

UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1

Faculté de Technologie

Département de Mécanique

THESE DE DOCTORAT (LMD)

En Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

ETUDE DES PERFORMENCES DES CYCLES DE COGENERATION SOLAIRE POUR LA PRODUCTION D'ELECTRICITE ET DE FROID DANS LES ZONES ARIDES

Par

Mondir SOUALAH

Devant le jury composé de :

Younes BENKHEDA	Professeur., U. Blida1	Président
Boussad BOUMEDDANE	Professeur., U. Blida1	Directeur de Thèse
Mohamed ROUDANE	Professeur., U. Blida1	Co- Directeur de Thèse
Abdellah BENAROUS	Professeur., U. BLIDA1	Examineur
Younes CHIBA	Professeur., U. Médéa	Examineur
Djamel BENMENINE	M.C.A., U. Ouargla	Examineur

2023/2024

RESUME

L'étude que nous présentons dans cette thèse concerne l'utilisation des cycles de cogénération solaire dans les zones arides pour la production d'électricité et de froid à partir le cycle de Goswami après avoir utilisé un dispositif expérimental implanté à l'université de Biskra et valider leurs résultats par méthode de la logique floue pour les généralisés pour toutes les régions arides. Cette validation nous permet de réutiliser la température à la sortie de l'échangeur air/sol pour une condition initiale sur ANSYS. Les résultats obtenus à partir la logique floue donne une précision égale à 99% et cela montre que nous pouvons l'utiliser. D'autre part on trouve que la température diminue à l'intérieur de l'habitat et cela dû à une augmentation de la vitesse de l'air par l'extérieur, qui passait sur le cycle de Goswmai qui a été chauffé à l'aide d'un concentrateur solaire.

Mots clés : Cycle de Goswami, Production d'électricité, Simulation numérique, Zones arides

ABSTRACT

The study presented in this thesis focuses on the use of solar cogeneration cycles in arid areas for the production of electricity and cooling using the Goswami cycle. This was achieved through the utilization of an experimental setup located at the University of Biskra. The results obtained were validated using fuzzy logic methods to generalize them for all arid regions. This validation allows us to reuse the temperature at the outlet of an earth air heat exchanger collector as an initial condition in ANSYS. The results obtained through fuzzy logic show a precision of 99%, indicating its usability. Additionally, it was observed that the indoor temperature decreases due to an increase in external air velocity, which passes over the Goswami cycle that was heated using a solar concentrator.

Keywords : Goswami cycle, Electricity production, Numerical simulation, Arid zones.

ملخص

الدراسة التي نقدمها في هذه الرسالة تتعلق باستخدام دورات التوليد المشترك الشمسية في المناطق الجافة لإنتاج الكهرباء والبرودة من دورة (Goswami) بعد استخدام جهاز تجريبي موجود في جامعة بسكرة وتحقق نتائجه باستخدام منهج المنطق الضبابي (logique floue) لتعميمها على جميع المناطق الجافة. هذا التحقق يسمح لنا بإعادة استخدام درجة الحرارة عند مخرج مبادل الهواء والتربة كشرط أولي في ANSYS. النتائج التي تم الحصول عليها باستخدام المنطق الضبابي تعطي دقة تصل

إلى 99%، وهذا يشير إلى إمكانية استخدامها. من ناحية أخرى، نجد أن درجة الحرارة تنخفض داخل المنزل نتيجة زيادة سرعة الهواء من الخارج، والذي مر عبر دورة (Goswami) التي تم تسخينها باستخدام مجمع شمسي.

كلمات المفتاحية: دورة Goswami، توليد الكهرباء، المحاكاة الرقمية، المناطق القاحلة.

DEDICACE

A mes chers partants

A mes belles sœurs et mon frère Mouhcen

A mon fils Mohamed Chaith

A mon neveu Wassim

A la famille de Abdelhakim Mechehat

REMERCIEMENT

Louange à Allah, qui a éclairé notre chemin vers la science et nous a permis d'accomplir ce travail.

En premier lieu, je souhaite exprimer ma sincère gratitude au Professeur Boussad BOUMEDDANE, qui a agréablement accepté d'être le directeur de cette thèse. Sa profonde expertise dans le domaine et son expérience scientifique ont joué un rôle très important dans la conception de ce travail.

Je tiens également à remercier chaleureusement le Professeur Mohamed ROUDANE, qui a été mon co-directeur de thèse.

Mes plus vifs remerciements vont à monsieur Younes BENKHEDA, Professeur à l'université de Blida 1 pour m'avoir fait l'honneur d'accepter de présider le jury de cette thèse.

Je tiens à exprimer ma gratitude au monsieur Abdellah BENAROUS, Professeur à l'université de Blida 1 et au monsieur Younes CHIBA, Professeur à l'université de Média, et au monsieur Djamel BENMENINE, Docteur à l'université de Ouargla d'avoir acceptés d'examiner ce travail.

Ma profonde gratitude va à toute la famille du département de Génie Mécanique de l'université de Blida 1, ainsi qu'à tous les membres de laboratoire des structures.

Enfin, je tiens à remercier mes chers amis, collègues et tous ceux qui m'ont soutenu de près ou de loin dans la réalisation de ce travail.

Grand merci à tous

TABLE DES MATIERES

Résumé	1
Dédicace	3
Remerciements	4
Table des matières	5
Liste des symboles et abréviations	8
Liste des illustrations, graphiques et tableaux	9
Introduction générale	12

CHAPITRE 1

GENERALITES ET REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1 Introduction.....	15
1.2 Historique de la cogénération.....	15
1.3 La cogénération	16
1.3.1 Principe de la cogénération	16
1.3.2 Type de cogénération	17
1.3.2.1 Cogénération à moteur combustion interne.....	17
1.3.2.2 Cogénération à turbine à gaz.....	17
1.3.2.3 Cogénération à moteur Stirling (combustion externe)	18
1.3.2.4 Cogénération à pile à combustible.....	19
1.3.2.5 Cogénération solaire (PV-T photovoltaïque-thermique).....	19
1.3.2.6 Combustion à absorption	19
1.4 Sources d'énergie	19
1.4.1 Energies fossiles.....	20
1.4.2 Energies renouvelables.....	20
1.4.2.1 Energie hydraulique.....	21
1.4.2.1 Energie éolienne.....	22
1.4.2.1 La biomasse.....	22
1.4.2.1 La géothermie.....	23
1.4.2.1 Energie solaire.....	24
1.4.3 Nucléaire.....	24

1.5 Les échangeurs de chaleurs air/sol	25
1.6 Les maisons enterrées et semi enterrées	25
1.7 Cycle de Goswami	27
1.7.1 Description du cycle.....	27
1.7.2 Fluide de travail	29
1.7.3 Ammoniac-Eau NH ₃ H ₂ O.....	30
1.7.4 Caractéristiques de l'ammoniac	31
1.7.5 Analyse des paramètres du cycle de Goswami	31
1.7.5.1 La pompe d'alimentation.....	31
1.7.5.2 Echangeur de chaleur de récupération.....	31
1.7.5.3 Chaudière	33
1.7.5.4 Redresseur et séparateur.....	33
1.7.5.5 Surchauffeur	34
1.7.5.6 Turbine.....	34
1.7.5.7 Echangeur de chaleur de réfrigération	35
1.7.5.8 Absorbeur.....	35
1.7.5.9 Vanne d'étranglement.....	36
1.7.6 Conservation de la masse.....	37
1.7.7 Conservation d'énergie	37
1.8. Echangeur air/sol.....	38
1.9. Cycle Goswami	44
1.10. Conclusion	45

CHAPITRE 2

TECHNIQUE EXPERIMENTALE

2.1 Introduction	51
2.2 Description du site de travail.....	51
2.3 Approche analytique	52
2.4 Conclusion	66

CHAPITRE 3

MODELISATION ET OPTIMISATION

3.1 Introduction	64
3.2. Optimisation par la logique floue.....	64

3.2.1 La logique floue	64
3.2.2. L'idée de la logique floue	64
3.2.3. Principe de la logique floue	64
3.2.4. Système flou.....	65
3.2.4.1 Fuzzification	65
3.2.4.2 Moteur d'inférence	65
3.2.5. Les règles floues	65
3.3. Simulation numérique.....	71
3.3.1 Géométrie.....	71
3.3.2 Maillage.....	72
3.3.2 Fluent	73
3.3.4 Résultat	74
3.4. Conclusion.....	74

CHAPITRE4

RESULTATS ET DISCUSSIONS

4.1 Introduction	73
4.2 Défuzzification	73
4.3 Partie ANSYS	773
4.4. Conclusion.....	79

LISTE DES SYMBOLES ET ABREVIATIONS

Symbole	Désignation	Unité
NH_3	Ammoniac	/
H_2O	Eau	/
T_{sol}	Température du sol	$^{\circ}C$
T_a	Température à l'intérieur de l'échangeur	$^{\circ}C$
T_{ae}	Température l'air à la sortie de l'échangeur	$^{\circ}C$
T_{a1}	Température à la sortie de l'échangeur vertical 1	$^{\circ}C$
T_{a2}	Température à la sortie de l'échangeur horizontal 2	$^{\circ}C$
T_i	Température initiale à l'intérieur du sol	$^{\circ}C$
s	Surface d'échange	m^2
λ_{sol}	Conductivité thermique du sol	W/m.K
h	Coefficient d'échange moyen de l'air par convection	W/m ² .K
t	Temps	s
δ	Profondeur	m
m	Masse d'air	kg
\dot{m}	Débit massique de l'air	kg/s
c_p	Chaleur spécifique	J/kg.K
φ	Flux de chaleur	watt
u	Vitesse axiale de l'air à l'intérieur de l'échangeur	m/s
r_1	Rayon intérieur de tube enterré	m
r_2	Rayon extérieur de tube enterré	m
r_3	Rayon de la couche adiabatique du sol	m
l	Cordonnée longitudinale suivant la direction du tube	m
z	Cordonnée verticale	m
x	Cordonnée horizontale	m
α	Diffusivité thermique	m^2/s
ρ	Masse volumique	Kg/m ³
s	Surface d'échange	m^2

LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX

Figure 1.1 : Principe de la cogénération	16
Figure 1.2 : Les énergies fossiles	20
Figure 1.3 : Les énergies renouvelables	21
Figure 1.4 : Energie hydraulique	21
Figure 1.5 :Energie éolienne	22
Figure 1.6 : Usine de transformation de la biomasse en énergie	23
Figure 1.7 : Centrale géothermique	23
Figure 1.8 : Panneau solaire	24
Figure 1.9 : Centrale nucléaire	25
Figure 1.10 : Description schématique du cycle de Goswami	28
Figure 1.11 : Diagramme d'équilibre phase ammoniac-eau	29
Figure 1.12 : Pompe d'alimentation	32
Figure 1.13 : Echangeur de chaleur de récupération	32
Figure 1.14 : Chaudière	33
Figure 1.15 : Redresseur et séparateur	34
Figure 1.16 : Surchauffeur	34
Figure 1.17 : Turbine	35
Figure 1.18 : Echangeur de chaleur de réfrigération	35
Figure 1.19 : Absorbeur	36
Figure 1.20 : Vanne d'étranglement	36
Figure 2.1 : Vue générale de dispositif expérimental	52

Figure 2.2 : Schéma du milieu semi infini du sol avec température constante à la surface	54
Figure 2.3 : Schéma du milieu semi infini du sol avec température variable à la surface	55
Figure 2.4 : Schéma descriptif de l'échangeur air/sol	59
Figure 2.5 : Schéma descriptif du tronçon I pour un cycle de refroidissement	61
Figure 2.6 : Schéma descriptif du tronçon horizontal II pour un cycle de refroidissement	64
Figure 2.7 : Schéma descriptif du tronçon vertical III pour un cycle de refroidissement	65
Figure 3.1 : Les étapes de la logique floue	65
Figure 3.2 : Les paramètres du système flou (les entrées et les sorties)	66
Figure 3.3 : Variables linguistique pour le diamètre	67
Figure 3.4 : Variables linguistique pour le flux	67
Figure 3.5 : Variables linguistique pour la longueur	68
Figure 3.6 : Variables linguistique pour la température	67
Figure 3.7 : Système flou pour le diamètre	68
Figure 3.8 : Système flou pour le flux	68
Figure 3.9 : Système flou pour la longueur	68
Figure 3.10 : Système flou pour la température	69
Figure 3.11 : Géométrie par ANSYS	71
Figure 3.12 : Maillage	73
Figure 3.13 : (a) maillage du tube, (b) maillage de la cheminé et (c) maillage de la porte	73
Figure 4.1 : Les courbes de température (expérimentale et simulation)	75
Figure 4.2 : Les courbes de température (expérimentale et simulation)	77
Figure 4.3 : La température à l'intérieure de l'habitat	78

Figure 4.4 : La température dans la sortie de la cheminée	78
Tableau 1.1 : Caractéristiques de l'ammoniac	31
Tableau 1.2 : Aperçu sur quelques études expérimentales	42
Tableau 1.3 : Aperçu sur quelques modélisations des échangeurs air/sol	43
Tableau 2.1 : Différents paramètres du système	51
Tableau 3.1 : Paramètres d'entrée	67
Tableau 3.2 : Paramètres de sortie	67
Tableau 3.3 : Les règles floues	69
Tableau 3.4 : Les propriétés de l'air et de ciment	73
Tableau 4.1 : Les valeurs de température (expérimentales et simulations)	73
Tableau 4.2 : Validation	75
Tableau 4.3 : Les résultats de la logique floue	76

INTRODUCTION GENERALE

Au fil des décennies récentes, le monde a été confronté à un défi majeur : la demande croissante en énergie électrique pour alimenter les systèmes de climatisation, particulièrement accentuée dans les régions désertiques, surtout pendant les périodes de forte chaleur. Face à ces défis énergétiques, diverses techniques de refroidissement utilisant des sources d'énergie alternatives ont émergé. La géothermie se distingue comme l'une de ces solutions, se référant à l'énergie thermique emmagasinée sous la surface terrestre. Cette forme d'énergie renouvelable est principalement exploitée sous forme de chaleur provenant des profondeurs du sol. Elle peut être utilisée à travers différents procédés pour produire de l'électricité en extrayant l'eau chaude.

Dans cette étude, nous mettons en lumière le processus de refroidissement d'un fluide caloporteur, qui est utilisé pour le confort thermique dans les habitations, en exploitant l'inertie thermique du sol grâce à un échangeur air-sol. L'air extérieur est aspiré et circule à travers un tube enterré à une profondeur spécifique dans le sol. Pendant son trajet à travers le tube, il récupère l'énergie thermique du sol par convection forcée, ce qui lui permet de se refroidir, en particulier pendant la période estivale.

Cette étude s'articule autour de quatre chapitres :

Le premier chapitre de cette thèse s'intéresse à une étude générale sur la cogénération solaire et leurs types, les différentes sources d'énergie, les échangeurs air/sol, les maisons enterrées. Le cycle du travail et les principaux composants avec leurs principes de fonctionnement sont aussi présentés dans ce chapitre, ainsi que présenter une revue de la littérature sur les diverses études menées dans le monde entier sur l'échangeur air/sol et le cycle étudié dans différentes conditions de fonctionnement.

Le deuxième chapitre s'agit de présenter la technique expérimentale avec une approche analytique pour résoudre la problématique de travail.

Le troisième chapitre est consacré à la modélisation numérique et l'optimisation : on étudie, examine et valide les résultats expérimentaux par l'utilisation de la méthode de la logique floue avant de les réutiliser dans la deuxième partie de travail qu'elle est basée sur l'emploi de température à la sortie de l'échangeur air/sol pour l'ajouter dans un habitat situé dans une zone aride afin d'assurer la production de l'électricité et de froid pour atteindre le confort thermique.

Le quatrième chapitre se consacre à la présentation, à l'évaluation et à l'interprétation des différents résultats obtenus.

Chapitre 1

**Généralités et revus
bibliographique**

CHAPITRE 1

GENERALITES ET REVUS BIBLIOGRAPHIQUE

1.1. Introduction

Dans ce chapitre nous avons présenté l'historique de la cogénération, le principe et leurs types, les différentes sources d'énergie dans le monde. Ensuite on parle sur les échangeurs air/sol, les maisons enterrées et semi enterrées puis le cycle de Goswami à partir de sa définition jusqu'à le rôle de chaque élément. Plusieurs chercheurs à travers le monde ont entrepris la conception et la mise à l'essai de divers types d'échangeurs air/sol. Leur objectif principal est d'optimiser la libération et la récupération de l'énergie thermique tout en minimisant les coûts financiers, tout en évaluant la performance thermique de ces échangeurs. Pour atteindre ces objectifs ambitieux, d'importants efforts de recherche ont été déployés récemment. D'autre part, quelques chercheurs ont utilisés et examinés un cycle intitulé le cycle de Goswami pour assurer la production de froid et de l'électricité dans les zones désertiques à travers l'amélioration du rendement.

Nous présentons aussi un aperçu de certains travaux disponibles dans la littérature qui se penchent sur les aspects thermiques des échangeurs air-sol et notre cycle de travail.

1.2 Historique de la cogénération

En général, la cogénération c'est une combinaison entre la chaleur et l'énergie, cette relation a une longue histoire depuis le 19^{ème} siècle. Le développement de la cogénération a été influencer sur l'utilisation industrielles et les différentes machines à la fin des années 1800. Après les usines et les installations ont commencé à mettre en œuvre des systèmes de cogénération dans lesquels la chaleur résiduelle des moteurs à vapeur utilisé afin de chauffage. Durant le 20^{ème} siècle, la cogénération a gagné en popularité dans les milieux industriels aidant à répondre à la demande des énergies thermiques et électriques.

Puis en 1970, (la période de la crise énergétique) la cogénération attiré la tension en tant que moyen de maximiser la consommation d'énergie et réduire la dépendance aux sources d'énergies traditionnelles. Notamment dans les installations industrielles (1980-1990) ont vu une croissance significative surtout les turbines à gaz et les systèmes à cycle combiné.

Au 21^{ème} siècle, l'accent a été mis de plus en plus sur l'intégration de la cogénération avec des sources d'énergie renouvelables telles que l'énergie solaire et la biomasse. Les systèmes à cycle combiné sont considérés comme faisant parties des solutions énergétiques durables[1].

1.3 La cogénération

La cogénération se réfère à la production conjointe de chaleur et d'électricité à partir d'une seule source d'énergie et d'un combustible unique. Comparée à la production indépendante, la cogénération offre l'avantage de récupérer et d'utiliser la chaleur émise par les gaz évacués dans l'atmosphère par des moteurs à gaz ou des turbines à gaz (dans des cycles ouverts)[2]. La cogénération solaire est appelée également le chauffage et électricité combinés solaire, cette technique est basée sur deux technologies :

- Photovoltaïque (PV) pour la production d'électricité.
- Thermique pour la production de la chaleur.

1.3.1 Principe de la cogénération

Un système de cogénération nécessite une source d'énergie (énergies fossiles ou renouvelables...) qui assure le bon fonctionnement du système de conversion (tous les moteurs thermiques ou bien les cycles à combinés) pour produire de la chaleur et de l'énergie[1].

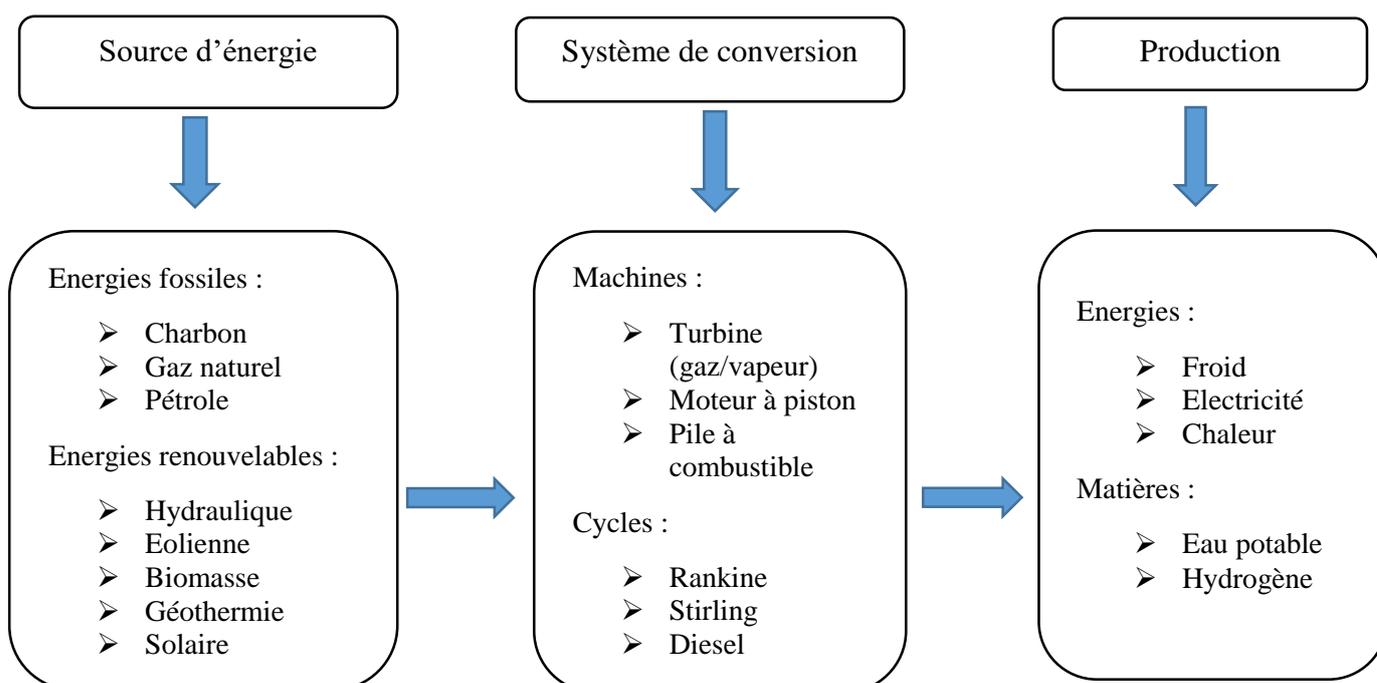


Figure 1.1 : Principe de la cogénération.

