

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

Laboratory of Green and Mechanical Development - LGMD

Mémoire de projet de fin d'études
pour l'obtention du diplôme d'Ingénieur d'état en Génie Mécanique.

Intitulé :

ÉTUDE D'UN SYSTÈME SOLAIRE COMBINANT UN CYCLE DE RANKINE ORGANIQUE ET UN SYSTÈME FRIGORIFIQUE À ABSORPTION

Présenté par
Yamine ZIRAM

Sous la direction de M. Hocine BENNOUR

Soutenu publiquement le 08/07/2025 devant le jury composé de :

Président	M. Abdelhamid BOUHELAL	MC-A	ENP
Promoteur	M. Hocine BENNOUR	MA-A	ENP
Examineur	M. Mohamed Tarek ATTOUCHI	MC-B	ENP

ENP 2025

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

Laboratory of Green and Mechanical Development - LGMD

Mémoire de projet de fin d'études
pour l'obtention du diplôme d'Ingénieur d'état en Génie Mécanique.

Intitulé :

ÉTUDE D'UN SYSTÈME SOLAIRE COMBINANT UN CYCLE DE RANKINE ORGANIQUE ET UN SYSTÈME FRIGORIFIQUE À ABSORPTION

Présenté par
Yamine ZIRAM

Sous la direction de M. Hocine BENNOUR

Soutenu publiquement le 08/07/2025 devant le jury composé de :

Président	M. Abdelhamid BOUHELAL	MC-A	ENP
Promoteur	M. Hocine BENNOUR	MA-A	ENP
Examineur	M. Mohamed Tarek ATTOUCHI	MC-B	ENP

ENP 2025

ملخص

يهدف هذا المشروع إلى تقييم إمكانية اعتماد تكييف الهواء بالطاقة الشمسية لمبنى ذات مساحة سقف محدودة، وذلك باستخدام نظام تبريد بالامتصاص (ACS) مدمج مع دورة رانكن العضوية (ORC). صُمم الحقل الشمسي لضمان أعلى معدل تغطية السطح الخارجي للمبنى. خضعت الوحدات الثلاث المكونة للتركيب للنمذجة الحرارية الديناميكية، ثم دُمجت في نموذج عددي شامل مبرمج باستخدام MATLAB. قُيِّمت إمكانيات المنظومة من حيث سعة التبريد تبعاً لشدة الإشعاع الشمسي، ضمن تكوينين: في التكوين الأول، يقوم الحقل الشمسي بتغذية مباشرة لنظام التبريد الامتصاصي (ACS)، أما في التكوين الثاني، فتُغذى دورة رانكن العضوية (ORC) ثم نظام التبريد الامتصاصي (ACS) بشكل تسلسلي. تُظهر مقارنة قدرات التبريد لنظام التبريد الامتصاصي (ACS) المُحصَّلة لوضعي التشغيل في ظل نفس ظروف الإشعاع الشمسي أن دورة رانكن العضوية (ORC) تستخدم الطاقة الحرارية للنقل الحراري بأقل كفاءة لإنتاج الطاقة الميكانيكية مقارنةً بنظام التبريد الامتصاصي (ACS) لإنتاج سعة التبريد، مما يجعل اعتماد منظومة بدون دورة رانكن العضوية الخيار الأنسب عندما يكون إنتاج الماء البارد هو الهدف الوحيد من المنظومة.

الكلمات المفتاحية: الطاقة الشمسية، المجمعات الشمسية، تكييف الهواء بالطاقة الشمسية، أنظمة التبريد الامتصاصية، دورة رانكن العضوية.

Abstract

This project aims to assess the feasibility of implementing solar air conditioning for a building with a defined roof area, using an absorption refrigeration system (ACS) combined with an organic Rankine cycle (ORC). The solar field is sized to maximize the rooftop coverage rate. The three modules of the installation were first subjected to thermodynamic modeling, then integrated into a global numerical model implemented in MATLAB. The potential of the installation in terms of cooling capacity was evaluated according to solar irradiance, under two configurations: a first configuration where the solar field directly supplies the ACS and a second in which the ORC and the ACS are supplied in cascade. Comparing the cooling capacities of the ACS obtained for the two operating modes under the same sunlight conditions shows that the ORC cycle utilizes the thermal energy of the heat transfer fluid less efficiently to produce mechanical power than the ACS system to produce the cooling effect, making the configuration without ORC the most suitable option when the production of chilled water is the sole objective of the installation.

Keywords: Solar energy, Solar collectors, Solar air conditioning, Absorption refrigeration systems, Organic Rankine cycle.

Résumé

Dans ce projet, il est question d'évaluer la possibilité d'adopter la climatisation solaire pour un établissement avec une surface de toit donnée, à l'aide d'un système frigorifique à absorption (ACS) combiné à un cycle de Rankine organique (ORC). Le champ solaire est dimensionné de sorte à maximiser le taux de couverture de la terrasse. Les trois modules composant l'installation ont d'abord fait l'objet d'une modélisation thermodynamique, puis intégrés dans un modèle numérique global implémenté sous MATLAB. Le potentiel de l'installation en terme de capacité frigorifique a été évalué en fonction de l'intensité de l'ensoleillement, sous deux configurations : une première configuration où le champ solaire alimente directement l'ACS et une seconde dans laquelle l'ORC et l'ACS sont alimentés en cascade. La comparaison des capacités frigorifiques de l'ACS obtenues pour les deux modes opératoires sous les mêmes conditions d'ensoleillement, montre que le cycle ORC utilise moins efficacement l'énergie thermique du fluide caloporteur pour produire de la puissance mécanique que le système ACS pour produire de l'effet frigorifique, faisant de la configuration sans ORC l'option la plus adéquate lorsque la production d'eau glacée constitue l'unique objectif de l'installation.

Mots clés Énergie solaire, Capteurs solaires, Climatisation solaire, Systèmes frigorifiques à absorption, Cycle de Rankine organique.



REMERCIEMENTS

Je tiens à adresser mes sincères remerciements et ma profonde reconnaissance à mon enseignant et encadrant, Monsieur BENNOUR Hocine, pour son encadrement remarquable tout au long de ce projet de fin d'études. Ses conseils et orientations m'ont beaucoup appris, tant sur le plan scientifique que sur le plan humain. Je le remercie chaleureusement pour le temps et les efforts qu'il a consacrés à m'accompagner dans l'accomplissement de ce projet.

Je remercie également Monsieur BOUHELAL Abdelhamid, président du jury, et Monsieur ATTOUCHI Mohamed Tarek, examinateur, pour avoir accepté de faire partie du jury et d'examiner et juger mon modeste travail.

Enfin, je tiens à remercier l'ensemble des enseignants du département de Génie mécanique, grâce à qui j'ai pu bénéficier d'une formation d'excellence au cours de ces trois dernières années.

TABLE DES MATIÈRES

Liste des figures

Liste des tableaux

Liste des symboles

Liste des acronymes

Introduction générale **13**

1 Considérations générales sur les capteurs solaires, le cycle ORC et les systèmes frigorifiques à absorption **16**

1.1 Introduction 17

1.2 La filière thermique de l'énergie solaire 17

1.2.1 Localisation du soleil par rapport à un plan incliné 17

1.2.2 Classification et technologies des capteurs solaires thermiques 19

1.2.3 Capteurs plan munis de tubes sous vide (ETC) 21

1.2.4 Absorbeurs et surfaces sélectives 22

1.2.5 Généralités sur les fluides caloporteurs 23

1.3 Le cycle de RANKINE organique 24

1.3.1 Description du cycle de RANKINE organique 24

1.3.2 Cycle supercritique 25

1.3.3 Classification des fluides organiques pour un cycle ORC 26

1.3.4 Sélection du fluide organique 27

1.4 Systèmes frigorifiques à absorption 29

1.4.1 Autres variantes du cycle frigorifique à absorption 31

1.4.2 Les paires absorbeur/refrigérant 33

1.4.3 Détermination des propriétés thermodynamiques du fluide de travail . . 34

1.5 Conclusion 35

2 Modélisation mathématique de l'installation **36**

2.1 Introduction 37

2.2 Description générale de l'installation 37

2.3 Modélisation du champ solaire 39

2.3.1 Dimensionnement du champ solaire 39

2.3.2	Bilan d'énergie d'un tube	47
2.3.3	Détermination de la température à la sortie des collecteurs	49
2.4	Modélisation du cycle de RANKINE organique	50
2.4.1	Établissement des bilans d'énergie des différents composants du cycle ORC	51
2.5	Modélisation du cycle frigorifique à absorption	55
2.5.1	Bilans de matière	56
2.5.2	Bilans d'énergie	57
2.6	Comportement thermodynamique des différents fluides intervenant dans l'ins- tallation	61
2.6.1	Le fluide caloporteur, l'eau glacée et les fluides de refroidissement . . .	61
2.6.2	Le fluide organique du cycle ORC	61
2.6.3	Le fluide du cycle ACS	62
2.7	Conclusion	64
3	Exploitation du modèle mathématique en vue d'évaluer le potentiel du système pro- posé	65
3.1	Introduction	66
3.2	Calcul du module solaire	66
3.3	Calcul du module ORC	68
3.4	Calcul du module ACS	72
4	Présentation des principaux résultats de l'étude	76
4.1	Résultats concernant la boucle constituée du module solaire et du module ACS	78
4.2	Résultats concernant la boucle complète intégrant le module ORC	80
4.2.1	Effet du type de fluide du cycle ORC sur les performances du système .	82
4.2.2	Effet de la température de condensation du fluide organique sur les per- formances de l'installation	84
4.2.3	Effet de l'intensité de l'ensoleillement G_t sur les performances de la boucle complète	85
	Conclusion générale	90
	Bibliographie	94
A	Informations complémentaires sur le champ solaire	96
A.1	Éléments de la fiche technique du capteur solaire à tubes sous vide	96
A.2	Disposition des capteurs sur la terrasse de l'établissement	97
B	Tableaux récapitulatifs des résultats de l'étude	98
B.1	Calculs concernant la boucle constituée du module solaire et du cycle ACS . .	98
B.2	Calculs concernant la boucle complète intégrant le module ORC	99

LISTE DES FIGURES

1.1	Représentation des angles géométriques du rayonnement incident	18
1.2	Diagramme solaire pour un site donné	19
1.3	Principe d'un capteur plan.	19
1.4	Exemples de capteurs solaires thermiques.	20
1.5	Capteur ETC en U à flux direct.	22
1.6	Capteur ETC à caloduc	22
1.7	Répartition des pertes énergétiques d'un capteur en fonction de la température de l'absorbeur.	23
1.8	Schéma d'installation d'un cycle ORC.	24
1.9	Diagramme $T-s$ d'un cycle ORC.	25
1.10	Schéma d'un cycle ORC intégrant un régénérateur.	25
1.11	Représentation d'un cycle de RANKINE organique supercritique dans un dia- gramme $T-s$	26
1.12	Types de fluides organiques pour le cycle ORC.	26
1.13	Indicateur GWP et inflammabilité de différents fluides.	28
1.14	Schéma d'une installation fonctionnant au cycle à compression de vapeur.	30
1.15	Schéma d'une installation d'un cycle frigorifique à absorption.	31
1.16	Schéma représentatif d'un système fonctionnant selon le cycle à double effet.	32
1.17	Schémas du cycle GAX.	32
1.18	Diagramme d'OLDHAM.	34
1.19	Diagramme de MERKEL.	35
2.1	Schéma d'ensemble de l'installation.	38
2.2	Disposition des capteurs sur le toit.	40
2.3	Vue de profil des rangées de capteurs.	41
2.4	Schéma de circulation du fluide caloporteur à travers un panneau.	44
2.5	Représentation des ombres à différents moments clés d'une journée type.	45
2.6	Représentation d'une situation quelconque de l'ombrage.	46
2.7	Diagramme solaire correspondant à la position d'Alger	47
2.8	Bilan d'énergie dans un tube évacuée	48
2.9	Schéma du module ORC et représentation de son cycle sur un diagramme $T-s$	51
2.10	Diagramme $T-Q$ de l'évaporateur (GvORC).	51
2.11	Représentation de la détente sur un diagramme $T-S$	52
2.12	Diagramme $T-Q$ du condenseur (CORC).	54

2.13	Schéma du module ACS.	56
2.14	Diagramme $T-Q$ du condenseur (ACS).	58
2.15	Diagramme $T-Q$ de l'évaporateur (ACS).	59
3.1	Organigramme des étapes de calcul du module ORC.	71
3.2	Organigramme des étapes de calcul du module ACS.	75
4.1	Température accessible par le fluide caloporteur en fonction de sa température d'entrée au champ solaire et de l'intensité de l'ensoleillement pour différentes valeurs de la température ambiante.	77
4.2	Evolution de l'approche pour différentes intensités de l'ensoleillement.	79
4.3	Evolution de la capacité frigorifique et du COP de l'ACS en fonction de l'intensité d'ensoleillement en mode de fonctionnement sans ORC.	80
4.4	Evolution de différentes températures caractéristiques du système en fonction de l'intensité d'ensoleillement.	81
4.5	Puissance du cycle ORC ainsi que son rendement thermique en fonction du type de fluide organique et de la température d'évaporation	82
4.6	Puissance et rendement du cycle ORC en fonction de la température d'évaporation et de l'intensité de l'ensoleillement, en fixant l'Isopentane comme fluide de travail.	83
4.7	Variation de la capacité frigorifique maximale et de la puissance nette maximale en fonction de la température de condensation	84
4.8	Variation du COP, du rendement thermique du cycle ORC et du rendement de cogénération en fonction de la température de condensation	85
4.9	Variation de la capacité frigorifique maximale et de la puissance nette maximale en fonction de l'intensité d'ensoleillement	85
4.10	Variation du COP, du rendement thermique du cycle ORC et du rendement de cogénération en fonction de l'intensité de l'ensoleillement.	86
4.11	Effet de la présence du cycle ORC sur le COP de l'ACS.	87

LISTE DES TABLEAUX

1.1	Types de capteurs plans	21
1.2	Types de capteurs à concentration	21
2.1	Angle d'inclinaison des collecteurs solaires β en fonction de la latitude ϕ pour les trois modes de fonctionnement possibles	40
2.2	Paramètres dimensionnels du champ solaire	43
2.3	Caractéristiques du champ solaire.	44
2.4	Bilans de matière pour chacun des composants du cycle.	57
2.5	Fluides organiques retenus pour le cycle ORC.	62
2.6	Constantes figurant dans les équations de (2.82) à (2.86).	63
2.7	Domaine de validité des équations (2.82) à (2.86).	64
3.1	Données initiales du champ solaire.	67
3.2	Calcul du module solaire.	67
3.3	Données nécessaires pour le calcul du cycle de RANKINE organique.	68
3.4	Calcul du module ORC.	69
3.5	Données nécessaires aux calculs du module ACS.	72
3.6	Calcul du module ACS.	73
4.1	Exemple d'exécution des calculs pour le cas de la boucle constituée du module solaire et du module ACS.	79
4.2	Exemple d'exécution des calculs pour le cas de la boucle complète.	81
4.3	Lieu des maxima pour les trois types de fluide.	82
4.4	Lieu des maxima pour différentes intensités d'ensoleillement	83
4.5	Comparaison des deux modes de fonctionnement	87
B.1	Résultats de l'étude concernant la boucle champ solaire/système ACS selon l'intensité d'ensoleillement	98
B.2	Résultats de l'étude concernant la boucle complète selon la température de condensation	99
B.3	Résultats de l'étude concernant la boucle complète selon l'intensité de l'ensoleillement	100

LISTE DES SYMBOLES

Symboles latins

a	Coefficient de pertes thermique , W/m^2K .
A	Surface , m^2 .
c_p	Capacité thermique, J/kgK .
F	Facteur de conductance.
G	Intensité d'ensoleillement , W/m^2 .
h	Enthalpie spécifique , J/kg .
$\dot{m}$	Débit massique, kg/s .
P	Pression, Pa .
$\dot{q}$	Chaleur perdue , kW .
$\dot{Q}$	Chaleur évacuée , kW .
s	Entropie spécifique , J/kgK .
T	Température, K .
U	Coefficient d'échange global , W/m^2K .
$\dot{W}$	Puissance , W .
x	Concentration massique du bromure de lithium dans l'eau , %.

Symboles grecs

α	Angle d'élévation , $^\circ$.
β	Angle d'inclinaison , $^\circ$.
γ	Angle azimuthal , $^\circ$.
Δ	Variation.
ε	Efficacité.
η	Rendement.

ρ	Densité, kg/m^3 .
ϕ	Latitude , $^\circ$.
ψ	Longitude , $^\circ$.

Indices

0	Milieu ambiant
1, 2, 3, ...	Numérotations ou comptage
(i), (j), ...	Indices pour comptage
AbACS	Absorbeur du système ACS
ap	Approche
c	Eau de refroidissement du cycle ORC
cog	cogénération
eg	Eau glacée
eq	Équivalent
f	État de liquide saturé, frigorifique
g	État de vapeur saturée, brute
G	Champ solaire
GACS	Générateur du système ACS
in	Entrée
loss	Pertes
m	Moyenne arithmétique
max	Maximum
net	Net
o, ORC	Cycle de RANKINE organique
oc	Condenseur du cycle ORC
op	Optique
out	Sortie
ov	Évaporateur du cycle ORC
P	Pompe

pp Point de pincement riche en frigorigène”)

r Cycle frigorifique à absorption

R Régénérateur

re Eau de refroidissement du système ACS

rejACS Rejet par l’ACS

rv Évaporateur du système ACS

s Champ solaire, isentropique

sat État de saturation

st solution forte (désignée par ”solution concentrée” ou encore ”solution pauvre en frigorigène”)

t Total

T Turbine

we solution faible (désignée par ”solution diluée” ou encore ”solution

Exposants

o, c ORC/Fluide de refroidissement du condenseur ORC.

o, r ORC/ACS.

r, c ACS/Fluide de refroidissement du condenseur ACS.

r, s Entrée du générateur ACS/ sortie du champ solaire.

s, o Champ solaire/ ORC.

s, r Champ solaire/ACS.

LISTE DES ACRONYMES

AbACS	Absorbeur du système frigorifique à absorption
ACS	Système frigorifique à absorption (Absorption cooling system)
BP	Basse pression
CACS	Condenseur du système frigorifique à absorption
COP	Coefficient de performance
CORC	Condenseur du cycle de RANKINE organique
CPC	Capteur solaire parabolique composé (Compound parabolic concentrator)
CS	Champ solaire
CSP	Centrale solaire à concentration (Concentrated solar power plant)
EACS	Evaporateur du système frigorifique à absorption
ETC	Capteur solaire à tubes sous vides (Evacuated tube collector)
FPC	Capteur solaire plan (Flat plate collector)
GACS	Générateur du système frigorifique à absorption
GAX	Generator absorber heat exchanger
GvORC	Générateur de vapeur du cycle de RANKINE organique
GWP	Potentiel de réchauffement global (Global warming potential)
HP	Haute pression
MP	Moyenne pression
ODP	Potentiel d'appauvrissement de la couche d'Ozone (Ozone depletion potential)
ORC	Cycle de RANKINE organique (Organic RANKINE cycle)
PACS	Pompe du système frigorifique à absorption
PCS	Pompe du module solaire
PORC	Pompe du cycle de RANKINE organique
PTC	Capteur solaire cylindro-parabolique (Parabolic trough collector)
PTR	Pompe du circuit d'eau de refroidissement
RACS	Régénérateur du système frigorifique à absorption
RORC	Régénérateur du cycle de RANKINE organique
TORC	Turbine du cycle de RANKINE organique
TR	Tour de refroidissement
V	Vanne d'expansion

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Les technologies d'exploitation des énergies renouvelables sont en progression continue depuis une cinquantaine d'années. D'abord, à cause des problèmes géostratégiques qui ont été à l'origine des crises énergétiques qui se sont succédé depuis les années 70 du siècle dernier, puis à cause d'autres facteurs toujours en relation avec le rapport que l'économie mondiale entretient vis-à-vis de l'exploitation et de la consommation des énergies fossiles dans le monde. Parmi ces facteurs, on peut retenir le fait qu'il y a une surexploitation des énergies fossiles qui est, on ne peut plus, en totale inadéquation avec la disponibilité limitée de ces ressources dont on entrevoit déjà le terme. Un autre facteur, et pas des moindres, est celui qui touche aux rejets de polluants dans l'environnement, notamment les gaz à effet de serre résultant de la combustion qui est le mode d'exploitation usuel de ces ressources.

Partout dans le monde, on pousse aujourd'hui au développement et l'augmentation de la part des énergies renouvelables dans le mix énergétique des pays, chacun selon le gisement le plus abondant dont il dispose. Pour certains, ce sera l'hydraulique, ou l'éolien, pour d'autres c'est la géothermie, mais pour une plus grande partie, c'est l'énergie solaire, car le soleil est plus ou moins disponible et abondant presque à n'importe quel endroit de la planète. À ce titre, l'Algérie occupe une place qui lui est, sans l'ombre d'un doute, enviée par beaucoup.

Pour exploiter l'énergie du soleil, deux filières se dégagent : la photovoltaïque et la thermique. Dans les applications qui ont pour but de convertir l'énergie solaire en énergie électrique, les deux filières ci-dessus ont développé et continuent de développer parallèlement des technologies de plus en plus performantes, avec un net avantage pour la filière photovoltaïque. Ceci tient principalement au fait que, dans la voie photovoltaïque la conversion est directe, tandis que dans l'autre on doit d'abord collecter l'énergie solaire sous la forme thermique avant de convertir cette dernière en énergie mécanique, puis en énergie électrique. Dans cette chaîne de conversion, le maillon faible c'est l'énergie thermique, dont on doit disposer à haute intensité (haute température) pour que la performance énergétique du système soit satisfaisante. Or, ceci conduit à des technologies de concentration et de poursuite (tracking) complexes, et donc

très coûteuses par rapport au photovoltaïque. Le seul domaine où la filière thermique semble s'imposer est celui de la production d'eau chaude sanitaire, où les températures visées sont inférieures à 80 °C, donc accessibles au moyen de capteurs plans à coût relativement bas. Cependant, des technologies de capteurs thermiques plans dans lesquelles l'absorbeur est désormais placé à l'intérieur de tubes où on fait le vide, permettent d'atteindre des températures qui peuvent aller au-delà de 150 °C. Parallèlement, des cycles de puissance basés sur des micro-turbines, comme celui de la micro-turbine à air chaud et le cycle de RANKINE à fluide organique (ORC) semblent fournir une alternative très intéressante dans le développement de micro-réseaux autonomes et de la cogénération domestique.

Un domaine particulièrement énergivore dont on pourrait envisager couvrir les besoins, du moins en partie, à l'aide de ces technologies adaptées à des niveaux de température en dessous de 150 °C, est celui de la climatisation.

Pour répondre aux besoins de la climatisation au moyen de l'énergie solaire, on peut alimenter un climatiseur traditionnel à l'aide de panneaux photovoltaïques, ou bien alimenter le générateur d'un système à absorption, dont l'effet frigorifique servira à produire une eau glacée, qui sera à son tour utilisée dans une centrale de traitement d'air, où l'air sera rafraîchi avant d'être distribué dans les locaux à climatiser.

L'objectif que nous visons à travers ce projet est d'évaluer la capacité d'un système frigorifique à absorption, alimenté en énergie thermique collectée par des panneaux solaires plans, à produire de l'eau glacée pour les besoins de climatisation. On envisage également la possibilité d'intégrer dans l'installation, un cycle de RANKINE organique qui produira l'énergie électrique nécessaire pour l'entraînement des machines auxiliaires de l'installation, comme les pompes qui font circuler les fluides dans les différentes boucles et dans les circuits de refroidissement de ses fluides. L'étude se fixe comme contrainte que les capteurs solaires doivent occuper la terrasse d'un établissement de $(12 \times 15) \text{ m}^2$, situé à Alger et orienté plein sud suivant sa largeur. L'étude comportera quatre (4) chapitres.

Le premier sera consacré à la présentation d'informations et de caractéristiques générales relatives aux trois parties qui composent l'installation, à savoir : le champ solaire, le cycle ORC et le système de production d'eau glacée à absorption.

Dans le deuxième chapitre, on commencera par le dimensionnement du champ de capteurs solaires en veillant à opter pour des solutions qui permettent de maximiser le taux de couverture de la surface disponible, tout en aménageant des espaces libres suffisants pour permettre les interventions sur les panneaux et éviter que les rangées de panneaux ne projettent leur ombres les unes sur les autres. On présentera également dans ce chapitre les équations de base qui régissent

le fonctionnement de chacune des trois parties de l'installation et les lois de comportement thermodynamique des fluides impliqués dans le fonctionnement du système.

Les procédures d'exécution des calculs seront décrites de façon détaillée au chapitre 3, et les principaux résultats de l'étude seront exposés et commentés au chapitre quatre.

En conclusion générale, nous reviendrons sur les résultats saillants de cette étude et nous ferons quelques recommandations pour inciter d'autres personnes à porter un intérêt à la question que nous abordons ici.

**CONSIDÉRATIONS GÉNÉRALES SUR LES CAPTEURS
SOLAIRES, LE CYCLE ORC ET LES SYSTÈMES
FRIGORIFIQUES À ABSORPTION**

1.1 Introduction

L'énergie solaire, transmise sur terre par rayonnement, peut être exploitée selon deux principes différents [1] :

- La conversion photovoltaïque, dans laquelle des panneaux solaires constitués de cellules dites "photovoltaïques" convertissent directement une fraction de l'énergie lumineuse du rayonnement solaire direct et diffus, en énergie électrique.
- La conversion photothermique, qui implique des capteurs dits "thermiques" collectant une partie de l'énergie du rayonnement solaire direct et diffus plus importante que celle captée par les cellules photovoltaïques et la transmettent à un fluide caloporteur qui la transporte et la livre à l'utilisation sous forme d'énergie thermique.

Contrairement aux panneaux photovoltaïques, dont l'application se limite à la production d'électricité, les collecteurs solaires peuvent être utilisés dans diverses applications. En effet l'énergie thermique du fluide caloporteur peut à son tour, être convertie en énergie électrique, être utilisée dans les applications de chauffage directement sous forme thermique ou encore dans la production du froid.

1.2 La filière thermique de l'énergie solaire

Dans le cadre de la présente étude, nous nous intéressons à l'utilisation de l'énergie solaire thermique à basse température. C'est pourquoi nous présentons surtout les technologies de captage sans concentration. Mais avant, nous rappelons ci-après quelques notions de géométrie solaire.

1.2.1 Localisation du soleil par rapport à un plan incliné

La figure 1.1 ci-dessous définit les angles utilisés pour déterminer la position d'un rayon solaire incident relativement à un plan incliné sur la surface terrestre. Un tel plan peut être un capteur solaire. Les angles en question sont [1] :

- **L'angle d'élévation solaire α_s** : c'est l'angle entre le plan horizontal (tangent à la surface terrestre) et le rayon solaire.
- **L'angle d'inclinaison solaire θ_z** : c'est l'angle entre le zénith et le rayon solaire, cet angle est complémentaire de l'angle d'élévation solaire α_s .
- **L'angle azimuthal solaire γ_s** : c'est l'angle entre la projection du rayonnement direct sur le plan horizontal et la direction Sud.

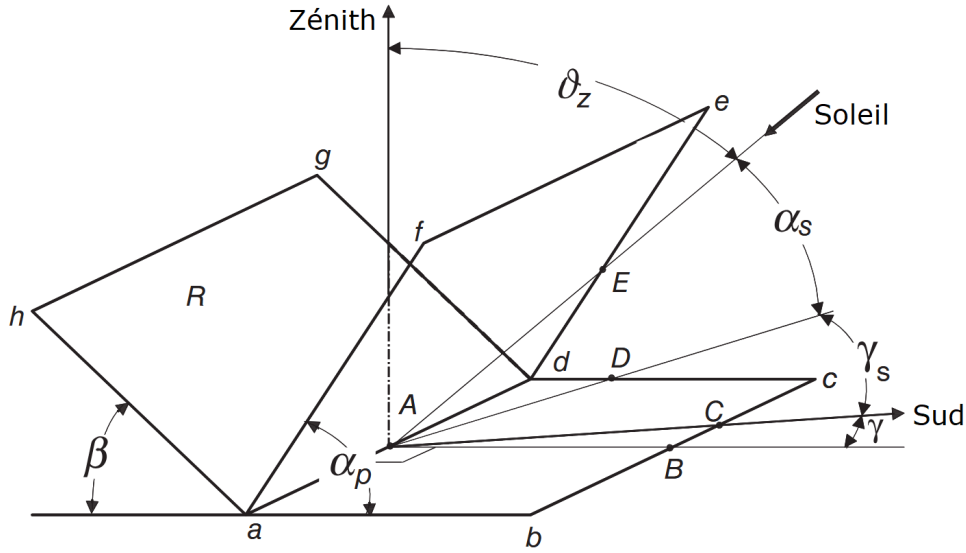


FIGURE 1.1 – Représentation des angles géométriques du rayonnement incident [1]

Les angles définissant l'orientation du capteur sont :

- **L'angle d'inclinaison β** : c'est l'angle entre le plan incliné et le plan horizontal.
- **L'angle azimutal du plan incliné γ** : c'est l'angle entre la direction Sud et la projection de la normale au plan incliné sur le plan horizontal.

Chacun des angles d'azimutaux (γ_s et γ) sera exprimé selon la convention stipulant que l'angle azimutal est négatif vers l'Est (-90°), nul au Sud et positif vers l'Ouest (90°).

L'angle de profil solaire α_p : il s'agit de l'angle que forme la projection du rayon incident sur le plan vertical et la projection de la normale au plan incliné sur le plan horizontal. Le plan vertical étant le plan comprenant la direction du zénith et la normale au plan incliné.

Il est donné par [1] :

$$\tan(\alpha_p) = \frac{\tan(\alpha_s)}{\tan(\gamma_s - \gamma)} \quad (1.1)$$

Un diagramme solaire illustre le mouvement apparent du soleil en indiquant sa position à différentes dates et heures. La position du soleil est indiquée par son élévation α_s portée par l'axe des ordonnées, son azimut γ_s porté par l'axe des abscisses, et l'angle d'inclinaison solaire θ_z porté comme ordonnée sur un deuxième axe. Un diagramme solaire correspond à un site défini par une latitude ϕ et une longitude ψ .

