

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

Département : Génie Mécanique

Laboratoire de Génie et Mécanique et de Développement

Mémoire de projet de fin d'études

pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie mécanique

**Mise au point d'un dispositif de
refroidissement d'une nacelle d'éolienne
Application à la ferme éolienne de Kabertene**

Hakim HAMIDOUCHE

Sous la direction de M. Arezki SMAILI, Professeur

Présenté(e) et soutenue publiquement le (22/06/2016)

Composition du Jury :

| | | | |
|--------------|-----------------------|--------------------------|-------------|
| Président | M. Saïd RECHAK | Professeur, | ENP |
| Promoteur | M. Arezki SMAILI | Professeur, | ENP |
| Examineurs : | M. Mohamed BEN BRAIKA | Maître assistant A, | ENP |
| | M. Madjid TATA | Attaché de recherche, | CDER |
| Invités : | M. Rachid LAROUI, | Ingénieur, | SKTM, Adrar |
| | Mme Ouahiba GUERRI, | Directrice de recherche, | CDER |

ENP 2016

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

Département : Génie Mécanique

Laboratoire de Génie et Mécanique et de Développement

Mémoire de projet de fin d'études

pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie mécanique

**Mise au point d'un dispositif de
refroidissement d'une nacelle d'éolienne
Application à la ferme éolienne de Kabertene**

Hakim HAMIDOUCHE

Sous la direction de M. Arezki SMAILI, Professeur

Présenté(e) et soutenue publiquement le (22/06/2016)

Composition du Jury :

| | | | |
|--------------|-----------------------|--------------------------|-------------|
| Président | M. Saïd RECHAK | Professeur, | ENP |
| Promoteur | M. Arezki SMAILI | Professeur, | ENP |
| Examineurs : | M. Mohamed BEN BRAIKA | Maître assistant A, | ENP |
| | M. Madjid TATA | Attaché de recherche, | CDER |
| Invités : | M. Rachid LAROUI, | Ingénieur, | SKTM, Adrar |
| | Mme Ouahiba GUERRI, | Directrice de recherche, | CDER |

ENP 2016

ملخص:

الهدف النهائي من هذا العمل هو تطوير نظام تبريد لتوربينات الرياح لحقل كبرتان، التي تعمل في المناخ الصحراوي الحار. في البداية، اقترح إجراء التحليل والتصميم الحراري لأنظمة التبريد الموجودة. في الأساس، تم تصميم هذا النظام لتبريد المكونات الكهروميكانيكية، مضاعف السرعة ومولد الطاقة. ومع ذلك، تبين أنه عندما تتجاوز درجة حرارة الجو 40 درجة مئوية، الأنظمة لا يعملون بشكل صحيح لإجلاء كل الحرارة المولدة. وقد أدى ذلك إلى اقتراح نظام التبريد جديد الذي يناسب المناخ الصحراوي. لهذا الغرض، تم تحجيم جهاز التبريد الشمسي بالامتصاص الكيميائي إلى جانب مبادل الحرارة الأرضية، الذي يناسب المناخ الصحراوي. وقد تجلى جدوى هذا النظام من خلال عملها بغض النظر عن درجة حرارة الهواء المحيط، وليس له أي آثار سلبية على البيئة.

كلمات المفتاحية:

توربينات الرياح لحقل كبرتان، أنظمة التبريد، التبريد الشمسي بتقنية الامتصاص الكيميائي، المبادلات الحرارية والطاقة الحرارية الأرضية

Abstract

The ultimate object of this work consists in the development of cooling system for wind turbine nacelle of Kabertene's farm, operating in highly hot saharian climate. First, it was proposed to perform the analysis and thermal design of the existing cooling system. Mainly, this system is designed to cool the electromechanical components, namely, the gearbox and generator located in the nacelle. However, it has been found that when the environment temperature exceeds 40°C, the system will not properly evacuate all the heat generated. For this purpose, a new cooling system based on solar absorption refrigeration device coupled with a geothermal heat exchanger has been proposed and designed to operate under severe Saharian climate conditions. The viability of this system has been demonstrated through its operation regardless of the environment temperature and, furthermore, which does not have any undesirable side effect on the environment.

Keywords:

Wind farm of Kabertene, Cooling system, Solar absorption refrigeration, Heat exchanger, Geothermal, Thermal analysis

Résumé

L'objectif ultime du présent travail porte sur le développement d'un système de refroidissement pour une nacelle d'éolienne de la ferme de Kabertene, opérant en climat saharien hautement chaud. Dans un premier temps, on s'est proposé d'effectuer l'analyse et la conception thermique du système de refroidissement existant. Essentiellement, ce système est destiné à refroidir les composants électromécaniques, en l'occurrence, le multiplicateur de vitesses et la génératrice, situés dans la nacelle. Cependant, il a été constaté que lorsque la température d'air ambiant dépasse 40°C, le système ne pourra pas évacuer proprement toute la chaleur générée. A cet effet, on s'est proposé un nouveau système de refroidissement, basé sur la réfrigération solaire à absorption couplé avec un échangeur géothermique, qui s'adapte mieux au climat saharien. La viabilité de ce système a été démontrée à travers son fonctionnement indépendamment de la température de l'air ambiant et qui, en plus, n'a aucun effet néfaste sur l'environnement.

Mots clés :

Ferme éolienne de Kabertene, Système de refroidissement, Réfrigération solaire à absorption, Echangeur de chaleur, Géothermie, Analyse thermique

Dédicace

Je dédie ce modeste travail ;

- ✓ À mes chers parents à qui je dois tout. Que Dieu les bénisse !
- ✓ À tous mes aimables sœurs et frères.
- ✓ À toute ma grande famille
- ✓ À toute la promotion 2016 de Génie Mécanique.
- ✓ À tous mes amis

Remerciement

Louange à Allah, Dieu Unique, que Sa paix et Sa bénédiction soient sur le dernier des prophètes, Muhammad, sur sa famille et sur tous ses compagnons.

Je tiens à remercier mon enseignant et promoteur, Monsieur A. SMAILI, Professeur à l'ENP, pour sa disponibilité, son aide, ainsi que pour toutes les réponses qu'il a sues me donner quand je rencontrais des soucis, et je lui gré de son soutien et ses précieux conseils.

Je remercie le président du jury, Monsieur S. RECHAK, Professeur à l'ENP, ainsi que les examinateurs Monsieur M. BEN BRAIKA, Maître assistant A à l'ENP, et M. TATA, Chercheur au CDER, d'avoir accepté d'évaluer mon modeste travail.

Je remercie également Monsieur Rachid LAROUI, ingénieur responsable de la ferme de Kabertene (Adrar), pour les données fournies relatives à la ferme éolienne et d'avoir accepté de faire partie du jury comme membre invité. Et Monsieur S. MOUSSI, Directeur des relations extérieures à la Sonelgaz pour l'honneur qu'il m'a fait, pour l'intérêt qu'il a montré, et pour son aide précieuse dans la concrétisation de mon stage au sein de la ferme éolienne à Adrar.

