance solaire reçue ( $\Phi_{s\theta}$ ), est globalement plus faible que lors des essais 2 axes. Cet écart est lié aux effets de bords et à la variation des paramètres optiques avec l'angle d'incidence (réflectivité des miroirs, transmittivité du verre, absorptivité du tube absorbeur et facteur d'interception) [Montes Pita 2010]. L'impact des effets de bords est important étant donné la faible longueur des absorbeurs (12 m).

La puissance en sortie est comprise entre 8 et 15 kW avec un maximum le matin et le soir. Le déphasage observé entre les minimums de la puissance du concentrateur et de la puissance solaire peut être lié à une erreur de positionnement sur l'axe azimutal.

### 3.9.3 Essai 1 axe : est/ouest

La figure 3.30 présente les résultats obtenus avec un suivi un axe et l'axe des absorbeurs orienté est/ouest pour une journée.

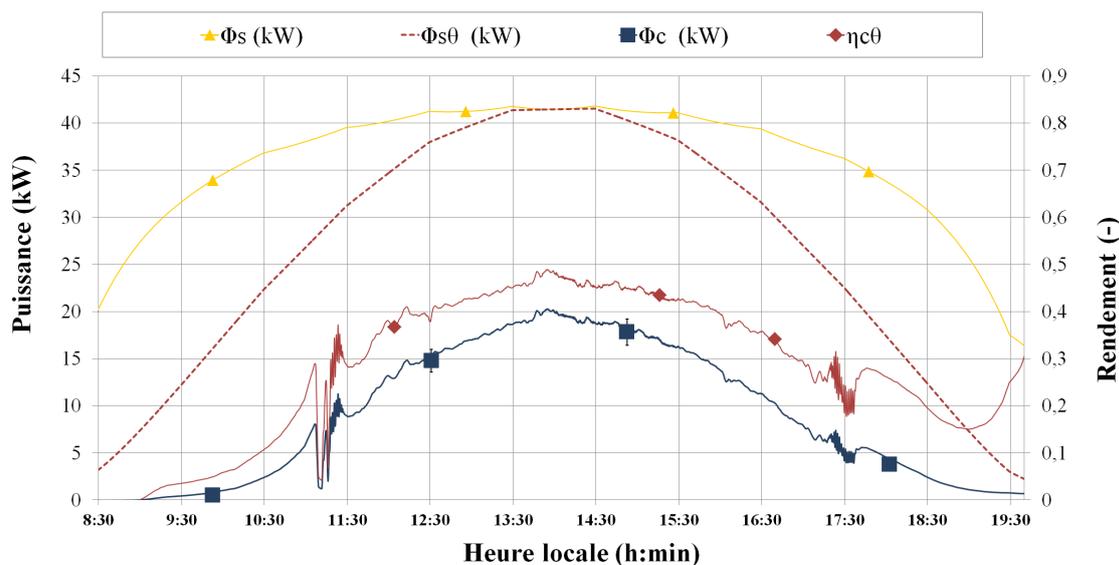


FIGURE 3.30 – Puissances et rendement pour un essai avec suivi un axe est/ouest

La pression a été régulée à partir de 11h10, ce qui explique les oscillations présentes à cette période. Celles observées vers 17h30 sont dues au passage de la seconde ligne du concentrateur en liquide. Avec cette orientation,

de la vapeur a été produite sur une plage limitée, de 11h30 à 17h15. En revanche, la puissance a été plus importante que précédemment, de 10 à 20 kW entre 11h30 et 16h30. On retrouve, pour le zénith (vers 14h00), une valeur de rendement proche de 50 % qui correspond au rendement établi précédemment avec un suivi 2 axes. L'augmentation de rendement après 19h00 est liée à l'inertie et aux incertitudes de mesures importantes au regard de la faible puissance mesurée (inférieure à 2 kW).

### 3.9.4 Comparatif

La figure 3.31 présente un comparatif du rendement ( $\eta_c$ ) obtenu pour un essai avec suivi un axe nord/sud (03/09/2014), un essai avec suivi un axe est/ouest (07/09/2014) et un essai avec suivi deux axes (02/09/2014).

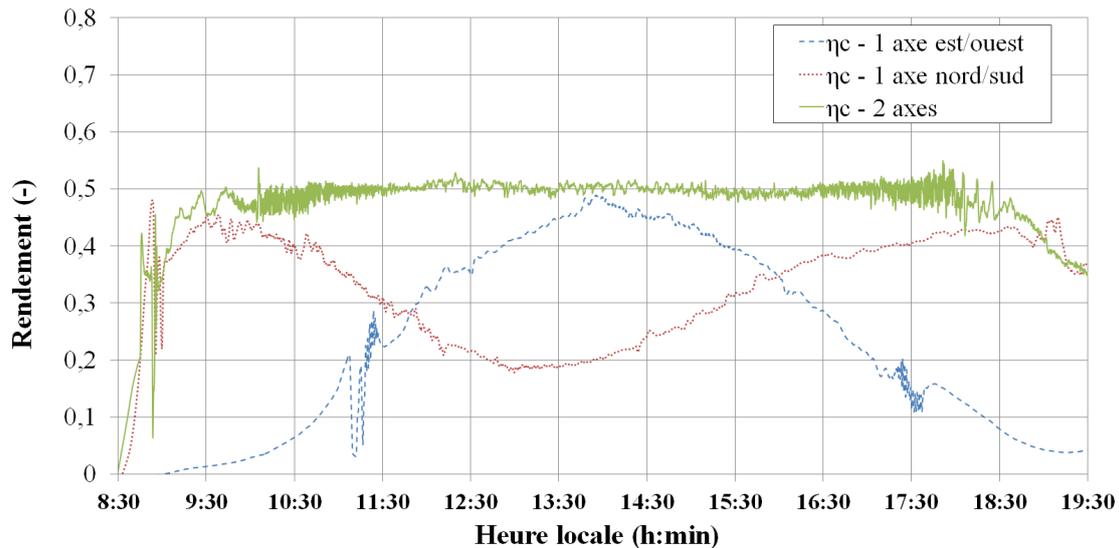


FIGURE 3.31 – Rendements avec suivi deux axes et un axe

Les trois essais ont été effectués sur une période proche avec des conditions météorologiques similaires. Le rendement présenté correspond au rapport de la puissance fournie sur le rayonnement direct normal. Il inclut donc à la fois les pertes liées aux effets de bords et à la variation des paramètres optiques avec l'angle d'incidence, mais aussi le facteur d'angle ( $\cos \theta$ ).

Le suivi un axe est/ouest permet d'avoir un bon rendement au midi solaire et donc une puissance produite par le concentrateur importante mais sur une durée limitée. Le suivi un axe nord/sud permet de produire une puissance plus faible, mais sur une durée plus longue. Cependant, ces conclusions et ces valeurs de rendements seront modifiées au cours de l'année. En effet, en France métropolitaine, le suivi est/ouest est plus performant l'hiver quand le soleil est bas et le suivi nord/sud est plus performant l'été.

La table 3.2 donne les valeurs moyennes sur la période comprise entre  $\pm 5$ h30 du midi solaire (environ de 8h30 à 19h30) de la puissance du concentrateur, de l'irradiance ainsi que le rendement moyen sur un jour pour trois journées proches de début septembre.

Type de suivi	Puissance collectée ( $\phi_c$ ) en kW	Puissance solaire ( $\Phi_s = A G_b$ ) en kW	Rendement $\eta_c$ (%)
2 axes	18,44	38,39	48,0
1 axe nord/sud	12,44	38,78	32,1
1 axe est/ouest	8,89	36,41	24,4

TABLE 3.2 – Comparatif des performances des différents systèmes de suivi pour des essais réalisés entre le 2 et le 7 septembre 2014

On observe une chute de 15,9 % sur le rendement entre le suivi deux axes et le suivi nord/sud et une chute de 7,7 points entre le suivi nord/sud et le suivi est/ouest. L'intérêt du suivi deux axes est donc vérifié sur la période considérée.

## 3.10 Caractérisation de l'inertie

Les performances du concentrateur ont été évaluées de manière statique à l'aide du rendement thermique. Il est également possible de caractériser les performances dynamiques à l'aide de la mesure de la constante de temps et la détermination de la capacité thermique effective.

La constante de temps caractérise la durée nécessaire au système pour se stabiliser après un échelon sur l'irradiance ou sur la température d'entrée. La capacité thermique effective correspond à la capacité calorifique globale du système.

### 3.10.1 Constante de temps

La description du protocole utilisé est donnée section 1.9.3.1. Le résultat est présenté sur la figure 3.32 avec les températures d'évaporation, de sortie de chacune des lignes d'absorbeur ( $T_{f_6}$  et  $T_{f_4}$ ), l'irradiance et le titre de vapeur. Durant l'essai, la température ambiante a varié de 13,1 à 14,5°C. Cette variation étant très faible vis-à-vis des températures considérées, son impact est négligé. La consigne du débit a été fixée à 26,5 kg/h.

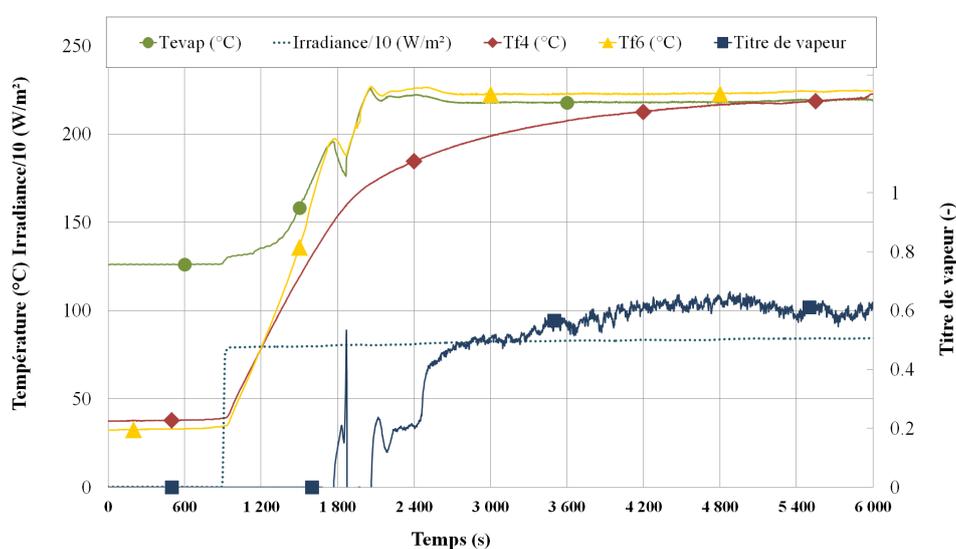


FIGURE 3.32 – Évaluation de la constante de temps

La constante de temps pour un régime diphasique n'est pas définie dans la norme EN 12975 [CEN 2001]. Elle va être déterminée ici à l'aide de la température de sortie de la ligne nord ( $T_{f_4}$ ) et du titre de vapeur en sortie de la ligne sud. Il semble que le titre de vapeur (figure 3.32) présente un premier palier (vers 3000 s) à une valeur de 0,5 puis un second à 0,6 (à partir de 4200 s).

La ligne sud étant en vapeur à partir de 1800 s, sa capacité thermique est dès lors réduite et un régime stabilisé est probablement atteint, ligne sud, pour un titre de 0,5 à 2800 s. Ceci est envisageable car la température de sortie de la ligne nord montre une variation limitée après cette période. Pour la ligne nord dont la sortie est en liquide durant presque tout l'essai ( $T_{f_4} < T_{evap}$ ), le régime stabilisé est plus long à atteindre (4200 s). Le titre en sortie semble aussi se stabiliser à partir de 4200 s. Cette stabilisation traduit un régime totalement stabilisé pour les deux lignes. Par la suite, l'augmentation du titre en sortie tout comme la température de sortie de la ligne nord ( $T_{f_4}$ ) pourrait être liée à la légère augmentation de l'irradiance.

En considérant pour la ligne nord une température stabilisée à 212°C atteinte à 4200s, et pour les deux lignes un titre de vapeur stabilisé à 0,6 à 4200 s, les constantes de temps calculées sont présentées table 3.3.

Type	Critère	Constante de temps (s)
Ligne nord (liquide)	$T_{f_4}$	1750
Ligne nord + sud (diphasique)	Titre en sortie	2500

TABLE 3.3 – Constantes de temps mesurées

Ces deux constantes de temps illustrent l'inertie importante, liée au débit réduit, du système.

### 3.10.2 Capacité thermique effective

Elle peut être déterminée par le calcul ou mesurée. La norme EN 12975 établit la procédure pour la caractérisation de la capacité thermique effective. La description du protocole utilisé est donnée section 1.9.3.1 et dans l'annexe G de la norme EN 12975 [CEN 2001].

Deux méthodes sont possibles pour la mesure de la capacité thermique effective. Elles consistent à appliquer un échelon sur l'irradiance ou sur la température. En connaissant les caractéristiques thermiques de l'absorbeur, il est possible de savoir quelle quantité d'énergie a été stockée au sein des différents matériaux. L'incertitude sur le rendement optique et les fortes puissances mises en jeu n'ont pas permis d'effectuer avec précision un essai avec un échelon sur l'irradiance. En revanche, il a été possible d'effectuer des échelons sur la température d'entrée. Les essais ont été réalisés de nuit en inversant le sens de circulation du fluide et en utilisant le surchauffeur pour élever la température d'entrée du fluide ( $T_{f6}$ ) dans ce cas. Cependant, la norme n'autorise qu'un échelon montant de 10°C. Étant donnée l'incertitude des capteurs utilisés, il a semblé plus pertinent d'effectuer un échelon plus élevé sur la température et de comparer les échelons montants et descendants.

Lors d'un échelon montant sur la température d'entrée ( $T_{f6}$ ), la matière composant l'absorbeur est chauffée et l'énergie stockée au sein de l'absorbeur est donc égale à celle fournie par le fluide ( $\Phi_c$ ) retranchée des pertes vers l'extérieur ( $a_1 A(T_m - T_{ext})$ ). En revanche pour un échelon descendant sur la température d'entrée ( $T_{f6}$ ), l'énergie préalablement stockée au sein de l'absorbeur est cédée au fluide et vers l'extérieur. La capacité thermique effective (en kJ/K) correspond donc à l'énergie stockée ou prélevée au sein de l'absorbeur divisée par la température moyenne de l'absorbeur avant et après l'échelon sur la température d'entrée. La température moyenne de l'absorbeur n'étant pas connue, elle est considérée comme égale à la température moyenne du fluide [CEN 2001]. La capacité thermique effective se calcule selon :

$$C = \frac{\int_{t_1}^{t_2} [\Phi_c - a_1 A(T_m - T_{ext})] dt}{T_{m2} - T_{m1}} \quad (3.33)$$

avec  $a_1$ , le coefficient de perte thermique défini lors des essais de nuit (section 3.6.2),  $\Phi_c$  la puissance du concentrateur définie équation 3.8, et  $T_{m1}$  et  $T_{m2}$  les températures moyennes de l'absorbeur (et de fluide) respectivement aux temps  $t_1$  et  $t_2$ .

Un essai est présenté figure 3.33. Le temps  $t_1$  est égal à 0 s et  $t_2$  à 5400 s. On observe ici encore, une durée relativement longue pour atteindre l'équilibre thermique (de l'ordre de 4000 s).

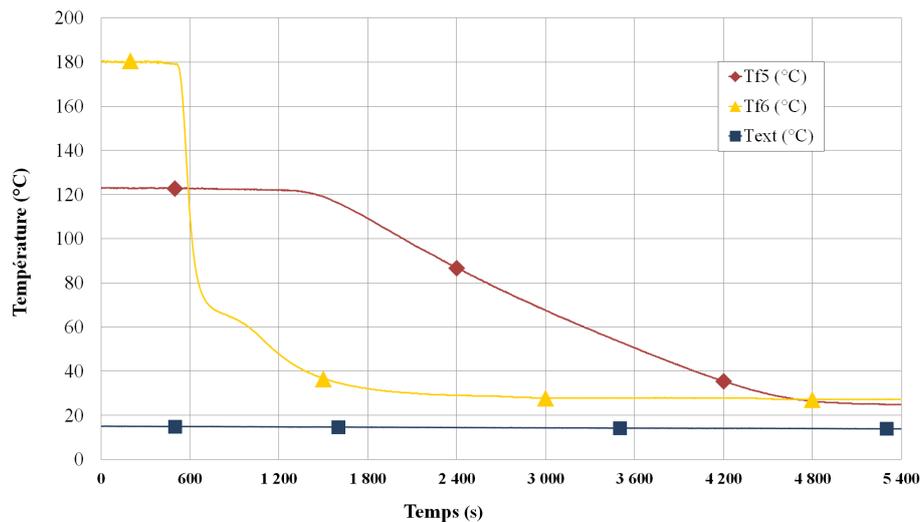


FIGURE 3.33 – Essai de caractérisation de la capacité thermique effective (18/09/2013)

La figure 3.34 présente la puissance transférée du fluide vers l'absorbeur qui est égale à  $\Phi_c - a_1 A(T_m - T_{ext})$ . Comme l'échelon en température était descendant pour cet essai, cette puissance est donc négative. On remarquera

que la détermination des temps  $t_1$  et  $t_2$  n'est pas cruciale puisqu'en régime stabilisé (avant 580 s et après 4800 s), l'absorbeur étant à l'équilibre, peu d'énergie est stockée ou extraite.

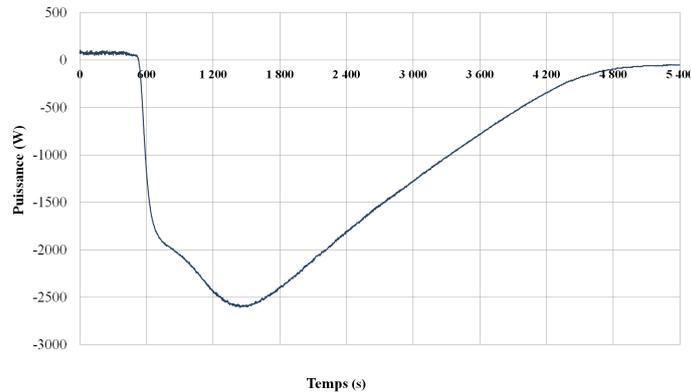


FIGURE 3.34 – Puissance transférée du fluide vers l'absorbeur lors de l'essai de capacité thermique du 18/09/2013

La table 3.4 présente les résultats obtenus pour la capacité thermique effective pour 4 essais différents.

$T_{m1}$ (°C)	$T_{m2}$ (°C)	Échelon	Capacité thermique effective (kJ/K)
57	127	Montant	82,9
57	175	Montant	74,4
151	26	Descendant	89,9
175	148	Descendant	106,3
Moyenne en refroidissement			78,7
Moyenne en chauffe			101,3
Moyenne globale			90

TABLE 3.4 – Résultats d'essais pour la capacité thermique effective

Une disparité de la valeur de la capacité thermique suivant si l'échelon est montant ou descendant est observée table 3.4. Elle est due au calcul des pertes vers l'extérieur (considérée égales à  $a_1 A(T_m - T_{ext})$ ) qui se fait sur la température moyenne de fluide. Pour des débits faibles, cette température ne correspond pas exactement à celle de l'absorbeur. Ce phénomène est visible sur le graphe 3.35 qui présente les pertes thermiques vers l'extérieur calculées à la fois pour un échelon montant et descendant.

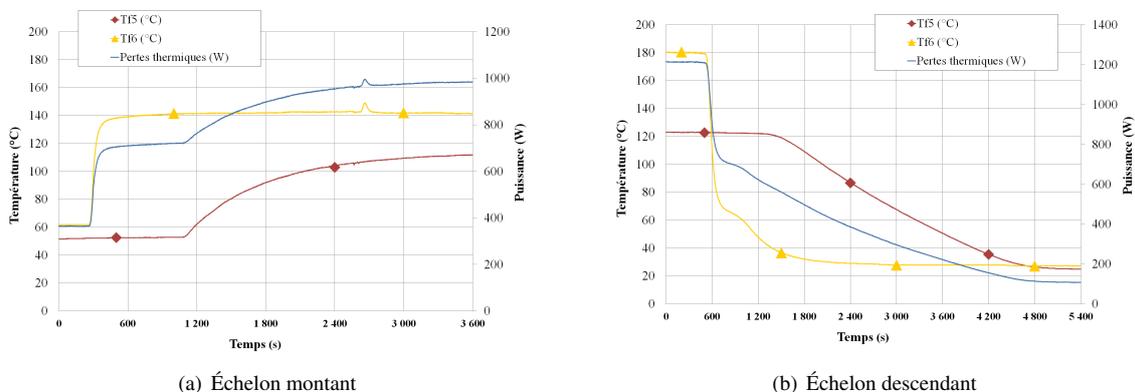


FIGURE 3.35 – Pertes thermiques calculées vers l'extérieur au niveau de l'absorbeur (essais de caractérisation de la capacité thermique du 18/09/2013)

Au moment de l'échelon, la température moyenne de fluide change instantanément, tout comme les pertes calculées. Dans la réalité, la température de l'absorbeur et donc les pertes thermiques évoluent plus lentement.

Les pertes sont alors surévaluées lors de l'échelon montant, comme il est possible de l'observer entre 300 et 1100 s sur la figure 3.35a. La capacité thermique est donc légèrement sous-évaluée (équation 3.33).

En refroidissement, les pertes sont sous-évaluées (entre 580 et 1800 s sur la figure 3.35b) et la capacité thermique est donc légèrement surévaluée.

La valeur réelle a été considérée comme étant la moyenne de ces quatre essais, soit 90 kJ/K.

Il est possible de calculer la valeur théorique de la capacité thermique. L'absorbeur rempli d'eau est composé de 28,8 kg d'acier et de 18,1 litres d'eau. À 100°C et 10 bars, la capacité thermique effective théorique (égale à la masse multipliée par la capacité calorifique) pour l'acier est de 14,4 kJ/K, et de 73,2 kJ/K pour l'eau [Cengel 2007]. En sommant les deux, la capacité thermique effective théorique de l'absorbeur complet est de 87,6 kJ/K. La valeur mesurée (90 kJ/K) semble donc pertinente. L'écart entre les valeurs théorique et mesurée est peut-être dû au fait que les supports, tuyauteries et raccords ne sont pas pris en compte dans le calcul théorique. Finalement, la plus grande partie de l'inertie (73,2 kJ/K) est liée à l'eau contenue dans l'absorbeur. Cette inertie sera donc fortement réduite en régime diphasique car la masse volumique et la capacité calorifique de la vapeur sont beaucoup plus faibles.

À titre de comparaison, pour un capteur plan classique modèle V21A de Rotex ayant une surface d'ouverture de  $1,77 \text{ m}^2$ , la capacité thermique, sans considérer le fluide contenu dans le capteur, est donnée à 5,3 kJ/K [SPF 2007]. Avec une surface d'ouverture de  $46,5 \text{ m}^2$ , elle serait de 139 kJ/K hors fluide. La valeur mesurée hors fluide, pour Micosol, est de 16,8 kJ/K. La capacité thermique est relativement peu élevée comparée aux systèmes plans. Ceci semble logique étant donnée de la faible surface d'absorption.

Les essais portant sur l'inertie ont permis de mettre en avant une constante de temps importante du concentrateur. La caractérisation de la capacité thermique effective a montré que cette constante de temps est essentiellement liée au volume de fluide au sein de l'absorbeur, élevé (18 litres) par rapport au débit d'utilisation (30 kg/h).

### 3.11 Étude de la dynamique du système

Après avoir caractérisé l'inertie, il convient d'étudier la réponse du système à un échelon ou un créneau. Les quatre variables étudiées sont la température et le débit d'entrée du concentrateur, la pression au niveau de l'électrovanne, ainsi que l'irradiance directe.

#### 3.11.1 Échelon sur la température d'entrée du concentrateur

La figure 3.36 montre l'impact d'une variation de la température d'entrée du concentrateur de 60°C à 24°C.

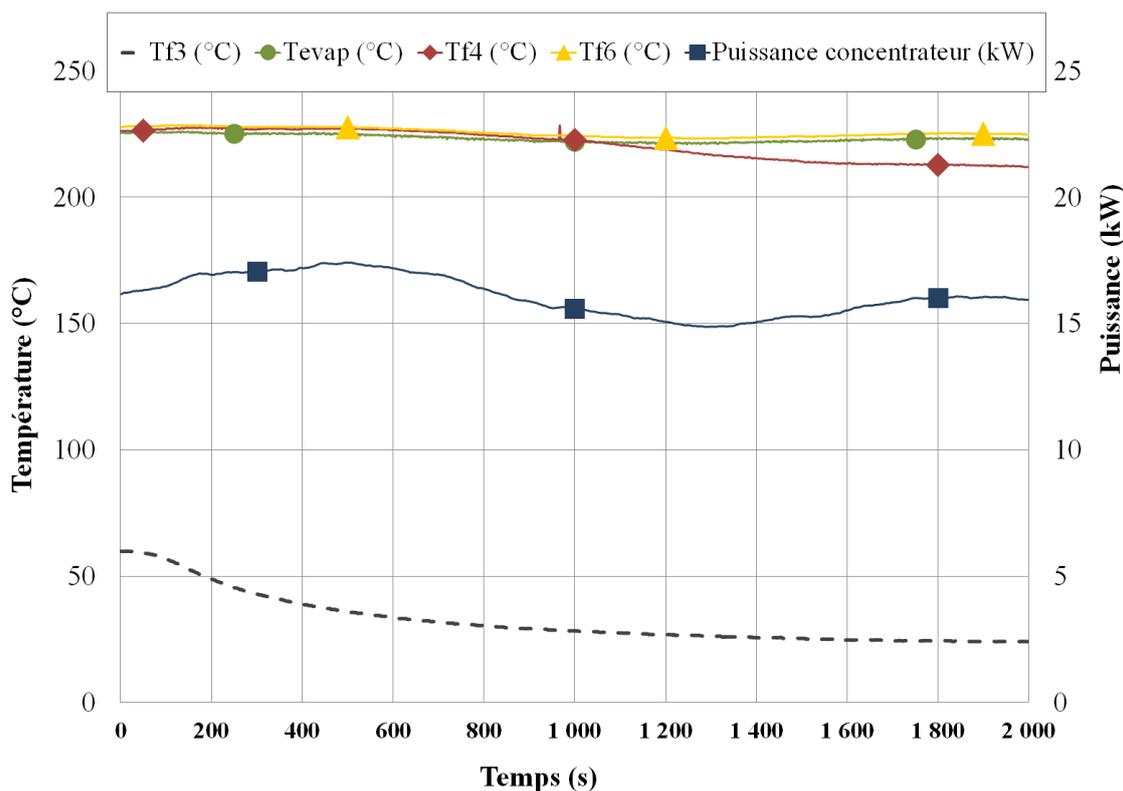


FIGURE 3.36 – Échelon sur la température d'entrée du concentrateur

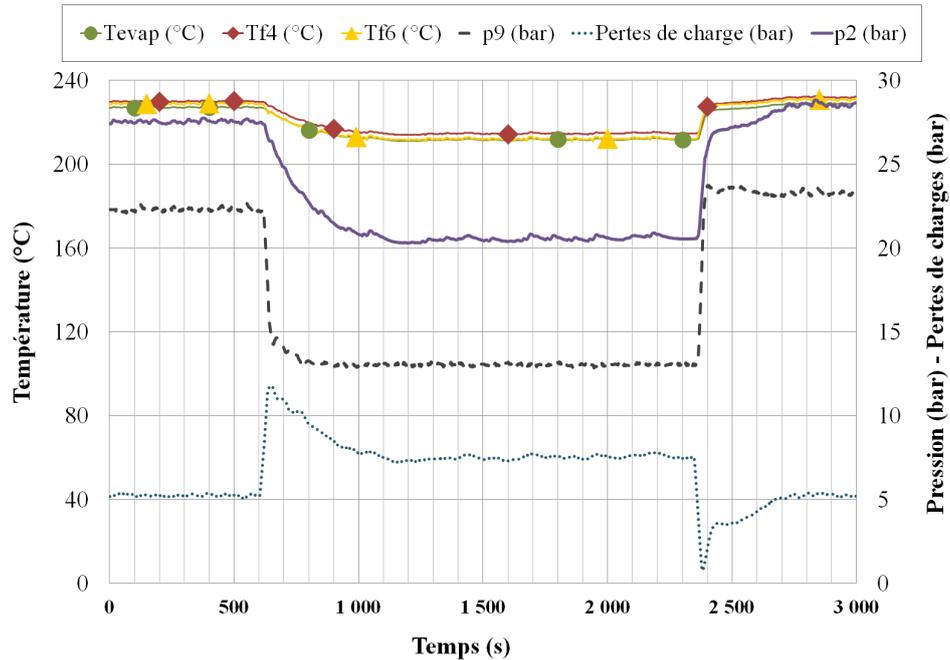
On remarque en premier lieu que l'échelon sur la température d'entrée ( $T_{f3}$ ) dure de 600 s à 2000 s. En effet, il n'est pas possible techniquement sur Micosol de faire varier la température d'entrée rapidement lors d'un essai avec ensoleillement.

La vapeur en sortie du concentrateur est restée à l'état saturé durant tout l'essai ( $T_{f6} = T_{evap}$ ). L'évolution sur la puissance de sortie est très limitée. La puissance évolue d'abord favorablement, à cause de l'inertie, suite à la baisse de la température d'entrée (à partir de 100 s). Elle diminue ensuite de 600 à 1300 s suite au passage en phase liquide de la première ligne ( $T_{f4} < T_{evap}$ ). Ce passage entraîne une baisse du débit en sortie (non représenté ici) qui explique la baisse de la puissance du concentrateur. Enfin, à partir de 1800 s, les débits s'équilibrent et la puissance se stabilise à une valeur équivalente à sa valeur d'origine.

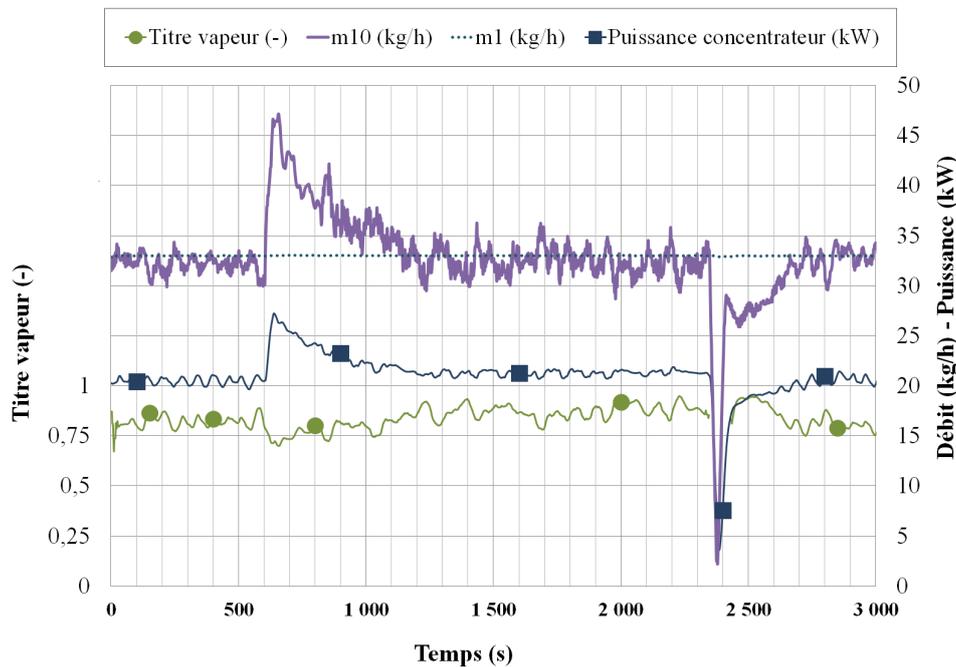
La puissance du concentrateur est ici faiblement impactée par la température d'entrée. Cette différence par rapport aux capteurs solaires classiques s'explique par l'importante variation d'enthalpie du fluide au sein du concentrateur (de l'ordre de 2000 kJ/kg). L'échelon en entrée ne représente ici qu'une réduction d'enthalpie relativement limitée (de 253 à 103 kJ/kg). L'impact de la température d'entrée est de ce fait limité pour Micosol.

### 3.11.2 Créneau sur la pression au niveau de l'électrovanne

La figure 3.37 présente les résultats obtenus pour un créneau sur la pression au niveau de l'électrovanne.



(a) Températures, pressions et pertes de charge (entre  $p_2$  et  $p_9$ )



(b) Titre de vapeur en sortie du concentrateur, débits et puissance concentrateur

FIGURE 3.37 – Échelon sur la pression  $p_9$

La pression au niveau de l'électrovanne,  $p_9$ , initialement à 22 bars a été réglée à 13 bars à 600 s puis à 23 bars à 2350 s.

On remarque sur la figure 3.37a, que la vapeur en sortie des deux lignes est restée à l'état saturé ( $Tf_4 = Tf_6 = Tfevap$ ). La chute de la pression  $p_9$  à partir de 600 s engendre une augmentation du débit en sortie (figure 3.37b) et donc une augmentation des pertes de charge qui ralentissent la diminution de la pression d'entrée ( $p_2$ ). Pour la

même raison, les pertes de charge sont réduites lors de l'augmentation de pression à 2350 s.

Le débit en entrée du concentrateur ( $\dot{m}_1$ ) a été maintenu à une valeur proche de 33kg/h durant tout l'essai. L'impact, d'une variation de pression au niveau de l'électrovanne et donc en sortie du concentrateur, sur le débit de sortie ( $\dot{m}_{10}$ ) est immédiat. Les variations observées sur le débit en sortie sont liées à une évolution de la masse de fluide au sein de l'absorbeur. En effet, la masse volumique du fluide augmente avec la pression. La chute de pression à 600 s a entraîné une diminution de la masse volumique du fluide au sein de l'absorbeur. Cette diminution se traduit par une augmentation du débit en sortie du concentrateur. La diminution du débit à 2350 s est liée au même phénomène.

La discontinuité sur le titre entre 2350 s et 2420 s s'explique par le fait que son calcul à partir de la puissance et du débit en sortie du concentrateur donne des valeurs irréalistes sur des dynamiques rapides. Hors de cette plage, sa valeur reste comprise entre 0,75 et 0,9 au long de l'essai. La puissance augmente lors de la chute en pression à cause de l'augmentation de débit et diminue de la même manière lors de l'augmentation de pression. La puissance stabilisée est légèrement plus élevée pour une pression de 13 bars (de 1200 s à 2300 s). Ceci est dû à une augmentation de rendement liée à une température d'évaporation et donc d'absorbeur plus faible à 13 bars.

Cet essai permet d'observer le couplage qui existe entre débit et pression sur un concentrateur en génération directe de vapeur. La dynamique de ce couplage est très rapide. Par ailleurs, lors d'une augmentation de pression, il y a un risque de surchauffe au niveau du concentrateur qui n'est plus refroidi en sortie ( $\dot{m}_{10}$  est proche de zéro à 2300 s). Il est donc nécessaire, si l'augmentation est importante qu'elle se fasse par paliers.

### 3.11.3 Créneau sur le débit en entrée du concentrateur

Un créneau sur le débit d'entrée du concentrateur ( $\dot{m}_1$ ) a été opéré de 1100s à 2900s (figure 3.38).

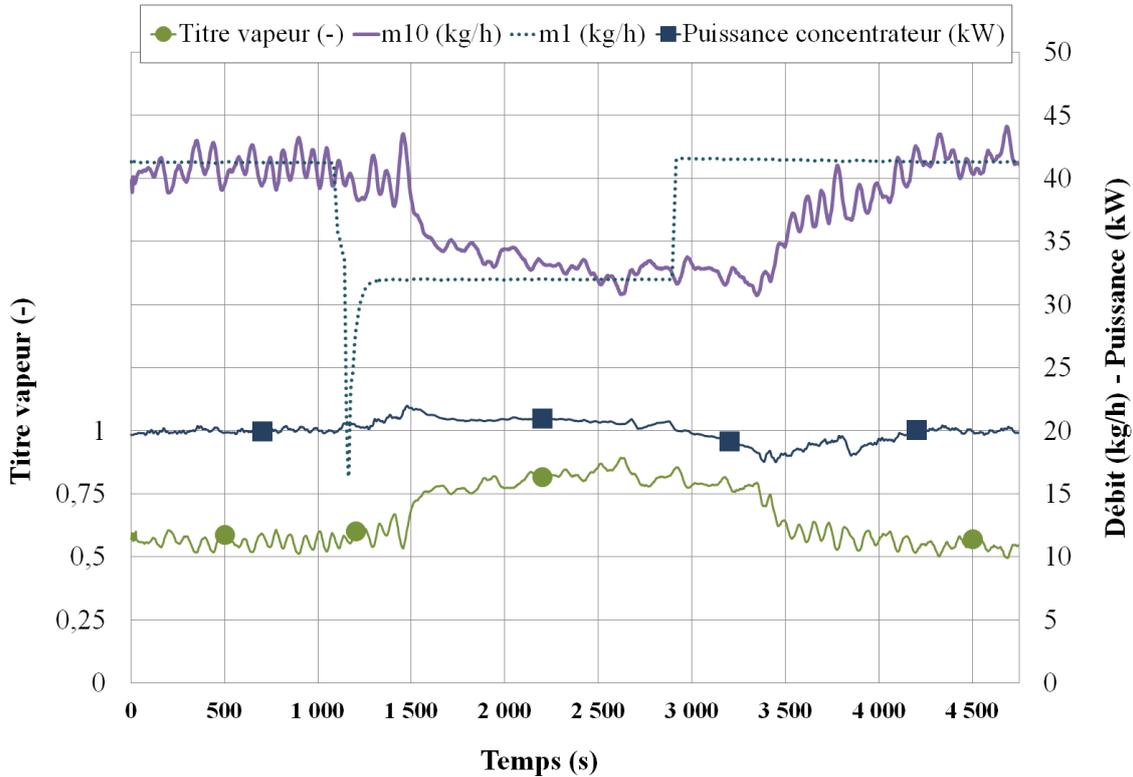


FIGURE 3.38 – Échelon sur le débit en entrée du concentrateur

Les températures d'entrée et de sortie sont restées stables et la pression  $p_9$  a été régulée à 13 bars durant tout l'essai. La vapeur en sortie des deux lignes était à l'état saturé.

Figure 3.38, le débit en sortie du concentrateur ( $\dot{m}_{14}$ ) est bruité car le régulateur de pression est utilisé, sa valeur est donc à considérer avec une incertitude importante.

Un premier échelon, de 42 kg/h à 32 kg/h, a été effectué sur le débit en entrée du concentrateur ( $\dot{m}_1$ ) à 1100 s. Le débit en sortie reste stable jusqu'à 1500 s et diminue jusqu'à l'équilibre avec le débit d'entrée du concentrateur à 2500s. On constate donc un retard de l'ordre de 400 s et une durée de stabilisation (égalité des débits) de l'ordre de 1000s. Des durées similaires peuvent être observées lors de l'échelon montant de 32 kg/h à 42 kg/h sur le débit en entrée du concentrateur à 2900 s.

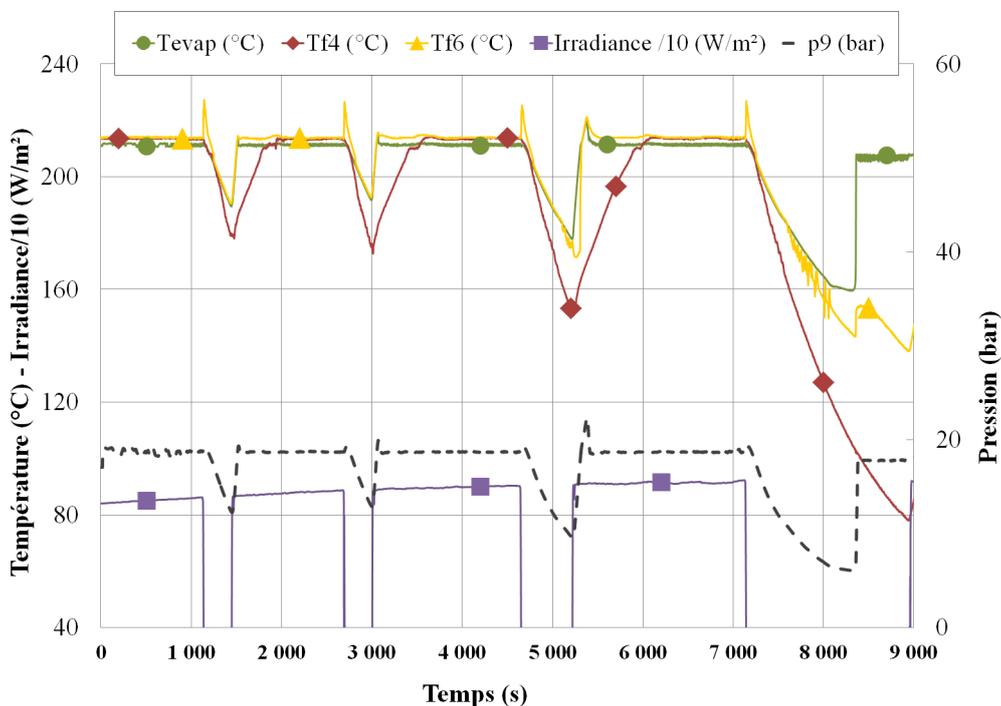
De 1100 à 1500s, la puissance du concentrateur augmente à cause de l'inertie de ce dernier, mais aussi à cause d'un changement de masse de fluide au sein de l'absorbeur. En effet, cette masse de fluide évolue. En diminuant le débit en entrée du concentrateur, le titre en sortie augmente. La masse volumique du fluide au sein du concentrateur est alors plus faible, ce qui permet de maintenir un débit en sortie stable. L'effet inverse s'observe lors de l'échelon montant sur le débit en entrée du concentrateur (à 2900 s) où la puissance diminue jusqu'à 3500 s.