1.3.2 Type de cogénération

Il existe plusieurs types selon grandeur d'utilisation par exemple l'application spécifique et caractéristique :

1.3.2.1 Cogénération à moteur à combustion interne

Ceci décrit un moteur à combustion interne traditionnel, qui est mécaniquement connecté à un alternateur pour générer de l'électricité. La chaleur issue des gaz d'échappement, qui atteignent une température d'environ 500°C, peut être récupérée à plus de 70% en étant refroidie à 120°C dans les moteurs à gaz et à 200°C dans les moteurs diesel. La chaleur provenant de l'eau de refroidissement et de l'huile du moteur, qui se situe autour de 100°C, peut être entièrement récupérée. En revanche, la récupération de la chaleur du système de refroidissement du turbo, qui est aux alentours de 55°C, s'avère plus complexe, notamment dans les moteurs à gaz.

La récupération de chaleur dans ces moteurs convient particulièrement aux applications nécessitant des températures inférieures à 100°C, bien qu'il soit possible de produire une certaine quantité de vapeur à partir des gaz d'échappement. Les moteurs à combustion interne se révèlent efficaces pour des systèmes de cogénération dans le domaine résidentiel, car les niveaux de température et les puissances atteints sont adaptés à de telles applications[3].

Dans le processus de cogénération utilisant un moteur à combustion interne, un tel moteur est employé pour générer simultanément de l'électricité et de la chaleur utile à partir d'une source d'énergie unique. Ce système se distingue par une efficacité énergétique supérieure comparée aux systèmes traditionnels qui produisent de l'électricité tout en dissipant la chaleur résiduelle dans l'environnement sans la réutiliser.

1.3.2.2 Cogénération à turbine à gaz

Le combustible utilisé, généralement du gaz naturel, est brûlé dans une chambre de combustion alimentée en air sous pression provenant d'un compresseur. Les gaz résultants sont ensuite dirigés vers une turbine où leur énergie est convertie en énergie mécanique pour faire fonctionner à la fois le compresseur d'air et un générateur d'électricité. Alternativement, la turbine à gaz peut également être alimentée par du fioul[3].

L'énergie résiduelle, sous forme de gaz chauds (environ 500 °C), peut être exploitée pour répondre aux besoins en chaleur, que ce soit pour la production de vapeur ou d'eau chaude. En effectuant éventuellement une post-combustion de ces gaz, riches en oxygène, on peut obtenir davantage de chaleur, ajuster la production de calories selon les besoins et améliorer le rendement global de l'installation. Contrairement aux moteurs, la turbine à gaz est particulièrement adaptée à la génération de vapeur à haute température (110 bar / 525 °C).

Le rendement électrique d'une turbine à gaz varie généralement entre 19% et 38%, voire atteint 40% pour les modèles les plus performants issus de la technologie aéronautique. Cependant, les rendements électriques élevés sont actuellement observés principalement sur les turbines à gaz de forte puissance, atteignant plusieurs dizaines de mégawatts.

1.3.2.3 Cogénération à moteur Stirling (combustion externe)

Les fondements et les premières utilisations du moteur Stirling, un moteur à combustion externe, remontent au XIXe siècle. Aujourd'hui, ce moteur fait l'objet d'un regain d'intérêt pour son potentiel dans le domaine de la micro-cogénération. Grâce aux avancées récentes, il est envisageable d'atteindre des puissances électriques typiques équivalentes ou même inférieures à un kilowatt. Le moteur Stirling offre l'avantage d'être silencieux (absence d'explosions) et peut fonctionner avec différents types de combustibles (du fait de sa combustion externe). Néanmoins, il présente l'inconvénient de temps de démarrage relativement longs, problème qui n'est pas rencontré avec les moteurs à combustion interne. Les rendements électriques typiques de ce moteur sont d'environ 15%, tandis que les rendements thermiques avoisinent les 75%, portant ainsi le rendement global du cycle thermodynamique à 90% [3].

1.3.2.4 Cogénération à pile combustible

La pile à combustible est également vue comme ayant un avenir prometteur dans le domaine de la cogénération résidentielle. Des avancées technologiques sont attendues pour réduire la puissance électrique typique de ces systèmes à environ un kilowatt. À ce niveau de puissance, il deviendrait possible d'équiper des ménages individuellement[3].

1.3.2.5 Cogénération solaire (PV-T photovoltaïque-thermique)

Elle est un concept où la production simultanée d'électricité et de la chaleur est réalisée à l'aide de système photovoltaïque Son principe basé sur le convertissement de la lumière solaire en électricité par l'utilisation des panneaux photovoltaïques[3].

1.3.2.6 Cogénération à absorption

La cogénération par absorption est un procédé qui intègre la production d'électricité et de chaleur de manière simultanée, en faisant appel à un système de refroidissement par absorption. Cette technique est particulièrement adaptée pour les applications où le refroidissement est nécessaire, telles que la climatisation ou la réfrigération[3].

1.4 Sources d'énergie

Il existe plusieurs sources de l'énergie fossile, renouvelable, nucléaire ...

1.4.1 Energies fossiles

Sont des énergies issues de la décomposition de matière organique sur de longues périodes géologiques, tel que le gaz naturel, pétrole et le charbon.



Figure 1.2 : Les énergies fossiles.

1.4.2 Energies renouvelables

Les "énergies vertes", aussi connues sous le nom d'énergies renouvelables, se réfèrent à des sources d'énergie qui se régénèrent suffisamment rapidement pour être considérées comme inépuisables et recyclables. Elles proviennent de ressources naturelles telles que le soleil, le vent, l'énergie hydraulique, la géothermie et la biomasse. En raison de leur faible impact sur l'environnement, elles constituent une composante essentielle des politiques de Responsabilité Sociale des Entreprises (RSE) orientées vers le développement durable. Ces énergies représentent le futur de notre approvisionnement énergétique. On distingue principalement cinq catégories d'énergies renouvelables[4, 5].

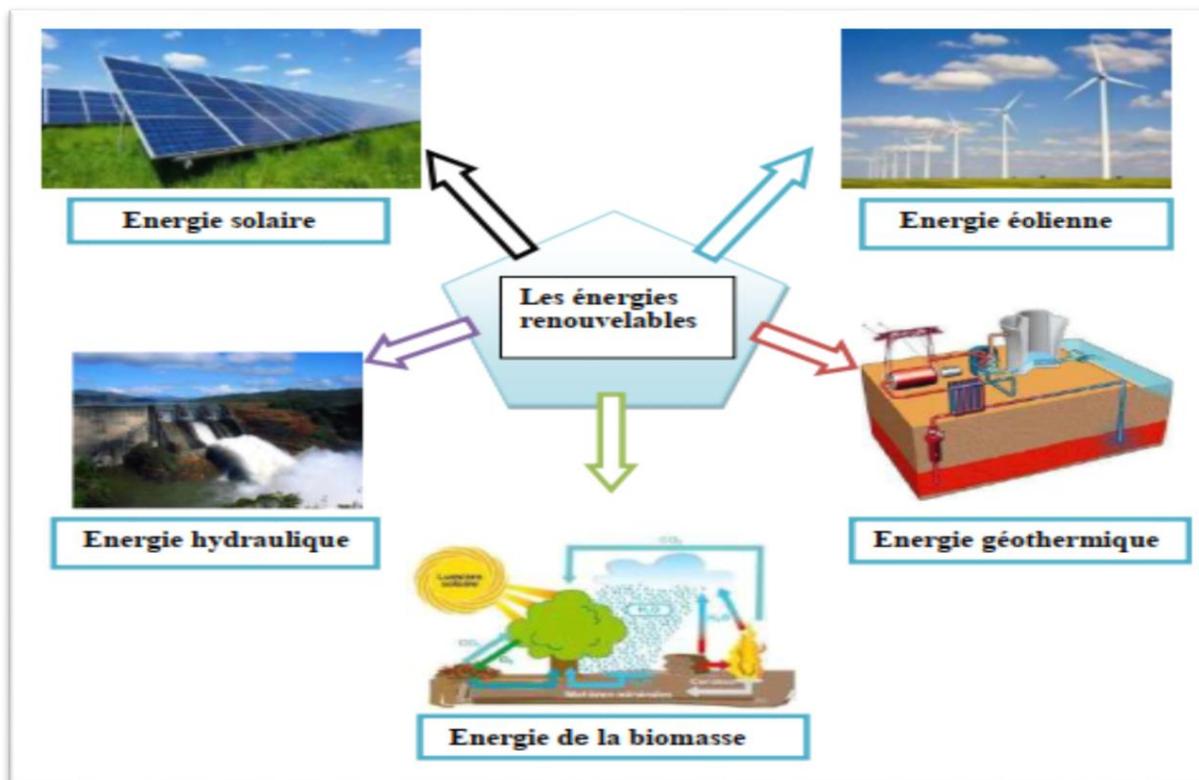


Figure 1.3 : Les énergies renouvelables[5].

1.4.2.1 Energie hydraulique

L'énergie hydraulique, qui tire parti de la puissance des rivières ou des chutes d'eau, convertit la force de l'eau en électricité. Grâce à son poids et à sa vitesse, l'eau met en mouvement une turbine, transformant ainsi l'énergie hydraulique en énergie mécanique. Cette turbine, à son tour, active un générateur qui convertit l'énergie mécanique en électricité[6].



Figure 1.4 : Energie hydraulique[6].

1.4.2.2 Energie éolienne

L'énergie éolienne tire son origine du vent, une ressource naturelle créée par les inégalités de chauffage solaire sur la Terre. Ces inégalités engendrent des variations de température et de pression atmosphérique, conduisant à la formation de vents. Ces mouvements d'air sont exploités par des turbines éoliennes, également connues sous le nom d'aérogénérateurs, pour générer de l'électricité en utilisant la puissance du vent[6].



Figure 1.5 : Energie éolienne[6].

1.4.2.3 La biomasse

La biomasse englobe toutes les matières organiques issues de plantes, d'animaux ou de champignons, qui peuvent être transformées en sources d'énergie à travers des procédés tels que la combustion ou la méthanisation, cette dernière impliquant des réactions chimiques. Utilisée par l'humanité depuis l'antiquité pour produire du feu, la biomasse continue d'être la source d'énergie renouvelable la plus répandue à travers le monde. Elle est principalement employée pour le chauffage et la cuisson, surtout dans les pays moins industrialisés[7].



Figure 1.6 : Usine de transformation de la biomasse en énergie[7].

1.4.2.4 La géothermie

La géothermie, un terme dérivé des mots grecs "géo" (la Terre) et "thermos" (chaleur), fait référence tant à la discipline scientifique étudiant les processus thermiques internes de la Terre, qu'à la technologie développée pour exploiter cette énergie. Cette forme d'énergie capte la chaleur provenant du sous-sol pour diverses applications : elle peut être utilisée pour le chauffage de bâtiments à des températures moyennes ou basses, ou encore pour la production d'électricité, dans le cas de températures plus élevées, en utilisant la vapeur comme intermédiaire[8].



Figure 1.7 : Centrale géothermique[8].

1.4.2.5 Energie solaire

L'énergie solaire provient du soleil et se présente sous forme de lumière et de chaleur. À l'échelle de la durée de vie humaine, cette source d'énergie est considérée comme pratiquement inépuisable, raison pour laquelle elle est classée dans les catégories d'énergies renouvelables, bien que le soleil finira par s'éteindre un jour. On peut exploiter cette énergie de deux manières : à travers l'énergie solaire thermique, qui utilise la chaleur du soleil, et l'énergie photovoltaïque, qui convertit la lumière solaire en électricité[9].



Figure 1.8 : Panneau solaire[9].

1.4.3 Nucléaire

Est une forme d'énergie qui résulte de la libération de l'énergie stockée dans les noyaux des atomes. Elle est généralement à travers des processus de fission nucléaire. Cette énergie est souvent employée pour la production de l'énergie électrique dans les centrales nucléaires[9].



Figure 1.9 : Centrale nucléaire[9].

1.5 Les échangeurs de chaleurs air/sol

L'échangeur air-sol est un système géothermique qui vise à réguler la température de l'air à l'intérieur d'un bâtiment. Il fonctionne en enterrant des tuyaux sur une distance suffisamment longue et en faisant circuler l'air à travers eux. En hiver, l'air extérieur est aspiré dans ces conduits, où il se réchauffe naturellement pendant son parcours souterrain, réduisant ainsi les besoins en chauffage du bâtiment. Ce système est alors appelé un "puits canadien". En été, l'air extérieur passe également par ces conduits, profitant de la fraîcheur du sol pour se refroidir avant d'entrer dans le bâtiment. Cela permet de maintenir une température intérieure plus basse que la température extérieure pendant la journée, et ce système est alors appelé un "puits provençal"[10].

1.6 Les maisons enterrées et semi enterrées

Une étude a exploré l'histoire des constructions souterraines, allant de la Cappadoce à la Jordanie, illustrant comment ces anciennes techniques répondent efficacement aux problèmes climatiques modernes. Elle souligne l'aptitude unique de ce type de construction à s'adapter au paysage de manière non-invasive, en respectant les formes préexistantes du terrain. L'étude suggère que dans des régions montagneuses comme la Basilicate, dans le sud de l'Italie, où la construction semi-souterraine est traditionnelle, de tels projets peuvent revitaliser l'environnement urbain[11]. Van Dronkelaar et al. [12] ont examiné les bâtiments souterrains comme alternatives aux constructions traditionnelles en surface pour réduire la consommation totale d'énergie et atténuer les problèmes d'utilisation des terres. Elle évalue la demande en

énergie de chauffage et de refroidissement des bâtiments souterrains par rapport à ceux en surface, dans divers climats, fonctions de bâtiment et profondeurs souterraines. L'analyse montre que les bâtiments souterrains peuvent être considérablement plus éco-énergétiques, avec 11% des cas étudiés classés comme des bâtiments à quasi zéro énergie. Alkaff, S.A et al.[13] face au défi du réchauffement climatique et de l'augmentation des émissions de CO₂, cette étude met en avant l'utilisation de la terre comme modérateur de température pour améliorer l'efficacité énergétique des systèmes de chauffage, ventilation et climatisation (HVAC) dans les bâtiments. Elle révèle comment la technique de refroidissement passive traditionnelle et créative des constructions souterraines peut répondre aux critères du développement durable, face à la demande croissante en logements, au changement climatique, à l'épuisement des combustibles fossiles, et à la limitation des terres et ressources. L'étude propose un concept de maison abritée par la terre, incorporant diverses techniques de construction, et résume les applications mondiales de telles structures pour encourager leur acceptation dans la société moderne. Yu, J. et al. [14] examiné l'utilisation de la terre comme un moyen efficace de réguler la température dans les bâtiments, contribuant ainsi à améliorer l'efficacité énergétique des systèmes de chauffage, ventilation et climatisation (HVAC). En réponse au réchauffement climatique et à la hausse des émissions de CO₂, cette approche offre une alternative durable. Dong, X., et al [15] ont examiné comment le développement des espaces souterrains peut soulager la pénurie de ressources foncières urbaines, garantir la sécurité urbaine et améliorer l'environnement écologique urbain. Les facteurs environnementaux tels que la thermique, l'acoustique et l'éclairage influencent significativement le confort et l'efficacité au travail dans ces espaces. Contrairement aux bâtiments de surface, les espaces souterrains exigent des approches spécifiques pour assurer un environnement intérieur confortable. Les normes actuelles sont souvent basées sur celles des bâtiments de surface, ne tenant pas compte des particularités souterraines. L'étude met en évidence le besoin de normes spécifiques pour évaluer le confort humain dans ces espaces et suggère la création d'un microenvironnement adapté aux spécificités souterraines. La recherche de Saaly, M., et al [16] se concentre sur l'utilisation de piles géothermiques pour répondre aux besoins énergétiques d'un bâtiment institutionnel situé dans le campus de Fort-Garry de l'Université du Manitoba, à Winnipeg, Canada. L'étude aborde le problème de déséquilibre thermique souterrain fréquent dans les régions froides lors de l'utilisation de l'énergie géothermique. Malgré la fuite de chaleur à travers le sous-sol, il est conclu qu'un équilibre thermique du sol ne peut être atteint en utilisant uniquement des piles géothermiques. L'application de sources de chaleur auxiliaires est

proposée pour maintenir l'équilibre thermique et prévenir le gel à l'interface sol-pile, ce qui pourrait affecter négativement la performance structurelle des piles.

1.7 Cycle de Goswami

Il a été introduit pour la première fois dans les années 90, le cycle de Goswami se distingue par une conversion énergétique plus efficace et une réduction substantielle des coûts énergétiques[17]. Ce cycle est un système combiné de production de chaleur et d'énergie. À l'instar du cycle de Kalina, il utilise un mélange d'ammoniac et d'eau comme fluide de travail et offre une efficacité énergétique globale supérieure. L'ammoniac et l'eau, solubles l'un dans l'autre, peuvent aussi être séparés aisément[18].

1.7.1 Description du cycle

Le schéma du cycle combiné, tel qu'illustré dans la Figure 1.10, permet la production simultanée d'énergie et de refroidissement au sein d'un même circuit. Ce système nécessite moins de composants, notamment un absorbeur, un séparateur, une chaudière, une pompe, des échangeurs de chaleur pour la récupération de chaleur et le refroidissement, ainsi qu'une turbine.

Bien que ce cycle combiné ne soit pas limité aux mélanges binaires d'ammoniac et d'eau, il est présenté ici avec ce fluide de travail. Initialement (état 1), le fluide de travail quitte l'absorbeur sous forme de liquide saturé à basse pression, puis est acheminé vers une pompe où sa pression est augmentée à la haute pression du système (état 2). Ensuite, après avoir quitté la pompe, le fluide passe par l'échangeur de récupération où il absorbe la chaleur du liquide d'ammoniac faiblement concentré avant d'entrer dans la chaudière (état 3). Dans la chaudière, la solution diluée s'évapore partiellement, créant un mélange à deux phases (état 4) : un liquide à faible concentration en ammoniac et une vapeur riche en ammoniac à haute concentration. Ce mélange à deux phases est ensuite séparé dans un séparateur, où le liquide faible (état 9) retourne à l'échangeur de récupération pour transmettre de la chaleur au courant à haute concentration provenant de la pompe. Après avoir quitté l'échangeur de chaleur de récupération, ce courant de liquide faible (état 10) est ramené à la basse pression du système et pulvérisé dans l'absorbeur (état 11). Dans le condenseur, un courant froid refroidit la vapeur saturée riche en ammoniac (état 5) pour condenser toute eau restante. La vapeur d'ammoniac de l'état 5 peut être surchauffée (état 6) avant d'entrer dans la turbine. Cette dernière produit de l'énergie tout en réduisant le fluide à la basse pression du système (état 7). Sous certaines conditions opérationnelles, la température du fluide sortant de la turbine (état 7) peut être considérablement

plus basse que la température ambiante, permettant ainsi la production de refroidissement via l'échangeur thermique de réfrigération (état 8). Ce flux (état 8) est ensuite mélangé avec le liquide faible dans l'absorbeur où, par le biais d'une libération de chaleur, la solution initiale est régénérée.