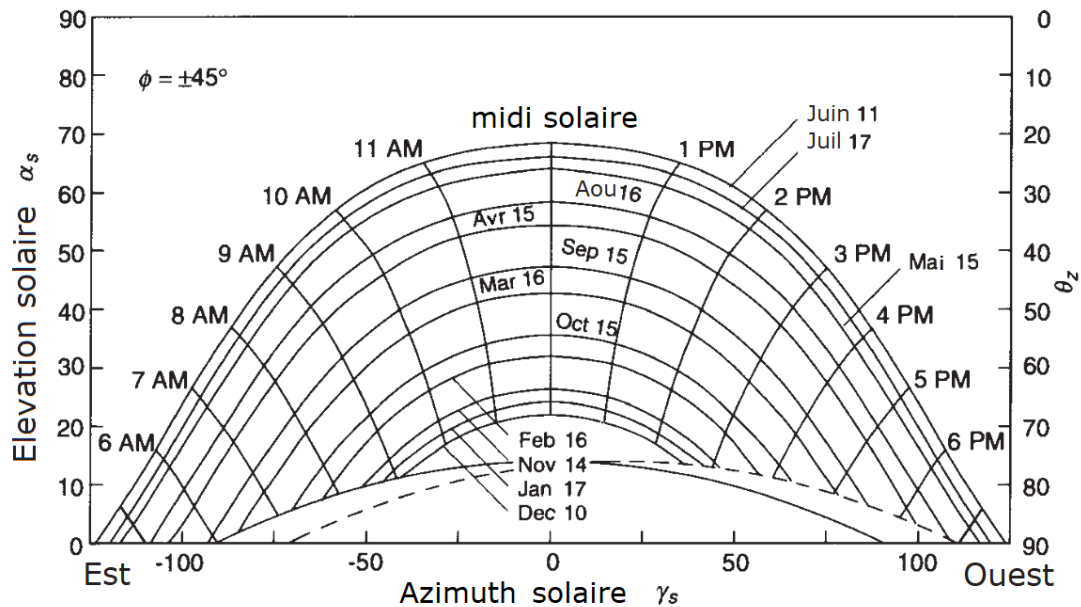


FIGURE 1.2 – Diagramme solaire pour un site donné [1]

1.2.2 Classification et technologies des capteurs solaires thermiques

Les capteurs solaires sont classés en deux catégories :

- 1) **Les capteurs plans :** Dans ce type de capteurs, les rayons solaires incidents arrivent sur un vitrage plan qu'ils traversent vers un élément qui absorbe l'énergie du rayonnement avant de la transmettre à un fluide caloporteur qui la transporte vers l'utilisateur. Le capteur comporte une couche de matériau isolant qui permet de minimiser les pertes d'énergie vers le milieu ambiant (figure 1.3).

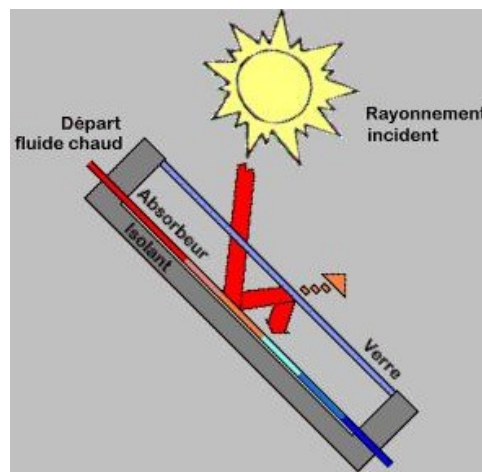


FIGURE 1.3 – Principe d'un capteur plan [2].

La surface d'ouverture du capteur est approximativement égale à celle de l'absorbant, ainsi l'ensemble du panneau absorbe le rayonnement solaire [3]. Ce type de capteur est utilisé dans les applications basses et moyennes températures ($< 200\text{ }^{\circ}\text{C}$) telles que les systèmes de chauffage dans les bâtiments résidentiels ou commerciaux.

2) **Les capteurs solaires à concentration** : Dans ce type de capteurs, le rayonnement incident est capté par des miroirs occupant une grande surface, qui le concentrent en le réfléchissant sur une surface beaucoup plus petite appelée "récepteur".

Ici le rapport de la surface de captage (miroirs) sur la surface réceptrice, appelée rapport de concentration, peut atteindre des valeurs très élevées selon le type de concentrateur.

Ce type de capteur est adapté pour les applications nécessitant de l'énergie thermique à moyennes et hautes températures, comme les installations de production d'énergie (CSP) [4].

Le choix d'un capteur solaire pour une application donnée dépend principalement du rapport performance/coût [5]. Les capteurs plans sont les moins coûteux en raison de leur simplicité, mais ils ont un faible rendement [6].

La figure 1.4 ci-dessous montre quelques exemples de capteurs plans et de capteurs à concentration, tandis que les tableaux 1.1 et 1.2 présentent les caractéristiques essentielles de capteurs plans et de capteurs à concentration respectivement.

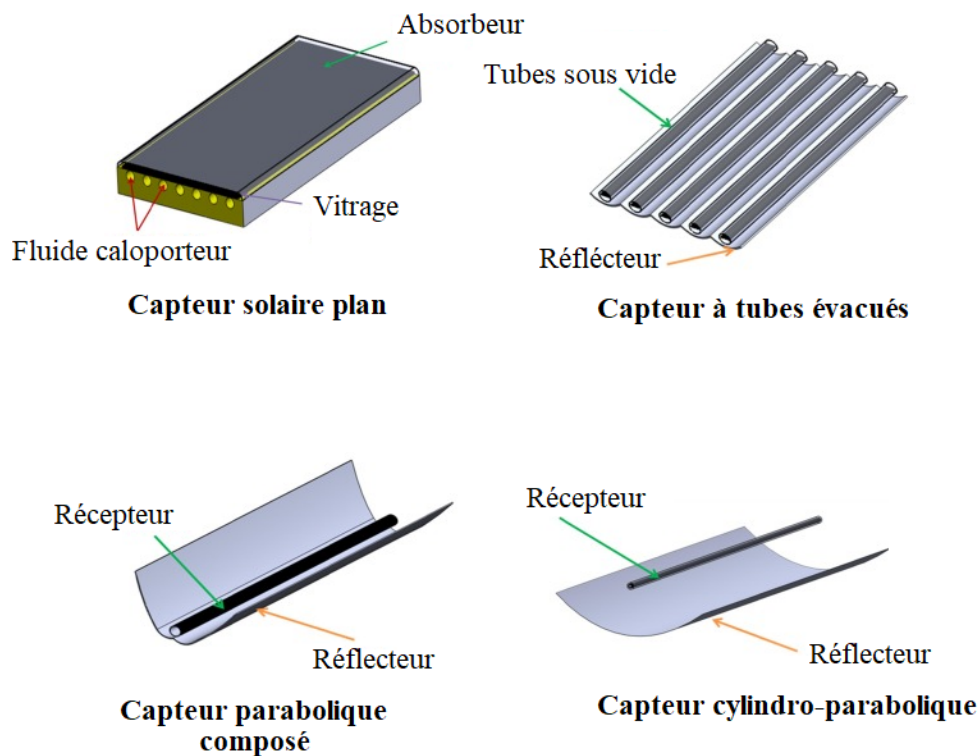


FIGURE 1.4 – Exemples de capteurs solaires thermiques [6].

TABLEAU 1.1 – Types de capteurs plans [6]

Type de capteur	Caractéristiques et performances
Capteurs FPC	— Captent le rayonnement direct et diffus. — Opèrent à basse température ($\approx 100\text{ }^{\circ}\text{C}$). — Absence de technologie de tracking.
Capteurs ETC	— Captent le rayonnement direct et diffus. — Rapport de concentration : 1 à 1.2. — Opèrent à basse et moyenne température ($\approx 200\text{ }^{\circ}\text{C}$). — Absence de technologie de tracking.

TABLEAU 1.2 – Types de capteurs à concentration [6]

Concentrateur	Caractéristiques et performances
Capteurs paraboliques composés (CPC)	— Captent le rayonnement direct et partiellement le diffus. — Rapport de concentration : 1.1 à 5. — Fonctionnent à basse et moyenne températures ($\approx 200\text{ }^{\circ}\text{C}$). — Dotés d'une technologie de tracking à un seul axe.
Capteurs cylindro-paraboliques (PTC)	— Captent uniquement le rayonnement direct. — Rapport de concentration : 10 à 50. — Fonctionnent à moyenne et haute températures pouvant atteindre ($\approx 500\text{ }^{\circ}\text{C}$). — Dotés d'une technologie de tracking à un seul axe.

1.2.3 Capteurs plan munis de tubes sous vide (ETC)

Ces capteurs se présentent sous forme de panneaux constitués de plusieurs tubes en verre recuit contenant une plaque absorbante. Au cours du processus de fabrication, un vide est créé à l'intérieur du tube afin de réduire les pertes de chaleur par conduction et convection entre l'intérieur et l'extérieur du tube et permettre ainsi à l'absorbeur d'atteindre des températures plus élevées. Il en existe deux types :

- 1) **Le capteur ETC à flux direct** : Le fluide caloporteur arrive dans un distributeur à partir duquel il sera réparti sur l'ensemble des tubes constituant le panneau où il reçoit directement l'énergie du rayonnement solaire. Le fluide peut traverser le tube en allant du distributeur qui

se trouve à l'une des extrémités du panneau vers le collecteur qui se trouve à l'autre extrémité en faisant un seul passage, comme il peut faire un aller-retour à travers un tube en U [7] (voir figure 1.5).

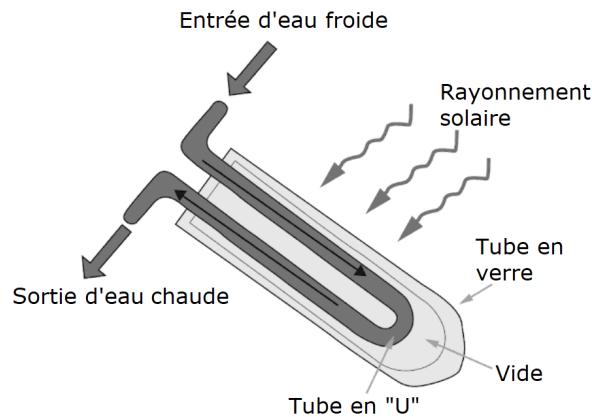


FIGURE 1.5 – Capteur ETC en U à flux direct.

2) **Le capteur ETC à caloduc (heat pipe) :** Le caloduc renferme un fluide à faible point d'ébullition qui s'évapore à l'intérieur du tube donnant ainsi naissance à une vapeur qui remonte vers l'extrémité supérieure du caloduc où elle échange son énergie avec le fluide caloporteur et se recondense puis redescend au fond du caloduc à l'état liquide [7] (voir figure 1.6).

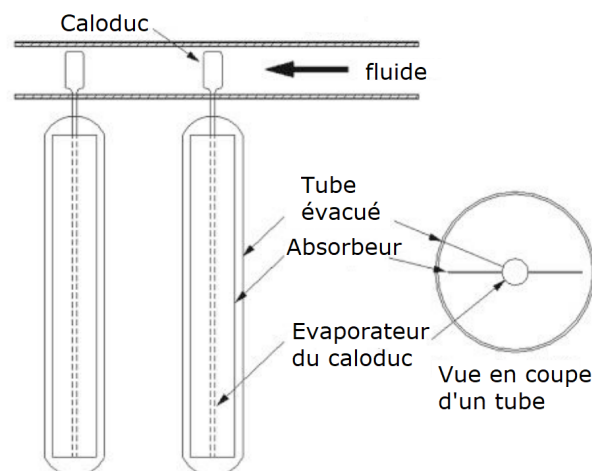


FIGURE 1.6 – Capteur ETC à caloduc

Les performances des capteurs ETC sont nettement supérieures à celles des capteurs FPC [7].

1.2.4 Absorbeurs et surfaces sélectives

L'absorbeur est constitué d'un substrat, généralement en cuivre ou en aluminium, recouvert d'une surface sélective [5]. De telles surfaces disposent d'une très grande absorptivité et

d'une très faible émissivité. Une surface sélective appropriée améliore le taux d'absorption du rayonnement solaire et réduit les pertes de chaleur de l'absorbeur [7].

La figure 1.7 ci-dessous montre la variation des proportions de pertes thermiques dans un capteur solaire en fonction de la température de l'absorbeur. Les pertes optiques (1) correspondent à la partie de l'énergie incidente perdue par réflexion sur le vitrage du capteur et sur la surface de l'absorbeur. Une partie de l'énergie thermique récoltée dans l'absorbeur est ensuite perdue par transferts thermiques vers le milieu ambiant [5]. Aux basses températures, les pertes par convection sont prépondérantes. Tandis qu'aux températures plus élevées, les pertes par rayonnement deviennent plus importantes. Les pertes par conduction sont généralement négligeables (présence de l'isolant).

Les surfaces sélectives fixent la proportion des pertes optiques du collecteur, leur variation est alors considérée négligeable par rapport aux autres pertes [5].

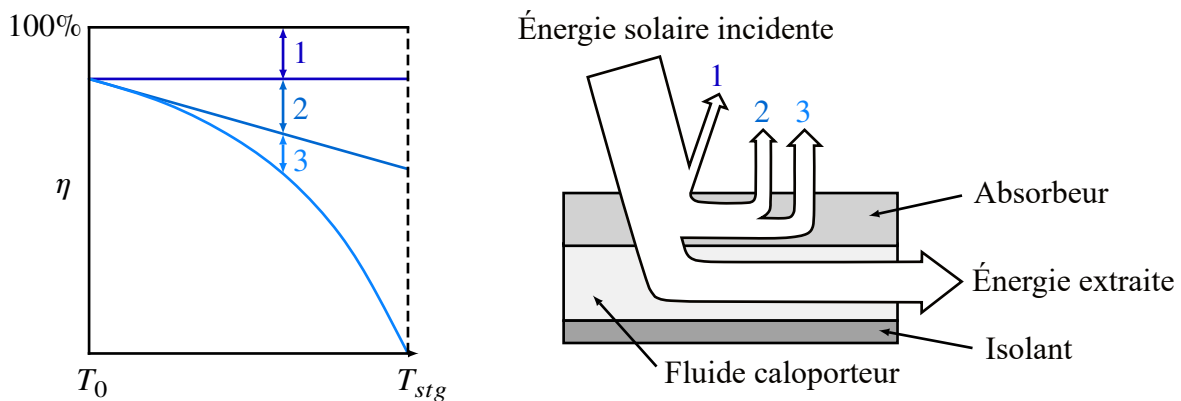


FIGURE 1.7 – Répartition des pertes énergétiques d'un capteur en fonction de la température de l'absorbeur : 1-Pertes optiques. 2-Pertes convectives. 3-Pertes radiatives [5].

1.2.5 Généralités sur les fluides caloporteurs

Plusieurs auteurs ont étudié l'influence de divers fluides caloporteurs sur les performances des capteurs solaires [8], il en résulte cinq catégories de fluides proposés : Les huiles thermiques, les substances pures (telles que l'eau à l'état liquide ou vapeur), les gaz sous pression (tels que le N_2 et le CO_2), les sels fondus et les nanofluides. Les huiles thermiques présentent un certain nombre d'inconvénients parmi lesquels on peut citer la température de stabilité limite (400 °C), risques de pollution et d'incendie en cas de fuite d'huile [8].

L'eau est largement utilisée dans les applications à basse température en raison de ses propriétés thermodynamiques plus avantageuses (chaleur latente de vaporisation et chaleur spécifique élevées, faible viscosité) [9]. Cependant, dans les applications où les températures sont au-dessus de 100 °C, l'eau doit être sous pression pour être maintenue à l'état liquide, ce qui nécessite un équipement supplémentaire adapté qui entraîne une augmentation des coûts d'ins-

tallation.

De nos jours, les chercheurs ont amélioré la conductivité thermique de fluides caloporteurs courants par l'ajout de nanoparticules solides [8]. Ces nanofluides sont classés selon le type de nanoparticules en nanofluides métalliques et nanofluides non-métalliques. Les nanoparticules couramment utilisées sont : Al, Fe, Ag, Cu, TiO_2 , Al_2O_3 , les nanotubes de carbone (CNT) et les matériaux composites [8].

1.3 Le cycle de RANKINE organique

Le cycle de RANKINE est un cycle thermodynamique largement utilisé dans les processus de conversion thermomécanique, généralement à des fins de production d'électricité. Son principe de fonctionnement est basé sur la conversion d'une énergie primaire (généralement de l'énergie chimique ou de l'énergie nucléaire) en énergie thermique reçue par un fluide de travail, énergie qui sera convertie en énergie mécanique lors de la détente de ce fluide dans une turbine.

Le fluide de travail utilisé dans le cycle de RANKINE classique est l'eau, dont la température critique relativement élevée rend ce type de cycle particulièrement intéressant pour les sources d'énergie accessibles à très hautes températures. En revanche, pour les sources d'énergie telles que l'énergie solaire, la géothermie ou les sources de chaleur résiduelles, disponibles à des températures plus faibles, le cycle de RANKINE organique est plus adapté. Ce dernier utilise des fluides de travail autres que l'eau, possédant une température critique beaucoup plus faible, ce sont généralement des fluides organiques.

1.3.1 Description du cycle de RANKINE organique

Le cycle de RANKINE organique est représenté schématiquement à la figure 1.8 ci-dessous :

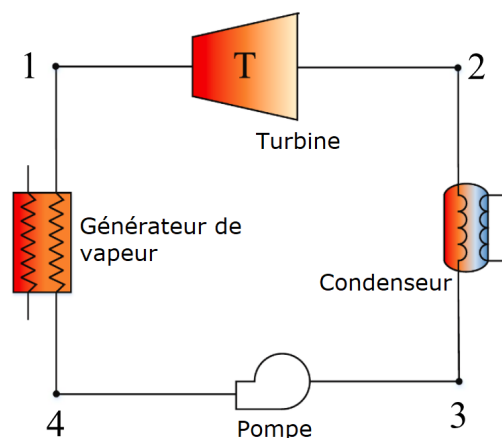


FIGURE 1.8 – Schéma d'installation d'un cycle ORC [10]

Le fluide organique à l'état de liquide comprimé est vaporisé et éventuellement surchauffé

dans le générateur de vapeur par échange de chaleur avec la source chaude. Il subit ensuite une détente à travers une turbine, dans laquelle une partie de son énergie thermique est convertie en travail mécanique, traverse le condenseur où il est refroidi, et passe à l'état de liquide comprimé, avant sa compression à travers la pompe afin de reprendre le cycle. Le cycle thermodynamique correspondant au schéma de la figure 1.8 est représenté sur le diagramme $T-s$ de la figure 1.9.

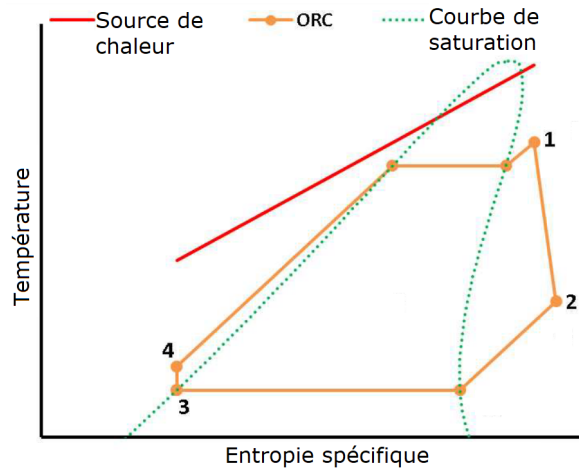


FIGURE 1.9 – Diagramme $T-s$ d'un cycle ORC [6]

Le cycle pourrait inclure un régénérateur dont le but est de récupérer la chaleur sensible du fluide à la sortie de la turbine en vue de préchauffer le fluide organique avant son admission au générateur de vapeur (figure 1.10). Le régénérateur permet la réduction de la quantité de chaleur nécessaire au préchauffage du fluide dans l'économiseur, ce qui améliore le rendement global du cycle mais induit des surcoûts à l'installation, en raison d'une complexité accrue.

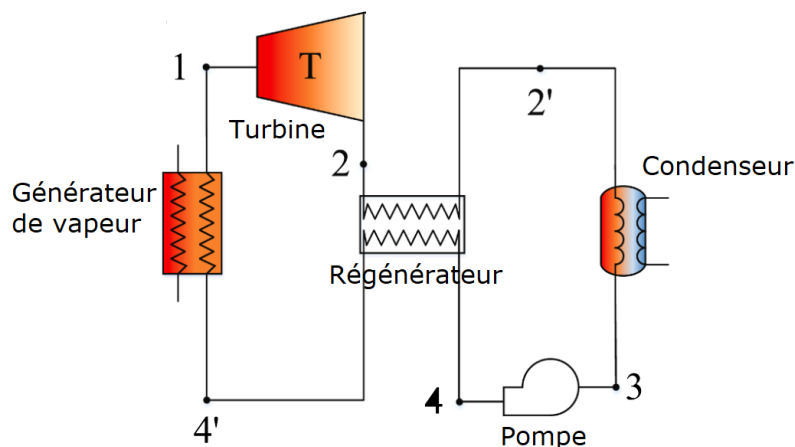


FIGURE 1.10 – Schémas d'un cycle ORC intégrant un régénérateur [10].

1.3.2 Cycle supercritique

De façon générale, la compression du fluide de travail dans le cycle de RANKINE organique ne va pas au-delà de son point critique. Cependant il existe une autre configuration du cycle, dite

cycle de RANKINE organique supercritique, dans laquelle le fluide est comprimé à une pression supérieure à la pression critique (voir figure 1.11 ci-dessous).

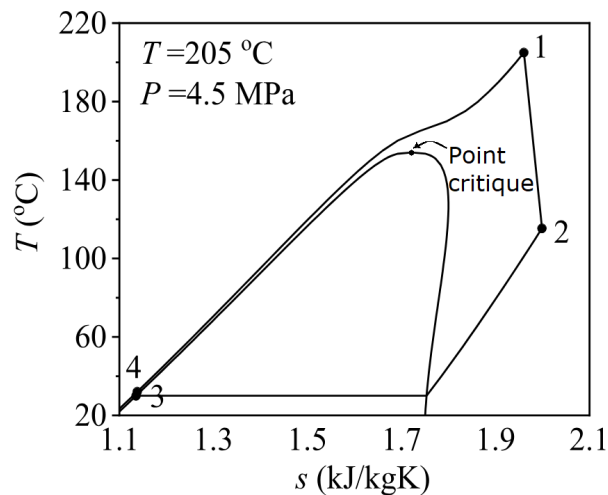


FIGURE 1.11 – Diagramme T - s d'un cycle ORC supercritique [10]

Le cycle supercritique possède un certain nombre d'inconvénients majeurs notamment :

- Les difficultés techniques en termes de coût et d'accèsibilité associées à l'utilisation de matériaux appropriés pour les composants de l'installation (pompe, générateur de vapeur, turbine et régénérateur) qui sont soumis à des niveaux de pression très élevés.
- La difficulté à dimensionner les échangeurs de chaleur des cycles supercritiques, notamment à cause du fait qu'il n'est pas aisé de prédire le comportement thermodynamique du fluide de travail au voisinage du point critique, car ses propriétés dans cette région deviennent beaucoup plus sensibles aux variations de température.

1.3.3 Classification des fluides organiques pour un cycle ORC

Cette classification est basée sur la pente de la courbe de rosée [11]. La figure 1.12 ci-dessous montre les trois types de fluides organiques possibles.

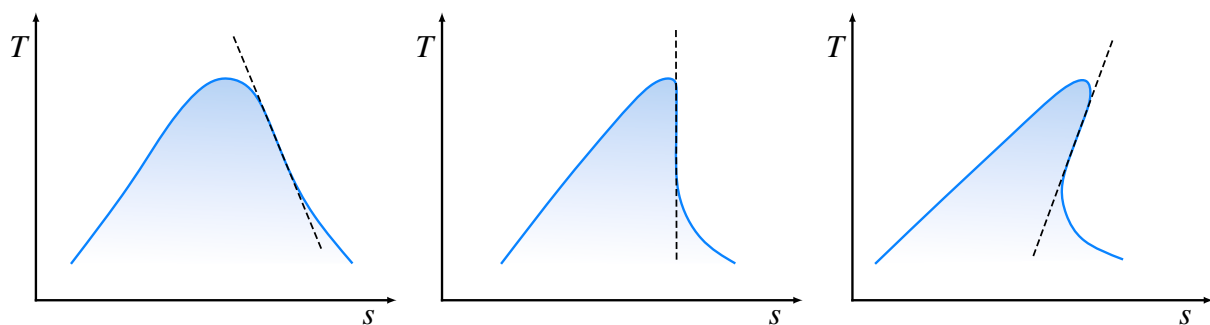


FIGURE 1.12 – Types de fluides organiques pour le cycle ORC : On a de gauche à droite : fluide humide, fluide isentropique et fluide sec.

La courbe de rosée des fluides dits "humides" sur un diagramme T - s présente une pente

négative, la pente est nulle pour les fluides dits "isentropiques" et positive pour les fluides dits "secs". Dans le cas de fluides humides, la détente à travers la turbine pourrait avoir lieu entièrement dans le domaine humide, ce qui constitue un risque d'érosion des aubages de la turbine à long terme. Pour cette raison, les fluides isentropiques et les fluides secs sont préférables car, leur détente a lieu dans le domaine de la vapeur surchauffée. Un fluide sec n'est cependant pas nécessairement un meilleur choix qu'un fluide isentropique, car à la sortie de la turbine, après la détente il peut rester fortement à l'état de vapeur surchauffée, ce qui rend nécessaire dans ce cas le recours à un régénérateur.

1.3.4 Sélection du fluide organique

Les fluides organiques sont sélectionnés à partir d'une large gamme chimique, tels que les hydrocarbures, les réfrigérants et les siloxanes. La sélection d'un fluide approprié doit prendre en compte les paramètres ci-dessous :

- 1) *Stabilité thermique* : Le choix du fluide doit dépendre de la température maximale du cycle. La valeur de cette dernière est fixée principalement par la température maximale disponible au niveau de la source de chaleur. La majorité des fluides organiques connus tendent à se décomposer lorsqu'ils sont portés au-dessus de leur température de stabilité thermique, cette température est généralement située entre 350 et 400 °C [11]. Le fluide organique doit aussi maintenir sa composition chimique face aux changements cycliques de températures et d'états, et au contact avec de potentiels contaminants ou matériaux utilisés dans la fabrication des composants de l'installation[12].
- 2) *Coût, impact environnemental et sécurité* : Il est important que le fluide organique sélectionné soit sans danger pour l'environnement. Pour évaluer l'impact des fluides sur l'environnement, on utilise deux indicateurs : le potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (indicateur ODP), et le potentiel de réchauffement global (indicateur GWP) [11]. Les fluides possédant un ODP élevé ont été bannis dans plusieurs pays, tandis que les fluides à haut GWP sont encore tolérés [11].

Les hydrocarbures ont un impact plus faible que les réfrigérants synthétiques (CFC, HCFC) mais leur utilisation nécessite des précautions particulières en raison de leur inflammabilité (voir figure 1.13).

En termes de coût, les hydrocarbures sont beaucoup moins coûteux que les réfrigérants (hormis le R134a en raison de sa grande disponibilité) [11]. Cependant, l'installation d'un système anti-incendie nécessaire, peut rapidement augmenter le coût des machines fonctionnant aux hydrocarbures.

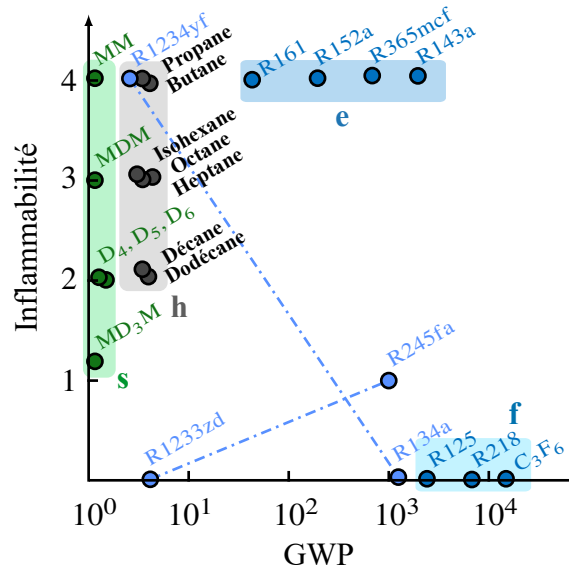


FIGURE 1.13 – Indicateur GWP et inflammabilité de différents fluides. (s-Siloxanes. h-Hydrocarbures. e-Réfrigérants HFC à haut H/F. f-Réfrigérants HFC à faible H/F) [11].

- 3) *Masse molaire* : Un fluide de travail dont la masse molaire est élevée exhibe, d'une part une faible chute d'enthalpie dans l'organe de détente et d'autre part, une vitesse du son élevée. Bien que les turbines utilisées dans ce cas auront un nombre d'étages et un coefficient de charge plus faibles (donnant donc un équipement plus compact), elles devront avoir un aubage adapté aux écoulements supersoniques, ce qui affectera négativement le coût de l'installation, sans oublier que la présence éventuelle d'ondes de choc dans l'écoulement réduirait le rendement de la détente [11].
- 4) *Propriétés critiques* : Dans un cycle de Rankine où la turbine est alimentée en vapeur saturée, une fois les températures d'évaporation et de condensation sélectionnées, le rapport de pression et le rapport volumique à travers la détente augmentent avec la température critique du fluide, en raison de la dépendance exponentielle de la pression vis-à-vis de la température sur la courbe de saturation. Par ailleurs, l'augmentation de la température critique entraîne généralement un débit volumique plus élevé avec une augmentation de la dimension et du coût des composants basse pression. Dans les applications de grande puissance, si une turbine axiale est utilisée, le rapport volumique élevé peut être géré par une augmentation du nombre d'étages de la turbine en tolérant le coût différentiel correspondant. Dans les applications de petite puissance, l'organe de détente est généralement une machine à un seul étage qui est fortement pénalisée lorsque le rapport volumique est supérieur à une certaine limite. Par exemple, pour les petites et micro applications du cycle ORC (petites centrales CSP, ORC automobiles et unités de cogénération domestiques), le coût de l'organe de détente représente une part importante du coût de l'installation et l'utilisation de turbines à flux radial à un étage ou d'un détendeur volumétrique (à vis ou à spirale) est préférable aux turbines à plu-

sieurs étages. Ces détendeurs présentent une faible efficacité pour des rapports volumiques supérieurs à une valeur limite comprise entre 7 et 10 (selon l'architecture du détendeur). Le choix de fluides à température critique élevée, limite donc la température d'évaporation et pénalise ainsi l'efficacité du cycle. En revanche, le choix d'un fluide à basse température critique, pour les applications de petites puissances peut s'avérer avantageux, car il conduit à de faibles débits volumiques et permet de concevoir une turbine de taille raisonnable, avec un rendement supérieur et, éventuellement, une connexion directe au générateur. Un dernier point à prendre en compte concerne la teneur du fluide en gaz incondensables : pour une température de condensation donnée, plus la température critique est élevée, plus la pression de condensation sera faible, ce qui peut entraîner une augmentation des fuites d'air dans le condenseur, une réduction des performances du système et donc la nécessité d'installer une pompe à vide pour l'évacuation des gaz [11].

Les critères cités ci-dessus permettent de limiter le nombre de fluides organiques candidats pour l'application que nous envisageons dans le cadre de cette étude. À ce stade, on peut citer le Butane, le Butène et l'Isopentane.