Le titre de vapeur évolue en phase avec le débit en sortie du concentrateur.

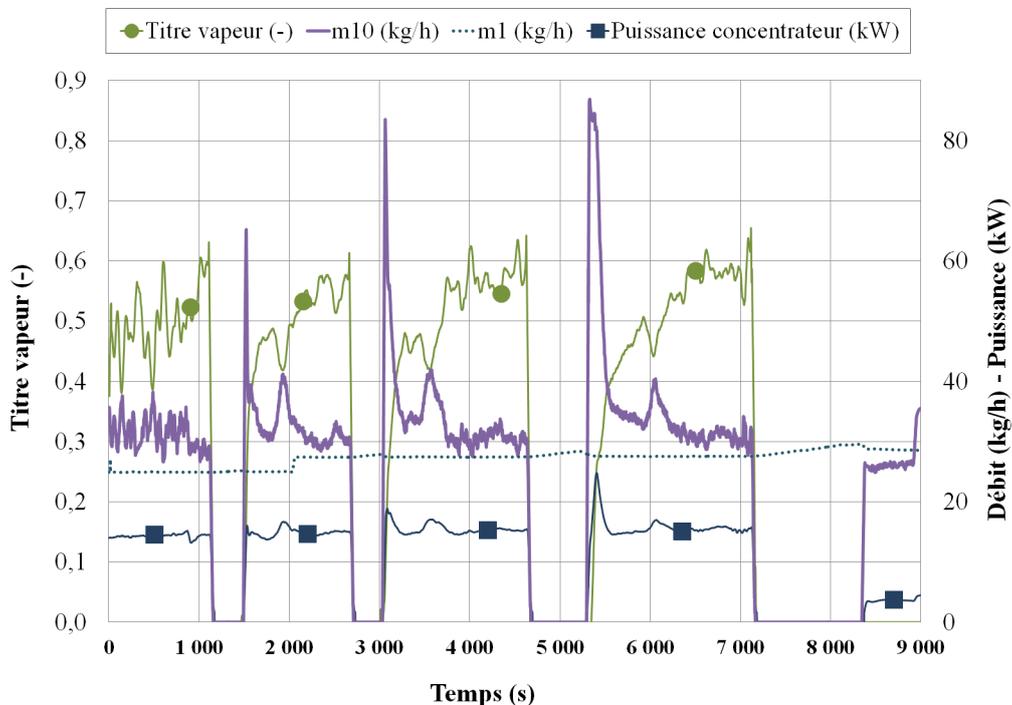
On note donc à partir de cet essai que la stabilisation du débit en sortie du concentrateur à la suite d'une modification du débit d'entrée est lente (de l'ordre de 1400 s).

### 3.11.4 Créneaux sur l'irradiance

Des créneaux ont été effectués sur l'irradiance en défocalisant les concentrateurs. Les résultats obtenus sont présentés par la figure 3.39.



(a) Températures, pression et irradiance



(b) Titre de vapeur en sortie du concentrateur, débits et puissance concentrateur

FIGURE 3.39 – Échelon sur l'irradiance

La pression  $p_9$  a été régulée à 19 bars à l'aide de l'électrovanne.

Une décroissance rapide des températures avec un léger retard par rapport à la chute d'irradiance est observée. À 1200 s la diminution de température observée pour  $Tf_6$  est liée à la chute de pression et donc de température d'évaporation car le fluide est à l'état de vapeur saturée. Des pics correspondant à une légère surchauffe sont observés pour  $Tf_6$  au début des phases de chute de pression. Ces dernières provoquent localement, l'enthalpie du fluide diminuant lentement, un passage de la vapeur de l'état saturé à l'état surchauffé.

Les diminutions de pression et de débit en sortie du concentrateur observées lors des chutes d'irradiance sont liées au changement d'état thermodynamique rapide au sein de l'absorbeur. En effet, le débit en entrée n'est pas suffisant pour combler l'augmentation de masse volumique du fluide à l'intérieur de l'absorbeur à pression constante. La pression diminue alors entraînant une chute du débit en sortie du concentrateur. À 8500 s, lorsque le fluide est intégralement à l'état liquide, la pression peut augmenter de nouveau jusqu'à la valeur fixée par le régulateur.

Lors de chaque reprise de l'irradiance, deux pics sont observés à la fois sur le débit et la puissance du concentrateur. Le premier est dû à l'évacuation du fluide condensé dans la tuyauterie ainsi qu'au changement de masse volumique du fluide au sein de l'absorbeur. Le second pic est dû au passage en vapeur de la première ligne. La durée du retour à un titre de vapeur compris entre 0,5 et 0,6 à la suite d'une défocalisation est liée à la durée de l'interruption de rayonnement.

Cet essai a permis d'analyser plus en détail l'impact d'une couverture nuageuse tel qu'observé lors de l'étude d'une journée caractéristique (section 3.5.2). La dynamique au niveau du débit en sortie du concentrateur est très rapide, que ce soit lors de la chute ou lors de l'augmentation de l'irradiance. Les variations de ce débit présentent par ailleurs une amplitude importante (comprise entre 0 et 85 kg/h).

## 3.12 Régulation du titre de vapeur en sortie du champ solaire

À partir des résultats statiques et dynamiques obtenus précédemment, il est possible de mettre en place une régulation ayant pour objectif de maîtriser le titre de vapeur en sortie du champ solaire. La surchauffe (titre de vapeur égal à un) doit être évitée au sein de l'absorbeur, car elle est difficilement maîtrisable et la montée en température associée pourrait endommager l'absorbeur. D'un autre côté, le moteur fonctionnant en vapeur surchauffé, il convient d'obtenir un titre de vapeur en sortie du concentrateur le plus proche possible de la surchauffe afin de limiter l'apport de puissance extérieure.

De plus, le fait de contrôler le titre de vapeur et donc l'enthalpie en sortie du concentrateur permet également de stabiliser les conditions du fluide en entrée du moteur. Le débit volumique admis par ce dernier sera alors plus stable.

### 3.12.1 Mise en place

La régulation d'un système solaire thermique avec suiveur peut se faire selon trois paramètres. Le premier est la variation de la puissance solaire par défocalisation des miroirs. Les deux autres consistent en la modification des paramètres d'entrée du concentrateur à savoir : le débit et la température. La défocalisation peut être utilisée en cas d'urgence, mais entraîne une diminution de la puissance collectée et donc du rendement. Comme il a été observé section 3.11.1, la température d'entrée a un impact très faible sur le titre de vapeur en sortie. Le débit semble donc être le paramètre le plus pertinent à utiliser pour la régulation. La dynamique du système est très lente et des retards de l'ordre de 400 secondes apparaissent entre une action sur le débit et son influence sur le titre (section 3.11.3). La mise en place d'une stratégie de contrôle simple en boucle fermée semble donc peu réaliste. Dans un premier temps, une régulation en boucle ouverte est opérée. Il convient alors d'établir une courbe de fonctionnement reliant le débit au titre de vapeur.

L'enthalpie et donc le titre de vapeur en sortie peuvent être déterminés à l'aide de la définition de la puissance du concentrateur (équation 3.8) et du rendement (équation 3.21). Elle est fonction de la température extérieure, des températures d'entrée et de sortie du concentrateur, de la pression, de l'irradiance et du débit. Si le rendement du concentrateur varie peu alors l'enthalpie (et donc le titre de vapeur) en sortie peut être considérée comme uniquement fonction de la puissance solaire en entrée (irradiance) et du débit. L'hypothèse d'un rendement constant peut se faire pour des conditions extérieures (température, irradiance) et de fonctionnement (pression, température d'entrée) fixées. Il devient ainsi possible de déterminer le titre de vapeur en sortie en fonction du rapport de l'irradiance et du débit (homogène à une énergie par kg). Ce rapport va permettre, au cours de l'essai, de faire varier le débit en fonction de l'irradiance mesurée. En fixant la température extérieure (25°C) et la température d'entrée du concentrateur (45°C), le titre de vapeur a pu être calculé pour différentes pressions et irradiances (figure 3.40).

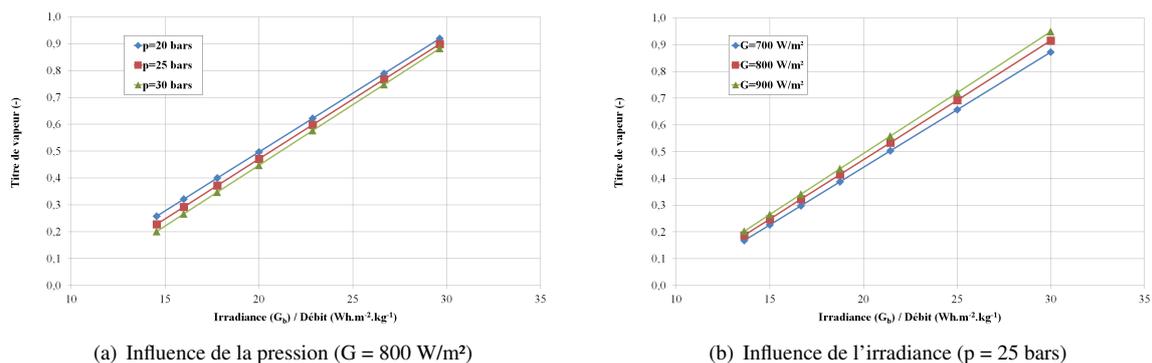


FIGURE 3.40 – Titre de vapeur en fonction du rapport  $G_b/m$

L'influence de la pression et de l'irradiance sur la relation entre le titre de vapeur et le rapport irradiance/débit ( $G_b/m$ ) est limitée. L'écart maximum observé entre la valeur moyenne et les points considérés figure 3.40 est de 0,04 pour le titre. Cet écart est acceptable dans un premier temps.

La droite moyenne ( $p = 25$  bars et  $G_b = 800$  W/m<sup>2</sup>) va donc être utilisée pour déterminer le rapport  $G_b/m$  à appliquer en fonction de l'objectif fixé pour le titre de vapeur en sortie du concentrateur. Par la suite il sera possible d'intégrer l'équation du rendement du concentrateur dans la régulation et de le calculer de manière instantanée afin de déterminer le débit en fonction non seulement de l'irradiance, mais aussi des paramètres extérieurs.

La figure 3.41 présente le titre de vapeur obtenu lors de différents essais en régime permanent réalisés sur Micosol. Ces points d'essais sont comparés à la droite moyenne ( $p = 25$  bars et  $G_b = 800$  W/m<sup>2</sup>) définie plus haut.

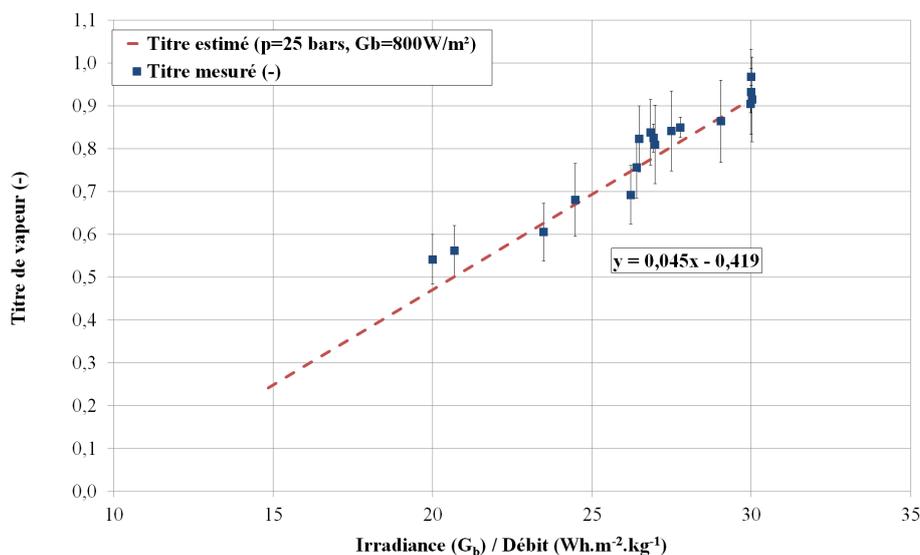


FIGURE 3.41 – Titre de vapeur mesuré lors de différents essais et estimé

L'écart entre le titre de vapeur estimé et le titre mesuré est faible surtout pour des valeurs de titre supérieures à 0,7. Cette approche est donc pertinente.

### 3.12.2 Résultats

La figure 3.42 présente un essai où le débit en entrée ( $\dot{m}_1$ ) a été fixé à 28 kg/h.

On observe une décroissance à la fois du titre de vapeur et des débits massique ( $\dot{m}_{10}$ ) et volumique en sortie ( $\dot{V}_{10}$ ) avec l'irradiance ( $G_b$ ). Le titre de vapeur passe de 0,5 à 0,1 et le débit volumique de 1,20 à 0,25 m<sup>3</sup>/h pour une chute d'irradiance de 700 à 480 W/m<sup>2</sup>. Le débit en sortie se décale tout au long de l'essai de celui d'entrée.

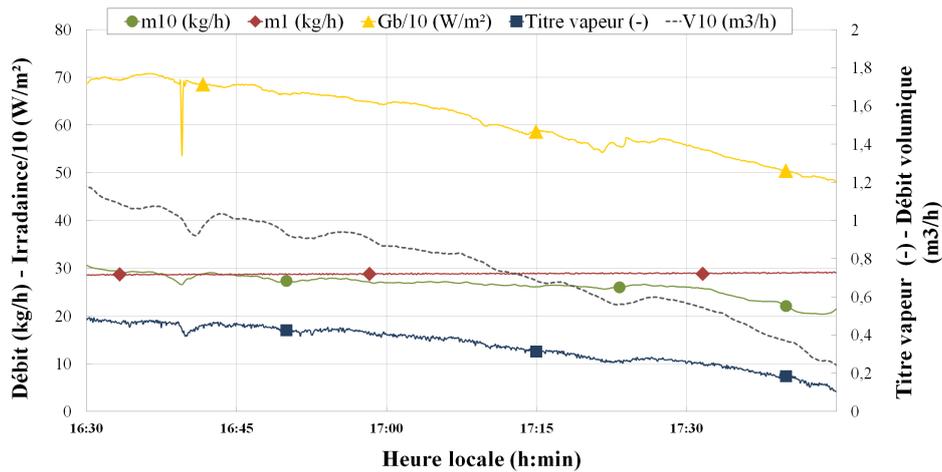


FIGURE 3.42 – Essai sans régulation sur le débit d’entrée

La figure 3.43 présente un essai où le débit d’entrée a été régulé. L’irradiance chute là aussi de 700 à 480 W/m<sup>2</sup>, mais contrairement à l’essai précédent le titre de vapeur reste dans une même plage. Le débit massique en sortie du concentrateur est proche de celui d’entrée. Le débit volumique en sortie reste aussi assez stable. Cette caractéristique sera utile pour le contrôle du moteur qui absorbe un débit volumique.

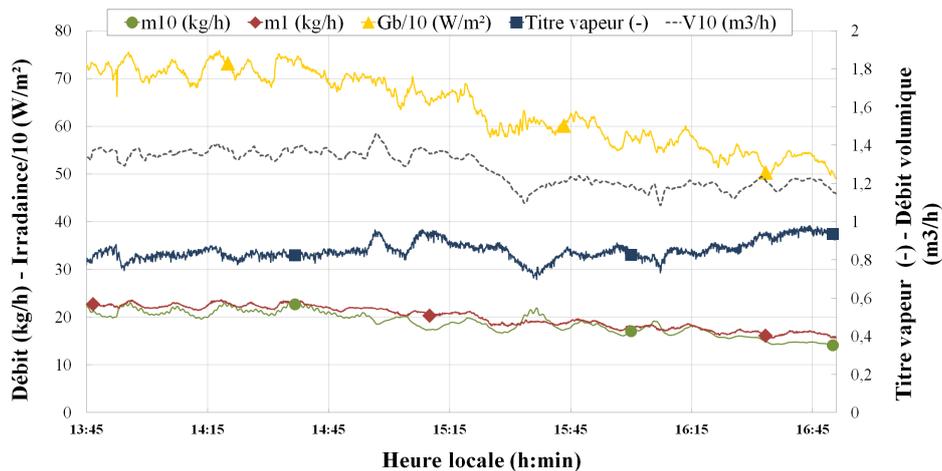


FIGURE 3.43 – Essai avec régulation sur le débit d’entrée

La régulation en boucle ouverte permet donc de maîtriser le titre de vapeur en sortie du concentrateur lors de lentes variations d’irradiance.

### 3.13 Conclusion du chapitre

Ce chapitre a permis de caractériser le concentrateur en génération directe de vapeur. En premier lieu, l’étude d’une journée ensoleillée a montré la capacité du concentrateur à générer une puissance régulière tout au long de cette journée grâce au suivi deux axes. L’étude d’une journée nuageuse a mis en avant le fait que d’importantes fluctuations peuvent apparaître sur le débit en sortie du concentrateur lors de passages nuageux. La consommation du système de suivi est faible (124 W). Le rendement thermique du concentrateur a ensuite été évalué par des essais en régime permanent de jour et de nuit. La valeur obtenue, de l’ordre de 40 %, a semblé faible et a conduit à la correction d’une erreur d’alignement. Le rendement thermique évalué à la suite de ce recalage est de l’ordre de 50 %. Cette valeur est satisfaisante. Ensuite, l’impact des conditions extérieures et de fonctionnement a été analysé expérimentalement. Les résultats confirment l’augmentation du rendement avec l’élévation de la température extérieure et de l’irradiance directe. Il a été montré que, à une température d’absorbeur donnée, la pression au sein du concentrateur n’impacte pas directement le rendement thermique du concentrateur. L’augmentation du débit en entrée du concentrateur a un effet négatif sur le rendement. Ensuite, le système de suivi deux axes a été comparé expérimentalement à un suivi un axe. La puissance relevée, pour un suivi un axe, observe un maximum le matin

et le soir pour l'axe nord/sud et un maximum au midi solaire pour l'est/ouest. Un des intérêts du suivi deux axes est alors la régularité de la puissance produite sur la journée. Pour les premiers jours de septembre, le rendement thermique obtenu pour le suivi deux axes, 48 %, est supérieur à celui du suivi un axe nord/sud, 32,1 %, et est/ouest 24,4 %.

L'aspect dynamique a également été étudié. L'inertie a été caractérisée par la constante de temps et la capacité thermique effective. Cette dernière est majoritairement liée à la quantité de fluide importante contenue dans l'absorbeur (18 litres pour un débit nominal de 30 kg/h). La réponse du système à des perturbations a permis de montrer la faible influence de la température d'entrée du concentrateur. Le débit de sortie du concentrateur varie très rapidement lors d'une perturbation sur la pression de régulation ou l'irradiance. En revanche, il subit une réaction plus lente à une variation du débit d'entrée du concentrateur. En effet à la suite d'un échelon sur ce débit d'entrée, un équilibre entre ce débit et celui de sortie est atteint après presque 20 minutes.

Enfin, une stratégie de régulation a été mise en place. L'objectif est ici la maîtrise du titre de vapeur en sortie du concentrateur. La dynamique lente du système à la suite d'une variation du débit d'entrée du concentrateur ne permet pas la mise en place d'une stratégie de contrôle simple en boucle fermée. Le débit en entrée du concentrateur a été régulé en fonction de l'irradiance directe en boucle ouverte. Cette stratégie a été vérifiée par un essai et est apparue concluante.

Le concentrateur permet donc de produire de la vapeur à un titre maîtrisé et stable sur la journée. Les performances atteintes sont compatibles avec le couplage du moteur qui se sera discuté dans le chapitre 5.



# Chapitre 4

## Caractérisation du moteur

### 4.1 Introduction

La caractérisation du moteur est réalisée à partir de données d'essais réalisés dans les locaux d'Exoès avec une source de chaleur contrôlée. Dans un premier temps, le fonctionnement avec une puissance en entrée constante puis variable est étudié.

Puis, afin d'évaluer les performances du moteur, deux lois sont établies par régression polynomiale, l'une pour le rendement isentropique global et la seconde pour le taux de remplissage. Ces lois sont ensuite comparées aux données expérimentales.

Enfin, dans le but d'optimiser la production électrique du moteur, l'impact de différents paramètres inhérents à la régulation du cycle (température et pression en entrée du moteur, pression en sortie et vitesse de rotation) est analysé.

### 4.2 Description du banc d'essai

Le banc d'essai d'Exoès est proche de celui de Micosol. Un schéma de ce banc est présenté par la figure 4.1a. Le circuit suivi par le fluide de travail est représenté en vert. Le trait discontinu en bleu représente la boucle de refroidissement du moteur.

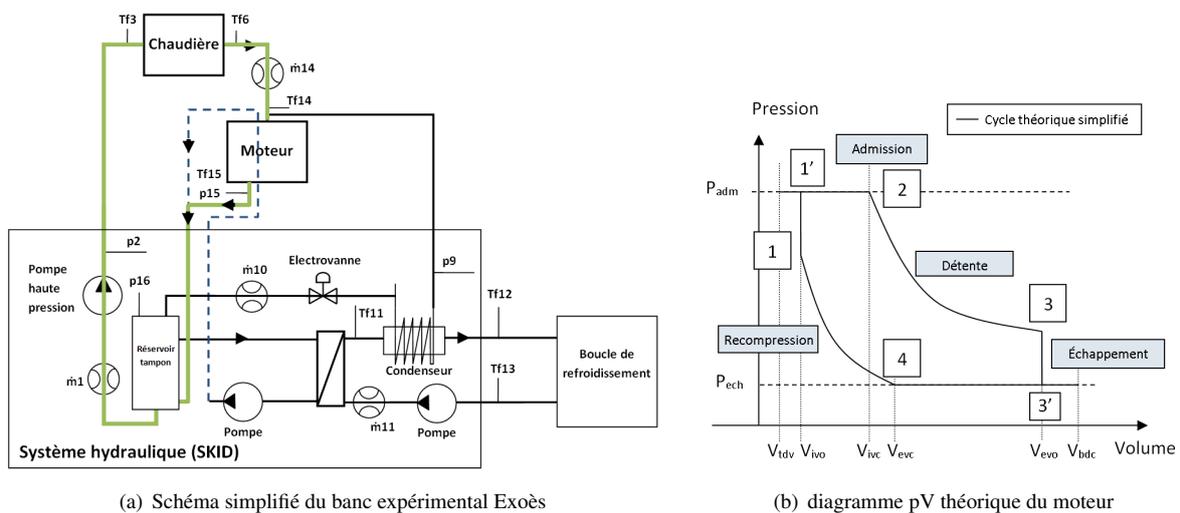


FIGURE 4.1 – Schéma simplifié du banc expérimental Exoès et diagramme pV théorique du moteur

La production de chaleur est assurée par un évaporateur intégré à une chaudière à granulés de bois. Le banc d'essai est pourvu d'un débitmètre vapeur donnant le débit en amont du moteur ( $\dot{m}_{14}$ ). Le thermocouple  $Tf_{14}$  est situé dans la chapelle du moteur. En fonctionnement, le débit de vapeur au sein du condenseur ( $\dot{m}_{10}$ ) est nul, les pertes de charge sont donc négligeables entre le capteur de pression ( $p_9$ ) et la chapelle du moteur. La pression à l'entrée du moteur est alors égale à  $p_9$ . Le thermocouple  $Tf_{15}$  est situé directement dans le collecteur

d'échappement. Une lyre métallique de longueur réduite est reliée à ce collecteur et permet de raccorder le capteur de pression ( $p_{15}$ ) en le protégeant des hautes températures. La puissance électrique du moteur,  $P_{mot}$ , est donnée par le variateur.

### 4.3 Définition des indicateurs

Les indicateurs utilisés pour la caractérisation du moteur sont le taux de remplissage et le rendement isentropique global.

Le rendement isentropique global (électrique)  $\eta_{is,el}$ , donné section 1.10.2.2 (équation 1.16), est repris ici :

$$\eta_{is,el} = \frac{P_{mot}}{\dot{m}(h_{su} - h_{ex,is})} \quad (4.1)$$

avec  $h_{su}$  : l'enthalpie en entrée du moteur,  $h_{ex,is}$  l'enthalpie à la sortie du moteur à la suite d'une détente isentropique et  $P_{mot}$  : la puissance électrique en sortie du moteur.

Comme, ni la puissance indiquée, ni la puissance mécanique sur l'arbre ne sont mesurées, c'est donc le seul indicateur disponible pour le rendement. Il sera mentionné comme rendement isentropique global par la suite.

Le taux de remplissage, défini section 1.10.2.1 (équation 1.11), est rappelé ci-dessous :

$$FF = \frac{\dot{m}}{\frac{N}{60} (\rho_{su} (V_{IVC} + V_{TDC}) - \rho_{ex} (V_{EVC} + V_{TDC}))}$$

avec  $N$  : la vitesse de rotation (en tr/min),  $\rho_{su}$  et  $\rho_{ex}$  la masse volumique à l'admission et à l'échappement,  $V_{TDC}$  : le volume mort (Top Dead Center Volume),  $V_{IVC}$  : le volume à l'avance fermeture admission (Inlet Valve Closing Volume), et  $V_{EVC}$  : le volume à l'avance fermeture échappement (Exhaust Valve Closing Volume) [Glavatskaya 2011].

Les notations pour les volumes sont rappelées sur le diagramme pV du moteur sur la figure 4.1b.

Lors des essais, la vapeur à l'échappement est souvent à l'état saturé. La détermination de la masse volumique à l'échappement ( $\rho_{ex}$ ) n'est alors pas possible. La masse recomprimée étant relativement faible, il est possible de faire l'hypothèse qu'elle soit négligeable. Pour les 9 points d'essais où la vapeur était surchauffée à l'échappement, la masse recomprimée ( $\rho_{ex} (V_{EVC} + V_{TDC})$ ) représente entre 3,7 et 5,1 % de la masse théorique admise ( $(\rho_{su} (V_{IVC} + V_{TDC}))$ ). Cette masse est donc relativement faible et stable. La négliger, pour comparer ou analyser plusieurs essais entre eux en utilisant la même définition (équation 4.2), ne conduit donc pas à une erreur importante. L'équation 1.11 devient alors :

$$FF = \frac{\dot{m}_{14}}{\frac{N}{60} (\rho_{su} (V_{IVC} + V_{TDC}))} \quad (4.2)$$

La puissance fournie par l'évaporateur  $\Phi_{ev}$  est donnée par :

$$\Phi_{ev} = \dot{m}_{14}h_6 - \dot{m}_1h_3 \quad (4.3)$$

La puissance bâtiment est calculée selon :

$$\Phi_{bat} = \dot{m}_{11}(h_{12} - h_{13}) \quad (4.4)$$

La surchauffe est définie par :

$$\Delta T_{surch,14} = T_{f14} - T_{evap,14} \quad (4.5)$$

avec  $T_{evap,14}$ , la température d'évaporation au point 14.

Le ratio de pression est calculé à l'aide de :

$$r_p = \frac{p_9}{p_{15}} \quad (4.6)$$

## 4.4 Étude du fonctionnement

### 4.4.1 Essai stabilisé

Les performances pour un point stabilisé sont présentées par les figures 4.2 et 4.3.

La figure 4.2 présente les puissances de l'évaporateur ( $\Phi_{ev}$ ), du bâtiment ( $\Phi_{bat}$ ) et du moteur ( $P_{mot}$ , sur l'échelle de droite) ainsi que le rendement isentropique global ( $\eta_{is,el}$ ). À partir de 800 secondes, une stabilisation est observée pour les quatre grandeurs. Le rendement isentropique global est de l'ordre de 33 %. La puissance de l'évaporateur est comprise entre 23 et 25 kW. La somme de la puissance électrique et de celle du bâtiment est proche de la puissance fournie par l'évaporateur. Les pertes vers l'extérieur sont donc relativement faibles (le l'ordre de 1 kW entre 1500 et 2500 s).

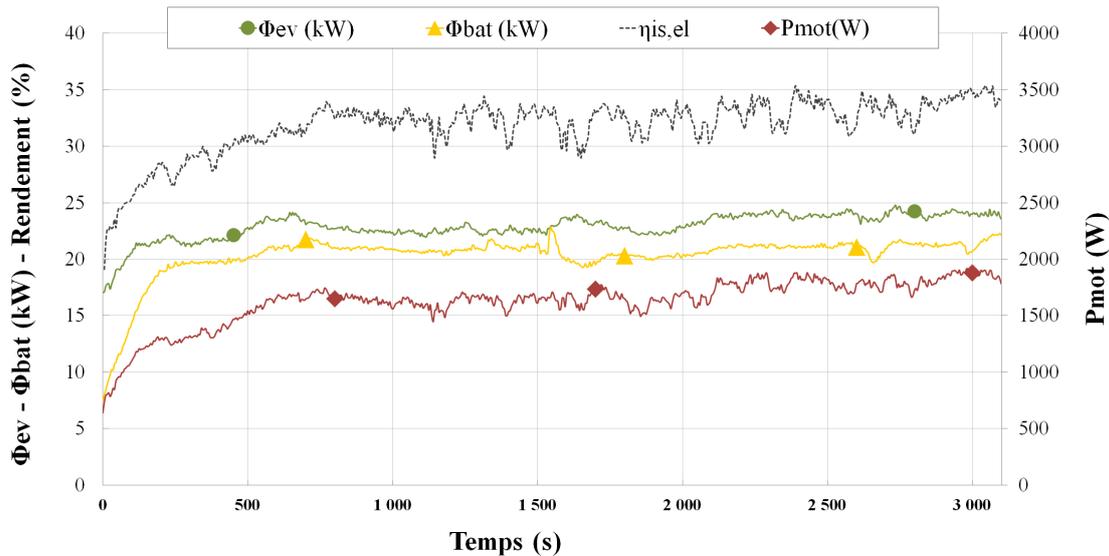


FIGURE 4.2 – Puissances et rendement isentropique global du moteur pour un essai stabilisé (17/04/2013)

Sur la figure 4.3, la température,  $Tf_{14}$ , (valeur divisée par 10) varie peu après 800 secondes, et demeure proche de 300°C, ce qui correspond à une surchauffe de l'ordre de 75°C ( $T_{evap}$  de l'ordre de 225°C). La vitesse est maintenue à 890 tr/min. Les faibles fluctuations sur la puissance électrique, le débit ( $\dot{m}_{14}$ ) et la pression ( $p_9$ ) sont en phase. Elles sont dues à une variation de la puissance de la chaudière bois ( $\Phi_{ev}$  sur la figure précédente). On remarque qu'une faible variation de la pression (environ 2 bars entre 1000 et 3000 s) et du débit (environ 2 kg/h entre 1000 et 3000 s) conduit à une augmentation de plusieurs centaines de Watts sur la puissance électrique.

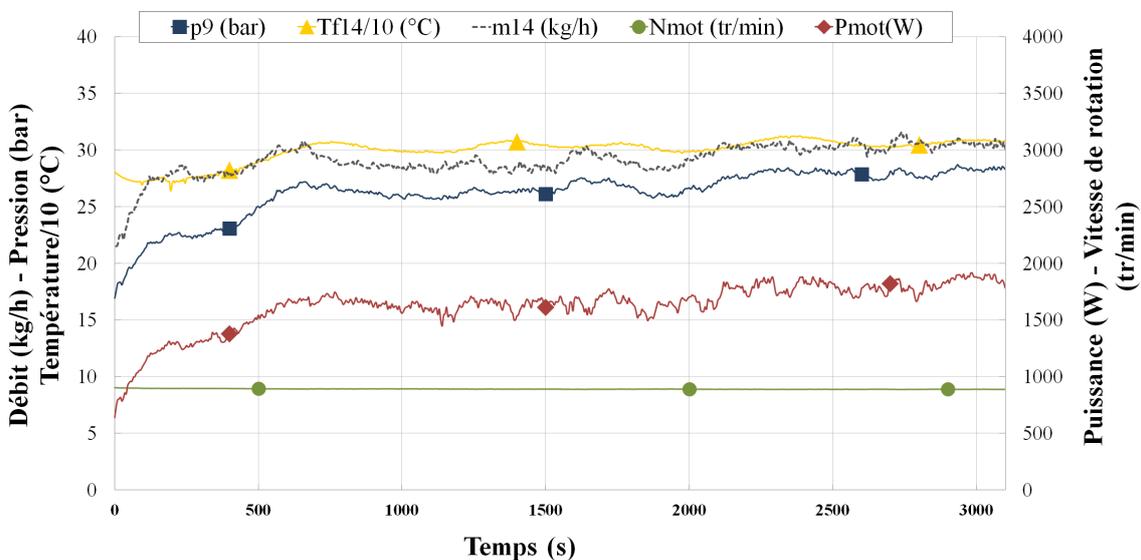


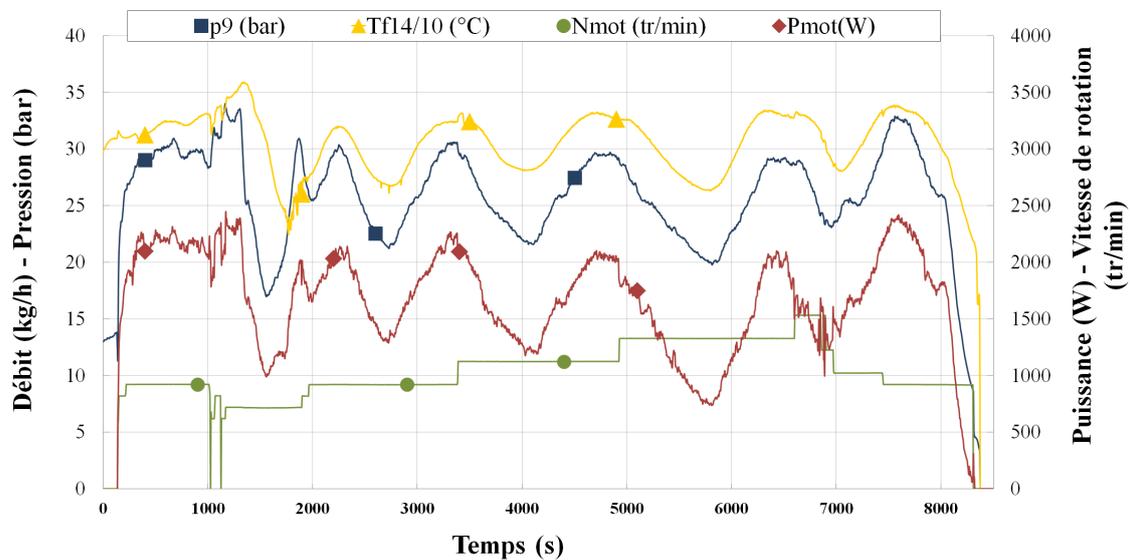
FIGURE 4.3 – Pression, température, débit, puissance et vitesse de rotation du moteur pour un essai stabilisé (17/04/2013)

#### 4.4.2 Variation de la puissance de la chaudière

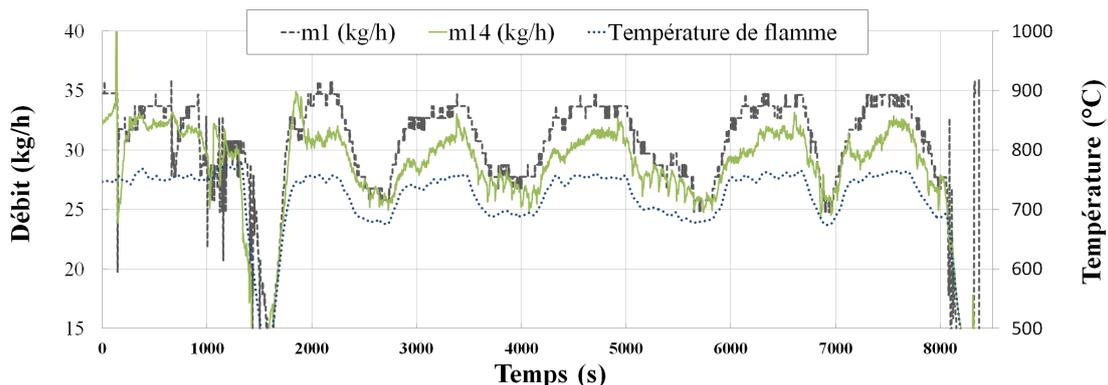
Un essai a été réalisé ensuite en faisant varier la puissance de la chaudière. La régulation a consisté à contrôler la surchauffe en entrée du moteur ( $T_{f14}$ ) ainsi que la vitesse de rotation. La surchauffe a été réglée à une consigne de  $100^{\circ}\text{C}$  par la variation du débit en entrée de l'évaporateur ( $\dot{m}_1$ ). Le moteur a été réglé en vitesse, par palier, entre 715 et 1330 tr/min en utilisant le variateur.

Sur la figure 4.4, de fortes fluctuations sur la puissance du moteur, synchronisées avec le débit, la surchauffe et la pression, sont observées. Ces fluctuations sont liées aux oscillations de la puissance fournie par la chaudière. Cette dernière est représentée par la température de flamme sur la figure 4.4b. Lorsque la puissance de la chaudière augmente, la température et la pression en entrée du moteur augmentent aussi, le débit en entrée de l'évaporateur est alors relevé par la régulation (qui se fait sur la température  $T_{f14}$ ). Étant donné le volume relativement faible de l'évaporateur d'Exoès (quelques litres), la figure 4.4b montre que le débit de sortie évolue presque instantanément avec le débit d'entrée.

On peut noter par ailleurs que la puissance et le rendement en pic du moteur diminuent avec l'augmentation de la vitesse de rotation (à pression et température d'entrée équivalentes) (figure 4.4a et 4.5).



(a) Pression, températures, débit, puissance et vitesse de rotation du moteur



(b) Débit en entrée et sortie d'évaporateur et température de flamme

FIGURE 4.4 – Pression, températures, débit, puissance et vitesse de rotation du moteur pour un essai à puissance variable (22/04/2013)

La figure 4.5 présente les puissances et le rendement isentropique global obtenus pour un essai où la puissance fournie par la chaudière a été comprise entre 10 et 26 kW. Le rendement instantané varie entre 18 et 40 % à partir de 2000 s. On ne retrouve plus l'équilibre entre les puissances de l'évaporateur, du bâtiment et du moteur. Ceci est dû à l'incertitude de mesure notamment sur le débit de vapeur. Les différentes puissances sont néanmoins en

phase.

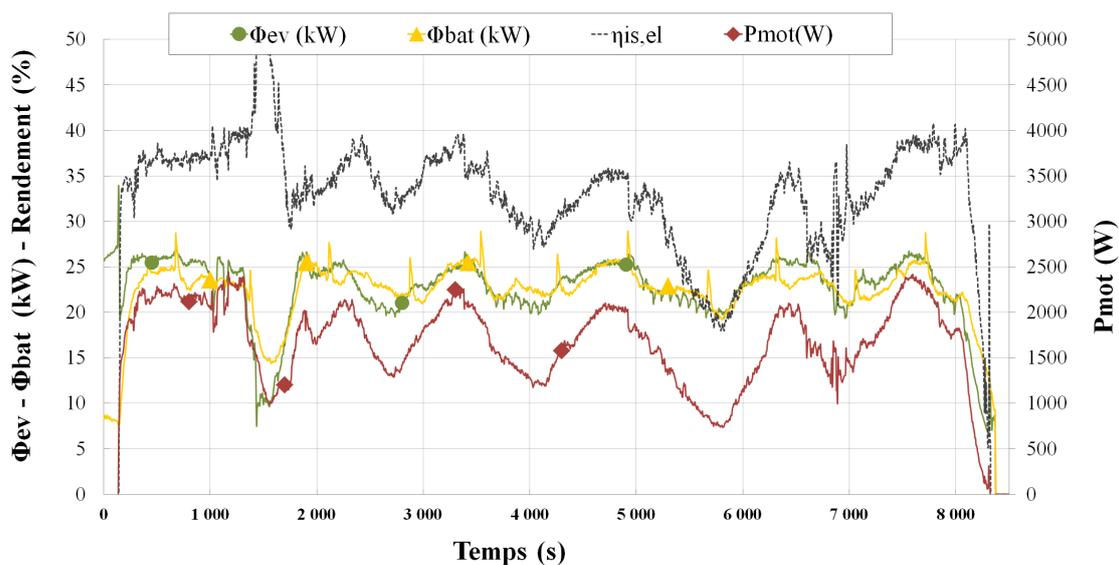


FIGURE 4.5 – Puissances et rendement isentropique global du moteur pour un essai à puissance variable (22/04/2013)

Le moteur est donc apte à produire de l'électricité sur une plage de pression et de débit d'entrée assez large et s'adapte rapidement aux changements de conditions d'entrée.