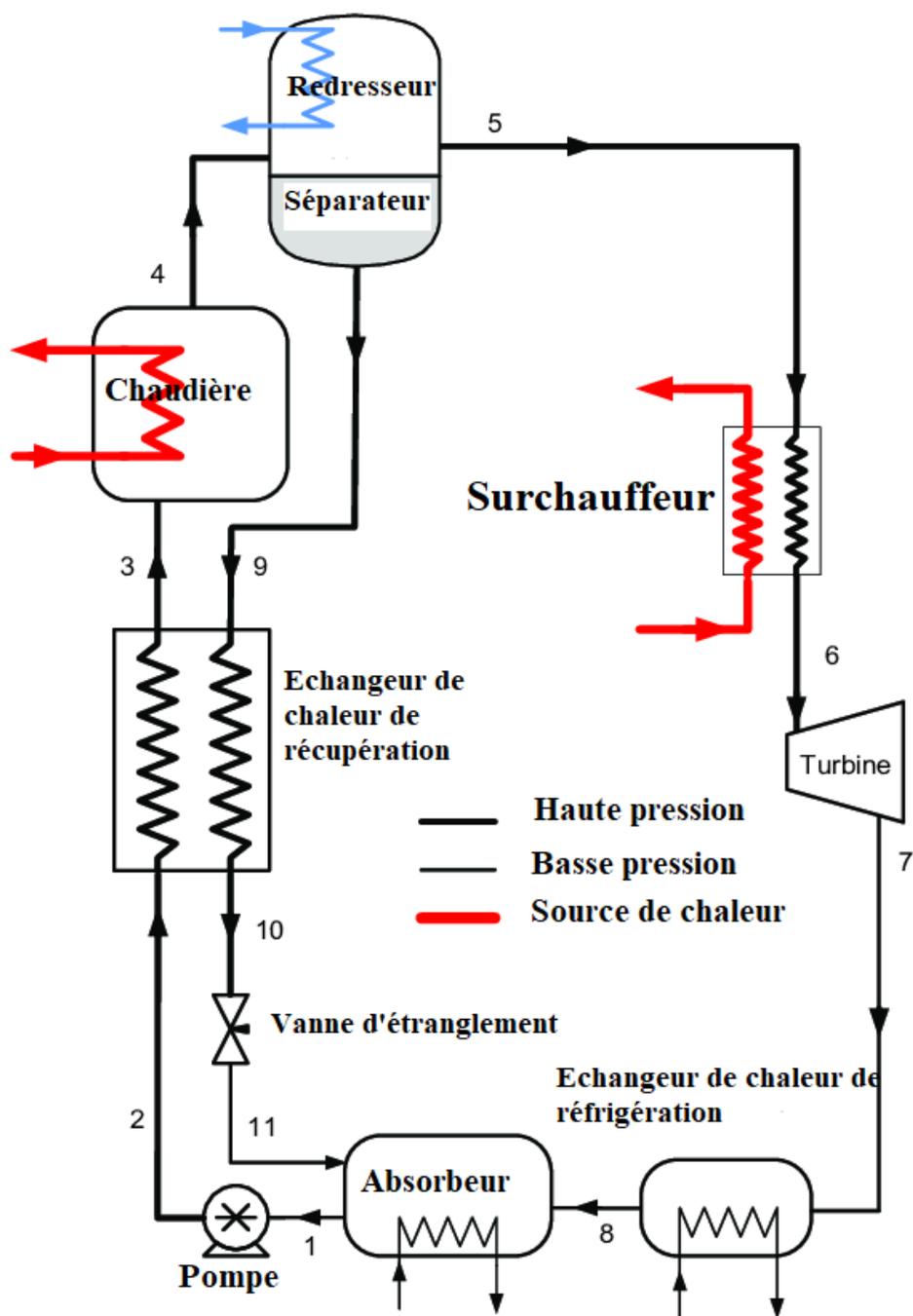


Figure 1.10 : Description schématique du cycle de Goswami avec refroidissement interne.

1.7.2 Fluide de travail

De nombreuses recherches ont été effectuées sur les propriétés du mélange ammoniac-eau. Dans ce contexte, un modèle semi-empirique utile est utilisé, combinant la méthode de Gibbs à énergie libre pour les mélanges avec des corrélations pour la température de bulle et le point de rosée pour l'équilibre des phases. La comparaison entre les propriétés du mélange calculées et celles expérimentales par Xu et Goswami[19] montre une bonne concordance entre les deux séries de données. Grâce à l'utilisation de l'absorption-condensation, la vapeur peut être refroidie à des températures nettement inférieures à celles de l'absorption. Ce processus permet d'obtenir un refroidissement en chauffant modérément les gaz d'échappement. Cette caractéristique résulte de la nature binaire du fluide de travail. À pression constante, la température de condensation d'une vapeur riche en ammoniac peut être inférieure à la température de saturation d'un liquide à concentration plus faible. Ceci est clairement démontré dans un diagramme d'équilibre de phase binaire, comme le montre la Figure 1.11. Le liquide saturé à faible concentration, avec 40% en poids d'ammoniac, s'approche de la solution de base sortant de l'absorbeur, tandis que la vapeur à haute concentration se trouve généralement dans les conditions de sortie de l'extenseur[20].

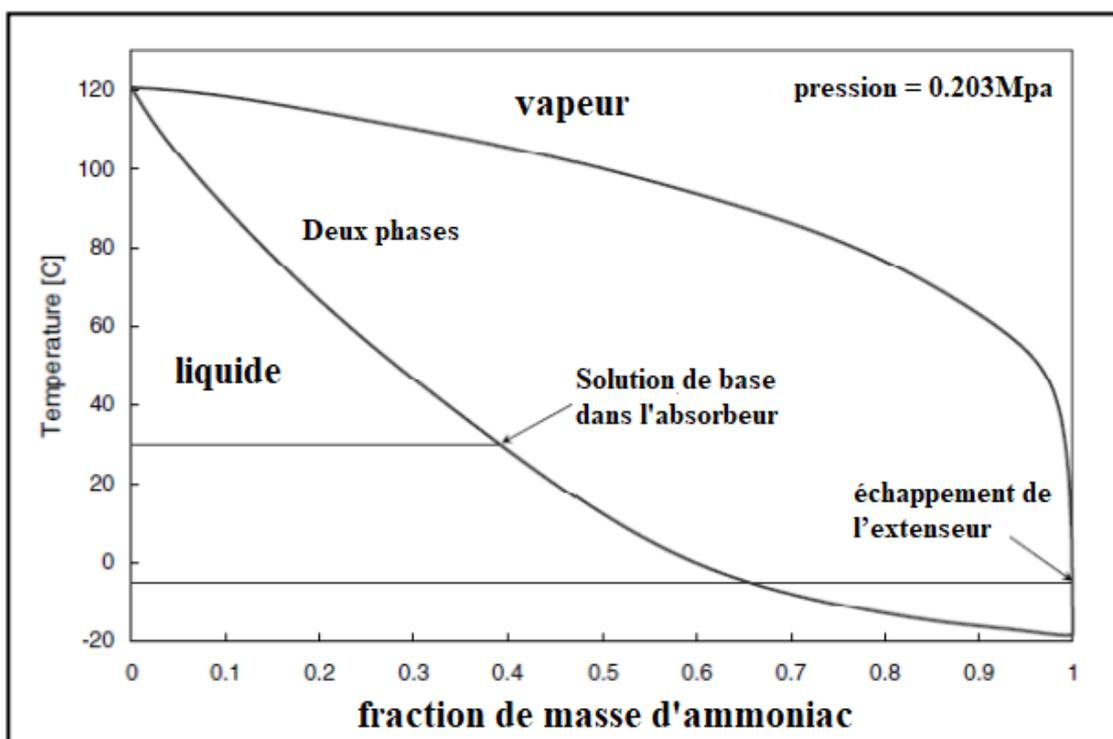


Figure 1.11 : Diagramme d'équilibre phase amoniac-eau[20].

1.7.3 Ammoniac-Eau NH₃H₂O

NH₃H₂O détermine les propriétés thermodynamiques des mélanges d'ammoniac et d'eau dans des conditions sous-refroidies, saturées et surchauffées. En raison de la nature mixte du NH₃H₂O, son utilisation diffère légèrement de celle des substances pures. Premièrement, trois propriétés indépendantes sont nécessaires pour définir précisément l'état du mélange. Deuxièmement, une fonction de propriété appelée "Mass Fraction" indique la fraction massique d'ammoniac dans le mélange. Troisièmement, les désignateurs de propriété X et Q sont spécifiquement utilisés pour NH₃H₂O, ce qui diffère de leur utilisation avec les fluides purs. Ces propriétés sont représentées par une lettre unique, insensible à la casse, suivie d'un signe égal. Les désignations de propriété applicables à NH₃H₂O et leur signification sont les suivantes :

- P : Pression.
- H : Enthalpie spécifique.
- X : Fraction massique (Notez que X correspond à la qualité pour les fluides réels).
- S : Entropie spécifique.
- V : Volume spécifique (= 1 / densité).
- T : Température.
- U : Energie interne spécifique.
- Q : Qualité (états saturés, $0 \leq Q \leq 1$; sous-refroidi. $Q = -0,001$; surchauffé $Q = 1,001$).

Voici les propriétés accessibles pour le mélange NH₃H₂O :

- Volume
- Conductivité
- Enthalpie
- Viscosité
- Fraction de masse
- Densité
- En énergie
- Entropie
- Qualité
- Température
- Tension superficielle
- Pression

1.7.4 Caractéristiques de l'ammoniac

L'ammoniac gazeux se dissout aisément dans l'eau, avec un litre d'eau capable de capturer jusqu'à 1148 litres de gaz ammoniac à 0 °C. Cependant, cette solution présente une pression de vapeur élevée, permettant de libérer facilement l'ammoniac gazeux en chauffant la solution concentrée d'ammoniac. Les solutions commerciales d'ammoniac sont concentrées et très dangereuses[21].

Tableau 1.1 : Caractéristiques de l'ammoniac[22].

Nature	Composé chimique inorganique
Formule	NH ₃
Composition	1 atome d'azote (N) et 3 atomes d'hydrogène (H)
Couleur	Incolore
Odeur	Très âcre et facilement reconnaissable
Température critique	+ 132,4 °C
Température d'ébullition	- 33,5 °C (pression atmosphérique)
Pression critique	113 Bar

1.7.5 Analyse des paramètres du cycle de Goswami

L'équation du bilan énergétique pour chaque composant du système en une liaison avec les hypothèses suivantes :

- Les variations de l'énergie cinétique et de l'énergie potentielle sont négligeables.
- Le système est adiabatique dans sans pertes thermiques.
- Le fonctionnement du système est en régime stationnaire.
- Le fluide caloporteur à l'état liquide est incompressible.

1.7.5.1 Pompe d'alimentation

La pompe d'alimentation employée élève la pression du fluide de travail et le pousse du condenseur vers le préchauffeur. Le processus de pompage est supposé être isentropique. La puissance requise par la pompe d'alimentation est représentée par l'équation suivante :

$$W_{pompe} = m_1(h_2 - h_1) = \frac{m_1(h_{2s} - h_1)}{\eta_p} \quad (1)$$

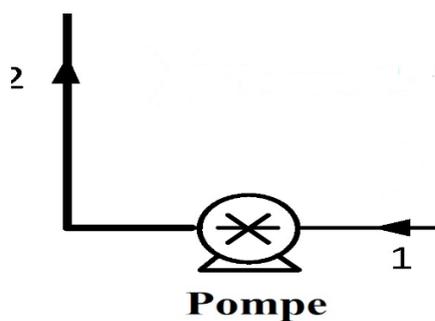


Figure 1.12 : Pompe d'alimentation.

1.7.5.2 Echangeur de chaleur de récupération

Un échangeur de chaleur est un équipement conçu pour transférer la chaleur entre deux ou plusieurs fluides. Ces dispositifs sont couramment employés dans les applications de refroidissement et de chauffage. Les fluides au sein de l'échangeur peuvent être isolés l'un de l'autre par une paroi solide afin d'éviter leur mélange, ou ils peuvent être en contact direct.

$$m_2 h_2 = m_3 h_3$$

$$m_9 h_9 = m_{10} h_{10}$$

$$P_2 = P_3$$

ou

$$P_9 = P_{10}$$

$$T_2 > T_3$$

$$T_9 > T_{10}$$

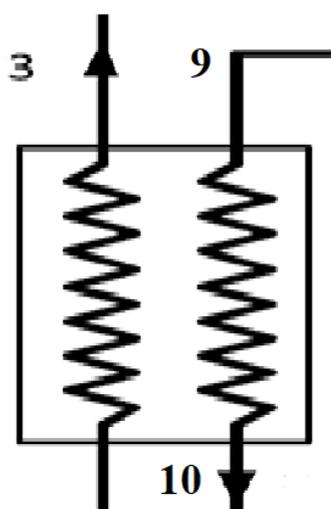


Figure 1.13 : Echangeur de chaleur de récupération.

1.7.5.3 Chaudière

Un système conçu pour élever la température d'un fluide caloporteur dans le but de transférer de l'énergie thermique. Le processus de transfert de chaleur à partir de la chaudière :

$$Q_{chaudière} = m_m h_a - m_m h_c$$

$$Q_{chaudière} = m_4 h_4 - m_3 h_3 \quad (2)$$

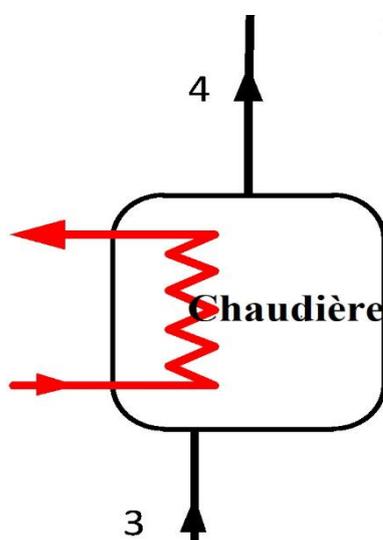


Figure 1.14 : Chaudière.

1.7.5.4 Redresseur et séparateur

La distillation ne résulte pas en une séparation complète des composants d'un mélange liquide, mais plutôt en sa division en deux fractions ayant des concentrations différentes en composants volatils et moins volatils. Le principe sous-jacent de cette séparation repose sur le fait que la concentration des composants volatils est plus élevée dans la phase vapeur que dans la phase liquide.

$$m_4 = m_5 + m_9$$

$$m_9 = m_5 * ((x_5 - x_4) / (x_4 - x_9))$$

$$Q_{rectifier} = m_5 h_5 + m_9 h_9 - m_4 h_4 \quad (3)$$

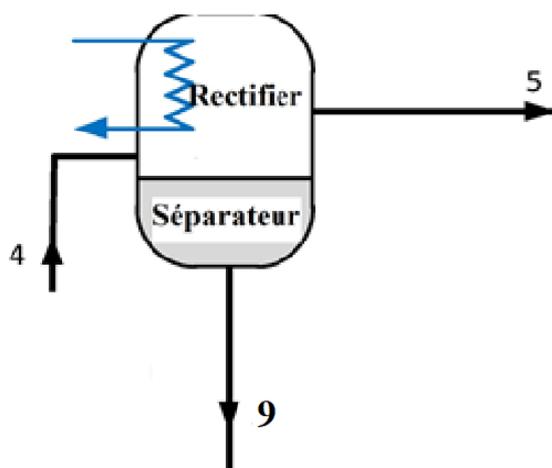


Figure 1.15 : Redresseur et séparateur.

1.7.5.5 Surchauffeur

La surchauffeur améliore le rendement de la turbine car le vapeur d'ammoniac obtenu est à plus haute température et, étant plus sec.

$$Q_{\text{surchauffeur}} = m_5(h_6 - h_5) \quad (4)$$

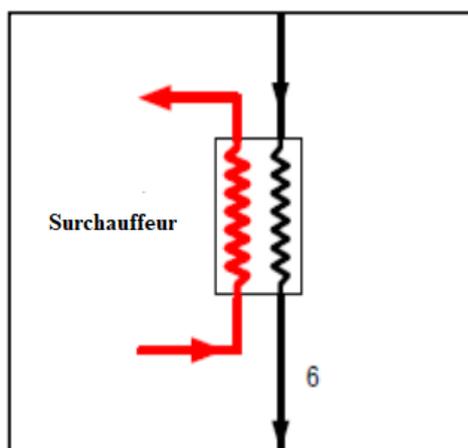


Figure 1.16 : Surchauffeur.

1.7.5.6 Turbine

Une turbine est un mécanisme rotatif conçu pour exploiter l'énergie cinétique de la vapeur afin de faire tourner un arbre portant les pales de la turbine.

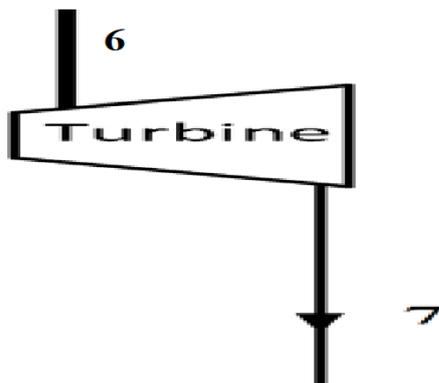


Figure 1.17 : Turbine.

La puissance produite par la turbine peut être déterminée en utilisant l'équation suivante :

$$W_{turbine} = m_6(h_6 - h_7) \quad (5)$$

$$\varphi_{th} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7s}} \quad (6)$$

1.7.5.7 Échangeur de chaleur de réfrigération

La réfrigération désigne le procédé de refroidissement d'un espace, d'un objet ou d'un système afin de réduire et/ou de maintenir sa température en dessous de celle de l'environnement. Autrement dit, il s'agit d'une méthode de refroidissement artificiel où la chaleur est extraite d'une source à basse température et déplacée vers une source à température plus élevée.

$$Q_{réfrigération} = m_7(h_8 - h_7) \quad (7)$$

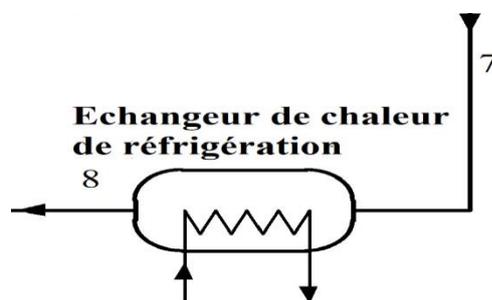


Figure 1.18 : Echangeur de chaleur de réfrigération.

1.7.5.8 Absorbeur

L'absorption implique un processus chimique où certains liquides peuvent absorber et libérer de la vapeur, ce phénomène est l'opposé de l'adsorption. Le procédé requiert deux

composants : l'un plus volatil, désigné comme le fluide frigorigène, porté à ébullition, et l'autre appelé l'absorbant. Les couples (ou mélanges binaires) les plus couramment utilisés sont :

- Ammoniac + eau : l'ammoniac étant le fluide frigorigène.
- Eau+ bromure de lithium : l'eau étant le fluide frigorigène.

$$Q_{\text{absorbeur}} = m_{11} h_{11} + m_8 h_8 - m_1 h_1 \quad (8)$$

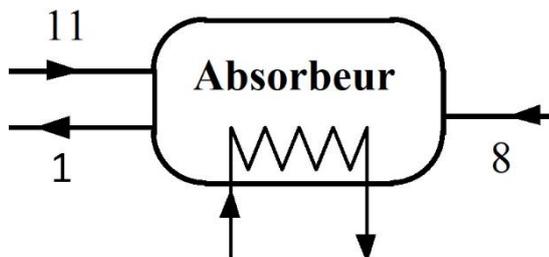


Figure 1.19 : Absorbeur.

1.7.5.9 Vanne d'étranglement

Une vanne d'étranglement joue un rôle crucial dans le réglage précis des débits, ce qui en fait un élément essentiel dans de nombreuses applications hydrauliques. Chaque vanne d'étranglement est dotée de caractéristiques personnalisables, la rendant ainsi parfaitement adaptable à des scénarios d'utilisation spécifiques. De plus, chaque vanne dispose d'un réglage fin pour les faibles débits, qui peut être ajusté par trois tours complets du bouton de la soupape à pointeau.

$$P_{10} > P_{11}$$



Figure 1.20 : Vanne d'étranglement.

1.7.6 Conservation de la masse

Les équations régissant la conservation de la masse totale du mélange et de la concentration d'ammoniac dans le mélange au niveau de l'absorbeur peuvent être formulées de la manière suivante :

$$m_8 = m_1 - m_{11}$$

Et

$$m_1 x_1 = m_8 x_8 + m_{11} x_{11}$$

Qui mènent à :

$$m_{11} = m_1 * ((x_1 - x_8) / (x_{11} - x_8)) \quad (9)$$

Le même pour le condensateur/redresseur

$$m_9 = m_5 * ((x_5 - x_4) / (x_4 - x_9)) \quad (10)$$

Les débits massiques constants sont maintenus aux stations (1, 2, et 3) ainsi qu'aux stations (5, 6, 7, et 8).

$$m_1 = m_2 = m_3$$

Et

$$m_9 = m_8 = m_7 = m_6$$

Où m représente le débit massique du mélange, avec un indice numérique spécifiant la station correspondante.

1.7.7 Conservation d'énergie

Où la production nette de travail.

$$W_u = W_t - W_p$$

$$W_t = m_6(h_6 - h_7) \quad , \quad W_p = m_1(h_2 - h_1)$$

$$w_u = m_6(h_6 - h_7) - m_1(h_2 - h_1) \quad (11)$$

La puissance frigorifique

$$Q_c = m_7(h_8 - h_7)$$

L'entrée de surchauffe

$$Q_s = m_5(h_6 - h_5)$$

Le transfert de chaleur de la chaudière

$$Q_b = m_4 h_4 - m_3 h_3$$

Le rendement thermique global est calculé comme suite :

$$\eta_{th} = \frac{w_u + Q_c}{Q_s + Q_b} \quad (12)$$

1.8. Echangeur air/sol

Dans la littérature, plusieurs études expérimentales et théoriques ont été réalisées pour développer les échangeurs air sol.