1.4 Systèmes frigorifiques à absorption

Le phénomène caractéristique commun à tout système frigorifique est la vaporisation partielle du fluide de cycle, appelé dans ce cas "fluide frigorigène", due à son passage à travers une vanne où il subit une détente de JOULE-THOMSON (isenthalpique), qui fait chuter sa pression sans lui fournir ni en extraire de l'énergie. Cependant, son état thermodynamique ayant été modifié par la chute de pression, une partie de sa masse passe à l'état de vapeur afin qu'il puisse garder son énergie. Ceci redistribue l'énergie en son sein, la partie qui reste à l'état liquide libérant l'énergie qui permet à l'autre partie de passer à l'état de vapeur.

Une baisse de température accompagne alors la chute de pression provoquée par la vanne et place le mélange liquide-vapeur à un niveau de température inférieur à celui du médium ou de l'espace auquel on veut extraire de la chaleur. Cette dernière, appelée "effet frigorifique" est alors absorbée spontanément par la partie du fluide frigorigène restée à l'état liquide à la sortie de la vanne, partie qui se transforme à son tour en vapeur. Cette opération a lieu dans un équipement appelé "évaporateur".

Le fluide frigorigène se présente à l'entrée de la vanne en général dans un état de liquide saturé, après avoir subi une condensation au sein d'un échangeur de chaleur appelé "condenseur" qui le reçoit dans un état de vapeur surchauffée. Cette condensation a lieu grâce à un fluide de refroidissement qui évacue la chaleur rejetée vers l'extérieur.

Il existe deux niveaux de pression dans tout système frigorifique, la haute pression P_h (HP) et la basse pression P_b (BP).

Dans un système frigorifique à compression de vapeur (voir figure 1.14), le passage du niveau BP au niveau HP est assuré par un compresseur de vapeur placé entre l'évaporateur et le condenseur.

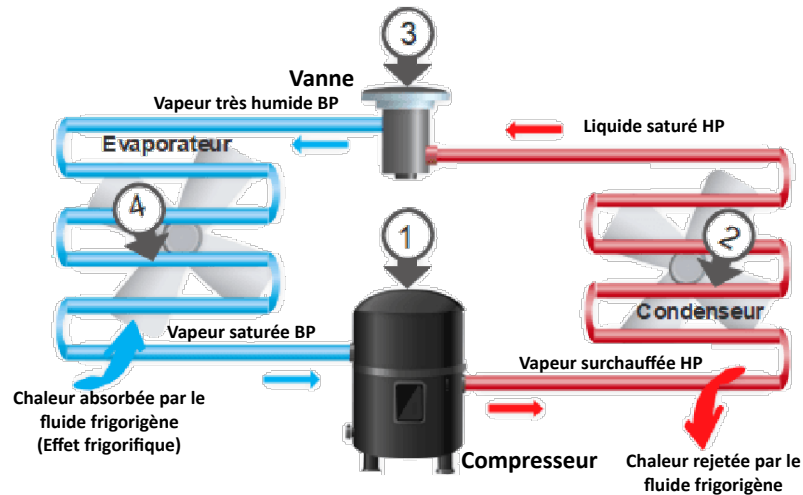


FIGURE 1.14 – Schéma d'une installation fonctionnant au cycle à compression de vapeur.

Dans un système frigorifique à absorption, cette fonction est accomplie grâce à la faculté qu'ont certaines solutions d'absorber la vapeur du fluide frigorigène si l'on abaisse leur pression et leur température et de désorber cette vapeur quand on élève leur pression et leur température. Comme la solution est une phase liquide, le passage de sa pression du niveau BP au niveau HP s'obtient au moyen d'une pompe qui nécessite une énergie mécanique négligeable devant celle du compresseur intervenant dans le système à compression de vapeur.

Tout se passe donc comme si, dans un système à absorption, le compresseur du système à compression de vapeur est remplacé par une deuxième boucle parcourue par la solution à côté de celle parcourue par le fluide frigorigène (voir figure 1.15). Ainsi, à la sortie de l'évaporateur, la vapeur du fluide frigorigène est absorbée par la solution pauvre dans un processus exothermique au niveau de l'absorbeur. La solution s'enrichit ainsi en fluide frigorigène et sort de l'absorbeur dans un état de saturation. La pompe la fait passer au niveau HP, ensuite elle est préchauffée dans le régénérateur, avant d'arriver dans le générateur, où de la chaleur lui est fournie afin d'en extraire le fluide frigorigène sous forme de vapeur surchauffée, qui va entamer la boucle frigorifique en commençant par le condenseur. Dans le générateur, la solution s'appauvrit de nouveau et se dirige en direction de l'absorbeur via le régénérateur où elle cède l'énergie de préchauffage à la solution riche, et la vanne où elle subit une détente isenthalpique qui la ramène au niveau basse pression pour refermer sa boucle.

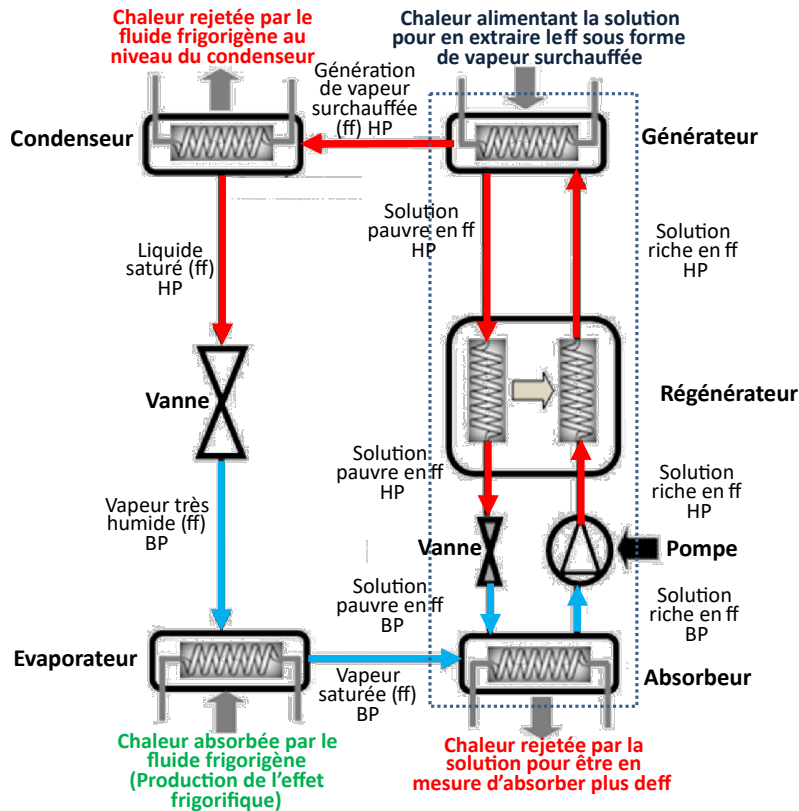


FIGURE 1.15 – Schéma d'une installation d'un cycle frigorifique à absorption.

1.4.1 Autres variantes du cycle frigorifique à absorption

1.4.1.1 Cycle à double effet

Le cycle à double effet est représenté à la figure 1.16 ci-dessous. Il est adapté aux sources de températures élevées. Dans un tel système, on trouve trois niveaux de pression : P_h (HP), P_m (MP), P_b (BP). Il comporte un générateur HP (G), un générateur/condenseur MP (GC), un condenseur MP (C), un évaporateur BP (E) et un absorbeur également BP (ABS).

Une première désorption du fluide frigorigène a lieu à haute pression dans le générateur (G). La vapeur qui en résulte est utilisée comme source de chaleur dans le générateur/condenseur (GC) où une autre fraction de vapeur est produite côté générateur à la pression intermédiaire, tandis que du côté condenseur, la vapeur HP se condense puis se détend à travers une vanne pour rejoindre la vapeur MP dans le condenseur (C). Le débit total de fluide frigorigène parachève sa condensation à moyenne pression avant de subir une détente isenthalpique vers l'évaporateur, puis l'absorbeur.

La boucle décrite par la solution débute au niveau de l'absorbeur. Une première pompe élève la pression de la solution riche de P_b à P_m , cette dernière passe ensuite à travers un premier régénérateur (R1), puis son débit sera divisé en deux parties. Une première partie passera dans une seconde pompe qui portera sa pression à P_h et la dirigera via un deuxième régénérateur (R2) vers le générateur (G). La deuxième partie rejoint directement le générateur/condenseur (GC) côté

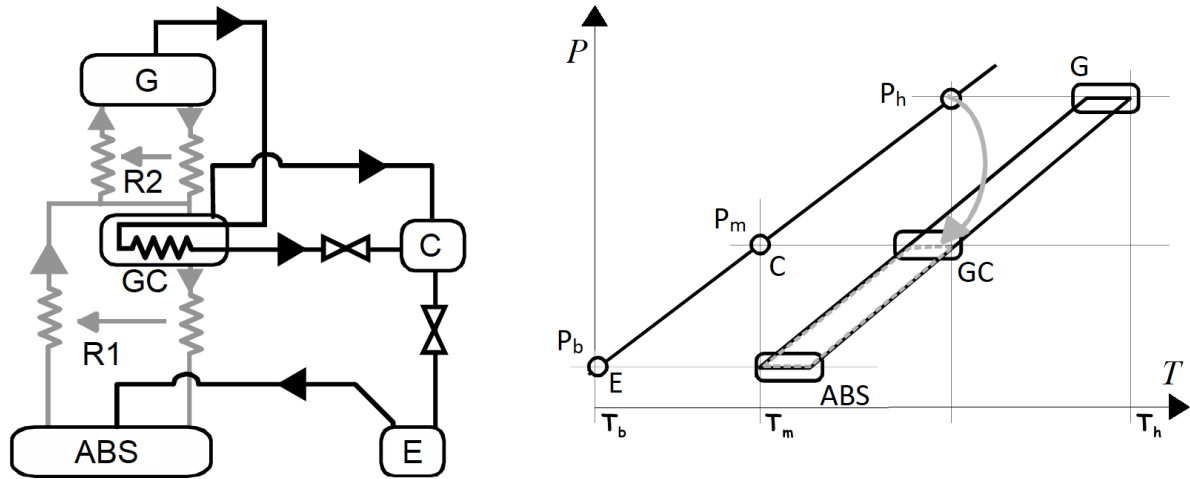


FIGURE 1.16 – Schémas représentatif du cycle à double effet [13].

générateur où elle sera de nouveau mélangée avec la solution appauvrie de la première partie, en provenance du générateur (G) via le régénérateur (R2) et une vanne qui fait chuter sa pression de P_h à P_m . La totalité de la solution pauvre quitte enfin le générateur/condenseur, passe par le régénérateur R1 puis à travers une vanne de détente qui la ramène dans l'absorbeur. Le cycle à double effet permet d'améliorer à la fois l'effet frigorifique et le coefficient de performance de l'installation par rapport à un cycle à simple effet opérant avec la même source d'énergie.

1.4.1.2 Cycle GAX

La particularité du cycle GAX (acronyme issu de la dénomination anglaise **G**enerator/**A**bsorber Heat **eX**changer) est la récupération d'une partie de la chaleur rejetée par l'absorbeur pour le préchauffage de la solution riche en début de désorption au sein du générateur.

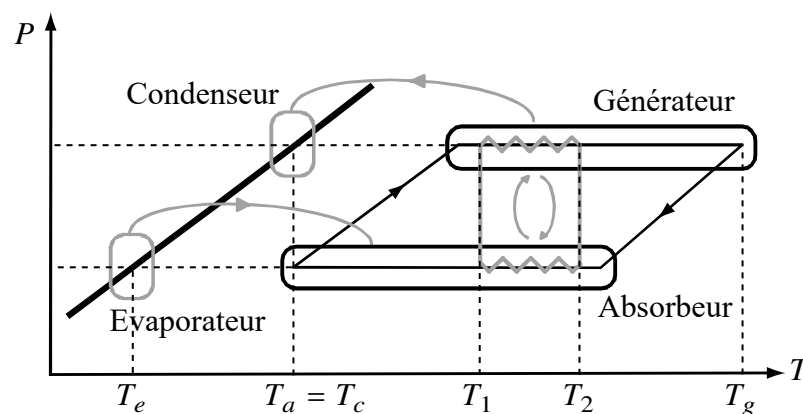


FIGURE 1.17 – Schémas du cycle GAX [13].

Comme illustré à la figure 1.17, le générateur et l'absorbeur d'un cycle GAX sont considérés comme formant un échangeur à contre-courant dont le fluide caloporteur récupère une quantité de chaleur libérée à haute température lors du processus d'absorption et la transmet à la solution en début de désorption dans le générateur [14]. Le processus de désorption est ensuite maintenu

par l'apport de chaleur externe. Cette configuration rend le processus de désorption plus efficace tout en élevant le niveau de température dans le générateur, ce qui améliore la performance globale du cycle. Un écart de température suffisant est nécessaire entre les parties du générateur et de l'absorbeur impliquées dans l'échange de chaleur.

1.4.2 Les paires absorbeur/refrigérant

Les solutions les plus couramment utilisées sont binaires. Elles constituent des couples absorbant/frigorigène. Les plus répandues sont le couple $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ où la vapeur d'eau joue le rôle de fluide frigorigène et le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ dans lequel l'eau joue cette fois-ci le rôle d'absorbant. Le choix du couple approprié dépend principalement du type d'application visé [15]. En effet le cycle utilisant $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ peut opérer à des températures d'évaporation négatives, plus propices pour les applications de froid industriel (À titre indicatif, la pression de saturation de l'ammoniac à -10°C est de 2.91 bar) [15]. Tandis que le cycle utilisant le couple $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ opère toujours à une température d'évaporation au-dessus de 0°C (limitation due au point triple du réfrigérant), ce qui limite son utilisation au domaine de la climatisation.

Ainsi dans les applications visant à utiliser l'énergie solaire pour la climatisation de locaux, la solution binaire $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ est plus avantageuse que la solution $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, car avec la première on peut opérer plus efficacement avec une température de générateur nettement plus faible que celle qui serait nécessaire à un système utilisant la deuxième solution. FLORIDES et al. [16] rapportent que les systèmes utilisant la solution $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ont besoin d'être alimentés à des températures comprises entre 125°C et 170°C , alors que ceux qui utilisent $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ peuvent s'accommoder de sources d'énergie de température comprise entre 75°C et 120°C . À ce stade, on peut déjà adopter la solution $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ pour le module ACS de l'installation que nous projetons d'analyser. Autant énumérer donc les quelques contraintes ci-dessous liées aux conditions d'utilisation de cette solution :

- 1) **Niveaux de pression** : Comme l'eau est dans ce cas le fluide frigorigène et que le domaine de températures opératoires est bas (4 à 5°C dans l'évaporateur), les pressions P_h et P_b sont très basses (inférieures de loin à la pression ambiante). Une étanchéité parfaite doit donc être assurée partout à travers l'installation.
- 2) **Cristallisation** : La concentration massique en bromure de lithium (LiBr) dans le mélange augmente avec la température, ce qui peut engendrer sa cristallisation partielle (pouvant conduire à l'obstruction des tuyauteries de l'installation et à l'endommagement de la pompe par les résidus de cristaux formés). Cette contrainte limite la valeur de la température maximale dans le cycle, de plus cette limitation ne permet pas d'opérer avec des intervalles de

température importants entre le générateur et l'absorbeur, ce qui, du fait, exclut la variante GAX. Les concentrations massiques en LiBr dans la plupart des applications sont limitées sur un intervalle allant de 50 à 65 % [17].

- 3) **Corrosion** : Le mélange $H_2O/LiBr$ étant extrêmement corrosif en raison de sa nature hygroscopique, il est nécessaire d'utiliser des inhibiteurs de corrosion et d'adopter des matériaux résistants à la corrosion.

1.4.3 Détermination des propriétés thermodynamiques du fluide de travail

Deux types de diagrammes sont utilisés pour déterminer les propriétés thermodynamiques de la solution $H_2O/LiBr$:

- 1) Le diagramme d'OLDHAM (figure 1.18) : Il permet de déterminer l'état thermodynamique de la solution saturée en termes de pression, de température et de concentration. La pression étant portée en ordonnée, la température en abscisse et la concentration est utilisée comme paramètre. Tous les états de la solution sont localisés dans un domaine limité par une ligne de concentration nulle (représentant la ligne de vaporisation de l'eau à l'état pur) et une ligne de concentration maximale (représentant la concentration au-dessus de laquelle il y a risque de cristallisation à une température donnée).

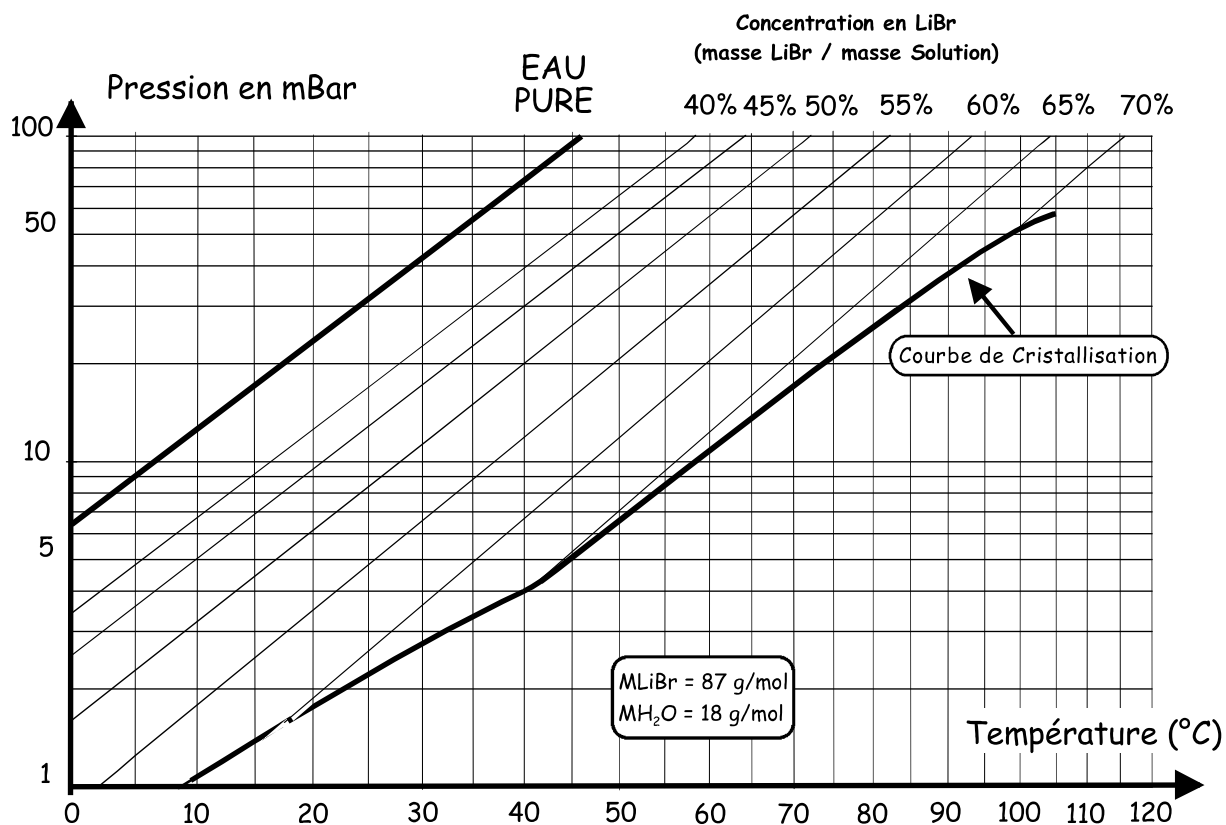


FIGURE 1.18 – Diagramme d'OLDHAM, tiré de [13].

- 2) Le diagramme d'MERKEL (figure 1.19) : Il permet de déterminer l'enthalpie de la solution saturée en fonction de la concentration et de la température (ou de la pression).

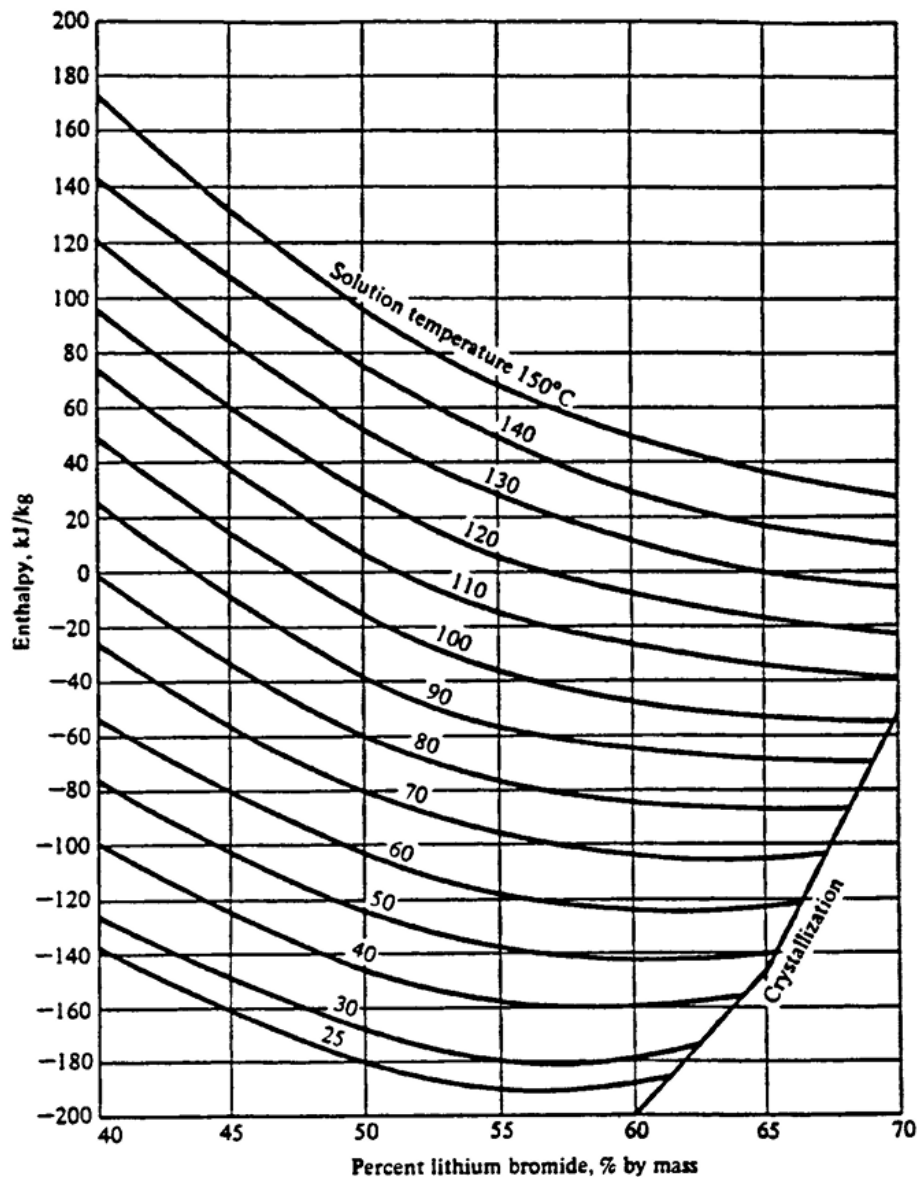


FIGURE 1.19 – Diagramme de MERKEL [18].

Il existe également des corrélations, comme celle de l'ASHRAE, qui permettent de déterminer ces propriétés.

1.5 Conclusion

Après avoir présenté dans ce chapitre les notions de base qui sont en relation avec les parties qui constituent l'installation que nous envisageons d'étudier, à savoir le champ des capteurs solaires, le cycle de RANKINE organique (ORC) et le système de production d'eau glacée à absorption (ACS), nous allons, dans le chapitre suivant, présenter, caractériser, décrire et modéliser ces trois parties.

Chapitre 2

MODÉLISATION MATHÉMATIQUE DE L'INSTALLATION

2.1 Introduction

L'installation à étudier comprend trois modules :

- Le module solaire qui représente la source d'énergie pour le système.
- Le cycle de RANKINE organique (ORC) qui puise dans l'énergie thermique du fluide caloporteur, la part à convertir en énergie électrique destinée à l'entraînement des machines (pompes, ventilateurs) utilisées pour assurer la circulation des différents fluides à travers l'ensemble de l'installation.
- Le système de production d'eau glacée à absorption (ACS) pour des besoins de climatisation.

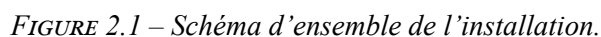
Dans ce chapitre, nous allons décrire chacun de ces trois modules avant de présenter le modèle mathématique qui nous permettra d'analyser le fonctionnement de l'installation et d'établir ses performances. Le modèle mathématique en question repose essentiellement sur les bilans de matière et d'énergie.

2.2 Description générale de l'installation

L'installation est présentée schématiquement ci-après à la figure 2.1. L'eau pressurisée pour laquelle nous avons opté comme fluide caloporteur, quitte le module solaire avec le débit $\dot{m}_s$ et à la température T_{s1} au point $s1$ pour aborder le générateur de vapeur du cycle de RANKINE organique (ORC), qu'elle quittera au point $s2$ pour servir de source d'énergie à travers le générateur du système de production d'eau glacée (ACS). À la sortie de ce dernier, au point $s3$, le fluide caloporteur retourne vers le champ solaire (CS) à travers la pompe (PCS).

Au niveau du cycle ORC, le fluide organique à l'état de vapeur au point $o3$ parcourt successivement le turboexpander (TORC), où son énergie est convertie en travail, le régénérateur (RORC) de $o4$ à $o4'$, le condenseur (CORC) de $o4'$ à $o1$, la pompe (PORC) et de nouveau le régénérateur (RORC) où il récupère une partie de l'énergie résiduelle qu'il avait à la sortie de la turbine. Arrivé au point $o2'$, dans un état de liquide comprimé, le fluide organique traverse le générateur de vapeur (GvORC), où il reçoit à pression constante de la part du fluide caloporteur, l'énergie qui l'amènera à l'état de liquide saturé dans un économiseur, puis celle qui lui permettra de passer à l'état de vapeur saturée au sein d'un évaporateur et finalement, l'énergie qui le transformera éventuellement en vapeur surchauffée avant de se présenter de nouveau à l'entrée de la turbine.

Notre système à absorption étant destiné à produire de l'eau glacée autour de 7 à 8°C, le couple frigorigène/absorbant le mieux adapté à ce type d'application est, comme nous l'avons



L'énergie extraite au fluide caloporteur entre les points s_2 et s_3 , permet à la vapeur d'eau de quitter la solution au niveau du générateur (GACS). Cette vapeur va d'abord subir une condensation de r_1 à r_2 , puis une détente à travers une vanne d'expansion (V1), avant d'arriver au point r_3 à l'entrée de l'évaporateur (EACS) dans un état de mélange de liquide et de vapeur d'eau saturés. Et c'est à ce niveau que l'eau glacée sera produite en fournissant l'énergie nécessaire pour la vaporisation complète du frigorigène entre les points r_3 et r_4 . Par ailleurs, au niveau du générateur (GACS), la solution devenue plus concentrée en (LiBr) sera dirigée vers l'absorbeur

(AbACS) à travers le régénérateur (RACS) et la vanne (V2), où elle va absorber le frigorigène provenant de l'évaporateur grâce au rejet de chaleur vers le circuit de refroidissement ($e3 - e4$). La solution diluée est ainsi reconstituée au point $r5$. Cette dernière subit ensuite une élévation de pression à travers la pompe (PACS), puis une régénération entre les points $r6$ et $r6'$, avant de revenir dans le générateur (GACS) pour un nouveau cycle. L'eau de refroidissement traverse en circuit fermé pour moitié le condenseur, pour l'autre moitié l'absorbeur avant d'être dirigée vers une tour de refroidissement où elle subira à son tour un refroidissement évaporatif à l'air.

2.3 Modélisation du champ solaire

2.3.1 Dimensionnement du champ solaire

Les capteurs solaires seront installés sur le toit d'un bâtiment dont la surface disponible fixe la surface de captage et par conséquent la puissance du rayonnement incident. Une zone bien définie du toit où les capteurs seront placés est fixée afin de permettre un accès entre les capteurs et le bord du toit (voir figure 2.2 ci-dessous).

Le module solaire devant alimenter les deux autres modules de l'installation en cascade, commençant par le module ORC pour produire l'énergie électrique et terminant par le module ACS pour fournir le froid nécessaire à la climatisation, on a besoin de délivrer le fluide caloporteur à une température pouvant atteindre 140°C . À cet effet, nous avons opté, dans la catégorie des capteurs plans à des collecteurs munis de tubes sous vide en guise d'absorbeurs (voir figure 1.5). Comme à ces niveaux de température, pour que l'eau sélectionnée en tant que fluide caloporteur reste à l'état liquide avec une capacité thermique élevée, on doit la faire circuler à une pression dont la valeur sera au moins égale à la tension de vapeur de l'eau à la température maximale à laquelle elle quitte le champ solaire.

Les panneaux à tubes sous vide (tubes évacués) sont standardisés. C'est ainsi qu'on trouve des modèles de panneaux comprenant 8, 10, 12, 15, 18 et 20 tubes, disponibles dans le commerce. Dans notre cas, on doit sélectionner le modèle de capteur qui permet un taux de couverture optimal du toit tout en satisfaisant les conditions d'encombrement suivantes (figure 2.2) :

- Longueur du toit $L = 15$ m.
- Largeur du toit $W = 12$ m.
- Distance laissée entre le bord du toit et l'extrémité des capteurs suivant la longueur $\tilde{L} = 40$ cm.
- Distance laissée entre le bord du toit et l'extrémité des capteurs suivant la largeur $\tilde{W} = 1$ m.

- Espacement entre panneaux suivant la longueur $t = 10$ cm.
- longueur du capteur $l = 1.932$ m.

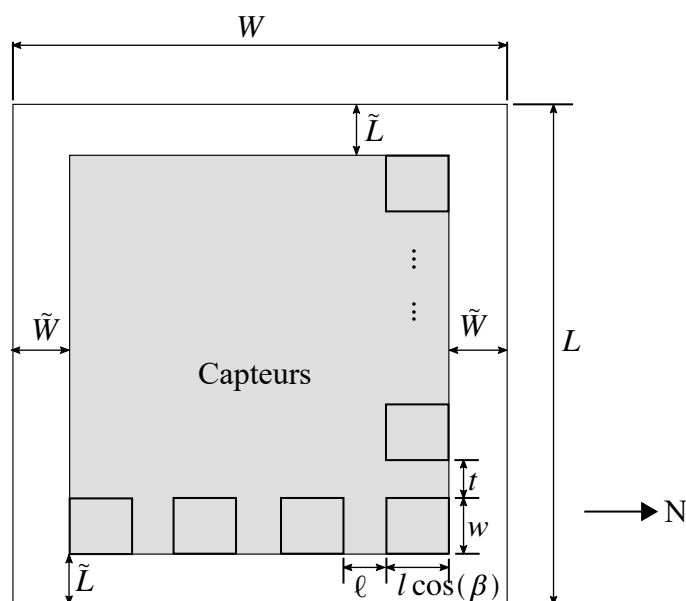


FIGURE 2.2 – Disposition des capteurs sur le toit.