## 4.5 Identification

L'objectif de l'identification opérée ici est de définir deux lois décrivant le rendement isentropique global et le taux de remplissage. Ces lois sont établies à l'aide de points d'essais stabilisés et des différents modèles décrits section 1.10.2.3. Elles seront ensuite comparées à des points d'essais stabilisés et à un essai dynamique.

### 4.5.1 Établissement d'une corrélation pour le moteur

Une série de 34 points stabilisés sur une durée comprise entre 20 et 120 secondes a été utilisée. Cette série a été obtenue à partir de deux essais (22/04/2013 et 23/04/2013) d'une durée de 2h15 et de 1h30. Les résultats du premier essai sont présentés par les figures 4.4 et 4.5. Le critère de stabilité pour la validation d'un point d'essai a été pour la température, une variation inférieure à 10°C, au cours de la période considérée et pour la pression une variation inférieure à 1 bar. Sur ces points, la vitesse de rotation est comprise entre 720 et 1533 tr/min, la surchauffe entre 22 et 114°C, la pression en entrée entre 19,8 et 33,9 bars et la pression à l'échappement entre 0,8 et 1,1 bar conduisant à un ratio de pression variant entre 20,5 et 40,2.

Les différents modèles, basés sur des lois polynomiales, présentés section 1.10.2.3 ont été testés. Le modèle donnant le meilleur coefficient de détermination ( $R^2$ ) et la plus faible erreur quadratique moyenne est la loi polynomiale donnée par l'équation 1.18 pour le rendement isentropique global.

En revanche, concernant le taux de remplissage, les résultats obtenus n'étaient pas satisfaisants avec cette formule basée uniquement sur la vitesse et la masse volumique. Les essais ont été effectués sur une plage de pression d'entrée et de surchauffe assez large (respectivement entre 20 et 34 bars et entre 22 et 114°C). De ce fait, une même masse volumique peut correspondre à des conditions d'entrée différentes et donc à des taux de remplissage différents. À titre d'exemple, la masse volumique est la même pour de la vapeur à 330°C et 26 bars (surchauffe de 100°C) et de la vapeur à 234°C et 21 bars (surchauffe de 20°C).

Il convient donc d'ajouter une variable permettant de prendre en compte les variations du taux de remplissage qui sont liées à l'état du fluide en entrée du moteur. Par souci d'homogénéité et comme le taux de remplissage est aussi fonction de la recompression, nous avons choisi comme troisième variable le ratio de pression ( $r_p$ ). Le meilleur coefficient de détermination a été obtenu en utilisant, comme pour le rendement isentropique, le logarithme de cette grandeur ( $\ln(r_p)$ ).

Les corrélations suivantes ont été établies (inspirées de [Quoilin 2011b]) :

$$\begin{aligned} \eta_{is,elec} &= \sum_{i=0}^{n-1} \sum_{j=0}^{n-1} \sum_{k=0}^{n-1} a_{ijk} \ln(r_p)^i \rho_{su}^j N_{mot}^k + a_{n00} \ln(r_p)^n + a_{0n0} \rho_{su}^n + a_{00n} N_{mot}^n \\ FF &= \sum_{i=0}^{n-1} \sum_{j=0}^{n-1} \sum_{k=0}^{n-1} b_{ijk} \ln(r_p)^i \rho_{su}^j \ln(N_{mot})^k + b_{n00} \ln(r_p)^n + b_{0n0} \rho_{su}^n + b_{00n} \ln(N_{mot})^n \quad (4.7) \end{aligned}$$

Les coefficients  $a$  et  $b$  ont été calculés par la méthode des moindres carrés. Compte tenu du faible nombre de points (34), l'ordre maximal a été limité à 2 ( $n=2$  dans l'équation 4.7).

### 4.5.2 Validation des corrélations à partir de points d'essai

Quatre équations ont été obtenues, deux pour le rendement (ordres 1 et 2) et deux pour le taux de remplissage (ordres 1 et 2).

Dans un premier temps, les corrélations sont comparées aux données expérimentales pour des points stabilisés.

Les variations du rendement isentropique global et du taux de remplissage sont étudiées en fonction des trois grandeurs présentes dans ces corrélations, à savoir : la vitesse ( $N_{mot}$ ), la masse volumique en entrée ( $\rho_{su}$ ) et le ratio de pression ( $r_p$ ). Pour ce faire, l'influence de chaque paramètre est étudiée séparément en gardant les deux autres paramètres constants.

Pour les mesures, seulement les points compris dans un intervalle de  $\pm 5\%$  de la valeur moyenne indiquée dans la légende des figures sont représentés. Le nombre de points affichés est donc faible par rapport au nombre de points utilisés pour la détermination des corrélations.

Seuls les résultats obtenus à l'ordre 1 sont présentés ici. Bien que ne donnant pas les meilleures valeurs pour l'erreur quadratique moyenne et le coefficient de détermination, l'ordre 1 est le seul dont les résultats correspondent au comportement physique du moteur et sont en accord avec la littérature. Les autres courbes, à l'ordre 2, présentant l'impact du ratio de pression, de la vitesse de rotation et de la masse volumique sur le taux de remplissage et le rendement sont présentées en annexe B.

#### 4.5.2.1 Vitesse de rotation

Les figures 4.6 et 4.7 présentent l'impact de la vitesse de rotation sur le taux de remplissage et le rendement isentropique global. Les courbes correspondent à la corrélation et les points aux mesures. Pour les trois courbes et les trois séries de points, le ratio de pression et la masse volumique varient, respectivement de 23 à 33 et de 10,5 à 11,1 kg/m<sup>3</sup>. Nous ne disposons pas, en effet, d'un nombre suffisant de points de mesure répartis sur une plage de vitesse, avec une masse volumique constante, pour trois ratios de pression différents.

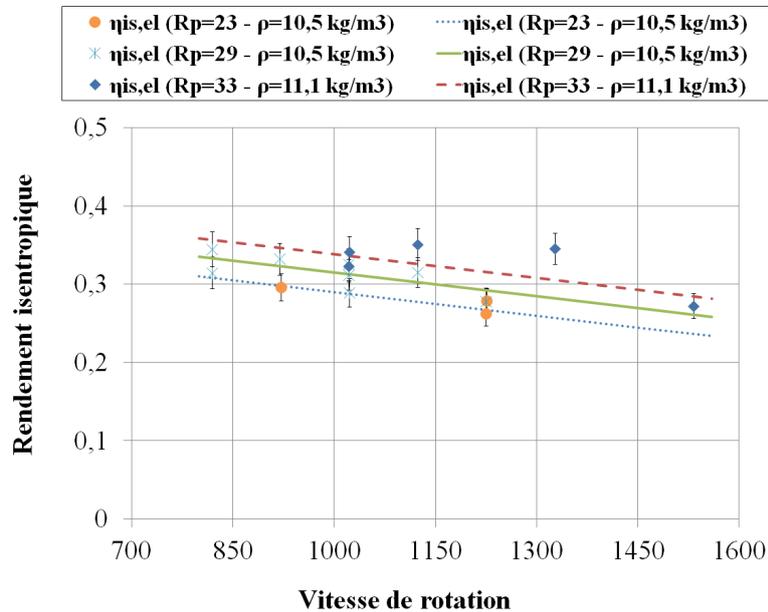


FIGURE 4.6 – Impact de la vitesse sur le rendement isentropique global

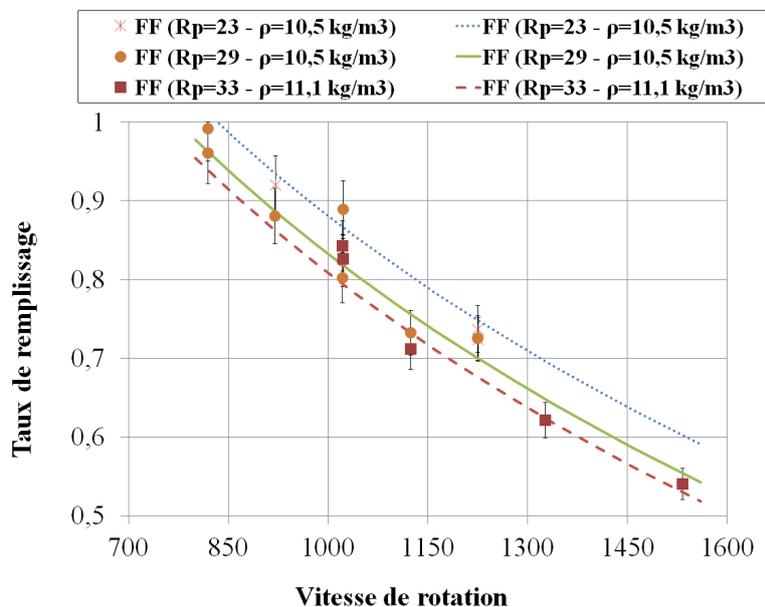


FIGURE 4.7 – Impact de la vitesse sur le taux de remplissage

La diminution du rendement observé avec l'augmentation de la vitesse est liée à une augmentation des pertes par frottements. La diminution du taux de remplissage est due à la réduction des temps de remplissage et d'échappement avec l'augmentation de la vitesse. Cette réduction engendre une diminution de la masse admise. Le profil décrit par les corrélations est donc pertinent à la fois pour le rendement isentropique global et pour le taux de remplissage.

#### 4.5.2.2 Masse volumique en entrée

L'impact de la masse volumique en entrée sur le taux de remplissage et le rendement isentropique global est présenté sur les figures 4.8 et 4.9.

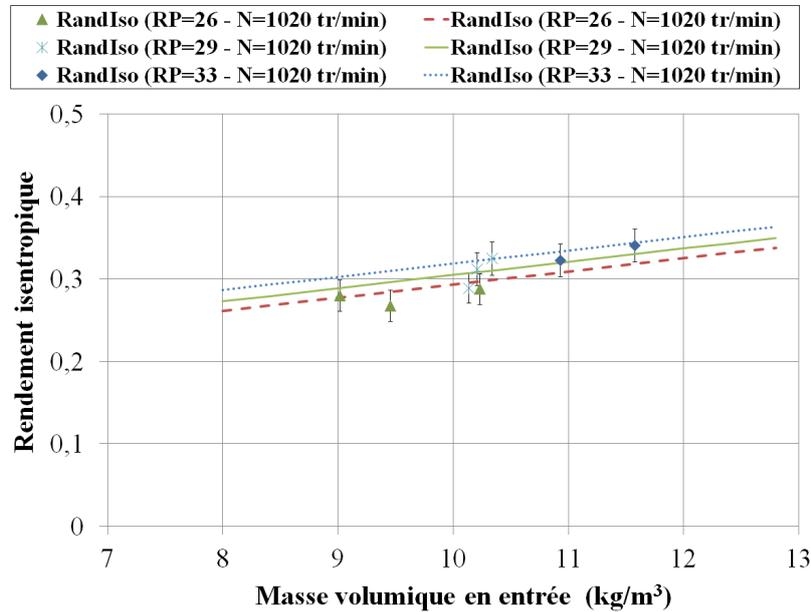


FIGURE 4.8 – Impact de la masse volumique sur le rendement isentropique global

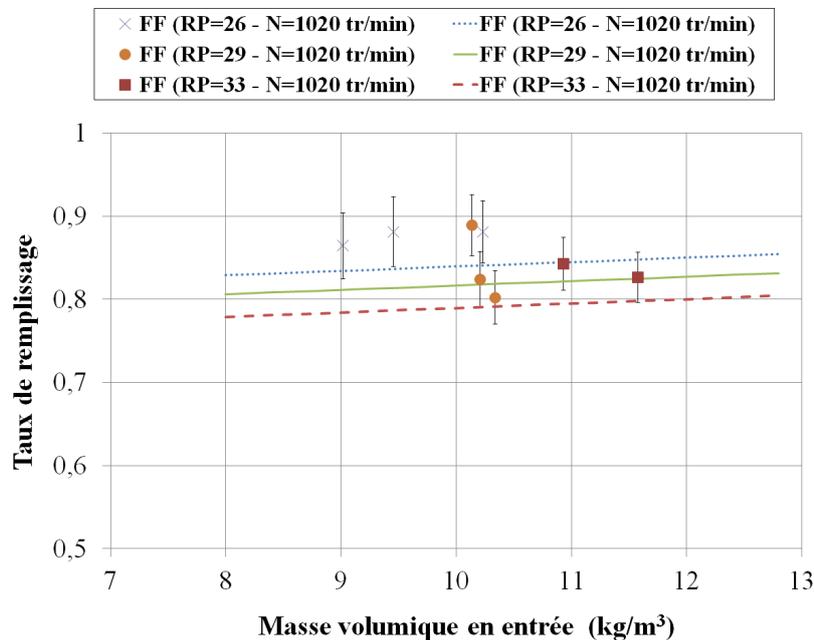


FIGURE 4.9 – Impact de la masse volumique sur le taux de remplissage

Le rendement isentropique évolue favorablement avec la masse volumique en entrée. Les courbes ayant été tracées avec une pression constante à l'admission, l'augmentation de la masse volumique est donc liée à une diminution de la température. Les pertes thermiques au niveau du moteur diminuent pour une température d'entrée plus faible. Cette réduction des pertes thermiques entraîne donc une augmentation du rendement. En revanche, l'impact de la masse volumique sur le taux de remplissage est limité. Une grande disparité des points de mesures est d'ailleurs observée.

### 4.5.2.3 Ratio de pression

#### Taux de remplissage

La figure 4.10 présente le taux de remplissage en fonction du ratio de pression.

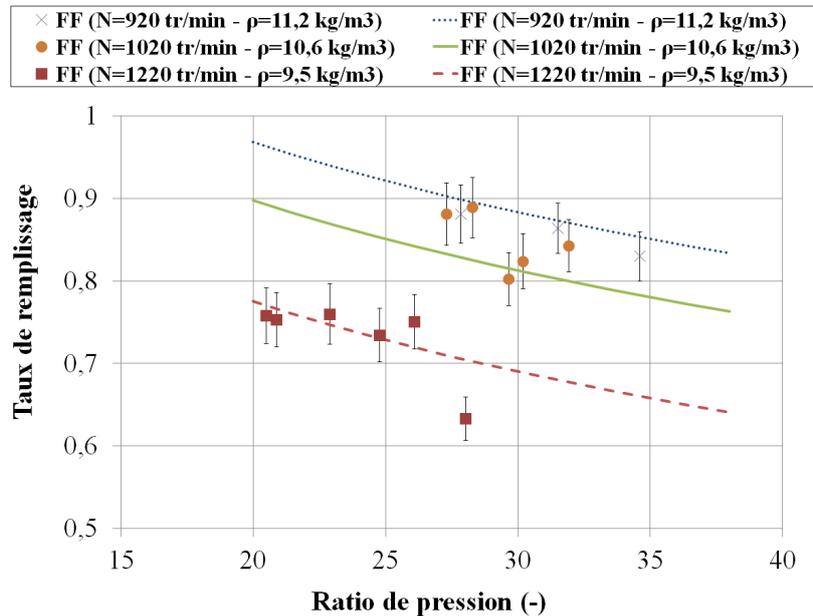


FIGURE 4.10 – Impact du ratio de pression sur le taux de remplissage

On observe sur la figure 4.10 que le taux de remplissage diminue avec le ratio de pression. L'augmentation du ratio de pression (égal au rapport de la pression d'admission sur la pression d'échappement) peut être liée à la variation de deux paramètres ; soit à une diminution de la pression à l'échappement soit à une augmentation de la pression à l'admission.

Dans le premier cas, une pression à l'échappement réduite permet de réduire la pression à la fin de la phase d'échappement, et donc la pression dans la chambre à la suite de la recompression facilitant ainsi la phase d'admission et augmentant le taux de remplissage.

Dans le second, une augmentation de la pression à l'admission diminue le taux de remplissage, car les pertes de charge au niveau de la soupape d'admission sont plus élevées et les fuites plus faibles. Ces fuites apparaissent, pour un moteur à piston, principalement entre le segment et le cylindre et entre les deux extrémités du segment (jeu à la coupe). Au niveau des fuites entre le segment et le cylindre, elles sont réduites par l'augmentation de la pression, car cette augmentation permet au segment de mieux plaquer au cylindre et limite ainsi le jeu entre segment et parois et donc la surface des fuites. Les fuites entre les deux extrémités du segment peuvent être modélisées par un écoulement isentropique au sein d'une tuyère [Glavatskaya 2012] [Lemort 2009]. Elles sont également réduites à cause d'un blocage sonique qui apparaît lorsque la pression devient importante dans le cylindre.

Une augmentation du ratio de pression conduit donc à deux effets opposés sur le taux de remplissage. Le premier est la diminution de la pression à l'échappement qui améliore le taux de remplissage et le second est l'augmentation de la pression à l'admission qui le dégrade. Pour les points considérés, le taux de remplissage diminue avec le ratio de pression. Il semble donc que l'augmentation de la pression à l'admission soit prépondérante. Cette évolution est aussi observée par Daccord sur le même moteur avec des points d'essais différents [Daccord 2013]. Glavatskaya remarque à l'inverse une augmentation du taux de remplissage pour des ratios de pression allant de 20 à 40 [Glavatskaya 2012]. Pour l'auteur, cette augmentation est liée aux fuites. Il est possible que le système de segmentation utilisé soit différent où que les fuites relevées aient lieu ailleurs (aux soupapes par exemple).

Sur Micosol, les fuites de vapeur au niveau des segments sont collectées dans le carter puis dans un bac de récupération. Les masses récupérées sont assez faibles (de l'ordre de 3 % de la masse admise). Les fuites au niveau des soupapes sont également très limitées. Le profil décrit par les corrélations est donc justifié.

#### Rendement isentropique global

La figure 4.11 présente le rendement isentropique global en fonction du ratio de pression. Les courbes correspondent aux corrélations et les points aux mesures. Comme précédemment, entre les trois courbes et les trois séries

de points, à la fois la vitesse de rotation et la masse volumique varient, respectivement de 920 à 1220 tr/min et de 9,5 à 11,2 kg/m<sup>3</sup>.

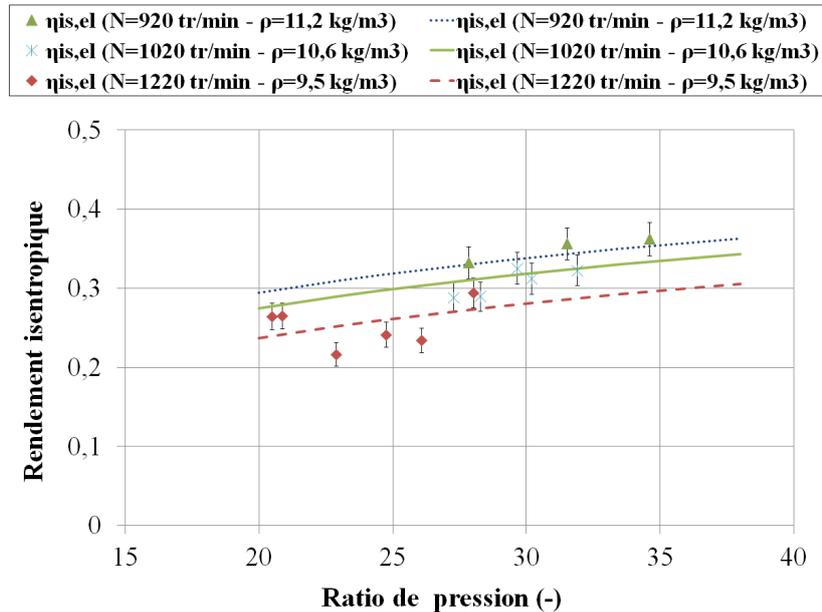


FIGURE 4.11 – Impact du ratio de pression sur le rendement isentropique global

Le rendement augmente avec le ratio de pression. Cette évolution peut être liée à trois phénomènes. Le premier est que le rendement mécanique augmente avec le ratio de pression. Le second est la diminution des fuites avec le ratio de pression. Le troisième, moins probable, est que le moteur fonctionne en sur-expansion (figure 4.12b). La sous-expansion est observée lorsque la pression en fin de détente (entre  $P_{su,2}$  et  $P_{in}$  sur la figure 4.12) est supérieure à la pression d'échappement ( $P_{ex,2}$ ). La sur-expansion à l'inverse correspond à une pression en fin de détente inférieure à la pression à l'échappement.

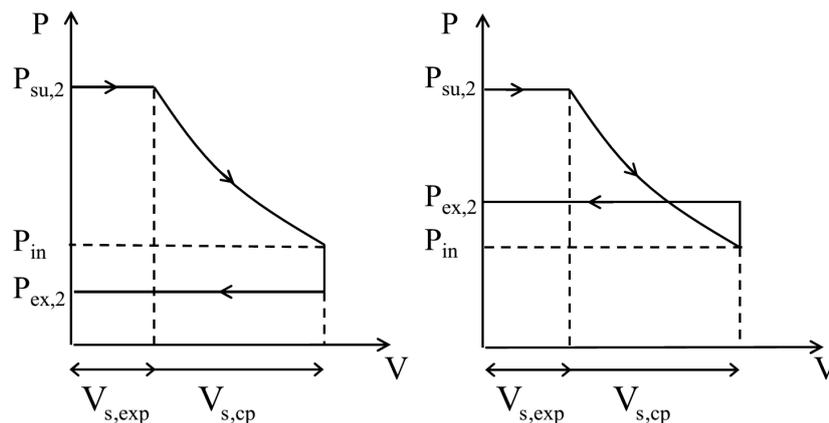
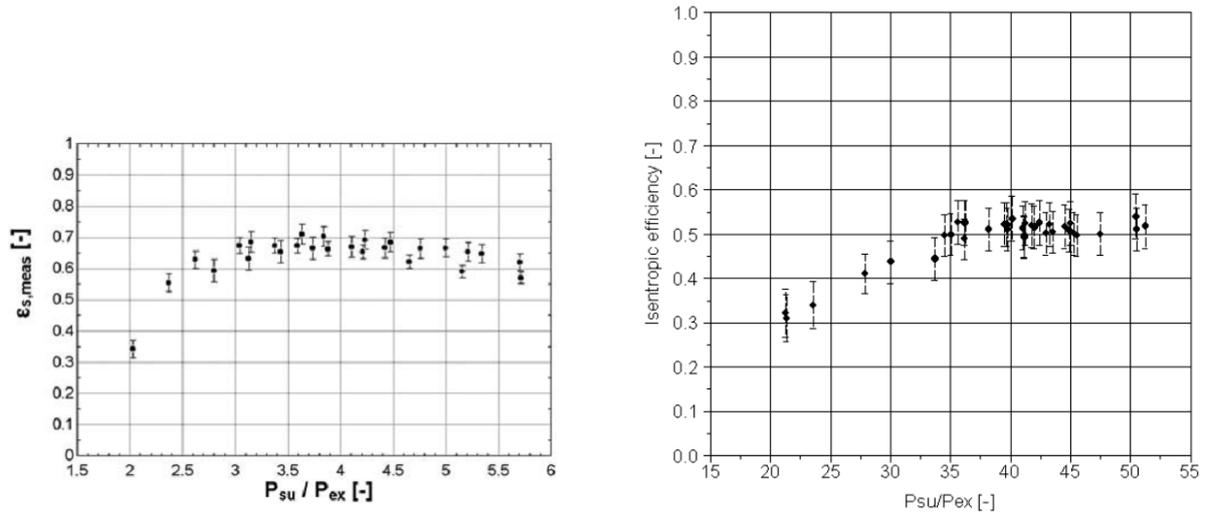


FIGURE 4.12 – Diagramme pV d'une détente complète en sous-expansion (gauche) et sur-expansion (droite) [Lemort 2008].

Sur la figure 4.13a, les résultats obtenus par différents auteurs sont présentés. Ces auteurs ont montré qu'à ratio réduit, le rendement augmente avec le ratio de pression, atteint un maximum puis diminue ensuite [Lemort 2008] [Aoun 2008] [Declay 2013]. Les résultats présentés par Daccord, figure 4.13b, pour le même moteur à partir de points d'essais différents donnent un maximum pour un ratio proche de 37 avec un accroissement linéaire sur la plage 20-35 [Daccord 2013]. Ils confirment la pertinence du comportement décrit par la corrélation.



(a) Rendement isentropique global (mécanique) obtenu par Lemort [Lemort 2012]

(b) Rendement isentropique global (mécanique) obtenu par Daccord [Daccord 2013]

FIGURE 4.13 – Rendements isentropiques en fonction du ratio de pression obtenus par Lemort et Daccord

#### 4.5.2.4 Erreur quadratique moyenne et coefficient de détermination

Le tableau 4.1 présente l'erreur quadratique moyenne et le coefficient de détermination du rendement isentropique global et du taux de remplissage. Étant donné le faible nombre de points d'essai et la répétabilité limitée de ce type de mesure, l'erreur quadratique et le coefficient de corrélation obtenus paraissent acceptables.

Indicateur	Erreur quadratique moyenne	Coefficient de détermination ( $R^2$ )
Rendement isentropique global	0,019	0,85
Taux de remplissage	0,029	0,93

TABLE 4.1 – Erreur quadratique moyenne et coefficient de détermination pour le rendement isentropique global et le taux de remplissage

#### 4.5.2.5 Conclusion de paragraphe

Les corrélations établies pour le rendement isentropique global et le taux de remplissage présentent un comportement physique et en accord avec les données mesurées. On note cependant sur certains graphes un écart entre des points d'essai et les corrélations. Ceci peut s'expliquer par la précision des données mesurées et par le fait qu'un écart de  $\pm 5\%$  a été toléré sur les valeurs d'entrées mesurées, mais considérées constantes dans les corrélations. Nous ne disposons pas en effet de suffisamment de points d'essai réguliers sur le ratio de pression, la vitesse et la masse volumique en entrée. Cet écart peut entraîner une déviation par rapport aux corrélations. Néanmoins, une majorité de points d'essai ainsi que les tendances données par ces points correspondent aux corrélations.

### 4.5.3 Validation des corrélations à partir d'un d'essai dynamique

Les corrélations obtenues précédemment sont ici utilisées pour simuler un essai en dynamique et sont comparées à l'essai du 23/04/2013 (figure 4.14). La corrélation donne un résultat très proche de la mesure pour le débit. Entre 3200 et 3500 s un décalage de 2 kg/h est observé. Ces écarts non répétés sont acceptables étant donné l'incertitude expérimentale.

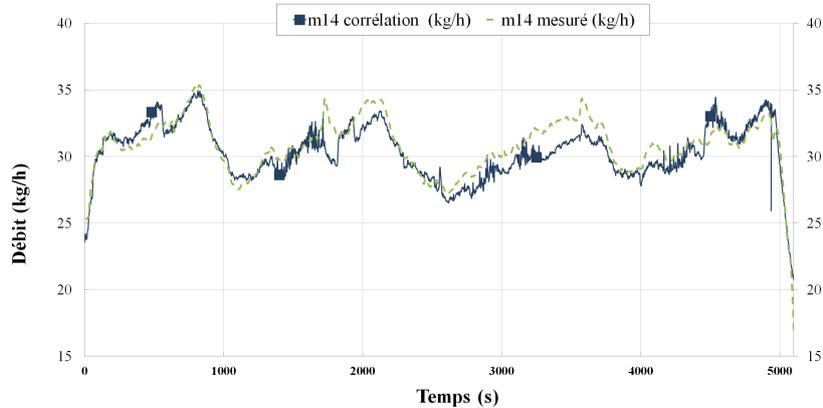


FIGURE 4.14 – Débits mesuré et recalculé à l'aide de la corrélation (essai du 23/04/2013).

Concernant le rendement présenté par la figure 4.15, la corrélation suit bien la tendance expérimentale. Des écarts importants (à 3000 s ou 4200 s) sont parfois observés. La détermination du rendement avec précision à partir des conditions d'entrée du moteur est délicate car cette dernière inclut à la fois l'erreur de prédiction sur les performances du moteur, mais aussi l'erreur de prédiction sur le débit (équation 4.1).

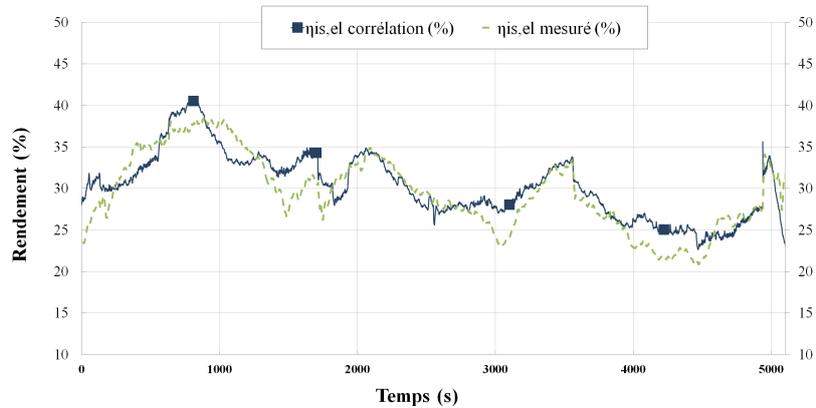


FIGURE 4.15 – Rendements mesuré et recalculé à l'aide de la corrélation (essai du 23/04/2013).

L'écart observé entre le débit moyen mesuré et le débit prédit pour la période considérée est inférieur à 0,5 kg/h. Cet écart est inférieur à 0,8 % pour le rendement. Même si des irrégularités apparaissent occasionnellement, les corrélations arrivent donc à prédire fidèlement les performances du moteur.

## 4.6 Étude paramétrique

Dans le but d'optimiser la production électrique du moteur, l'impact de différents paramètres inhérents à la régulation du cycle sur les performances du moteur est ici étudié. Les performances du moteur ont été évaluées à l'aide du rendement isentropique global, du taux de remplissage, de la puissance électrique produite et du débit admis. Pour ce faire, le taux de remplissage et le rendement isentropique global ont été estimés à partir des corrélations 4.7. Les équations 4.1 et 4.2 ont été utilisées pour le calcul de la puissance électrique produite et du débit admis :

$$P_{mot} = \eta_{is,el} \dot{m} (h_{su} - h_{ex,is})$$

$$\dot{m} = FF (\rho_{su} (V_{IVC} + V_{TDC}) - \rho_{ex} (V_{EVC} + V_{TDC})) \frac{N}{60}$$

Dans un premier temps, le moteur seul est considéré. La puissance thermique fournie au moteur est alors variable. Dans un second temps, la puissance fournie au moteur (par un évaporateur) est considérée comme constante.

### 4.6.1 Moteur seul (puissance thermique en entrée du moteur non contrôlée)

Les variables contrôlables par la régulation (paramètres d'entrée) sont la pression en entrée (chapellet -  $p_9$ ) et en sortie du moteur (échappement-  $p_{15}$ ), la surchauffe ( $\Delta T_{surch,14}$ ) et la vitesse de rotation ( $N_{rot}$ ). L'impact de chaque paramètre est étudié en gardant les autres constants. Les valeurs par défaut sont :  $p_9 = 21$  bars,  $N_{mot} = 1220$  tr/min,  $p_{15} = 0,85$  bar,  $\Delta T_{surch,14} = 60^\circ\text{C}$ . La puissance fournie au moteur est ici variable.

Les points d'essais compris dans un intervalle de  $\pm 7\%$  pour la pression et la vitesse et de  $\pm 15^\circ\text{C}$  pour la surchauffe (qui a un impact limité) sont intégrés aux graphiques.

#### Impact sur le rendement isentropique global et le taux de remplissage

Les figures 4.16 et 4.17 présentent l'impact observé sur le rendement isentropique et le taux de remplissage.

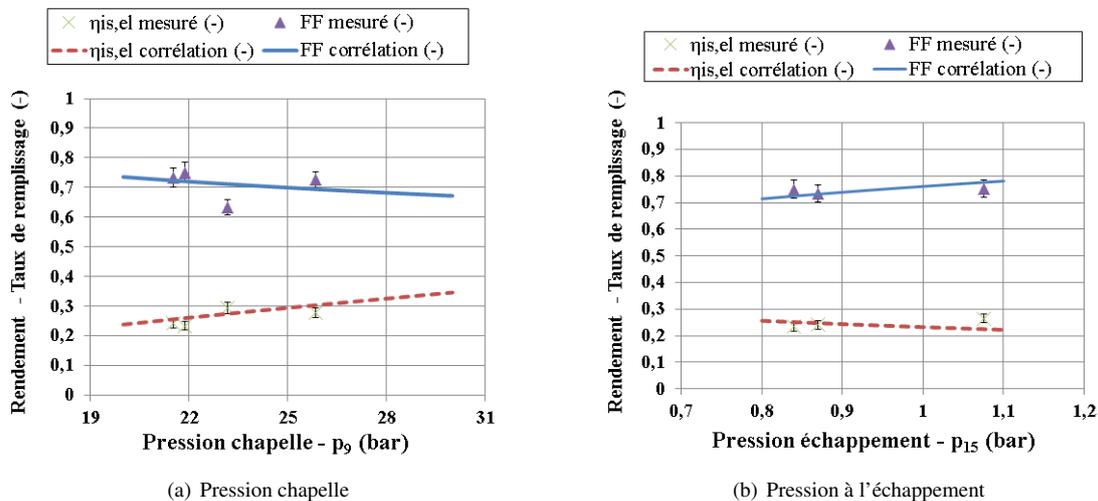


FIGURE 4.16 – Impact des pressions sur le taux de remplissage et le rendement isentropique global

On remarque, figure 4.16, qu'une majorité de points expérimentaux sont situés sur les courbes de corrélation. Les pressions chapelle et échappement présentent un comportement lié au ratio de pression décrit précédemment (section 4.5.2). Les évolutions du rendement pour ces deux pressions et du taux de remplissage pour la pression chapelle sont pertinentes. En revanche, à une pression d'admission fixée, l'augmentation du taux de remplissage avec la pression à l'échappement paraît peu probable. En effet, une plus faible pression à l'échappement permet de mieux évacuer le fluide et de limiter la pression à la fin de la phase de recompression facilitant ainsi l'admission. L'augmentation du taux de remplissage observée ici, non physique, est due au fait que les deux pressions (chapellet et échappement) sont regroupées au sein du ratio de pression (défini équation 4.6) et que leurs effets distincts sur le taux de remplissage sont opposés. Il conviendrait si le nombre de points d'essais était suffisant de séparer, dans le modèle, les pressions d'admission et d'échappement afin de déterminer avec précision leurs influences respectives.

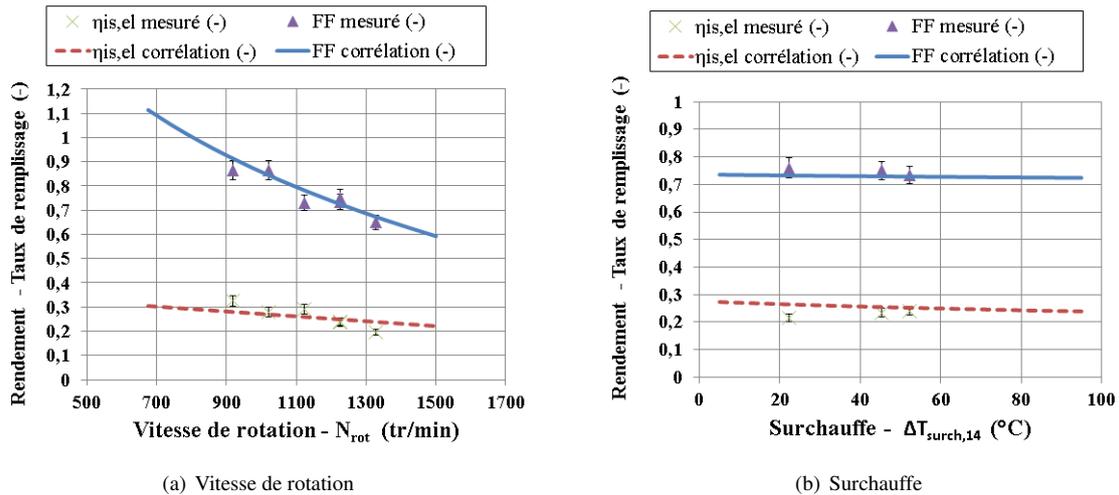


FIGURE 4.17 – Impact de la vitesse et de la surchauffe sur le taux de remplissage et le rendement isentropique global

Sur la figure 4.17a, on observe que le taux de remplissage diminue fortement avec la vitesse de rotation. Cette diminution est liée à la réduction des temps de remplissage et d'échappement avec l'augmentation de la vitesse. Cette réduction engendre un remplissage et un échappement incomplets, la masse admise est alors fortement diminuée. L'augmentation des pertes par frottements avec la vitesse entraîne une diminution du rendement isentropique global. Sur la figure 4.17b, on peut observer que la surchauffe a peu d'impact sur le taux de remplissage. En effet, à pression constante, la surchauffe fait uniquement varier la masse volumique qui influence peu le taux de remplissage (voir section 4.5.2.2). En revanche contrairement aux conclusions de la partie 1.7.4.1 où le rendement d'un expanseur à fluide humide augmente avec la surchauffe, ici le rendement diminue légèrement. Ceci peut être dû à l'augmentation des pertes thermiques avec la surchauffe. Le cylindre et la chapelle ne sont en effet pas isolés.

#### Impact sur la puissance électrique produite et le débit admis

Les courbes présentées par les figures 4.18 et 4.19 permettent de lire directement l'impact d'un paramètre de régulation sur le débit ou la puissance en sortie. On remarque ici un plus grand écart entre points d'essais et corrélations. Cet écart plus important est lié au fait que la tolérance de 7 % pour la pression et la vitesse et de 15°C sur la surchauffe impacte comme précédemment le taux de remplissage et le rendement, mais ici aussi les enthalpies et la masse volumique nécessaires au calcul du débit et de la puissance électrique produite. Les tendances sont néanmoins respectées et l'écart observé reste acceptable pour la majorité des points.

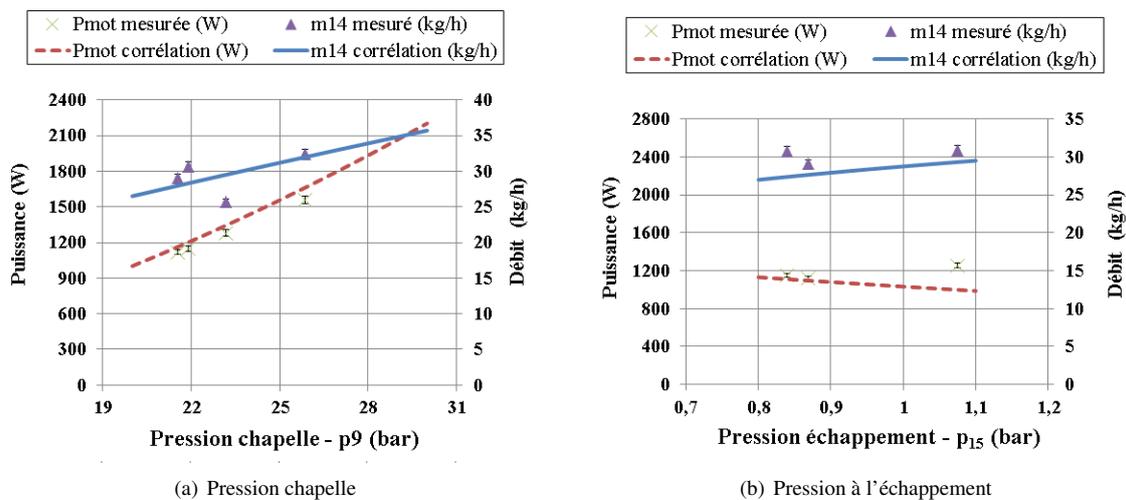


FIGURE 4.18 – Impact des pressions sur le débit et la puissance électrique produite

De la même manière que pour le rendement, on remarque que fonctionner avec une pression chapelle élevée ou une pression d'échappement faible conduit à une augmentation de la puissance en sortie (figure 4.18a et 4.18b).