Depuis des temps anciens, l'idée d'exploiter le sol comme source thermique est connue. Autour de 3000 av. J.C., en Iran, des architectes ont utilisé des tours à vent et des conduits aériens souterrains pour obtenir un refroidissement passif. Plus récemment, au cours des dernières décennies aux États-Unis, les échangeurs air-sol ont été employés dans le secteur agricole, notamment pour les bâtiments d'élevage et les serres horticoles. Ces systèmes ont également été utilisés en combinaison avec des cheminées solaires dans les zones chaudes et arides depuis des millénaires [23, 24]. Claesson et Dunand [25] ont étudié l'extraction de l'énergie du sol en employant des solutions analytiques pour résoudre l'équation de la chaleur dans le sol. Leur étude présente des méthodes mathématiques fondamentales pour déterminer le potentiel d'extraction de la chaleur du sol dans diverses situations, en utilisant à la fois les régimes stationnaire et transitoire. Ils ont appliqué le principe de superposition aux processus thermiques dynamiques et multidimensionnels dans le sol. Brum et al. [26] ont élaboré une nouvelle méthode numérique, qu'ils ont appelée "modèle réduit", pour analyser la dynamique des fluides et les caractéristiques thermiques de l'échangeur air/sol. Leur approche a été validée en comparant les résultats obtenus avec les données existantes dans la littérature scientifique.

Nilsson [27] a traité les caractéristiques thermiques qui jouent un rôle clé dans la conception d'un échangeur air/sol destiné au réchauffement de l'air dans les climats froids. Son étude repose sur des solutions analytiques de l'équation de la chaleur, prenant en compte la chaleur latente et l'impact du givre. Les conclusions tirées de cette analyse théorique ont été comparées à des résultats expérimentaux obtenus sur le terrain à Boden, dans le nord de la Suède. Leyla Ozgener[28] a analysé un système d'échangeur air/sol expérimental et validé les résultats mathématiquement pour obtenir différentes catégories d'échangeur. Michel et al. [29] ont étudié un modèle numérique d'un échangeur air/sol, en appliquant la conception constructive pour atteindre le plus grand potentiel thermique (chauffage/refroidissement). Au Brésil, Joaquim Vaz et al.[30] ont étudié expérimentalement des systèmes des échangeurs air/sol dans des différents conduits enterrés au cours de l'année, démontrant les mois typiques pour le chauffage et le refroidissement de l'air. Trikor Singh et al.[31] ont appliqué cette méthode dans les zones indiennes avec une profondeur de 1,5 à 2 m. Dong Yang et al. [32] ont évalué l'importance de la longueur du tuyau enterré pour réduire la température de l'air, constatant une baisse de température de l'air de 7 °C. Bansal et al. [33] ont fait une analyse transitoire numérique d'un échangeur de chaleur air/sol a été validée expérimentalement. Le modèle, créé avec FLUENT, a montré qu'un échangeur de 23 m de long et 0,15 m de diamètre pouvait réduire la température de (10 à 12) °C. N.Rosa et al.[34] et G.N. Tiwari et al. [35] ont validé numériquement les résultats expérimentaux tout au long de l'année, en calculant le coefficient de corrélation et l'écart type quadratique moyen pour chaque mois. La recherche de M. Santamouris et al. [36] a abordé l'effet de la longueur du tuyau, du diamètre et de la vitesse de l'air sur l'efficacité énergétique des échangeurs. L'étude de N.M. Thanu et al. [37] a été menée dans des conditions réelles dans une ferme, utilisant un mode de passage simple pour conditionner trois chambres. Les résultats montrent des variations de température et d'humidité selon les saisons. Une conception expérimentale a été créé par W.R. Sissoko Adol et al. [38] pour valider les résultats avec ceux de l'analyse théorique, montrant l'influence de la faible vitesse sur le coefficient de transfert de chaleur. Barakat et al. [39] ont mis au point un modèle unidimensionnel transitoire afin de prédire l'influence des principaux paramètres géométriques et dynamiques sur les performances thermiques de l'échangeur air/sol. Ce modèle prend en compte des éléments tels que la longueur du tube, le diamètre du tube intérieur et la vitesse d'entrée de l'air. Une investigation expérimentale a été menée par T.Choudhury et al. [40] utilisant des matériaux de construction à faible coût, comme le bambou et l'hydro forme. L'étude de J. Pfafferott [41] a examiné la performance thermique de trois échangeurs pour des bâtiments de bureaux en Europe centrale. Plusieurs chercheurs[42-44] ont réalisé une étude théorique en utilisant

différents modèles analytiques pour les échangeurs horizontaux en surface du sol. Ils ont déterminé que pour améliorer l'efficacité du refroidissement de l'air, il est important de considérer certains paramètres clés, notamment : I) la longueur et le diamètre du tube, II) la profondeur à laquelle l'échangeur est enterré sous terre, et III) les propriétés thermiques du sol, comme sa conductivité thermique λ_{sol} et sa capacité calorifique spécifique C_p . Ghosal M.K et al. [45] l'effet de la profondeur du tuyau, de la longueur et du débit d'air sur la performance thermique du système a été étudié. M. Bojic et al. [46] ont fourni des évaluations technologiques et financières d'un échangeur air/sol connecté à un système de chauffage ou de refroidissement de bâtiment. Viorel Badescu et Stephane Thiers [47, 48] ont examinés les bâtiments passifs et utilisé différentes sources d'énergies renouvelables, telles que le solaire et l'éolien, pour réduire la consommation énergétique opérationnelle. Leur nouveau modèle a été intégré dans l'approche théorique existante et appliqué dans le code informatique utilisé pour simuler le fonctionnement du système de chauffage dans un appartement passif.

Mihalakakou et al. [49] ont examiné la variation de vitesse, la profondeur du sol et le rayon pour un échangeur air/sol. P. Hollmuller [50] a abordé l'échange avec un milieu solide de nature diffusive, en tenant compte de la dépréciation de température souvent difficile à caractériser lors de l'utilisation des échangeurs pour le chauffage/refroidissement des bâtiments. De Paepe et al. [51] ont étudié l'effet des paramètres de l'échangeur sur les performances thermo-hydrauliques. D. Bartolomeu et al. [52] ont mené des recherches sur les tests de performance d'un échangeur de chaleur air/sol. En Italie, à Bologne, Mahdavi et al. [53] ont utilisé un système d'échangeur air/sol pour étudier l'efficacité énergétique et exégétique en fonction de la longueur des tuyaux de l'échangeur. 12 systèmes d'échangeurs air/sol ont construit par Barbaresi et al. [54] pour configuration spirale verticale.

Pour prévenir la perte de chaleur, une épaisse couche de mousse isolante a été placée autour du sol de l'échangeur. À Loughborough, en Angleterre, ce système a été utilisé pour chauffer et refroidir une serre de 142,87 m³. Selon les mesures, le COP (Coefficient de Performance) pour le refroidissement variait entre 1,20 et 3,45, et pour le chauffage, il se situait entre 1,48 et 2,97 [55]. Même sur de plus longues périodes, l'échangeur maintient une excellente température de l'air en sortie[56]. Afin d'identifier l'impact des facteurs opérationnels sur les performances de l'échangeur, un modèle de transfert de chaleur unidimensionnel transitoire a été développé [57].

Le travail mené par Xamán J. et al. en 2014 se concentre sur l'évaluation de la performance thermique d'un échangeur air-sol dans trois villes mexicaines aux climats différents. Ces climats incluent une zone tempérée (Mexico), une zone chaude et humide (Mérida, Yucatán) ainsi que des zones sujettes à des conditions climatiques extrêmes (Cd. Juárez, Chihuahua). L'étude examine spécifiquement l'impact de l'isolation thermique à la sortie de l'échangeur air-sol. Les résultats de l'étude indiquent que, dans la ville de Mexico, l'ajout d'une isolation d'une épaisseur de 0,05 mètres (2) est recommandé, car elle améliore la performance de l'échangeur air-sol. En hiver, cette isolation a permis d'augmenter l'effet de chauffage jusqu'à 2 degrés Celsius par rapport à un échangeur air-sol sans isolation. En été, l'isolation thermique a également apporté une amélioration en réduisant la température de l'air jusqu'à 1,3 degré Celsius. À Mérida, les résultats montrent que l'isolation thermique d'une épaisseur de 0,05 mètres est la plus efficace pour réduire la température. En hiver, cette épaisseur a permis d'augmenter la température de l'air jusqu'à 2,6 degrés Celsius par rapport à un échangeur air-sol non isolé[58].

L'étude menée par Sanjeev Jakhar et al. [59] en 2015 a porté sur l'évaluation expérimentale de la performance thermique d'un échangeur air-sol (EATHE) couplé à un conduit de chauffage solaire de l'air dans la région aride du nord-ouest de la ville d'Ajmer, en Inde, pendant la saison hivernale. Les résultats de cette étude révèlent que la capacité de chauffage du système EATHE a augmenté de 1217.625 à 1280.753 kWh en association avec une élévation de la température ambiante allant de 1,1 à 3,5 degrés Celsius lorsque couplé à un conduit de chauffage solaire de l'air. Le coefficient de performance (COP) du système a également connu une augmentation jusqu'à atteindre 4,57. Les chercheurs ont conclu qu'il serait possible d'optimiser les coûts du système en réduisant la longueur du tunnel à 34 mètres.

Mathur et al. [60] ont élaboré un modèle numérique via Fluent pour examiner la performance thermique d'un échangeur air/sol en régime transitoire, en considérant trois différents types de sol selon leur conductivité thermique : 0,52 W/m·K pour le sol 1, 1,00 W/m·K pour le sol 2, et 1,28 W/m·K pour le sol 3. Ils ont analysé trois modes de fonctionnement sur un cycle de 12 heures : le premier mode opère sans interruption pendant 12 heures, le second fonctionne pendant 60 minutes suivies d'une pause de 20 minutes, et le troisième fonctionne pendant 60 minutes et s'éteint ensuite pour 40 minutes. En comparant le deuxième et troisième mode avec le premier, ils ont évalué l'efficacité du mode intermittent. Ils ont conclu que les sols à faible conductivité thermique se saturent rapidement par rapport à ceux à haute conductivité. L'accumulation de chaleur dans le sol autour du tube lors du fonctionnement continu de

l'échangeur air/sol peut être minimisée en utilisant l'échangeur en mode intermittent. Un échangeur enterré dans un sol à forte conductivité thermique peut fonctionner de manière continue, tandis que pour un sol à faible conductivité, l'utilisation intermittente de l'échangeur est nécessaire. Au Portugal, Samia Hamdane et al. [61] ont développé un dispositif expérimental pour évaluer l'impact environnemental et la performance thermique des serres agricoles utilisant un système d'échangeur de chaleur air/sol.

Tableau 1.2 : Aperçu sur quelques études expérimentales.

Paramètres	Conclusions importantes
Performance thermique	Dans les premiers mètres de la longueur du tube enterré, la température diminue rapidement. Cette variation n'affecte pas la performance thermique de l'échangeur air/sol, indépendamment du matériau du tube[62, 63].
Coefficient de performance cop	Le COP de refroidissement est plus faible que le COP de réchauffement[63-65].
Profondeur d'enfouissement	3 m est la profondeur optimale pour l'enfouissement[66].
Sol	Pour atteindre une performance énergétique optimale dans le réchauffement de l'air, surtout dans un sol humide et un climat plus froid, il est préférable d'utiliser un tube d'une longueur dépassant les 50 mètres[66, 67].
Climat	Les conditions géographiques et climatiques du site affectent la performance thermique[68].
Dimensions du tube, la vitesse de l'air, la longueur du tube et la profondeur de l'échangeur	Réduire le diamètre du tube et le débit massique de l'air, tout en augmentant la longueur du tube et la profondeur d'enfouissement de l'échangeur jusqu'à 4 mètres, contribue à améliorer la performance thermique de l'installation[69-71].
Efficacité	L'association d'un échangeur air/sol avec un matériau à changement de phase peut augmenter la capacité de refroidissement jusqu'à 47% [72]. De plus, l'intégration de cet échangeur avec des systèmes de ventilation et de climatisation, de

refroidissement par évaporation, de cheminées solaires, de panneaux photovoltaïques, etc., a démontré une amélioration significative des performances [73-77]. Des techniques telles que la ventilation croisée, le traitement de surface et l'utilisation d'un mélange de sol, ciment et plâtre ont également prouvé leur efficacité pour obtenir de meilleurs résultats [78-81].

Tableau 1.3 : Aperçu sur quelques modélisations des échangeurs air/sol.

Paramètres	Conclusions importantes
Distance entre deux couches	La distance optimale entre deux couches égale à 1,5 m[82].
Matériau de tube	La performance thermique de l'échangeur est relativement indépendante du matériau du tube. Néanmoins, un tube en béton offre de meilleures performances qu'un tube en plastique[62].
Dimensions du tube, vitesse d'écoulement de l'air, longueur du tube et profondeur enfouissement	Réduire le diamètre du tube et le débit massique de l'air, tout en augmentant la longueur du tube et la profondeur d'enfouissement de l'échangeur jusqu'à 4 mètres, contribue à l'amélioration de la performance thermique[83].
Efficacité	L'intégration d'un système de refroidissement par évaporation avec un échangeur air/sol -permet de réduire la longueur du tube de l'échangeur jusqu'à 93,5 % par rapport à l'utilisation d'un échangeur air-sol seul[84]. Le système hybride se révèle être le plus performant dans le secteur du refroidissement de l'air [85]. Lorsqu'un échangeur air-sol est associé à un système de refroidissement par évaporation, il peut générer jusqu'à 3109 MJ d'énergie de refroidissement supplémentaire par rapport à un échangeur air-sol utilise seul [86]. De plus, il ne faut que 2 ans pour amortir le coût de ce système [87].

Facteur de deterioration (facteur d'évaluation la de la performance thermique) "derating factor df"	La performance de l'échangeur, mesurée par le facteur de détérioration (df), est principalement influencée par des facteurs tels que la conductivité thermique du sol, la vitesse de circulation de l'air, la durée d'opération continue, ainsi que la géométrie du tube[88].
Sol	La performance thermique dépend principalement de la longueur initiale du tube enterré et de la conductivité thermique du sol [87]. Une conductivité thermique faible du sol a un impact négatif sur l'efficacité thermique de l'échangeur lorsqu'il fonctionne en mode continu[60].

1.9. Cycle Goswami

Beethoven et al.[89] propose une revue approfondie des corrélations de transfert de chaleur et de masse dans le contexte des machines à sorption fonctionnant avec la technologie du film tombant, utilisant des paires de fluides de travail ammoniac-eau et bromure de lithium-eau. Dereje S. Ayoub et al. [90] ont aperçu des cycles d'absorption proposés dans la littérature pour la production combinée de puissance et de refroidissement. Raghuvanshi S et al. [91] cette recherche se concentre sur l'analyse des caractéristiques et performances d'un système de réfrigération par absorption à un seul étage utilisant un mélange d'ammoniac et d'eau (NH₃-H₂O). L'étude de Shagdar et al.[92] analyse le diagramme de flux de chaleur d'une turbine à vapeur modèle K-6-35 pour des approches novatrices visant à améliorer les indices technico-économiques et écologiques des systèmes de génération d'énergie à petite échelle. Padilla RV et al. [17] présente une analyse paramétrique d'un cycle combiné de production de puissance/refroidissement, combinant les cycles de Rankine et de réfrigération par absorption. Après il a fait une analyse thermodynamique d'un cycle combiné Rankine-Goswami (RGC) proposé est présentée, utilisant le cycle Goswami comme cycle de fond pour la production d'énergie et de réfrigération[93]. Martin C et al. [94] examine la production combinée de puissance et de refroidissement avec un cycle basé sur l'ammoniac-eau, en se concentrant sur le compromis entre la production de refroidissement et de travail. Après, ils examinent les aspects d'amélioration de la recherche et du développement (R&D) des cycles de réfrigération par absorption à un seul étage, en termes de sous-composants, composants de support ajoutés au cycle d'absorption, récupération d'énergie interne et options de fluides de travail. Rogdakis et al. [95] fait une étude sur un système de réfrigération par absorption NH₃-H₂O à deux étages,

capable de produire des températures de réfrigération aussi basses que -70°C . L'enquête théorique de Guzman et al. [96] sur une nouvelle configuration du cycle combiné de production d'énergie et de refroidissement, connu sous le nom de cycle Goswami, utilisant deux turbines fonctionnant à différentes pressions de travail. Présentation des performances d'un refroidisseur à absorption ammoniac-eau de 10 kW, conçu pour des applications de climatisation solaire. Galanis et al. [97]. Un examen de Karimi et al. [98] sur les cycles Organic Rankine, Kalina et Goswami, y compris le travail effectué sur l'optimisation de ces cycles et l'introduction de nouveaux cycles pour une meilleure efficacité. Une étude par Colonna et al. [99] sur les configurations de tri génération utilisant des installations de réfrigération par absorption ammoniac-eau couplées à des moteurs à combustion interne ou des turbogénérateurs. Evaluation d'un système de cogénération électricité-refroidissement (ECCS) basé sur le couplage d'un cycle de Rankine à vapeur et d'un système de réfrigération par absorption pour récupérer la chaleur perdue d'un moteur maritime par Liang Y et al. [100]. Une étude théorique et expérimentale sur le cycle Goswami, qui combine un cycle d'absorption de vapeur ammoniac-eau et un cycle Rankine pour des fins de refroidissement et de production d'énergie mécanique par Demirkaya et al. [101].

1.10. Conclusion

La cogénération est une technologie qui présente le double avantage de limiter les pertes en ligne et l'investissement dans des lignes à très haute tension. La cogénération présente un grand intérêt économique qui se traduit par une plus grande maîtrise de l'énergie et une réduction des émissions polluantes.

A travers cette synthèse bibliographique, il en résulte que : les échangeurs air/sol sont affecté par plusieurs paramètres tels que la localisation géographique, la durée de fonctionnement, les types des matériaux, la longueur, la température ambiante, le flux, le diamètre, la profondeur et la vitesse d'écoulement ect.. . En plus on résulte qu'il existe plusieurs modifications sur le cycle de Goswami ont conduit à amélioration de rendement qu'il lié au confort thermique des habitas dans les zones sahariennes.

Il s'agit maintenant d'approfondir la modélisation analytique et la simulation numérique.

Chapitre 2

Technique expérimentale

CHAPITRE 2

TECHNIQUE EXPERIMENTALE

2.1 Introduction

Au cours de ce deuxième chapitre, nous allons présenter une description générale du dispositif expérimentale au sein de l'université de Biskra, qui permis de donner des résultats pour sauf la ville de Biskra. L'objectif de cette étape de travail est de donner un modèle numérique par l'utilisation d'une technique (la logique floue) pour généraliser le modèle sur toutes région désertiques.

2.2 Description du site de travail

La recherche a été menée au Laboratoire de Génie Mécanique (LGM) de l'Université de Biskra, située à une latitude de 34°48' N et une longitude de 5°44' E [117-119]. L'échangeur air/sol, illustré dans la figure 3.1, est constitué d'un tube en PVC divisé en quatre sections horizontales et deux sections verticales de 110 mm de diamètre, pour une longueur totale de 53 m. Ce tube est enterré en forme de serpent à une profondeur de 3 m, déterminée en fonction des conditions locales du site, avec un espacement de 2 m entre les tubes et une pente de 2%. Il couvre une superficie de 85 m². Les principaux paramètres du système et les caractéristiques techniques des instruments de mesure sont présentés dans les tableaux suivants [102]: tableau 2.1: Différents paramètres du système.

Système	Valeur
Conductivité thermique du sol (λ_{sol})	1.25 W/(m.K)
Longueur du tube (L)	53.16m
Rayon intérieur du tube (r_1)	0.55m
Rayon extérieur du tube (r_2)	0.575m
Profondeur de l'échangeur(δ)	3m
Chaleur spécifique de l'air ($c_{p \text{ air}}$)	1000 J/(kg.K)
Masse volumique de l'air (ρ)	1.2 Kg/m ³
Conductivité thermique du tube (λ_p)	0.17 W/(m.K)



Figure 2.1 : Vue générale de dispositif expérimental[102].

2.3 Approche analytique

Modélisation de la température du sol

La température du sol est régie par l'équation de la chaleur unidirectionnelle suivante :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{1}{\alpha} \times \frac{\partial T}{\partial t} = 0 \quad (13)$$

Avec :

C_p : Chaleur massique du sol en (j/kg. °C).

T : Température du sol (°C).

ρ : Masse volumique du sol (kg/m³).

z : Coordonnée verticale (m).

λ : Conductivité thermique du sol (w/m.°C).

α : Diffusivité thermique du sol [$\alpha = \lambda / (\rho \cdot c_p)$] (m² /s).

t : Temps (s).

En régime stationnaire, le profil de température du transfert s'exprime de la manière suivante :

$$T_{sol}(z) = a \cdot z + b \quad (14)$$

Il est nécessaire de déterminer les constantes d'intégration a et b en se basant sur les conditions aux limites comme suit :

$$\begin{cases} Tsol(z = 0) = Tp \\ Tsol(z = \delta) = Ti \end{cases} \quad (15)$$

Avec :

Tp : Température à la paroi du sol.

Ti : Température initiale du sol.

δ : profondeur de l'échangeur.

Afin d'établir la température à la surface du sol, la continuité du flux de chaleur entre le sol et l'air ambiant est maintenue en utilisant la relation suivante :

$$-\lambda \frac{\partial Tsol}{\partial z} \Big| = h(Tp - Tae) \quad (16)$$

Suite à l'opération d'intégration de l'équation (4), le résultat est le suivant :

$$-\lambda \frac{(Ti - Tp)}{\delta} = h(Tp - Tae) \quad (17)$$

Avec :

λ : Conductivité thermique du sol.

Tae : Température ambiante.

h : Coefficient de transfert convectif moyen de l'air ambiant avec le sol.