Je tiens aussi à remercier Madame O. GUERRI, directrice de la division éolienne du CDER, d'avoir accepté de faire partie du jury comme membre invité.

J'en suis très reconnaissant à tous les enseignants et mes professeurs ayant contribué à ma formation tout au long de mon cursus.

Table des matières

| | |
|---|----|
| Résumé | |
| Dédicace | |
| Remerciement | |
| Table des matières | |
| Liste des tableaux | |
| Liste des figures | |
| Nomenclature | |
| Liste des abréviations | |
| Introduction..... | 11 |
| Chapitre 1 Généralités sur les éoliennes | 13 |
| 1.1. C'est quoi une éolienne ?..... | 13 |
| 1.2. Technologie des éoliennes :..... | 13 |
| 1.3. Principales parties d'une éolienne : | 15 |
| 1.3.1. Rotor :..... | 15 |
| 1.3.2. Train d'entraînement | 16 |
| 1.3.3. Nacelle :..... | 17 |
| 1.3.4. Mât : | 18 |
| 1.4. Fonctionnement d'une éolienne : | 19 |
| Chapitre 2 Ferme éolienne de Kabertene..... | 20 |
| 2.1. Lancement du projet de la ferme éolienne de Kabertene : | 20 |
| 2.2. Situation géographique de la ferme et production préliminaire d'énergie éolienne : | 21 |
| 2.3. Description de la centrale de Kabertene :..... | 22 |
| 2.4. Analyse des données de la ferme éolienne :..... | 22 |
| Chapitre 3 Conception thermique du multiplicateur de vitesse | 26 |
| 3.1. Dimensionnement du premier échangeur de chaleur :..... | 27 |
| ❖ Convection interne - partie huile : | 28 |
| ❖ Convection externe - partie Air : | 29 |
| ❖ L'efficacité des ailettes :..... | 31 |
| ❖ Les dimensions de l'échangeur de chaleur :..... | 32 |
| ❖ Calcul des pertes de charge dans l'échangeur de chaleur :..... | 33 |
| 3.2. Dimensionnement du deuxième échangeur de chaleur : | 34 |
| 3.3. Analyse des résultats : | 35 |

| | | |
|---------------|--|----|
| Chapitre 4 | Conception thermique de la génératrice | 36 |
| 4.1. | Méthode de calcul proposée : | 36 |
| 4.2. | Résultats et discussion | 47 |
| 4.3. | Conclusion : | 51 |
| Chapitre 5 | Dispositif de refroidissement proposé | 52 |
| 5.1. | Description du système de réfrigération solaire à absorption : | 52 |
| 5.2. | Calcul du cycle de réfrigération à absorption : | 56 |
| 5.2.1. | Calcul des pressions dans le cycle : | 56 |
| 5.2.2. | Calcul des concentrations de la solution | 57 |
| 5.2.3. | Calcul des rapports de débit massique : | 57 |
| 5.2.4. | Calcul des enthalpies : | 57 |
| 5.2.5. | Taux de chaleur échangés et le coefficient de performance : | 59 |
| 5.3. | Dimensionnement d'un capteur solaire : | 60 |
| 5.4. | Dimensionnement d'un échangeur géothermique : | 68 |
| 5.5. | Dispositif proposé : | 71 |
| 5.5.1. | Circuit intermédiaire entre la nacelle et l'évaporateur : | 71 |
| ❖ | Dimensions de l'échangeur compacte dans le kiosque : | 71 |
| ❖ | Dimensions de l'échangeur eau-eau dans la nacelle : | 73 |
| ❖ | Les pertes de charge dans le circuit : | 74 |
| 5.5.2. | Circuit dans la nacelle : | 74 |
| ❖ | Dimensions du refroidisseur d'huile : | 75 |
| ❖ | Les dimensions de l'échangeur de la génératrice : | 76 |
| Conclusion | | 77 |
| Bibliographie | | 79 |
| Annexes | | 81 |

Liste des tableaux

| | |
|---|----|
| Tableau 2-1. L'effectif de la centrale éolienne de Kabertene | 20 |
| Tableau 3-1: Résultats numériques du calcul de Reynolds externe du premier échangeur..... | 30 |
| Tableau 3-2. Résultats obtenus dans le calcul du deuxième échangeur du constructeur..... | 34 |
| Tableau 3-3. Spécifications des trois configurations..... | 35 |
| Tableau 3-4. une comparaison entre les résultats de calcul de dimensionnement des échangeurs avec les diverses configurations | 35 |
| Tableau 3-5. Comparaison des résultats pour les deux échangeurs entre le cas nominal et celui des conditions extrêmes | 35 |
| Tableau 4-1. Comparaison de résultats du système de refroidissement installé par le constructeur fonctionnant à 40°C et 45°C | 51 |
| Tableau 5-1. Résultats du calcul de cycle de réfrigération à absorption..... | 59 |
| Tableau 5-2. Résultats de calcul du circuit de réfrigération..... | 59 |
| Tableau 5-3. Résultats de calcul du taux de chaleur interne | 66 |
| Tableau 5-4 . Résultats de calcul des coefficients de convection et de rayonnement dans le capteur . | 67 |
| Tableau 5-5. Résultats de calcul du taux de chaleur net et le débit..... | 67 |
| Tableau 5-6. Température dans les divers points du circuit de refroidissement | 70 |
| Tableau 5-7. Résultats de dimensionnement de l'échangeur géothermique..... | 70 |
| Tableau 5-8. Caractéristiques et les dimensions de l'échangeur compact pour le kiosque | 73 |
| Tableau 5-9. Températures des fluides dans l'échangeur eau-eau dans la nacelle | 73 |
| Tableau 5-10. Dimensions du refroidisseur d'huile proposé..... | 75 |
| Tableau 5-11. Dimensions de l'échangeur compacte de la génératrice..... | 76 |