En revanche, l'augmentation de la pression en entrée du moteur provoque à la fois une diminution du taux de remplissage et une augmentation de la masse volumique. Le second effet est plus important, car le débit admis augmente. Comme précédemment, l'augmentation, non physique, du débit avec la pression à l'échappement est liée au regroupement de la pression d'admission et d'échappement au sein du ratio de pression.

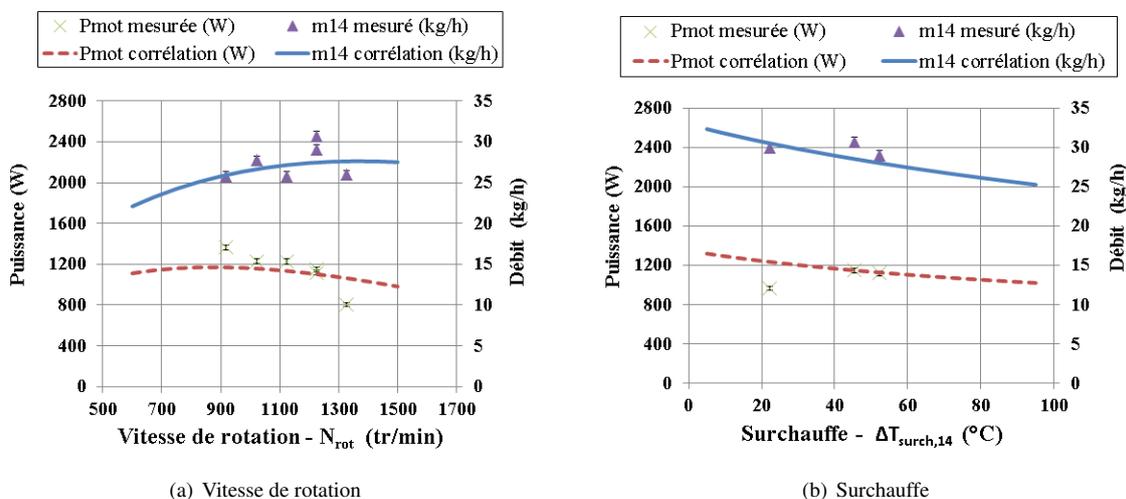


FIGURE 4.19 – Impact de la vitesse et de la surchauffe sur le débit et la puissance électrique produite

La variation du débit avec la vitesse de rotation est très fortement limitée par le remplissage incomplet du moteur (figure 4.19a). En effet, au-delà de 1100 tr/min, le débit se stabilise. Cette caractéristique additionnée aux pertes par frottement entraîne une faible augmentation puis une diminution après 900 tr/min de la puissance électrique en sortie avec la vitesse. La surchauffe, qui avait un impact limité sur le rendement et le taux de remplissage, limite le débit et la puissance en sortie (figure 4.19b). La puissance en sortie diminue d'une part à cause de l'augmentation des pertes thermiques et d'une part à cause de la diminution du débit liée à la baisse de la masse volumique avec la surchauffe pour une pression d'entrée constante.

### 4.6.2 Moteur et évaporateur (puissance thermique en entrée du moteur constante)

Dans la pratique, la puissance fournie par l'évaporateur est constante pour chaque point de fonctionnement testé. Un équilibre est observé entre le débit en entrée de l'évaporateur ( $\dot{m}_1$ ) et le débit admis par le moteur ( $\dot{m}_{14}$ ). Les variables contrôlables par la régulation pour le cycle sont alors la vitesse de rotation ( $N_{rot}$ ), le débit en entrée de l'évaporateur ( $\dot{m}_1$ ), et la pression à l'échappement ( $p_{15}$ ). La surchauffe ( $\Delta T_{surch,14}$ ) et la pression à l'admission ( $p_9$ ) deviennent alors des données de sortie du modèle.

Le cycle simplifié utilisé pour cette étude est présenté par la figure 4.20.

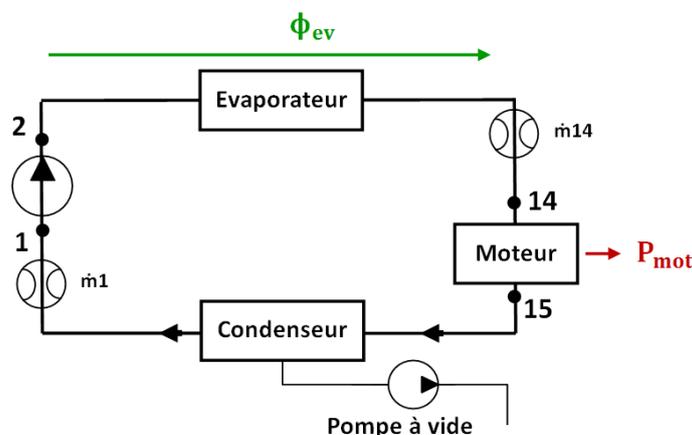


FIGURE 4.20 – Cycle simplifié pour l'étude paramétrique du moteur.

La puissance fournie par l'évaporateur,  $\Phi_{ev}$ , est fixée à 22 kW. Les pertes de charge et pertes thermiques au sein de l'évaporateur sont négligées. Le cycle n'est pas à proprement parler fermé puisque la pression en sortie du

moteur n'est pas fixée par le condenseur, mais contrôlée par une pompe à vide. La pression en entrée du moteur a été calculée par itération afin d'équilibrer les débits d'entrée de l'évaporateur ( $\dot{m}_1$ ) et du moteur ( $\dot{m}_{14}$ ).

Les paramètres par défaut sont 900 tr/min pour la vitesse de rotation, 0,85 bar pour la pression à l'échappement et 28 kg/h pour le débit en entrée du concentrateur. L'impact du débit en entrée de l'évaporateur est présenté par la figure 4.21.

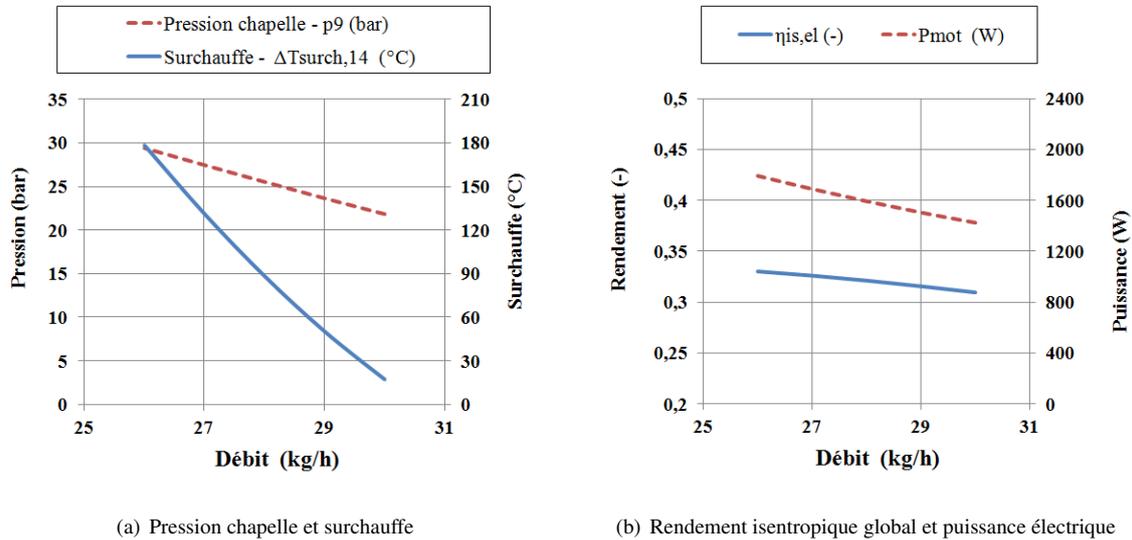


FIGURE 4.21 – Impact du débit d'entrée de l'évaporateur (puissance évaporateur constante)

La surchauffe diminue avec le débit (figure 4.21a). En effet, à puissance constante, lorsque le débit augmente, l'enthalpie en sortie de l'évaporateur diminue. La pression chute également avec le débit. Ceci est dû au fait que lorsque le débit en entrée de l'évaporateur augmente, la masse volumique à sa sortie augmente aussi. Cependant, un équilibre entre les débits volumiques à la sortie de l'évaporateur et à l'entrée du moteur doit être établi. Ceci conduit alors à une diminution de la pression qui permet à la masse volumique de diminuer également, et ainsi, à cet équilibre de s'établir. Principalement à cause de la chute de pression, le rendement isentropique global ainsi que la puissance électrique en sortie diminuent avec le débit.

Sur la figure 4.22, l'augmentation de la vitesse du moteur à débit massique en entrée de l'évaporateur constant conduit à une chute de la pression. Cette baisse couplée à l'augmentation des pertes par frottement (observée figures 4.17 et 4.19) conduit à une diminution du rendement et de la puissance électrique.

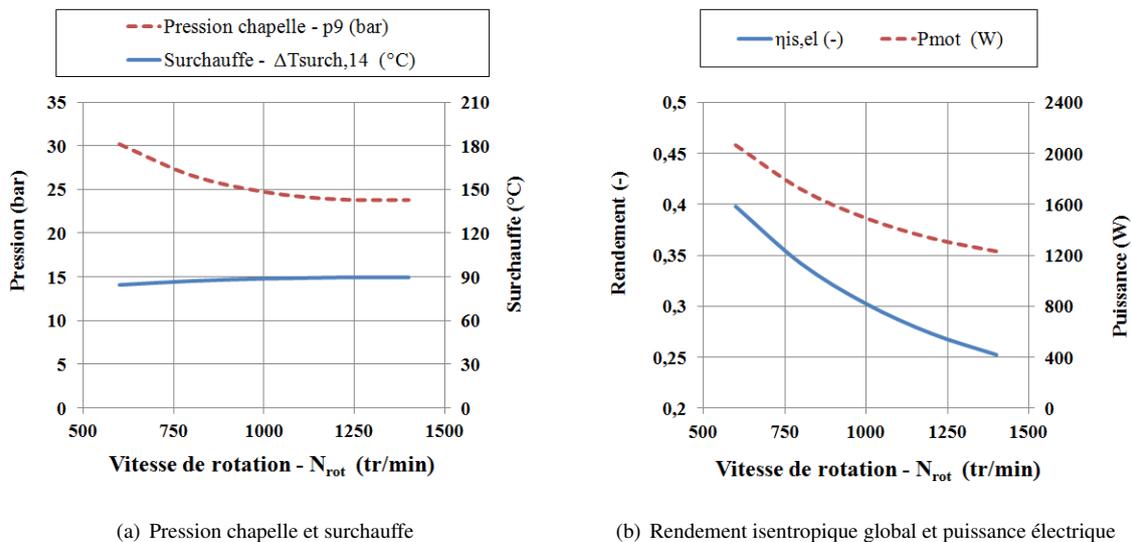
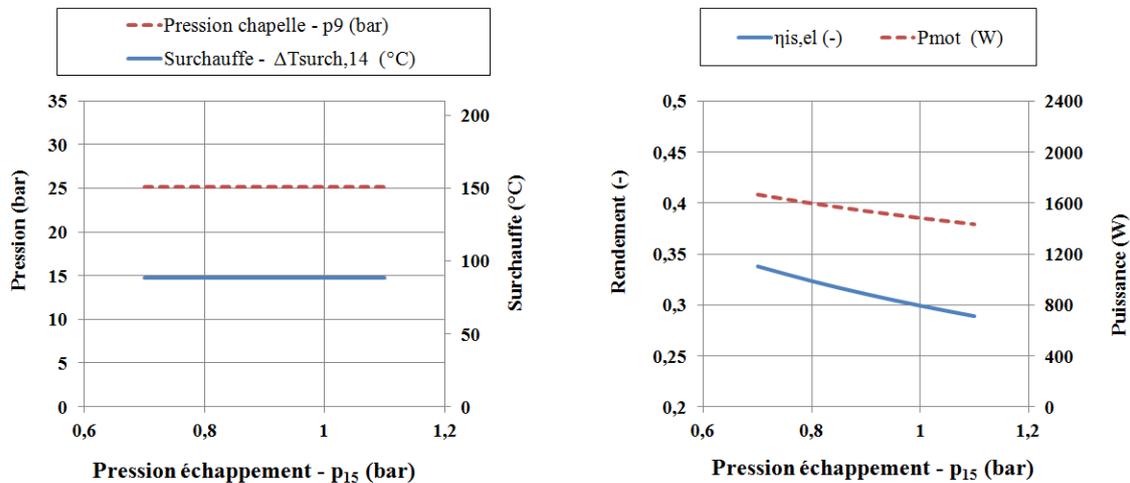


FIGURE 4.22 – Impact de la vitesse de rotation (puissance évaporateur constante)

Afin de s'affranchir de l'effet non physique de la pression d'échappement sur le taux de remplissage observé

précédemment, le taux de remplissage a été considéré comme constant ici. Les conditions d'entrée du moteur ne sont alors pas affectées par la modification de la pression à l'échappement (figure 4.23a). On observe, figure 4.23b, que l'augmentation de la pression à l'échappement provoque une diminution du rendement et de la puissance électrique. Cette conclusion rejoint celle établie précédemment pour le moteur seul.



(a) Pression chapelle et surchauffe

(b) Rendement isentropique global et puissance électrique

FIGURE 4.23 – Impact de la pression à l'échappement (puissance évaporateur constante)

## 4.7 Conclusion du chapitre

Des corrélations à l'ordre 1 ont pu être établies pour le taux de remplissage et le rendement isentropique global. Elles ont permis d'évaluer les performances et de préciser certaines caractéristiques de fonctionnement du moteur.

Tout d'abord, la pression en entrée est un paramètre clef pour le rendement, la puissance électrique et le débit. Il est capital de fonctionner à une pression la plus élevée possible (sur la page 20-30 bars).

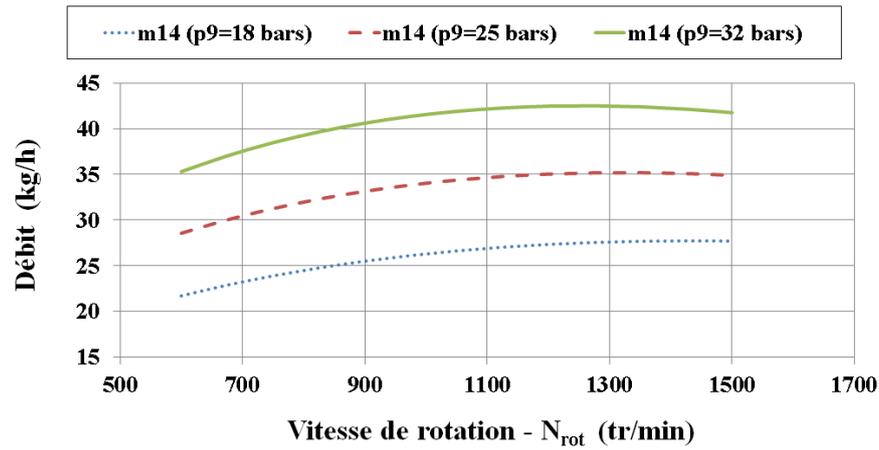
Ensuite, la puissance électrique diminuant et le débit n'augmentant que faiblement après 1000 tr/min, il ne semble pas justifié de travailler au-delà de cette valeur. Afin de maximiser le rendement isentropique global, la vitesse devra être la plus faible possible.

L'impact de la pression à l'échappement sur le taux de remplissage n'est pas connu avec précision, mais sa diminution augmente le rendement isentropique global de manière significative. Cependant, sa valeur est limitée par la pression de vaporisation de l'eau au sein de la bache.

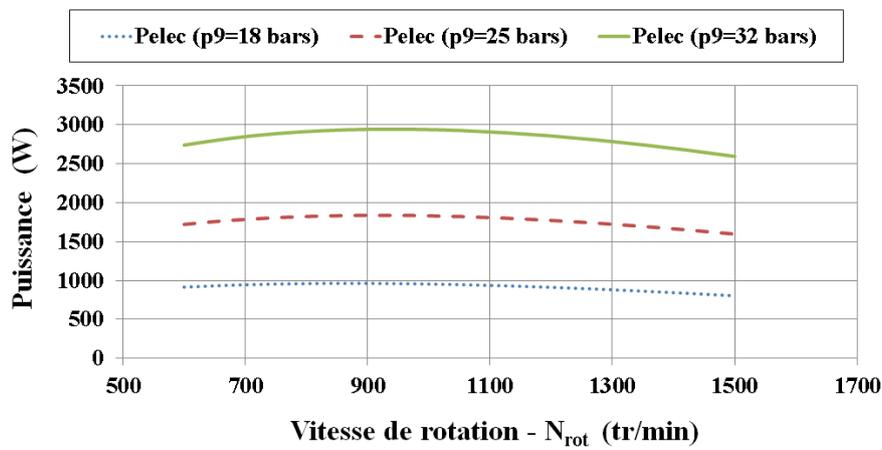
Enfin augmenter la valeur de la surchauffe conduit à de plus fortes pertes thermiques et à une diminution du rendement à pression égale. Cependant, cette augmentation, à source de chaleur constante, peut aussi permettre d'augmenter la pression en entrée du moteur, d'améliorer ainsi le rendement et de diminuer le débit consommé.

Il conviendra donc de trouver un point de fonctionnement pour le moteur en minimisant à la fois la surchauffe et la vitesse de rotation et en maximisant la pression. Différents points de fonctionnements obtenus pour une pression à l'échappement de 0,85 bar et une surchauffe à 20 $^{\circ}\text{C}$  sont présentés en figure 4.24. Il est possible d'obtenir un rendement isentropique global supérieur à 40 % en produisant une puissance proche de 3 kW. Sur Micosol, la pression est limitée à 27 bars. Pour des raisons de sécurité, le fonctionnement normal se fait à 25 bars. Le rendement isentropique global pourra être de l'ordre de 35 % pour une puissance électrique produite autour de 1,8 kW.

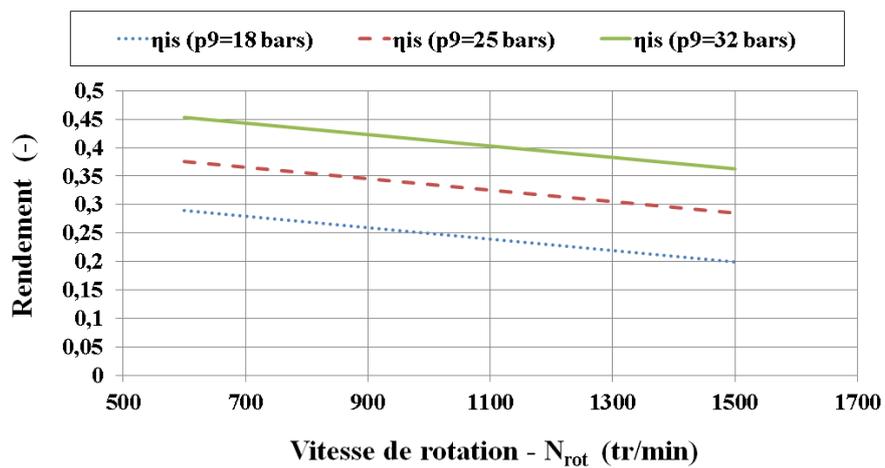
L'impact de la surchauffe sur différents points de fonctionnement obtenus pour une pression à l'échappement de 0,85 bar et une pression à l'admission de 25 bars est présenté en annexe C.



(a) Débit



(b) Puissance électrique produite



(c) Rendement

FIGURE 4.24 – Débit, puissance électrique produite et rendement isentropique global en fonction de la vitesse pour différentes pressions d'entrée

## Chapitre 5

# Évaluation des performances énergétiques du micro-cogénérateur

### 5.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est d'évaluer expérimentalement les performances de l'installation de micro-cogénération solaire dans son intégralité. Dans un premier temps, les indicateurs permettant d'évaluer les performances du micro-cogénérateur sont définis. Ensuite, deux types de contrôle sont évalués, la régulation de la vitesse de rotation puis la régulation de la pression en entrée du moteur. Les résultats obtenus ont conduit à l'établissement de cartographies de fonctionnement qui permettent de prévoir la vitesse de rotation adaptée aux conditions extérieures. Une régulation passant par l'utilisation d'un by-pass est alors mise en place puis testée. Enfin, le couplage avec le bâtiment est abordé.

### 5.2 Définition des indicateurs

La définition d'indicateurs est ici différente que dans les installations classiques de cogénération à une seule source d'énergie. En effet, sur Micosol, deux sources sont présentes ; le soleil et le surchauffeur. L'utilisation d'un surchauffeur électrique est due à un besoin expérimental, mais son usage, pour une application pratique, ne serait pas pertinent car il consomme plus d'électricité que n'en produit le prototype. En revanche, il peut être remplacé par une source alternative renouvelable, bois ou biogaz ou fossile, gaz ou fioul par exemple.

Afin de définir les rendements qui seront utilisés par la suite, un schéma simplifié représentant les puissances et rendements mis en jeu est présenté par la figure 5.1.

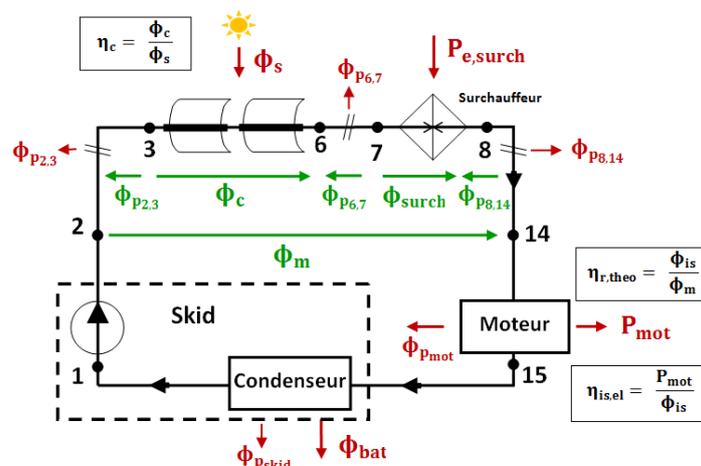


FIGURE 5.1 – Schéma simplifié de l'installation de micro-cogénération solaire.

Sur la figure 5.1, on observe les différents éléments de l'installation, le concentrateur, le surchauffeur ainsi que le moteur et le Skid. L'ensemble moteur et Skid forment un système de conversion thermoélectrique avec

récupération de chaleur alimenté par la puissance de la source chaude  $\Phi_m$  et produisant les énergies thermique  $\Phi_{bat}$  et électrique  $P_{mot}$ .

Les flux énergétiques entrants et sortants du micro-cogénérateur sont représentés en rouge sur la figure 5.1. Il est alimenté par deux sources d'énergie extérieures, le surchauffeur ( $P_{e,surch}$ ) et le soleil ( $\Phi_s$ ). Ces deux sources sont alors converties en énergie thermique (avec un rendement considéré unitaire pour le surchauffeur) respectivement  $\Phi_{surch}$  et  $\Phi_c$ . En déduisant les pertes thermiques, la puissance  $\Phi_m$  de la source chaude fournie au système de micro-cogénération composé du moteur et du Skid est définie comme :

$$\Phi_m = \Phi_c + \Phi_{surch} - (\Phi_{p_{2,3}} + \Phi_{p_{6,7}} + \Phi_{p_{8,14}}) \quad (5.1)$$

Les puissances en sortie de l'installation sont la puissance cédée au bâtiment,  $\Phi_{bat}$ , la puissance électrique produite par le moteur,  $P_{mot}$  ainsi que la somme des différentes pertes thermiques,  $\Phi_p$ , définie comme :

$$\Phi_p = \Phi_{p_{2,3}} + \Phi_{p_{6,7}} + \Phi_{p_{8,14}} + \Phi_{p,skid} + \Phi_{p,mot} \quad (5.2)$$

Ces pertes thermiques sont évaluées à la section 5.3.

Les consommations électriques du système de suivi et du Skid ne sont pas prises en compte, car ces éléments n'ont pas été optimisés sur ce point. En effet, ces dernières pourraient être fortement réduites et les intégrer telles quelles aux bilans du système ne serait pas pertinent.

Dans un premier temps, le système de conversion thermoélectrique avec récupération de chaleur est évalué séparément. Puis, dans un second temps, le micro-cogénérateur solaire complet est considéré.

### 5.2.0.1 Rendements du système de conversion thermoélectrique avec récupération de chaleur

L'objectif de la détermination des différents rendements du système de conversion thermoélectrique (moteur + Skid) est de pouvoir évaluer les performances de ce système indépendamment de l'installation complète.

Il convient alors de calculer le rendement de ce système à la fois pour la production d'électricité ( $\eta_{syst,el}$ ), de chaleur ( $\eta_{syst,th}$ ) et de manière globale ( $\eta_{syst}$ ). Ces différents rendements sont présentés par la figure 5.2.

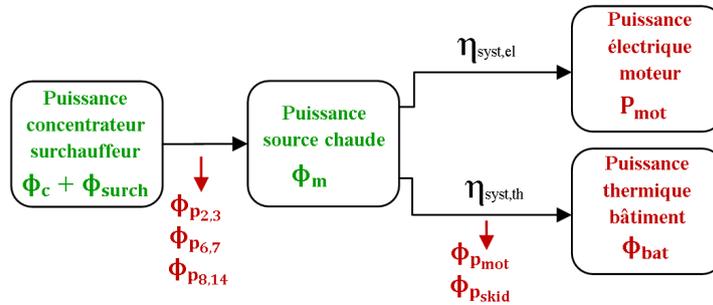


FIGURE 5.2 – Détail des rendements du système.

En premier lieu, le rendement électrique,  $\eta_{syst,el}$ , est défini comme le rapport de la puissance électrique produite sur la puissance de la source chaude :

$$\eta_{syst,el} = \frac{P_{mot}}{\Phi_m} \quad (5.3)$$

Par ailleurs, ce rendement est aussi défini comme le produit du rendement théorique du cycle de Rankine ( $\eta_{r,theo}$ ) et du rendement isentropique global électrique du moteur évalué au chapitre précédent ( $\eta_{is,el}$ ) :

$$\eta_{syst,el} = \eta_{r,theo} \eta_{is,el} \quad (5.4)$$

Le rendement théorique du cycle de Rankine est un indicateur intéressant car il permet d'évaluer le rendement maximal que pourrait atteindre le système de micro-cogénération pour des conditions de fonctionnement données. Il se calcule à l'aide de :

$$\eta_{r,theo} = \frac{\Phi_{is}}{\Phi_m} \quad (5.5)$$

Avec  $\Phi_{is}$ , la puissance liée à une détente isentropique :

$$\Phi_{is} = \dot{m}_{14}(h_{14} - h_{15,is}) \quad (5.6)$$

$h_{15,is}$  étant l'enthalpie à l'échappement à la suite d'une détente isentropique.

La variation d'enthalpie lors de la compression 1-2 (pompe, figure 5.1) est négligée. En effet, le changement d'enthalpie entre l'entrée et la sortie de la pompe haute pression est très faible devant celui aux bornes de l'évaporateur et du condenseur.

De la même manière, il est possible d'exprimer les rendements thermique et global du système de conversion thermoélectrique avec récupération de chaleur :

$$\eta_{syst,th} = \frac{\Phi_{bat}}{\Phi_m} \quad (5.7)$$

$$\eta_{syst} = \frac{\Phi_{bat} + P_{mot}}{\Phi_m} = \eta_{syst,th} + \eta_{syst,el} \quad (5.8)$$

### 5.2.0.2 Rendements du micro-cogénérateur solaire complet

L'objectif est ici d'évaluer les performances du prototype complet, de la source solaire jusqu'aux puissances utiles thermique et électrique.

En cogénération, il est commun d'exprimer des rendements thermique et électrique en faisant un rapport de la puissance produite sur la puissance fournie par le combustible [Thiers 2010] [Valenti 2014] [Radulescu 2006].

De plus si l'apport extérieur est l'énergie solaire, comme pour le PVT, les rendements thermique et électrique sont directement le rapport de la puissance produite sur l'énergie solaire [Assoa 2007] [Dupeyrat 2011a] [Bai 2012] [Zondag 2002].

Pour Micosol, la détermination de ces rendements est plus complexe à cause de la présence du surchauffeur dont il convient de s'affranchir. Pour ce faire, nous allons nous intéresser à la partie des puissances électrique ( $P_{mot,sol}$ ) et thermique ( $\Phi_{th,sol}$ ) produites par l'énergie solaire seule (figure 5.3).

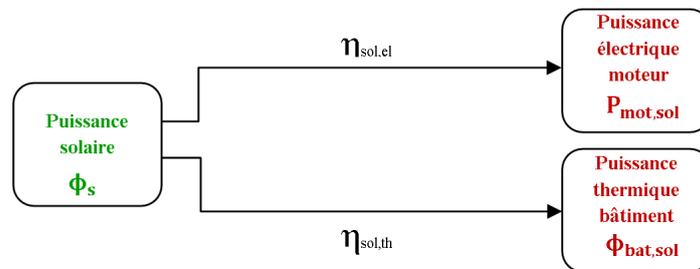


FIGURE 5.3 – Détail des rendements de la centrale solaire complète.

Pour la détermination de la partie de puissance électrique produite par l'énergie solaire seule ( $P_{mot,sol}$ ), la fraction solaire est employée.

Cette fraction est utilisée couramment dans le bâtiment pour définir la part des besoins thermiques comblée par l'énergie solaire [Duffie 2006]. Dans une centrale électrique ayant deux sources d'énergie (solaire + gaz par exemple), cette fraction correspond au rapport entre la puissance apportée par la partie solaire sur la puissance totale des sources d'énergie [Franchini 2013] [Facão 2008] [Escobar 2008] :

$$f_{sol} = \frac{\Phi_c}{\Phi_c + \Phi_{surch}} \quad (5.9)$$

En considérant que le rendement du micro-cogénérateur serait le même avec ou sans surchauffeur, il est possible de déterminer la part d'électricité produite par le concentrateur seul :

$$P_{mot,sol} = f_{sol} P_{mot} \quad (5.10)$$

Le rendement de conversion solaire/électricité est défini comme :

$$\eta_{sol,el} = \frac{P_{mot,sol}}{\Phi_s} \quad (5.11)$$

En couplant les équations 5.10 et 5.11, on obtient :

$$\eta_{sol,el} = \frac{f_{sol} P_{mot}}{\Phi_s} \quad (5.12)$$

Le rendement de conversion solaire thermique et le rendement solaire global peuvent alors se calculer de la même manière :

$$\eta_{sol,th} = \frac{f_{sol} \Phi_{bat}}{\Phi_s} \quad (5.13)$$

$$\eta_{sol,global} = \frac{f_{sol} (\Phi_{bat} + P_{mot})}{\Phi_s} = \eta_{sol,th} + \eta_{sol,el} \quad (5.14)$$

### 5.3 Évaluation des pertes thermiques

Les pertes thermiques mentionnées précédemment se décomposent en pertes au sein de la tuyauterie ( $\Phi_{p_{2,3}}$ ,  $\Phi_{p_{6,7}}$ ,  $\Phi_{p_{8,14}}$ ) et de pertes au sein du Skid ( $\Phi_{p,skid}$ ) et du moteur ( $\Phi_{p,mot}$ ). Il convient d'évaluer ces différentes pertes.

Les pertes  $\Phi_{p_{2,3}}$ ,  $\Phi_{p_{6,7}}$ ,  $\Phi_{p_{8,14}}$  peuvent être déterminées expérimentalement ou calculées à partir des corrélations établies aux sections 3.4 et 5.3.

Les pertes thermiques du Skid,  $\Phi_{p,skid}$ , incluent les pertes dans la tuyauterie entre les points 1 et 15. La détermination de ces pertes est rarement possible car le fluide en sortie du moteur étant souvent à l'état saturé, son enthalpie n'est alors pas connue.

En revanche, il est possible de déterminer la somme des pertes thermiques au sein du moteur et du Skid ( $\Phi_{p,mot} + \Phi_{p,skid}$ ). Elle correspond en effet à la différence entre la puissance fournie par la source chaude et la puissance électrique du moteur et la puissance cédée au bâtiment :

$$\Phi_{p,skid} + \Phi_{p,mot} = \Phi_m - P_{mot} - \Phi_{bat} \quad (5.15)$$

La puissance thermique perdue au sein du moteur ( $\Phi_{p,mot}$ ) peut être déterminée, si la vapeur est à l'état surchauffé à l'échappement, selon :

$$\Phi_{p,mot} = \dot{m}_{14}(h_{14} - h_{15}) - P_{mot} \quad (5.16)$$

#### Évaluation des pertes thermiques dans la tuyauterie $\Phi_{p_{8,14}}$

La sortie du surchauffeur est reliée à la chapelle du moteur. La tuyauterie est plus courte que lorsque le surchauffeur était relié au condenseur. Les pertes thermiques dans la tuyauterie  $\Phi_{p_{8,14}}$  incluent dorénavant les pertes entre la paroi de la chapelle et l'extérieur, car la température  $T_{f_{14}}$  est mesurée au centre de la chapelle qui n'est pas isolée. Ces pertes ont été mesurées et reportées en figure 5.4 selon la méthode utilisée à la section 3.4.

Sur la figure 5.4, on remarque que ces pertes sont plus importantes que précédemment et peuvent représenter, en fonction de la surchauffe, une puissance importante. L'isolation de la chapelle du moteur serait donc nécessaire pour une future exploitation du dispositif.

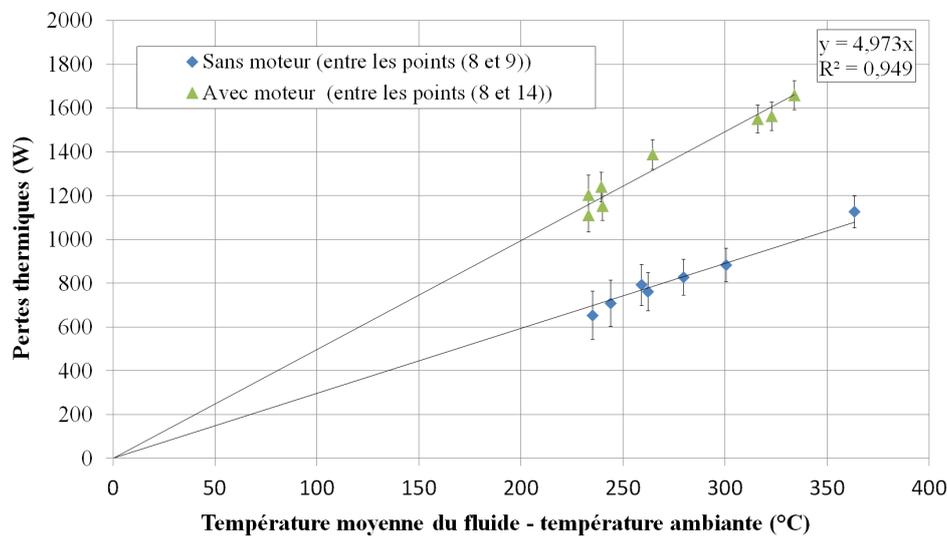


FIGURE 5.4 – Pertes thermiques mesurées entre la sortie du surchauffeur et l'entrée du condenseur (losanges) ou du moteur (triangles)

## 5.4 Étude du fonctionnement du micro-cogénérateur

Le fonctionnement du micro-cogénérateur est étudié sur des périodes d'essais de plusieurs heures. Différents types de pilotage sont expérimentés. Dans un premier temps, la vitesse de rotation est contrôlée. Dans un second temps, la régulation du moteur a consisté à contrôler la pression en entrée du moteur en faisant varier la vitesse de rotation. À partir des indicateurs définis précédemment, les performances sur des points stabilisés sont alors évaluées.

### 5.4.1 Instrumentation

Le schéma d'implantation des capteurs présenté par la figure 2.12 est reporté ici pour plus de commodité.

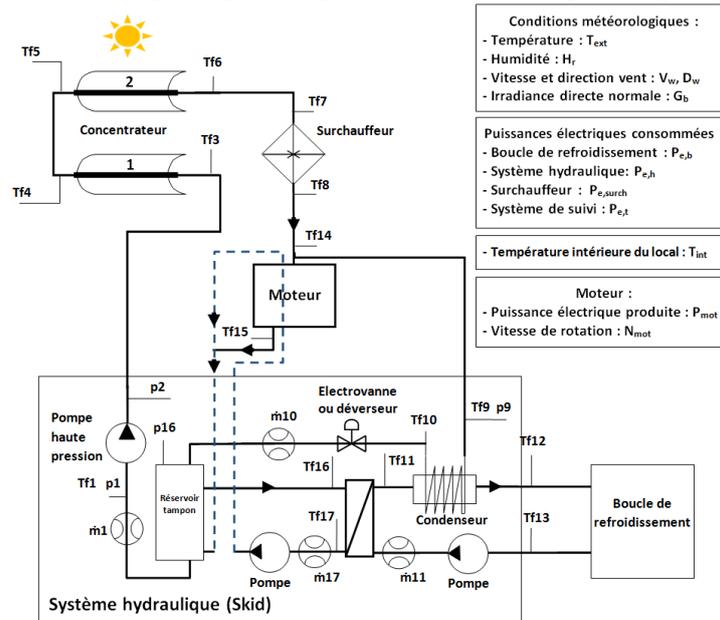


FIGURE 5.5 – Schéma d'implantation des différents capteurs

On remarque que pour l'étude des différentes performances deux capteurs sont manquants : la pression à l'échappement et le débit en entrée du moteur. En effet, ils n'ont pas été implantés sur Micosol pour des raisons de coût et de simplicité d'installation.

La corrélation sur le taux de remplissage établie à la section 4.5, permet de déduire avec une précision limitée le débit d'entrée du moteur. Cette corrélation est comparée aux résultats expérimentaux et peut être vérifiée pour des points stabilisés où le débit en entrée de la boucle est égal à celui admis par le moteur.

La pression à l'échappement est calculée à partir de la pression de la bache selon la régression linéaire présentée par la figure 5.6. Cette régression a été établie à partir des points d'essais stabilisés effectués dans les locaux d'Exoès. L'écart entre la pression bache ( $p_{16}$ ) et échappement ( $p_{15}$ ) correspond à la perte de charge entre ces deux points. Elle est principalement composée de pertes régulières causées par le débit important et stable du circuit de refroidissement dans lequel vient se vaporiser le fluide. Cette perte de charge est donc quasi constante (l'ordonnée à l'origine de la régression linéaire est en effet prédominante).

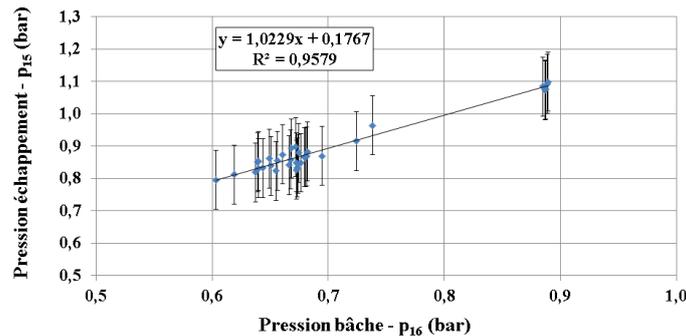


FIGURE 5.6 – Pression à l'échappement en fonction de la pression de la bache

### 5.4.2 Essai à vitesse de rotation régulée

La première étape de l'évaluation du micro-cogénérateur consiste en l'étude de son fonctionnement en régulant la vitesse de rotation.

Pour cet essai, la vitesse de rotation est contrôlée par le variateur associé au moteur, qui contrôle le couple de ce dernier. Le surchauffeur n'est pas régulé. Cependant, il est arrêté pour des raisons de sécurité, lorsque sa température de paroi dépasse 600°C. La régulation du débit en entrée du concentrateur ( $\dot{m}_1$ ) consiste à maintenir le rapport irradiance sur débit ( $G_b/m$ ) défini à la section 3.12 constant. La pression à l'échappement a varié entre 0,83 et 0,7 bar. Le moteur a été mis en marche à 12h50.

La figure 5.7a présente le débit en entrée du concentrateur et en entrée du moteur ( $\dot{m}_{14}$ , obtenu à partir de la corrélation 4.7), la pression ( $p_9$ ) en entrée du moteur ainsi que la puissance ( $P_{mot}$ ) et la vitesse du moteur ( $N_{mot}$ ). La température en entrée du moteur ( $T_{f14}$ ) ainsi que la température d'évaporation ( $T_{evap}$ ) sont données par la figure 5.7b.