La température en surface du sol Tp est obtenue de la manière suivante :

$$Tp = \frac{\lambda}{\lambda - \delta \cdot h} Ti - \frac{\delta \cdot h}{\lambda - \delta \cdot h} Tae \quad (18)$$

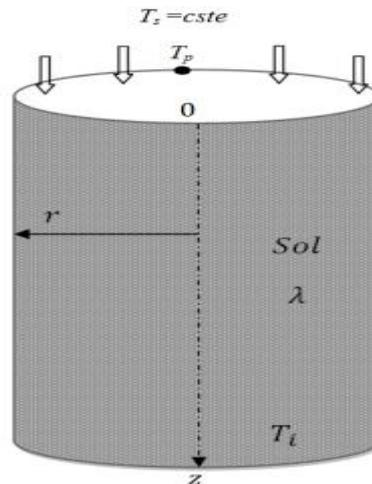


Figure 2.2 : Schéma du milieu semi-infini du sol avec température constante à la surface[102].
Par conséquent, la température du sol loin de l'échangeur s'écrit :

$$T_{sol}(z) = \frac{T_i - T_p}{\delta} \cdot z + T_p \quad (19)$$

Modélisation transitoire de la température du sol

Température à la surface du sol variable

Considérons l'équation de la conduction dans une seule direction :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{1}{\alpha} \times \frac{\partial T}{\partial t} = 0$$

Faisant le changement de variables :

$$\theta(z, t) = T(z, t) - T_i \quad (20)$$

La nouvelle expression de l'équation (13) est :

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \quad (21)$$

Les conditions aux limites nécessaires pour résoudre l'équation (15) sont explicitement énoncées dans l'équation (22) :

$$\begin{aligned} \theta(z = 0, t) &= A \cdot \cos(\omega t) \\ \theta(z \rightarrow \infty, t) &= 0 \\ \theta(z, 0) &= 0 \end{aligned} \quad (22)$$

Avec :

W : Fréquence angulaire ($W=2\pi/365$) en (rad/j).

T_i : Température invariante du sous-sol.

A : amplitude de la variation de température ($A= 12^\circ$ pour la ville de Biskra) ($^\circ\text{C}$).

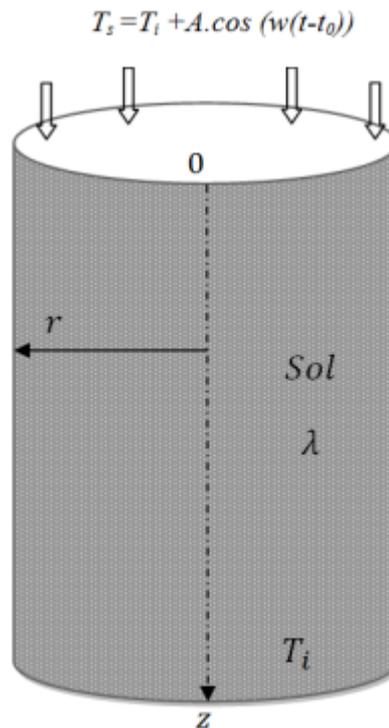


Figure 2.3 : Schéma du milieu semi-infini du sol avec température variable à la surface[102].

Pour résoudre l'équation (21), on utilise la méthode de séparation des variables :

$$\theta(z, t) = Z(z) \cdot \tau(t) \quad (23)$$

En substituant l'équation (23) dans l'équation (21), on obtient :

$$Z(z) \cdot \tau'(t) = \alpha \cdot Z''(z) \cdot \tau(t) \quad (24)$$

En divisant les deux termes de l'équation par $Z(z) \cdot \tau(t)$, on obtient :

$$\alpha \frac{Z''(z)}{Z(z)} = \frac{\tau'(t)}{\tau(t)} = \beta = cte \quad (25)$$

Où :

β : $i\omega$ (nombre complexe constant).

De l'équation (25), on obtient :

$$Z''(z) - \frac{\beta}{\alpha} \cdot Z(z) = 0 \quad (26)$$

$$\tau'(t) - \beta \cdot \tau(t) = 0 \quad (27)$$

Les solutions des équations (26) et (27) sont exprimées par les équations (28) et (29), comme suit :

$$Z(z) = a. \exp\left(-\sqrt{\frac{\beta}{a}} z\right) + b. \exp\left(\sqrt{\frac{\beta}{a}} z\right) \quad (28)$$

$$\tau(t) = c. \exp(\beta t) \quad (29)$$

L'expression générale de la solution de l'équation (21) est la suivante :

$$\theta(z, t) = \left[C1. \exp\left(\sqrt{\frac{\beta}{a}} z\right) + C2. \exp\left(-\sqrt{\frac{\beta}{a}} z\right) \right]. \exp(\beta t) \quad (30)$$

C_1 et C_2 sont des constantes d'intégration.

Les conditions limites précédemment mentionnées sont utilisées pour les déterminer :

- Il faut que C_2 soit nulle, pour que la solution reste finie lorsque $z \rightarrow 0$.
- Sur la paroi $z=0$, on doit avoir :

$$\theta(0, t) = \text{réelle}[C1. \exp(\beta t)] = \text{réelle}[C1. (\cos(\omega t) + i. \sin(\omega t))] = A. \cos(\omega t) \quad (31)$$

En remarquant que $\sqrt{i. \omega} = \sqrt{\frac{\omega}{2}} \cdot (1 + i)$

La solution complexe de (30) peut s'écrire :

$$\theta(z, t) = A. \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} (i + 1). z\right). \exp(i\omega t) \quad (32)$$

Qui se transforme en :

$$\theta(z, t) = A. \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right). \left[\exp(i\omega t). \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) \right] \quad (33)$$

Introduisons l'écriture trigonométrique alors :

$$\theta(z, t) = A. \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right). [(\cos \omega t + i \sin \omega t). (\cos\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) + i(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z))] \quad (34)$$

Après arrangement, on aura :

$$\theta(z, t) = A. \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) \cdot [(\cos(\omega t)) \cdot (\cos\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) + i \cos(\omega(t-t_0)) \cdot \sin\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right)) + i \sin(\omega t) \cdot \cos\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) + i^2 \sin(\omega t) \cdot \sin\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right)]$$

$$\theta(z, t) = A. \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) \cdot [(\cos(\omega t)) \cdot (\cos\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) - \sin(\omega t) \cdot \sin\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) + i(\cos(\omega t) \cdot \sin\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) + \sin(\omega t) \cdot \cos\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right))] \quad (35)$$

La variation de la température ciblée correspond à la partie réelle de la solution complexe obtenue, c'est-à-dire[41, 103-105]:

$$\theta(z, t) = A. \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) \cdot [(\cos(\omega(t-t_0)) + \sin(\omega t) \cdot \sin\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right)] \quad (36)$$

Finalement, l'expression $T(z,t)$ prendra la forme suivante :

$$T(z, t) = T_i + A. \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) \cdot \cos\left(\omega t - \sqrt{\frac{\omega}{2a}} z\right) \quad (37)$$

Température à la surface du sol constante

Pour résoudre l'équation de la conduction dans le sol équation (1), on doit poser les conditions aux limites suivantes :

$$\begin{aligned} Z=0 \quad T &= T_s \\ z \rightarrow \infty \quad T &\rightarrow T_i \\ t = 0 \quad T &= T_i \end{aligned} \quad (38)$$

T_s : Température à la surface du sol (une constante donnée).

Faisons le changement de variables :
$$\theta = \frac{T - T_i}{T_s - T_i} \quad (39)$$

$$\eta = \frac{z}{2\sqrt{\alpha t}} \quad (401)$$

L'équation (1) devient :

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \quad (29)$$

Les nouvelles COD deviennent :

$$\theta(\eta = 0) = 1$$

$$\theta(\eta \rightarrow \infty) \rightarrow 0 \quad (30)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{\partial \theta}{\partial \eta} * \frac{\partial \eta}{\partial t} = \frac{-\eta}{2t} \theta' \quad (31)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial z} = \frac{\partial \theta}{\partial \eta} * \frac{\partial \eta}{\partial z} = \frac{1}{2\sqrt{\alpha t}} \theta' \quad (32)$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} = \frac{1}{4\alpha t} \theta'' \quad (33)$$

On aura après substitution des équations (31) et (33) dans l'équation (29) :

$$-\frac{\eta}{2t} \theta' = \alpha \frac{1}{4\alpha t} \theta'' \quad (34)$$

Cette équation fournit la 1ère solution :

$$\ln \theta' = -2\eta^2 + C \Rightarrow \theta' = C1 \cdot e^{-\eta^2} \quad (35)$$

L'équation de la température adimensionnelle est de la forme :

$$\theta = C1 \int e^{-\eta^2} + C2 \quad (36)$$

On peut lier cette intégrale à la fonction erreur de GAUSS :

$$\mathbf{erf}(\eta) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^\eta e^{-\eta^2} d\eta ; \text{ avec erf}(0)=0 \text{ et erf}(\infty)=1$$

La solution sera :

$$\theta = C2 + C1 \frac{\sqrt{\tau}}{2} \text{erf}(\eta) \quad (37)$$

C1 et C2 sont des constantes à déterminer en appliquant les COD mentionnées sur l'équation (30). On aura finalement :

$$\theta = 1 - \text{erf}(\eta) = \text{erfc} \quad (38)$$

Passant à l'écriture dimensionnelle, la température est sous la forme :

$$T_{sol}(z) = (T_s - T_i) * [1 - \text{erf}(\eta)] + T_i \quad (39)$$

Cette expression est la solution exacte de la variation de température dans le sol.

Modélisation de l'échangeur

La figure suivante représente un schéma descriptif d'un échangeur air/sol.

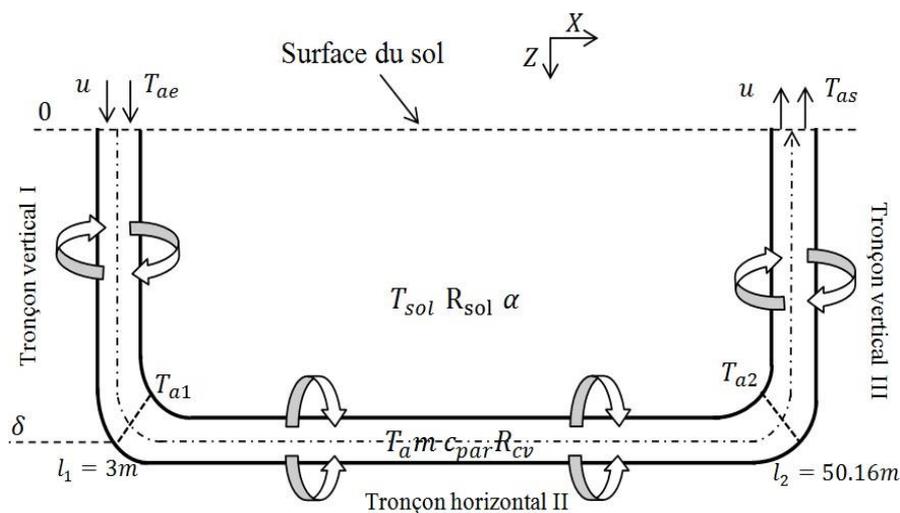


Figure 2.4 : Schéma descriptif de l'échangeur air/sol[102].

Tronçon vertical I

Le bilan énergétique entre deux sections de tube distance Δz (figure 4) s'écrit comme suit :

$$m \cdot C_{pair} \cdot \frac{DT_a}{Dt} = q1 - q2 - q3$$

L'équation (40) représente le bilan énergétique pour le refroidissement de l'air, ou :

$$q3 = \frac{T_{air} - T_{sol}}{R_{totale}} \quad (40)$$

$$m. C_{pair}. \left(\frac{\partial T_a}{\partial t} + u \frac{\partial T_a}{\partial z} \right) = -\lambda. S \int_z \frac{\partial T_a}{\partial z} + \lambda. S. \int_{z+\Delta z} \frac{\partial T_a}{\partial z} + \frac{(T_{sol}-T_a)}{R_{totale}} \quad (41)$$

Avec u est la vitesse moyenne d'écoulement de l'air à l'intérieur de l'échangeur.

La résistance thermique globale (R_{totale}) se compose de la résistance à la conduction du sol (R_{sol}) et du tube (R_{tube}), ainsi que de la résistance convective de l'air (R_{cv}).

$$R_{totale} = R_{tube} + R_{sol} + R_{cv} \quad (42)$$

Où la résistance du tube s'écrit :

$$R_{tube} = \frac{1}{\lambda_{tube}.2\tau.\Delta z} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \quad (43)$$

La résistance du sol est donnée par la relation suivante :

$$R_{sol} = \frac{1}{\lambda_{sol}.2\tau.\Delta z} \ln \left(\frac{r_3}{r_2} \right) \quad (44)$$

Par contre celle de l'air s'écrit comme suit :

$$R_{air} = \frac{1}{h_{cv}.2\tau.r.\Delta z} \quad (45)$$

En divisant l'équation (43) par unité de l'élément Δz , on obtient :

$$\rho. S. C_{pair}. \left(\frac{\partial T_a}{\partial t} + u \frac{\partial T_a}{\partial z} \right) = \frac{-\lambda. S \int_z \frac{\partial T_a}{\partial z} + \lambda. S \int_{z+\Delta z} \frac{\partial T_a}{\partial z}}{\Delta z} + \frac{(T_{sol}-T_a)}{R_{itotale}} \quad (47)$$

Notons par S , la section interne du tube, $S = \pi.r_1^2$ et $h = (Nu \cdot k)/2 r_1$ le coefficient moyen de transfert de chaleur par convection.

Avec Nu : Nombre de Nusselt égale à $0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$ [39] et Re est le nombre de Reynolds $Re = \rho v / \mu$ [39, 82].

Soit $R_{itotale}$: Résistance thermique totale par unité de longueur.

$$\rho. S. C_{pair}. \left(\frac{\partial T_a}{\partial t} + u \frac{\partial T_a}{\partial z} \right) = \lambda. S. \frac{\partial^2 T_a}{\partial z^2} + \frac{(T_{sol}-T_a)}{R_{itotale}} \quad (48)$$

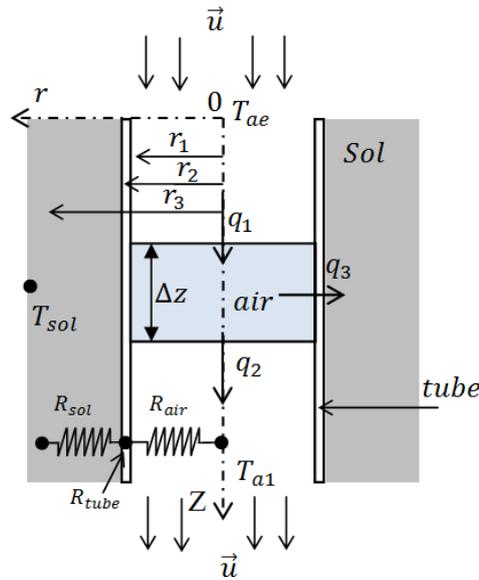


Figure 2.5 : Schéma descriptif du tronçon I pour un cycle de refroidissement[102].

Si Δz tend vers 0 et tenant compte du fait que le transfert est permanent et la convection domine la conduction, l'équation (6) se réduit à :

$$\rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{pair} \cdot u \frac{dT_a}{dz} = \frac{(T_{sol} - T_a)}{R_{totale}} \quad (49)$$

On remplace T_{sol} par son expression et après arrangement on aura :

$$\rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{pair} \cdot u \cdot R_{totale} \frac{dT_a}{dz} + T_a = \frac{T_i - T_p}{\delta} \cdot z + T_p \quad (50)$$

La solution générale est la somme des deux solutions homogène T_{ah} et particulière T_{ap} :

La solution homogène :

$$\rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{pair} \cdot u \cdot R_{totale} \frac{dT_{ah}}{dz} + T_{ah} = 0 \quad (51)$$

Ou

$$\frac{\frac{dT_{ah}}{dz}}{T_{ah}} = - \frac{1}{\rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{pair} \cdot u \cdot R_{totale}} \quad (52)$$

Après l'intégration, on obtient :

$$T_{ah} = C1. \exp\left(-\frac{1}{\rho.\tau.r^2.C_{pair}.u.Ritotale}\right).z \quad (53)$$

La solution particulière :

Soit $T_{ap} = C2.z + C3$ et remplaçant dans l'équation (51) :

$$\rho.\tau.r^2.C_{pair}.u.Ritotale.C2 + C2.z + C3 = \frac{T_i - T_p}{\delta}.z + T_p \quad (54)$$

On déduit les coefficients $C2$ et $C3$ par comparaison des membres droit et gauche de l'équation (54) :

$$C2 = \frac{T_i - T_p}{\delta} \quad (553)$$

Et

$$C3 = -\rho.\tau.r^2.C_{pair}.u.Ritotale.\frac{T_i - T_p}{\delta} + T_p \quad (56)$$

Donc la solution s'écrit :

$$T_{ap} = \frac{T_i - T_p}{\delta}.z - \rho.\tau.r^2.C_{pair}.u.Ritotale.\frac{T_i - T_p}{\delta} + T_p \quad (57)$$

La solution générale aura pour expression :

$$T_a(z) = C1. \exp\left(-\frac{1}{\rho.\tau.r^2.C_{pair}.u.Ritotale}\right).z + \frac{T_i - T_p}{\delta}.z - \rho.\tau.r^2.C_{pair}.u.Ritotale.\frac{T_i - T_p}{\delta} + T_p \quad (58)$$

$C1$ est une constante à déterminer d'après la condition à l'entrée de l'échangeur :

$T_a(z = 0) = T_{ae}$, qu'est la température ambiante.

$$C1 = T_{ae} + \rho.\tau.r^2.C_{pair}.u.Ritotale.\frac{T_i - T_p}{\delta} - T_p$$

En conclusion, l'expression décrivant la température en un point quelconque de l'air à l'intérieur de l'échangeur vertical se présente de la manière suivante :

$$Ta(z) = \left(Tae + \rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{pair} \cdot u \cdot Ritotale \cdot \frac{Ti - Tp}{\delta} - Tp \right) \cdot \exp \left(- \frac{1}{\rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{pair} \cdot u \cdot Ritotale} \right) z + \frac{Ti - Tp}{\delta} \cdot z - \rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{pair} \cdot u \cdot Ritotale \cdot \frac{Ti - Tp}{\delta} + Tp \quad (594)$$

Tronçon horizontal II

L'échangeur horizontal est installé à une profondeur δ où la température du sol, T_{sol} , reste stable et constante, équivalente à T_i , comme illustré dans la figure (3.5). Le même raisonnement appliqué pour le tronçon vertical I demeure pertinent, à l'exception que la température du sol à proximité de l'échangeur reste inchangée tout au long du tube. À partir de l'équation (50), on déduit[102] :

$$\rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{pair} \cdot u \frac{dT_a}{dx} = \frac{(T_{sol} - T_a)}{Ritotale} \quad (605)$$

Et

$$\ln(T_a - T_{sol}) = - \left(\frac{1}{\rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{pair} \cdot u \cdot Ritotale} \right) x + C \quad (61)$$

Avec $T_a(x = 0) = Ta1$

Où T_{a1} : Température à la sortie du tronçon vertical I.

Donc, la forme du profil de température dans le tronçon horizontal II s'écrit comme suit :

$$Ta(x) = T_{sol} + (Ta1 - T_i) \cdot \exp \left[\frac{1}{\rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{pair} \cdot u \cdot Ritotale} x \right] \quad (62)$$

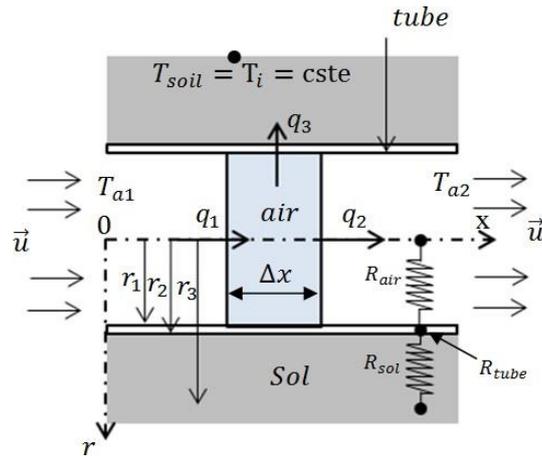


Figure 2.6 : Schéma descriptif du tronçon horizontal II pour un cycle de refroidissement[102].

Tronçon vertical III

Pour ce type d'échangeur, le bilan énergétique peut s'écrire :

$$m \cdot C_{\text{pair}} \cdot \frac{DT_a}{Dt} = q_2 - q_1 + q'_3 \quad (63)$$

q_1 et q_2 représente la conduction longitudinale, elle est négligeable.

L'équation précédente représente le bilan d'énergie pour un cycle de refroidissement (figure 3.6).