Liste des figures

| | |
|---|----|
| Figure 1-1. SANDIA 17-meter Darrieus VAWT [1] | 13 |
| Figure 1-2. Différentes conceptions des éoliennes horizontales [1] | 14 |
| Figure 1-3. Composants principaux d'une éolienne..... | 16 |
| Figure 1-4. Schéma type d'une architecture de nacelle | 18 |
| Figure 2-1. Schéma de la ferme éolienne de Kabertene | 21 |
| Figure 2-2. Atlas de la vitesse moyenne du vent de l'Algérie estimée à 10 m du sol [10]..... | 21 |
| Figure 2-3. Une image du satellite de la centrale de Kabertene | 22 |
| Figure 2-4 . Nombre d'heures d'une série de vitesses de vent a différents intervalles de température | 24 |
| Figure 3-1. Image réelle des échangeurs de chaleur du multiplicateur de vitesse..... | 26 |
| Figure 3-2. Schéma de la boîte de vitesse de l'éolienne GAMESA G52 | 27 |
| Figure 3-3. Schéma du modèle d'échangeur compact correspondant à ceux installés sur G52 | 28 |
| Figure 3-4. Coefficient de convection et le facteur de friction pour un échangeur compact de tube circulaire et ailettes continues..... | 31 |
| Figure 3-5. Facteur de correction pour échangeur croisé de deux fluides brassés | 32 |
| Figure 4-1. La génératrice asynchrone installée dans nacelle de l'éolienne Gamesa G52 | 36 |
| Figure 4-2. Le schéma de la génératrice montrant les deux circuits de refroidissement | 37 |
| Figure 4-3. Organigramme montrant les distributions d'évacuation de chaleur | 38 |
| Figure 4-4. Schéma de vue de coupe sur le rotor (a) géométrie réelle et (b) modèle de calcul..... | 39 |
| Figure 4-5. Après avoir ouvert le passage pour assimiler à une plaque avec ailettes | 41 |
| Figure 4-6. Schéma montrant les dimensions géométriques du passage "Parcours Retour" du circuit interne | 43 |
| Figure 4-7. Schéma explicatif du circuit externe | 45 |
| Figure 4-8. Ventilateur radial du circuit externe | 45 |
| Figure 4-9. Taux chaleur dissipée en fonction de la longueur des passages à des températures de sortie d'air constantes | 48 |
| Figure 4-10. Débits d'air en fonction de la longueur des passages | 49 |
| Figure 4-11. Débits d'air en fonction des taux de chaleur dissipés par les deux circuits..... | 50 |
| Figure 4-12. Longueurs des passages en fonction de la température d'air ambiant | 50 |
| Figure 5-1. Structure d'une machine frigorifique à absorption H ₂ O/LiBr [12]..... | 53 |
| Figure 5-2. Représentation du cycle à absorption sur un diagramme d'Oldham, couple H ₂ O/LiBr..... | 54 |
| Figure 5-3. schéma de principe des deux collecteurs solaires | 55 |
| Figure 5-4. Schéma de principe de la machine à absorption simple effet | 56 |
| Figure 5-5. Diagramme pression-température des solutions LiBr-H ₂ O (Oldham)..... | 58 |
| Figure 5-6 . Les différents types de collecteurs thermiques solaires | 61 |
| Figure 5-7. Le schéma du collecteur solaire tubulaire à vide [11]..... | 62 |
| Figure 5-8. Bilans thermiques dans un capteur solaire à vide [11] | 63 |
| Figure 5-9. Circuit résistive pour le calcul du coefficient global de transfert de chaleur [11] | 63 |
| Figure 5-10. Schéma global du mécanisme de refroidissement proposé | 72 |

Nomenclature

Lettres latines :

A : Aire [m²]
C_p : chaleur spécifique [kJ/kg.K]
COP : coefficient de performance du cycle de réfrigération
d : petit diamètre [m]
D : grand diamètre [m]
D_h : diamètre hydraulique [m]
D_e : diamètre équivalent [m]
e : épaisseur [m]
f : coefficient de friction / une fraction
F_c : facteur de correction
h : coefficient de convection [W/m² K]
H : hauteur [m]
k : conductivité thermique [W/m .K]
L : la longueur [m]
 \dot{m} : débit massique [kg/s]
Nu : nombre de Nusselt
N : nombre
P_m : puissance mécanique [kW]
P_e : puissance électrique [kW]
Pr : nombre de Prandtl
p : pression [Pa]
p_t : pas entre tubes [m]
p_l : pas entre rangées [m]
P_w : périmètre mouillé [m]
P_h : périmètre hydraulique [m]
q : taux de chaleur [kW]
R : Résistance
Re : nombre de Reynolds
S_a : pas entre ailettes [m]
T : Température [°C]
U : coefficient d'échange global [W/m²K]
V : vitesse [m/s]
W : travail / largeur
x : concentration

Indices :

A : circuit intérieur parcours « Aller »

a : air /absorbeur
b : milieu fluide
c : condenseur
carac : caractéristique
E : circuit externe
e : eau
ev : évaporateur
f : ailette
g : général, global / générateur
h :huile
i : intérieur/ entrée
m : par unité de mètre / moyenne
net : nette
o : extérieur/sortie
p : pompe
r :rangée
R : Circuit intérieur parcours « Retour »
t :épaisseur
tot : total
vs : vapeur saturante
w : sur la paroi

Lettres grecs :

μ : la viscosité dynamique
 ρ : la masse volumique [kg/m³]
 η : Rendement
 ΔT_{LM} : moyenne logarithmique des températures
 θ : angle d'ouverture de l'arc

Liste des abréviations

VAWT : « *Verticale Axis Wind Turbine* » les éoliennes à axe vertical

HAWT : « *Horizontal Axis Wind Turbine* » les éoliennes à axe horizontal

SKTM : « *Sharikat Kahraba w Takat Moutadjadida* » l'entreprise propriétaire de la ferme de Kabertene

SQIG : « *Squirrel Cage Induction Generators* » générateurs à induction à cage d'écureuil

MADA : Machine Asynchrone a Double Alimentation

SCADA : « *Supervisory Control and Data Acquisition* » Système de supervision et d'acquisition de données.

LMTD : La moyenne logarithmique des différences de température

Introduction

Dans l'antiquité, les peuples de la mer semblaient être les premiers à exploiter l'énergie du vent (mouvoir des navires, plus tard les moulins à vent). Il y a 3000 ans, dans ce qui est aujourd'hui l'Afghanistan, on construisait la toute première éolienne pour pomper l'eau du sol.

Les premiers moulins à vent font leur apparition chez les Perses. Il y a longtemps déjà, les Perses irriguaient leurs cultures grâce à des moulins à vent. Ce concept a été ramené en Occident après les croisades. En Europe, le vent fut essentiellement utilisé pour moudre le blé en farine. La première éolienne produisant de l'électricité fut construite aux Etats-Unis en 1887 par l'industriel Charles Brush. En 1956, le danois Johannes Juul crée la première éolienne produisant du courant alternatif. Cette dernière, nommée éolienne de Gedser, a inspiré les éoliennes actuelles.

Cependant, le développement des énergies fossiles dans le monde ainsi que leur aspect pratique dans la production d'électricité a mis sous le rideau toutes les autres sources d'énergie y compris l'énergie éolienne. Par contre, les effets néfastes de la combustion de ces hydrocarbures a mis en péril l'équilibre de l'écosystème, ainsi l'augmentation du CO₂ dans l'atmosphère a provoqué un réchauffement planétaire via le phénomène connu sous le nom de l'effet de serre. Par conséquent, la réémergence de l'énergie éolienne avec les autres énergies renouvelables demeure une pratique inévitable.