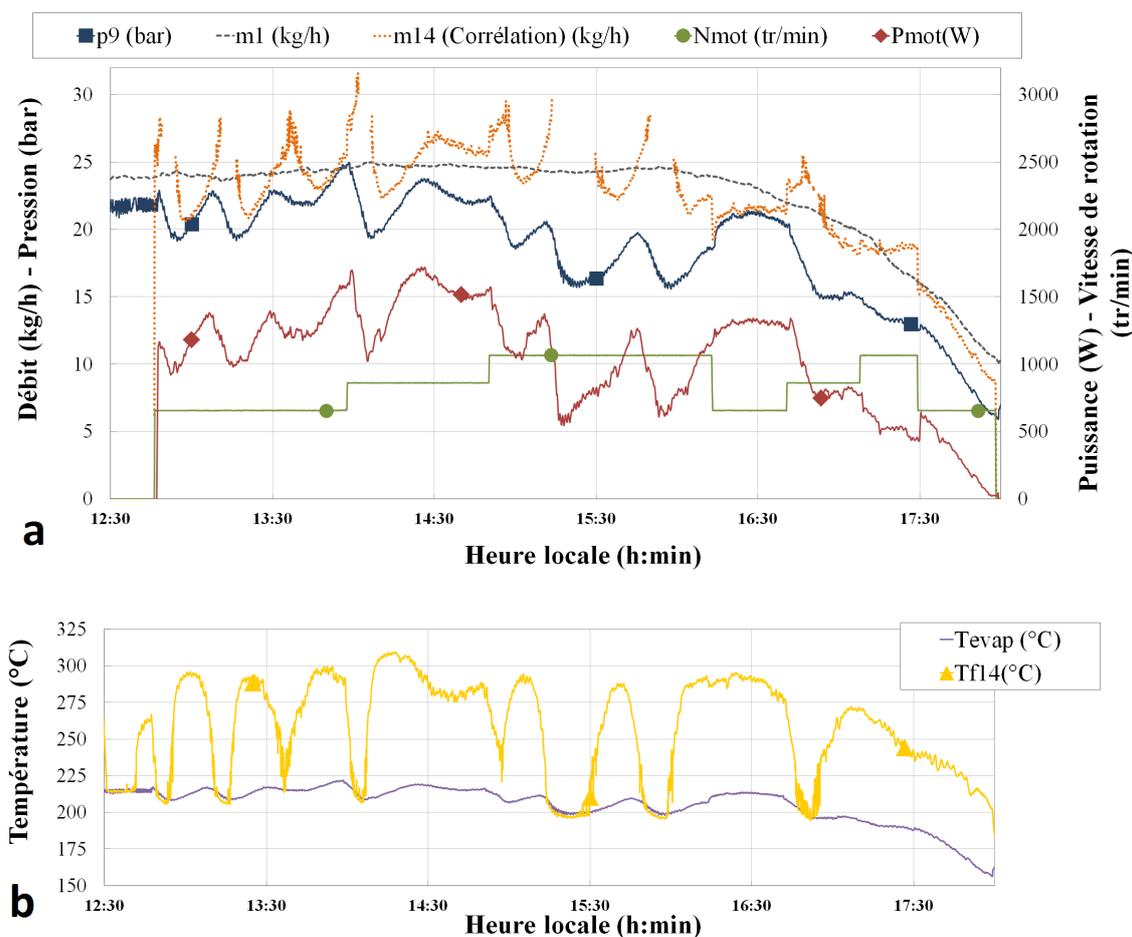


FIGURE 5.7 – Conditions de fonctionnement du prototype complet - Essai à vitesse de rotation régulée (14/03/2014).

Sur la figure 5.7a, l'absence de données observées sur le débit en entrée du moteur ( $\dot{m}_{14}$ ) à certaines périodes est liée au fait qu'il n'est pas possible de connaître la masse volumique au niveau de la chapelle et donc le taux de remplissage quand la vapeur est à l'état saturé ( $T_{f14} = T_{evap}$  sur la figure 5.7b).

D'importantes oscillations sont observées à la fois sur la puissance du moteur ( $P_{mot}$ ) ainsi que sur le débit ( $\dot{m}_{14}$ ), la pression ( $p_9$ ) et la température ( $T_{f14}$ ) en entrée du moteur.

Le débit en entrée du concentrateur ( $\dot{m}_1$ ) est régulé proportionnellement à l'irradiance, la décroissance observée à partir de 16h20 est liée à une chute de l'irradiance.

Le débit en entrée du moteur ( $\dot{m}_{14}$ ) suit la tendance de la pression ( $p_9$ ) avec un déphasage. Sa valeur fluctue autour du débit d'entrée du concentrateur ( $\dot{m}_1$ ).

La puissance du moteur présente le même profil que la pression. Dans la section 4.5, il a en effet été mis en avant que la pression était un facteur prédominant dans la détermination du rendement isentropique global. La vitesse varie de 650 à 1060 tr/min. Son impact sur la pression et le débit est limité. Peu après 16h00, elle passe de 1065 à 660 tr/min, l'impact direct sur la pression est une augmentation de 2 bars et une réduction du débit en entrée du moteur de 1,5 kg/h.

Sur la figure 5.7b, on observe que la température en entrée du moteur oscille entre la température d'évaporation et une surchauffe de 100°C.

Afin de mieux visualiser le régime perturbé observé précédemment, la période de 12h50 à 13h56 est détaillée sur la figure 5.8. Cette dernière présente le débit en entrée du moteur ( $\dot{m}_{14}$ ), la pression ( $p_9$ ), la masse volumique ( $\rho_{in}$ ), la température en entrée du moteur ( $T_{f14}$ ) ainsi que le taux de remplissage (FF). Sur la période considérée, le débit en entrée du concentrateur a été compris entre 23,6 et 24,6 kg/h.

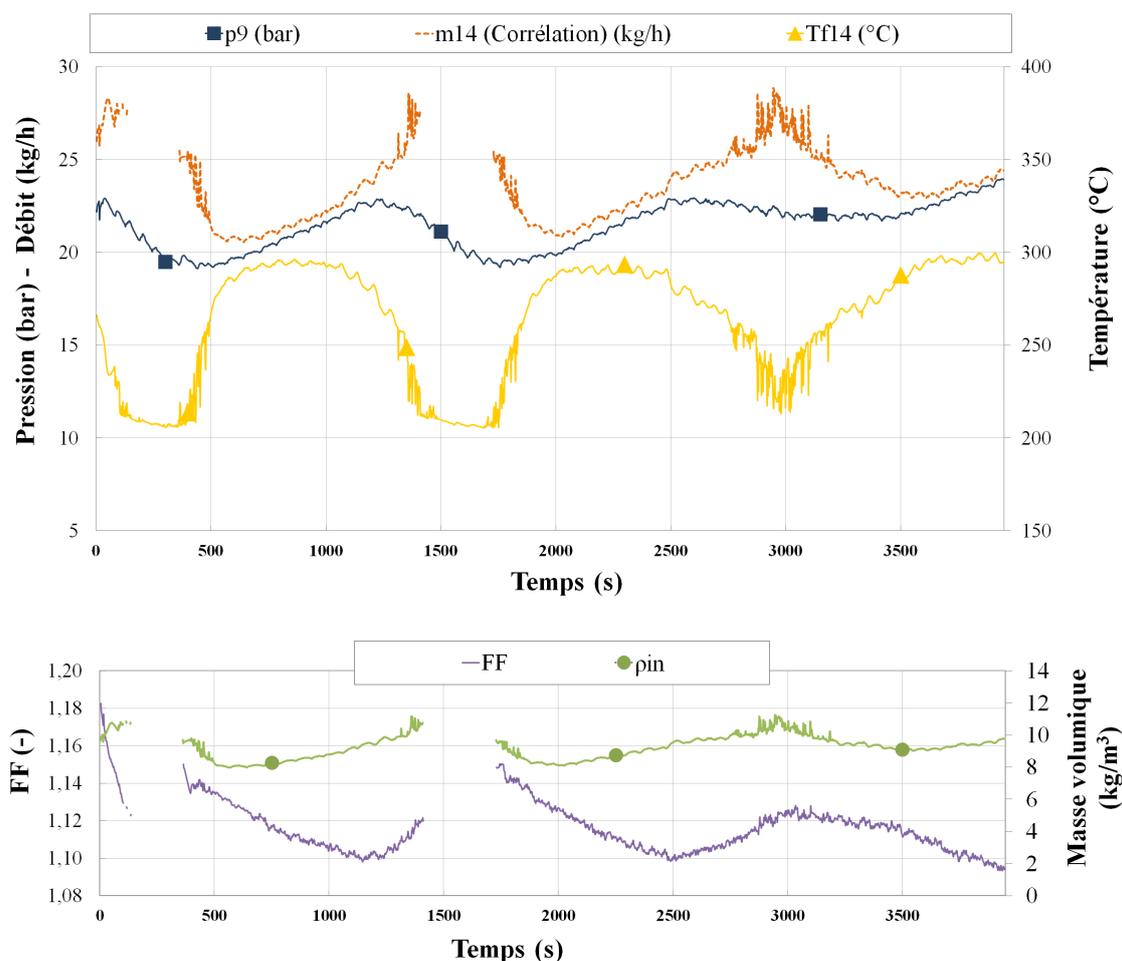


FIGURE 5.8 – Détail de conditions de fonctionnement (de 12h50 à 13h56) - Essai à vitesse de rotation régulée (14/03/2014).

Sur la figure 5.8, à partir de 500 s, le débit croît, car la masse volumique ( $\rho_{in}$ ) augmente avec la pression, et ce, même si le taux de remplissage (FF) diminue. Après 1200 s, le débit devient trop important, et à puissance de source chaude constante, engendre une chute de la surchauffe. Dès lors, la pression chute. A contrario, le débit augmente encore avec la masse volumique et le taux de remplissage.

À 1400 s, la vapeur est à l'état saturé, il n'est pas possible de suivre ensuite l'évolution du débit, de la masse volumique et du taux de remplissage. En considérant le pic à 3000 s, il est fortement probable que le taux de remplissage et la masse volumique diminuent vers 1600 s, entraînant ainsi une chute du débit visible à partir de 1750 s. La surchauffe et la pression augmentent alors de nouveau à 1750 s.

Les fluctuations observées semblent donc liées à un déphasage entre la pression et le débit en entrée du moteur. Ce déphasage est dû au volume important de fluide dans l'absorbeur. Une chute de pression, telle qu'observée à 1200 s, entraîne une augmentation du débit importante en sortie de ce dernier. Ce phénomène a aussi été observé lors des essais dynamiques du concentrateur (section 3.11.2). Par ailleurs, il apparaît alors une différence importante entre le débit en entrée et en sortie du concentrateur. Pour des systèmes avec un évaporateur de taille plus réduite, comme observé chez Exoès, le débit de sortie de l'évaporateur varie presque instantanément avec le débit d'entrée (voir section 4.4.2). Dès lors, si ce débit volumique est différent de celui admis par le moteur, la pression évolue jusqu'à un équilibre. Pour Micosol, cette variation de pression engendre une variation de débit importante qui change de nouveau le point d'équilibre.

Les puissances en sortie sont aussi perturbées comme le montre la figure 5.9 où sont représentées les différentes puissances du système ainsi que le débit en entrée du moteur.

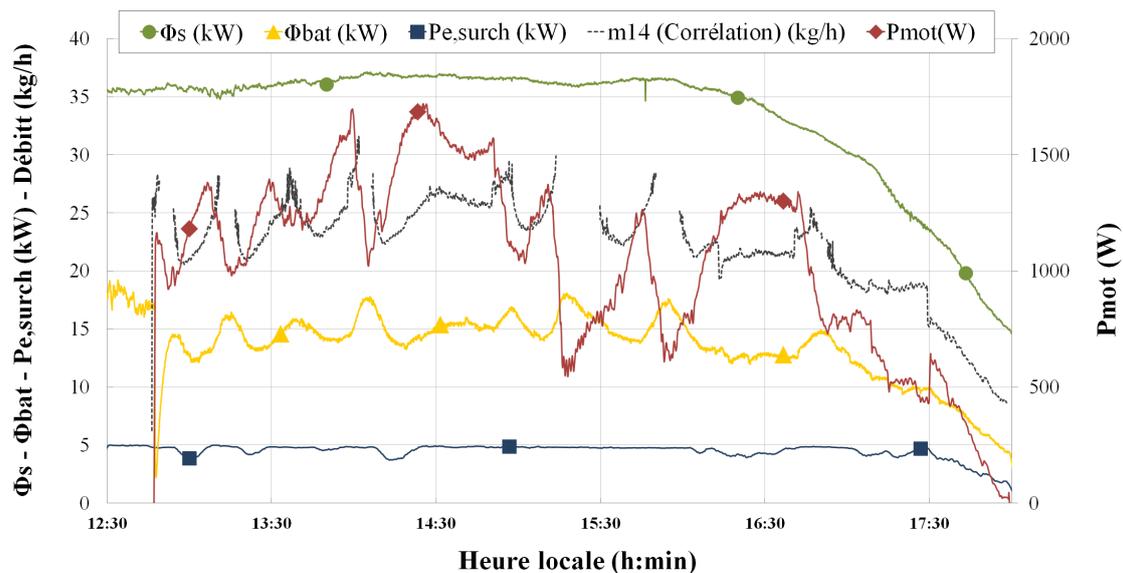


FIGURE 5.9 – Puissances et débits du prototype complet - Essai à vitesse de rotation régulée (14/03/2014).

Sur la figure 5.9, les faibles variations observées sur la puissance consommée par le surchauffeur correspondent à de courts arrêts de sécurité (cette puissance est moyennée sur 3 minutes) qui ont lieu lorsque le débit de vapeur devient trop faible. On remarque que la puissance électrique du surchauffeur est supérieure à la puissance produite par le moteur. Le surchauffeur devra donc dans une application future être retiré ou remplacé par une autre source d'énergie.

La puissance solaire ( $\Phi_s$ ) chute en fin de journée, mais reste stable de 12h30 à 16h00 à une valeur proche de 37 kW. Sur cette période, le débit, la puissance du moteur et celle du bâtiment montrent de fortes variations. À la mise en route du moteur, vers 12h50, la puissance bâtiment ( $\Phi_{bat}$ ) chute de 17 kW à 3 kW. Cette diminution est liée à l'inertie de la bache. En effet, le circuit by-pass (figure 2.9) était utilisé avant 12h50. L'échange avec le bâtiment se faisait alors directement au niveau du condenseur. Lorsque le moteur est mis en marche, la vapeur en sortie de ce dernier est condensée dans le circuit de refroidissement. L'échange avec le bâtiment se fait alors avec le circuit de refroidissement au niveau de l'échangeur à plaques. Au moment du passage en mode moteur (nominal), la bache qui était précédemment à la température de retour du bâtiment ( $T_{f13}$  sur la figure 5.5) doit monter en température.

Les oscillations sur la puissance bâtiment, s'apparentent, avec un léger retard, à celles du débit ( $\dot{m}_{14}$ ). Ces dernières sont comprises entre 12 et 17 kW de 13h00 à 16h00. Sur la même période, la puissance électrique produite est comprise entre 550 et 1700 W. Les importantes oscillations observées sur cette puissance sont liées à des variations de pressions.

Cet essai a permis de mettre en avant les particularités au niveau de la dynamique de l'installation étudiée. Des fluctuations importantes ont été relevées et nous ont amenés à mettre en place une régulation sur la pression.

### 5.4.3 Essais à pression régulée

Dans l'objectif de limiter les oscillations sur le débit, la température et la pression observées précédemment, un contrôleur PI a été mis en place pour la régulation de la pression en entrée du moteur.

La consigne est fixée sur la pression d'admission du moteur  $p_9$  et l'actionneur est la vitesse de rotation du moteur  $N_{mot}$ . La calibration du contrôleur s'est faite en utilisant le module "Autotune" fourni par Labview®. Les coefficients obtenus sont pour P : -60,26 et pour I : 0,3596. Ces paramètres conduisent à une réaction assez rapide de la vitesse du moteur à la suite d'un changement de pression. Le rapport  $G_b/m$  a été fixé à 30.

Ici, la température de sortie du surchauffeur a été régulée. La consigne a été fixée sur la température en sortie du surchauffeur ( $T_{f8}$ ) et l'actionneur est la puissance électrique du surchauffeur. Cette dernière est pilotée en tout ou rien. Le moteur a été mis en marche à 13h50. La pression à l'échappement est comprise entre 0,9 et 1 bar.

La figure 5.10 présente les conditions de fonctionnement et de régulation.

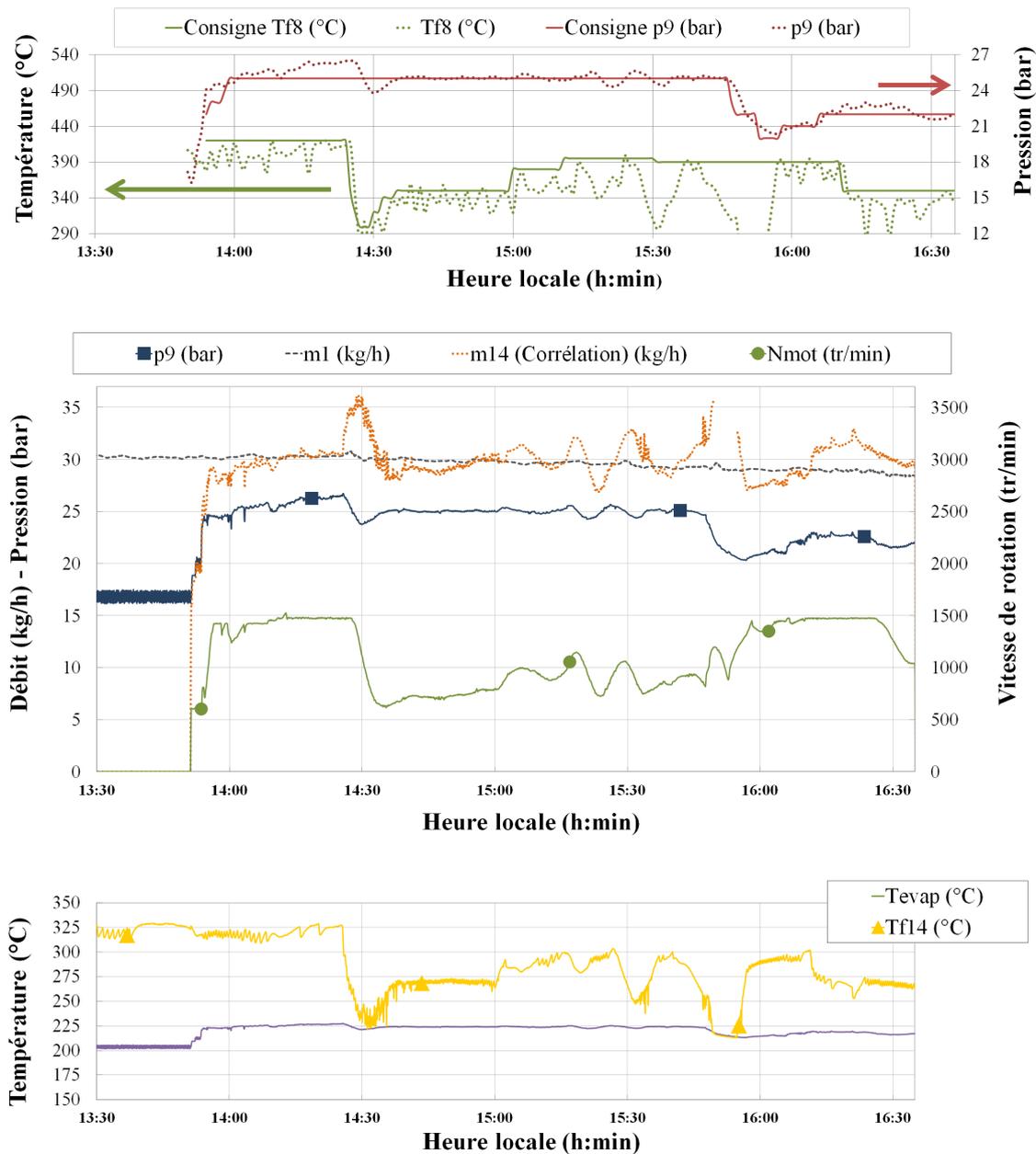


FIGURE 5.10 – Conditions de fonctionnement et de régulation du prototype complet - Essai à pression régulée (16/07/2014).

Sur la figure 5.10, de 14h00 à 14h25, la pression est supérieure à la consigne, le moteur étant à la vitesse

maximale, la régulation est inopérante. En modifiant la température d'entrée du moteur, à partir de 14h40 un autre régime stabilisé a pu être maintenu jusqu'à 15h00. Les débits d'entrée du concentrateur ( $\dot{m}_1$ ) et d'entrée du moteur ( $\dot{m}_{14}$ ) sont très proches pour ces deux périodes ce qui montre qu'un équilibre thermodynamique entre le moteur et le concentrateur a été obtenu.

En revanche entre 15h00 et 15h45, il n'a pas été possible d'atteindre un équilibre avec une température de sortie du surchauffeur fixée à 390°C. Des oscillations apparaissent sur la pression, la température, le débit et la vitesse de rotation. On remarque que, pour le débit et la température, leurs amplitudes augmentent avec le temps. La régulation ne semble pas adaptée. Par exemple, à 15h25, le moteur accélère alors que la pression diminue. L'optimisation des paramètres de la régulation pourrait permettre de limiter les oscillations observées sur cette période.

À partir de 16h10, le moteur est à sa vitesse maximale. Il ne parvient pas à maintenir la pression à sa valeur de consigne de 22 bars.

La figure 5.11 présente les puissances et le débit en sortie du concentrateur.

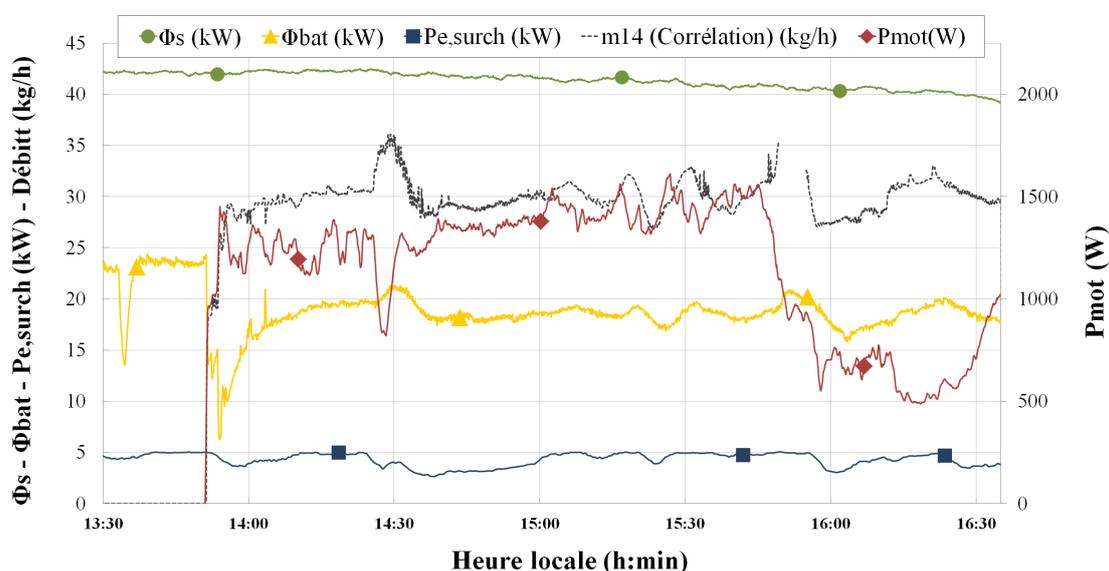


FIGURE 5.11 – Puissances et débit du prototype complet - Essai à pression régulée (16/07/2014).

Sur la figure 5.11 pour la période de 14h30 à 16h00, la puissance solaire est comprise entre 40 et 42 kW, la puissance bâtiment entre 17 et 21 kW et la puissance électrique produite entre 550 et 1600 W. La puissance bâtiment est plus élevée que pour l'essai précédemment car cet essai a été réalisé après le recalage du concentrateur.

On observe globalement par rapport à l'essai précédent une plus grande stabilité des puissances et du débit notamment pour deux plages : la première entre 14h15 et 14h25 et la seconde entre 14h40 et 15h00. Ces deux plages vont alors être utilisées pour le calcul de points stabilisés analysés dans la section suivante.

Cet essai a permis d'étudier une régulation de la pression en entrée du moteur. Cette dernière s'avère pertinente sur certaines périodes où deux points stabilisés ont pu être obtenus. Elle montre cependant des limitations sur d'autres périodes où les mêmes types d'oscillations qu'à l'essai précédent ont pu être observés.

#### 5.4.4 Bilans

Deux points stabilisés d'une durée de 10 minutes ont été extraits de l'essai ci-dessus. La table 5.1 présente un récapitulatif des puissances et des rendements définis à la section 5.2.

	Points d'essais	
	16/07/2014	16/07/2014
Date d'essai	16/07/2014	16/07/2014
Heure de début	14h16	14h50
Durée (min)	10	10
Vitesse de rotation : $N_{mot}$ (tr/min)	1475	762
Pression chapelle : $p_9$ (bar)	26,3	25,0
Pression échappement : $p_{15}$ (bar)	0,95	0,93
Ratio de pression : $r_p$	<b>27,7</b>	<b>26,8</b>
Débit : $\dot{m}_1$	<b>30,3</b>	<b>29,9</b>
Débit modèle : $\dot{m}_{14}$	<b>30,6</b>	<b>29,8</b>
	Puissances (kW)	
P. solaire : $\Phi_s$	<b>42,3</b>	<b>41,7</b>
P. concentrateur : $\Phi_c$	<b>21,3</b>	<b>20,7</b>
P. surchauffeur : $\Phi_{surch}$	4,8	3,6
P. source chaude : $\Phi_m$	23,8	22,3
Pertes thermiques source chaude : $\Phi_{p_{2,3}} + \Phi_{p_{6,7}} + \Phi_{p_{8,14}}$	2,3	2,0
P. électrique produite : $P_{mot}$	<b>1,3</b>	<b>1,4</b>
P. thermique produite : $\Phi_{bat}$	<b>19,6</b>	<b>18,3</b>
Pertes thermiques moteur + Skid : $\Phi_{p,mot} + \Phi_{p,skid}$	2,8	2,7
Pertes thermiques moteur seul : $\Phi_{p,mot}$	1,5	État saturé
	Rendements (%)	
R. concentrateur : $\eta_c$	50,3	49,6
R. Rankine théorique : $\eta_{r,theo}$	<b>22,5</b>	<b>21,7</b>
R. isentropique global (électrique) : $\eta_{is,el}$	<b>24,1</b>	<b>28,2</b>
R. isentropique global (électrique) modèle : $\eta_{is,el}$	<b>25,7</b>	<b>33,7</b>
R. système (électrique) : $\eta_{syst,el}$	5,4	6,1
R. système (thermique) : $\eta_{syst,th}$	82,4	81,9
R. système (global) : $\eta_{syst}$	87,9	88,0
Fraction solaire : $f_{sol}$	81,6	85,1
R. micro-cogénérateur complet (électrique) : $\eta_{sol,el}$	<b>2,5</b>	<b>2,8</b>
R. micro-cogénérateur complet (thermique) : $\eta_{sol,th}$	<b>37,8</b>	<b>37,3</b>
R. micro-cogénérateur complet(global) : $\eta_{sol}$	<b>40,3</b>	<b>40,1</b>

TABLE 5.1 – Performances globales du prototype Micosol

Table 5.1, le débit calculé ( $\dot{m}_{14}$  en entrée du moteur), à l'aide du modèle établi en section 4.5, est conforme au débit mesuré en entrée du concentrateur. L'équilibre entre les débits d'entrée et de sortie du concentrateur est donc bien respecté.

La puissance solaire récupérée par le concentrateur est assez stable pour les deux essais. Les pertes thermiques représentent 10 % de la puissance de la source chaude. Les pertes thermiques au niveau du Skid et du moteur sont importantes (presque 3 kW), elles sont liées aux incertitudes et au fait que le moteur ainsi que le Skid (notamment la bêche) ne sont pas isolés.

Lors du démontage du moteur, il est apparu que le second segment sur le piston était dégradé. Pour cette raison et aussi à cause du faible ratio de pression, le rendement isentropique global du moteur est lui aussi réduit (24,1 et 28,2 %). Il est, de plus, pour le second point très inférieur au rendement prédit par le modèle (-5,5 %).

Enfin, le rendement de conversion solaire/électricité du micro-cogénérateur ( $\eta_{sol,el}$ ) complet est faible (2,5 et 2,8 %). La production de chaleur à partir de l'énergie solaire se fait avec un rendement proche de 38 %.

D'autres essais avec un ratio de pression plus élevé, obtenus en diminuant la pression de la bêche, pourraient améliorer les rendements obtenus.

La figure 5.12 donne une répartition des puissances en sortie du micro-cogénérateur issues du flux solaire incident (DNI) pour ces deux points d'essais. Cette répartition a été calculée à partir des indicateurs définis à la section 5.2 pour le micro cogénérateur complet (hors surchauffeur).

On observe sur la figure 5.12 que pour 100 % d'énergie solaire, la moitié est convertie par le concentrateur en chaleur utile. Les pertes thermiques incluent les pertes au sein de la tuyauterie ainsi qu'au niveau du Skid et du moteur. Elles représentent environ 10 % du flux solaire incident. La part utile pour le consommateur final est

d'environ 37,5 % d'énergie thermique et 2,5 % d'énergie électrique. On note sur ce graphe l'importance des pertes (optiques et thermiques) au niveau du concentrateur.

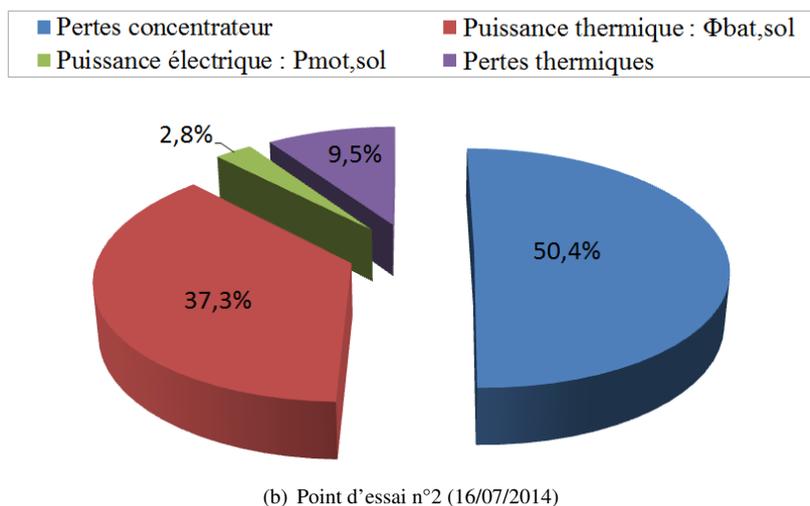
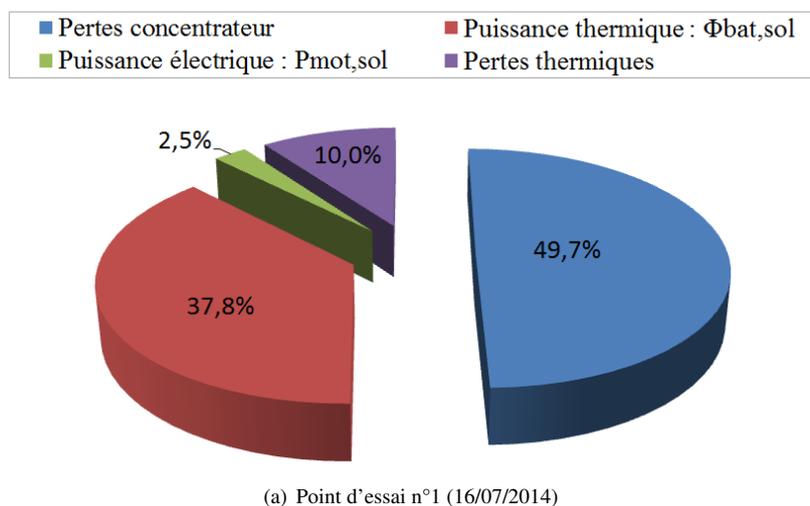


FIGURE 5.12 – Répartition des puissances en sortie du micro-cogénérateur issues du flux solaire incident (DNI)

## 5.5 Détermination de cartographies de fonctionnement

L'inégalité entre le débit d'entrée du concentrateur et le débit admis par le moteur observée précédemment ne permet pas d'obtenir une stabilisation du système pour toutes conditions de fonctionnement. En effet, que ce soit en régulant la vitesse ou la pression, seulement deux points stabilisés ont pu être extraits.

Il a été observé dans la partie précédente qu'il est complexe, du fait de l'inertie, d'établir un équilibre entre le débit d'entrée et de sortie du concentrateur. En effet, contrairement à des systèmes ayant un évaporateur de taille plus réduite où une variation de la pression permet d'établir cet équilibre, cette variation de pression entraîne, pour Micosol, une modification du débit en sortie du concentrateur qui change de nouveau le point d'équilibre.

La régulation de la pression par la variation de la vitesse du moteur se heurte à une autre problématique qui est la limitation du taux de remplissage avec la vitesse. À 25 bars, pour les conditions mentionnées à la section 4.7, au-delà de 1100 tr/min, le débit admis par le moteur n'augmente plus. Dès lors, la plage de fonctionnement du moteur devient plus limitée. Comme observé dans l'essai précédent, la vitesse est restée à son maximum durant de longues périodes, rendant ainsi la régulation de la pression inopérante.

Il convient donc d'établir des cartographies permettant de déterminer les points pour lesquels le moteur peut fonctionner sur Micosol.

Ces cartographies ont comme objectif de déterminer la vitesse de rotation du moteur permettant d'atteindre un équilibre entre le débit d'entrée et celui de sortie du concentrateur pour différentes conditions extérieures et puissances du surchauffeur. Pour ce faire, une consigne sur le titre en sortie du concentrateur est fixée. En effet, ce titre doit être maîtrisé à une valeur proche de 1 pour les raisons évoquées à la section 3.12. La pression, nécessaire au calcul de la vitesse de rotation du moteur, est également fixée.

Dans le but d'établir ces cartographies, une modélisation simplifiée du système est proposée. Par ailleurs, ce modèle permettra aussi d'analyser les essais réalisés précédemment afin de mieux appréhender les raisons des fluctuations observées.

### 5.5.1 Modélisation

Le diagramme en figure 5.13 présente le modèle utilisé. La puissance du concentrateur est évaluée à partir de l'irradiance ( $G_b$ ) en utilisant l'équation du rendement du concentrateur établie à la section 3.8.

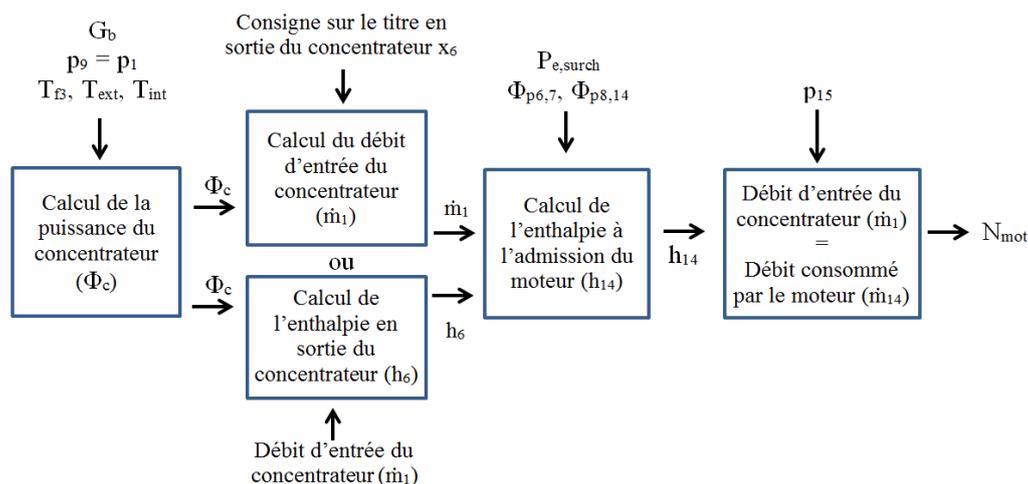


FIGURE 5.13 – Diagramme du modèle utilisé pour le calcul de la vitesse stabilisée du moteur.

Ce modèle peut être utilisé dans deux cas. Le premier est l'établissement de cartographies. Le titre en sortie est fixé. Le débit permettant d'atteindre ce titre est déterminé par le modèle (partie basse du diagramme en figure 5.13). Le second est l'analyse d'essais réalisés. Dans ce cas, le débit d'essai est connu et mesuré, le modèle détermine l'enthalpie en sortie du concentrateur (partie basse du diagramme en figure 5.13). Connaissant l'enthalpie ( $h_6$ ), le débit ( $\dot{m}_1$ ) ainsi que les pertes thermiques dans la tuyauterie, il est alors possible de calculer les propriétés du fluide en entrée du moteur.

Pour la partie moteur, avec des pressions à l'admission et à l'échappement fixées, la vitesse permettant d'admettre le débit ( $\dot{m}_1$ ) sera calculée à partir des corrélations établies à la section 4.5. Les pertes de charge sont négligées.

### Étapes de calcul

En premier lieu, la puissance du concentrateur est déterminée avec la température d'évaporation ( $T_{evap}$ ) (en utilisant les coefficients établis à la section 3.8) :

$$\Phi_c = AG_b \left( \eta_0 - a_1 \frac{(T_{evap} + T_{f3})/2 - T_{ext}}{G_b} \right) \quad (5.17)$$

avec  $\eta_0$  et  $a_1$  déterminés section 3.8.

Ensuite, le débit d'entrée peut se calculer à partir de l'enthalpie en sortie du concentrateur (déterminée à la pression ( $p_9=p_1$ ) et au titre fixé ( $x_6$ )) :

$$\dot{m}_1 = \frac{\Phi_c}{h_6 - h_3} \quad (5.18)$$

Si le débit est fixé, l'enthalpie  $h_6$  se calcule selon la même équation. En utilisant les corrélations établies aux sections 5.3 et 3.4, il est possible de calculer l'enthalpie d'entrée du moteur :

$$h_{14} = h_6 + \frac{\Phi_{surch} - (\Phi_{p6,7} + \Phi_{p8,14})}{\dot{m}_1} \quad (5.19)$$

Le débit admis par le moteur est :

$$\dot{m}_{14} = FF \frac{N_{mot}}{60} (\rho_{su} (V_{IVC} + V_{TDC})) \quad (5.20)$$

Enfin pour obtenir un point stabilisé, les débits  $\dot{m}_1$  et  $\dot{m}_{14}$  doivent être égaux. Le taux de remplissage nécessaire pour que le moteur admette le débit en sortie (et en entrée) du concentrateur est alors :

$$FF = \frac{\dot{m}_1}{\frac{N_{mot}}{60} (\rho_{su} (V_{IVC} + V_{TDC}))} \quad (5.21)$$

Le taux de remplissage du moteur a été par ailleurs défini à la section 4.5 comme :

$$FF = b_0 + b_1 \ln(r_p) + b_2 \rho_{su} + b_3 \ln(N_{mot}) \quad (5.22)$$

En utilisant les deux équations précédentes, l'égalité suivante est déduite :

$$\frac{\dot{m}_1}{\frac{N_{mot}}{60} (\rho_{su} (V_{IVC} + V_{TDC}))} - [b_0 + b_1 \ln(r_p) + b_2 \rho_{su} + b_3 \ln(N_{mot})] = 0 \quad (5.23)$$

Il convient de résoudre cette équation pour trouver une vitesse permettant d'obtenir un débit stabilisé.

### Analyse des deux essais précédents

Le modèle ci-dessus est en premier lieu exploité pour l'analyse des deux essais précédents. Il sera exploité tout d'abord sur les deux points stabilisés puis sur la période entière d'essai. Ici, le débit en entrée est connu (mesuré). L'enthalpie en sortie du concentrateur est déterminée à partir de ce débit (partie basse du diagramme en figure 5.13).

Il existe parfois deux vitesses pour lesquelles un équilibre entre le débit en sortie du concentrateur et celui admis par le moteur peut être atteint. Ceci s'explique mathématiquement par la forme de l'équation 5.23, et physiquement par le fait que pour certains points le moteur peut admettre un même débit à basse vitesse avec un taux de remplissage élevé et à vitesse élevée avec un taux de remplissage faible.

Afin d'étudier cet équilibre, posons  $F$  tel que :

$$F = \frac{\dot{m}_1}{\frac{N_{mot}}{60} (\rho_{su} (V_{IVC} + V_{TDC}))} - b_0 + b_1 \ln(r_p) + b_2 \rho_{su} + b_3 \ln(N_{mot}) \quad (5.24)$$

Quand  $F$  est nul l'équilibre est atteint. Physiquement  $F$  correspond à la différence entre le taux de remplissage requis pour absorber le débit d'entrée du concentrateur et le taux de remplissage du moteur.