Et $q'_3 = \frac{T_a - T_{\text{sol}}}{R_{\text{totale}}}$

$T_{\text{sol}}(z)$: Température du sol loin de l'échangeur dans le nouveau repère.

$$T_{\text{sol}}(z) = \frac{T_p - T_i}{\delta} z + T_i \quad (64)$$

$$\frac{T_{\text{sol}} - T_a}{R_{\text{totale}}} = \rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{\text{pair}} \cdot u \frac{dT_a}{dz} \quad (65)$$

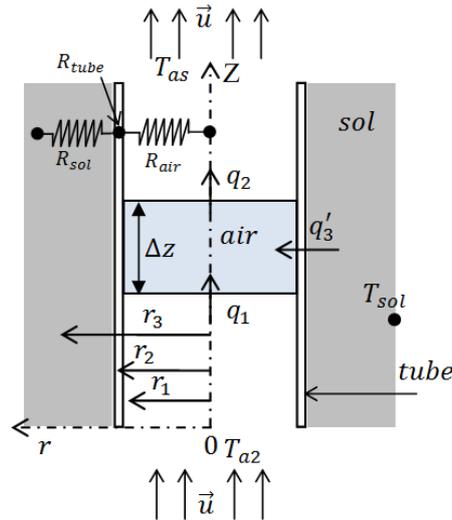


Figure 2.7 : Schéma descriptif du tronçon vertical III pour un cycle de refroidissement.

La solution de l'équation (65) est la somme des solutions homogène T_{ah} et particulière T_{ap} donnée par les expressions suivantes :

$$\text{Solution homogène : } T_{ah} = C4 \cdot \exp\left(-\frac{1}{\rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{pair} \cdot u \cdot R_{totale}}\right) z \quad (66)$$

$$\text{Solution particulière : } \rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{pair} \cdot u \cdot R_{totale} \cdot C5 + C5 \cdot z + C6 = \frac{T_p - T_i}{\delta} z + T_i \quad (67)$$

On déduit par comparaison des coefficients de même exposant que :

$$C5 = \frac{T_p - T_i}{\delta} \quad (68)$$

$$C6 = T_i - \rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{pair} \cdot u \cdot R_{totale} \cdot \frac{T_p - T_i}{\delta} \quad (69)$$

Donc, la solution particulière sera :

$$T_{ap} = \frac{T_p - T_i}{\delta} z + T_i - T_i - \rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{pair} \cdot u \cdot R_{totale} \cdot \frac{T_p - T_i}{\delta} \quad (70)$$

Alors, la solution générale s'écrit comme suit :

$$T_a(z) = C4 \cdot \exp\left(-\frac{1}{\rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{pair} \cdot u \cdot R_{totale}}\right) z + \frac{T_p - T_i}{\delta} z + T_i - \rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{pair} \cdot u \cdot R_{totale} \cdot \frac{T_p - T_i}{\delta} \quad (71)$$

$C4$ est une constante à déterminer d'après la condition à l'entrée du tronçon vertical III,

$$T_a(z = 0) = T_{a2}$$

T_{a2} est la température à la sortie de l'échangeur horizontal.

$$\text{Soit : } C4 = T_{a2} - T_i + \rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot 1 \cdot C_{\text{pair}} \cdot u \cdot R_{\text{totale}} \cdot \frac{T_p - T_i}{\delta} \quad (72)$$

Finalement, on aura le profil de la température du tronçon vertical III comme suit :

$$T_a(z) = (T_{a2} - T_i + \rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot 1 \cdot C_{\text{pair}} \cdot u \cdot R_{\text{totale}} \cdot \frac{T_p - T_i}{\delta}) \exp\left(-\exp\left(-\frac{1}{\rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{\text{pair}} \cdot u \cdot R_{\text{totale}}}\right) z\right) + \frac{T_p - T_i}{\delta} z + T_i - \rho \cdot \tau \cdot r^2 \cdot C_{\text{pair}} \cdot u \cdot R_{\text{totale}} \cdot \frac{T_p - T_i}{\delta} \quad (73)$$

2.4. Conclusion

Du point de vue du climat de la ville de Biskra, nous avons beaucoup plus intéressés par le refroidissement que le réchauffement de l'air utilisé pour le confort thermique de l'habitat. A partir des essais expérimentaux pendant la période de refroidissement, nous pouvons : évaluer le comportement thermique de l'échangeur air sol et leur performance thermique et valider les modèles mathématiques développés dans le chapitre 3. Un programme par la méthode de la logique floue a été développé pour la validation des résultats et pour les généralisés

Chapitre 3

Modélisation et

Optimisation

CHAPITRE 3

MODELISATION ET OPTIMISATION

3.1. Introduction

Au cours de ce troisième chapitre, nous allons présenter une description générale du dispositif expérimentale au sein de l'université de Biskra, qui permis de donner des résultats pour sauf la ville de Biskra. L'objectif de cette étape de travail est de donne un modèle numérique par l'utilisation d'une technique (la logique floue) pour généraliser le dispositif expérimental sur toutes région désertiques.

3.2. Optimisation par la logique floue

3.2.1 La logique floue

La logique floue, développée par Lotfi Zadeh [106] en 1965, étend la logique booléenne traditionnelle en s'appuyant sur sa théorie mathématique des ensembles flous. Cette théorie est une extension de la théorie classique des ensembles. La logique floue introduit la notion de degré dans l'évaluation des conditions, permettant ainsi à une condition de ne pas être strictement vraie ou fausse. Cette approche offre une flexibilité notable dans les raisonnements qui l'emploient, rendant possible la gestion des imprécisions et des incertitudes [107].

3.2.2. L'idée de la logique floue

Étant donné que la science repose sur le concept de mesure, plusieurs interrogations émergent : Comment peut-on représenter des valeurs non mesurables ? Comment aborder ce qui est incertain ou subjectif ? De quelle manière peut-on représenter les expressions du langage humain, souvent vagues dans un système. Il est important de noter que le flou n'est pas synonyme d'imprécision. Lorsqu'une information n'est pas connue de manière exacte, elle peut être définie à l'intérieur d'un intervalle [108].

3.2.3. Principe de la logique floue

Le réglage basé sur la logique floue imite la démarche de réflexion humaine, en ce sens que les variables manipulées ne sont pas des variables logiques au sens binaire, mais plutôt des variables linguistiques qui se rapprochent du langage quotidien humain. En outre, ces variables

linguistiques sont traitées selon des règles qui se réfèrent à une connaissance spécifique du comportement du système[107]. Dans la logique floue, une gamme de concepts fondamentaux est élaborée. Ces concepts sont essentiels pour justifier et prouver des principes de base. Pour la suite, seuls les éléments cruciaux nécessaires à la compréhension du principe du réglage par logique floue seront retenus[107].

3.2.4. Système flou

L'organigramme ci-dessous illustre les étapes principales d'un modèle flou.

- Fuzzification.
- Moteur d'inférence.
- Défuzzification.

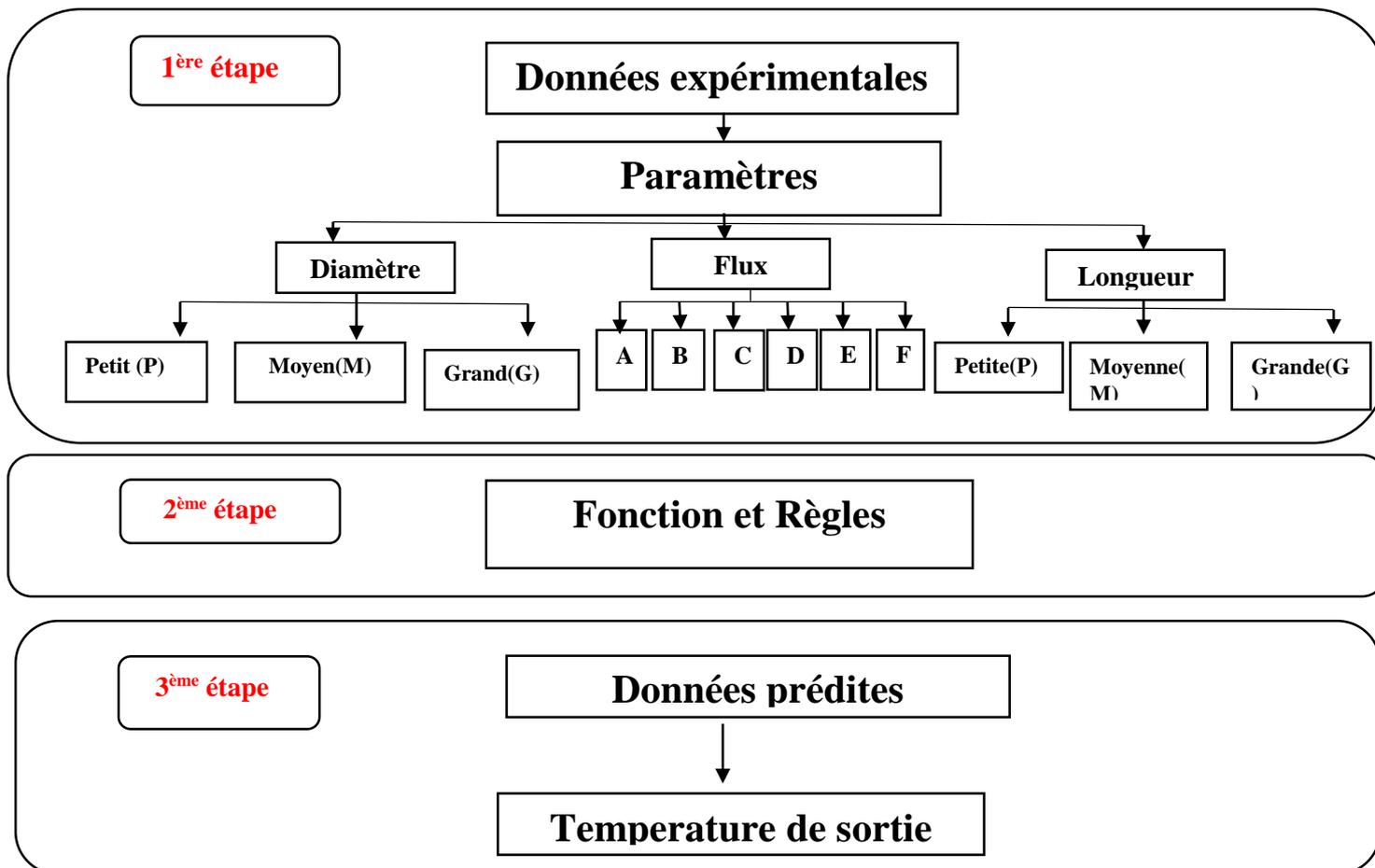


Figure 3.1 : Organigramme représente les étapes de la logique floue[109].

3.2.4.1 Fuzzification

Il est essentiel de commencer par définir les ensembles flous des variables d'entrée et leurs fonctions d'appartenance [19]. La fuzzification consiste à déterminer les degrés d'appartenance de la variable floue à ses ensembles flous, basés sur la valeur réelle de la variable d'entrée. Sélectionner le nombre d'ensembles flous, la forme des fonctions d'appartenance, leur chevauchement et leur distribution sur l'univers de discours n'est pas[110].

Dans ce travail, on a choisi trois paramètres d'entrée (le diamètre, le flux et la longueur) avec un seul paramètre de sortie (la température).

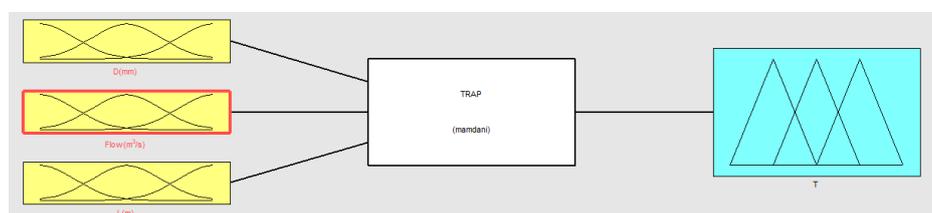


Figure 3.2 : les paramètres du système flou (les entrées et la sortie)[109].

3.2.4.2 Moteur d'inférence

Cette phase implique la conversion des variables physiques d'entrée du régulateur (valeurs mesurées ou estimées) en variables linguistiques lors de la fuzzification, et l'association de ces variables avec la variable de sortie linguistique du régulateur. Cela se fait à travers des règles mentales qui traduisent une action ou une décision linguistique concernant la commande de sortie du régulateur, en réponse à diverses situations en entrée. Ces inférences reposent sur un ensemble de règles développées à partir de l'expertise et de la connaissance humaine relative au système à contrôler. Elles sont organisées de manière compacte au sein d'une matrice multidimensionnelle, connue sous le nom de matrice d'inférence. Les inférences sont typiquement formulées à l'aide d'une description linguistique et symbolique basée sur des règles préalablement définies dans cette matrice d'inférence. Chaque règle se compose d'une condition introduite par le symbole 'SI', nommée prémisse, et d'une conclusion (telle qu'une action, une décision, une opération ou une commande) introduite par le symbole 'ALORS'. Le processus numérique de traitement de ces règles d'inférence, qui génère la sortie linguistique ou floue du régulateur, s'effectue à travers diverses méthodes, dont les principales sont[107] :

- La méthode d'inférence max-min.

- La méthode d'inférence max-prod
- La méthode d'inférence somme-prod.

Chacune de ces trois méthodes utilise un traitement numérique propre des opérateurs de la logique floue.

Tableau 3.1 : Paramètres d'entrée.

Paramètre	Symbol	Unité	Niveau 1					
			Petit (P)	Moyen (M)	Grand (G)			
Diamètre	D	mm	110	200	250			
Flux	Qv	m ³ /s	100	150	200			
			Niveau 2					
			A	B	C	D	E	F
Longueur	L	m	0	10	17	23	34	45

Tableau 3.2: Paramètre de sortie.

Paramètre	Symbole	Unité	Niveau						
			A	B	C	D	E	F	G
Température	T	C°	30,5	31,5	32,5	33	34,5	35	36,5

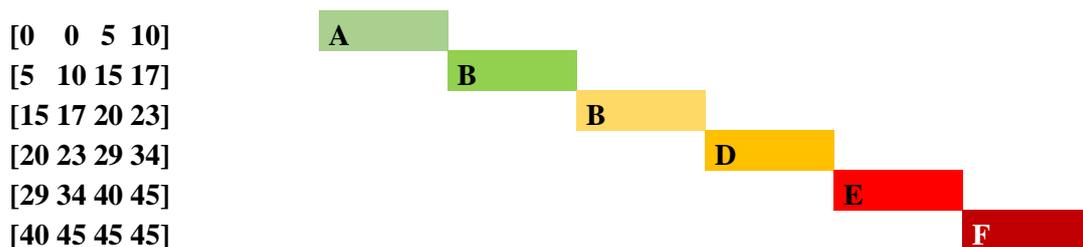
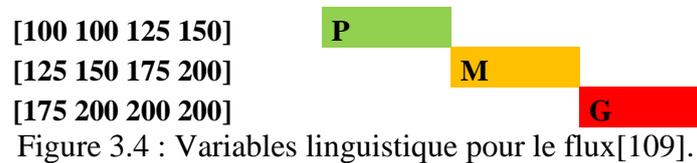
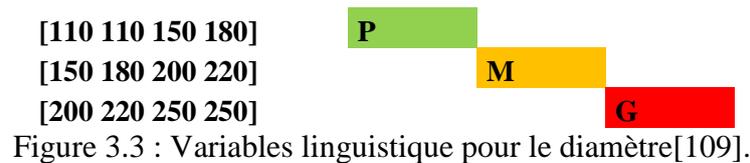


Figure 3.9 : Système flou pour la longueur (L)[109].

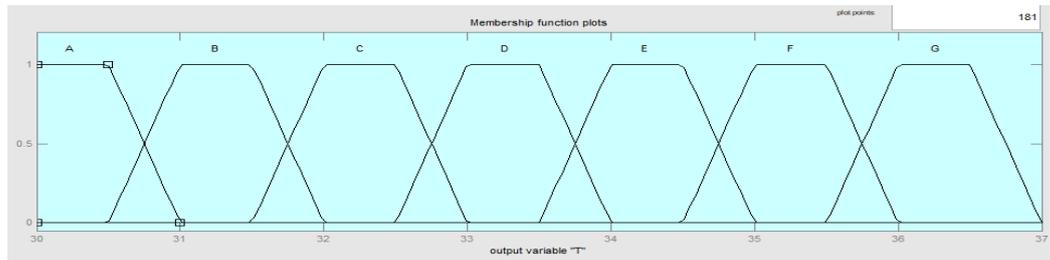


Figure 3.10 : Système flou pour la température (T)[109].

3.2.5 Les règles floues

Les règles de calcul sont mentionnées dans le tableau suivant :

Si le diamètre est... et le flux est ... et la longueur est... donc la température est

Tableau 3.3 : Les règles floues.

ESSAIS	D(mm)	FLUX (m ³ /s)	L(m)	TAIR (°C)
1	P	P	A	G
2	P	P	B	E
3	P	P	C	D
4	P	P	D	D
5	P	P	E	B
6	P	P	F	A
7	M	P	A	G
8	M	P	B	F
9	M	P	C	E
10	M	P	D	D
11	M	P	E	C
12	M	P	F	C
13	G	P	A	G
14	G	P	B	F
15	G	P	C	E
16	G	P	D	E
17	G	P	E	D

18	G	P	F	C
19	P	M	A	G
20	P	M	B	E
21	P	M	C	D
22	P	M	D	C
23	P	M	E	B
24	P	M	F	A
25	M	M	A	G
26	M	M	B	F
27	M	M	C	E
28	M	M	D	D
29	M	M	E	C
30	M	M	F	B
31	G	M	A	G
32	G	M	B	F
33	G	M	C	E
34	G	M	D	E
35	G	M	E	C
36	G	M	F	C
37	P	G	A	G
38	P	G	B	E
39	P	G	C	D
40	P	G	D	C
41	P	G	E	A
42	P	G	F	A
43	M	G	A	G
44	M	G	B	E
45	M	G	C	D
46	M	G	D	D
47	M	G	E	B
48	M	G	F	A
49	G	G	A	G
50	G	G	B	F

51	G	G	C	E
52	G	G	D	D
53	G	G	E	C
54	G	G	F	B

3.3. Simulation numérique

Dans cette partie de travail, le logiciel ANSYS, nous suivons quelques étapes pour atteindre les résultats requis.

3.3.1. Géométrie

Dans ce travail, la géométrie est une chambre avec des dimensions réelles qui se compose d'une porte, une fenêtre, une cheminée solaire et en plus d'une entrée d'air sous forme cylindre. Commençons par le bon choix des axes puis l'utilisation des outils de dessin tels que des lignes, des cercles, des arcs, etc. pour créer la géométrie souhaitée. Pour définir précisément votre géométrie, on applique des contraintes telles que des dimensions, des relations de tangence, etc. puis il est essentiel de la vérifier pour assurer qu'elle est correcte et qu'elle répond aux besoins, finalement on l'enregistre.

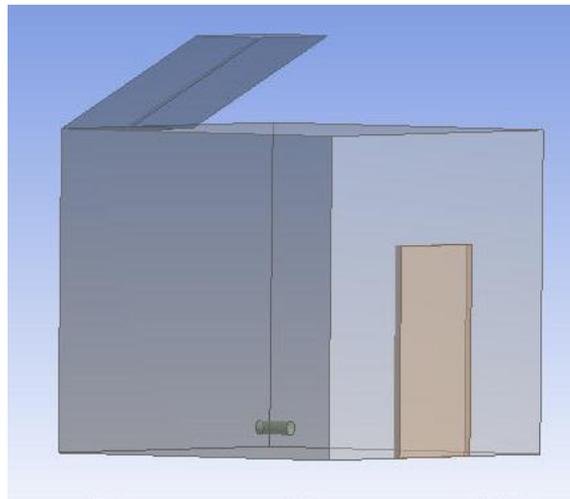


Figure 3.11 : Géométrie par ANSYS.

3.3.2. Maillage

Dans cette partie, on importe la géométrie après s'être qu'elle est correctement définie.

- Définition ou spécification des propriétés des matériaux utilisée dans le modèle du travail.
- Définition des conditions aux limites comme le tube est la vitesse est de 3.5m/s, la sortie de la cheminée est la pression, la porte et les autres parois sont des murs.
- Pour la génération du maillage, il faut utiliser les outils de maillage.
- Le contrôle de qualité du maillage pour éviter les distorsions excessives.
- Affectation des propriétés de maillage par dessinez les caractéristiques du maillage telles que la densité d'éléments.
- Le raffinement du maillage (si nécessaire) par ajouter des éléments de maillage supplémentaires pour les zones critiques.
- La dernière étape est l'exportation du maillage généré pour l'analyse.

Les propriétés de maillage utilisés sont :

- Physique de préférence : CFD (Computational Fluid Dynamics).
- Ordre des éléments : Quadratique.
- Le nombre des nœuds : 285556.

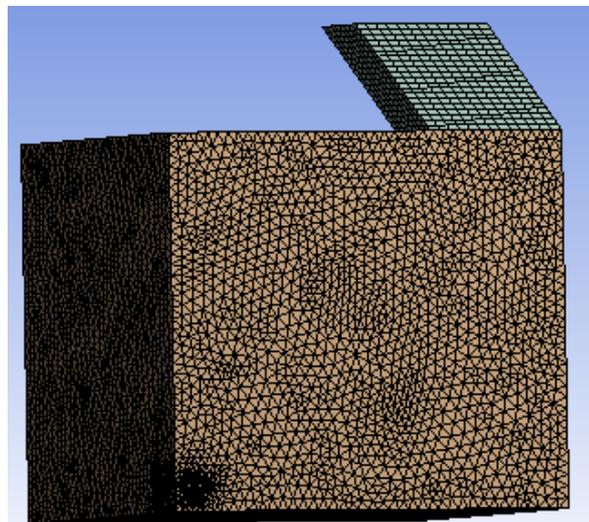


Figure 3.12 : Maillage.