Dans ce contexte énergétique, l'Algérie a construit une ferme éolienne dans la région d'Adrar (Kabertene) de 12 éoliennes de 850 kW chacune, ce qui fait une capacité nominale de 10,2 MW. Cependant, une telle région possède un climat saharien de conditions thermiques extrêmes. De ce fait, les éoliennes installées au Sahara sont assujetties à des températures très élevées et fluctuantes durant la journée et les saisons. Cette réalité génère des contraintes de design contradictoires et peut conduire à quelques difficultés de conception. Afin de maintenir une température adéquate de l'air à l'intérieur de la nacelle (i.e. température acceptable pour les équipements électromécaniques), la chaleur générée par les divers composants doit être rejetée vers l'environnement, et l'échange de chaleur résultant doit être contrôlé proprement en utilisant des systèmes de refroidissement convenables.

En se basant sur des données expérimentales, qui concernaient les paramètres suivants : taux de chaleur dégagés par la génératrice, la vitesse du vent et les différentes températures de la nacelle, fournies par l'entreprise propriétaire de la ferme éolienne de Kabertene (SKTM, filiale de la Sonelgaz), une étude et calcul du système de refroidissement existant a été d'abord entreprise. Ensuite, un nouveau système de refroidissement beaucoup plus convenable et écologique est conçu et proposé pour une éolienne à opérer en climat saharien hautement chaud.

Ce mémoire est structuré en cinq chapitres. Le premier parle de généralités sur les aérogénérateurs. Puis dans le deuxième, on fait une présentation de la ferme éolienne de Kabertene, ainsi qu'une analyse des données expérimentales fournies par l'entreprise propriétaire SKTM. Le troisième chapitre, récapitule les méthodes de calcul sur le système de refroidissement élaboré par le constructeur au multiplicateur de vitesses. Ensuite, Le quatrième chapitre, expose les calculs de dimensionnement réalisés sur la génératrice. Enfin, le dernier chapitre expose le nouveau système de réfrigération solaire par absorption couplé à un échangeur géothermique dans lequel la chaleur dégagée sera absorbée.

Chapitre 1

Généralités sur les éoliennes

1.1. C'est quoi une éolienne ?

Une éolienne est un dispositif qui transforme l'énergie cinétique du vent en énergie mécanique, qui est le plus souvent transformée en énergie électrique. Les éoliennes produisant de l'électricité sont appelées aérogénérateurs. Les termes : centrale éolienne, parc éolien ou ferme éolienne sont utilisés pour décrire les unités de production groupées. Il existe deux types d'installations, le parc terrestre et le parc offshore implanté en mer à plusieurs kilomètres au large des côtes. Pour comprendre comment les éoliennes sont utilisées, il est utile d'examiner brièvement certains des faits fondamentaux ainsi leur fonctionnement.

1.2. Technologie des éoliennes :

Les éoliennes peuvent être classifiées par plusieurs caractéristiques néanmoins on distingue deux grandes familles d'éolienne qui sont arrangées selon la disposition de l'axe du rotor ; les éoliennes horizontales et les éoliennes verticales. Ce dernier type dénommées VAWT sont moins utilisées dans le monde des éoliennes. Ce concept a été étudié de façon approfondie à la

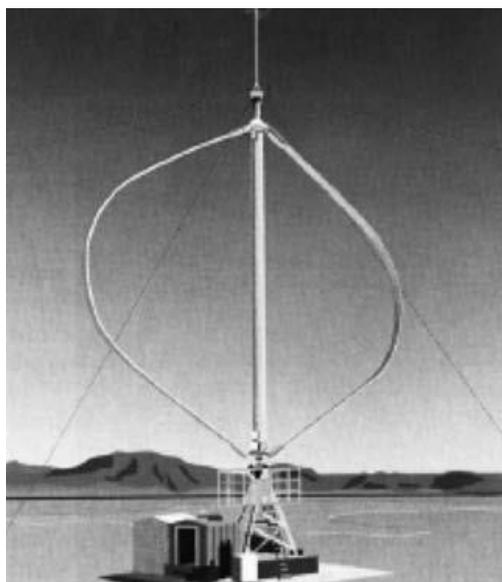


Figure 1-1. SANDIA 17-meter Darrieus VAWT [1]

fois aux États-Unis et au Canada dans les années 1970 et 1980. Un exemple d'une turbine éolienne VAWT (SANDIA 17-meter 'SNL, 2009').