Cette différence est présentée en figure 5.14 pour les deux points d'essais obtenus précédemment (Point 1 et 2 de l'essai du 16/07/2014 donnés par la table 5.1).

Les paramètres utilisés pour la résolution ( $p_9, p_{15}, T f_3, T_{ext}, T_{int}, G_b, P_{e,surch}$  et ici directement le débit d'entrée  $\dot{m}_1$ ) sont ceux mesurés lors de l'essai.

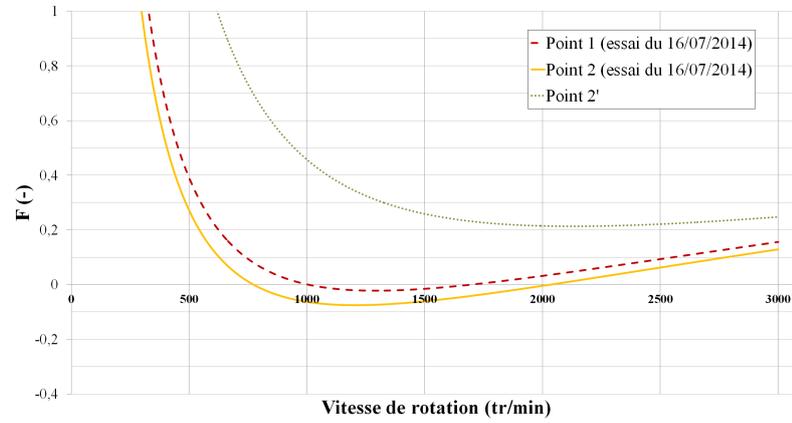


FIGURE 5.14 – Écart entre le taux de remplissage requis par le système et le taux du moteur

La courbe de  $F$ , représentant les conditions du point d'essai 1, passe par zéro pour une vitesse de 966 et de 1746 tr/min. La vitesse stabilisée obtenue lors de l'essai est de 1475 tr/min, ce qui est loin des deux valeurs théoriques. On remarquera cependant que la courbe est proche de zéro sur l'intervalle entre 966 et 1646 tr/min avec un écart maximum de 0,03. Cette valeur, faible relativement aux incertitudes de mesure, semble indiquer une stabilité du moteur sur une plage assez large pour ces paramètres d'entrée. Pour le point 2, les vitesses stabilisées théoriques sont 773 et 2035 tr/min. La première valeur est proche de celle relevée pendant l'essai qui était de 762 tr/min. L'approche théorique adoptée donne donc un résultat cohérent avec les mesures expérimentales pour le point 2.

Un troisième point (2') a été ajouté à titre d'illustration au graphique figure 5.14. Il a été calculé avec des conditions similaires au point 2 mais avec une pression fixée à 15 bars à l'admission. La courbe obtenue permet d'observer que pour certaines conditions d'entrée aucun point stabilisé n'est possible.

De la même manière, les vitesses de rotation permettant d'obtenir un régime stabilisé ont été calculées pour les essais à vitesse et à pression régulée présentés précédemment. Les résultats sont donnés par la figure 5.15 où la partie jaune correspond à la zone de fonctionnement du moteur (entre 600 et 1500 tr/min).

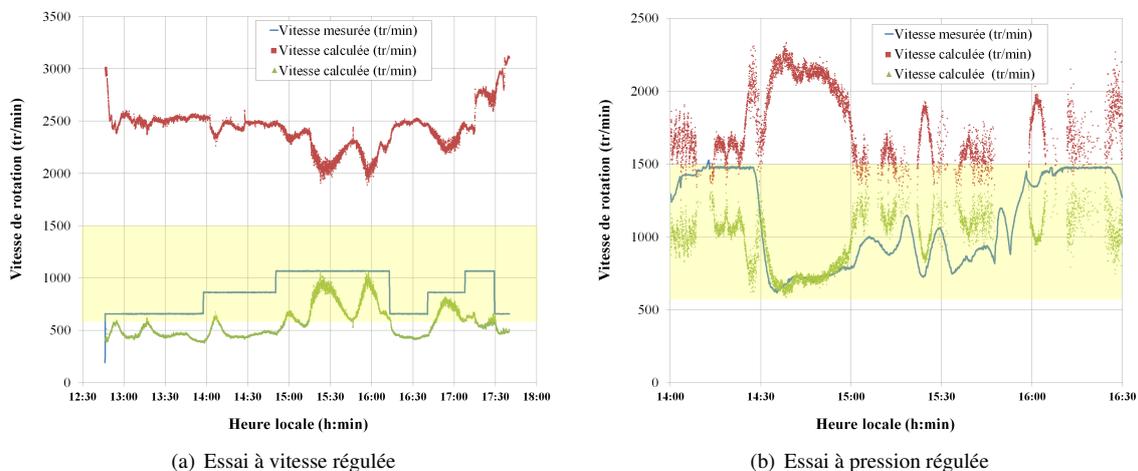


FIGURE 5.15 – Vitesses de rotation stabilisées possibles pour le moteur et vitesse mesurée. En jaune : zone de fonctionnement du moteur

Sur la figure 5.15, les deux courbes calculées correspondent aux deux solutions admises par l'équation 5.24.

Lors de l'essai à vitesse régulée (figure 5.15a), peu de points stabilisés figurent dans la zone de fonctionnement du moteur. La vitesse mesurée est toujours restée légèrement supérieure à la vitesse stabilisée située dans la zone de fonctionnement.

Lors de l'essai à pression régulée (figure 5.15b), plus de points sont présents dans la zone de fonctionnement. Entre 14h30 et 15h00, un régime stabilisé a été atteint. Les variations observées par la suite sur la vitesse calculée sont en partie dues aux fluctuations de puissance du surchauffeur. On remarque aussi l'existence d'intervalles (par exemple, entre 15h50 et 16h00) où aucun point stabilisé n'est possible.

La régulation est donc complexe puisqu'elle doit tenir compte de deux conditions. La première est qu'il doit exister un point stabilisé pour les conditions d'entrées données et la seconde est qu'il faut placer le moteur dans ces conditions. La première condition pourra être vérifiée par les cartographies établies ci-dessous. Pour la seconde, deux stratégies sont possibles, soit fixer la vitesse et laisser la pression se stabiliser (essai 1), soit fixer une pression et faire varier la vitesse pour l'atteindre (essai 2). Ces deux stratégies engendrent une modification du débit et donc des conditions d'entrée du moteur.

Il semble cependant que la régulation de la pression en faisant varier la vitesse soit plus efficace, car elle permet de contrôler les variations de débit en entrée du moteur. Dans la première stratégie, ces variations, non maîtrisées, sont uniquement liées aux fluctuations de pression.

## 5.5.2 Détermination de cartographies de fonctionnement

Ces cartographies ont comme objectif de déterminer la vitesse de rotation du moteur permettant d'atteindre un équilibre entre le débit en entrée et en sortie du concentrateur pour différentes conditions extérieures et puissances du surchauffeur.

m

Les points de fonctionnements utilisés pour ces cartographies sont déterminés à partir de la méthode présentée par la figure 5.16.

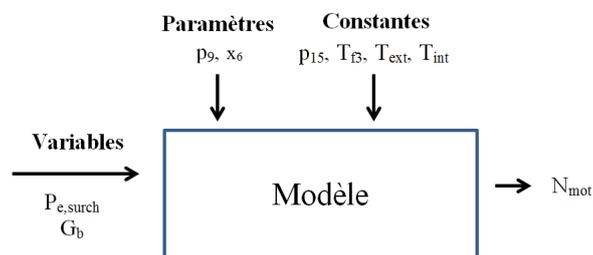


FIGURE 5.16 – Diagramme simplifié de la méthode de calcul des points de fonctionnement.

Les deux paramètres de contrôle choisis sont le titre de vapeur en sortie du concentrateur et la pression.

La puissance électrique en sortie du moteur pourra être déterminée à partir de la corrélation 4.7 et du rendement du moteur défini équation 4.1.

Si deux vitesses stabilisées sont possibles, seule la vitesse la plus basse est indiquée, car elle permet, comme observé à la section 4.6, d'obtenir, à débit égal, un rendement supérieur et donc une puissance électrique supérieure.

Les points hors de la plage de fonctionnement du moteur (de 600 à 1500 tr/min) ne sont pas considérés. De plus, comme les performances du moteur en vapeur saturée ne sont pas connues, seuls les points avec une surchauffe supérieure à 5°C en entrée du moteur sont pris en compte.

Les paramètres suivants sont utilisés par défaut :  $p_{15} = 0,75$  bar,  $T_{f3} = 70^\circ\text{C}$ ,  $T_{ext} = 20^\circ\text{C}$ ,  $T_{int} = 30^\circ\text{C}$ .

### Utilisation du by-pass

L'utilisation du by-pass pourrait permettre au moteur de fonctionner en deçà de 1000 tr/min afin d'optimiser ses performances (voir section 4.7) même si le débit en entrée requiert une vitesse supérieure. En effet, le by-pass permet de dériver une partie du débit en entrée du moteur en ouvrant l'électrovanne (figure 5.5).

La figure 5.17 présente la vitesse de rotation et la puissance produite pour un titre en sortie de 0,9 et une pression de 25 bars sans by-pass (figure 5.17a et 5.17b) et avec by-pass (figure 5.17c et 5.17d).

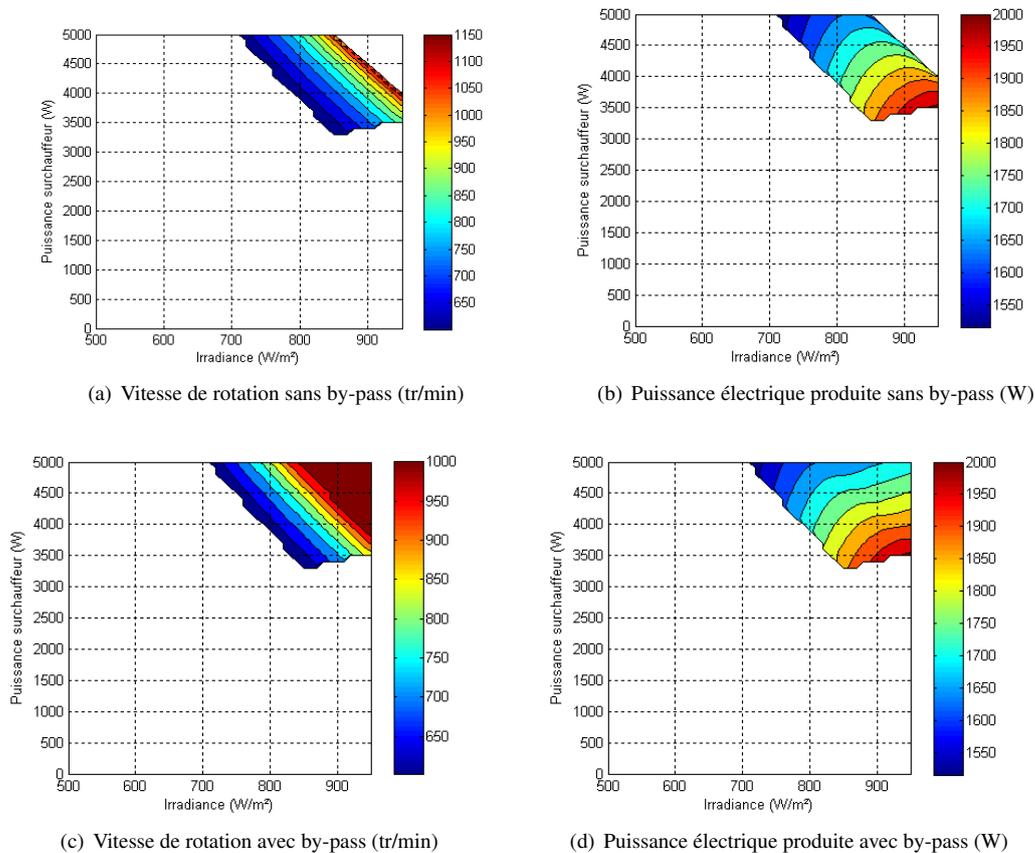


FIGURE 5.17 – Vitesse de rotation et puissance électrique produite avec ou sans by-pass pour un titre en sortie de 0,9 et une pression de 25 bars.

On observe, sur les figures 5.17a et 5.17c, que sur une large zone, avec une puissance solaire ou du surchauffeur faible, le moteur ne peut pas fonctionner. Cette zone est constituée de points où soit la vitesse requise est inférieure à la vitesse minimale du moteur soit la vapeur est saturée en entrée du moteur.

On observe sur la figure 5.17a, qu'il est également limité pour des puissances élevées où il ne peut pas admettre le débit volumique produit par la source chaude (à une pression donnée). Dans la pratique, si la puissance solaire et celle du surchauffeur devaient atteindre ces niveaux, la pression augmenterait risquant d'atteindre la pression de sécurité. En revanche, on observe, sur la figure 5.17c qu'un fonctionnement est possible pour cette zone avec le by-pass.

L'utilisation du by-pass permet donc de pouvoir travailler à des puissances élevées et d'accroître ainsi la plage de fonctionnement du moteur (figure 5.17c et 5.17d). Il permet aussi d'augmenter la puissance électrique produite pour les plages où le moteur fonctionnait à une vitesse supérieure à 1000 tr/min.

### Cartographies avec By-pass

Les cartographies, avec une pression allant de 15 à 25 bars et un titre en sortie de 0,85 et de 0,95, sont présentées par les figures 5.18 et 5.19 et en annexe D pour un titre en sortie de 0,9.

On observe une réduction de la plage de fonctionnement du moteur lorsque le titre chute en sortie du concentrateur (entre la figure 5.18 et la figure 5.19). Cette réduction s'explique par le fait qu'un titre plus faible en sortie correspond à un débit de fluide plus important, et donc, à puissance de source chaude équivalente, l'enthalpie à l'entrée du moteur diminue. De ce fait, la vapeur est plus souvent à l'état saturée en entrée du moteur. Ces points ne sont pas considérés dans ces cartographies.

En revanche, les niveaux de puissances sont plus importants pour un titre plus faible. Ceci est également dû au débit qui, étant plus important pour un titre de 0,85, engendre une puissance en sortie plus importante.

Enfin, au sein d'un même graphique, on observe une augmentation de la puissance produite, mais une réduction de la plage de fonctionnement avec la pression.

Ces deux figures montrent que, dans le but de maximiser la puissance électrique produite, dans la limite des points de fonctionnement présentés, la pression ainsi que le titre en sortie doivent être les plus élevés possible.

Dans le but d'éviter toute surchauffe dans le concentrateur, la valeur cible pour le titre en sortie sera de 0,9 ce qui correspond à un rapport  $G_b/m$  de 29,3. La cartographie pour cette valeur de titre de vapeur est présentée en annexe D.

Elle permettra lors des essais de prévoir la pression de fonctionnement possible du moteur afin de la fixer comme consigne au régulateur.

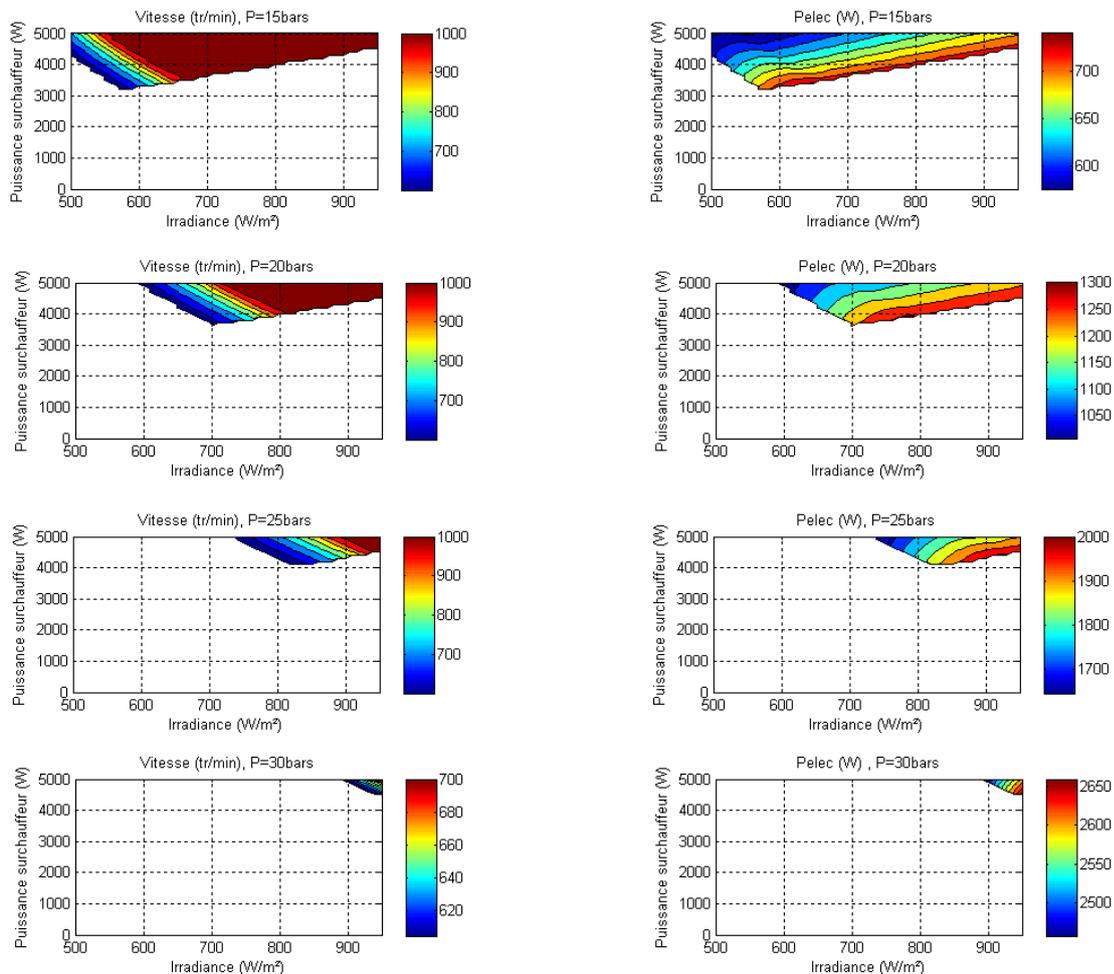


FIGURE 5.18 – Vitesse et puissance électrique produite pour un titre en sortie du concentrateur de 0,85 en fonction de l'irradiance et de la puissance du surchauffeur.

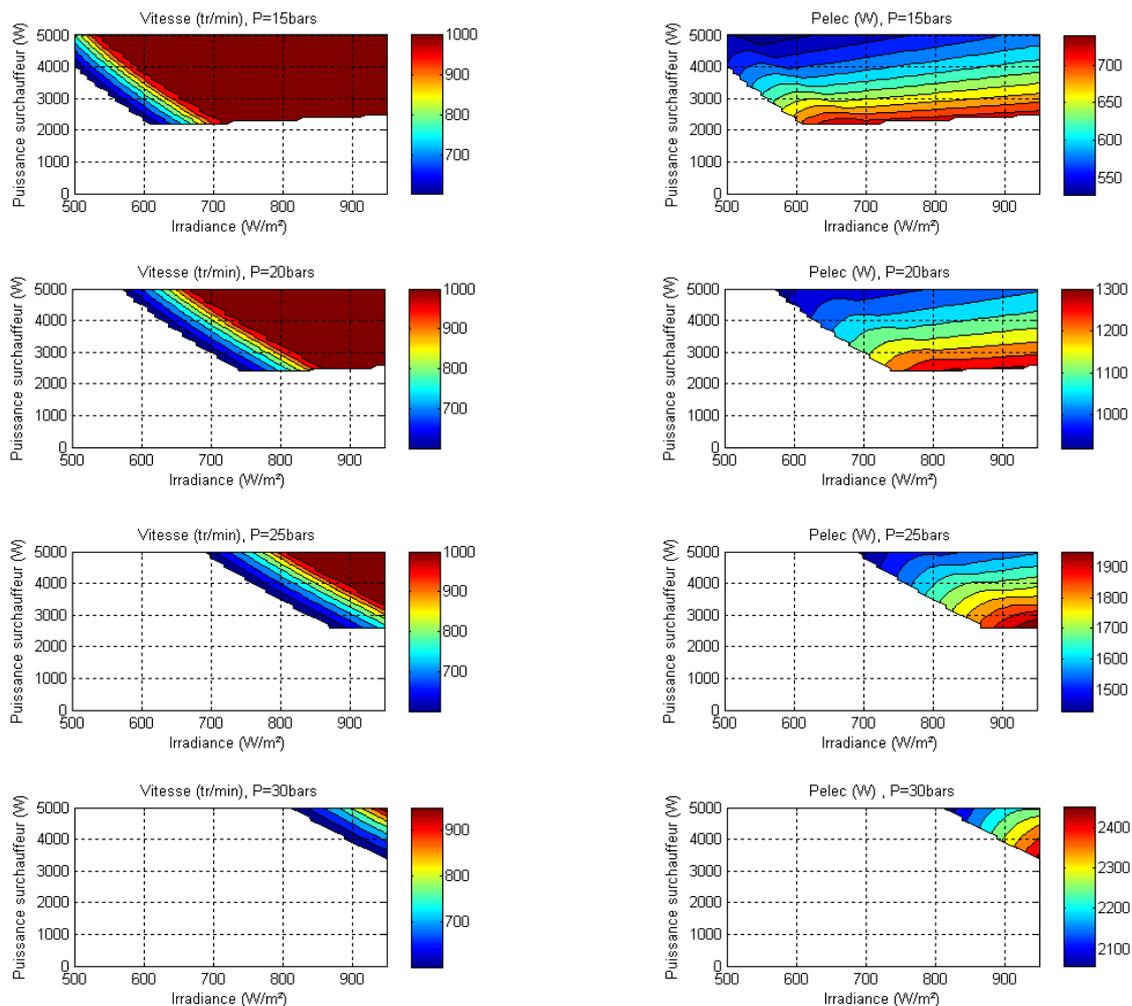


FIGURE 5.19 – Vitesse et puissance électrique produite pour un titre en sortie du concentrateur de 0,95 en fonction de l’irradiance et de la puissance du surchauffeur.

## 5.6 Essais avec le by-pass

À partir des cartographies établies précédemment, un essai a été réalisé le 11 septembre 2014 avec un rapport  $G_b/m$  de 29,5.

Pour cet essai, la vitesse de rotation est contrôlée par le variateur associé au moteur, qui contrôle le couple de ce dernier. Le surchauffeur n’est pas régulé.

La pression d’admission du moteur,  $p_9$ , a été réglée avec l’électrovanne de by-pass. La consigne, a été fixée sur cette pression, à 25 bars en début d’essai puis à 22 bars à 15h42 et à 20,5 bars à 16h06. L’actionneur est ici l’électrovanne de by-pass, lors de son ouverture une partie du fluide en sortie du concentrateur est dérivée vers le condenseur.

La pression d’échappement a été comprise entre 0,9 et 1 bar. Cette valeur, assez élevée, est probablement liée à des infiltrations d’air dans le circuit hydraulique. Le débit passant par le by-pass  $\dot{m}_{10}$ , étant fortement perturbé, n’a pas pu être mesuré.

Les conditions de fonctionnement (débit, pression température, vitesse de rotation et puissance électrique produite) sont présentées par la figure 5.20.

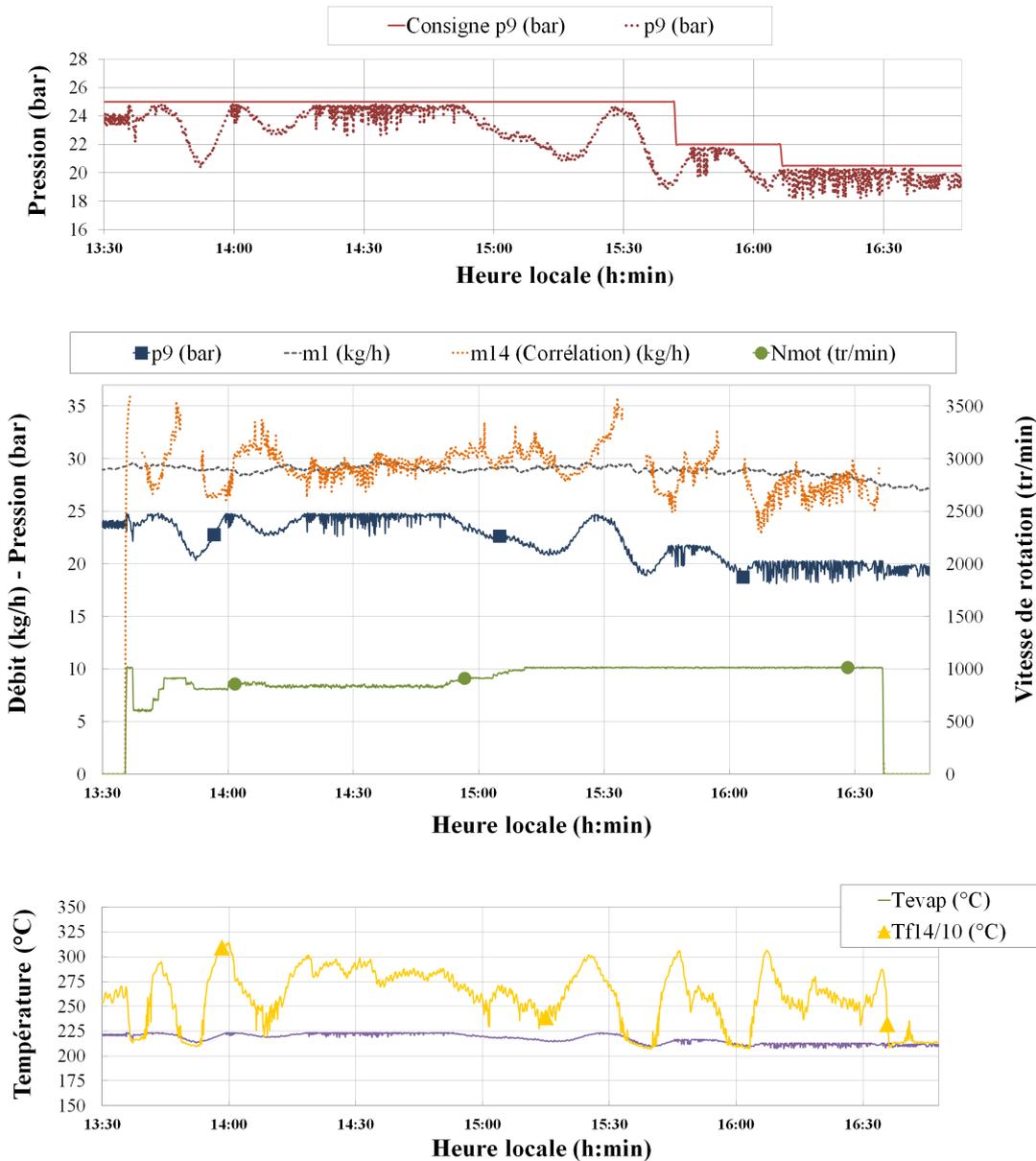


FIGURE 5.20 – Conditions de fonctionnement du prototype complet - Essai avec by-pass (11/09/2014).

La vitesse du moteur a été fixée à 850 tr/min à 14h00. Sur la figure 5.20, la pression ( $p_9$ ) se stabilise à 14h20 à 24,5 bars. On remarque de légères oscillations sur la pression qui correspondent à l'ouverture de l'électrovanne de by-pass. Le débit admis par le moteur ( $\dot{m}_{14}$ ), la température en entrée du moteur ( $T_{f14}$ ) ainsi que la puissance électrique produite ( $P_{mot}$ ) sont stables. Le by-pass permet donc d'éviter les importantes oscillations sur la pression et le débit observées lors des essais précédents à vitesse ou pression régulées. La vitesse du moteur a ensuite été augmentée à 900 puis à 1000 tr/min à 14h52. Cependant, comme il est possible de l'observer à 15h30, le débit admis par le moteur à cette vitesse et cette pression est supérieur au débit d'entrée du concentrateur. Dès lors, la pression et la température en entrée du moteur chutent. La consigne de régulation de pression a alors été changée à 22 bars à 15h40. À cette pression, la vitesse de 1000 tr/min correspond à la cartographie, le débit se stabilise en effet brièvement à 15h50.

Cependant, la température d'entrée du moteur chute à 15h55. Le même phénomène est observé à 16h35 où un point stabilisé avait été atteint avec une pression de 20 bars entre 16h10 et 16h30. Ces fluctuations de la température d'entrée du moteur engendrent un passage du fluide en vapeur saturée que le moteur peut tolérer tant que le titre de vapeur n'est pas trop faible. Néanmoins, par mesure de sécurité, il convient d'éviter ces phases, d'un point de vue expérimental, car le titre est alors inconnu. Ces fluctuations de température sont peut-être liées à une légère variation du rendement du concentrateur. Cette variation pourrait être due à un faible déplacement du tube absorbeur lié à sa dilatation avec la température.

De plus, la chute de température observée à 15h55 et à 16h35 entraîne une diminution de la masse volumique et donc une augmentation du débit du moteur comme il est possible de l'observer à 15h30. Cette augmentation de débit, avec une puissance presque constante du concentrateur et du surchauffeur, amplifie le phénomène. Comme lors des essais précédents, la pression chute, le by-pass est alors fermé et le débit n'est plus fonction que du taux de remplissage du moteur. Les mêmes perturbations que lors des essais à vitesse régulée apparaissent.

Deux solutions permettent d'éviter ce problème, la première est de réguler la vitesse du moteur à une valeur fortement inférieure à celle donnée par les cartographies. La seconde est de moduler la puissance du surchauffeur.

La première solution permet d'éviter un "emballement" du débit en sortie du concentrateur. En effet, comme observé à 14h35, une chute de température et donc une augmentation de la masse volumique ont conduit à une légère augmentation du débit du moteur ( $\dot{m}_{14}$ ). Cette augmentation a été compensée par une réduction de l'ouverture du by-pass (la pression est moins perturbée après 14h35) et n'a donc pas provoqué une chute de la pression. Le débit global en sortie du concentrateur est alors resté stable jusqu'à 14h50. En revanche, à 15h50 et à 16h35, la vitesse du moteur étant proche de sa vitesse stabilisée, la fermeture by-pass n'a pas permis de compenser l'augmentation de débit du moteur observée lors de la chute de sa température d'entrée.

La modulation de la puissance du surchauffeur pourrait aussi permettre d'éviter ces perturbations en compensant les légères fluctuations de puissance du concentrateur. Si la pression est constante et fixée par l'électrovanne, la masse volumique en entrée du moteur est fonction uniquement de la température. Une régulation de la puissance du surchauffeur basée sur la température peut être envisagée. Elle permettrait de stabiliser la masse volumique en entrée du moteur et donc le débit admis par ce dernier.

La figure 5.21 présente les puissances relevées.

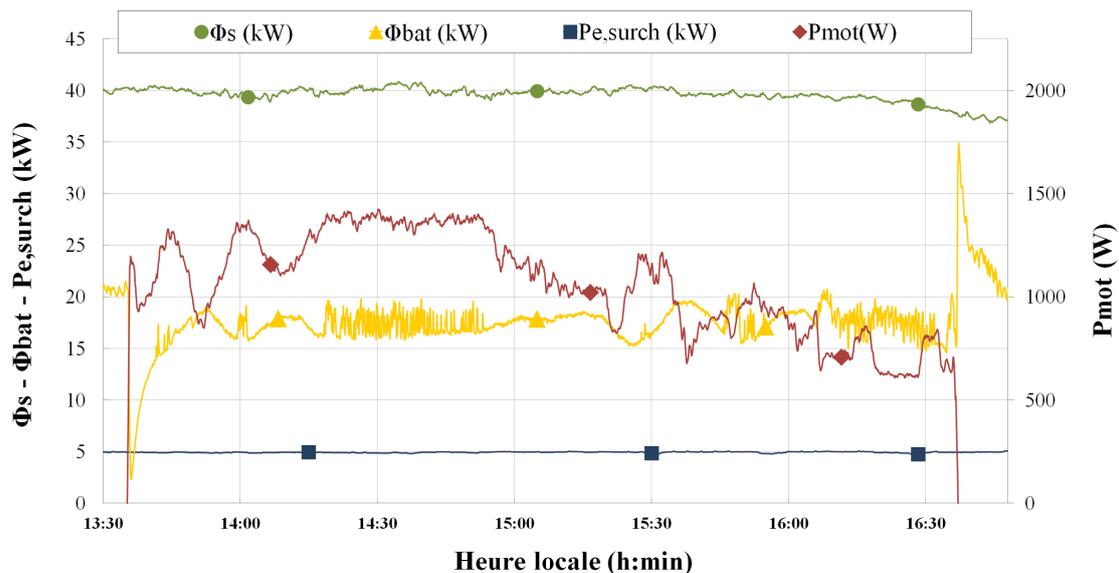


FIGURE 5.21 – Puissances du prototype complet - Essai avec by-pass (11/09/2014).

Sur la figure 5.21, on observe que la puissance solaire reste stable, autour de 40 kW, durant toute la période de fonctionnement du moteur. La puissance du surchauffeur est elle stable à sa valeur maximale soit 5 kW. On remarque des perturbations ayant une amplitude d'environ 3 kW sur la puissance cédée au bâtiment entre 14h20 et 14h50 et entre 16h10 et 16h30. Ces dernières sont liées à l'ouverture intermittente de l'électrovanne de by-pass. Elles correspondent à la puissance échangée au niveau du condenseur par la vapeur passant par le circuit du by-pass. La puissance électrique produite est comprise entre 650 W et 1,4 kW.

Cet essai a permis de vérifier le fonctionnement du moteur avec une régulation sur la pression à l'aide du by-pass. La régulation mise en place apporte une amélioration par rapport aux deux précédentes.

Un point stabilisé a pu être extrait de cet essai. La figure 5.22 donne une répartition des puissances en sortie du micro-cogénérateur issues du flux solaire incident (DNI) pour ce point d'essai.

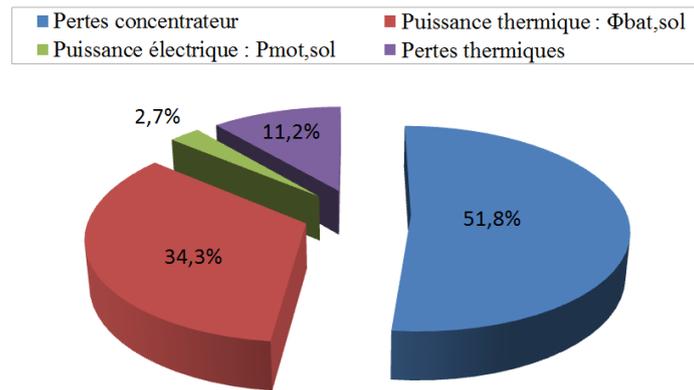


FIGURE 5.22 – Répartition des puissances en sortie du micro-cogénérateur issues du flux solaire incident (DNI)

On retrouve les mêmes tendances que pour les essais précédents (figure 5.12). On observe cependant que les pertes au niveau du concentrateur sont plus importantes (51,8 %) et de même pour les pertes thermiques (11,2 %). Ces deux dernières conduisent à une part de puissance thermique disponible plus faible (34,3 %) que lors des essais précédents (37,3 et de 37,8 % du flux solaire incident). Quant à la puissance électrique produite, elle reste stable.

La table 5.2 présente les conditions et les différents rendements et puissances relevés pour cet essai.

	Point d'essai
Date d'essai	11/09/2014
Heure de début	14h21
Durée (min)	30
Vitesse de rotation : $N_{mot}$ (tr/min)	836
Pression chapelle : $p_9$ (bar)	24,5
Pression échappement : $p_{15}$ (bar)	1,0
Ratio de pression : $r_p$	<b>24,7</b>
Débit : $\dot{m}_1$	<b>29,2</b>
Débit modèle : $\dot{m}_{14}$	<b>29,2</b>
	Puissances (kW)
P. solaire : $\Phi_s$	<b>40,1</b>
P. concentrateur : $\Phi_c$	<b>19,3</b>
P. surchauffeur : $\Phi_{surch}$	4,9
Pertes thermiques source chaude : $\Phi_{p_{2,3}} + \Phi_{p_{6,7}} + \Phi_{p_{8,14}}$	2,0
P. électrique produite : $P_{mot}$	<b>1,4</b>
P. thermique produite : $\Phi_{bat}$	<b>17,2</b>
Pertes thermiques moteur + Skid : $\Phi_{p,mot} + \Phi_{p_{skid}}$	3,7
Pertes thermiques moteur seul : $\Phi_{p,mot}$	État saturé
	Rendements (%)
R. concentrateur : $\eta_c$	48,2
R. Rankine théorique : $\eta_{r,theo}$	<b>21,4</b>
R. isentropique global (électrique) : $\eta_{is,el}$	<b>28,8</b>
R. isentropique global (électrique) modèle : $\eta_{is,el}$	<b>31,0</b>
R. système (électrique) : $\eta_{syst,el}$	6,2
R. système (thermique) : $\eta_{syst,th}$	77,3
R. système (global) : $\eta_{syst}$	83,5
Fraction solaire : $f_{sol}$	79,8
R. micro-cogénérateur complet (électrique) : $\eta_{sol,el}$	<b>2,7</b>
R. micro-cogénérateur complet (thermique) : $\eta_{sol,th}$	<b>34,3</b>
R. micro-cogénérateur complet(global) : $\eta_{sol}$	<b>37,0</b>

TABLE 5.2 – Performances globales du prototype Micosol avec le by-pass

Sur la table 5.2, le débit calculé à l'aide du modèle établi en section 4.5 est égal au débit mesuré. Ceci in-

dique que le débit passant par le by-pass est relativement faible. Le ratio de pression est faible, car la pression à l'échappement n'a pas pu être diminuée. Les pertes thermiques au niveau du Skid et du moteur sont importantes (3,7 kW). Ceci s'explique par le fait qu'à la fois le circuit by-pass et celui du moteur ont été utilisés lors de cet essai, la longueur de tuyauterie chauffée ainsi que le nombre d'éléments étaient donc plus importants. Les pertes thermiques représentent au total 5,7 kW, ce qui est élevé en comparaison à la puissance du concentrateur qui est de 19,3 kW.

Le rendement isentropique global mesuré (28,8 %) est proche de la valeur calculée (31,1 %). Il est, encore ici, assez faible. Le rendement solaire global (37 %) est lui aussi réduit, principalement à cause des pertes thermiques. Le rendement solaire électrique obtenu (2,7 %) est également relativement bas.

Les performances du micro-cogénérateur pourraient être améliorées en limitant les pertes thermiques avec une isolation plus importante et en augmentant le ratio de pression.

## 5.7 Couplage avec le bâtiment

Après avoir évalué les performances du micro-cogénérateur, il convient d'étudier le couplage de cette source de chaleur avec un bâtiment. Une source de chaleur se caractérise par deux grandeurs, sa puissance et son niveau de température.

La puissance produite par l'installation est déterminée par :

$$\Phi_{bat} = \eta_c \Phi_s + \Phi_{surch} - \Phi_p - P_{mot} \quad (5.25)$$

où les pertes thermiques  $\Phi_p$  pourront être caractérisées à l'aide d'essais complémentaires.

Connaissant le rendement du concentrateur, les pertes thermiques, ainsi que les conditions extérieures, la puissance fournie au bâtiment pourra être évaluée annuellement.

Le niveau de température fourni par Micosol correspond à la température de départ vers le bâtiment ( $T_{f12}$  figure 5.5).

Un exemple d'évolution, au cours d'un essai, des températures de départ et de retour du bâtiment ainsi que de la bache est présenté par la figure 5.23.

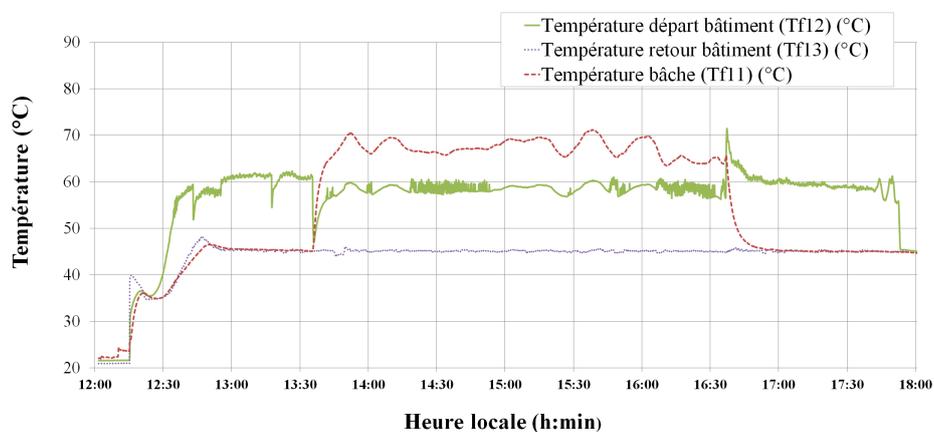


FIGURE 5.23 – Températures de la bache ainsi que de départ et de retour vers le bâtiment.