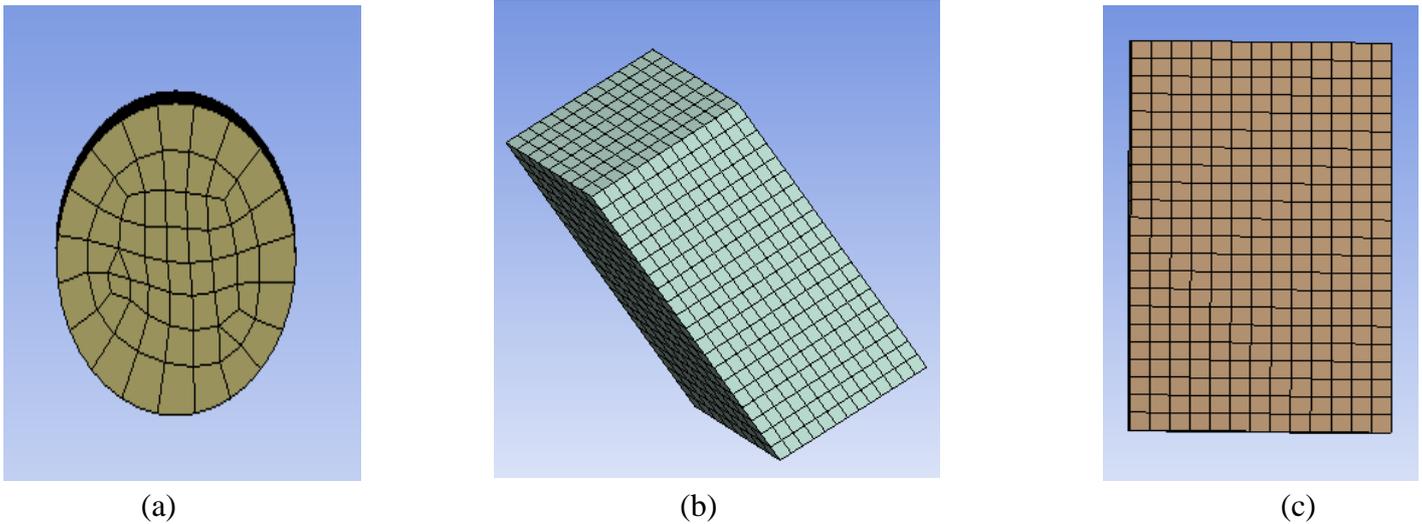


Figure 3.13 : (a) : maillage du tube, (b) : maillage de la cheminée et (c) maillage de la porte.

3.3.4. Fluent

Après les deux étapes précédentes, on passe sur la troisième partie qui s'appelle FLUENT

- La configuration des paramètres de la simulation tel que la turbulence et les modèles de fluide.
- La définition des conditions initiales, les conditions aux limites et les paramètres de convergences.
- Après le lancement de la simulation, la surveillance des itérations pour l'évaluation de la convergence.
- L'analyse des résultats pour assurer la validité des données obtenues.
- L'ajustement des paramètres et les itérations pour l'amélioration de la convergence (si nécessaire).
- Les deux figures précédentes représentent les propriétés de l'air et de matériau utilisé dans ce travail.

Tableau 3.4. Les propriétés de l'air et de ciment.

Propriétés	Air	Masse volumique = 1.225 kg/m ³
		Chaleur spécifique = 1006.43 j/kg.k
		Conductivité thermique = 0.0242 w/m.k
		Viscosité = 1.7894 * 10 ⁻⁰⁵ kg/m.s
	Ciment	Masse volumique = 3200 kg/m ³
		Chaleur spécifique = 1200 j/kg.k

		Conductivité thermique = 1.5 w/m.k
--	--	------------------------------------

3.3.4 Résultat

Dans cette étape :

- La sélection des variables d'intérêt à visualiser telles que la vitesse et la pression ect...
- La définition des plans pour analyser les sections spécifiques du modèle étudié.
- Après l'application des critères (pour affiner les résultats), la génération des graphes ou des animations pour mieux comprendre les données.
- Examiner les résultats.
- Exporter les résultats.

3.4. Conclusion

Du point de vue du climat de la ville de Biskra, nous avons beaucoup plus intéressés par le refroidissement que le réchauffement de l'air utilisé pour le confort thermique de l'habitat. A partir des essais expérimentaux pendant la période de refroidissement, nous pouvons : évaluer le comportement thermique de l'échangeur air sol et leur performance thermique et valider les modèles mathématiques développés dans le chapitre 3. Un programme par la méthode de la logique floue a été développer pour la validation des résultats et pour les généralisés.

Chapitre 4

Résultats et Discussions

CHAPITRE 4

RESULTATS ET DISCUSSIONS

4.1 Introduction

Dans ce chapitre, on présente les différents résultats obtenus à partir de la méthode de la logique floue et l'autre de la simulation numérique par le logiciel ANSYS.

4.2 Défuzzification

Cette étape consiste à revenir aux valeurs de sortie réelles. Elle implique de déterminer, en se basant sur les degrés d'appartenance de la variable de sortie à l'ensemble de ses ensembles flous, l'abscisse correspondant à la valeur réelle de cette sortie[110].

Tableau 4.1 : Les valeurs de température expérimentales et l'autre de simulation.

Essais	T(expérimentale)	T(simulation)
1	36,5	36,2
2	34,5	34,3
3	33,5	33,2
4	33	33,2
5	31,5	31,3
6	30,5	30,4
7	36,5	36,2
8	35	35,3
9	34,5	34,3
10	33,5	33,2
11	32,5	32,2
12	32	32,2
13	36,5	36,2
14	35,5	35,3
15	34,5	34,3
16	34	34,3
17	33	33,2
18	32,5	32,2
19	36,5	36,2

20	34,5	34,3
21	33,5	33,2
22	32,5	32,2
23	31,5	31,3
24	30,5	30,4
25	36,5	36,2
26	35	35,3
27	34,5	34,3
28	33,5	33,2
29	32,5	32,2
30	31,5	31,3
31	36,5	36,2
32	35	35,3
33	34,5	34,3
34	34	34,3
35	32,5	32,2
36	32	32,2
37	36,5	36,2
38	34	34,3
39	33	33,2
40	32	32,2
41	30,5	30,4
42	30	30,4
43	36,5	36,2
44	34,5	34,3
45	33,5	33,2
46	33	33,2
47	31,5	31,3
48	30,5	30,4
49	36,5	36,2
50	35	35,3
51	34	34,3
52	33,5	33,2

53	32	33,2
54	31	31,3

Dans cette étude, nous avons constaté que les valeurs dans 54 tests de ces températures sont très proches, comme le montre la figure 4.1.

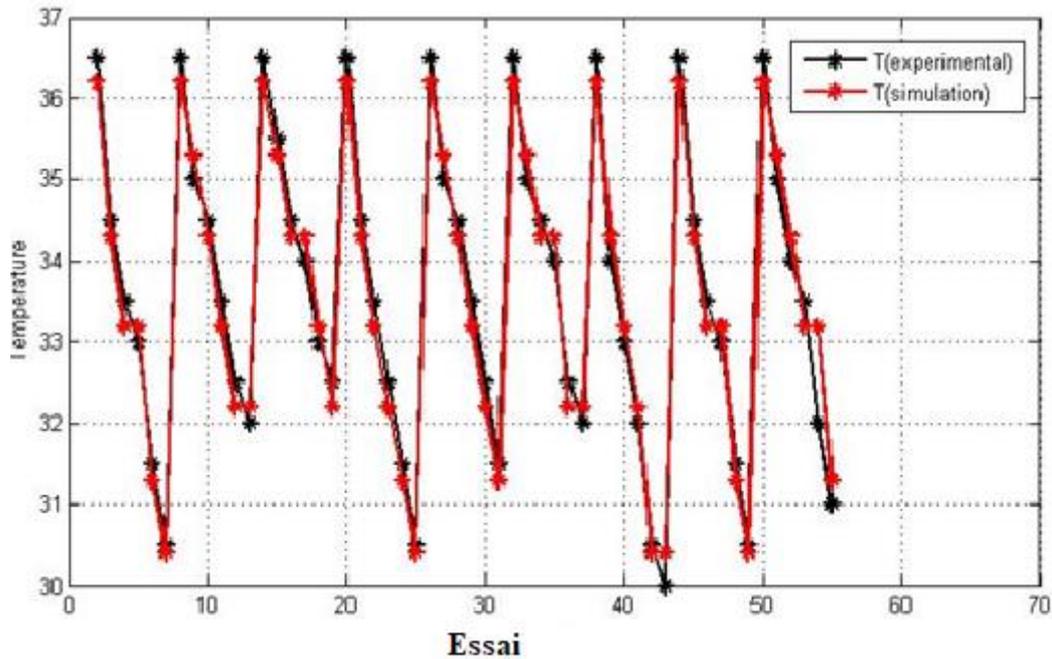


Figure 4.1 : Les courbes de température (expérimentale et simulation)[109].

Pour vérifier que ce modèle est valide pour toutes les zones arides, nous avons choisi la logique floue pour valider les résultats expérimentaux par rapport à ceux de la simulation. Pour obtenir de bons résultats dans cette étude, il est nécessaire d'ajouter différentes valeurs des paramètres de diamètre, de débit et de longueur qui n'existaient pas auparavant dans les valeurs expérimentales. La méthode consiste à modifier l'un de ces paramètres tout en fixant les autres, comme l'explique le tableau 4.2.

Tableau 4.2 : Validation.

Essais	Diamètre	Flux	Longueur	T(expérimentale)	T(simulation)
1	110	150	7	35,1	35,4
2	110	150	12,5	32,2	32,2
3	110	150	29	34,1	34,3
4	200	100	2,5	36,15	36,2
5	200	100	15	32,48	32,2

6	200	100	35	32,8	32,2
7	250	200	2,5	36,1	36,2
8	250	200	25	33,25	33,2
9	250	200	41	31,7	32,2

Validation des résultats

L'erreur a été appliquée pour calculer la différence entre les valeurs observées et prédites ; les étapes sont présentées dans l'équation (74) ci-dessous. Le pourcentage d'erreur individuelle a été divisé afin de réduire la différence globale de valeur de mesure.

$$ei = \left(1 - \frac{|T_{exp} - T_{pr}|}{T_{exp}}\right) * 100\% \quad (74)$$

La précision est calculée en appliquant la technique de la valeur prédite à la valeur observée. Dans la deuxième équation (75), P représente la cohérence du modèle, N représente le nombre total d'ensembles de données examinés. La précision du modèle est proche de la précision individuelle moyenne.

$$P = \frac{1}{N} \sum \left(1 - \frac{|T_{exp} - T_{pr}|}{T_{exp}}\right) * 100\% \quad (75)$$

Tableau 4.3 : Les résultats de la logique floue pour calculer l'erreur et la précision.

Essais	T(expérimentale)	T(simulation)	Erreur	Erreur %
1	35,1	35,4	0,009	99,15
2	32,2	32,2	0	100
3	34,1	34,3	0,006	99,41
4	36,15	36,2	0,0014	99,86
5	32,48	32,2	0,0086	99,14
6	32,8	32,2	0,0183	98,17
7	36,1	36,2	0,0028	99,72
8	33,25	33,2	0,0015	99,85
9	31,7	32,2	0,016	98,42

Precision = 99,31 %

La figure suivante représente la comparaison entre les valeurs de température prédites obtenus de notre système flou et l'autres de l'expérimentale.

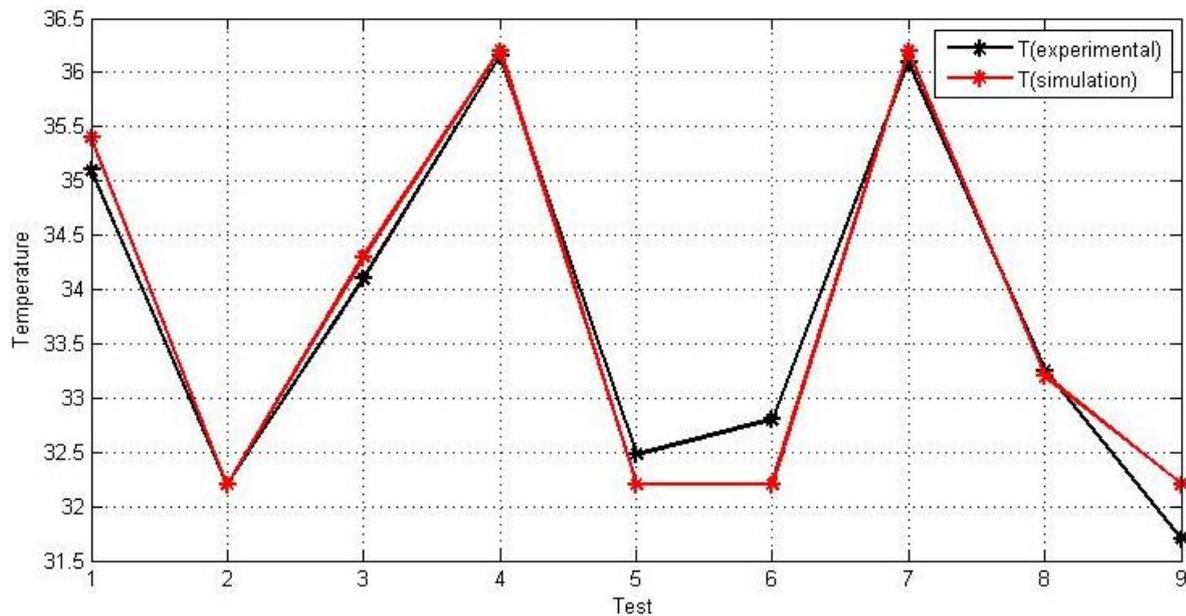


Figure 4.2 : Les courbes de validation entre les résultats expérimentaux et prédites[109].

Après avoir obtenu les courbes de validation, figure 4.2, il est observé que les deux courbes de température sont très proches dans les tests 1, 3, 5 et 7 et qu'elles sont identiques dans les essais 2, 4 et 8. En revanche, dans les tests 6 et 9, les courbes sont éloignées les unes des autres en raison de l'un des obstacles, par exemple : la vitesse de l'air, les variations climatiques de la journée, des erreurs dans l'appareil de mesure. Par conséquent, notre modèle de prédiction basé sur la logique floue fonctionne bien et avec précision, et il peut être utilisé pour résoudre des problèmes.

4.3. Partie ANSYS

D'après la simulation à partir le logiciel ANSYS, on observe que la température dans l'habitat diminue de 29 °C à l'entrée du tube jusqu'à 25-26°C à l'intérieure de l'habitat, par contre elle augmente dans la cheminée solaire à cause de l'aspiration de l'air.

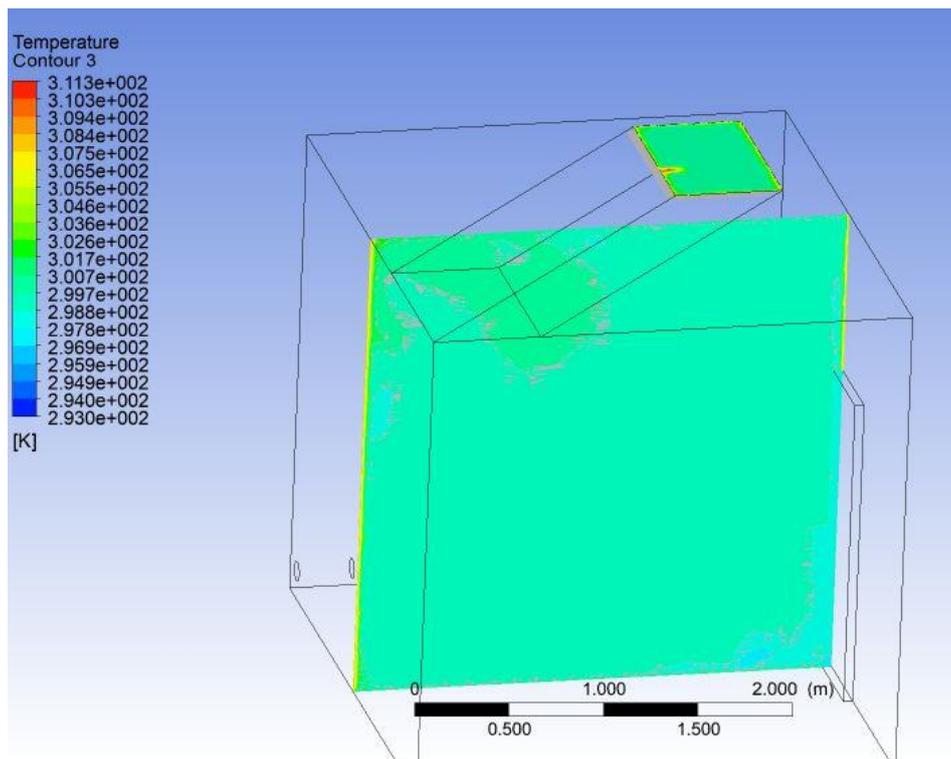


Figure 4.3 : La température à l'intérieur de l'habitat.

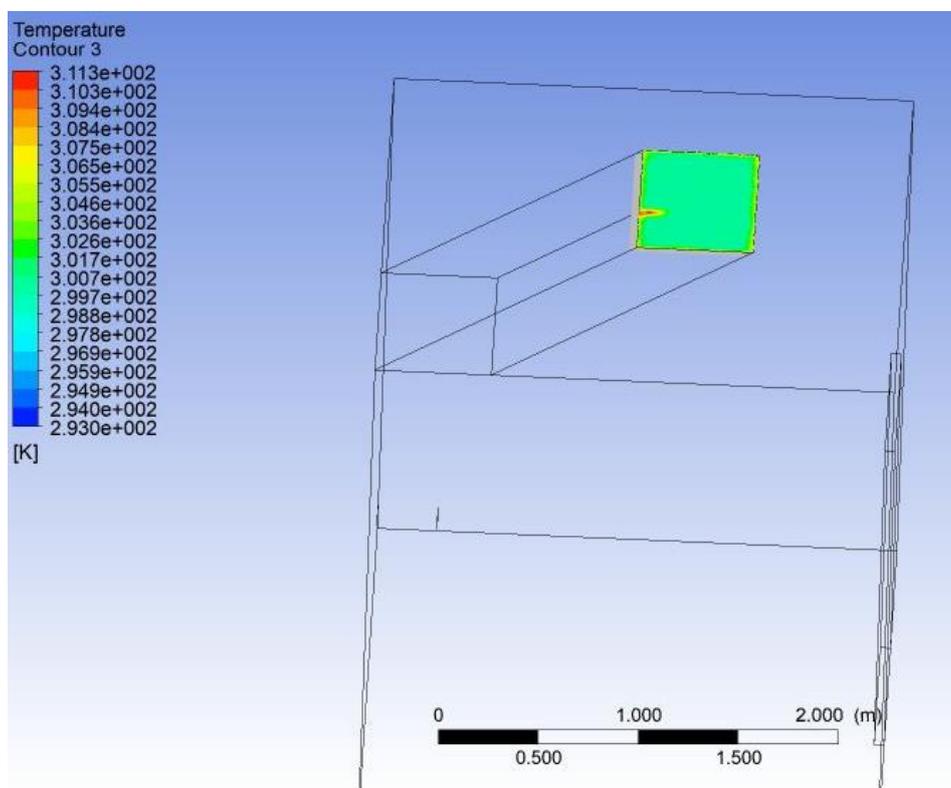


Figure 4.4 : La température dans la sortie de la cheminée.

- L'écart entre les points optimaux dans la figure 4.2 est dépend de quelques paramètres comme le choix aléatoire des valeurs de l'intervalle pour la précision du modèle étudié.
- A partir des deux dernières figures, on peut dire que même les conditions climatiques et environnementales dont l'humidité relative et des autres paramètres comme l'angle d'inclinaison, la longueur, le diamètre, le type, la matière de construction, la forme et les propriétés physiques de la cheminée solaire influent sur la circulation de l'air ambiant de la maison et sur l'attraction dans la sortie de la cheminée.

4.4. Conclusion

A partir de ce chapitre on peut conclure que les résultats expérimentaux du modèle réalisé à l'université de Biskra sont valables et on peut les généraliser pour toutes les régions arides sans se soucier du changement de l'un des paramètres tels que le diamètre de tube, le flux ou la vitesse d'écoulement d'air, la température ambiante, la longueur de tube etc....

La source de chaleur du cycle combiné influe sur le rendement ainsi que le confort thermique. D'autre part la cheminée solaire joue un rôle principal pour l'aspiration de l'air.

CONCLUSION GENERALE

Cette recherche consiste sur la production d'électricité et de froid pour assurer le confort thermique des habitats implanté dans des régions arides par l'utilisation d'un cycle combiné.