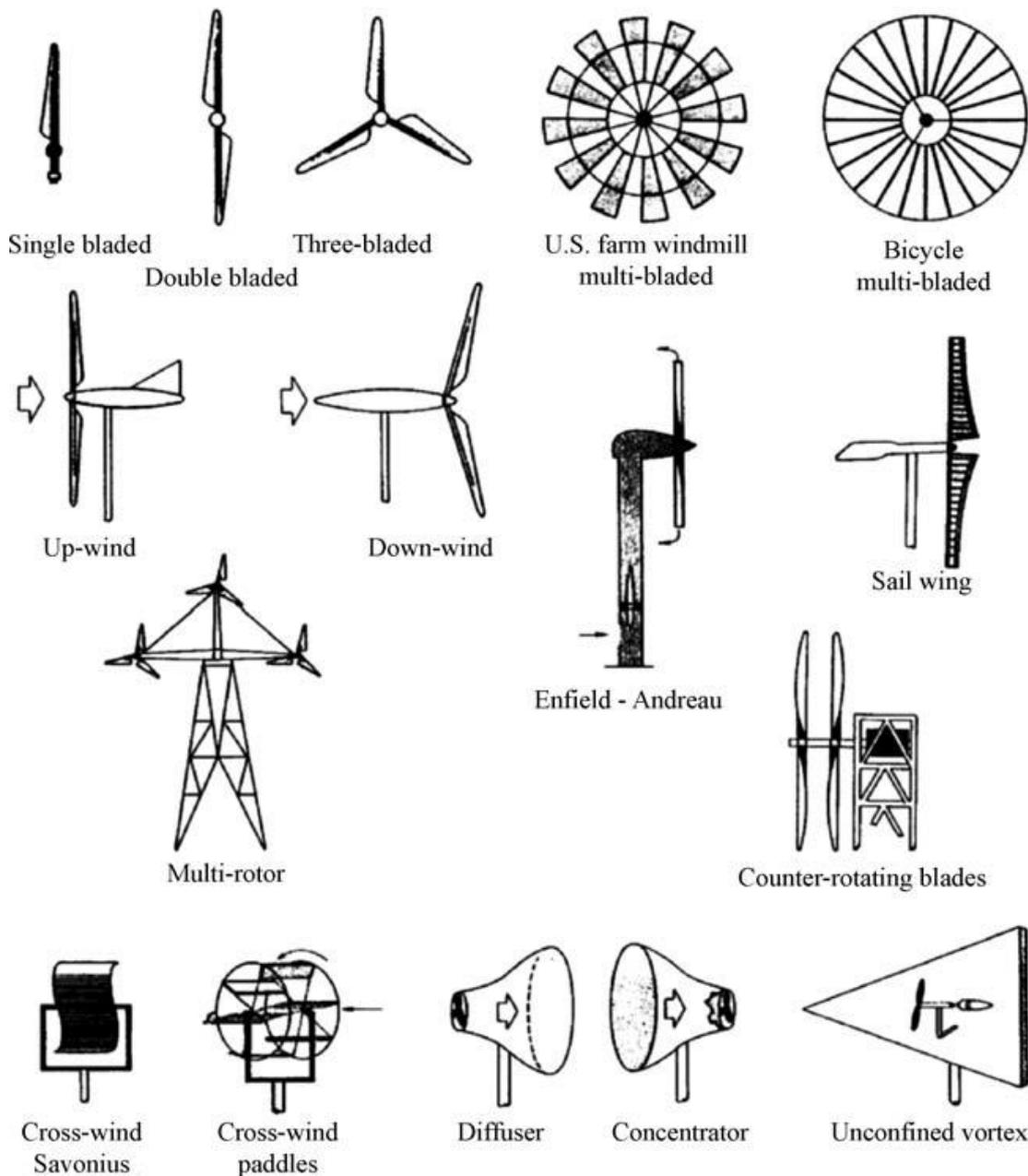


Figure 1-2. Différentes conceptions des éoliennes horizontales [1]

Malgré quelques caractéristiques intéressantes des éoliennes de type Darrieus, elles avaient des principaux problèmes de fiabilité et elles n'ont jamais été en mesure d'égaliser en coût de l'énergie les éoliennes horizontales.

Dans ce travail, on se focalise sur les éoliennes à axe horizontal où l'axe du rotor est parallèle au sol. Elles sont nommées HAWT ce qui signifie en anglais « Horizontal Axis Wind Turbine ». Elles sont les plus utilisées dans la production mondiale d'électricité éolienne. Les HAWT sont elles-mêmes classifiables selon ; l'orientation du rotor (fonctionne avec le vent en amont 'upwind' ou bien le vent en aval 'downwind'), le design du mât (tubulaire ou en treillis), la conception du moyeu (rigide ou chancelant), le système de contrôle du rotor (le système du pas ou le système de décrochage), le nombre de pales (généralement deux ou trois pales), et le

système d'alignement face au vent (le mécanisme de Yaw passive ou bien active) ainsi que le type d'entraînement de la génératrice (avec un multiplicateur de vitesses ou un entraînement direct sans multiplicateur). [1]

Un autre concept qui apparaît constamment est le concentrateur ou le diffuseur. Dans les deux types de conception, l'idée est de canaliser le vent pour augmenter la productivité du rotor. Cependant, le problème irréfutable dans ce genre de conception, c'est le coût de construction d'un concentrateur ou un diffuseur efficace, qui peut également résister à des vents occasionnels extrêmes.

1.3. Principales parties d'une éolienne :

Les sous-systèmes fondamentaux d'une éolienne à axe horizontal et entraînement avec un multiplicateur de vitesse sont :

- Le rotor constituant les pales et le moyeu
- Le train d'entraînement qui comprend les parties tournantes de la turbine éolienne excluant le rotor. Il se compose généralement d'arbres, boîte de vitesse, l'accouplement, d'un frein mécanique et le générateur.
- La nacelle et le châssis principal, y compris le carter, et le système de Yaw.
- La tour et les fondations.
- Les commandes de la machine
- Le système électrique, y compris les câbles, appareillage, transformateurs et les convertisseurs de puissance éventuellement électroniques.

1.3.1. Rotor :

Le rotor est considéré comme le plus important composant de la turbine éolienne vu son influence directe sur la performance et le coût global de la machine. La plupart des rotors sont conçus à fonctionner face au vent, la minorité de rotors sont façonnés pour fonctionner avec un vent venant du dos de la nacelle.

Le rotor est composé du cône du nez de l'éolienne, du moyeu et de l'hélice. Cette dernière est généralement composée de trois pales qui sont placées au-devant de la nacelle. Elles sont reliées au moyeu par des roulements qui permettent leurs rotations autour de leurs axes longitudinaux afin de réguler le pas et l'angle d'attaque ainsi de moduler la prise au vent. Elles sont constituées de fibres de verre et de matériaux composites et elles ont un profil aérodynamique complexe qui leur permet d'absorber l'énergie cinétique du vent et de faire tourner l'arbre principal produisant ainsi une énergie mécanique de rotation. Le cône du nez de l'éolienne a pour fonction principale la protection : du moyeu, de roulements de pale et d'éléments internes du rotor vis-à-vis d'agents atmosphériques externes. Ainsi le moyeu sert à : (1) porter les pales, (2) de transmettre leur mouvement vers l'axe de l'arbre, (3) d'abriter les

composants du système hydraulique pour le fonctionnement du système de pas et (4) il sert également comme support pour la structure métallique du cône.

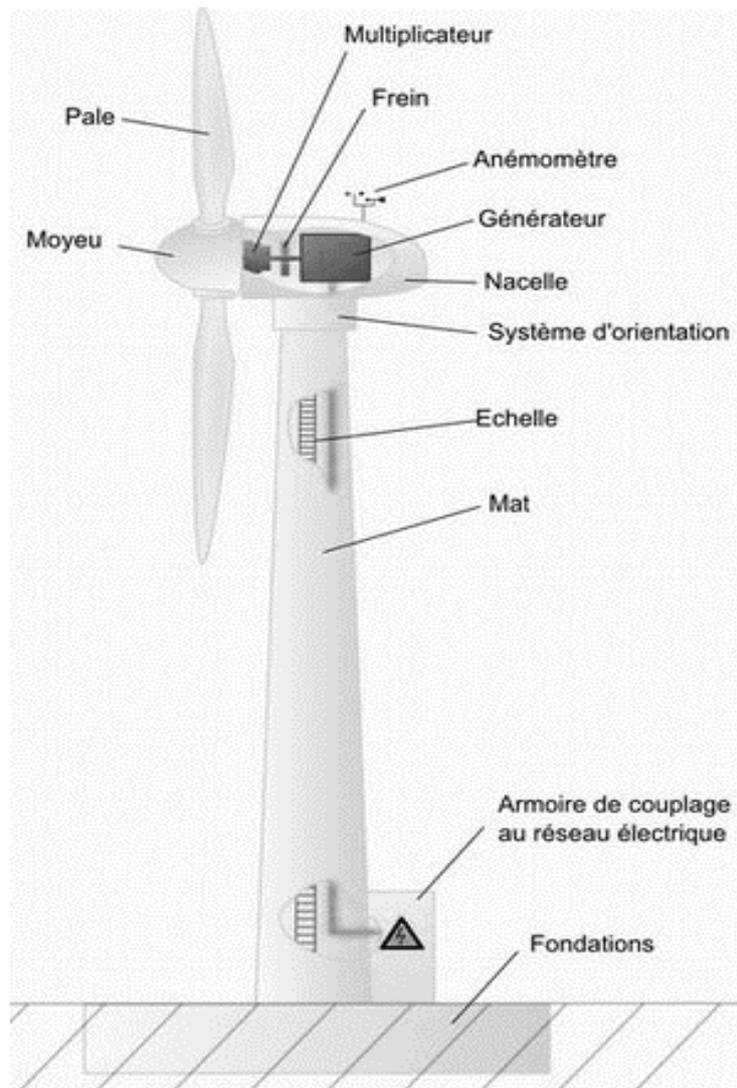


Figure 1-3. Composants principaux d'une éolienne

1.3.2. Train d'entraînement

Le train d'entraînement représente les autres parties tournantes de l'éolienne en aval du rotor. Il se compose typiquement d'un arbre lent (sur le côté du rotor), une boîte de vitesses, et un arbre rapide (du côté de la génératrice). D'autres composants comprennent les paliers de support, un ou plusieurs accouplements, un frein, et les pièces en rotation du générateur.