La température de départ vers le bâtiment dépend de la mise en marche ou non du moteur.

En effet, avant 13h40 et après 16h40, le circuit by-pass est utilisé. Dans ce cas et lorsque la sortie du concentrateur est en vapeur et donc à température importante, il est possible en modulant le débit, d'obtenir une température de départ vers le bâtiment élevée.

En revanche, entre 13h40 et 16h40, lorsque le moteur fonctionne, la température de départ est conditionnée par la température de bache et les caractéristiques de l'échangeur à plaques. On observe une température de départ proche de 60°C.

Pour des besoins d'eau chaude sanitaire, la température doit être supérieure à un seuil afin de limiter le risque de développement des légionelles. En fonction du temps de maintien, la température conseillée d'un chauffe-eau sanitaire, va de 60 à 70°C [officiel 2005]. La température de la bache est limitée par la pression de vapeur saturante

de l'eau. En effet, elle est maintenue en dépression afin de minimiser la pression à l'échappement du moteur. La pression minimale de la bache est fixée à 0,6 bar. En deçà, le gavage de la pompe haute pression est difficile et les fuites au sein du circuit hydraulique requièrent un fonctionnement permanent de la pompe à vide. Selon la table 5.3, il est donc envisageable, en fonction du débit de refroidissement, de réguler la température de bache à 80°C. La température de départ devrait alors dépasser 65°C, ce qui correspond à un temps minimum de maintien de 4 minutes [officiel 2005].

Température (°C)	Pression de vapeur saturante (bar)
60	0,20
70	0,31
80	0,47
85	0,58

TABLE 5.3 – Pression de vapeur saturante de l'eau

La centrale de micro-cogénération Micosol est donc adaptée au couplage avec un bâtiment. L'équation 5.25 permettrait à l'aide d'un logiciel de simulation dynamique de bâtiments (type TRNSYS®) ou de simulation solaire (type PolySun®) d'adapter la taille du système aux besoins en fonction de la localisation géographique, du type de bâtiment et de charge thermique considérés. Cela permettrait en outre d'optimiser la taille du stockage thermique au sein du bâtiment.

## 5.8 Conclusion du chapitre

Les performances globales du micro-cogénérateur ont été évaluées. Dans un premier temps ont été définis des indicateurs permettant d'évaluer les caractéristiques à la fois du système thermique de micro-cogénération seul, mais aussi du micro-cogénérateur dans son intégralité depuis la ressource solaire.

Ensuite, des essais à vitesse de rotation régulée ont été réalisés. D'importantes fluctuations ont été observées sur la pression, la température d'entrée du moteur et la puissance électrique produite. Elles sont liées à la forte inertie du système qui rend complexe l'établissement d'un équilibre entre les débits d'entrée et de sortie du concentrateur.

Une régulation de la vitesse de rotation à partir d'une consigne sur la pression à l'admission a alors été mise en place. Cette dernière a permis d'obtenir deux points stabilisés. Le rendement isentropique global du moteur mesuré est compris entre 23,8 et 28,2 %. Le rendement de conversion solaire/électricité de la centrale est assez faible (au maximum 2,8 %). De plus, cette stratégie de régulation ne s'est avérée efficace que sur certaines périodes de fonctionnement.

Des cartographies permettant de déterminer une vitesse de rotation compatible avec un équilibre des débits au sein du concentrateur ont alors été définies. Pour ce faire, les modèles du concentrateur et du moteur définis respectivement aux chapitres 3 et 4 ont été utilisés. Ces cartographies ont permis de définir des zones de fonctionnement du moteur pour différentes valeurs d'irradiance et de puissance du surchauffeur. Elles ont également montré que la puissance électrique produite par le moteur pouvait être optimisée par l'ouverture du by-pass pour certains points de fonctionnement.

Un essai a alors été réalisé avec le by-pass. Un régime stabilisé a pu être obtenu, mais il n'a pas pu être maintenu durant tout l'essai. Des solutions ont été proposées afin de limiter les oscillations observées. Le rendement de conversion solaire/électricité maximal de la centrale (avec une détente isentropique) est de l'ordre de 10 %. Le rendement isentropique global du moteur mesuré est de 28,8 %. Ces derniers ainsi que les pertes thermiques, conduisent alors à un rendement de conversion solaire/électricité de la centrale assez faible (2,7 %). Le rendement de conversion solaire/énergie thermique est de 34,3 %. Ces valeurs limitées sont dues à la faible pression de fonctionnement (25 bars) et aux pertes thermiques importantes au niveau des différents éléments du système.

Étant donné le nombre limité d'essais réalisés, les conclusions énoncées ici devraient être confirmées par des essais complémentaires.

Le couplage avec le bâtiment a également été abordé. Il est basé sur deux grandeurs, la puissance cédée au bâtiment et le niveau de température. La puissance est définie en fonction de l'irradiance directe, de la puissance du surchauffeur et du rendement du système. La température de départ du système vers le bâtiment dépend du mode de fonctionnement (by-pass ou moteur). Elle reste, dans tous les cas, compatible avec une production d'eau chaude sanitaire ou de chauffage à basse température.



# Conclusion générale et perspectives

Ce travail de thèse a porté sur l'étude des performances d'une installation de micro-cogénération solaire. Cette installation, couplant un concentrateur cylindro-parabolique et un moteur à vapeur à cycle de Hirn (Rankine avec surchauffe), présente plusieurs originalités qui sont le suivi solaire suivant deux axes du concentrateur cylindro-parabolique, la génération directe de vapeur au sein d'un concentrateur de taille réduite (46,5 m<sup>2</sup>) et l'utilisation d'un moteur à piston non lubrifié.

Dans une première partie, le concentrateur seul a été caractérisé (moteur court-circuité). Cette étude a permis de valider le fonctionnement du concentrateur en diphasique. La vaporisation du fluide dans les absorbeurs s'est opérée sans difficulté particulière. Durant la journée ensoleillée considérée, il a été observé que la production de vapeur est stable. Lors de la journée présentant des passages nuageux, de fortes variations du débit et de la puissance en sortie du concentrateur ont été observées. Au cours de ces journées, la consommation électrique du système de suivi deux axes était faible (124 W).

Le rendement thermique a alors été évalué à partir d'essais de jour et de nuit. L'objectif des essais hors ensoleillement était de confirmer les valeurs de pertes thermiques obtenues de jour. L'impact des conditions extérieures et de fonctionnement a ensuite été étudié séparément à partir de plusieurs essais. Un décalage sur le positionnement de la ligne nord a été détecté et corrigé. Le rendement, initialement de l'ordre de 40 %, a atteint une valeur proche de 50 % après correction.

Le système de suivi deux axes a ensuite été comparé expérimentalement à un suivi un axe. Le gain observé est important pour les premiers jours de septembre avec un rendement sur la journée de 48 % pour le suivi deux axes, de 32,1 % pour le suivi un axe nord/sud et de 24,4 % pour le suivi un axe est/ouest.

La dynamique du système a également été étudiée. L'inertie du système est principalement liée à la quantité de liquide contenue dans les absorbeurs (18 litres) qui est importante relativement au débit de fonctionnement (30 kg/h). Un échelon appliqué sur la température d'entrée a permis d'observer sa faible influence. Une variation de la pression de régulation ou de l'irradiance a un impact très rapide sur le débit de sortie. En revanche, la dynamique du système est très lente pour une variation du débit d'entrée du concentrateur. Cette observation nous a amenés à considérer une régulation de type boucle ouverte, où le débit est régulé en fonction de l'irradiance. Cette régulation a permis d'obtenir un titre de vapeur stabilisé en sortie.

Dans une seconde partie, le moteur est étudié à partir de tests effectués sur un banc d'essai dans les locaux d'Exoès. Le moteur a été testé avec une puissance stable, puis variable à l'évaporateur. Ces essais ont montré qu'il pouvait fonctionner sur une plage importante de pression (17 à 34 bars) et de température (230 à 350°C). La production électrique était comprise entre 800 et 2400 W.

Un modèle empirique a pu être développé à partir de points d'essais stabilisés. À l'aide de ce modèle, nous avons mené une étude paramétrique sur le moteur. Cette étude a montré l'influence importante du ratio de pression (égal au rapport de la pression d'admission sur la pression d'échappement) et de la vitesse de rotation sur le rendement isentropique (électrique) du moteur. Elle a également montré que le débit admis par le moteur augmente peu et que la puissance électrique produite diminue à partir d'une vitesse de rotation de 1000 tr/min. Il convient donc de ne pas dépasser cette valeur afin de maximiser la puissance électrique produite. Le rendement isentropique (électrique) maximal du moteur pouvant être atteint dans les conditions de fonctionnement du prototype Micosol est de 35 %. Ce rendement est limité par la pression maximale de fonctionnement de l'installation.

Dans une troisième partie, les performances globales du micro-cogénérateur ont été évaluées. Il a été complexe d'obtenir des points stabilisés en raison de la forte inertie thermique de la source chaude (concentrateur). Un déphasage a été observé entre la pression et le débit en entrée du moteur. Une stratégie d'asservissement de la vitesse du moteur avec la pression d'entrée a alors été mise en place et vérifiée expérimentalement pour quelques points de fonctionnement.

Dès lors, des cartographies ont été développées à partir des modèles du concentrateur et du moteur établis précédemment. Ces dernières ont pour but d'anticiper la vitesse de rotation du moteur qui permet d'obtenir un équilibre entre le débit d'entrée du concentrateur et celui du moteur. Elles ont aussi mis en avant le fait que la

puissance électrique produite peut être augmentée pour certains points de fonctionnement par l'ouverture du by-pass. Cette stratégie a pu être vérifiée pour un essai.

Le rendement de conversion énergie solaire / énergie électrique maximal de la centrale (avec une détente isentropique) est de l'ordre de 10 %. Le rendement isentropique global du moteur mesuré est de 28,8 %. Ces derniers ainsi que les pertes thermiques conduisent alors à un rendement de conversion énergie solaire / énergie électrique de la centrale assez faible (2,7 %). Le rendement énergie solaire / énergie thermique est de 34,3 %. Ces valeurs limitées s'expliquent par la faible pression de fonctionnement (25 bars) et par les pertes thermiques importantes au niveau des différents éléments du système.

Enfin, concernant le couplage au bâtiment, la conclusion est qu'il ne présente pas de difficulté supplémentaire par rapport à une installation solaire classique. La température de départ du système vers le bâtiment est compatible avec une production d'eau chaude sanitaire ou de chauffage à basse température. Il est cependant important du fait de l'intermittence de la source de prévoir un système de stockage.

Ce projet est une première approche de la micro-cogénération solaire basée sur la génération directe de vapeur. Étant donné le nombre limité d'essais réalisés, les résultats obtenus devraient être confirmés par des essais complémentaires. Néanmoins, ce projet met en lumière :

- un fort potentiel d'optimisation consistant en des améliorations techniques et en une analyse exergétique,
- de nombreuses perspectives s'orientant vers une approche numérique et vers la réalisation d'essais sans surchauffeur.

Plusieurs solutions techniques permettraient d'améliorer les performances et le fonctionnement de l'installation. Le rendement thermique pourrait être augmenté par une isolation plus importante de la tuyauterie et de certains éléments du système (bâche, chapelle du moteur ...). Le rendement électrique pourrait être nettement amélioré avec une pression de service plus élevée. Une modification des lois de levée des soupapes du moteur, afin que son cycle corresponde mieux à la production de vapeur sur Micosol, serait aussi pertinente. La régulation pourrait également être améliorée en couplant par exemple l'utilisation du by-pass à une régulation PI de la vitesse de rotation asservie sur la pression. Cette dernière permettrait d'obtenir plus rapidement une stabilisation du système.

De plus, une analyse exergétique du système serait pertinente. Elle permettrait, en effet, d'identifier les sources d'irréversibilités qu'il conviendrait de corriger si possible.

La modélisation d'un tel système est à envisager. Elle pourrait être de deux types. La première, assez simple, permettrait de calculer des performances annuelles. Ces performances seraient utiles pour quantifier l'intérêt du suivi deux axes et étudier d'autres lieux, ainsi que le couplage avec le bâtiment. Cette modélisation nécessite cependant de connaître les pertes thermiques au niveau du moteur et du Skid, ainsi que le facteur d'angle du concentrateur et devra impérativement être dynamique à cause de la forte inertie du système (pour notamment intégrer la phase de mise en marche le matin).

La seconde, plus fine, avec un pas de temps réduit et un maillage adapté de l'absorbeur, permettrait de mieux appréhender la régulation du système et les oscillations observées.

De plus, il serait intéressant d'étudier le fonctionnement de la centrale avec l'énergie solaire comme unique ressource énergétique. Cette étude conduirait à utiliser le système sans surchauffeur, soit en générant de la vapeur surchauffée directement au sein du concentrateur soit en faisant fonctionner le moteur en vapeur saturée. La réalisation de ce type d'essai est possible, sous certaines conditions : dans un premier cas, la génération de vapeur surchauffée dans l'absorbeur pourrait se faire à basse pression et donc à une température limitée, dans un second, l'utilisation du moteur avec de la vapeur saturée pourrait se faire de manière progressive en diminuant la puissance du surchauffeur. Ces deux essais n'ont pas été réalisés car ils présentent un risque de détérioration pour l'absorbeur et pour le moteur.

# Bibliographie

- [ADEME 2011] ADEME. Feuille de route solaire thermodynamique. 2011.
- [ADEME 2013] ADEME. *ADEME, investissement d'avenir : Microsol, Fiche AMI solaire.*, 2013.
- [Alaphilippe 2007] Muriel Alaphilippe, Sébastien Bonnet et Pascal Stouffs. *Low Power Thermodynamic Solar Energy Conversion : Coupling of a Parabolic Trough Concentrator and an Ericsson Engine*. International Journal of Thermodynamics, vol. 10, no. 1, 2007.
- [Almanza 1997] Rafael Almanza, Alvaro Lentz et Gustavo Jiménez. *Receiver behavior in direct steam generation with parabolic troughs*. Solar Energy, vol. 61, no. 4, pages 275–278, 1997.
- [Almanza 1998] R. Almanza et A. Lentz. *Electricity production at low powers by direct steam generation with parabolic troughs*. Solar Energy, vol. 64, no. 1–3, pages 115–120, September 1998.
- [Aoun 2008] Bernard Aoun. *Micro combined heat and power operating on renewable energy for residential building*. PhD thesis, MINES ParisTech, 2008.
- [Aoun 2009] Bernard Aoun, Stéphane Thiers et Bruno Peuportier. *Experimental Characterization of a Micro-CHP unit based on a Stirling Engine, fueled by Wood Pellets*. In 14th International Stirling Engine Conference ISEC, 2009.
- [Apertet 2012a] Y. Apertet, H. Ouerdane, O. Glavatskaya, C. Goupil et Ph Lecoeur. *Optimal working conditions for thermoelectric generators with realistic thermal coupling*. EPL (Europhysics Letters), vol. 97, no. 2, page 28001, January 2012. arXiv :1108.6164 [cond-mat, physics :physics].
- [Apertet 2012b] Y. Apertet, H. Ouerdane, C. Goupil et Ph Lecoeur. *Internal convection in thermoelectric generator models*. Journal of Physics : Conference Series, vol. 395, page 012103, November 2012. arXiv :1204.0737 [cond-mat].
- [Arquès 2007] Philippe Arquès et Antoni K. Oppenheim. *Théorie générale des machines : machines à réaction, motrices et réceptrices, à vapeur ou à gaz*. Éd. Technip, Paris, France, 2007.
- [Assoa 2007] Y. B. Assoa, C. Menezo, G. Fraisse, R. Yezou et J. Brau. *Study of a new concept of photovoltaic–thermal hybrid collector*. Solar Energy, vol. 81, no. 9, pages 1132–1143, September 2007.
- [Badami 2009] M. Badami et M. Mura. *Preliminary design and controlling strategies of a small-scale wood waste Rankine Cycle (RC) with a reciprocating steam engine (SE)*. Energy, vol. 34, no. 9, pages 1315–1324, September 2009.
- [Badr 1991] O. Badr, S. Naik, P. W. O'Callaghan et S. D. Probert. *Expansion machine for a low power-output steam Rankine-cycle engine*. Applied Energy, vol. 39, no. 2, pages 93–116, 1991.
- [Bai 2012] Y. Bai, T. T. Chow, M. #xe9, n&#xe9, C. Zo et P. Dupeyrat. *Analysis of a Hybrid PV/Thermal Solar-Assisted Heat Pump System for Sports Center Water Heating Application*. International Journal of Photoenergy, vol. 2012, page e265838, August 2012.
- [Bannister 1998] Paul Bannister. *The ANU solar thermal steam engine : performance analysis*. International Journal of Energy Research, vol. 22, no. 4, pages 303–316, 1998.
- [Barelli 2013] L. Barelli, G. Bidini, F. Gallorini et P.A. Ottaviano. *Design optimization of a SOFC-based CHP system through dynamic analysis*. International Journal of Hydrogen Energy, vol. 38, no. 1, pages 354–369, January 2013.

- [Bergroth 2010] N. Bergroth. *Large-Scale Combined Heat and Power (CHP) Generation at Loviisa Nuclear Power Plant Unit 3*. In Proceedings of the 8th International Conference on Nuclear Option in Countries with Small and Medium Electricity Grids, Dubrovnik, Croatia, pages 16–20, 2010.
- [BIPM 2008] IEC BIPM, ISO IFCC et I. IUPAC. *Évaluation des données de mesure – guide pour l’expression de l’incertitude de mesure*. 2008.
- [Bombarda 2010] Paola Bombarda, Costante M. Invernizzi et Claudio Pietra. *Heat recovery from Diesel engines : A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles*. Applied Thermal Engineering, vol. 30, no. 2–3, pages 212–219, February 2010.
- [Boudellal 2010] Méziane Boudellal. *La cogénération*. Technique et ingénierie. Série Environnement, ISSN 1624-1843. l’Usine nouvelle, Paris : Dunod, France, 2010.
- [Bouvenot 2013] Jean-Baptiste Bouvenot. *La micro cogénération à l’INSA de Strasbourg*. Journées Micro-cogénération - Cnam- 23-24 janvier, 2013.
- [Bouvenot 2014] Jean-Baptiste Bouvenot. *Gestion optimale de solutions de micro cogénération*. Journées Micro-cogénération - Cnam - 23 janvier, 2014.
- [Caliot 2012] Cyril Caliot. *Les récepteurs volumiques pour centrales solaires à concentration : état de l’art et perspectives*. Journée SFT 13 juin 2012 : Rayonnement solaire concentré : collecteurs, récepteurs et stockage. Paris, 2012.
- [Calise 2012] Francesco Calise, Massimo Dentice d’Accadia, Adolfo Palombo et Laura Vanoli. *Dynamic simulation of a novel high-temperature solar trigeneration system based on concentrating photovoltaic/thermal collectors*. Energy, 2012.
- [Capano 2014] Gianmarco Capano. *Waste heat recovery systems for fuel economy*. master thesis. electronic theses and dissertations. paper 5015. windsor, ontario, canada. 2014.
- [CEN 2000] CEN. European standard EN ISO 9488 :2000, solar energy - vocabulary. 2000.
- [CEN 2001] CEN. European standard EN12975-2 :2001, solar thermal systems and components-solar collectors – part 2. 2001.
- [Cengel 2007] Yunus A. Cengel. *Heat and mass transfer : a practical approach*. McGraw-Hill series in mechanical engineering. McGraw-Hill, Boston, Etats-Unis, 2007.
- [Cengel 2008] Yunus A. Cengel et Michael A Boles. *Thermodynamics : an engineering approach*. McGraw-Hill Higher Education, Boston, 2008.
- [Chammas 2005] Rody El Chammas et Denis Clodic. *Combined Cycle for Hybrid Vehicles*. SAE Technical Paper 2005-01-1171, SAE International, Warrendale, PA, April 2005.
- [Chen 1965] Simon K. Chen et Patrick F. Flynn. *Development of a Single Cylinder Compression Ignition Research Engine*. SAE Technical Paper 650733, SAE International, Warrendale, PA, February 1965.
- [Chen 2006] Y. Chen, P. Lundqvist, A. Johansson et P. Platell. *A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery*. Applied Thermal Engineering, vol. 26, no. 17–18, pages 2142–2147, December 2006.
- [Chen 2010] Huijuan Chen, D. Yogi Goswami et Elias K. Stefanakos. *A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 14, no. 9, pages 3059–3067, December 2010.
- [Chen 2012] Ziqian Chen, Simon Furbo, Bengt Perers, Jianhua Fan et Elsa Andersen. *Efficiencies of Flat Plate Solar Collectors at Different Flow Rates*. Energy Procedia, vol. 30, pages 65–72, 2012.
- [Chow 2010] T.T. Chow. *A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology*. Applied Energy, vol. 87, no. 2, pages 365–379, February 2010.
- [Coprotec 2011] Coprotec. *Guide de la micro-cogénération : guide technique*. Éd. Pyc livres, Paris : EDIPA : Éd. Parisiennes, France, 2011.
- [Creyx 2013] M. Creyx, E. Delacourt, C. Morin, B. Desmet et P. Peultier. *Energetic optimization of the performances of a hot air engine for micro-CHP systems working with a Joule or an Ericsson cycle*. Energy, vol. 49, pages 229–239, January 2013.

- [Daccord 2013] R. Daccord, J. Melis, T Kientz, A. Darmedru, R. Pireyre, N Brisseau et E. Fonteneau. *Exhaust Heat Recovery with Rankine piston expander*. In ICE Powertrain Electrification & Energy Recovery, Rueil-Malmaison, France, May 2013. SIA.
- [Daccord 2014a] Remi Daccord, Thiebaut Kientz et Basile Gallot. *Steam Engine Electricity Production Assembly*, March 2014. CIB : F01B29/12 ; F01B31/10 ; F01M9/10.
- [Daccord 2014b] Rémi Daccord, Antoine Darmedru et Julien Melis. *Oil-free Axial Piston Expander for Waste Heat Recovery*. SAE Technical Paper 2014-01-0675, SAE International, Warrendale, PA, April 2014.
- [Declaye 2013] Sébastien Declaye, Sylvain Quoilin, Ludovic Guillaume et Vincent Lemort. *Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid*. Energy, vol. 55, pages 173–183, June 2013.
- [Demler 1976] Roger L. Demler. *The Application of the Positive Displacement Reciprocating Steam Expander to the Passenger Car*. SAE Technical Paper 760342, SAE International, Warrendale, PA, February 1976.
- [Descieux 2007] Damien Descieux. *Modélisations et comparaison thermo-énergétique de systèmes de cogénération*. Thèse de doctorat, Université de Nancy I, France, 2007.
- [Descombes 2009] Georges Descombes et Serge Boudigues. *Modelling of waste heat recovery for combined heat and power applications*. Applied Thermal Engineering, vol. 29, no. 13, pages 2610–2616, September 2009.
- [Dong 2009] Leilei Dong, Hao Liu et Saffa Riffat. *Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled CHP systems – A literature review*. Applied Thermal Engineering, vol. 29, no. 11–12, pages 2119–2126, August 2009.
- [Drecq 2008] Daniel Drecq. *Essais des moteurs automobiles : Moyens d'analyse*. Techniques de l'ingénieur, no. BM2964, 2008.
- [Dreyer 2010] Sebastian Dreyer, Paul Eichel, Tim Gnaedig, Zdenek Hacker, Sebastian Janker, Thomas Kuckelkorn, Kamel Silmy, Johannes Pernpeintner et Eckhard Luepfert. *Heat loss measurements on parabolic trough receivers*. In Proceedings of the 16th SolarPACES Conference, Perpignan, France, 2010.
- [Dudley 1994] Vernon E. Dudley, Gregory J. Kolb, A. Roderick Mahoney, Thomas R. Mancini, Chauncey W. Matthews, MICHAEL Sloan et David Kearney. *Test results : SEGS LS-2 solar collector*. Rapport technique, Sandia National Labs., Albuquerque, NM (United States), 1994.
- [Duffie 2006] John A. Duffie et William A. Beckman. *Solar engineering of thermal processes*. Wiley, Hoboken (N.J.), Etats-Unis, 2006.
- [Dumont 2013] Olivier Dumont, Emeline GEORGES, Sébastien DECLAYE, Vincent LEMORT et Sylvain QUOILIN. *Dimensionnement et modélisation d'une microcentrale solaire*. In Congrès français de thermique, Gerardmer, 2013.
- [Dupeyrat 2011a] Patrick Dupeyrat, Henning Helmers, Stefan Fortuin et Korbinian Kramer. *Recent advances in the development and testing of hybrid PV-thermal collectors*. In 30th ISES Biennial Solar World Congress, SWC 2011, 2011.
- [Dupeyrat 2011b] Patrick Dupeyrat, Christophe Ménézo, Matthias Rommel et Hans-Martin Henning. *Efficient single glazed flat plate photovoltaic-thermal hybrid collector for domestic hot water system*. Solar Energy, vol. 85, no. 7, pages 1457–1468, July 2011.
- [Dév. durable 2010] Ministère du Dév. durable. *Analyse du potentiel national pour l'application de la cogénération à haut rendement*. Rapport technique, 2010.
- [Dév. durable 2013] Ministère du Dév. durable. *Réseaux de chaleur : un outil pour mobiliser les énergies renouvelables*. <http://www.developpement-durable.gouv.fr/Reseaux-de-chaleur-un-outil-pour.html>. Consulté le 16 janvier, 2013.
- [Eck 2002] M. Eck et W.-D. Steinmann. *Direct Steam Generation in Parabolic Troughs : First Results of the DISS Project*. Journal of Solar Energy Engineering, vol. 124, no. 2, pages 134–139, May 2002.
- [Eck 2003] M. Eck, E. Zarza, M. Eickhoff, J. Rheinländer et L. Valenzuela. *Applied research concerning the direct steam generation in parabolic troughs*. Solar Energy, vol. 74, no. 4, pages 341–351, April 2003.

- [Eck 2010] Markus Eck, Jan Fabian Feldhoff et Ralf Uhlig. *Thermal modelling and simulation of parabolic trough receiver tubes*. In Proceedings of the ASME 2010 4th International Conference on Energy Sustainability, volume 2, pages 659–666, 2010.
- [Energietro 2013] Energietro. *Site internet de la société Energietro*. <http://www.energietro.com>. Consulté le 22 février, 2013.
- [Escobar 2008] Rodrigo Escobar et Teresita Larraín. *Net Energy Analysis for Concentrated Solar Power Plants in Chile*. In ASME 2008 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, pages 31–41. American Society of Mechanical Engineers, 2008.
- [Espinosa 2010] Nicolas Espinosa, Loic Tilman, Vincent Lemort, Sylvain Quoilin et Benoit Lombard. *Rankine cycle for waste heat recovery on commercial trucks : approach, constraints and modelling*. In SIA -Diesel International Conference and Exhibition, Rouen, France, May 2010. <http://orbi.ulg.ac.be/handle/2268/62995>.
- [Européen 2002] Parlement Européen. *Journal officiel n° 291 E p. 182 - 209 du 26 décembre*. 2002. Proposition de directive du Parlement européen et du Conseil relative à la promotion de la cogénération sur la base de la demande de chaleur utile dans le marché intérieur de l'énergie. 2002.
- [Européen 2004] Parlement Européen. *Journal officiel n° 91 E p. 644 du 15 avril*. 2004.
- [Exoès 2012] Exoès. *Site internet de la société Exoès*. <http://www.exoes.com>. Consulté le 2 mars, 2012.
- [Facão 2008] Jorge Facão, Ana Palmero-Marrero et Armando C. Oliveira. *Analysis of a solar assisted micro-cogeneration ORC system*. International Journal of Low-Carbon Technologies, vol. 3, no. 4, pages 254–264, January 2008.
- [Fast 2010] M. Fast et T. Palmé. *Application of artificial neural networks to the condition monitoring and diagnosis of a combined heat and power plant*. Energy, vol. 35, no. 2, pages 1114–1120, February 2010.
- [Feidt 2013a] Michel Feidt. *De la cogénération à la Trigénération - Journées Micro-cogénération - Cnam- 23-24 janvier*, 2013.
- [Feidt 2013b] Michel Feidt. *Two Examples of Exergy Optimization Regarding the “Thermo-Frigopump” and Combined Heat and Power Systems*. Entropy, vol. 15, no. 2, pages 544–558, February 2013.
- [Feldhoff 2014] Jan Fabian Feldhoff, Martin Eickhoff, Lothar Keller, Javier León Alonso, Mirko Meyer-Grünefeldt, Loreto Valenzuela, Johannes Pernpeintner et Tobias Hirsch. *Status and First Results of the DUKE Project – Component Qualification of New Receivers and Collectors*. Energy Procedia, vol. 49, pages 1766–1776, 2014.
- [Fernández-García 2010] A. Fernández-García, E. Zarza, L. Valenzuela et M. Pérez. *Parabolic-trough solar collectors and their applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 14, no. 7, pages 1695–1721, September 2010. 10.1016/j.rser.2010.03.012.
- [Ferrière 2008] Alain Ferrière. *Centrales solaires thermodynamiques*. Techniques de l'ingénieur, no. BE 8903, 2008.
- [Ferrière 2012] Alain Ferrière. *Les récepteurs solaires surfaciques, état de l'art et applications. Journée SFT 13 juin 2012 : Rayonnement solaire concentré : collecteurs, récepteurs et stockage*. Paris, 2012.
- [Fischer 2004] S. Fischer, W. Heidemann, H. Müller-Steinhagen, B. Perers, P. Bergquist et B. Hellström. *Collector test method under quasi-dynamic conditions according to the European Standard EN 12975-2*. Solar Energy, vol. 76, no. 1-3, pages 117–123, January 2004.
- [Fischer 2006] S. Fischer, E. Lüpfert et H. Müller-Steinhagen. *Efficiency testing of parabolic trough collectors using the quasi-dynamic test procedure according to the European Standard EN 12975*. In Proceedings of the 13th SolarPACES Conference, Seville, Spain, June 2006. Concentrating Solar Power and Chemical Energy Technologies.
- [Fischer 2012] Stephan Fischer. *Topic report for WP2 Solar thermal collectors Experience from tests on concentrating and tracking collectors*. Rapport technique, ITW, 2012.
- [Forristall 2003] R. Forristall. *Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver*. Rapport technique NREL/TP-550-34169, 2003.

- [Franchini 2013] G. Franchini, A. Perdichizzi, S. Ravelli et G. Barigozzi. *A comparative study between parabolic trough and solar tower technologies in Solar Rankine Cycle and Integrated Solar Combined Cycle plants*. Solar Energy, vol. 98, Part C, pages 302–314, December 2013.
- [Freymann 2012] Prof Dr-Ing habil Raymond Freymann, Dipl-Phys Jürgen Ringler, Dr Dipl-Phys Marco Seifert et Dipl-Ing Tilmann Horst. *The Second Generation Turbosteamer*. MTZ worldwide, vol. 73, no. 2, pages 18–23, February 2012.
- [García 2012] D. García et J.I. Prieto. *A non-tubular Stirling engine heater for a micro solar power unit*. Renewable Energy, vol. 46, pages 127–136, October 2012.
- [Ghosh 2006] S. Ghosh et S. De. *Energy analysis of a cogeneration plant using coal gasification and solid oxide fuel cell*. Energy, vol. 31, no. 2–3, pages 345–363, February 2006.
- [Giostri 2012] Andrea Giostri, Marco Binotti, Marco Astolfi, Paolo Silva, Ennio Macchi et Giampaolo Manzolini. *Comparison of different solar plants based on parabolic trough technology*. Solar Energy, vol. 86, no. 5, pages 1208–1221, May 2012.
- [Glavatskaya 2011] Yulia Glavatskaya, Vincent Lemort, Pierre Podevin, O. Shonda et Robert Yu. *Exhaust Heat Recovery Rankine System for passenger cars : modelling and design*. In Proceeding of the 24th International Conference ECOS, pages 4–7, 2011.
- [Glavatskaya 2012] Yulia Glavatskaya, Pierre Podevin, Vincent Lemort, Osoko Shonda et Georges Descombes. *Reciprocating Expander for an Exhaust Heat Recovery Rankine Cycle for a Passenger Car Application*. Energies, vol. 5, no. 12, pages 1751–1765, June 2012.
- [Gnädig 2013] T. Gnädig, J. Reitz, P. Haibach et T. Kuckelkorn. *SCHOTT's 4th Generation Receiver-Getting ready for higher operation temperatures*. 2013.
- [Goebel 1997] O. Goebel. *Modeling of two phase stratified and annular flow in heated horizontal tubes*. In Proceedings Convective Flow and Pool Boiling Conference, Kloster Irsee, Bavaria, Germany, 1997.
- [Goebel 1999] O. Goebel. *Thermohydraulics of direct steam generation*. Le Journal de Physique IV, vol. 09, no. PR3, pages Pr3–481–Pr3–487, March 1999.
- [Good 2014] P. Good, G. Zanganeh, G. Ambrosetti, M. C. Barbato, A. Pedretti et A. Steinfeld. *Towards a Commercial Parabolic Trough CSP System Using Air as Heat Transfer Fluid*. Energy Procedia, vol. 49, pages 381–385, 2014.
- [Gotteland 2011] Yves Didier Gotteland, Maurice Husson et Jean-Paul Longuemard. *Fluide caloporteur. Omya development. Brevet n° WO 2011001072*. January 2011.
- [Grabiński 2011] Pawel Grabiński. *Optimization of the performance of an organic rankine cycle used as waste heat recovery system in a bio-liquid diesel engine power plant*. master thesis. university of iceland. 2011.
- [Guillaume 2013] Ludovic Guillaume, Arnaud Legros, Sylvain Quoilin, Sébastien Declaye et Vincent Lemort. *Sizing models and performance analysis of volumetric expansion machines for waste heat recovery through organic Rankine cycles on passenger cars*. In International conference on compressors and their systems, September 2013.
- [Gungor 1986] K. E. Gungor et R. H. S. Winterton. *A general correlation for flow boiling in tubes and annuli*. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 29, no. 3, pages 351–358, 1986.
- [Herrmann 2006] Ulf Herrmann, Stefan Worringer, Frieder Graeter et Paul Nava. *Three years of operation experience of the SKAL-ET collector loop at SEGS. V*. In Proceedings of the 13th SolarPACES Conference, pages 20–23, Seville, Spain, 2006.
- [Hirsch 2014] Tobias Hirsch, Jan Fabian Feldhoff, Klaus Hennecke et Robert Pitz-Paal. *Advancements in the Field of Direct Steam Generation in Linear Solar Concentrators—A Review*. Heat Transfer Engineering, vol. 35, no. 3, pages 258–271, 2014.
- [Hossain 2013] Shekh Nisar Hossain et Saiful Bari. *Waste heat recovery from the exhaust of a diesel generator using Rankine Cycle*. Energy Conversion and Management, vol. 75, pages 141–151, November 2013.
- [Hottel 1958] H. C. Hottel et A. Whillier. *Evaluation of flat-plate collectors performance*. In Transaction of the Conference on the Use of Solar Energy, volume 2, pages 74–104, 1958.

- [Hung 1997] T. C. Hung, T. Y. Shai et S. K. Wang. *A review of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat*. Energy, vol. 22, no. 7, pages 661–667, July 1997.
- [Ibrahim 2011] Adnan Ibrahim, Mohd Yusof Othman, Mohd Hafidz Ruslan, Sohif Mat et Kamaruz-zaman Sopian. *Recent advances in flat plate photovoltaic/thermal (PV/T) solar collectors*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 15, no. 1, pages 352–365, January 2011.
- [IEA 2009a] IEA. Cogeneration and district energy. Organisation for Economic Co-operation and Development, Paris, 2009.
- [IEA 2009b] IEA. Energy efficiency indicators for public electricity production from fossil fuels. Organisation for Economic Co-operation and Development, Paris, 2009.
- [IEA 2010] IEA. *Technology roadmap – concentrating solar power*, 2010.
- [Incropera 1981] Frank P. Incropera et David P. DeWitt. Fundamentals of heat transfer. Wiley, 1981.
- [Isover 2014] Isover. Thermique industrielle : l'isolation des process, des circuits et des stockages. Saint-Gobain, 2014.
- [Janotte 2009] Nicole Janotte, Siw Meiser, Dirk Krüger, Eckhard Lüpfer, Robert Pitz-Paal, Stephan Fischer et Hans Müller-Steinhagen. *Quasi-dynamic analysis of thermal performance of parabolic trough collectors*. In Proceedings of the 15th SolarPACES Conference, Berlin, Germany, September 2009.
- [Kalogirou 1996] Soteris Kalogirou. *Parabolic trough collector system for low temperature steam generation : Design and performance characteristics*. Applied Energy, vol. 55, no. 1, pages 1–19, September 1996.
- [Kane 2003] M. Kane, Diego Larrain, Daniel Favrat et Yassine Allani. *Small hybrid solar power system*. Energy, vol. 28, no. 14, pages 1427–1443, 2003.
- [Karabulut 2009] Halit Karabulut, Hüseyin Serdar Yücesu, Can Çınar et Fatih Aksoy. *An experimental study on the development of a Beta-type Stirling engine for low and moderate temperature heat sources*. Applied Energy, vol. 86, no. 1, pages 68–73, January 2009.
- [Kennedy 2002] Cheryl E. Kennedy. Review of mid-to high-temperature solar selective absorber materials, volume 1617. National Renewable Energy Laboratory Golden Colorado, 2002.
- [Kongtragool 2007] Bancha Kongtragool et Somchai Wongwises. *Performance of low-temperature differential Stirling engines*. Renewable Energy, vol. 32, no. 4, pages 547–566, April 2007.
- [Kongtragool 2008] Bancha Kongtragool et Somchai Wongwises. *A four power-piston low-temperature differential Stirling engine using simulated solar energy as a heat source*. Solar Energy, vol. 82, no. 6, pages 493–500, June 2008.
- [Krüger 2010] Dirk Krüger, Joachim Krüger, Yuvaraj Pandian, Jan Fabian Feldhoff, Markus Eck, Martin Eickhoff et Klaus Hennecke. *Kanjanaburi Solar Thermal Power Plant with Direct Steam Generation – Layout*. In Proceedings of the 16th SolarPACES Conference, Perpignan, France, 2010.
- [Krüger 2012] Dirk Krüger, Joachim Krüger, Yuvaraj Pandian, Bryan O'Connell, Jan Fabian Feldhoff, Ramkumar Karthikeyan, Sören Hempel, Karthik Muniasamy, Tobias Hirsch, Martin Eickhoff et Klaus Hennecke. *Experiences with Direct Steam Generation at the Kanchanaburi Solar Thermal Power Plant*. In Proceedings of the 18th SolarPACES Conference, Marrakech, Morocco, 2012.
- [Kuhn 2008] Vollrad Kuhn, Jiří Klemeš et Igor Bulatov. *MicroCHP : Overview of selected technologies, products and field test results*. Applied Thermal Engineering, vol. 28, no. 16, pages 2039–2048, November 2008.
- [Kumar 2011] Rakesh Kumar et Marc A. Rosen. *A critical review of photovoltaic–thermal solar collectors for air heating*. Applied Energy, vol. 88, no. 11, pages 3603–3614, November 2011.
- [Kutscher 2012] Charles Kutscher, Frank Burkholder et J. Kathleen Stynes. *Generation of a Parabolic Trough Collector Efficiency Curve From Separate Measurements of Outdoor Optical Efficiency and Indoor Receiver Heat Loss*. Journal of Solar Energy Engineering, vol. 134, no. 1, pages 011012–6, February 2012.