2.3.1.1 Orientation des capteurs

DUFFIE et al. [1] indiquent que l'angle d'inclinaison β optimal est fixé en fonction de la période de l'année où le fonctionnement du collecteur est favorisé, ils proposent ainsi des expressions de β pour les mode de fonctionnement hivernal, estival et annuel (voir tableau 2.1 ci-dessous) :

TABLEAU 2.1 – Angle d'inclinaison des collecteurs solaires β en fonction de la latitude ϕ pour les trois modes de fonctionnement possibles

Mode de fonctionnement	Angle d'inclinaison optimal β [1]
Estival	$\phi - 15^\circ$
Hivernal	$\phi + 15^\circ$
Annuel	ϕ

Toujours selon DUFFIE et al. [1], l'orientation du capteur selon l'angle azimuthal γ est fixée en fonction de la période journalière où le besoin en énergie est prépondérant.

Le capteur est orienté vers l'Est (γ négatif) afin de maximiser le flux solaire capté durant la matinée, cette situation est envisageable pour répondre aux besoins en chauffage, car ils sont généralement plus élevés durant la matinée.

De façon similaire, le capteur est orienté vers l'Ouest (γ positif) lorsqu'il est envisagé de maximiser le flux solaire capté durant l'après midi afin de couvrir les besoins frigorifiques car ils sont généralement plus élevés en cours d'après midi.

Orientation du capteur selon l'angle azimuthal γ :

Posons que notre toit a une largeur qui pointe vers le Sud, les collecteurs sont orientés plein Sud pour maximiser leur nombre dans une rangée, on aura donc l'angle azimuthal :

$$\gamma = 0 \quad (2.1)$$

Inclinaison du capteur β :

Notre installation solaire étant optimisée pour un fonctionnement estival, l'inclinaison des capteurs sera donc, avec la latitude du site $\phi = 36.716^\circ$:

$$\beta = 36.716^\circ - 15^\circ = 21.716^\circ \quad (2.2)$$

La connaissance de l'angle β permet de déterminer la hauteur h du capteur (voir figure 2.3) :

$$h = l \sin(\beta) = 0.71 \text{ m} \quad (2.3)$$

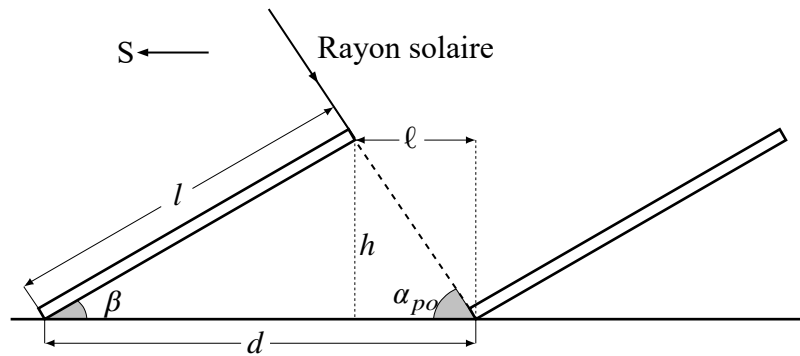


FIGURE 2.3 – Vue de profil des rangées de capteurs.

2.3.1.2 Détermination du nombre de tubes dans un panneau

Le taux de couverture du toit, défini par le rapport entre l'aire occupée par les capteurs solaires et l'aire totale du toit, varie en fonction du modèle de capteurs sélectionné, du nombre de rangées de capteurs et du nombre de capteurs pouvant être placés dans une rangée.

Le modèle de capteur à choisir parmi ceux à 8, 10, 12, 15, 18 ou 20 tubes est celui qui maximise le taux de couverture. Le nombre de rangées de capteurs est indépendant du modèle choisi, étant donné que tous les modèles ont des tubes de même longueur. Le nombre de capteurs pouvant être placés dans une rangée varie selon le modèle, car chaque capteur a une largeur différente.

On commence donc par fixer le nombre de rangées de capteurs pour tous les modèles. Ensuite, en se basant sur les données fournies par le constructeur (largeur du capteur, surface brute), on calcule le nombre de capteurs pouvant être placés dans chaque rangée, ainsi que le taux de

couverture du toit correspondant à chaque modèle. Le modèle retenu sera celui qui permettra d'obtenir le taux de couverture maximal.

Calcul du nombre de rangées de capteurs N_p :

Si l'on tient compte uniquement de la longueur brute des capteurs et des marges de circulation aménagées sur les bordures ($\tilde{W}$), on pourrait placer cinq rangées de capteurs. Cependant, dans une telle configuration la distance de circulation entre rangées (ℓ) serait très faible. Ceci est de nature à prolonger la période de l'année au cours de laquelle l'ombre d'une rangée sera projetée sur les capteurs de la rangée qui se trouve derrière elle. On fixe donc le nombre de rangées de capteurs à quatre, soit

$$N_p = 4 \quad (2.4)$$

À présent la distance entre rangées de capteurs (ℓ) peut être calculée à partir de l'expression (voir figure 2.2) :

$$W - 2\tilde{W} = 4l \cos(\beta) + 3\ell \quad (2.5)$$

d'où

$$\ell = \frac{W - 2\tilde{W} - 4l \cos(\beta)}{3} = 0.94 \text{ m} \quad (2.6)$$

on en déduit le pas des rangées le long de la largeur du toit (voir figure 2.3) :

$$d = \ell + l \cos(\beta) = 2.74 \text{ m} \quad (2.7)$$

À ce stade, les détails de la distribution des capteurs suivant la largeur du toit sont connus. Il reste à préciser leur distribution suivant la longueur. Cette dernière sera tributaire du nombre de tubes par panneau N_t qui nous fixera le nombre de panneaux à placer par rangée, N_s .

Détermination de N_t et N_s : En se basant toujours sur la figure 2.2, le nombre maximum de capteurs pouvant être placés en série N_s doit vérifier la condition

$$N_s(w + t) - t = L - 2\tilde{L} \quad (2.8)$$

On en déduit N_s :

$$N_s = E \left(\frac{L - 2\tilde{L} + t}{w + t} \right) \quad (2.9)$$

Connaissant la valeur de N_s , il est désormais possible de déterminer le taux de couverture du toit comme suit :

$$\tau = \frac{N_p [N_s (A_g \cos(\beta))]}{LW} \quad (2.10)$$

$A_g \cos(\beta)$ étant la surface projetée au sol d'un panneau. $N_s(A_g \cos(\beta))$ étant la surface projetée au sol d'une rangée, et $N_p[N_s(A_g \cos(\beta))]$ est la surface totale qui est couverte, LW est la surface du toit, A_g est la surface brute d'un panneau.

Le fabricant fournit la largeur brute w et la surface brute A_g de chaque modèle de capteur. Ceci nous permet de calculer N_s et τ pour chaque modèle. Les résultats de ce calcul sont présentés au tableau 2.2 ci-dessous :

TABLEAU 2.2 – Paramètres dimensionnels du champ solaire

Nb de tubes N_t	Surface brute A_g (m ²)	Largeur brute w (mm)	Nb de capteurs en série N_s	Taux de couverture τ (%)
8	1.30	675	18	51.3
10	1.59	825	15	52.3
12	1.88	975	13	53.6
15	2.32	1200	11	55.9
18	2.75	1425	9	54.3
20	3.04	1575	8	53.3

D'après ce tableau, les panneaux de 15 tubes permettent d'atteindre le taux de couverture du toit le plus élevé, on fixe donc le nombre de tubes à :

$$N_t = 15 \quad (2.11)$$

correspondant à un taux de couverture maximum $\tau = 55.9\%$, ce qui fixe en même temps le nombre de capteurs par rangées $N_s = 11$ et détermine entièrement la distribution de ces capteurs suivant la longueur.

Débit d'eau chaude :

Le débit d'eau par panneau, rapporté à la surface brute, est fixé par le fabricant pour tous les modèles à la valeur de $0.012 \text{ kg/s/(m}^2 \text{ de surface brute)}$. Dans le cas d'un panneau de 15 tubes, dont la surface brute A_g est égale à 2.32 m^2 , le débit destiné à un seul tube $\dot{m}_t$ sera donc :

$$\dot{m}_t = \frac{0.012 \times 2.32}{15} = 0.001856 \text{ kg/s} \quad (2.12)$$

Au niveau d'un panneau, les tubes en U sont alimentés en eau en parallèle à partir d'un distributeur principal et les différents débits circulant dans les tubes sont recueillis dans un même collecteur à la même température (voir figure 2.4).

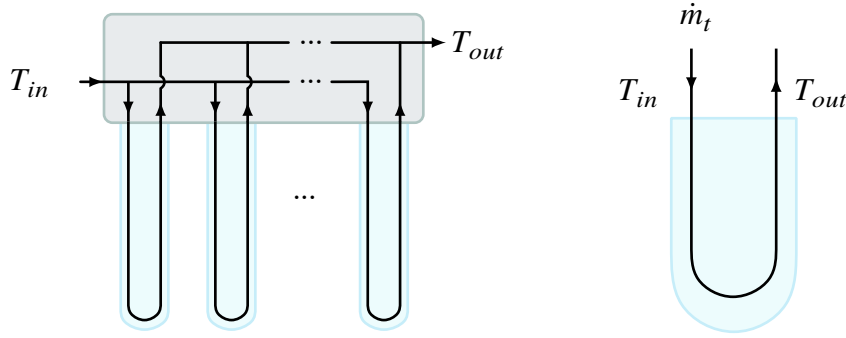


FIGURE 2.4 – Schéma de circulation du fluide caloporteur à travers un panneau.

Un panneau comportant 15 tubes recevra donc un débit de $(15 \times \dot{m}_t)$, soit 0.02784 kg/s , ce débit sera également celui qui traverse toute une rangée. Avec nos 4 rangées de panneaux, le débit total d'eau chaude sera finalement

$$\dot{m}_s = N_p N_t \dot{m}_t = 0.1114 \text{ kg/s} \quad (2.13)$$

La disposition définitive des capteurs sur le toit avec les dimensions des espaces aménagés entre les panneaux et les différentes bordures de la terrasse est montrée à la figure insérée en annexe A.

Les données caractéristiques du champ solaire, telles que déterminées ci-dessus, sont récapitulées au tableau 2.3 ci-après.

TABLEAU 2.3 – Caractéristiques du champ solaire.

Propriété	Symbole	Valeur
Latitude du site (Alger-centre)	ϕ	36.716°
Longitude du site	ψ	3.020°
Angle d'inclinaison du capteur	β	21.716
Angle d'azimut du capteur	γ	0°
Largeur du toit	W	12 m
Longueur du toit	L	15 m
Espacement entre panneaux suivant la longueur	$\tilde{W}$	1 m
Espacement entre panneaux suivant la largeur	$\tilde{L}$	40 cm
Longueur brute du tube	l	1.932 m
Nombre de rangées	N_p	4
Espacement par rangées	ℓ	0.94 m
Nombre de tubes par panneau	N_t	15
Largeur brute du capteur	w	1.200 m
Espacement entre panneau suivant la longueur	t	10 cm
Surface brute d'un panneau	A_g	2.32 m^2
Taux de couverture du toit	τ	55.9%
Nombre de panneau par rangée	N_s	11
Débit d'eau par tubes	$\dot{m}_t$	0.001856 kg/s
Débit total	$\dot{m}_s$	0.1114 kg/s

2.3.1.3 Détermination des périodes d'ocurrence de l'ombre

Hypothèses

- On considère la rangée de capteurs comme un mur de longueur :

$$N_s(w + t) - t = 14.4 \text{ m}$$

et de hauteur $h = 0.71 \text{ m}$.

- On considère qu'il n'y a pas d'ombrage causé par un quelconque obstacle, comme un établissement mitoyen.

On se place dans la situation limite où l'étendue maximale de l'ombrage partant d'une rangée en direction de la rangée suivante, sera telle qu'elle s'arrête juste au pied de cette dernière. Une telle situation ne correspond en réalité à aucune journée de l'année en particulier, mais à des tranches horaires réparties sur plusieurs journées, elles-mêmes correspondant à des périodes différentes.

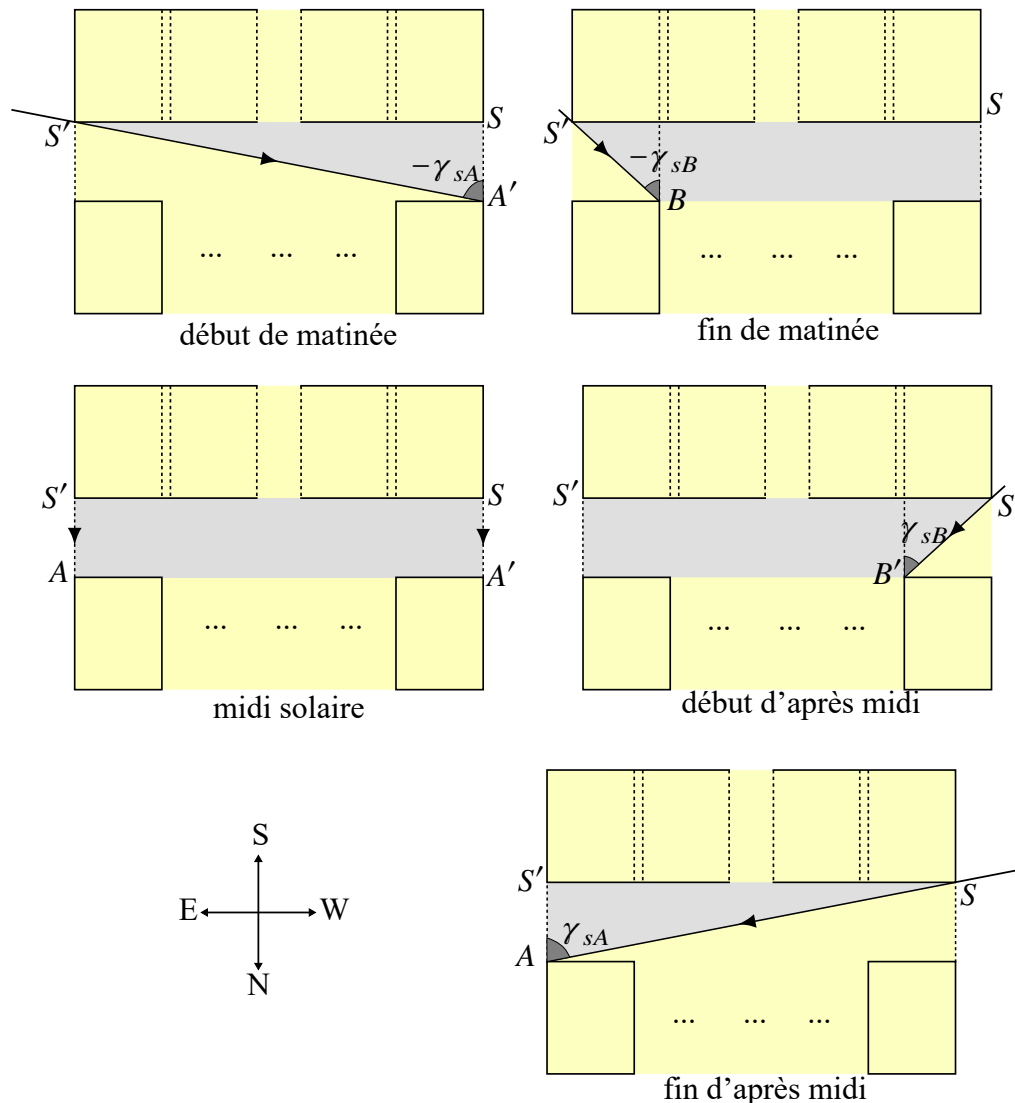


FIGURE 2.5 – Représentation des ombres à différents moments clés d'une journée type.

C'est en quelque sorte un modèle d'une journée hypothétique qui nous permettra d'identifier les périodes de l'année où une rangée ne projètera pas son ombre sur la rangée suivante, même partiellement. Notre modèle est illustré à la figure 2.5 où les ombres projetées sont représentées à cinq moments clés de la journée-modèle.

À présent, considérons une situation quelconque de notre journée modèle, illustrée à la figure 2.6.

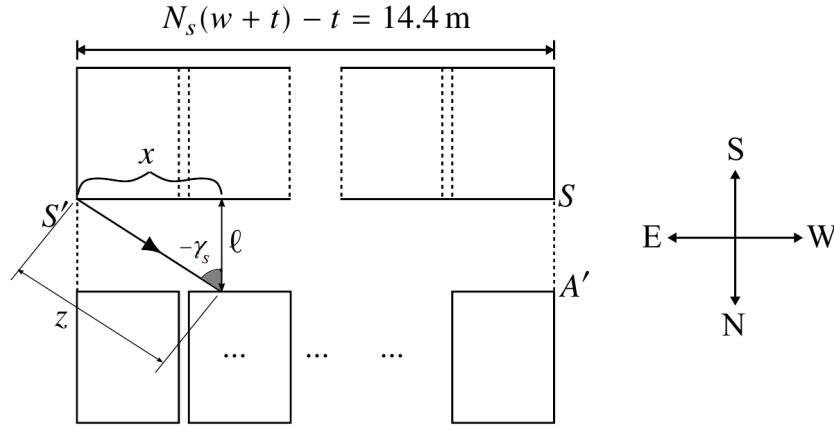


FIGURE 2.6 – Représentation d'une situation quelconque de l'ombrage.

L'angle azimuthal solaire est donné par :

$$\gamma_s = \arctan\left(\frac{x}{\ell}\right) \quad (2.14)$$

et l'angle d'inclinaison solaire, aura dans ce cas pour expression :

$$\alpha_o = \arctan\left(\frac{h}{z}\right) = \arctan\left(\frac{h}{\sqrt{x^2 + \ell^2}}\right) \quad (2.15)$$

Dans ces deux expressions, ℓ et h étant constants, les deux angles varient en fonction de x seulement.

En faisant varier x de 0 à 14.4 m (cette dernière valeur correspond à la longueur d'une rangée), on peut déterminer la valeur de ces angles à n'importe quel moment de la journée. Ces valeurs, portées sur le diagramme solaire de la figure 2.7, nous permettent de tracer la ligne de déclinaison correspondant à notre journée modèle. Cette ligne représente la frontière qui sépare les périodes où les capteurs peuvent être sujets à l'ombrage (zone située du côté concave de la ligne) des périodes où l'ombrage ne les atteint pas (zone située du côté convexe de la ligne). Si l'on considère la période allant du mois d'avril à la mi-octobre, période où on est susceptible d'utiliser la climatisation sous nos latitudes, le phénomène d'ombrage des capteurs est évité avec les dimensions choisies pour la couverture de la surface.

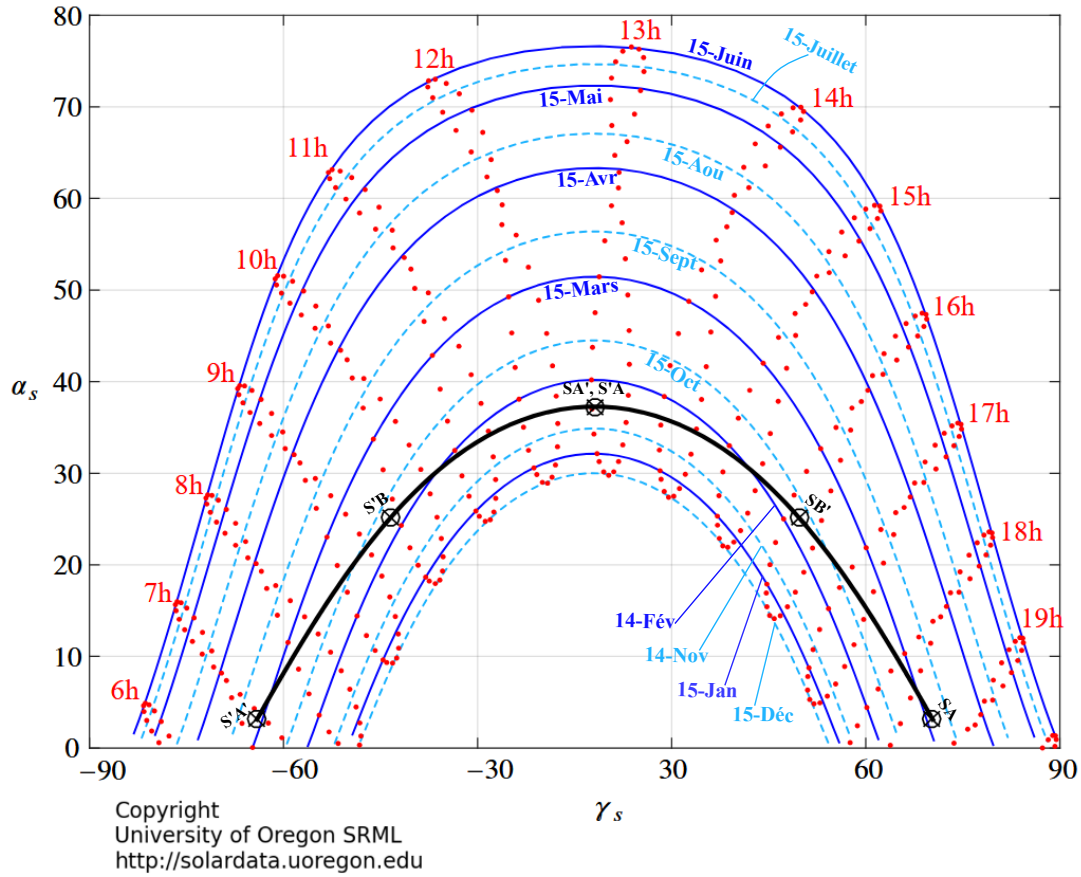


FIGURE 2.7 – Diagramme solaire correspondant à la position d'Alger-centre [19].

2.3.2 Bilan d'énergie d'un tube

Hypothèses :

- 1) Le système est analysé sous les conditions d'un régime permanent.
- 2) Les pertes thermiques sont traitées comme des pertes par convection équivalente.
- 3) Le collecteur est modélisé comme étant un composant à un seul nœud. Ce nœud représente essentiellement la température du fluide caloporteur à la sortie du collecteur [20].

Les bilans sont établis pour un volume de contrôle entourant la partie du capteur comprenant un tube (voir figure 2.8)

Bilan de matière :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_t \quad (2.16)$$

Bilan d'énergie : En négligeant les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle, le premier principe de la thermodynamique appliqué à notre volume de contrôle conduit à l'expression :

$$\dot{m}_t h_{in} + \dot{q}_G = \dot{q}_{loss} + \dot{m}_t h_{out} \quad (2.17)$$

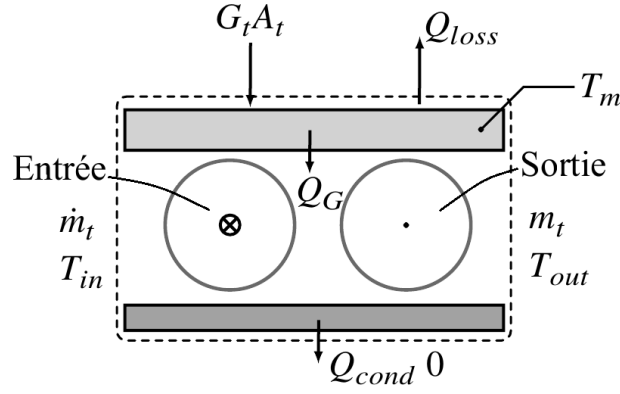


FIGURE 2.8 – Bilan d'énergie dans un tube évacuée

qu'on peut mettre sous la forme :

$$\dot{m}_t(h_{out} - h_{in}) = \dot{q}_G - \dot{q}_{loss} \quad (2.18)$$

ou encore en exprimant la variation d'enthalpie de l'eau en fonction de sa capacité thermique et de la variation de température :

$$\dot{m}_t c_p (T_{out} - T_{in}) = \dot{q}_G - \dot{q}_{loss} \quad (2.19)$$

Sous cette dernière forme, le bilan d'énergie exprime que l'énergie absorbée par l'eau à la sortie du capteur est égale à l'énergie thermique qui est transmise à l'absorbeur $\dot{q}_G$ réduite des pertes thermiques du capteur $\dot{q}_{loss}$

L'énergie thermique parvenant jusqu'à l'absorbeur s'obtient en multipliant l'énergie associée au rayonnement incident sur la surface du capteur A_t par le rendement optique du capteur :

$$\dot{q}_G = A_t G_t \eta_{op} \quad (2.20)$$

où G_t est le flux d'énergie incident exprimé en W/m^2 .

Les pertes thermiques $\dot{q}_{loss}$ ont été modélisées par HOTTEL et BLISS qui les présentent comme des pertes convectives vers le milieu ambiant de température T_0 , avec un coefficient de convection équivalent U et une température moyenne de la surface de l'absorbeur T_p [1] :

$$\dot{q}_{loss} = U A_t (T_p - T_0) \quad (2.21)$$

l'expression du bilan d'énergie (2.18) devient

$$\dot{m}_t c_p (T_{out} - T_{in}) = A_t G_t \eta_{op} - U A_t (T_p - T_0) \quad (2.22)$$

On introduit le concept de facteur de conductance F_m , défini par le quotient du membre de

gauche de l'équation (2.22) sur son membre de droite où la température T_p est remplacée par la température moyenne arithmétique du fluide T_m [1] :

$$F_m = \frac{\dot{m}_t c_p}{A_t G_t \left[\eta_{op} - U \left(\frac{T_m - T_0}{G_t} \right) \right]} \quad (2.23)$$

avec

$$T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (2.24)$$

l'équation du bilan peut alors s'écrire :

$$\dot{m}_t c_p (T_{out} - T_{in}) = F_m A_t G_t \left[\eta_o - U \left(\frac{T_{in} - T_0}{G_t} \right) \right] \quad (2.25)$$

À présent, le rendement thermique du capteur, défini par l'énergie absorbée par le fluide sur l'énergie incidente, aura pour expression

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m}_t c_p (T_{out} - T_{in})}{A_t G_t} = F_m \left[\eta_{op} - U \left(\frac{T_m - T_0}{G_t} \right) \right] \quad (2.26)$$

DUFFIE et al. [1] d'un côté et KALOGIROU [21] de l'autre, proposent pour le coefficient de convection équivalent U une expression linéaire de la différence de température à l'entrée du collecteur :

$$F_m U = a_1 + a_2 (T_m - T_0) \quad (2.27)$$

en substituant dans l'expression du rendement, on obtient après quelques réarrangements

$$\eta_{th} = F_m \eta_{op} - a_1 \frac{(T_{in} - T_0)}{G_t} - a_2 \frac{(T_{in} - T_0)^2}{G_t} \quad (2.28)$$

où les coefficients $a_0 = F_m \eta_{op}$, a_1 et a_2 sont fournis par les fabricants pour différents types de capteurs plans et pour un débit de test donné.

2.3.3 Détermination de la température à la sortie des collecteurs

En rappelant la définition du rendement thermique du capteur (2.26), l'équation (2.28) pourrait se mettre sous la forme

$$\frac{\dot{m}_t c_p}{A_t} (T_{out} - T_{in}) = K (T_{out} - T_{in}) = a_0 G_t - a_1 (T_m - T_0) - a_2 (T_m - T_0)^2 \quad (2.29)$$

où on a posé

$$K = \frac{\dot{m}_t c_p}{A_t} \quad (2.30)$$

À présent introduisons la température moyenne arithmétique T_m du fluide à la place de sa

température de sortie T_{out} dans l'équation ci-dessus. Pour ce faire procédons comme suit :

$$T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

donc

$$T_{out} - T_{in} = 2T_m - 2T_{in} = 2(T_m - T_{in})$$

Ensuite, ajoutons et retranchons $2T_0$ pour réécrire le premier membre de l'équation (2.29) sous la forme :

$$K(T_{out} - T_{in}) = 2K(T_m - T_0) - 2K(T_{in} - T_0) \quad (2.31)$$

Finalement substituons cette expression dans l'équation (2.29) pour obtenir :

$$2K(T_m - T_0) - 2K(T_{in} - T_0) = a_0G_t - a_1(T_m - T_0) - a_2(T_m - T_0)^2 \quad (2.32)$$

expression qu'on peut mettre sous la forme d'une équation du deuxième degré en $T_m - T_0$ après quelques réarrangements :

$$a_2(T_m - T_0)^2 + (a_1 + 2K)(T_m - T_0) - [a_0G_t + 2K(T_{in} - T_0)] = 0 \quad (2.33)$$

la résolution de cette équation donne :

$$T_m - T_0 = \frac{-(a_1 + 2K) + \sqrt{(a_1 + 2K)^2 + 4a_2[a_0G_t + 2K(T_{in} - T_0)]}}{2a_2} \quad (2.34)$$

D'où l'on obtient finalement l'expression de la température de sortie de l'eau :

$$T_{out} = 2T_0 - \left\{ T_{in} - \frac{(a_1 + 2K) + \sqrt{(a_1 + 2K)^2 + 4a_2[a_0G_t + 2K(T_{in} - T_0)]}}{a_2} \right\} \quad (2.35)$$

2.4 Modélisation du cycle de RANKINE organique

Hypothèses

- 1) Le système sera analysé en régime permanent.
- 2) Les pertes de charge et les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle sont négligeables à travers l'installation.
- 3) On néglige également dans les bilans les échanges de chaleur avec le milieu ambiant.

2.4.1 Établissement des bilans d'énergie des différents composants du cycle ORC

Le schéma du système ORC est repris à la figure 2.9 ci-dessous avec les notations relatives aux entrées/sorties des fluides à travers ses différents composants. On a également représenté le cycle sur un diagramme $T-s$ dans cette même figure.

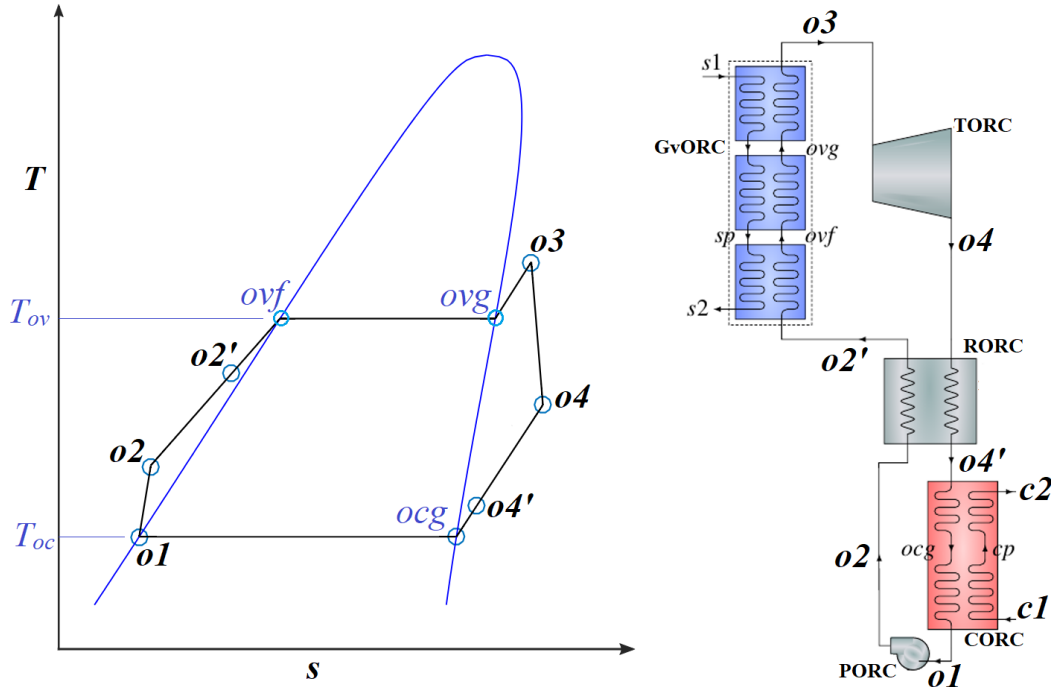


FIGURE 2.9 – Schéma du module ORC et représentation de son cycle sur un diagramme $T-s$.