Le rôle de la boîte de vitesses est d'accélérer la vitesse de rotation du rotor à partir de quelques dizaines de tours par minute à une vitesse appropriée pour entraîner un générateur standard environ 1500 tours par minute. Deux types de boîtes de vitesses sont utilisées dans les éoliennes : les multiplicateurs à arbre parallèle ou les multiplicateurs à engrenage planétaire. Pour les machines de grandes puissances supérieur à 500 kW, le poids et la taille sont les deux avantages d'un multiplicateur planétaires. Certains modèles d'éoliennes utilisent plusieurs générateurs, et ainsi ils sont couplés à une boîte de vitesses avec plus d'un arbre de sortie.

D'autres constructeurs, utilisent des générateurs à basse vitesse avec un entraînement direct, ne nécessitant pas de boîte de vitesses.

La quasi-totalité des éoliennes utilisent soit des générateurs à induction (asynchrone) ou bien des générateurs synchrones. Ces modèles comportent une vitesse de rotation constante ou presque constante lorsque le générateur est relié directement à un réseau d'électricité. Si le générateur est utilisé avec des convertisseurs électroniques de puissance, la turbine pourra fonctionner à vitesse variable.

De nombreuses éoliennes installées dans des applications connectées au réseau utilisent des générateurs à induction à cage d'écureuil (SQIG : 'Squirrel Cage Induction Generators'). SQIG fonctionne dans une gamme étroite de vitesses légèrement supérieures à sa vitesse de rotation synchrone (un générateur à quatre pôles à 60 Hz a une vitesse de rotation synchrone de 1800 tours par minute). Une option de plus en plus populaire aujourd'hui est le générateur à induction à double alimentation (MADA) qui est souvent utilisé dans des applications à vitesse variable. Sachant que la turbine éolienne à vitesse variable offre un certain nombre d'avantages : (1) la réduction de l'usure de la machine, (2) l'exploitation potentielle de l'éolienne à une efficacité maximale sur une large gamme de vitesses de vent, (3) ainsi l'augmentation du rendement de l'éolienne.

Les machines à induction (aussi appelées machines asynchrones) sont couramment utilisées pour les moteurs dans la plupart des applications industrielles et commerciales. Il est connu depuis longtemps que les machines à induction peuvent être utilisées en tant que générateurs, mais elles ont été rarement utilisées de cette façon jusqu'à l'avènement de la production décentralisée au milieu des années 1970. Les machines à induction sont maintenant le type le plus utilisé de générateur sur les éoliennes. Les machines asynchrones sont populaires parce que (1) elles ont une construction simple, robuste, (2) elles sont relativement moins coûteuses, et (3) elles peuvent être connectées et déconnectées du réseau aisément. C'est ce type de générateur qu'on va étudier thermiquement dans la suite de travail.

Les machines synchrones sont utilisées comme générateurs dans les grandes centrales électrique. Dans les applications d'éoliennes, elles sont utilisées occasionnellement sur de grandes turbines raccordées au réseau, ou en conjonction avec un convertisseur de puissance électronique dans les éoliennes à vitesse variable. Un type de machine synchrone utilisant des aimants permanents est également utilisé dans certaines éoliennes autonomes. Dans ce cas, la sortie est souvent redressée en courant continu avant que la puissance ne soit délivrée. Enfin, les machines synchrones peuvent être utilisées comme un moyen de commande de tension et une source de puissance réactive dans des réseaux à courant alternatif autonomes. Dans ce cas, elles sont connues comme condenseurs synchrones.

1.3.3. Nacelle :

La nacelle est placée au sommet du mât et comprend le boîtier de l'éolienne, le système d'orientation et le châssis principal. Elle s'oriente face au vent grâce à son système d'orientation dénommée le système de Yaw. Ce système se constitue de 4 à 8 moteurs puissants qui font orienter la nacelle avec un système d'engrenage (une couronne dentée fixe sur le mât et des pignons menés par les moteurs) et de la verrouiller dans l'axe du vent grâce à un frein. Cette opération est faite automatiquement grâce au système de commande qui interprète l'information

envoyée par la girouette sur la direction du vent, et envoie un signal pour actionner les moteurs afin de maintenir l'arbre du rotor correctement aligné avec le vent.

Le châssis principal prévoit le montage et l'alignement approprié des composants de trains d'entraînement. Le couvercle de la nacelle protège le contenu (le multiplicateur de vitesse, la génératrice d'électricité, le système de commande et de contrôle ainsi que le reste de la machinerie complémentaire) (figure 1-4).