- [Lallemand 2003] André Lallemand. *Compression et détente des gaz ou des vapeurs*. Techniques de l'ingénieur. Génie énergétique, vol. 1, no. BE8013, pages BE8013–1, 2003.
- [Lanini 2010] Fabienne Lanini. Division of global radiation into direct radiation and diffuse radiation. master thesis. faculty of science, university of bern. 2010.
- [Larousse 2013] Larousse. *Dictionnaire de la langue française*. <http://blog.hemmings.com/index.php/2010/05/17/who-killed-the-steamturbine-powered-car/>. Consulté le 12 avril, 2013.
- [Lemort 2006] Vincent Lemort, Ion Vladut Teodorese et Jean Lebrun. *Experimental study of the integration of a scroll expander into a heat recovery Rankine cycle*. In International Compressor Engineering Conference, Purdue, USA, 2006.
- [Lemort 2008] Vincent Lemort. *Contribution to the Characterization of Scroll Machines in Compressor and Expander Modes*. Doctoral thesis, Université de Liège, 2008.
- [Lemort 2009] Vincent Lemort, Sylvain Quoilin, Cristian Cuevas et Jean Lebrun. *Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle*. Applied Thermal Engineering, vol. 29, no. 14–15, pages 3094–3102, October 2009.
- [Lemort 2012] V. Lemort, S. Declaye et S. Quoilin. *Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A : Journal of Power and Energy, vol. 226, no. 1, pages 126–136, February 2012.
- [Lemort 2013] Vincent Lemort, Ludovic Guillaume, Arnaud Legros, Sébastien Declaye et Sylvain Quoilin. *A comparison of piston, screw and scroll expanders for small scale Rankine cycle systems*. In Proceedings of the 3rd International Conference on Microgeneration and Related Technologies, Naples, Italy, 2013.
- [Lobón 2013] David H. Lobón et Loreto Valenzuela. *Impact of pressure losses in small-sized parabolic-trough collectors for direct steam generation*. Energy, vol. 61, pages 502–512, November 2013.
- [Lupfert 2008] Eckhard Lupfert, K. J. Riffelmann, H. Price, F. Burkholder et T. Moss. *Experimental analysis of overall thermal properties of parabolic trough receivers*. Journal of Solar Energy Engineering, vol. 130, pages 021007–1, 2008.
- [Martaj 2008] Nadia Martaj. *Modélisation énergétique et exergétique, simulation et optimisation des moteurs Stirling à faible différence de températures : confrontations avec l'expérience*. Thèse de doctorat, Université Paris Ouest Nanterre La Défense, France, 2008.
- [Mathieu 2012] Antoine Mathieu. *Contribution à la conception et à l'optimisation thermodynamique d'une Microcentrale Solaire Thermo-électrique*. Thèse de doctorat, Université de Lorraine, 2012.
- [Mauran 2012] Sylvain Mauran, Matthieu Martins, Driss Stitou et Hamza Semmari. *A novel process for engines or heat pumps based on thermal-hydraulic conversion*. Applied Thermal Engineering, vol. 37, pages 249–257, May 2012.
- [Mauran 2014] Sylvain Mauran. *Micro cogénération solaire par moteur thermo-hydraulique*. *Journées Micro-cogénération - Cnam - 23 janvier*, 2014.
- [Misa 2007] T. Misa, M. Crisford, S. Jain et P. K. Bansal. *Thermodynamic analysis of an in-situ cogeneration plant*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A : Journal of Power and Energy, vol. 221, no. 5, pages 591–602, August 2007.
- [Müller-Steinhagen 2004] H. Müller-Steinhagen et F. Trieb. *Concentrating solar power ; A review of the technology*. References Industrial Engineering, 2004.
- [Modi 2014] Anish Modi et Fredrik Haglind. *Performance analysis of a Kalina cycle for a central receiver solar thermal power plant with direct steam generation*. Applied Thermal Engineering, vol. 65, no. 1–2, pages 201–208, April 2014.
- [Montes Pita 2010] María José Montes Pita. *Analisis y propuestas de sistemas solares de alta exergia que emplean agua como fluido calorifero*. PhD thesis, Universidad Politécnica de Madrid, 2010.
- [Montes 2009] M.J. Montes, A. Abánades et J.M. Martínez-Val. *Performance of a direct steam generation solar thermal power plant for electricity production as a function of the solar multiple*. Solar Energy, vol. 83, no. 5, pages 679–689, 2009.

- [Morin 2012] Gabriel Morin, Jürgen Dersch, Werner Platzer, Markus Eck et Andreas Häberle. *Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector power plants*. Solar Energy, vol. 86, no. 1, pages 1–12, January 2012.
- [Nepveu 2008] François Nepveu. *Production décentralisée d'électricité et de chaleur par système Parabole/Stirling : Application au système EURODISH*. Thèse de doctorat, Université de Perpignan, 2008.
- [Neumann 2012] Oara Neumann, Alexander S. Urban, Jared Day, Surbhi Lal, Peter Nordlander et Naomi J. Halas. *Solar Vapor Generation Enabled by Nanoparticles*. ACS Nano, November 2012.
- [Nguyen 2010] T.Q. Nguyen, J.D. Slawnwhite et K.Goni Boulama. *Power generation from residual industrial heat*. Energy Conversion and Management, vol. 51, no. 11, pages 2220–2229, November 2010.
- [officiel 2005] Journal officiel. *Arrêté du 30 novembre 2005 modifiant l'arrêté du 23 juin 1978 relatif aux installations fixes destinées au chauffage et à l'alimentation en eau chaude sanitaire des bâtiments d'habitation, des locaux de travail ou des locaux recevant du public*, 2005.
- [Oliveira 2002] A.C. Oliveira, C. Afonso, J. Matos, S. Riffat, M. Nguyen et P. Doherty. *A combined heat and power system for buildings driven by solar energy and gas*. Applied Thermal Engineering, vol. 22, no. 6, pages 587–593, April 2002.
- [Onovwiona 2006] H.I. Onovwiona et V.I. Ugursal. *Residential cogeneration systems : review of the current technology*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 10, no. 5, pages 389–431, October 2006.
- [Paca 2013] Région Paca. *Site web du projet Prémio*. <http://www.projetpremio.fr/zoom-experimentations/production/saed>. Consulté le 27 janvier, 2013.
- [Pavlović 2012] Tomislav M. Pavlović, Ivana S. Radonjić, Dragana D. Milosavljević et Lana S. Pantić. *A review of concentrating solar power plants in the world and their potential use in Serbia*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 16, no. 6, pages 3891–3902, August 2012.
- [Perers 1997] Bengt Perers. *An improved dynamic solar collector test method for determination of non-linear optical and thermal characteristics with multiple regression*. Solar Energy, vol. 59, no. 4-6, pages 163–178, April 1997.
- [Pernpeintner 2011] J. Pernpeintner, B. Schiricke, E. Lüpfert, N. Lichtenthäler, M. Anger, P. Ant et J. Weinhausen. *Thermal and optical characterization of parabolic trough receivers at DLR's QUARZ Center - Recent advances*. In Proceedings of the 17th SolarPACES Conference, Granada, Spain, 2011.
- [Perrin 2014] J-F. Perrin. *Index des pages stats et probas*. Consulté le 15 septembre, 2014.
- [Podevin 2008] Pierre Podevin et Adrian Clenci. *Moteurs à taux de compression variable*. Ed. Techniques Ingénieur, 2008.
- [Prasad 1993] Surendra B. Prasad. *Steam engine characteristics and theoretical performance*. Energy Conversion and Management, vol. 34, no. 12, pages 1323–1333, December 1993.
- [Price 2002] Hank Price, Eckhard Lüpfert, David Kearney, Eduardo Zarza, Gilbert Cohen, Randy Gee et Rod Mahoney. *Advances in parabolic trough solar power technology*. Journal of solar energy engineering, vol. 124, no. 2, pages 109–125, 2002.
- [Qiu 2011] Guoquan Qiu, Hao Liu et Saffa Riffat. *Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle*. Applied Thermal Engineering, vol. 31, no. 16, pages 3301–3307, November 2011.
- [Quoilin 2010a] Sylvain Quoilin, Sébastien Declaye et Vincent Lemort. *Expansion Machine and fluid selection for the Organic Rankine Cycle*, 2010.
- [Quoilin 2010b] Sylvain Quoilin, Vincent Lemort et Jean Lebrun. *Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander*. Applied Energy, vol. 87, no. 4, pages 1260–1268, April 2010.
- [Quoilin 2011a] S. Quoilin, M. Orosz, H. Hemond et V. Lemort. *Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation*. Solar Energy, vol. 85, no. 5, pages 955–966, May 2011.

- [Quoilin 2011b] Sylvain Quoilin. *Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications*. PhD thesis, Université de Liège, 2011.
- [Radulescu 2006] Mihai Radulescu, Olivier Lottin, Michel Feidt, Christophe Lombard, David Le Noc et Stéphane Le Doze. *Experimental results with a natural gas cogeneration system using a polymer exchange membrane fuel cell*. *Journal of Power Sources*, vol. 159, no. 2, pages 1142–1146, September 2006.
- [Reda 2008] I. Reda et A. Andreas. *Solar Position Algorithm for Solar Radiation Applications (revised)*. Rapport technique NREL/TP-560-34302, National Renewable Energy Laboratory (NREL), Golden, CO., January 2008.
- [Reindl 1990] D. T. Reindl, W. A. Beckman et J. A. Duffie. *Diffuse fraction correlations*. *Solar Energy*, vol. 45, no. 1, pages 1–7, 1990.
- [Riffat 2003] S. B Riffat et Xiaoli Ma. *Thermoelectrics : a review of present and potential applications*. *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, no. 8, pages 913–935, June 2003.
- [Rosen 2009] Marc A. Rosen. *Energy, environmental, health and cost benefits of cogeneration from fossil fuels and nuclear energy using the electrical utility facilities of a province*. *Energy for Sustainable Development*, vol. 13, no. 1, pages 43–51, March 2009.
- [Safa 2012] H. Safa. *Heat recovery from nuclear power plants*. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, vol. 42, no. 1, pages 553–559, November 2012.
- [Schneider-Electric 1999] Schneider-Electric. *La cogénération*. Intersections, 1999.
- [Serra 2009] Luis M. Serra, Miguel-Angel Lozano, Jose Ramos, Adriano V. Ensinas et Silvia A. Nebra. *Polygeneration and efficient use of natural resources*. *Energy*, vol. 34, no. 5, pages 575–586, May 2009.
- [Silveira 2001] J. L. Silveira, E. Martins Leal et L. F. Ragonha Jr. *Analysis of a molten carbonate fuel cell : cogeneration to produce electricity and cold water*. *Energy*, vol. 26, no. 10, pages 891–904, 2001.
- [Singh 2012] Rajinesh Singh, Sarah A. Miller, Andrew S. Rowlands et Peter A. Jacobs. *Dynamic characteristics of a direct-heated supercritical carbon-dioxide Brayton cycle in a solar thermal power plant*. *Energy*, 2012.
- [Skartveit 1987] Arvid Skartveit et Jan Asle Olseth. *A model for the diffuse fraction of hourly global radiation*. *Solar Energy*, vol. 38, no. 4, pages 271–274, 1987.
- [SP 2009] SP. *Absolicon X10 - SP Test report - Solar Keymark Licence No. SP 800987-09*. Rapport technique, 2009.
- [SPF 2007] SPF. *Rotex V21A - SPF Test report C867*. Rapport technique, 2007.
- [Sprouse III 2013] Charles Sprouse III et Christopher Depcik. *Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery*. *Applied Thermal Engineering*, vol. 51, no. 1–2, pages 711–722, March 2013.
- [Stambouli 2002] A. Boudghene Stambouli et E Traversa. *Solid oxide fuel cells (SOFCs) : a review of an environmentally clean and efficient source of energy*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 6, no. 5, pages 433–455, October 2002.
- [Stobart 2006] Richard Stobart et Rohitha Weerasinghe. *Heat Recovery and Bottoming Cycles for SI and CI Engines - A Perspective*. SAE Technical Paper 2006-01-0662, SAE International, Warrendale, PA, April 2006.
- [Strohl 2013] Daniel Strohl. *Who killed the (steam/turbine-powered) car ? | Hemmings Blog : Classic and collectible cars and parts. <http://blog.hemmings.com/index.php/2010/05/17/who-killed-the-steam-turbine-powered-car/>. Consulté le 12 avril, 2013.*
- [Syniuta 1974] W. D. Syniuta et R. M. Palmer. *Design Features and Initial Performance Data on an Automotive Steam Engine Part II - Reciprocating Steam Expander - Design Features and Performance*. SAE Technical Paper 740296, SAE International, Warrendale, PA, February 1974.
- [Taitel 1976] Yemada Taitel et A. E. Dukler. *A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow*. *AIChE Journal*, vol. 22, no. 1, pages 47–55, 1976.

- [Tardieu Alaphilippe 2007] Muriel Tardieu Alaphilippe. *Recherche d'un nouveau procédé de conversion thermodynamique de l'énergie solaire, en vue de son application à la cogénération de petite puissance*. Thèse doctorat, Université de Pau et des Pays de l'Adour, France, 2007.
- [Tchanche 2009] Bertrand Fankam Tchanche, George Papadakis, Gregory Lambrinos et Antonios Frangoudakis. *Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle*. Applied Thermal Engineering, vol. 29, no. 11–12, pages 2468–2476, August 2009.
- [Teng 2007] Ho Teng, Gerhard Regner et Chris Cowland. *Waste Heat Recovery of Heavy-Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part II : Working Fluids for WHR-ORC*. SAE Technical Paper 2007-01-0543, SAE International, Warrendale, PA, April 2007.
- [ThermoWorks 2014] ThermoWorks. *ThermoWorks Emissivity Table*. [http://www.thermoworks.com/emissivity\\_table.html](http://www.thermoworks.com/emissivity_table.html). Consulté le 30 janvier, 2014.
- [Thiers 2008] Stéphane Thiers. *Energy and environmental assessments of energy-producing buildings*. PhD thesis, MINES ParisTech, 2008.
- [Thiers 2010] Stéphane Thiers, Bernard Aoun et Bruno Peuportier. *Experimental characterization, modeling and simulation of a wood pellet micro-combined heat and power unit used as a heat source for a residential building*. Energy and Buildings, vol. 42, no. 6, pages 896–903, June 2010.
- [Thomas 2008] Bernd Thomas. *Benchmark testing of Micro-CHP units*. Applied Thermal Engineering, vol. 28, no. 16, pages 2049–2054, November 2008.
- [Thome 2003] John R. Thome et Jean El Hajal. *Two-Phase Flow Pattern Map for Evaporation in Horizontal Tubes : Latest Version*. Heat Transfer Engineering, vol. 24, no. 6, pages 3–10, 2003.
- [Touré 2010] Abdou Touré. *Étude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule pour conversion thermodynamique de l'énergie solaire ou pour micro-cogénération*. Thèse de doctorat, Université de Pau et des Pays de l'Adour, France, 2010.
- [Twomey 2013] B. Twomey, P.A. Jacobs et H. Gurgenci. *Dynamic performance estimation of small-scale solar cogeneration with an organic Rankine cycle using a scroll expander*. Applied Thermal Engineering, vol. 51, no. 1–2, pages 1307–1316, March 2013.
- [Valenti 2014] Gianluca Valenti, Paolo Silva, Nicola Fergnani, Gioele Di Marcoberardino, Stefano Campanari et Ennio Macchi. *Experimental and Numerical Study of a Micro-cogeneration Stirling Engine for Residential Applications*. Energy Procedia, vol. 45, pages 1235–1244, 2014.
- [Venegas-Reyes 2012] E. Venegas-Reyes, O. A. Jaramillo, R. Castrejón-García, J. O. Aguilar et F. Sosa-Montemayor. *Design, construction, and testing of a parabolic trough solar concentrator for hot water and low enthalpy steam generation*. Journal of Renewable and Sustainable Energy, vol. 4, no. 5, page 053103, September 2012.
- [Verda 2008] Vittorio Verda et Michele Calí Quaglia. *Solid oxide fuel cell systems for distributed power generation and cogeneration*. International Journal of Hydrogen Energy, vol. 33, no. 8, pages 2087–2096, April 2008.
- [Veynandt 2011] François Veynandt, Jean-Jacques Bézian et Pascal Stouffs. *Cogénération héliothermodynamique avec concentrateur linéaire de Fresnel : modélisation de l'ensemble du procédé*. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Toulouse (INP Toulouse), France, 2011.
- [Vieville 2009] Maxime Vieville. *Rapport de stage de fin d'études - modélisation d'un micro-cogénérateur biomasse et caractérisation de son rendement*. 2009.
- [Wahlund 2002] Bertil Wahlund, Jinyue Yan et Mats Westermark. *A total energy system of fuel upgrading by drying biomass feedstock for cogeneration : a case study of Skellefteå bioenergy combine*. Biomass and Bioenergy, vol. 23, no. 4, pages 271–281, October 2002.
- [Wang 2011a] Tianyou Wang, Yajun Zhang, Zhijun Peng et Gequn Shu. *A review of researches on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 15, no. 6, pages 2862–2871, August 2011.
- [Wang 2011b] Wei Wang, Yu-ting Wu, Chong-fang Ma, Lin-ding Liu et Jian Yu. *Preliminary experimental study of single screw expander prototype*. Applied Thermal Engineering, vol. 31, no. 17–18, pages 3684–3688, December 2011.

- [Weiss 2008] W. Weiss et M. Rommel. *Process heat collectors*. State of the Art within Task, vol. 33, 2008.
- [World 2014] CSP World. *CSP World Map*. Consulté le 20 septembre, 2014.
- [Yaghoubi 2013] M. Yaghoubi, F. Ahmadi et M. Bandehee. *Analysis of Heat Losses of Absorber Tubes of Parabolic through Collector of Shiraz (Iran) Solar Power Plant*. *Journal of Clean Energy Technologies*, vol. 1, no. 1, 2013.
- [Yamamoto 2001] Takahisa Yamamoto, Tomohiko Furuhashi, Norio Arai et Koichi Mori. *Design and testing of the Organic Rankine Cycle*. *Energy*, vol. 26, no. 3, pages 239–251, March 2001.
- [Zambolin 2011] E. Zambolin et D. Del Col. *An improved procedure for the experimental characterization of optical efficiency in evacuated tube solar collectors*. *Renewable Energy*, December 2011.
- [Zarza 2001] E. Zarza, L. Valenzuela, J. León, H. Weyers, M. Eickhoff, M. Eck et K. Hennecke. *The DISS Project : Direct Steam Generation in Parabolic Troughs : Operation and Maintenance Experience-Update on Project Status*. In *Proceedings of the solar forum 2001, Solar energy : The power to choose*, pages 419–426, Washington, DC, 2001.
- [Zarza 2003] Eduardo Zarza. *Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos. Proyecto Direct Solar Steam (DISS)*. PhD thesis, Universidad de Sevilla, 2003.
- [Zarza 2004] Eduardo Zarza, Loreto Valenzuela, Javier León, Klaus Hennecke, Markus Eck, H.-Dieter Weyers et Martin Eickhoff. *Direct steam generation in parabolic troughs : Final results and conclusions of the DISS project*. *Energy*, vol. 29, no. 5–6, pages 635–644, May 2004.
- [Zarza 2006] Eduardo Zarza, Ma Esther Rojas, Lourdes González, José Ma Caballero et Fernando Rueda. *INDITEP : The first pre-commercial DSG solar power plant*. *Solar Energy*, vol. 80, no. 10, pages 1270–1276, October 2006.
- [Zhang 2013] H.G. Zhang, E.H. Wang et B.Y. Fan. *A performance analysis of a novel system of a dual loop bottoming organic Rankine cycle (ORC) with a light-duty diesel engine*. *Applied Energy*, vol. 102, pages 1504–1513, February 2013.
- [Zondag 2002] H. A. Zondag, D. W. de Vries, W. G. J. van Helden, R. J. C. van Zolingen et A. A. van Steenhoven. *The thermal and electrical yield of a PV-thermal collector*. *Solar Energy*, vol. 72, no. 2, pages 113–128, February 2002.
- [Zondag 2003] H. A. Zondag, D. W. De Vries, W. G. J. Van Helden, R. J. C. Van Zolingen et A. A. Van Steenhoven. *The yield of different combined PV-thermal collector designs*. *Solar Energy*, vol. 74, no. 3, pages 253–269, 2003.
- [Zunft 1999] S. Zunft et N. Bissinger. *Measurement of steam quality for the control of steam-generating collectors*. *Le Journal de Physique IV*, vol. 09, no. PR3, pages Pr3–501–Pr3–506, March 1999.



# **Annexes**



## Annexe A : Étapes de construction

Les photos ci-dessous représentent les différentes étapes de construction du prototype Micosol :

- Mai 2012 : Terrassement, fondations, analyse de sol, raccordement des réseaux.
- Juin à octobre 2012 : Montage de la structure, du modulaire et de la boucle de refroidissement.
- Octobre 2012 : Installation du système hydraulique (Skid).
- Octobre 2012 - juin 2013 : Finalisation de l'installation des concentrateurs, de l'instrumentation et de l'étalonnage.
- Octobre 2013 : Finalisation de l'installation du moteur.



FIGURE 5.24 – Mai 2012 : Terrassement, Fondations



FIGURE 5.25 – Juin à octobre 2012 : Montage de la partie basse de la structure, du modulaire



FIGURE 5.26 – Juin à octobre 2012 : Montage de la partie haute de la structure



(a) Octobre 2012 (sans moteur)



(b) Octobre 2013 (avec moteur)

FIGURE 5.27 – Vue de l'intérieur

## Annexe B : Choix de l'ordre des corrélations pour le moteur

### Impact sur le rendement

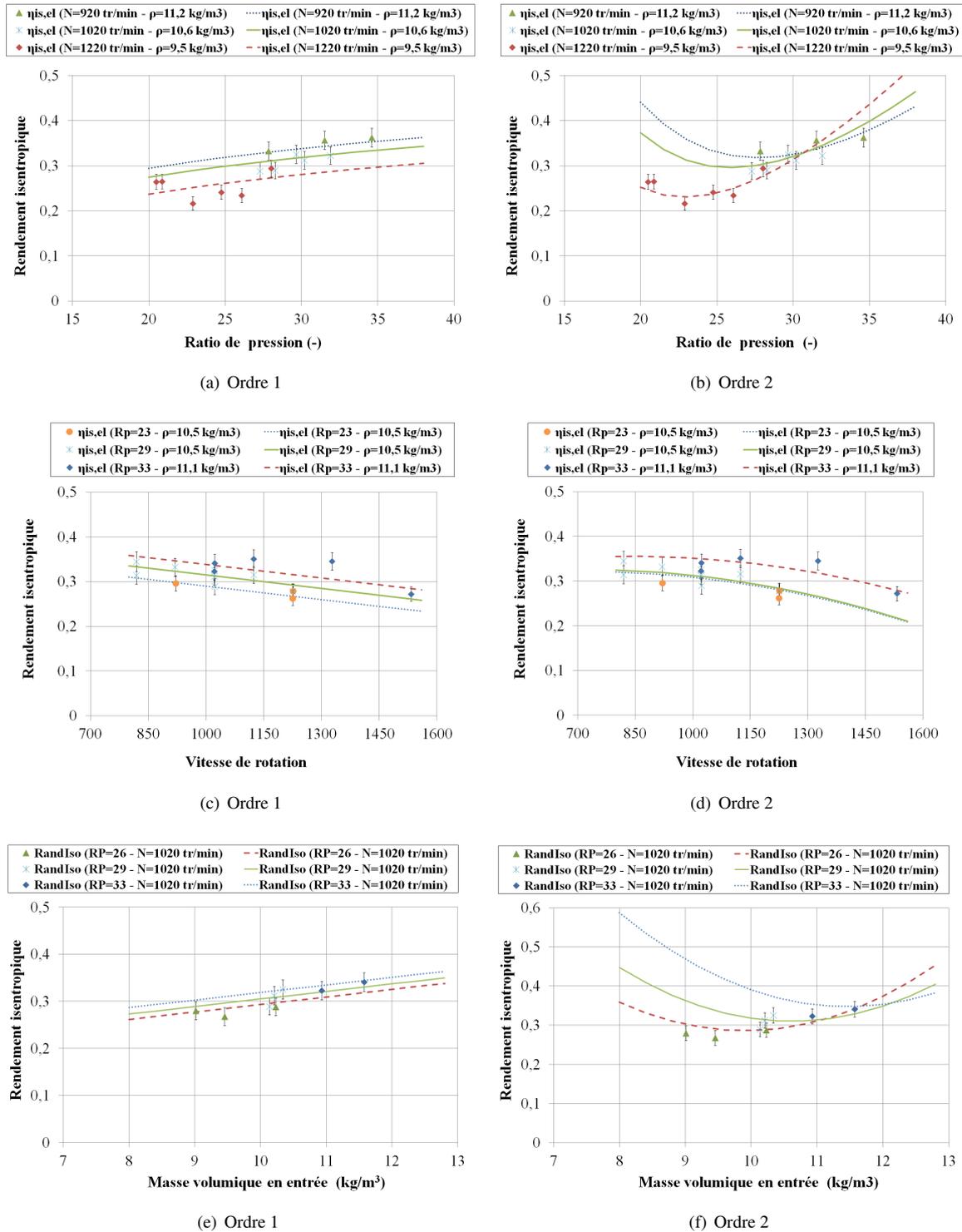


FIGURE 5.28 – Impact du ratio de pression, de la vitesse et de la masse volumique en entrée sur le rendement

### Impact sur le taux de remplissage

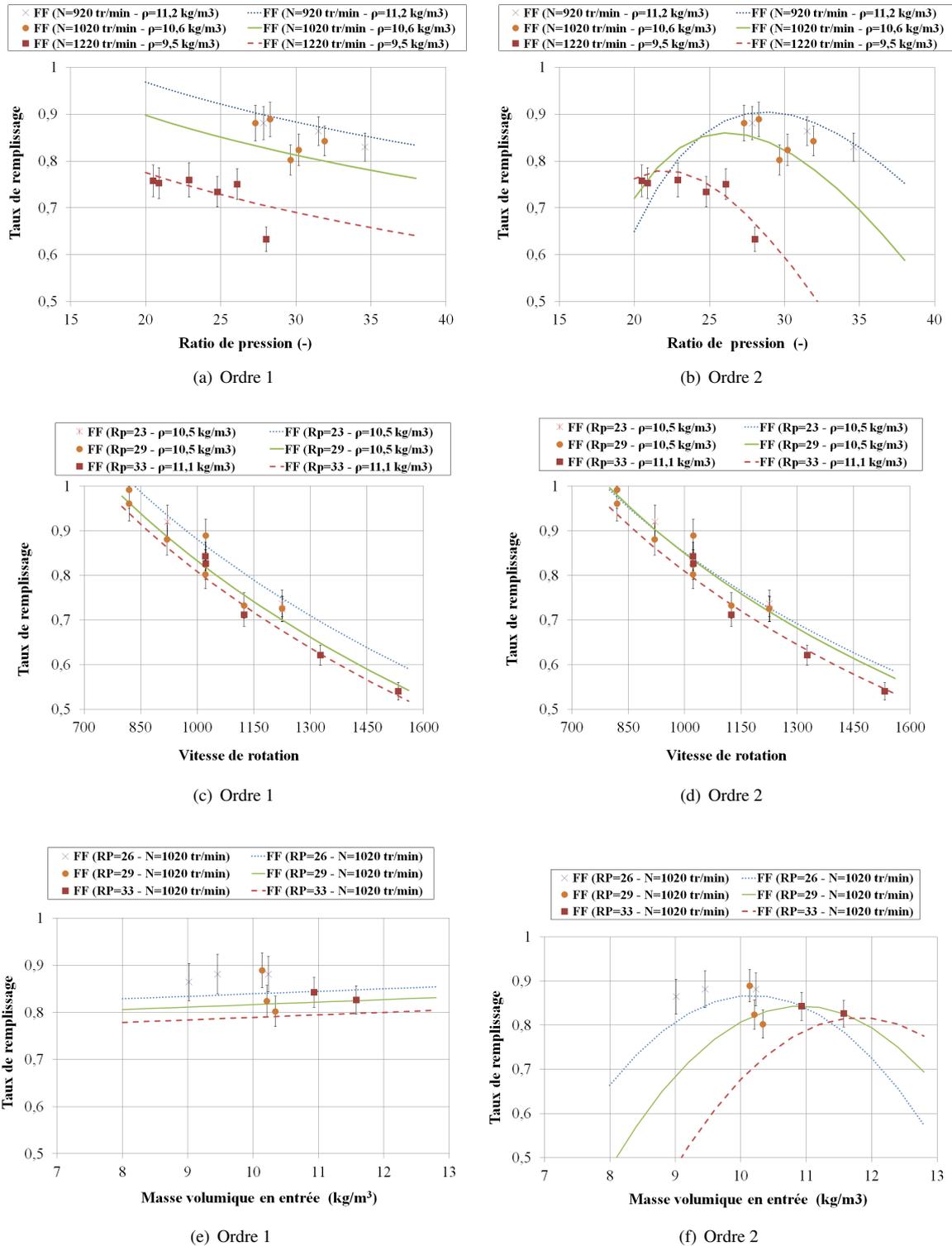


FIGURE 5.29 – Impact du ratio de pression, de la vitesse et de la masse volumique en entrée sur le taux de remplissage

## Annexe C : Impact de la surchauffe

La figure 5.30 présente différents points de fonctionnements obtenus pour une pression à l'échappement de 0,85 bar et une pression à l'admission de 25 bars à partir des corrélations établies section 4.5.

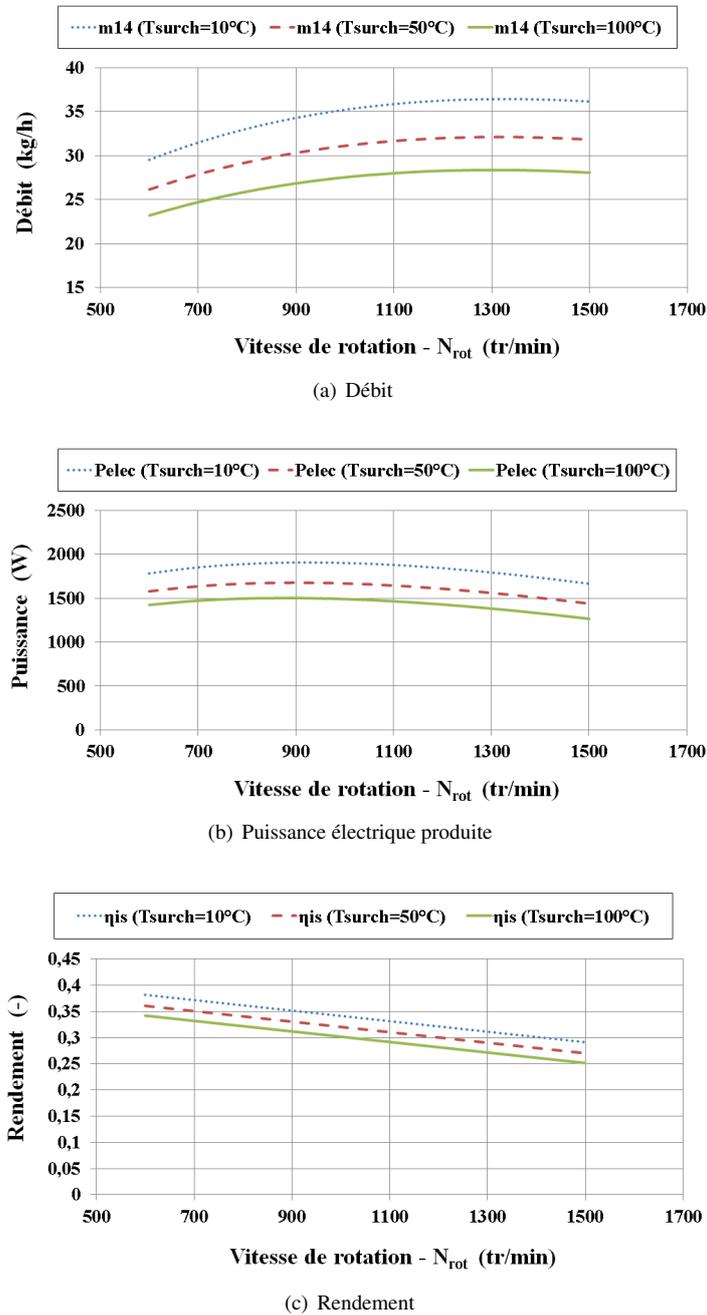


FIGURE 5.30 – Débit, puissance électrique produite et rendement isentropique global en fonction de la vitesse pour différentes surchauffes

## Annexe D : Vitesse et puissance électrique pour un titre de vapeur en sortie du concentrateur de 0,9

La figure 5.31 présente la cartographie de fonctionnement établie pour un titre en sortie du concentrateur de 0,9 et une pression allant de 15 à 30 bars.

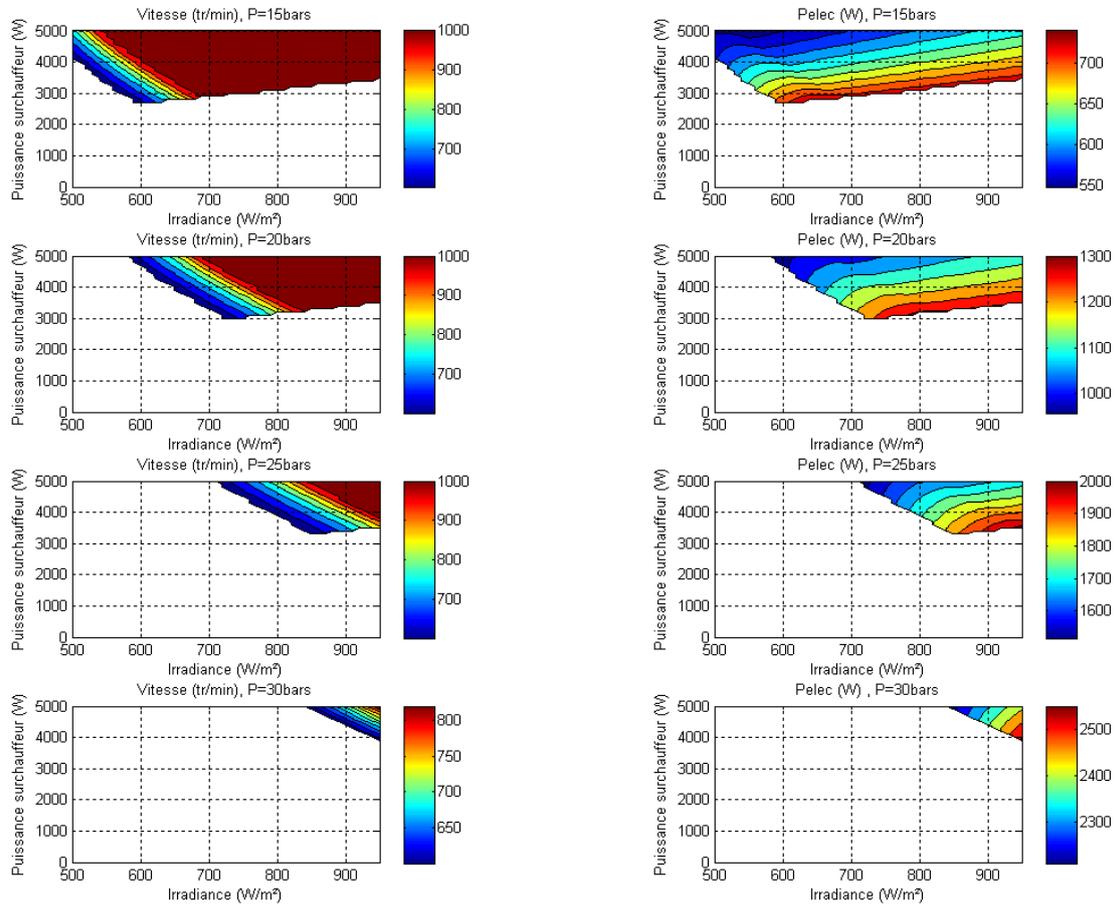


FIGURE 5.31 – Vitesse et puissance électrique produite pour un titre en sortie du concentrateur de 0,9 en fonction de l'irradiance et de la puissance du surchauffeur.

## **Annexe E : Liste des communications et publications rédigées entre décembre 2012 et septembre 2014**

### **Congrès :**

JL Bouvier, G. Michaux, P. Salagnac, Experimental study of a micro combined heat and power system : characterisation of the parabolic trough collector used for direct steam generation, Eurosun, Aix-les-Bains, 16-19 septembre 2014, présentation orale.

G. Michaux, JL Bouvier, P. Salagnac, Résultats d'essais de caractérisation d'un concentrateur cylindro-parabolique utilisé pour de la micro-cogénération solaire, Journées Nationales sur l'Énergie Solaire (JNES), Perpignan, 8- 10 juillet 2014, poster.

JL Bouvier, G. Michaux, P. Salagnac, Étude expérimentale d'un concentrateur solaire parabolique à génération directe de vapeur alimentant une centrale de micro-cogénération, Congrès Français de Thermique 2014, Lyon, 3 - 6 juin 2014, Société Française de Thermique, Vol. 22, N°2, pp. 153-160, poster.

JL Bouvier, R. Daccord, G. Michaux, P. Salagnac, Avancement du projet MICOSOL : premiers résultats expérimentaux, Journées Micro-cogénération, Paris, 23 janvier 2014, présentation orale.

JL Bouvier, G. Michaux, P. Salagnac, MICOSOL Project : Prototype of a micro-CHP with solar energy, CHP and Biofuels conference, Amiens, 18 juin 2013, présentation orale.

JL Bouvier, R. Daccord, G. Michaux, P. Salagnac, Avancement du projet MICOSOL, Journées Micro-cogénération, Paris, 23-24 janvier 2013, présentation orale.

JL Bouvier, G. Michaux, P. Salagnac, Projet Micosol : Prototype d'un micro-cogénérateur à énergie solaire, Colloque Energies Renouvelables et Avancées Technologiques, Amiens, 6 décembre 2012, présentation orale.

## Étude expérimentale d'une installation de micro-cogénération solaire couplant un concentrateur cylindro-parabolique et un moteur à cycle de Hirn

L'objectif de cette thèse est d'étudier expérimentalement les performances énergétiques d'une installation de micro-cogénération solaire. Le prototype réalisé est constitué d'un concentrateur cylindro-parabolique associé à un moteur à vapeur fonctionnant suivant un cycle de Hirn (Rankine avec surchauffe). Les originalités de ce projet sont l'utilisation de l'énergie solaire, renouvelable et inépuisable mais intermittente, la génération directe de vapeur au sein d'un concentrateur de taille réduite (46,5 m<sup>2</sup>), le système de suivi solaire sur deux axes et le couplage à un moteur à piston non lubrifié.

La première partie de l'étude porte sur le concentrateur seul. Son fonctionnement est étudié sur deux journées types (ensoleillée et nuageuse) et son rendement thermique est évalué. La dynamique du système est également abordée notamment par l'étude de sa réponse à des perturbations. Une régulation de type boucle ouverte a été mise en place et validée.

La seconde partie concerne la caractérisation du moteur seul. Des essais ont été menés avec une puissance de source chaude stable puis variable. À partir des résultats obtenus, un modèle empirique est développé, puis exploité dans le cadre d'une étude paramétrique du moteur. Cette étude montre l'influence importante du ratio de pression et de la vitesse de rotation sur le rendement.

Dans la dernière partie, les performances globales (rendement, puissances électrique et thermique produites) du micro-cogénérateur sont évaluées. Des essais à pression et à vitesse régulées sont présentés. À partir de cartographies de fonctionnement réalisées à l'aide d'un modèle empirique, une régulation basée sur l'utilisation d'un by-pass est alors mise en place, puis testée.

**Mots clés** : micro-cogénération, énergie solaire thermique, concentrateur cylindro-parabolique, expérimentation, génération directe de vapeur, moteur à vapeur, cycle de Rankine, cycle de Hirn, bâtiment.

## Experimental study of a micro combined solar heat and power unit composed of a solar parabolic trough collector coupled to a Hirn cycle engine

The objective of this thesis is the experimental study of the energy performances of a micro combined solar heat and power (micro-CHP) unit. The prototype is composed of a solar parabolic trough collector coupled to a Hirn (superheated Rankine) cycle engine. The originalities of this project are the use of solar energy which is renewable and inexhaustible but intermittent, the direct steam generation with a reduced size parabolic trough collector (46.5 m<sup>2</sup>), the two axis tracking system and the coupling with an oil-free reciprocating steam engine.

The first part of this study is focussed on the solar collector. Thermal performances under sunny and cloudy conditions are presented and the thermal efficiency is evaluated. The system dynamic is also investigated through the characterization of the inertia as well as a study of its response to perturbations. Then a control strategy is set up and validated.

The second part deals with the characterization of the engine. Tests have been performed with a stable and variable heat source power. From these tests, an empirical model has been developed and used in a parametrical study. This study shows the significant influence of the pressure ratio and of the rotational speed on the efficiency of the engine.

In the last part, global performances (efficiency, output thermal and electrical powers) of the entire micro-CHP unit are evaluated. Tests with controlled pressure and speed are presented. From operating maps established from an empirical model, a control strategy based on the use of a by-pass is set up and tested.

**Keywords** : micro combined heat and power (micro-CHP), solar thermal energy, parabolic trough collector, experimentation, direct steam generation, small-scale system, steam engine, Rankine cycle, Hirn cycle, buildings.