Dans ce travail nous avons présenté :

Tout d'abord des généralités sur la cogénération et leurs différents types ainsi que les sources d'énergie disponibles dans notre vie quotidienne et le cycle utilisé dans cette recherche. Ensuite nous avons fait une synthèse bibliographique concernant les échangeurs air/sol et le cycle de Goswami afin de connaître les méthodes et les résultats obtenus précédemment. Puis, nous avons évalué des résultats expérimentaux d'un échangeur air/sol situé à l'université de Biskra. Pour la validation de ce modèle au cours de toutes les régions arides on a développé un programme par la méthode de la logique floue. Cette dernière permet de réutiliser la température de la sortie de l'échangeur pour une simulation numérique d'un habitat avec des certaines conditions.

A partir l'analyse des résultats obtenus, il en résulte les points suivants :

- Pour plusieurs raisons, dont la confirmation des résultats expérimentaux, cela nécessite l'utilisation d'une autre méthode d'optimisation, ce qui valide ce travail. Dans ce cas, le système de logique floue est la méthode la plus fiable parmi les autres méthodes d'optimisation.
- Ce programme flou peut fournir de bons résultats, maintenir le temps des différentes études, et le plus important est sa précision, la précision de ce système dans notre travail est de 99,31%. Ainsi, on peut valider que la logique floue est valable pour tous les systèmes de cette manière avec des installations et des équipements différents.
- La performance et la précision d'un échangeur air/sol dépendent de plusieurs facteurs, dont la longueur, la vitesse de l'air ambiant et le diamètre du tube.
- L'existence d'une grande source de chaleur comme le concentrateur solaire donne un bon rendement du cycle combiné (cycle de Goswami).
- Le confort thermique est influencé par la vitesse de l'air qui entrant dans la maison. Une vitesse très faible signifie un confort thermique amélioré.

Finalement, on suggère ici quelques perspectives à explorer par les futurs travaux dans ce domaine de recherche :

- Ajouter une turbine à vapeur pour utiliser la vapeur d'eau à la sortie de la turbine pour un système autonome.
- Coupler l'habitat avec d'autre forme des cheminées solaire pour assurer une bonne aspiration d'air à la sortie dont une bonne circulation de l'écoulement à l'intérieure.
- Ajouter de nouveaux équipements dans le cycle de Goswami pour atteindre le confort thermique requis.

REFERENCES

1. Pehnt, M., et al., Micro cogeneration, in *Towards decentralized energy systems*. 2006, Springer.
2. Dinca, C.-F., *Evaluation environnementale et technico-économique du cycle de vie de la combustion du gaz naturel et propositions d'améliorations techniques*. 2014, Atelier national de reproduction des thèses.
3. Daxhelet, D. and J.-M. Lambotte, *Estimation des émissions en CO2 suivant des scénarios d'aménagement-in: Contribution du développement territorial à la réduction de l'effet de serre-Rapport final de la subvention 2002-2003*. 2003.
4. KHADIDJA, N., *Commande de la charge et la décharge de la batterie d'une installation photovoltaïque isolée*. 2022, university center of abdalhafid boussouf-MILA.
5. SERAIDI, T. and O. YAHIAOUI, *Alimentation d'une pompe par une source d'énergie renouvelable*. 2022.
6. Soum, A., et al., *Exploitation de l'énergie photovoltaïque dans l'habitat individuel à Jijel*. 2019, Université de Jijel.
7. علي, et al., *Impact de l'insertion des Énergies Renouvelables sur la Protection de Réseau Électrique*. 2022.
8. DJALAB, H., *CHAUFFAGE DE SERRE PAR ENERGIE GEOTHERMIQUE*. 2020, Univ M'sila.
9. Berdjem, A., D. Hambli, and Y. Chiba, *Simulation numérique d'un bassin d'eau solaire utilisé comme capteur solaire*. 2015.
10. Romuald, J., *Le puits canadien ou puits provençal*. Centre d'Etudes Techniques de l'équipement de Lyon (CETE), 2005: p. 2005.
11. Lembo, F., F.P.R. Marino, and C. Calcagno, *Semi-underground house models as new concepts for urban sustainable environment*. *Procedia Engineering*, 2011. 21: p. 570-579.
12. Van Dronkelaar, C., et al., *Heating and cooling energy demand in underground buildings: potential for saving in various climates and functions*. *Energy and Buildings*, 2014. 71: p. 129-136.

13. Alkaff, S.A., S. Sim, and M.E. Efzan, A review of underground building towards thermal energy efficiency and sustainable development. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016. 60: p. 692-713.
14. Yu, J., Y. Kang, and Z.J. Zhai, Advances in research for underground buildings: Energy, thermal comfort and indoor air quality. *Energy and Buildings*, 2020. 215: p. 109916.
15. Dong, X., et al., Effect of thermal, acoustic, and lighting environment in underground space on human comfort and work efficiency: A review. *Science of The Total Environment*, 2021. 786: p. 147537.
16. Saaly, M., et al., Performance analysis of a proposed geothermal pile system for heating and cooling energy demand for a building in cold regions. *Sustainable cities and society*, 2019. 45: p. 669-682.
17. Padilla, R.V., et al., Analysis of power and cooling cogeneration using ammonia-water mixture. *Energy*, 2010. 35(12): p. 4649-4657.
18. Jonsson, M., *Advanced power cycles with mixture as the working fluid*. 2003, Kemiteknik.
19. DiPippo, R., Second Law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids. *Geothermics*, 2004. 33(5): p. 565-586.
20. Goswami, D., *Solar thermal power: status of technologies and opportunities for research*. *Heat and Mass Transfer*, 1995. 95: p. 57-60.
21. Bonneville, M., et al., *Physiopathologie de la dermatite irritante de contact. Progrès en dermato-allergologie*. John Libbey Eurotext, Paris, 2004: p. 177-187.
22. ABADA, A., *Investigation numérique sur l'effet de la longueur de la chambre de mélange sur la performance d'un éjecteur de thermo-compression*. 2022.
23. El-Sebaili, A., et al., Thermal performance investigation of double pass-finned plate solar air heater. *Applied energy*, 2011. 88(5): p. 1727-1739.
24. Ho-Ming, Y., Theory of baffled solar air heaters. *Energy*, 1992. 17(7): p. 697-702.
25. Claesson, J., *Heat extraction from the ground by horizontal pipes: a mathematical analysis*. 1983.
26. da Silva Brum, R., et al., A new computational modeling to predict the behavior of earth-air heat exchangers. *Energy and Buildings*, 2013. 64: p. 395-402.
27. Nilsson, C.-E., *Preheating of ambient air by a system of earth tubes as a heat source for buildings*. 1991.

28. Ozgener, L., A review on the experimental and analytical analysis of earth to air heat exchanger (EAHE) systems in Turkey. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011. 15(9): p. 4483-4490.
29. Kepes Rodrigues, M., et al., Numerical investigation about the improvement of the thermal potential of an Earth-Air Heat Exchanger (EAHE) employing the Constructal Design method. *Renewable Energy*, 2015. 80: p. 538-551.
30. Vaz, J., et al., An experimental study on the use of Earth-Air Heat Exchangers (EAHE). *Energy and Buildings*, 2014. 72: p. 122-131.
31. Bisioniya, T.S., A. Kumar, and P. Baredar, Experimental and analytical studies of earth-air heat exchanger (EAHE) systems in India: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013. 19: p. 238-246.
32. Yang, D., Y. Guo, and J. Zhang, Evaluation of the thermal performance of an earth-to-air heat exchanger (EAHE) in a harmonic thermal environment. *Energy Conversion and Management*, 2016. 109: p. 184-194.
33. Bansal, V., et al., Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for summer cooling. *Energy and Buildings*, 2010. 42(5): p. 645-648.
34. Peretti, C., et al., The design and environmental evaluation of earth-to-air heat exchangers (EAHE). A literature review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013. 28: p. 107-116.
35. Tiwari, G.N., et al., Annual thermal performance of greenhouse with an earth-air heat exchanger: An experimental validation. *Renewable Energy*, 2006. 31(15): p. 2432-2446.
36. Santamouris, M., et al., Use of buried pipes for energy conservation in cooling of agricultural greenhouses. *Solar Energy*, 1995. 55(2): p. 111-124.
37. Thanu, N.M., et al., An experimental study of the thermal performance of an earth-air-pipe system in single pass mode. *Solar Energy*, 2001. 71(6): p. 353-364.
38. Adol, W.S., et al., Experimental and Analytical studies on Heat Transmission inside EAHE in Tropical zone. 2021.
39. Barakat, S., et al., Enhancement of gas turbine power output using earth to air heat exchanger (EAHE) cooling system. *Energy conversion and management*, 2016. 111: p. 137-146.
40. Misra, K., Thainswemong Choudhury & Anil.

41. Pfafferott, J., Evaluation of earth-to-air heat exchangers with a standardised method to calculate energy efficiency. *Energy and buildings*, 2003. 35(10): p. 971-983.
42. Hollmuller, P., Analytical characterisation of amplitude-dampening and phase-shifting in air/soil heat-exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003. 46(22): p. 4303-4317.
43. Sodha, M., et al., Evaluation of an earth—air tunnel system for cooling/heating of a hospital complex. *Building and Environment*, 1985. 20(2): p. 115-122.
44. Rouag, A., et al., Applicability of a solar adsorption cooling machine in semiarid regions: proposal of supplementary cooler using earth-water heat exchanger. *International Journal of Heat and Technology*, 2016. 34(2): p. 281-286.
45. Ghosal, M. and G. Tiwari, Modeling and parametric studies for thermal performance of an earth to air heat exchanger integrated with a greenhouse. *Energy conversion and management*, 2006. 47(13-14): p. 1779-1798.
46. Bojic, M., et al., Numerical simulation, technical and economic evaluation of air-to-earth heat exchanger coupled to a building. *Energy*, 1997. 22(12): p. 1151-1158.
47. Badescu, V., Simple and accurate model for the ground heat exchanger of a passive house. *Renewable energy*, 2007. 32(5): p. 845-855.
48. Thiers, S. and B. Peuportier, Thermal and environmental assessment of a passive building equipped with an earth-to-air heat exchanger in France. *Solar Energy*, 2008. 82(9): p. 820-831.
49. Mihalakakou, G., et al., Parametric prediction of the buried pipes cooling potential for passive cooling applications. *Solar Energy*, 1995. 55(3): p. 163-173.
50. Hollmuller, P., Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments. 2002.
51. De Paepe, M. and A. Janssens, Thermo-hydraulic design of earth-air heat exchangers. *Energy and buildings*, 2003. 35(4): p. 389-397.
52. Bartolomeu, D., Performances d'un Echangeur Thermique de Type Air-Sol'. ITP Romillé, 2005.
53. Mahdavi, S., F. Sarhaddi, and M. Hedayatizadeh, Energy/exergy based-evaluation of heating/cooling potential of PV/T and earth-air heat exchanger integration into a solar greenhouse. *Applied Thermal Engineering*, 2019. 149: p. 996-1007.

54. Barbaresi, A., et al., Application of basket geothermal heat exchangers for sustainable greenhouse cultivation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020. 129: p. 109928.
55. Harjunowibowo, D., S.A. Omer, and S.B. Riffat, Experimental investigation of a ground-source heat pump system for greenhouse heating–cooling. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 2021. 16(4): p. 1529-1541.
56. Hamdane, S., C. Mahboub, and A. Moummi, Numerical approach to predict the outlet temperature of earth-to-air-heat-exchanger. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2021. 21: p. 100806.
57. Atia, A., et al., A Review of Studies on Geothermal Energy System Applied on Sub-Saharan Climate Regions. *Water and Energy International*, 2017. 60(5): p. 63-68.
58. Xamán, J., et al., Numerical study of earth-to-air heat exchanger: The effect of thermal insulation. *Energy and buildings*, 2014. 85: p. 356-361.
59. Jakhar, S., et al., Thermal performance investigation of earth air tunnel heat exchanger coupled with a solar air heating duct for northwestern India. *Energy and Buildings*, 2015. 87: p. 360-369.
60. Mathur, A., et al., CFD analysis of EATHE system under transient conditions for intermittent operation. *Energy and Buildings*, 2015. 87: p. 37-44.
61. Hamdane, S., et al., Evaluating the Thermal Performance and Environmental Impact of Agricultural Greenhouses Using Earth-to-Air Heat Exchanger: An Experimental Study. *Applied Sciences*, 2023. 13(2): p. 1119.
62. Singh, S., Optimization of earth-air tunnel system for space cooling. *Energy conversion and management*, 1994. 35(8): p. 721-725.
63. Abbaspour-Fard, M.H., A. Gholami, and M. Khojastehpour, Evaluation of an earth-to-air heat exchanger for the north-east of Iran with semi-arid climate. *International Journal of Green Energy*, 2011. 8(4): p. 499-510.
64. Mogharreb, M.M., et al., The effect of greenhouse vegetation coverage and area on the performance of an earth-to-air heat exchanger for heating and cooling modes. *International Journal of Sustainable Engineering*, 2014. 7(3): p. 245-252.
65. Mongkon, S., et al., Cooling performance and condensation evaluation of horizontal earth tube system for the tropical greenhouse. *Energy and Buildings*, 2013. 66: p. 104-111.

66. Ascione, F., L. Bellia, and F. Minichiello, Earth-to-air heat exchangers for Italian climates. *Renewable energy*, 2011. 36(8): p. 2177-2188.
67. Balghouthi, M., et al., Experimental investigation of thermal and moisture behaviors of wet and dry soils with buried capillary heating system. *Solar energy*, 2005. 79(6): p. 669-681.
68. Li, Z., et al., Experimental study of a ground sink direct cooling system in cold areas. *Energy and Buildings*, 2009. 41(11): p. 1233-1237.
69. Bisoniya, T.S., A. Kumar, and P. Baredar, Heating potential evaluation of earth–air heat exchanger system for winter season. *Journal of building physics*, 2015. 39(3): p. 242-260.
70. Goswami, D. and K. Biseli, Use of underground air tunnels for heating and cooling agricultural and residential buildings. *Fact sheet EES*, 1993. 78: p. 1-4.
71. Woodson, T., Y. Coulibaly, and E.S. Traoré, Earth-air heat exchangers for passive air conditioning: Case study Burkina Faso. *Journal of Construction in Developing Countries*, 2012. 17(1): p. 21-32.
72. Rodrigues, L.T. and M. Gillott, A novel low-carbon space conditioning system incorporating phase-change materials and earth–air heat exchangers. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 2015. 10(3): p. 176-187.
73. Misra, R., et al., Thermal performance investigation of hybrid earth air tunnel heat exchanger. *Energy and Buildings*, 2012. 49: p. 531-535.
74. Haghighi, A. and M. Maerefat, Design guideline for application of earth-to-air heat exchanger coupled with solar chimney as a natural heating system. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 2015. 10(3): p. 294-304.
75. Tavakolinia, F., Wind-chimney (integrating the principles of a wind-catcher and a solar-chimney to provide natural ventilation). 2011: California Polytechnic State University.
76. Ralegaonkar, R., M. Kamath, and V. Dakwale, Design and development of geothermal cooling system for composite climatic zone in India. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series A*, 2014. 95: p. 179-183.
77. Chel, A. and G. Tiwari, Stand-alone photovoltaic (PV) integrated with earth to air heat exchanger (EAHE) for space heating/cooling of adobe house in New Delhi (India). *Energy Conversion and Management*, 2010. 51(3): p. 393-409.

78. Shukla, A., G. Tinwari, and M. Sodha, Thermal performance of an adobe structure integrated with an earth-air heat exchanger: An experimental study. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, 2008.
79. Sodha, M., et al., Effect of different earth surface treatments on the thermal performance of a room coupled to an earth-air tunnel. *International journal of energy research*, 1990. 14(3): p. 337-354.
80. Yassine, B., et al., Effectiveness of the earth tube heat exchanger system coupled to a space model in achieving thermal comfort in rural areas. *International Journal of Sustainable Energy*, 2014. 33(3): p. 567-586.
81. Choudhury, T. and A.K. Misra, Minimizing changing climate impact on buildings using easily and economically feasible earth to air heat exchanger technique. *Mitigation and adaptation strategies for global change*, 2014. 19: p. 947-954.
82. de Jesus Freire, A., et al., Compact buried pipes system analysis for indoor air conditioning. *Applied Thermal Engineering*, 2013. 51(1-2): p. 1124-1134.
83. Ghosal, M. and G. Tiwari, Parametric studies for heating performance of an earth to air heat exchanger coupled with a greenhouse. *International journal of energy research*, 2005. 29(11): p. 991-1005.
84. Bansal, V. and J. Mathur, Performance enhancement of earth air tunnel heat exchanger using evaporative cooling. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 2009. 4(3): p. 150-158.
85. Khalajzadeh, V., M. Farmahini-Farahani, and G. Heidarinejad, A novel integrated system of ground heat exchanger and indirect evaporative cooler. *Energy and Buildings*, 2012. 49: p. 604-610.
86. Bansal, V., et al., Performance analysis of integrated earth–air-tunnel-evaporative cooling system in hot and dry climate. *Energy and Buildings*, 2012. 47: p. 525-532.
87. Bansal, V., et al., Performance evaluation and economic analysis of integrated earth–air–tunnel heat exchanger–evaporative cooling system. *Energy and Buildings*, 2012. 55: p. 102-108.
88. Bansal, V., et al., Transient effect of soil thermal conductivity and duration of operation on performance of Earth Air Tunnel Heat Exchanger. *Applied Energy*, 2013. 103: p. 1-11.

89. Narváez-Romo, B., et al., A critical review of heat and mass transfer correlations for LiBr-H₂O and NH₃-H₂O absorption refrigeration machines using falling liquid film technology. *Applied thermal engineering*, 2017. 123: p. 1079-1095.
90. Ayou, D.S., et al., An overview of combined absorption power and cooling cycles. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013. 21: p. 728-748.
91. Raghuvanshi, S. and G. Maheshwari, Analysis of ammonia–water (NH₃-H₂O) vapor absorption refrigeration system based on first law of thermodynamics. *International journal of scientific & engineering research*, 2011. 2(8): p. 1-7.
92. Shagdar, E., et al., Analysis of heat flow diagram of small-scale power generation system: Innovative approaches for improving techno-economic and ecological indices. *Science China Technological Sciences*, 2020. 63(11): p. 2256-2274.
93. Padilla, R., et al. Performance Analysis of a Rankine-Goswami Combined Cycle. in *Proceedings of the ASME 2011 5th International Conference on Energy Sustainability*, ES2011-54. 2011.
94. Martin, C. and D. Goswami, Effectiveness of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle. *Applied Thermal Engineering*, 2006. 26(5-6): p. 576-582.
95. Rogdakis, E. and K. Antonopoulos, Performance of a low-temperature NH₃–H₂O absorption-refrigeration system. *Energy*, 1992. 17(5): p. 477-484.
96. Guzmán, G., et al., Thermal Optimization of a Dual Pressure Goswami Cycle for Low Grade Thermal Sources. *Entropy*, 2019. 21(7): p. 711.
97. Le Lostec, B., N. Galanis, and J. Millette, Experimental study of an ammonia-water absorption chiller. *International journal of refrigeration*, 2012. 35(8): p. 2275-2286.
98. Karimi, M., et al., A review of organic Rankine, Kalina and Goswami cycle. *International Journal of Engineering Technology, Management and Applied Sciences*, 2015. 3: p. 90-105.
99. Colonna, P. and S. Gabrielli, Industrial trigeneration using ammonia–water absorption refrigeration systems (AAR). *Applied Thermal Engineering*, 2003. 23(4): p. 381-396.
100. Liang, Y., et al., Investigation of a cascade waste heat recovery system based on coupling of steam Rankine cycle and NH₃-H₂O absorption refrigeration cycle. *Energy conversion and management*, 2018. 166: p. 697-703.

101. Demirkaya, G., et al., Experimental and theoretical analysis of the Goswami cycle operating at low temperature heat sources. *Journal of Energy Resources Technology*, 2018. 140(7): p. 072005.
102. BELLOUFI, Y., Etude théorique et expérimentale de l'exploitation de la géothermie dans le réchauffement ou le refroidissement d'un fluide caloporteur utilisé pour le confort thermique de l'habitat. 2017, Université Mohamed Khider-Biskra.
103. Krarti, M. and J.F. Kreider, Analytical model for heat transfer in an underground air tunnel. *Energy conversion and management*, 1996. 37(10): p. 1561-1574.
104. Stevens, J.W., Optimal placement depth for air-ground heat transfer systems. *Applied thermal engineering*, 2004. 24(2-3): p. 149-157.
105. Cucumo, M., et al., A one-dimensional transient analytical model for earth-to-air heat exchangers, taking into account condensation phenomena and thermal perturbation from the upper free surface as well as around the buried pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008. 51(3-4): p. 506-516.
106. Belloufi, A., et al., Experimental and predictive study by multi-output fuzzy model of electrical discharge machining performances. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2020. 109(7): p. 2065-2093.
107. TALIOUINE, K., effets des parametres d'électrodéposition sur les dépote de chrome. 2015.
108. TKOUTI, N., Optimisation des Systèmes Photovoltaïques Connectés au Réseau par la Logique Floue. 2004, Université Mohamed Khider-Biskra.
109. SOUALAH, M., et al., Evaluation and Generalization to Predict Lowest Temperature of an Earth Air Heat Exchanger: Case Arid Zones. *Annals of the University of Craiova, Physics*, 2023. 33.
110. Baghli, L., Contribution à la commande de la machine asynchrone, utilisation de la logique floue, des réseaux de neurones et des algorithmes génétiques. 1999, Université Henri Poincaré-Nancy I.