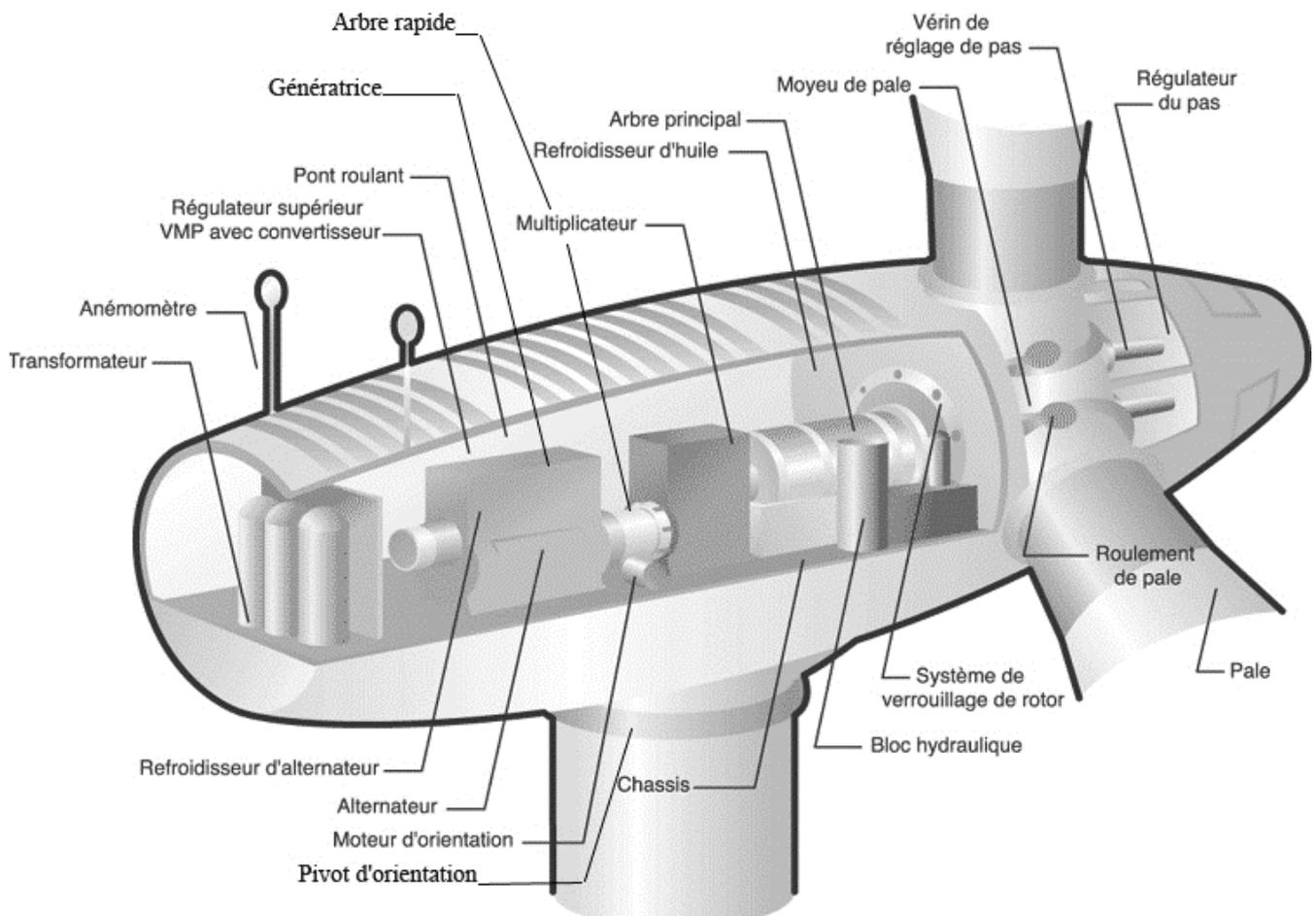


Figure 1-4. Schéma type d'une architecture de nacelle

1.3.4. Mât :

Le mât supporte les principaux éléments de l'éolienne : la nacelle et le rotor. Il est plus ou moins imposant selon la force de l'éolienne et il est conçu en métal afin d'apporter solidité à l'ensemble. Certains mâts peuvent atteindre jusqu'à 120 mètres en hauteur (environ 1,5x à 2x le diamètre de l'hélice), permettant d'élever l'hélice à une altitude adéquate, où la vitesse du vent est plus élevée. Ainsi, plus le rotor est haut et plus le rendement de l'éolienne sera bon et l'hélice n'étant plus gênée par aucun obstacle ce qui permet de l'agrandir plus. Il existe plusieurs alternatives pour les grandes éoliennes : une tour autoportante tubulaire en acier, une tour en treillis ou bien une tour en béton. Les mâts tubulaires haubanés sont seulement utilisés pour les petites éoliennes. Le type de tour le plus utilisé est la tour tubulaire en acier.

1.4. Fonctionnement d'une éolienne :

En haut du mat de l'éolienne, l'hélice dénommée aussi rotor est composée en générale de trois pales, se met à tourner sous l'effet d'un vent d'au moins de 4m/s. La nacelle sur laquelle elle est fixée, s'oriente automatiquement par le système de Yaw pour être toujours face au vent. Ainsi que les pales pivotent en variant leur angle d'attaque afin de capter un maximum d'énergie. Si la vitesse du vent dépasse les 25m/s, les pales se mettent en position drapeau ainsi l'éolienne s'arrête automatiquement pour question de sécurité.

Dans la nacelle, l'hélice fait tourner un axe. Sa vitesse de rotation n'étant pas suffisante pour générer de l'électricité. Un multiplicateur augmente cette vitesse jusqu'à 1500tr/min et la transmet à un second axe qui fait à son tour tourner un alternateur. Dans ce dernier, l'interaction entre les électro-aimants du rotor, la partie mobile, et les bobines de fil de cuivre du stator, la partie fixe, produit un courant électrique.

Un transformateur situé à l'intérieur du mat, élève la tension de ce courant à 30'000V. L'électricité est ensuite acheminée par un câble sous-terrain ou sous-marin, et sera à nouveau élevée à 225'000V ou 400'000V par un poste de transformation, pour être transportée plus facilement dans des lignes à très haute tension du réseau.

Régulièrement, tous les composants de l'éolienne sont surveillés, contrôlés et auscultés. L'électricité d'origine éolienne n'émet pas de gaz à effet de serre. Cependant, l'intermittence de sa production liée à la force du vent et la non possibilité de stockage de cette ressource, est obligé de l'utiliser en complément avec d'autres sources d'énergie pour répondre au besoin en électricité.

Chapitre 2

Ferme éolienne de Kabertene

2.1.Lancement du projet de la ferme éolienne de Kabertene :

La construction d'une ferme éolienne, pour la première fois en Algérie, plus précisément à Adrar, a été lancée officiellement le 30 octobre 2011 par le Wali d'Adrar, en présence des représentants de la Compagnie de l'engineering de l'électricité et du gaz (CEEG). Cette compagnie est une filiale du groupe Sonelgaz, elle est titulaire de cet ambitieux projet énergétique. Le démarrage du chantier a été le 8 mars 2012, et la première éolienne a été mise en marche le 03 juin 2014 et jusqu'au 23 octobre de la même année la centrale marche enfin avec ses 12 éoliennes. Le coût global de la réalisation est de 13 012 927€ et 559 558 140 DA.

Le maître d'ouvrage est la Société algérienne de Production d'Electricité (SPE. Spa : une filiale de la Sonelgaz), puis le projet est transféré à SKTM. Spa (Shariket Kahraba wa Taket Moutadjadida). Le mandataire du maître d'ouvrage est la Compagnie de l'Engineering de l'Electricité et du Gaz (CEEG. Spa : filiale de Sonelgaz). Ainsi, les entreprises participantes dans l'étude et la réalisation du projet sont comme suit :

- CREDEG. Spa : Etude de gisement éolien de Kabertene
- INERGA. Spa : Travaux de génie civil
- Le consortium (France/Algérie) CEGELEC : Etude, fourniture, montage, formation, essais et mise en service
- ETTERKIB. Spa : Travaux de montage (sous-traitant du constructeur)
- TRANSMEX. Spa : Transport terrestre des équipements (sous-traitant du constructeur)

L'effectif de la centrale éolienne est représenté sur le **Tableau 2-1** suivant :

Tableau 2-1. L'effectif de la centrale éolienne de Kabertene

| Entreprise | Effectif |
|-------------------|---|
| SKTM | ✓ (01) ingénieur ✓ (13) Techniciens supérieurs ✓ (04) Techniciens |
| SAH | ✓ (28) Agents de garde |

2.2. Situation géographique de la ferme et production préliminaire d'énergie éolienne :

Ce site se trouve à environ 72 km au Nord-Est de la ville d'Adrar à proximité d'un poste électrique de Sonelgaz. Il se situe à une altitude d'environ 260 m et ses coordonnées géographiques sont 28°27' 7.44 N 0°02' 59.08 W.