2.4.1.1 Le générateur de vapeur (GvORC)

Le générateur de vapeur du cycle ORC comprend un économiseur ($o2 \rightarrow of$), un évaporateur ($ovf \rightarrow ovg$) et un surchauffeur ($og \rightarrow o3$) (voir diagramme $T-Q$ de la figure 2.10).

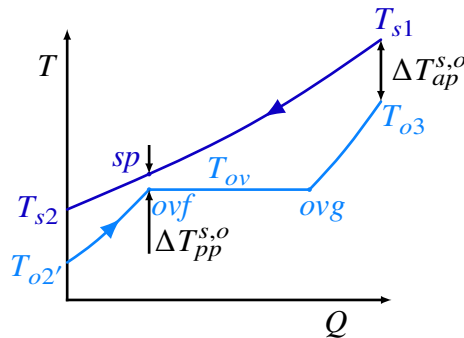


FIGURE 2.10 – Diagramme $T-Q$ de l'évaporateur (GvORC).

Dans ce paragraphe, nous nous intéressons uniquement à l'ensemble évaporateur-surchauffeur ($ovf \rightarrow o3$), dans le but de déterminer le débit de fluide organique $\dot{m}_o$. La partie économiseur sera traitée un peu plus loin, car elle dépend de la température du fluide à la sortie du régénérateur (RORC) qui ne peut pas être déterminée à ce stade.

On commence par la détermination de la température du fluide à la sortie du générateur de vapeur (GvORC) :

$$T_{o3} = T_{s1} - \Delta T_{ap}^{s,o} \quad (2.36)$$

où T_{s1} est la température de l'eau chaude à la sortie du champ solaire et $\Delta T_{ap}^{s,o}$ est l'approche adoptée pour cet échangeur.

On sélectionne une valeur pour la température d'évaporation du fluide organique T_{ov} , ce qui nous définit la pression au point $o3$ ainsi que toutes les autres propriétés thermodynamiques concernant ce point.

Par ailleurs, la valeur de la différence de température fixée au pincement de l'échangeur nous permet de calculer la température de l'eau au point sp , soit :

$$T_{sp} = T_{ov} + \Delta T_{pp}^{s,o} \quad (2.37)$$

À présent, le bilan d'énergie de la partie évaporateur-surchauffeur du GvORCs s'établit comme suit :

$$\dot{m}_o(h_{o3} - h_{of}) = \dot{m}_s(h_{s1} - h_{sp}) \quad (2.38)$$

d'où il vient pour le débit massique du fluide organique :

$$\dot{m}_o = \dot{m}_s \left(\frac{h_{s1} - h_{sp}}{h_{o3} - h_{of}} \right) \quad (2.39)$$

2.4.1.2 Turbine (TORC)

La sortie $o4$ de la turbine est définie par la température de condensation T_{oc} et le rendement isentropique de la turbine η_T de la manière suivante :

Le point $o4s$ (voir figure 2.11) est défini par la valeur de la pression de saturation correspondant à la température de condensation, P_{oc} , et l'entropie spécifique du fluide qui est la même que celle de l'entropie à l'entrée de la turbine.

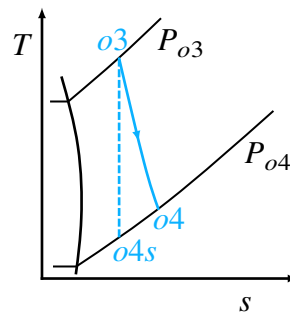


FIGURE 2.11 – Représentation de la détente sur un diagramme T-S.

Ceci nous fournit l'enthalpie h_{o4s} . Ensuite le rendement isentropique de la turbine, défini par :

$$\eta_T = \frac{h_{o3} - h_{o4}}{h_{o3} - h_{o4s}} \quad (2.40)$$

nous fournit l'enthalpie spécifique au point $o4$

$$h_{o4} = h_{o3} - \eta_T(h_{o3} - h_{o4s}) \quad (2.41)$$

Le bilan d'énergie effectué sur la turbine permet à présent de calculer sa puissance :

$$\dot{W}_T = \dot{m}_o(h_{o3} - h_{o4}) \quad (2.42)$$

2.4.1.3 Pompe (PORC)

À l'entrée de la pompe $o1$, le fluide se présente à l'état de liquide saturé. Pour déterminer l'enthalpie à la sortie $o2$, on procède comme dans le cas de la turbine selon les étapes suivantes :

$$P_{o2s} = P_{o2} = P_{o3}$$

$$s_{o2s} = s_{o1}$$

d'où on a

$$h_{o2s} = h(P_{o2}, s_{o2s}) \quad (2.43)$$

le rendement isentropique de la pompe :

$$\eta_P = \frac{h_{o2s} - h_{o1}}{h_{o2} - h_{o1}}$$

d'où

$$h_{o2} = h_{o1} + \frac{h_{o2s} - h_{o1}}{\eta_P} \quad (2.44)$$

Le bilan d'énergie effectué sur la pompe permet de calculer sa puissance :

$$\dot{W}_P = \dot{m}_o(h_{o2} - h_{o1}) \quad (2.45)$$

2.4.1.4 Régénérateur (RORC)

La valeur fixée pour l'efficacité de ce composant η_{oR} (voir tableau 3.3) nous fournit la température du fluide organique à l'entrée de l'économiseur $T_{o2'}$

$$\varepsilon_{oR} = \frac{T_{o2'} - T_{o2}}{T_{o4} - T_{o2}} \quad (2.46)$$

$$T_{o2'} = T_{o2} + \varepsilon_{oR}(T_{o4} - T_{o2}) \quad (2.47)$$

$$(2.48)$$

et le bilan d'énergie détermine l'enthalpie du fluide à l'entrée du condenseur.

$$\dot{m}_o(h_{o2'} - h_{o2}) = \dot{m}_o(h_{o4} - h_{o4'}) \quad (2.49)$$

$$h_{o4'} = h_{o4} - (h_{o2'} - h_{o2}) \quad (2.50)$$

2.4.1.5 Condenseur (CORC)

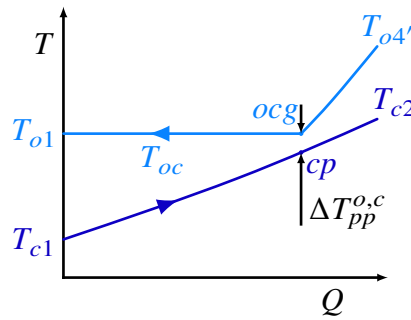


FIGURE 2.12 – Diagramme T-Q du condenseur (CORC).

Le taux de chaleur rejeté dans le fluide de refroidissement au niveau du condenseur est fourni par un bilan d'énergie du processus de condensation du fluide organique :

$$\dot{Q}_{CORC} = \dot{m}_o(h_{o4'} - h_{o1}) \quad (2.51)$$

La température du fluide de refroidissement à l'endroit du pincement au condenseur est d'abord déterminée :

$$T_{cp} = T_{oc} - \Delta T_{pp}^{o,c} \quad (2.52)$$

Ensuite, connaissant la température T_{c1} du fluide de refroidissement à l'entrée du condenseur, on calcule le débit de fluide de refroidissement par un bilan d'énergie sur la partie où le fluide organique subit effectivement la condensation

$$\dot{m}_{oc}(h_{cp} - h_{c1}) = \dot{m}_o h_{fg} \quad (2.53)$$

où h_{fg} représente l'enthalpie de changement de phase liquide-vapeur du fluide organique à la

température T_{oc} . Le débit de fluide de refroidissement sera ainsi

$$\dot{m}_{oc} = \dot{m}_o \left(\frac{h_{fg}}{h_{cp} - h_{c1}} \right) \quad (2.54)$$

Un bilan d'énergie sur l'ensemble du condenseur permettra finalement de déterminer la température du fluide de refroidissement à la sortie du condenseur

$$\dot{m}_{oc}(h_{c2} - h_{c1}) = \dot{m}_o(h_{o4'} - h_{o1}) \quad (2.55)$$

d'où

$$h_{c2} = h_{c1} + \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_{oc}}(h_{o4'} - h_{o1}) \quad (2.56)$$

$$T_{c2} = T(h_{c2}) \quad (2.57)$$

2.4.1.6 Détermination de la température du fluide caloporteur à la sortie du générateur de vapeur (GvORC)

Cette température s'obtient grâce à un bilan d'énergie du (GvORC) englobant la partie économiseur que nous n'avons pas considéré précédemment. Le bilan en question s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_s(h_{s1} - h_{s2}) = \dot{m}_o(h_{o3} - h_{o2'}) \quad (2.58)$$

d'où

$$h_{s2} = h_{s1} - \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_s}(h_{o3} - h_{o2'}) \quad (2.59)$$

$$T_{s2} = T(h_{s2}) \quad (2.60)$$

2.5 Modélisation du cycle frigorifique à absorption

Hypothèses :

- 1) Le couple de fluides utilisé est le $H_2O/LiBr$ où l'eau joue le rôle de frigorigène.
- 2) La solution forte à la sortie du générateur et la solution faible à la sortie de l'absorbeur sont saturées [22], [23].
- 3) La différence de température entre le fluide caloporteur à l'entrée du générateur et la solution forte à sa sortie est fixée.
- 4) La température de la solution faible à la sortie de l'absorbeur est égale à la température de condensation du fluide frigorigène.
- 5) On néglige partout les pertes de pression, les variations d'énergie cinétique et d'énergie po-

tentielle et les échanges de chaleur parasites avec le milieu ambiant.

- 6) Les détentes à travers les vannes d'expansion sont considérées isenthalpiques [22], [23].
- 7) À la sortie du condenseur le frigorigène est à l'état de liquide saturé, tandis qu'à la sortie de l'évaporateur il est à l'état de vapeur saturée [22], [23].

Paramètres intervenant dans le modèle mathématique du système frigorifique :

Les différentes grandeurs qui interviennent dans les équations qui apparaitront dans cette section sont présentées au tableau 3.5 afin de simplifier le développement du modèle concernanat le système frigorifique dont le schéma est montré à la figure 2.13.

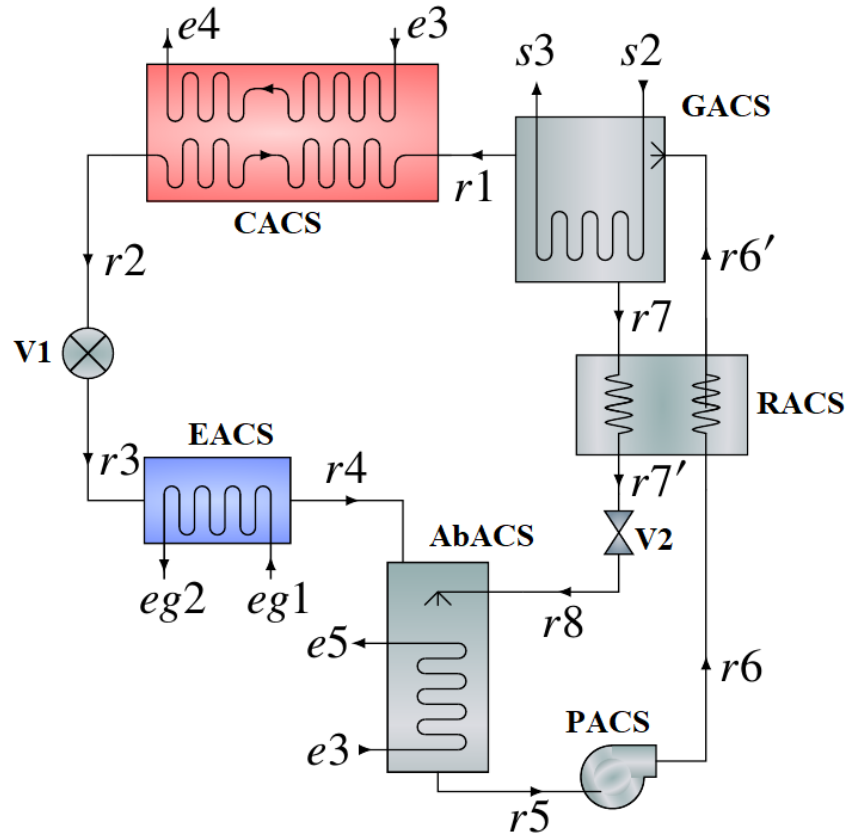


FIGURE 2.13 – Schéma du module ACS.

2.5.1 Bilans de matière

Les bilans de matière sont établis pour les solutions et pour les espèces au niveau de chaque composant du circuit. Les résultats de ces bilans sont récapitulés dans le tableau 2.4 ci-dessous.

Ensuite le bilan massique général effectué sur l'absorbeur et le générateur permet d'établir que :

$$\dot{m}_r + \dot{m}_{st} = \dot{m}_{we} \quad (2.64)$$

TABLEAU 2.4 – Bilans de matière pour chacun des composants du cycle.

Fluide	Bilan général	Bilan du soluté LiBr
Réfrigérant		
Condenseur	$\dot{m}_{r1} = \dot{m}_{r2}$	-
Vanne 1	$\dot{m}_{r2} = \dot{m}_{r3}$	-
Evaporateur	$\dot{m}_{r3} = \dot{m}_{r4}$	-
	$\dot{m}_{r1} = \dot{m}_{r2} = \dot{m}_{r3} = \dot{m}_{r4} = \dot{m}_r$ (2.61)	
Solution forte		
Pompe	$\dot{m}_{r5} = \dot{m}_{r6}$	$x_{r5}\dot{m}_{r5} = x_{r6}\dot{m}_{r6}$
Régénéteur	$\dot{m}_{r6} = \dot{m}_{r6'}$	$x_{r6}\dot{m}_{r6} = x_{r6'}\dot{m}_{r6'}$
	$\dot{m}_{r5} = \dot{m}_{r6} = \dot{m}_{r6'} = \dot{m}_{we}$	$x_{r5} = x_{r6} = x_{r6'} = x_{we}$ (2.62)
Solution faible		
Régénéteur	$\dot{m}_{r7} = \dot{m}_{r7'}$	$x_{r7}\dot{m}_{r7} = x_{r7'}\dot{m}_{r7'}$
Vanne 2	$\dot{m}_{r7'} = \dot{m}_{r8}$	$x_{r7'}\dot{m}_{r7'} = x_{r8}\dot{m}_{r8}$
	$\dot{m}_{r7} = \dot{m}_{r7'} = \dot{m}_{r8} = \dot{m}_{st}$	$x_{r7} = x_{r7'} = x_{r8} = x_{st}$ (2.63)

où $\dot{m}_{st}$ et $\dot{m}_{we}$ sont respectivement les débits massiques de la solution concentrée et de la solution diluée.

Le bilan massique du soluté (absorbant) effectué sur l'absorbeur et le générateur permet d'établir

$$\dot{m}_{st}x_{st} = \dot{m}_{we}x_{we} \quad (2.65)$$

où x_{st} et x_{we} sont respectivement les taux de concentrations massiques du soluté dans la solution concentrée et la solution diluée.

La combinaison de ces deux équations permet d'aboutir à l'expression du débit de la solution concentrée en fonction du débit du frigorigène :

$$\dot{m}_{st} = \dot{m}_r \left(\frac{x_{we}}{x_{st} - x_{we}} \right) \quad (2.66)$$

le débit de la solution diluée est alors déterminée par l'équation (2.64).

2.5.2 Bilans d'énergie

Les bilans d'énergie sont établis ci-après pour les différents équipements composant le système frigorifique.

2.5.2.1 Générateur (GACS)

Le bilan d'énergie du générateur nous permettra de déterminer la température du fluide caloporteur à l'entrée du module solaire. Avec les hypothèses générales énoncées ci-dessus, on aura :

$$\dot{m}_r h_{r1} + \dot{m}_{st} h_{r7} + \dot{m}_s h_{s3} = \dot{m}_{we} h_{r6'} + \dot{m}_s h_{s2}$$

d'où

$$h_{s3} = h_{s2} + \frac{\dot{m}_{we}}{\dot{m}_s} h_{r6'} - \left(\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_s} h_{r1} + \frac{\dot{m}_{st}}{\dot{m}_s} h_{r7} \right) \quad (2.67)$$

2.5.2.2 Condenseur (CASC)

Le bilan de ce composant aura pour objectif de déterminer le débit d'eau de refroidissement $\dot{m}_{rc}$ et sa température T_{c5} à la sortie du condenseur. Le diagramme des températures au niveau du condenseur est présenté à la figure 2.14 ci-dessous. Le bilan d'énergie de la partie allant de l'entrée de l'eau de refroidissement jusqu'au pincement s'établit comme suit :

$$\dot{m}_{rc} c_{p_{rc}} (T_{rc} - \Delta T_{pp}^{r,c}) + \dot{m}_r h_{r2} = \dot{m}_{rc} c_{p_{rc}} T_{c4} + \dot{m}_r h_{rcg}$$

où h_{rcg} est l'enthalpie de la vapeur d'eau saturée à la température de condensation du frigorigène T_{rc} . Le débit d'eau de refroidissement aura donc pour expression :

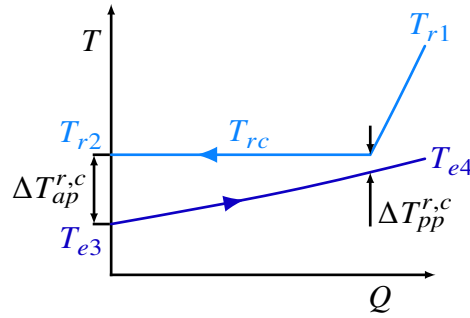


FIGURE 2.14 – Diagramme T-Q du condenseur (ACS).

$$\dot{m}_{re} = \dot{m}_r \frac{h_{rcg} - h_{r2}}{c_{p_{re}} (T_{rc} - \Delta T_{pp}^{r,c} - T_{e3})} \quad (2.68)$$

Comme à la sortie du condenseur, le fluide frigorigène est à l'état de liquide saturé (voir hypothèses ci-dessus), on a $h_{r2} = h_{rcf}$ (enthalpie spécifique du liquide saturé à T_{rc}) et par suite :

$$h_{rcg} - h_{r2} = h_{rcg} - h_{rcf} = h_{rfg} \quad (2.69)$$

où h_{rfg} est la chaleur latente de condensation de la vapeur d'eau à T_{rc} . L'expression du débit d'eau de refroidissement devient alors :

$$\dot{m}_{re} = \dot{m}_r \frac{h_{rfg}}{c_{p_e} (T_{rc} - \Delta T_{pp}^{r,c} - T_{e3})} \quad (2.70)$$

À présent, un bilan d'énergie sur l'ensemble du condenseur permettra de déterminer la température de l'eau de refroidissement à la sortie du condenseur T_{c4} . Le bilan s'écrit :

$$\dot{m}_r h_{r2} + \dot{m}_{rc} c_{p_{re}} T_{e4} = \dot{m}_r h_{r1} + \dot{m}_{rc} c_{p_{rc}} T_{c3}$$

d'où on a :

$$T_{e4} = T_{e3} + \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{re}} \frac{h_{r1} - h_{r2}}{c_{pre}} \quad (2.71)$$

avec

$$T_{r2} = T_{re} = T_{e3} + \Delta T_{ap}^{r,c} \quad (2.72)$$

2.5.2.3 Evaporateur (EACS)

Le bilan de cet évaporateur nous permettra de déterminer les débits du frigorigène $\dot{m}_r$ et de l'eau glacée $\dot{m}_{eg}$ pour une charge frigorifique $\dot{Q}_f$ donnée. Le diagramme des températures au niveau de l'évaporateur est schématisé à la figure 2.15 ci-dessous. On a d'une part :

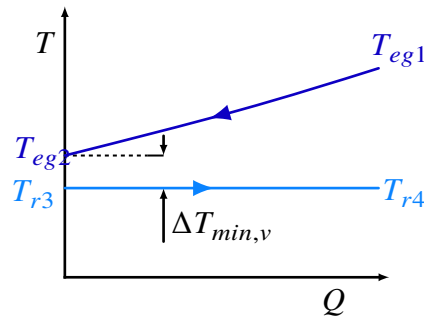


FIGURE 2.15 – Diagramme T-Q de l'évaporateur (ACS).

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_r (h_{r4} - h_{r3})$$

et d'autre part

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_{eg} c_{peg} (T_{eg2} - T_{eg1})$$

avec $h_{r3} = h_{r2}$ (détente isenthalpique à travers la vanne d'expansion V1) et $h_{r4} = h_{rv}$ étant l'enthalpie de vapeur d'eau saturée à la température de vaporisation.

Les températures de l'eau glacée T_{eg2} et T_{eg1} étant fixées par le besoin, la température de vaporisation est obtenue par la donnée de la différence de température minimale fixée pour l'évaporateur $\Delta T_{min,v}$:

$$T_{rv} = T_{eg2} - \Delta T_{min,v} \quad (2.73)$$

Finalement les débits $\dot{m}_r$ et $\dot{m}_{eg}$ auront pour expressions respectives :

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_f}{h_{rv} - h_{rcf}} \quad (2.74)$$

et

$$\dot{m}_{eg} = \frac{\dot{Q}_f}{c_{p_{eg}}(T_{eg2} - T_{eg1})} \quad (2.75)$$

2.5.2.4 Absorbeur (AbACS)

La température de la solution diluée (faible) à la sortie de l'absorbeur étant connue (la même que la température de condensation $T_{r,c}$ d'après les hypothèses) et cette solution étant supposée saturée (toujours selon les hypothèses), la concentration de la solution diluée $x_{r5} = x_{we}$ est ainsi fixée, et le bilan d'énergie de ce composant donnera la température de l'eau de refroidissement à la sortie, ce bilan s'établit comme suit :

$$\dot{m}_{we}h_{r5} + \dot{m}_{rc}c_{p_{ra}}T_{e5} = \dot{m}_r h_{r4} + \dot{m}_{st}h_{r8} + \dot{m}_{rc}c_{p_{ra}}T_{e4} \quad (2.76)$$

Notons que l'eau de refroidissement utilisée dans l'absorbeur arrive à la même température qu'à l'entrée du condenseur :

$$T_{e5} = T_{e3} - \frac{\dot{m}_{we}}{\dot{m}_{rc}} \frac{h_{r5}}{c_{p_{ra}}} + \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{rc}} \frac{h_{r4}}{c_{p_{ra}}} + \frac{\dot{m}_{st}}{\dot{m}_{rc}} \frac{h_{r8}}{c_{p_{ra}}} \quad (2.77)$$

2.5.2.5 Pompe (PACS)

Le bilan d'énergie de la pompe déterminera l'état thermodynamique de la solution diluée à sa sortie. η_{rP} étant le rendement isentropique de la pompe et ρ_{r5} la masse volumique de la solution à l'entrée de la pompe, le bilan d'énergie permet d'exprimer son travail spécifique w_P comme suit :

$$w_P = h_{r6} - h_{r5} = \frac{w_{Ps}}{\eta_{rP}} = \frac{P_{r6} - P_{r5}}{\rho_{r5}\eta_{rP}}$$

d'où on obtient l'expression de l'enthalpie spécifique de la solution diluée à la sortie de la pompe :

$$h_{r6} = h_{r5} + \frac{P_{r6} - P_{r5}}{\rho_{r5}\eta_{rP}} \quad (2.78)$$

À la sortie de la pompe, la température de la solution diluée est ainsi également définie $T_{r6} = T(x_{we}, h_{r6}, P_{rc})$. La pression dans le circuit garde la même valeur du point r6 (sortie de la pompe PACS) jusqu'au point r2 (entrée de la vanne V1).

2.5.2.6 Régénérateur (RACS)

L'efficacité ε_{rR} , définie par la formule :

$$\varepsilon_{rR} = \frac{T_{r7} - T_{r7'}}{T_{r7} - T_{r6}}$$

nous permet de déterminer la température de la solution concentrée à la sortie du régénérateur :

$$T_{r7'} = T_{r7} - \varepsilon_{rR}(T_{r7} - T_{r6}) \quad (2.79)$$

Ensuite, le bilan d'énergie nous permettra d'obtenir l'enthalpie spécifique de la solution diluée à l'entrée du générateur :

$$\dot{m}_{we}(h_{r6'} - h_{r6}) = \dot{m}_{st}(h_{r7} - h_{r7'})$$

d'où on a

$$h_{r6'} = h_{r6} + \frac{\dot{m}_{st}}{\dot{m}_{we}}(h_{r7} - h_{r7'}) \quad (2.80)$$

2.6 Comportement thermodynamique des différents fluides intervenant dans l'installation

2.6.1 Le fluide caloporteur, l'eau glacée et les fluides de refroidissement

Pour tous ces fluides, on utilise de l'eau qui est une substance pure à deux degrés de liberté. Cependant, pour calculer l'enthalpie ou l'entropie, on recourt au modèle simplifié de la substance incompressible où les propriétés ne dépendent que de la température. Ceci étant justifié dans notre cas par le fait que les pressions de service sont faibles. Selon ce modèle, la variation d'enthalpie correspondant à une variation de température ΔT est donnée par

$$h = c_p[(T + \Delta T) - T] = c_p \Delta T \quad (2.81)$$

où c_p est la chaleur spécifique moyenne de l'eau entre T et $T + \Delta T$, déterminée à l'aide de "CoolProp" [24].

2.6.2 Le fluide organique du cycle ORC

Parmi les fluides les plus adaptés au type d'application comme la nôtre (alimentée par des capteurs solaires plans) nous retenons les trois qui sont répertoriés au tableau 2.5 ci-dessous. Ces fluides nous permettront d'opérer à des températures proches de leur température critique avec de la vapeur saturée ou légèrement surchauffée, tout en produisant une détente sèche à travers le turboexpander.

TABLEAU 2.5 – Fluides organiques retenus pour le cycle ORC.

Fluide	Température critique	Masse molaire	Type de fluide
Butène	146.14 °C	56.11 g/mol	Isentropique
Butane	151.98 °C	58.12 g/mol	Sec
Isopentane	187.20 °C	72.15 g/mol	Sec

Ces fluides sont traités comme des substances pures à 2 degrés de liberté, leurs propriétés étant évaluées à l'aide de "CoolProp". Pour ce faire, on a donc besoin de fournir à cet utilitaire, pour chaque état thermodynamique, les valeurs de deux propriétés indépendantes pour déterminer les autres propriétés dont on a besoin.

2.6.3 Le fluide du cycle ACS

Dans l'état actuel, l'utilisation des cycles frigorifiques à absorption dans le domaine de la climatisation solaire pour produire des températures comprises entre 7 °C et 12 °C, le couple réfrigérant/absorbant le mieux adapté est le H₂O/LiBr comme nous l'avons déjà souligné au chapitre 1. Un tel fluide forme une solution à trois degrés de liberté quand elle n'est pas saturée, et à deux degrés de liberté seulement quand elle est saturée.

Dans le cycle frigorifique étudié, la solution se présentera dans un état de saturation à la sortie du générateur et à la sortie de l'absorbeur, en amont de la pompe. De la sortie de la pompe à l'entrée du générateur (solution faible) et de la sortie du régénérateur à l'entrée de l'absorbeur (solution forte), la solution n'est pas saturée.

Modèle de calcul pour les propriétés de la solution saturée :

Les modèles utilisés pour le calcul de la pression, la température et l'enthalpie sont tirés du document technique de l'ASHRAE [25], le modèle utilisé pour le calcul de la masse volumique est tiré des travaux de STANKUS et al. [26].

1) Température :

$$T = \sum_{n=0}^3 B_n x^n + \left\{ \frac{-2E}{D + \sqrt{D^2 - 4E [C - \log(P)]}} \right\} \sum_{n=0}^3 A_n x^n \quad (2.82)$$

2) Pression :

$$P = 10^{C + \frac{D}{T' + 273.15} + \frac{E}{(T' + 273.15)^2}} \quad (2.83)$$

où

$$T' = \frac{T - \sum_{n=0}^3 B_n x^n}{\sum_{n=0}^3 A_n x^n} \quad (2.84)$$

où P est en kPa, T en °C.

3) Enthalpie :

$$h = \sum_{n=0}^4 F_n x^n + T \left(\sum_{n=0}^4 K_n x^n \right) + T^2 \left(\sum_{n=0}^4 L_n x^n \right) \quad (2.85)$$

où h est en kJ/kg.

4) La masse volumique :

$$\rho = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^4 M_{ij} T^i x^j \quad (2.86)$$

Les constantes figurant dans les équations de (2.82) à (2.86) sont fournies dans le tableau 2.6 ci-dessous.

TABLEAU 2.6 – Constantes figurant dans les équations de (2.82) à (2.86).

i	A_i	B_i		
0	-2.00755	124.937	$C = 7.05$	
1	0.16976	-7.71649	$D = -1596.49$	
2	$-3.133362 \cdot 10^{-3}$	0.152286	$E = -104095.5$	
3	$1.97668 \cdot 10^{-5}$	$-7.95090 \cdot 10^{-4}$		
i	F_i	K_i	L_i	
0	-2024.33	18.2829	$-3.7008214 \cdot 10^{-2}$	
1	163.309	-1.1691757	$2.8877666 \cdot 10^{-3}$	
2	-4.88161	$3.248041 \cdot 10^{-2}$	$-8.1313015 \cdot 10^{-5}$	
3	$6.302948 \cdot 10^{-2}$	$-4.034184 \cdot 10^{-4}$	$-9.9116628 \cdot 10^{-7}$	
4	$-2.913705 \cdot 10^{-4}$	$1.8520569 \cdot 10^{-6}$	$-4.4441207 \cdot 10^{-9}$	
i	M_{0j}	M_{1j}	M_{2j}	M_{3j}
0	1172.736	-0.579928	$-9.28593 \cdot 10^{-4}$	$-1.55417 \cdot 10^{-6}$
1	-6.89199	0.0132411	$-5.36583 \cdot 10^{-5}$	$1.51756 \cdot 10^{-7}$
2	0.477459	$-1.448376 \cdot 10^{-4}$	$1.192395 \cdot 10^{-6}$	$-2.40329 \cdot 10^{-9}$
3	-0.00576935	$-1.736160 \cdot 10^{-6}$	0	0
4	$3.86994 \cdot 10^{-5}$	0	0	0

Le domaine de validité de ce modèle de calcul est indiqué au tableau 2.7 ci-dessous :

Les propriétés des solutions non saturées sont obtenues en assimilant la solution à une solution saturée à la même température et avec la même concentration quelle que soit sa pression.

TABLEAU 2.7 – Domaine de validité des équations (2.82) à (2.86).

Modèle	Intervalle de température	Intervalle de concentration
Température (équation (2.82)) Pression (équation (2.83))	$5 < T < 175\text{ °C}$	$45 < x < 70\text{ ‰}$
Enthalpie (équation (2.85))	$15 < T < 165\text{ °C}$	$40 < x < 70\text{ ‰}$
Masse volumique (équation (2.86))	$20 < T < 252\text{ °C}$	$30 < x < 65\text{ ‰}$

Cette approximation se base sur l’hypothèse largement admise que les propriétés d’un liquide dépendent très peu de sa pression.

2.7 Conclusion

Le modèle mathématique développé dans ce chapitre pour chacun des trois modules de notre installation, sera exploité selon les algorithmes qui seront décrits au chapitre suivant, afin de produire sur Matlab les résultats qui nous permettront par la suite d’analyser les modalités opératoires du système.

Chapitre 3

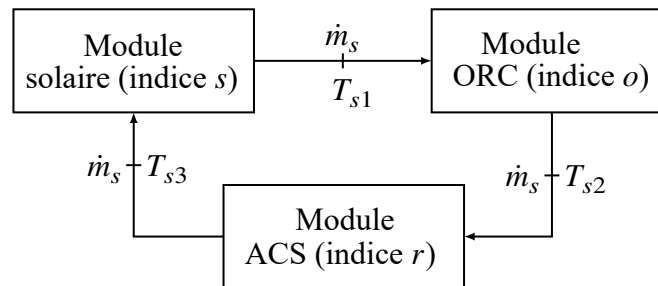
EXPLOITATION DU MODÈLE MATHÉMATIQUE EN VUE D'ÉVALUER LE POTENTIEL DU SYSTÈME PROPOSÉ

3.1 Introduction

Après avoir présenté les différentes équations fondamentales qui régissent les phénomènes mis en jeu dans les trois modules constituant le système proposé dans cette étude, nous allons maintenant exposer les procédures qui nous permettront d'exploiter ces équations de manière à établir le potentiel du système en termes de capacité frigorifique maximale et de puissance mécanique maximale, principalement en fonction des conditions d'ensoleillement.

Les procédures de calcul seront tout d'abord décrites séparément pour chacun des trois modules, puis une procédure décrivant les interactions entre ces modules au sein du système dans son ensemble sera présentée.

L'exécution de chaque procédure concernant un module donné nécessite la disponibilité de données dont certaines sont produites comme résultats à la sortie du module précédent. Ces données de couplage sont le débit et la température du fluide caloporteur.



Le débit de fluide caloporteur reste constant à travers toute l'installation tandis que sa température subit des variations conséquentes à travers chaque module.

3.2 Calcul du module solaire

Dans notre étude, le module solaire est la seule partie du système dont le dimensionnement est imposé par l'aire disponible au niveau de la terrasse de l'habitation considérée. La couverture optimale de cette aire par les capteurs nous a conduit à disposer 44 panneaux de 15 tubes chacun en quatre (4) rangées de onze panneaux chacune. Ainsi le nombre de rangées nous fixe la valeur du débit total puisque le débit par rangée est fixé par le nombre de tubes constituant un panneau. La température quant à elle va dépendre du nombre de panneaux disposés en série dans une rangée et bien sûr de l'intensité de l'ensoleillement.

La procédure de calcul relative au module solaire nous permettra de déterminer le débit et la température de l'eau chaude utilisée comme fluide caloporteur à l'entrée du module ORC, ou le cas échéant quand ce dernier est court-circuité, à l'entrée du module ACS. La procédure de calcul concernant le module solaire, basée sur les données du tableau 3.1, est décrite dans le

tableau 3.2.

TABLEAU 3.1 – Données initiales du champ solaire.

Paramètre	Symbole	Valeur
Surface brute par tubes	A_t	0.15467 m^2
Débit de fluide caloporteur traversant un tube	$\dot{m}_t$	0.0011856 kg/s
Rendement à pertes nulles	a_0	0.455
Coefficient de pertes thermiques de premier ordre	a_1	$0.778 \text{ W/m}^2\text{K}$
Coefficient de pertes thermiques de second ordre	a_2	$0.008 \text{ W/m}^2\text{K}^2$
Nombre de rangées de capteurs	N_p	4
Nombre de capteurs en série	N_s	11
Intensité d'ensoleillement	G_t	$400 \text{ à } 1000 \text{ W/m}^2$
Température ambiante	T_0	$10 \text{ à } 40 \text{ }^\circ\text{C}$

TABLEAU 3.2 – Calcul du module solaire.

Entrées : $\dot{m}_t, A_t, a_0, a_1, a_2, N_p, N_s, G_t, T_0$

Sorties : $T_{s1}, T_{out,i}$ pour $i = 1 \text{ à } N_s$

1 : Initialisation de la température à l'entrée du champ solaire T_{s4} $\triangleright$ cette température va dépendre de l'utilisation du fluide caloporteur en dehors du champ solaire

2 : $i = 1$

3 : $T_{in,i} = T_{s4}$

4 : **tant que** $i \leq N_s$ **faire**

5 : On introduit une valeur de $T'_{out,i}$

6 : Calcul de $\overline{c_{p_s}}$ à la température moyenne entre $T_{in,i}$ et $T'_{out,i}$ $\triangleright$ CoolProp

7 : $K = \frac{\dot{m}_t \overline{c_{p_s}}}{A_t}$ $\triangleright$ éq (2.30)

8 : $T_{out,i} = 2T_0 - \left\{ T_{in,i} - \frac{(a_1 + 2K) + \sqrt{(a_1 + 2K)^2 + 4a_2[a_0G_t + 2K(T_{in,i} - T_0)]}}{a_2} \right\}$ $\triangleright$ éq (2.35)

9 : **tant que** $|T_{out,i} - T'_{out,i}| > 0.001$ **faire**

10 : $T'_{out,i} = T_{out,i}$

11 : On reprend les calculs à partir de l'étape (6).

12 : **fin tant que**

13 : $i = i + 1$

14 : **fin tant que**

15 : // Température à la sortie du champ solaire

16 : $T_{out,N_s} = T_{s1}$

17 : // Détermination de la surface de captage

18 : A_{tot} étant la surface de captage du champ solaire. Elle est exprimée par $N_p (N_s A_g)$.

3.3 Calcul du module ORC

La procédure de calcul de l'ORC a pour objectif de rechercher la puissance maximale pouvant être produite entre, d'une part la température de surchauffe du fluide organique, fixée comme limite supérieure par la température du fluide caloporteur et la valeur adoptée pour l'approche module solaire/module ORC, et d'autre part, la température de condensation, dont la valeur permet dans certaines limites, d'ajuster la répartition de l'énergie caloportée entre le module ORC et le module ACS. La variable principale utilisée pour les calculs du module ORC est la température d'évaporation. On fait varier cette dernière par incréments de 0.1 °C de telle sorte à réduire progressivement la valeur de la surchauffe jusqu'à ce que la température d'évaporation coïncide avec la température d'admission à la turbine. Les résultats retenus pour le passage au module ACS, sont les caractéristiques du cycle correspondant à la valeur maximale de la puissance nette, en particulier la valeur du paramètre de couplage avec l'ACS, consistant en la température du fluide caloporteur T_{s2} . La succession des calculs concernant ce module est présentée dans le tableau 3.4, en se basant sur les données du tableau 3.3 ci-dessous.

TABLEAU 3.3 – Données nécessaire pour le calcul du cycle de RANKINE organique.

Paramètre	Symbole	Valeur
Approche champ solaire/ORC	$\Delta T_{ap}^{s,o}$	15 °C
Pincement GvORC	$\Delta T_{pp}^{s,o}$	3 °C
Rendement isentropique de la turbine	η_T	0.8
Rendement isentropique de la pompe	η_P	0.7
Efficacité RORC	ε_{oR}	0.75
Température de l'eau de refroidissement condenseur CORC	T_{c1}	30°C
Température de condensation	T_{oc}	50 à 70 °C
Pincement CORC	$\Delta T_{pp}^{o,c}$	3 °C
Fluide organique		Isopéntane. Butène. Butane.

TABLEAU 3.4 – Calcul du module ORC.

Entrées : $\dot{m}_s, T_{s1}, \Delta T_{ap}^{s,o}, \Delta T_{pp}^{s,o}, \eta_T, \eta_P, \varepsilon_o, T_{c1}, T_{oc}, \Delta T_{pp}^{o,c}$, Fluide organique	
Sorties : $T_{s2}, \dot{W}_{net}, \dot{Q}_{GvORC}, \dot{Q}_{CORC}, \eta_{ORC}$	
1 :	Choix du fluide organique.
2 :	Calcul de la température de surchauffe T_{o3} ▷ éq (2.36)
3 :	$i = 1$
4 :	// On commence avec une température d'évaporation
5 :	$T_{ov} = T_{o3}$.
6 :	tant que $T_{ov} \leq T_{o3}$ faire
7 :	// Pression du fluide organique dans le GvORC
8 :	$P_{ov} = P_{sat}(T_{ov})$ ▷ CoolProp
9 :	// Détermination de l'enthalpie et de l'entropie à l'entrée de la turbine
10 :	$h_{o3} = h(P_{ov}, T_{o3})$ ▷ CoolProp
11 :	$s_{o3} = s(P_{ov}, T_{o3})$ ▷ CoolProp
12 :	// Détermination de la température du fluide caloporteur (eau) au niveau du pincement :
13 :	$T_{sp} = T_{ov} + \Delta T_{pp}^{o,s}$
14 :	Calcul de $\bar{c}_{pe}$ à la température moyenne entre T_{s1} et T_{sp} ▷ CoolProp
15 :	// Enthalpie du fluide organique à l'entrée de l'évaporateur
16 :	$h_{of} = h_f(T_{ov})$
17 :	// Détermination du débit de fluide organique par le bilan d'énergie de l'ensemble évaporateur-surchauffeur
18 :	$\dot{m}_o = \dot{m}_s \frac{\bar{c}_{ps}(T_{s1} - T_{sp})}{h_{o3} - h_{of}}$ ▷ éq (2.54)
19 :	// Détermination de la pression à sortie de la turbine (la même que la pression de condensation)
20 :	$P_{o4} = P_{oc} = P_{sat}(T_{oc})$
21 :	// Détermination de l'enthalpie et de la température à la sortie de la turbine
22 :	$h_{o4s} = h(P_{o4}, s_{o3})$ ▷ CoolProp
23 :	$h_{o4} = h_{o3} - \eta_T(h_{o3} - h_{o4s})$ ▷ éq (2.41)
24 :	// Calcul de la puissance de la turbine
25 :	$\dot{W}_T = \dot{m}_o(h_{o3} - h_{o4})$ ▷ éq (2.42)
26 :	// Détermination de l'enthalpie et de l'entropie à la sortie du condenseur (entrée pompe)
27 :	$h_{o1} = h_f(T_{oc})$ ▷ CoolProp
28 :	$s_{o1} = s_f(T_{oc})$ ▷ CoolProp
29 :	// Détermination de l'enthalpie à la sortie de la pompe
30 :	$h_{o2s} = h(T_{oc}, s_{o1})$ ▷ CoolProp
31 :	$h_{o2} = h_{o1} + \frac{h_{o2s} - h_{o1}}{\eta_P}$
32 :	$T_{o2} = T(P_{oc}, h_{o2})$ ▷ CoolProp
33 :	// Détermination de puissance de la pompe
34 :	$\dot{W}_P = \dot{m}_o(h_{o2} - h_{o1})$ ▷ éq (2.45)

35 : // Détermination de la température du fluide organique à l'entrée du GvORC

36 : $T_{o2'} = T(P_{oc}, h_{o2})$ ▷ éq (2.47)

37 : **si** $T_{ov} < T_{o2'}$ **alors**

38 : La température d'évaporation minimale est atteinte, passage à l'étape (52).

39 : **sinon**

40 : // Détermination de l'enthalpie du fluide organique à l'entrée du GvORC

41 : $h_{o2'} = h(T_{o2'}, P_{ov})$ ▷ CoolProp

42 : // Détermination de l'enthalpie du fluide organique à l'entrée du CORC par le bilan d'énergie du régénérateur

43 : $h_{o4'} = h_{o4} - (h_{o2'} - h_{o2})$ ▷ éq (2.50)

44 : // Détermination du débit d'eau de refroidissement au condenseur par un bilan d'énergie de la partie où se déroule la condensation CORC

45 : $\dot{m}_{oc} = \dot{m}_o \frac{h_{fg}(T_{oc})}{\bar{c}_{p_c}(T_{oc} - \Delta T_{pp}^{o,c} - T_{c1})}$ ($\bar{c}_{p_c}$ est calculée par une procédure itérative comme précédemment dans le cas du champs solaire)

46 : // Détermination de la température de l'eau de refroidissement à la sortie du condenseur par un bilan d'énergie sur l'ensemble du condenseur

47 : $T_{c2} = T_{c1} + \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_{oc}} \frac{h_{o4'} - h_{o1}}{\bar{c}_{p_e}}$

48 : // Détermination de la température du fluide caloporteur à la sortie de l'ORC (bilan d'énergie de l'ensemble du GvORC)

49 : $T_{s2} = T_{s1} - \frac{\dot{m}_o(h_{o3} - h_{o2'})}{\dot{m}_s \bar{c}_{p_s}}$

50 : **fin si**

51 : // Calcul des performances énergétiques de l'ORC

52 : // Puissance nette

53 : $\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_P$

54 : // Energie thermique absorbée par le fluide organique et cédée par le fluide caloporteur dans le GvORC

55 : $\dot{Q}_{GvORC} = \dot{m}_o(h_{o3} - h_{o2'})$

56 : // Energie thermique cédée par le fluide organique et absorbée par l'eau de refroidissement au niveau du condenseur

57 : $\dot{Q}_{CORC} = \dot{m}_o(h_{o4'} - h_{o1})$

58 : // Rendement énergétique de l'ORC

59 : $\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{GvORC}}$

60 : // Stockage des résultats

61 : $T_{ov,i} = T_{ov}$

62 : $\dot{W}_{net,i} = \dot{W}_{net}$

```

63 :    $\dot{Q}_{GvORC,i} = \dot{Q}_{GvORC}$ 
64 :    $\dot{Q}_{CORC,i} = \dot{Q}_{CORC}$ 
65 :    $\eta_{ORC,i} = \eta_{ORC}$ 
66 :    $T_{s2,i} = T_{s2}$ 
67 :    $T_{ov} = T_{ov} - 0.1$ 
68 :    $i = i + 1$ 
69 : fin tant que
70 : // On retiendra parmi tous les résultats obtenus pour les différents incréments  $i$ , ceux qui
    correspondent à la valeur maximale de la puissance nette
         $j = i$  tel que  $\dot{W}_{net,i} = \max(\dot{W}_{net})$ 
         $T_{ov} = T_{ov,j}$ 
         $\dot{W}_{net} = \dot{W}_{net,j}$ 
         $\dot{Q}_{GvORC} = \dot{Q}_{GvORC,j}$ 
         $\dot{Q}_{CORC} = \dot{Q}_{CORC,j}$ 
         $\eta_{ORC} = \eta_{ORC,j}$ 

```

La succession des calculs décrite dans le tableau 3.4 est résumée de manière schématique par l'organigramme présenté à la figure 3.1 ci-dessous.

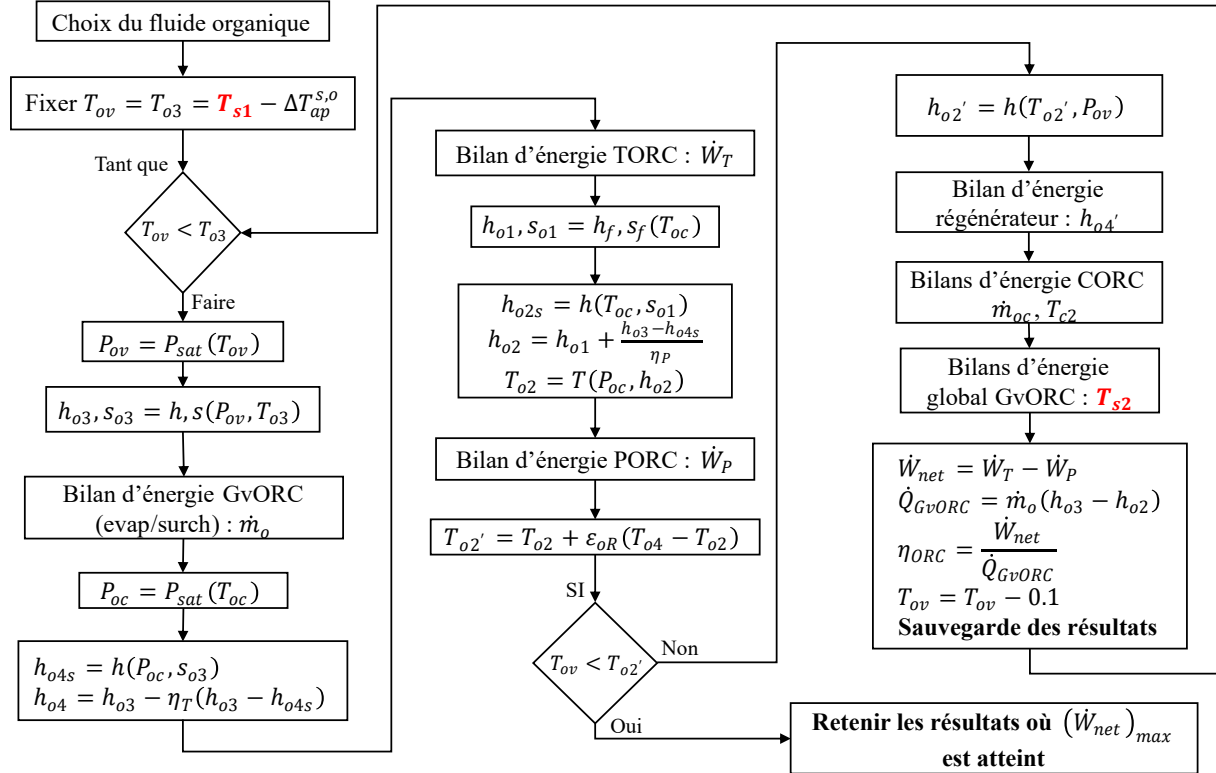


FIGURE 3.1 – Organigramme des étapes de calcul du module ORC.

3.4 Calcul du module ACS

Pour une valeur donnée de la température du fluide caloporteur à l'entrée du module ACS, correspondant à la valeur de la température à laquelle il quitte le module ORC, l'algorithme des calculs concernant cette partie recherche la capacité frigorifique maximale accessible dans le cadre des hypothèses générales énumérées au chapitre précédent, en approchant les limites de certaines contraintes à satisfaire pour garantir le fonctionnement du système d'un point de vue pratique. Les contraintes dont il s'agit sont :

- L'approche ORC/ACS $\Delta T_{ap}^{o,r}$, dans le cas d'un mode de fonctionnement en présence du module ORC, où l'approche champ solaire/ACS $\Delta T_{ap}^{s,r}$ dans le cas d'un mode de fonctionnement court-circuitant l'ORC : Cette approche doit toujours être supérieure ou égale à 5 °C.
- La teneur de la solution concentrée x_{st} qui doit rester inférieure à 65 % afin d'éviter tout risque de cristallisation de LiBr dans la vanne d'expansion de la solution concentrée.
- La différence de température $\Delta T^{r,s}$ entre le fluide caloporteur à la sortie du générateur T_{s3} et la solution diluée à son entrée $T_{r6'}$. Cette différence doit toujours rester au-dessus de 5 °C pour des raisons économiques.

On procède selon la succession de calculs décrite dans le tableau 3.6 ci-dessous, basée sur les données de la table 3.5, en faisant varier la valeur de la capacité frigorifique tout en surveillant les valeurs des trois paramètres susmentionnés afin de s'assurer du respect des contraintes qui leur sont associées. La valeur de la capacité frigorifique maximale recherchée est celle qui conduit à des valeurs de ΔT_{ap} , x_{st} et $\Delta T^{r,s}$ aussi proches que possible de leurs valeurs limites respectives.

TABLEAU 3.5 – Données nécessaires aux calculs du module ACS.

Paramètre	Symbole	Valeur
Température d'entrée du fluide caloporteur	T_{s2}	Obtenue à partir de la sortie de l'ORC
Approche GACS	$\Delta T_{ap}^{s,r}$	≥ 5 °C
Pincement CASC	$\Delta T_{pp}^{r,c}$	3 °C
Température de condensation (égale à la température de la solution diluée à la sortie de l'absorbeur)	$T_{rc} = T_{ra}$	36 °C
Température de l'eau à la sortie de la tour de refroidissement	T_{e3}	30 °C
Température de l'eau glacée : entrée	T_{eg1}	13 °C
Température de l'eau glacée : sortie	T_{eg2}	8 °C
Température d'évaporation du frigorigène	T_{rv}	5.5 °C
Rendement isentropique de la pompe PACS	η_P	0.7
Efficacité du régénérateur RACS	ε_{rR}	0.4

TABLEAU 3.6 – Calcul du module ACS.

Entrées :	$\dot{m}_s, T_{s2}, \Delta T_{ap}^{o,r}, \Delta T_{pp}^{r,c}, T_{rc}, T_{ra}, T_{e3}, T_{eg1}, T_{eg2}, T_{rv}, \eta_P, \varepsilon_r$
Sorties :	$T_{s3}, \dot{m}_r, \dot{Q}_{GACS}, \dot{Q}_{AbACS}, \dot{Q}_{CASC}$
1 :	On fixe la capacité frigorifique à satisfaire.
2 :	// Calcul de la haute pression
3 :	$P_h = P_{rc} = P_{sat_{H_2O}}(T_{rc})$ ▷ CoolProp
4 :	// Détermination de l'approche nécessaire :
5 :	si $T_{s2} - T_{sat_{sol}}(P_h, x = 65\%) < 5$ alors
6 :	$\Delta T_{ap}^{o,r} = 5\text{ °C}$
7 :	sinon
8 :	// La température de la solution concentrée et celle à la sortie du frigorigène sont égales
9 :	$\Delta T_{ap}^{o,r} = T_{s2} - T_{sat_{sol}}(P_h, x = 65\%)$
10 :	fin si
11 :	$T_{r1} = T_{r7} = T_{s2} - \Delta T_{ap}^{o,r}$
12 :	// Concentration de la solution forte
13 :	$x_{st} = x_{sat_{sol}}(P_h, T_{r7})$ ▷ résolution de (2.82) par "Matlab"
14 :	// Enthalpie du frigorigène à la sortie du générateur
15 :	$h_{r1} = h_{H_2O}(T_{r1}, P_h)$ ▷ CoolProp
16 :	// Enthalpie du frigorigène à la sortie du condenseur
17 :	$h_{r2} = h_{f_{H_2O}}(T_{rc})$ ▷ CoolProp
18 :	// Calcul de la basse pression
19 :	$P_b = P_{rv} = P_{sat_{H_2O}}(T_{rv})$ ▷ CoolProp
20 :	// Enthalpie du frigorigène à la sortie de l'évaporateur
21 :	$h_{r4} = h_{g_{H_2O}}(P_b)$ ▷ CoolProp
22 :	// Débit du fluide frigorigène
23 :	$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_f}{h_{r4} - h_{r3}}$
24 :	// Concentration de la solution diluée (saturée à la sortie de l'absorbeur)
25 :	$x_{we} = x_{sat_{sol}}(P_b, T_{ra})$ ▷ résolution de (2.82) par "Matlab"
26 :	// Détermination des débits de la solution concentrée et de la solution diluée
27 :	$\dot{m}_{st} = \dot{m}_r \left(\frac{x_{we}}{x_{st} - x_{we}} \right)$
28 :	$\dot{m}_{we} = \dot{m}_r + \dot{m}_{st}$
29 :	// Enthalpie et masse volumique de la solution diluée à la sortie de l'absorbeur (entrée pompe)
30 :	$h_{r5} = h_{f_{sol}}(T_{ra}, x_{we})$ ▷ éq (2.85)
31 :	$\rho_{r5} = \rho_{f_{sol}}(T_{ra}, x_{we})$

-
- 32 : // Enthalpie de la solution diluée à la sortie de la pompe :
- 33 : $h_{r6} = h_{r5} + \frac{P_h - P_b}{\eta_P \rho_{r5}} \approx h_{r5}$
- 34 : // Température de la solution diluée à la sortie de la pompe
- 35 : $T_{r6} \approx T_{r5}$
- 36 : // Température de la solution concentrée à la sortie du RACS
- 37 : $T_{r7'} = T_{r7} - \varepsilon_{rR}(T_{r7} - T_{r6})$
- 38 : // Enthalpie de la solution concentrée à la sortie du RACS et à l'entrée de l'absorbeur
- 39 : $h_{r7'} \approx h_{f_{sol}}(T_{r7'}, x_{st}) \approx h_{r8}$ $\triangleright$ éq (2.85) (vanne isenthalpique)
- 40 : // Enthalpie de la solution diluée à la sortie du RACS et à l'entrée du générateur par le bilan d'énergie
- 41 : $h_{r6'} = h_{r6} + \frac{\dot{m}_{st}}{\dot{m}_{we}}(h_{r7} - h_{r7'})$
- 42 : // Température de la solution diluée à l'entrée du générateur
- 43 : $T_{r6'} \approx T_{sat_{sol}}(h_{r6'}, x_{we})$ $\triangleright$ résolution de (2.85) par "Matlab"
- 44 : // Calcul de la température du fluide caloporteur à l'entrée du champ solaire par le bilan d'énergie sur le générateur
- 45 : $T_{s4} \approx T_{s3} = T_{s2} + \frac{\dot{m}_{we}h_{r6'} - \dot{m}_r h_{r1} - \dot{m}_r h_{r7}}{\dot{m}_s \bar{c}_{ps}} (\bar{c}_{ps} \text{ chaleur spécifique moyenne de l'eau entre } T_{s2} \text{ et } T_{s4}, \text{ obtenue par une procédure itérative})$
- 46 : // Calcul des caractéristiques de l'eau de refroidissement dans le condenseur et l'absorbeur
- 47 : // Débit d'eau au condenseur (bilan d'énergie sur la partie où a lieu la condensation)
- 48 : $\dot{m}_{re} = \dot{m}_r \frac{h_{fg}}{\bar{c}_{pre}(T_{rc} - \Delta T_{pp}^{r,c} - T_{e3})}$
- 49 : // Température de l'eau de refroidissement à la sortie du condenseur (bilan général sur l'ensemble du condenseur)
- $T_{e4} = T_{e3} + \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{re}} \frac{h_{r1} - h_{r2}}{\bar{c}_{pre}} (\bar{c}_{pre} \text{ obtenue par une procédure itérative comme valeur moyenne entre } T_{e3} \text{ et } T_{e4})$
- 50 : // Température de l'eau de refroidissement à la sortie de l'absorbeur (bilan d'énergie sur l'absorbeur avec débit et température d'entrée égaux à ceux du condenseur)
- 51 : $T_{e5} = T_{e3} + \frac{\dot{m}_r h_{r4} + \dot{m}_{st} h_{r7'} - \dot{m}_{we} h_{r5}}{\dot{m}_{rc} \bar{c}_{pe}} (\bar{c}_{pe} \text{ obtenue par une procédure itérative comme valeur moyenne entre } T_{e3} \text{ et } T_{e5})$
- 52 : // Energie thermique absorbée au niveau du générateur
- 53 : $\dot{Q}_{GACS} = \dot{m} \bar{c}_{ps} (T_{s2} - T_{s3})$
- 54 : // Energie thermique absorbée par l'eau de refroidissement
- 55 : $\dot{Q}_{rejACS} = \dot{m}_{rc} \left[\bar{c}_{pre} \Big|_{T_{e3}}^{T_{e4}} (T_{e4} - T_{e3}) + \bar{c}_{pre} \Big|_{T_{e3}}^{T_{e5}} (T_{e5} - T_{e3}) \right]$
- 56 : // Coefficient de performance
- 57 : $COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_{GACS}}$
-

L'enchaînement des calculs du module ACS, présenté dans le tableau 3.6, est également

illustré par un organigramme présenté à la figure 3.2 ci-dessous :

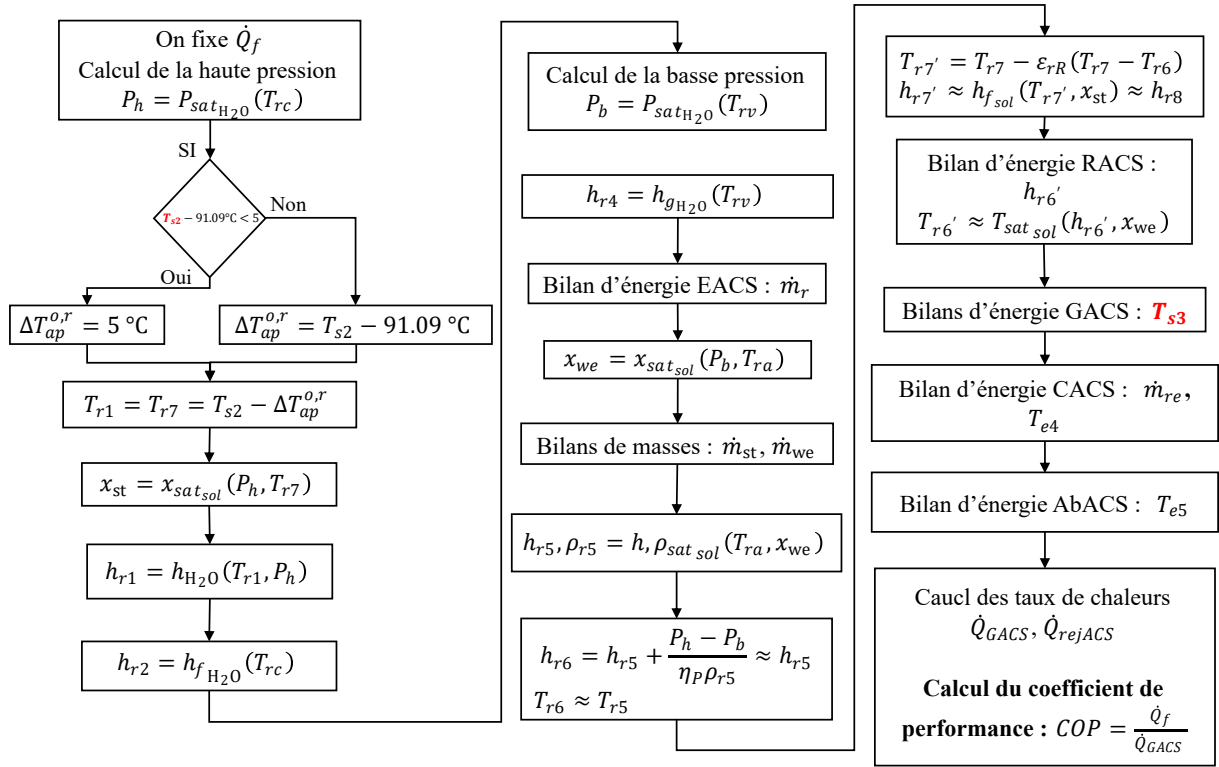


FIGURE 3.2 – Organigramme des étapes de calcul du module ACS.

Les procédures de calcul décrites dans ce chapitre peuvent être exécutées séparément ou selon l'une des trois combinaisons suivantes :

- Module solaire + module ORC.
- Module solaire + module ACS.
- Module solaire + module ORC + module ACS : Dans cette combinaison particulière, le rendement de cogénération est déterminé par

$$\eta_{cog} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_f}{[N_p (N_s A_g)] G_t} \quad (3.1)$$

où $N_p (N_s A_g)$ désigne la surface totale de captage du champ solaire, et dont la valeur est 102.08 m^2 . le terme $N_p (N_s A_g) G_t$ désigne l'énergie totale qui est reçue au champ solaire.

Dans ces différentes combinaisons, l'intensité de l'ensoleillement joue le rôle de la variable principale pour l'analyse des performances du système. Les résultats qui seront présentés au chapitre suivant sont relatifs aux deux dernières combinaisons ci-dessus.

PRÉSENTATION DES PRINCIPAUX RÉSULTATS DE L'ÉTUDE

Les principaux résultats de notre étude sont présentés dans ce chapitre essentiellement sous forme graphique. Des données plus détaillées concernant les résultats figurent dans les tableaux insérés à l'annexe B.

La performance du module solaire est représentée par la température de l'eau chaude produite, laquelle dans le cadre de la conception et du dimensionnement arrêtées au chapitre 2, dépend principalement de l'intensité de l'ensoleillement G_t , de la température d'entrée du fluide au champ solaire T_{s4} et, d'une manière beaucoup moins importante, de la température ambiante T_0 .

La figure 4.1 illustre l'évolution de la température de l'eau chaude produite par le module solaire en fonction des trois paramètres ci-dessus, pour les deux cas de l'hiver (a) et de l'été (b). On relève aisément en observant les différentes courbes de la figure que la température de l'eau chaude produite augmente sensiblement et de manière linéaire avec l'intensité de l'ensoleillement G_t et la température de l'eau à l'entrée du module solaire T_{s4} , et qu'elle augmente également de manière quasi-linéaire mais beaucoup moins sensible avec la température ambiante T_0 . Ainsi par exemple, pour produire en hiver de l'eau chaude à des températures d'environ 110 °C, non seulement il est nécessaire qu'on soit à un moment de la journée où l'intensité de l'ensoleillement atteint la valeur de 800 W/m², mais il faut également que le retour de cette eau dans le module solaire puisse avoir lieu à une température supérieure à 50 °C, ce qui n'est pas évident avec des températures ambiantes variant de 10 à 20 °C.

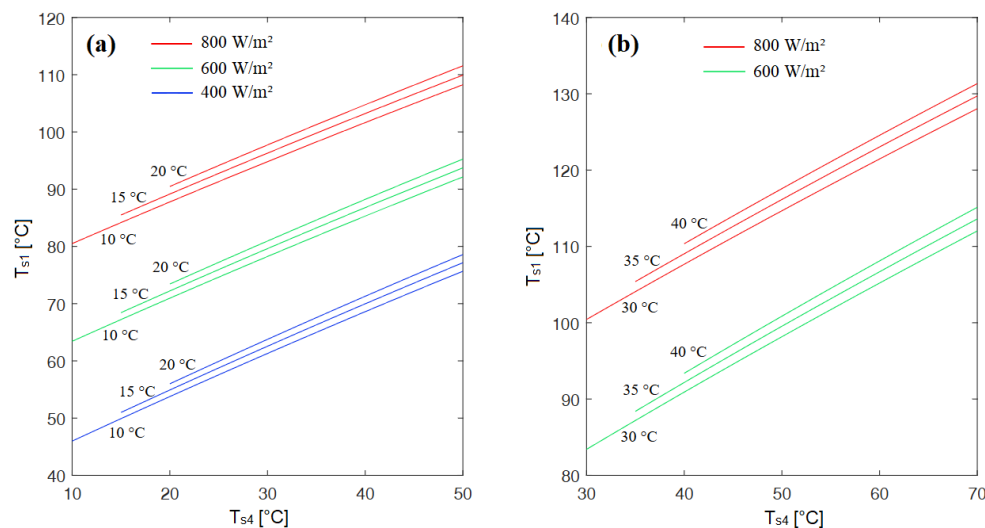


FIGURE 4.1 – Température accessible par le fluide caloporteur en fonction de sa température d'entrée au champ solaire et de l'intensité de l'ensoleillement pour différentes valeurs de la température ambiante.

Comme en été, la température ambiante prend facilement des valeurs comprises entre 30 et 40 °C, la figure 4.1 (b) montre qu'avec la même intensité d'ensoleillement de 800 W/m² et la même température de retour d'eau de 50 °C, on peut produire une eau chaude à environ 115 °C.

Mais en été, il est possible d'assister à un retour d'eau à des températures pouvant atteindre jusqu'à 70 °C, permettant ainsi d'approcher la valeur de 130 °C. En été toujours, il y a également le fait qu'il n'est pas rare d'atteindre au milieu de la journée des intensités d'ensoleillement d'environ 1000 W/m² ce qui permet à la température de l'eau chaude produite de dépasser alors la valeur de 140 °C.

4.1 Résultats concernant la boucle constituée du module solaire et du module ACS

Dans cette combinaison, le fluide caloporteur, après avoir quitté le module solaire, approche directement le module ACS, sans transiter par l'ORC. Il alimente donc le générateur de l'ACS avec la température de sortie du module solaire T_{s1} .

La valeur de l'approche $\Delta T_{ap}^{s,r}$ au niveau du générateur impacte directement les deux autres paramètres d'ajustement qui sont la concentration de la solution forte x_{st} (concentrée) et la différence de température $\Delta T^{r,s}$ entre le fluide caloporteur à la sortie du générateur T_{s3} et la solution faible (diluée) à son entrée $T_{r6'}$. Une augmentation de $\Delta T_{ap}^{s,r}$ entraîne une réduction simultanée des deux autres paramètres.

Afin de satisfaire la condition $x_{st} \leq 65 \%$, on doit avoir

$$\Delta T_{ap}^{s,r} \geq T_{s2} - T_{sat_{sol}}(P_h, x_{st} = 65 \%)$$

où P_h , rappelons-le, est la pression de vapeur d'eau saturante à $T_{rc} = 36 \text{ °C}$, soit donc $P_h = 5.95 \text{ kPa}$. Ce qui nous fixe la température limite de la solution concentrée à la sortie du générateur :

$$T_{r7} = T_{sat}(5.95 \text{ kPa}, 65 \%) = 91.09 \text{ °C}$$

Autrement dit, la solution concentrée ne doit en aucun cas dépasser cette valeur de la température si l'on veut éviter le risque de cristallisation. Par conséquent :

$$(\Delta T_{ap}^{s,r})_{min} = T_{s1} - 91.09 \text{ °C} \quad \text{si} \quad T_{s1} \geq 96.09 \text{ °C} \quad (4.1)$$

dans ce cas on aura toujours $x_{st} = 65 \%$, où bien

$$(\Delta T_{ap}^{s,r})_{min} = 5 \text{ °C} \quad \text{si} \quad T_{s1} < 96.09 \text{ °C} \quad (4.2)$$

dans ce dernier cas, on aura $x_{st} < 65 \%$.

À présent, la capacité frigorifique maximale qui peut être produite sera obtenue en exécutant la procédure de calcul du module ACS avec $\dot{Q}_f$ comme variable, en augmentant ainsi sa valeur

jusqu'à ce que la différence de température $\Delta T_{ap}^{s,r}$ soit aussi proche que possible de 5 °C.

Pour les valeurs élevées de l'intensité de l'ensoleillement, il faudra des valeurs élevées de l'approche $\Delta T_{ap}^{s,r}$ pour maintenir la concentration de la solution forte à sa valeur limite de 65 %. Ce n'est que lorsque l'intensité de l'ensoleillement baisse de sorte à avoir $T_{s1} < 96.09$ °C, que la valeur de l'approche se stabilisera à la limite de 5 °C et que la concentration de la solution forte s'abaissera à son tour en dessous de 65 % pour permettre d'atteindre le potentiel de l'ACS en terme de capacité frigorifique.

Le déroulement des calculs est illustré par un exemple dont les résultats essentiels sont présentés étape par étape au tableau 4.1 ci-dessous.

TABLEAU 4.1 – Exemple d'exécution des calculs pour le cas de la boucle constituée du module solaire et du module ACS.

$\dot{Q}_f$ [W/m ²]	T_{s1} [°C]	x_{st} [%]	$\Delta T_{ap}^{s,r}$ [°C]	$T_{r6'}$ [°C]	T_{s3} [°C]	$\Delta T^{r,s}$ [°C]
18	141.94	65	50.85	52.62	89.12	36.50
20	131.16	65	40.07	52.62	79.21	19.59
22	-	-	-	-	-	< 5
21	125.18	65	34.09	52.62	63.16	10.54
21.5	121.97	65	30.88	52.62	58.43	5.81
21.52	121.84	65	30.75	52.62	58.24	5.62
21.54	121.70	65	30.61	52.62	58.04	5.42
21.56	121.57	65	30.48	52.62	57.84	5.23
21.58	121.44	65	30.35	52.62	57.65	5.03

Les valeurs retenues sont celles de la dernière ligne du tableau correspondant à une capacité frigorifique de 21.58 kW pour une intensité d'ensoleillement de 800 W/m². La valeur de l'approche correspondante s'élève à 30.35 °C. La figure 4.2 montre que cette valeur croît proportionnellement avec l'intensité de l'ensoleillement à partir de 500 W/m².

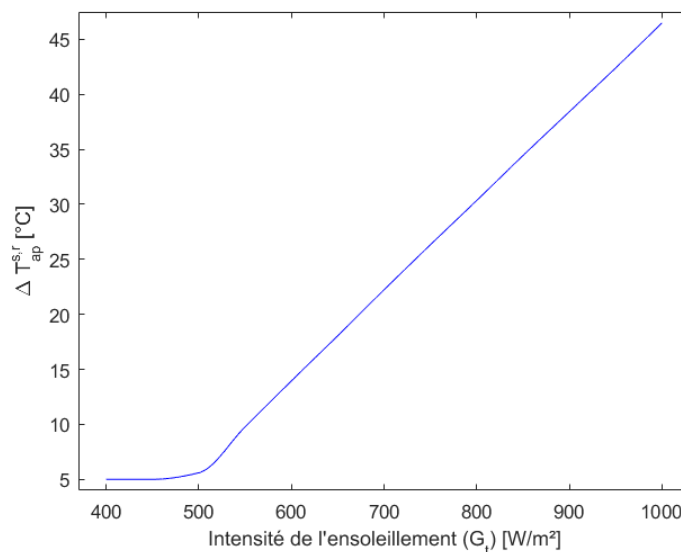


FIGURE 4.2 – Evolution de l'approche pour différentes intensités de l'ensoleillement.

Quant à la capacité frigorifique $(\dot{Q}_f)_{max}$, on voit d'après la figure 4.3 qu'elle croît toujours proportionnellement à l'intensité de l'ensoleillement, tandis que le coefficient de performance de l'ACS croît rapidement pour les faibles valeurs de G_t et se stabilise à une valeur d'environ 0.73 dès que G_t devient supérieur ou égal à 500 W/m².

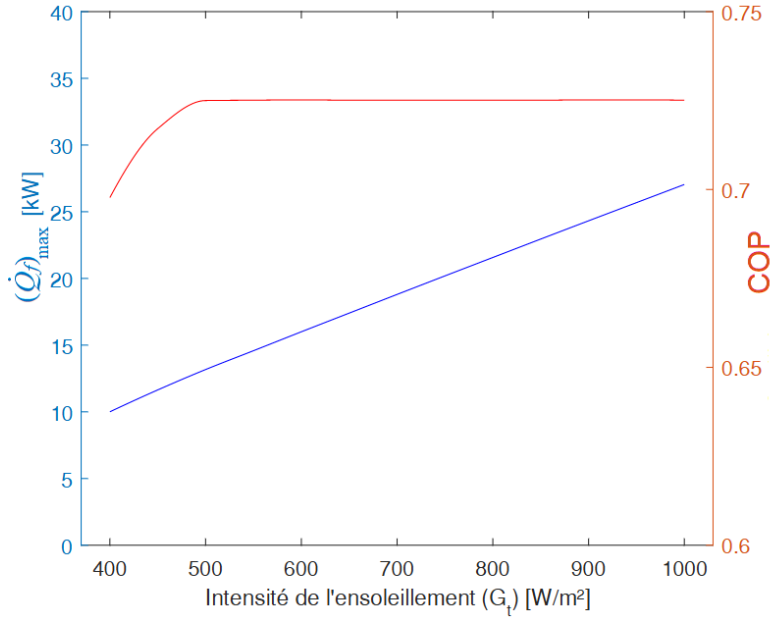


FIGURE 4.3 – Evolution de la capacité frigorifique et du COP de l'ACS en fonction de l'intensité d'ensoleillement en mode de fonctionnement sans ORC.

4.2 Résultats concernant la boucle complète intégrant le module ORC

Dans ce cas, on distingue entre deux approches : celle correspondant au couplage du module solaire avec le module ORC, notée $\Delta T_{ap}^{s,o}$ et fixée à 15 °C dans tout les calculs ; et l'approche correspondant au couplage du module ORC avec le module ACS, notée dans ce cas $\Delta T_{ap}^{o,r}$, et qui doit remplacer le $\Delta T_{ap}^{s,r}$ utilisé lorsque le module ORC n'est pas intégré. À l'approche du générateur GACS, la température du fluide caloporteur n'est plus T_{s1} mais T_{s2} , soit celle qu'il aura quand il quittera le module ORC. De ce fait, on ne doit pas s'attendre à des valeurs d'approche aussi élevées que dans le cas précédent. Les équations (4.1) et (4.2) deviennent maintenant :

$$(\Delta T_{ap}^{o,r})_{min} = T_{s2} - 91.09 \text{ °C} \quad \text{si} \quad T_{s2} \geq 96.09 \text{ °C} \quad (4.3)$$

$$(\Delta T_{ap}^{o,r})_{min} = 5 \text{ °C} \quad \text{si} \quad T_{s2} < 96.09 \text{ °C} \quad (4.4)$$

Du fait que le module ORC puise de l'énergie dans le fluide caloporteur en amont du module ACS, les valeurs de la température du fluide caloporteur à l'approche du module ACS (T_{s2} dans ce cas) ne sont susceptibles d'excéder la valeur de 96.09 °C que pour des valeurs exceptionnel-

lement élevées de l'intensité de l'ensoleillement G_t .

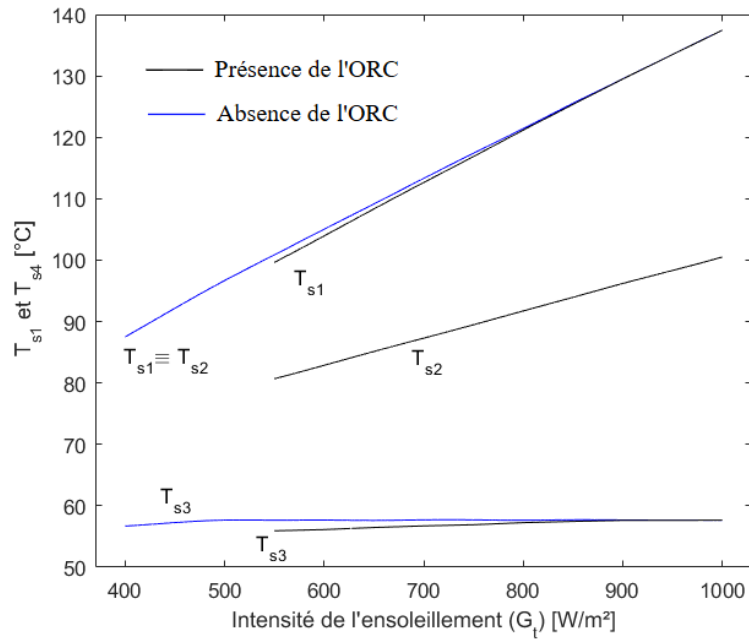


FIGURE 4.4 – Evolution de différentes températures caractéristiques du système en fonction de l'intensité d'ensoleillement.

La figure 4.4 montre les courbes d'évolution de la température du fluide caloporteur à différents endroits de la boucle solaire, en présence ou en l'absence du module ORC dans la boucle, en fonction de l'intensité G_t . Bien que les températures du fluide à l'approche de l'ACS (T_{s1} en l'absence de l'ORC et T_{s2} en sa présence) croissent proportionnellement à l'intensité G_t , la valeur de cette température n'excède 90 °C que pour des intensités supérieures à 800 W/m² lorsque le module ORC est intégré dans la boucle.

Les calculs conduits avec les mêmes données d'ensoleillement que dans l'exemple précédent, mais en présence du module ORC, se déroulent selon les étapes décrites au tableau 4.2 ci-dessous :

TABLEAU 4.2 – Exemple d'exécution des calculs pour le cas de la boucle complète.

$\dot{Q}_f$ [W/m ²]	T_{s1} [°C]	x_{st} [%]	$\Delta T_{ap}^{o,r}$ [°C]	$T_{r6'}$ [°C]	T_{s3} [°C]	$\Delta T^{r,s}$ [°C]
8	132.40	65	6.70	52.62	74.08	21.50
9	129.36	65	5.01	52.62	69.46	16.84
10	126.21	64.33	5	52.45	64.73	12.27
11	122.85	63.58	5	52.26	59.74	7.47
12	-	-	-	-	-	< 5
11.5	121.17	63.23	5	52.17	57.28	5.10
11.51	121.16	63.23	5	52.17	57.24	5.07
11.52	-	-	5	-	-	< 5

4.2.1 Effet du type de fluide du cycle ORC sur les performances du système

L'impact du type de fluide organique sur les performances du système est illustré à la figure 4.5, où les courbes d'évolution de la puissance mécanique et du rendement énergétique du cycle sont représentées pour trois fluides différents, avec une intensité d'ensoleillement de 800 W/m^2 et une température de condensation du fluide organique de 60°C .

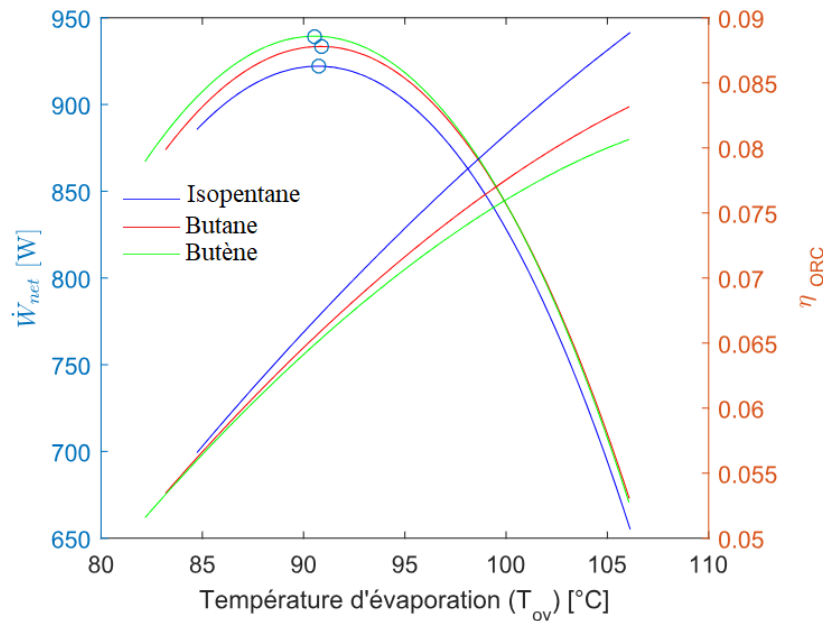


FIGURE 4.5 – Puissance du cycle ORC ainsi que son rendement thermique en fonction du type de fluide organique et de la température d'évaporation pour $G_t = 800 \text{ W/m}^2$.

Les trois fluides considérés sont le Butane, le Butène et l'Isopentane. Les courbes indiquent que le Butène est celui qui permet de produire la puissance la plus élevée, tandis que l'Isopentane est celui qui donne le rendement énergétique le plus important, ce qui signifie que l'Isopentane est celui qui prélève le moins d'énergie au fluide caloporteur au niveau du générateur de vapeur GvORC, mais qu'il est également celui qui la convertit plus efficacement en puissance mécanique. Pour une même énergie disponible à la sortie du module solaire, l'Isopentane laissera donc plus d'énergie pour alimenter le module ACS, ce qui se traduit effectivement par une plus grande capacité frigorifique produite et surtout, le meilleur rendement de la cogénération (voir tableau 4.3)

TABLEAU 4.3 – Lieu des maxima pour les trois types de fluide. Pour $T_{oc} = 60^\circ\text{C}$ et $G_t = 800 \text{ W/m}^2$

Type de fluide	$(\dot{W}_{net})_{max} [\text{W}]$	$(\dot{Q}_f)_{max} [\text{W}]$	$\eta_{cog} [\%]$
Butane (C_4H_{10})	933.44	11200	14.86
Butène (C_4H_8)	939.36	10940	14.55
Isopentane (C_5H_{12})	922.95	11510	15.22

Au vu de ces observations, notre choix s'est fixé définitivement sur l'Isopentane pour l'éta-

blissement de la suite des résultats.

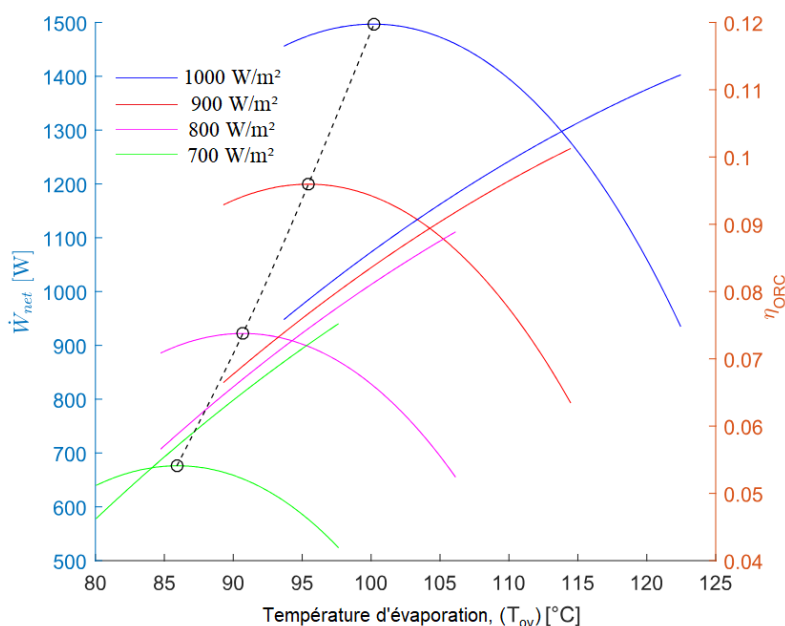


FIGURE 4.6 – Puissance et rendement du cycle ORC en fonction de la température d’évaporation et de l’intensité de l’ensoleillement, en fixant l’Isopentane comme fluide de travail.

La figure 4.6 montre les courbes d’évolution de la puissance mécanique et du rendement énergétique de l’ORC en fonction de la température de vaporisation et de l’intensité de l’ensoleillement. Les performances de l’ORC représentées ici s’améliorent sensiblement avec l’intensité de l’ensoleillement, comme il fallait s’y attendre. L’intérêt doit être porté particulièrement sur les courbes de la puissance qui admettent une valeur optimale de la température de vaporisation pour laquelle la puissance devient maximale. Outre le fait que ce maximum croît avec la valeur de l’intensité G_t , l’optimum correspondant se déplace vers la droite pour donner des températures optima d’autant plus élevées que G_t est plus grand. Le lieux des maxima est représenté par le trançon de courbe en trait discontinu de pente positive. Les principales performances correspondant à différentes valeurs de G_t sont fournies au tableau 4.4 ci-dessous.

TABLEAU 4.4 – Lieu des maxima pour différentes intensités d’ensoleillement. Isopentane pour $T_{oc} = 60^\circ\text{C}$

G_t [W/m ²]	$(\dot{W}_{net})_{max}$ [W]	$(\eta_{ORC})^{opt}$ [%]	$(\dot{Q}_f)_{max}$ [kW]	η_{cog} [%]
700	676.20	5.71	9.90	14.80
800	922.95	6.71	11.51	15.22
900	1199.45	7.68	13.02	15.48
1000	1496.67	8.61	14.47	15.64

4.2.2 Effet de la température de condensation du fluide organique sur les performances de l'installation

La température à laquelle se produit la condensation du fluide organique dans le cycle ORC est un autre paramètre déterminant pour les performances de l'installation. Réduire la valeur de cette température favorise la production d'énergie mécanique avec l'ORC au détriment de la puissance frigorifique de l'ACS. Elle impacte directement la valeur de la température de couplage avec l'ACS (T_{s2}) qui décroît avec elle, raison pour laquelle on ne doit pas adopter de valeurs trop basses pour cette température, surtout si le module ORC ne compte pas de régénérateur.

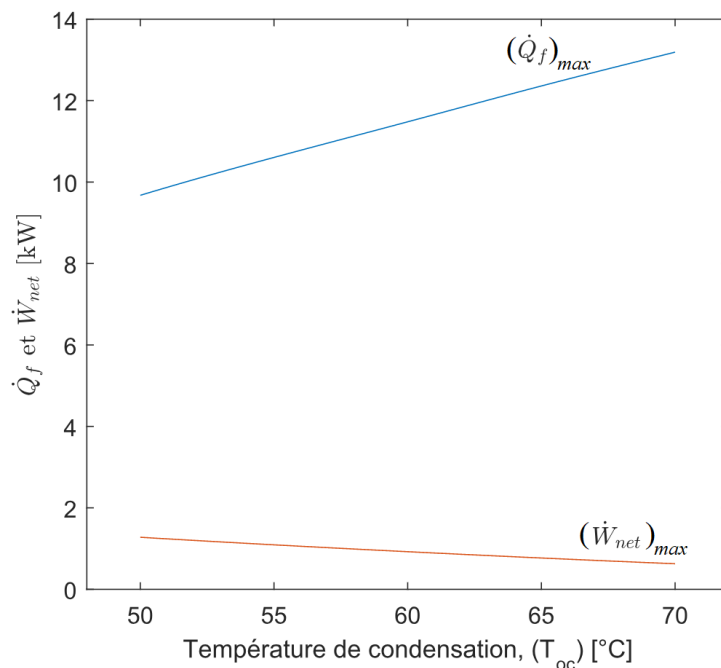


FIGURE 4.7 – Variation de la capacité frigorifique maximale et de la puissance nette maximale en fonction de la température de condensation pour $G_t = 800 \text{ W/m}^2$.

La figure 4.7 illustre l'évolution de la puissance mécanique de l'ORC $\dot{W}_{net}$ et de la capacité frigorifique $\dot{Q}_f$ de l'ACS en fonction de la température de condensation pour une intensité $G_t = 800 \text{ W/m}^2$, tandis qu'à la figure 4.8 sont présentés les rendements et le COP de l'installation.

Un accroissement de la température de condensation induit un gain de capacité frigorifique et une perte de puissance mécanique. Le rendement énergétique de l'ORC diminue, mais le COP et le rendement de cogénération s'améliorent avec la température de condensation. Ces conclusions ont pour signification que l'énergie du fluide caloporteur est mieux valorisée dans le module ACS que dans l'ORC.

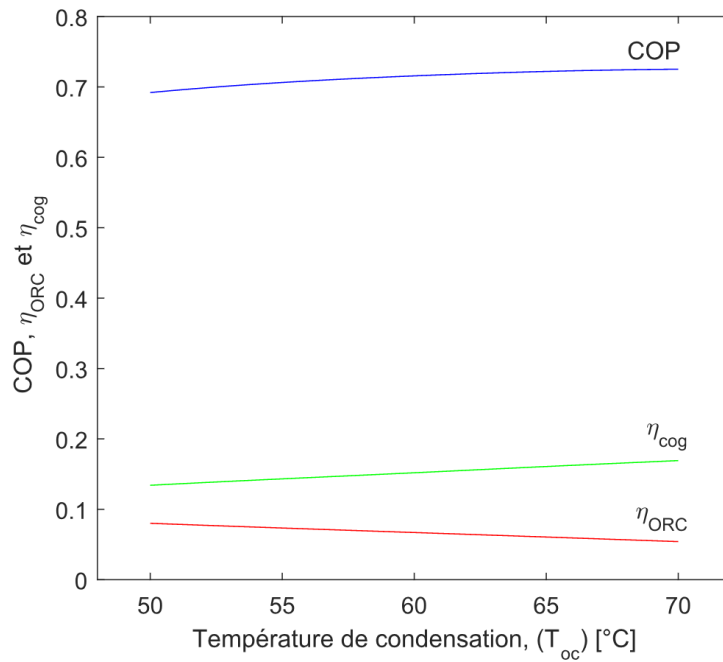


FIGURE 4.8 – Variation du COP, du rendement thermique du cycle ORC et du rendement de cogénération en fonction de la température de condensation pour $G_t = 800 \text{ W/m}^2$.

4.2.3 Effet de l'intensité de l'ensoleillement G_t sur les performances de la boucle complète

L'impact de l'intensité de l'ensoleillement G_t sur la puissance mécanique et la capacité frigorifique de l'installation est illustré par les courbes de la figure 4.9, tandis que l'impact sur les rendements et le COP est montré à la figure 4.10

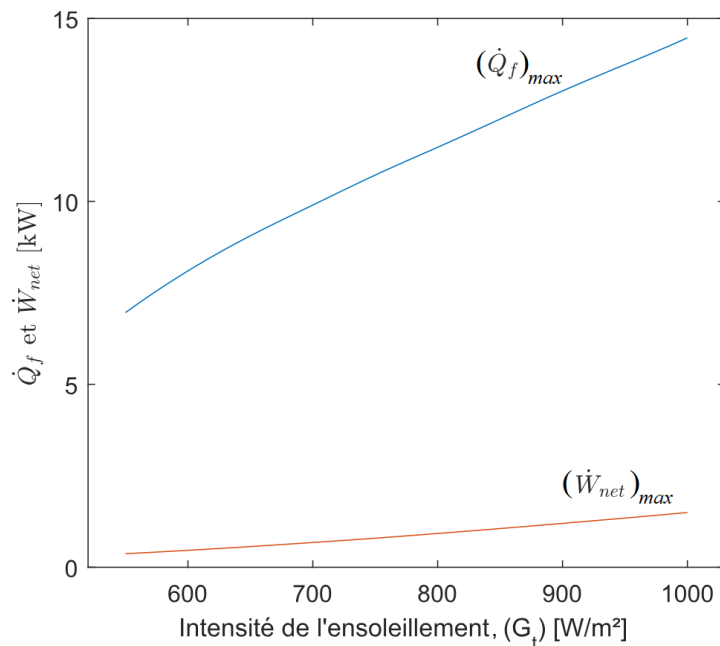


FIGURE 4.9 – Variation de la capacité frigorifique maximale et de la puissance nette maximale en fonction de l'intensité d'ensoleillement pour $T_{oc} = 60 \text{ °C}$.

D'une façon générale, toutes les performances enregistrent une amélioration lorsque G_t aug-

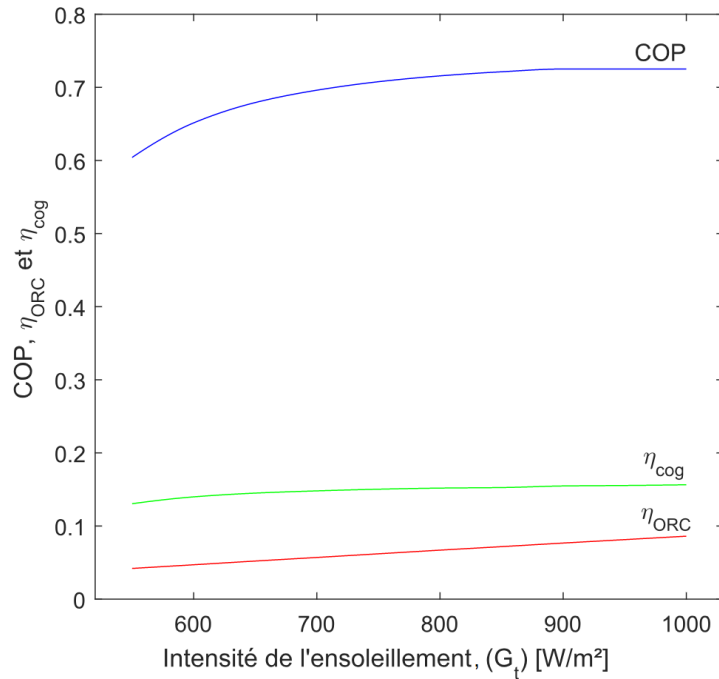


FIGURE 4.10 – Variation du COP, du rendement thermique du cycle ORC et du rendement de cogénération en fonction de l'intensité de l'ensoleillement pour $T_{oc} = 60\text{ °C}$.

mente, avec cependant les précisions suivantes :

- Le gain de capacité frigorifique est sensiblement plus important que celui de la puissance mécanique.
- Le rendement énergétique du module ORC croît lentement d'une façon linéaire.
- Le rendement de cogénération croît rapidement au tout début, puis de plus en plus lentement à mesure que G_t augmente pour tendre asymptotiquement vers une valeur limite lorsque G_t devient très grand.
- Le COP évolue de la même façon qu'en l'absence du module ORC vers une valeur limite, sauf que le COP en l'absence de l'ORC atteint cette valeur à $G_t \approx 500\text{ W/m}^2$, tandis qu'en présence de l'ORC, le COP n'atteint cette valeur qu'à partir de $G_t \approx 900\text{ W/m}^2$ (ceci est parfaitement illustré à la figure 4.11)

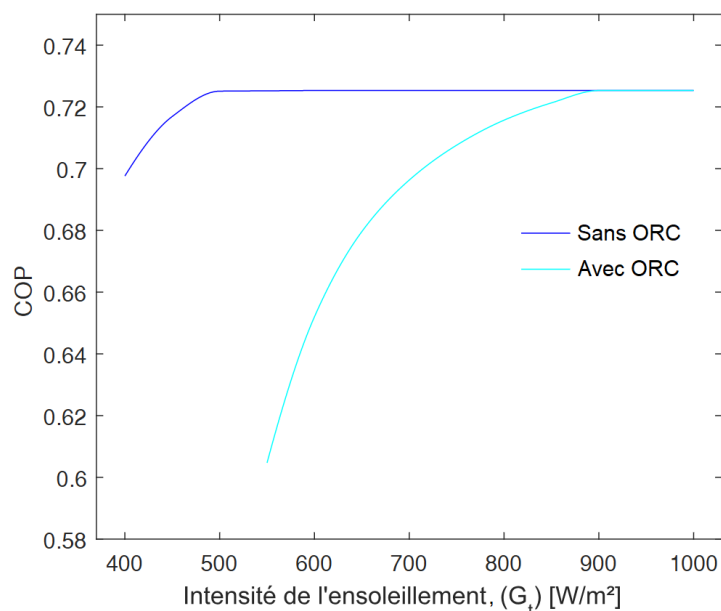


FIGURE 4.11 – Effet de la présence du cycle ORC sur le COP de l'ACS.

En examinant de plus près les résultats obtenus pour la capacité frigorifique dans les deux modes de fonctionnement, c'est-à-dire en présence et en l'absence du module ORC, on observe un écart considérable entre les deux valeurs, celle correspondant au mode de fonctionnement sans ORC étant nettement supérieure (voir tableau 4.5).

Cependant, dans le cas d'un système comprenant l'ORC, on doit prendre en considération la puissance mécanique produite par ce dernier, et pour que la comparaison soit équitable, on pourrait se poser la question de savoir à quelle capacité frigorifique correspondrait cette puissance si elle est utilisée pour entraîner un climatiseur classique.

En se basant sur une valeur du coefficient de performance de ces climatiseurs classiques de 3, représentant une estimation optimiste, on doit multiplier la puissance de l'ORC par 3 puis l'ajouter à la capacité frigorifique du mode de fonctionnement en présence de l'ORC, avant de comparer la valeur ainsi obtenue avec celle correspondante du mode de fonctionnement en l'absence de l'ORC.

TABLEAU 4.5 – Comparaison des deux modes de fonctionnement

G_t [W/m²]	Avec ORC			Sans ORC	$\Delta \dot{Q}_f$ [kW]
	$(\dot{Q}_f)_{ORC}$ [kW]	$(\dot{W}_{net})_{max}$ [kW]	$(\dot{Q}_f)_{eq}$ [kW]	$(\dot{Q}_f)_{SORC}$ [kW]	
600	8.10	0.463	9.50	16.00	6.50
700	9.90	0.676	11.93	18.80	6.87
800	4.51	0.923	14.28	21.58	7.30
900	13.02	1.20	16.62	24.32	7.70
1000	14.47	1.50	18.97	27.05	8.08

Les résultats sont récapitulés au tableau 4.5 pour différentes valeurs de l'intensité de l'enso-

leillement. Là, il n'y a plus aucun doute, si notre seul objectif est de produire de l'eau glacée, le mode de fonctionnement sans ORC est largement avantageux, en ce sens que l'introduction du cycle ORC conduit à la perte d'un potentiel frigorifique qui passe de 6.5 kW à 8.08 kW lorsque G_t passe de 600 à 1000 W/m². Le cycle ORC utilise donc moins efficacement l'énergie thermique provenant du champ solaire pour produire de la puissance mécanique que le système ACS pour produire de l'effet frigorifique. Cependant, le module ORC peut s'avérer indispensable dans le cas d'une installation conçue pour opérer en autonomie.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Partant d'une surface disponible, consistant en la terrasse d'un établissement de dimensions données, un champ de capteurs solaires à collecteurs plans munis de tubes évacués a été dimensionné pour alimenter un module ORC produisant de l'énergie mécanique et un module ACS pour produire de l'eau glacée à 8 °C, destinée à couvrir les besoins de l'établissement en climatisation. Un mode de fonctionnement de l'installation sans module ORC a été également considéré. Il s'est avéré, sur la base des résultats de l'analyse, que ce dernier mode de fonctionnement devait être privilégié si l'unique but recherché était de produire de l'eau glacée.

Nous avons noté que dans ce mode de fonctionnement sans ORC, la différence de température d'approche entre le champ solaire et le module ACS doit être élevée afin d'éviter des valeurs de la concentration de la solution en LiBr supérieures à la limite de cristallisation. Il y a là un potentiel supplémentaire à récupérer en envisageant d'utiliser une cascade à double effet plutôt qu'un système à simple effet comme celui que nous avons analysé dans la présente étude.

Dans le cas où les besoins en climatisation de l'établissement peuvent être couverts en mode de fonctionnement avec ORC, la puissance de ce dernier pourrait être envisagée pour l'entraînement des différentes pompes et des différents ventilateurs qui font circuler les fluides à travers l'installation et l'air dans les gaines de distribution du système de climatisation. Et même si cette puissance s'avère insuffisante pour alimenter toutes les machines auxiliaires, il n'en demeure pas moins qu'elle va contribuer à réduire la facture de la consommation d'énergie de l'établissement.

L'installation doit être dotée d'un système de stockage adéquat qui lui permettrait de produire de l'eau glacée même lorsque l'ensoleillement est insuffisant ou carrément absent, alors qu'on a encore besoin de climatiser. Le stockage pourrait éventuellement consister en batteries où l'énergie du module ORC serait stockée puis restituée pour alimenter des climatiseurs classiques d'appoint.

En tout état de cause, nous restons convaincus que pour faire face aux défis que pose l'utilisation de l'énergie solaire dans le domaine de la climatisation, il est indispensable de penser les

problèmes de façon rationnelle :

- Adaptation des bâtiments aux capacités de production des équipements solaires (isolation, orientation, ...).
- Sobriété dans la consommation des produits énergétiques.
- Bannissement du gaspillage.

Bibliographie

BIBLIOGRAPHIE

- [1] J. Duffie and W. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*. Wiley, Hoboken, 4th ed., 1991.
- [2] “Principe de fonctionnement du solaire thermique.” <https://viridiselec.com/principe-de-fonctionnement/les-panneaux-solaires-thermiques-fonctionnement-et-utilisations-dimensionnement-dinstallation/>. [En ligne ; accès 06-2025].
- [3] A. Shirazi, R. A. Taylor, G. L. Morrison, and S. D. White, “Solar-powered absorption chillers : A comprehensive and critical review,” *Energy Conversion and Management*, vol. 171, pp. 59–81, 2018.
- [4] L. Evangelisti, R. De Lieto Vollaro, and F. Asdrubali, “Latest advances on solar thermal collectors : A comprehensive review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 114, p. 109318, 2019.
- [5] J. Spitz, A. Aubert, J. Behaghel, S. Berthier, J. Lafait, and J. Rivory, “Matériaux sélectifs pour la conversion photothermique de l’énergie solaire,” *Revue de Physique Appliquée*, vol. 14, no. 1, pp. 67–80, 1979.
- [6] R. Loni, O. Mahian, C. N. Markides, E. Bellos, W. G. le Roux, A. Kasaeian, G. Najafi, and F. Rajaei, “A review of solar-driven organic rankine cycles : Recent challenges and future outlook,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 150, p. 111410, 2021.
- [7] A. Kumar, Z. Said, and E. Bellos, “An up-to-date review on evacuated tube solar collectors,” *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 145, 06 2020.
- [8] F. Eze, M. Egbo, U. Anuta, R. Ossei-Bremang, J. Ogola, and J. Mwabora, “A review on solar water heating technology : Impacts of parameters and techno-economic studies,” *Quartenaire*, vol. 48, 03 2024.
- [9] M. Orosz and R. Dickes, “16 - solar thermal powered organic rankine cycles,” in *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems* (E. Macchi and M. Astolfi, eds.), pp. 569–612, Woodhead Publishing, 2017.

- [10] E. Sun, Y. Sun, S. Feng, L. Zhang, J. Xu, and Z. Miao, "Thermodynamic study of organic rankine cycle based on extraction steam compression regeneration in the supercritical state," *Energy Conversion and Management*, vol. 293, p. 117546, 2023.
- [11] M. Astolfi, E. Martelli, and L. Pierobon, "7 - thermodynamic and technoeconomic optimization of organic rankine cycle systems," in *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems* (E. Macchi and M. Astolfi, eds.), pp. 173–249, Woodhead Publishing, 2017.
- [12] O. Badr, S. Probert, and P. O'Callaghan, "Selecting a working fluid for a rankine-cycle engine," *Applied Energy*, vol. 21, no. 1, pp. 1–42, 1985.
- [13] J. Castaing-Lasvignottes, "Aspects thermodynamiques et technico-économiques des systèmes à absorption liquide." <http://jc.castaing.free.fr/ens/abs/abscours.pdf>. [En ligne; accès 06-2025].
- [14] P. Srihirin, S. Aphornratana, and S. Chungpaibulpatana, "A review of absorption refrigeration technologies," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 5, no. 4, pp. 343–372, 2001.
- [15] D. Agung, G. G. Genta, A. Lubis, M. I. Alhamid, and N. Nasruddin, "Development of key components for 5 kw ammonia–water absorption chiller with air-cooled absorber and condenser," *Energies*, vol. 17, no. 17, 2024.
- [16] G. Florides, S. Kalogirou, S. Tassou, and L. Wrobel, "Design and construction of a libr–water absorption machine," *Energy Conversion and Management*, vol. 44, no. 15, pp. 2483–2508, 2003.
- [17] R. Muhumuza and P. Strachan, "Modelling, implementation and simulation of a single-effect absorption chiller in MERIT," Master's thesis, University of Strathclyde, 2010.
- [18] D. Green and R. Perry, *Perry's Chemical Engineers' Handbook, Eighth Edition*. McGraw Hill professional, McGraw Hill LLC, 2007.
- [19] "UO Solar Radiation Monitoring Laboratory, create sun path chart." <https://solardata.uoregon.edu/SunPathChart.html>. [En ligne; accès 06-2025].
- [20] D. Thevenard, K. Haddad, and J. Purdy, "Development of a new solar collector model in Esp-r," *Canadian Solar Buildings Conference, Montreal*, 2004.
- [21] S. A. Kalogirou, "Solar thermal collectors and applications," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 30, no. 3, pp. 231–295, 2004.
- [22] J. Ren, Z. Qian, Z. Yao, N. Gan, and Y. Zhang, "Thermodynamic evaluation of LiCl-H₂O and LiBr-H₂O absorption refrigeration systems based on a novel model and algorithm," *Energies*, vol. 12, no. 15, 2019.

- [23] D. Micallef and C. Micallef, “Mathematical model of a vapour absorption refrigeration unit,” *International Journal of Simulation Modelling*, vol. 9, pp. 86–97, 06 2010.
- [24] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, “Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop,” *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508, 2014.
- [25] ASHRAE American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, *ASHRAE Handbook - Fundamentals*. Atlanta, GA : ASHRAE, 2017.
- [26] S. Stankus, R. Khairulin, V. Gruzdev, and O. Verba, “The density of aqueous solutions of lithium bromide at high temperatures and concentrations,” *High Temperature - HIGH TEMP-ENGL TR*, vol. 45, pp. 429–431, 06 2007.

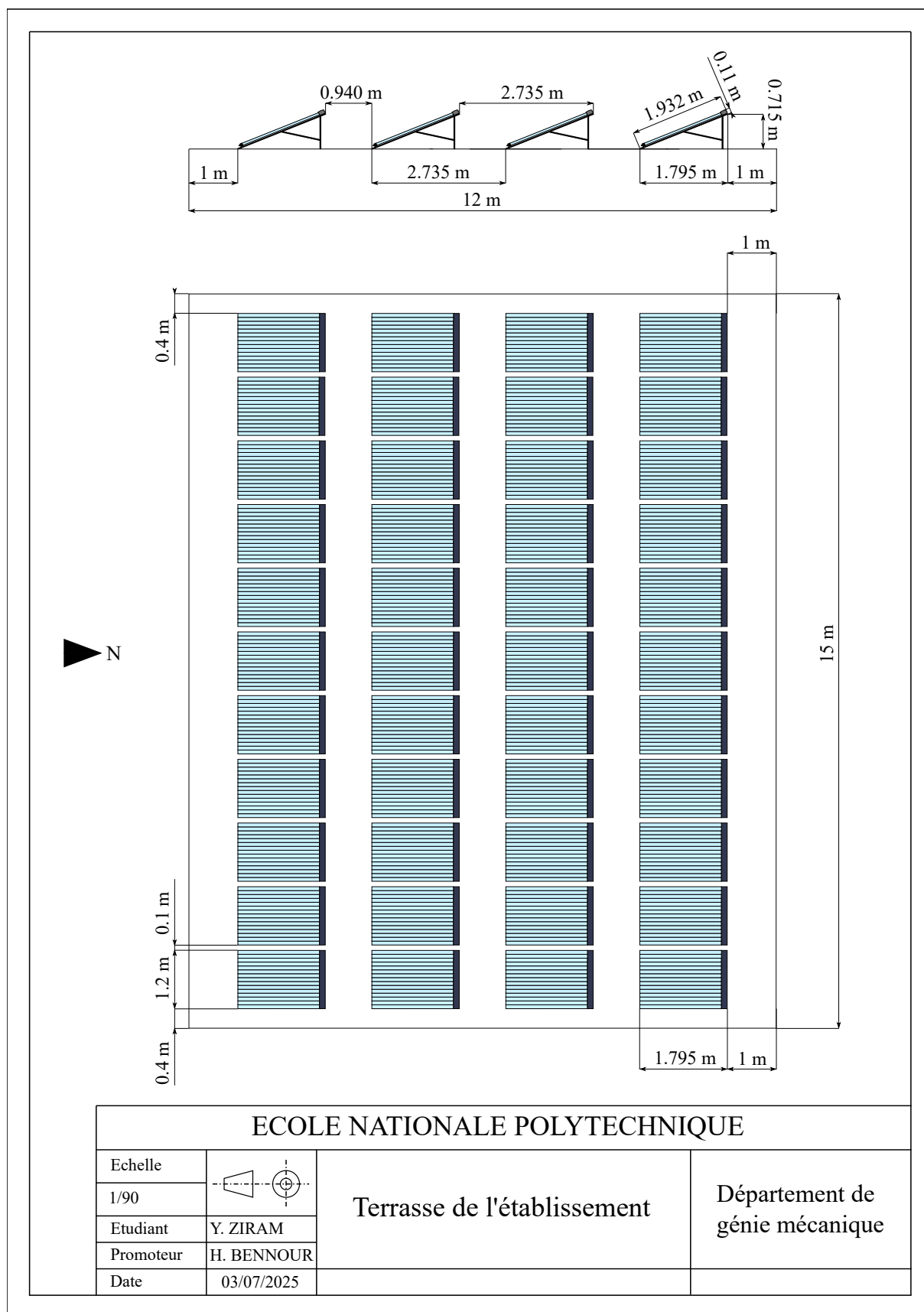
Annexes

INFORMATIONS COMPLÉMENTAIRES SUR LE CHAMP SOLAIRE

A.1 Éléments de la fiche technique du capteur solaire à tubes sous vide

Collector Type					Evacuated tubular collector					
Collector name	Gross area (A_G)	Gross length	Gross width	Gross height	Power output per collector $G_b = 850 \text{ W/m}^2$; $G_d = 150 \text{ W/m}^2$ $\vartheta_m - \vartheta_a$					
	m^2	mm	mm	mm	0 K	10 K	30 K	50 K	70 K	50 K
					W	W	W	W	W	W
ULB-FS-10-8	1,30	1932	675	110	593	582	554	517	471	517
ULB-FS-10-10	1,59	1932	825	110	725	712	677	631	576	631
ULB-FS-10-12	1,88	1932	975	110	857	841	800	746	681	746
ULB-FS-10-15	2,32	1932	1200	110	1055	1035	984	918	838	918
ULB-FS-10-18	2,75	1932	1425	110	1253	1229	1169	1091	995	1091
ULB-FS-10-20	3,04	1932	1575	110	1385	1358	1292	1205	1100	1205
Power output per m^2 gross area					455	446	424	396	361	396
Performance parameters test method		Steady state - outdoor								
Performance parameters (related to AG)		$\eta_{0,hem}$	a1	a2						
Units		-	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$						
Test results		0,455	0,778	0,008						
Incidence angle modifier test method		Steady state - outdoor								
Bi-directional incidence angle	Yes									
Incidence angle modifier	Angle	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
Transversal	$K_{BT, coll}$		1,02		1,24		1,39			
Longitudinal	$K_{BL, coll}$					0,88				
Heat transfer medium for testing						Water				
Flow rate for testing (per gross area, A_G)						dm/dt	0,012	$\text{kg}/(\text{sm}^2)$		
Maximum temperature difference for thermal performance calculations						$(\vartheta_m - \vartheta_a)_{max}$	50	K		
Standard stagnation temperature ($G = 1000 \text{ W/m}^2$; $\vartheta_a = 30^\circ\text{C}$)						ϑ_{stg}	170	°C		
Effective thermal capacity, incl. fluid (per gross area, A_G)						C/m^2	6,674	$\text{kJ}/(\text{Km}^2)$		
Maximum operating temperature						$\vartheta_{max, op}$	125	°C		
Maximum operating pressure						$p_{max, op}$	1200	kPa		

A.2 Disposition des capteurs sur la terrasse de l'établissement



TABLEAUX RÉCAPITULATIFS DES RÉSULTATS DE L'ÉTUDE

B.1 Calculs concernant la boucle constituée du module solaire et du cycle ACS

TABLEAU B.1 – Résultats des de l'étude concernant la boucle champ solaire/système ACS selon l'intensité de l'ensoleillement G_t .

G_t [W/m ²]	$\Delta T_{ap}^{s,r}$ [°C]	T_{s1} [°C]	T_{r7} [°C]	x_{st} [%]	$\dot{m}_r$ [kg/s]	$(\dot{Q}_f)_{max}$ [kW]	$\dot{Q}_{rejACS}$ [kW]	$\dot{Q}_{GACS}$ [kW]	T_{s3} [°C]	$\Delta T^{r,s}$ [°C]	$\dot{m}_{rc}$ [kg/s]
400,00	5,00	87,51	82,51	61,39	0,0042	10,00	24,33	14,33	56,69	5,01	0,82
450,00	5,00	92,23	87,23	63,41	0,0049	11,64	27,87	16,23	57,27	5,12	0,95
500,00	5,58	96,67	91,09	65,00	0,0056	13,17	31,33	18,16	57,66	5,04	1,08
550,00	9,77	100,86	91,09	65,00	0,0062	14,59	34,71	20,12	57,66	5,03	1,19
600,00	13,96	105,04	91,09	65,00	0,0068	16,00	38,06	22,06	57,68	5,06	1,31
650,00	18,06	109,15	91,09	65,00	0,0074	17,41	41,42	24,00	57,63	5,01	1,42
700,00	22,23	113,32	91,09	65,00	0,0080	18,80	44,72	25,92	57,70	5,08	1,54
750,00	26,33	117,39	91,09	65,00	0,0086	20,19	48,03	27,84	57,69	5,09	1,65
800,00	30,35	121,44	91,09	65,00	0,0091	21,58	51,33	29,75	57,65	5,07	1,76
850,00	34,41	125,49	91,09	65,00	0,0097	22,95	54,59	31,64	57,69	5,07	1,88
900,00	38,42	129,51	91,09	65,00	0,0103	24,32	57,85	33,53	57,69	5,07	1,99
950,00	42,40	133,49	91,09	65,00	0,0109	25,69	61,11	35,42	57,66	5,04	2,10
1000,00	46,35	137,44	91,09	65,00	0,0115	27,05	64,35	37,30	57,63	5,01	2,21
G_t [W/m ²]	T_{e4} [°C]	T_{e5} [°C]	$\dot{m}_{eg}$ [kg/s]	COP							
400,00	33,11	34,02	0,48	0,6976							
450,00	33,12	33,90	0,56	0,7171							
500,00	33,13	33,84	0,63	0,7251							
550,00	33,13	33,84	0,70	0,7252							
600,00	33,13	33,84	0,77	0,7253							
650,00	33,13	33,84	0,83	0,7253							
700,00	33,13	33,84	0,90	0,7253							
750,00	33,13	33,84	0,97	0,7253							
800,00	33,13	33,84	1,03	0,7253							
850,00	33,13	33,84	1,10	0,7253							
900,00	33,13	33,84	1,16	0,7253							
950,00	33,13	33,84	1,23	0,7253							
1000,00	33,13	33,84	1,29	0,7253							

B.2 Calculs concernant la boucle complète intégrant le module ORC

TABLEAU B.2 – Résultats des calculs concernant la boucle complète selon la température de condensation pour $G_t = 800 \text{ W/m}^2$.

T_{oc} [°C]	$\Delta T_{ap}^{o,r}$ [°C]	T_{s1} [°C]	$(T_{ov})^{opt}$ [°C]	$\dot{m}_o$ [kg/s]	$(\dot{W}_{net})_{max}$ [kW]	$\dot{Q}_{CORC}$ [kW]	$\dot{Q}_{GvORC}$ [kW]	η_{ORC} [%]	T_{s2} [°C]	$\dot{m}_{oc}$ [kg/s]	T_{c2} [°C]
50.00	5.00	120.75	85.85	0.0448	1278.78	14.67	15.95	8.02	86.68	0.21	47.11
55.00	5.00	120.93	88.33	0.0425	1091.71	13.74	14.83	7.36	89.25	0.15	52.15
60.00	5.00	121.16	90.76	0.0403	922.95	12.83	13.76	6.71	91.80	0.11	57.19
65.00	5.00	121.29	93.09	0.0379	767.13	11.90	12.67	6.05	94.26	0.09	62.23
70.00	5.64	121.44	95.44	0.0354	627.38	10.96	11.59	5.41	96.73	0.07	67.27
T_{oc} [°C]	T_{r7} [°C]	x_{st} [%]	$\dot{m}_r$ [kg/s]	$(\dot{Q}_f)_{max}$ [kW]	$\dot{Q}_{rejACS}$ [kW]	$\dot{Q}_{GACS}$ [kW]	T_{s3} [°C]	$\Delta T^{r,s}$ [°C]	$\dot{m}_{rc}$ [kg/s]	T_{e4} [°C]	T_{e5} [°C]
50.00	81.68	61.03	0.0041	9.67	23.64	13.97	56.65	5.07	0.79	33.11	34.06
55.00	84.25	62.14	0.0045	10.63	25.67	15.04	56.91	5.03	0.87	33.11	33.97
60.00	86.80	63.23	0.0049	11.51	27.59	16.08	57.24	5.07	0.94	33.12	33.91
65.00	89.26	64.25	0.0052	12.37	29.50	17.13	57.44	5.01	1.01	33.13	33.87
70.00	91.09	65.00	0.0056	13.19	31.38	18.19	57.66	5.04	1.08	33.13	33.84
T_{oc} [°C]	$\dot{m}_{eg}$ [kg/s]	COP	η_{cog} [%]								
50.00	0.46	0,6923	13.41								
55.00	0.51	0,7066	14.35								
60.00	0.55	0,7158	15.19								
65.00	0.59	0,7219	16.09								
70.00	0.63	0,7253	16.92								

TABLEAU B.3 – Résultats des calculs concernant la boucle complète selon l'intensité de l'ensoleillement
 $T_{oc} = 60^{\circ}\text{C}$.

G_t [W/m ²]	$\Delta T_{ap}^{o,r}$ [°C]	T_{s1} [°C]	$(T_{ov})^{opt}$ [°C]	$\dot{m}_o$ [kg/s]	$(\dot{W}_{net})_{max}$ [kW]	$\dot{Q}_{CORC}$ [kW]	$\dot{Q}_{GvORC}$ [kW]	η_{ORC} [%]	T_{s2} [°C]	$\dot{m}_{oc}$ [kg/s]	T_{c2} [°C]
550,00	5,00	99,56	78,86	0,0266	369,95	8,46	8,83	4,19	80,64	0,07	57,10
600,00	5,00	103,95	81,25	0,0295	462,75	9,37	9,84	4,70	82,88	0,08	57,12
650,00	5,00	108,34	83,64	0,0323	565,62	10,28	10,85	5,22	85,12	0,09	57,14
700,00	5,00	112,64	85,94	0,0351	676,20	11,18	11,85	5,71	87,30	0,10	57,15
750,00	5,00	116,87	88,27	0,0378	794,00	12,02	12,82	6,20	89,48	0,11	57,17
800,00	5,00	121,16	90,76	0,0403	922,95	12,83	13,76	6,71	91,80	0,11	57,19
850,00	5,00	125,35	93,05	0,0429	1057,73	13,67	14,72	7,18	93,95	0,12	57,21
900,00	5,11	129,48	95,48	0,0452	1199,45	14,43	15,62	7,68	96,20	0,13	57,23
950,00	7,24	133,47	97,77	0,0475	1343,99	15,17	16,52	8,14	98,32	0,13	57,25
1000,00	9,42	137,46	100,16	0,0497	1496,67	15,89	17,38	8,61	100,51	0,14	57,27
G_t [W/m ²]	T_{r7} [°C]	x_{st} [%]	$\dot{m}_r$ [kg/s]	$(\dot{Q}_f)_{max}$ [kW]	$\dot{Q}_{rejACS}$ [kW]	$\dot{Q}_{GACS}$ [kW]	T_{s3} [°C]	$\Delta T^{r,s}$ [°C]	$\dot{m}_{rc}$ [kg/s]	T_{e4} [°C]	T_{e5} [°C]
550,00	75,64	58,29	0,0030	6,97	18,53	11,55	55,79	5,05	0,57	33,09	34,70
600,00	77,88	59,32	0,0034	8,10	20,52	12,42	56,16	5,09	0,66	33,10	34,33
650,00	80,12	60,33	0,0038	9,06	22,37	13,32	56,49	5,11	0,74	33,10	34,14
700,00	82,30	61,29	0,0042	9,90	24,12	14,22	56,73	5,07	0,81	33,11	34,03
750,00	84,48	62,24	0,0045	10,72	25,87	15,15	56,92	5,00	0,88	33,11	33,96
800,00	86,80	63,23	0,0049	11,51	27,59	16,08	57,24	5,07	0,94	33,12	33,91
850,00	88,95	64,12	0,0052	12,25	29,23	16,98	57,46	5,05	1,00	33,12	33,87
900,00	91,09	65,00	0,0055	13,02	30,97	17,95	57,63	5,01	1,06	33,13	33,84
950,00	91,09	65,00	0,0058	13,74	32,68	18,94	57,63	5,01	1,12	33,13	33,84
1000,00	91,09	65,00	0,0061	14,47	34,42	19,95	57,66	5,04	1,18	33,13	33,84
G_t [W/m ²]	$\dot{m}_{eg}$ [kg/s]	COP	η_{cog} [%]								
550,00	0,33	0,6032	13,07								
600,00	0,39	0,6520	13,98								
650,00	0,43	0,6796	14,49								
700,00	0,47	0,6963	14,80								
750,00	0,51	0,7076	15,04								
800,00	0,55	0,7158	15,22								
850,00	0,59	0,7213	15,34								
900,00	0,62	0,7253	15,48								
950,00	0,66	0,7253	15,55								
1000,00	0,69	0,7253	15,64								