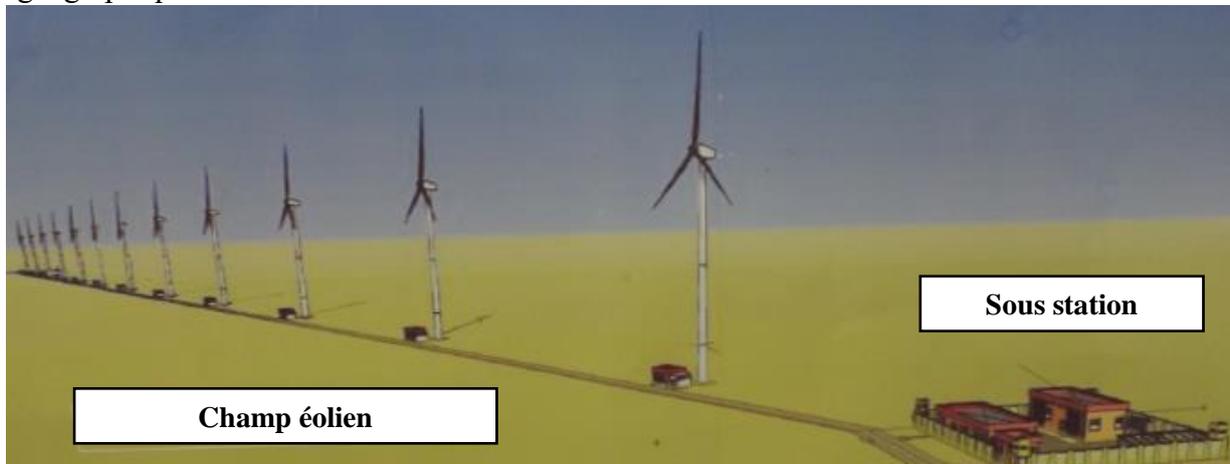


Figure 2-1. Schéma de la ferme éolienne de Kabertene

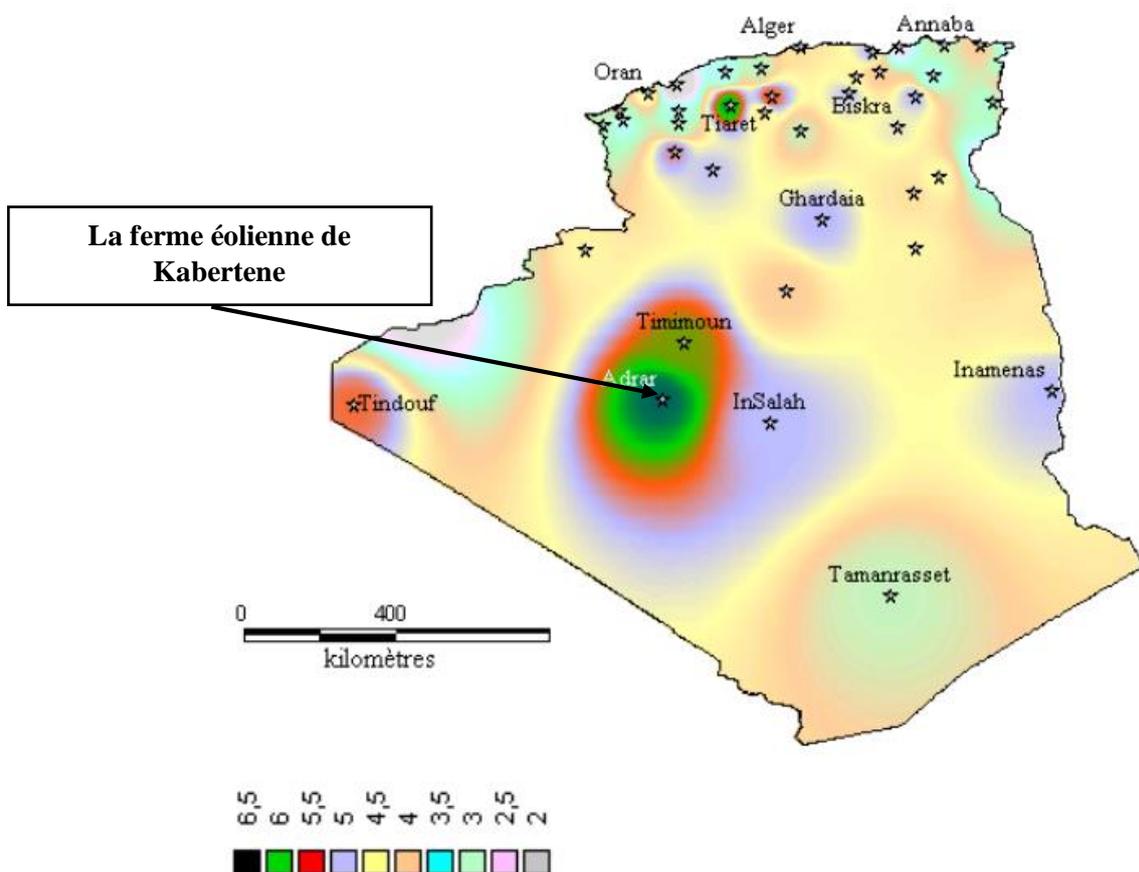


Figure 2-2. Atlas de la vitesse moyenne du vent de l'Algérie estimée à 10 m du sol [10]

2.3. Description de la centrale de Kabertene :

Un champ éolien de 33 hectares de superficie, situé à Kabertene, est réservé pour l'implantation de 12 éoliennes de type Gamesa G52 à 3 pales de 26m chacune, et d'une hauteur de 55m, avec une capacité de production de 850 kW pour un régime nominale d'une vitesse du vent de 12m/s. Au pied du mât de chaque éolienne, un kiosque (un local technique) est construit afin de déplacer dedans quelques éléments de l'aérogénérateur ; convertisseur de puissance, les disjoncteurs ainsi que le transformateur 690V-220V.

Une sous-station se compose de deux locaux ; le local technique où se trouve l'ordinateur SCADA et le local maintenance où se trouve le magasin. L'évacuation d'énergie s'effectue vers un poste de transformation 220V/30kV qui se situe juste à la proximité de la centrale.

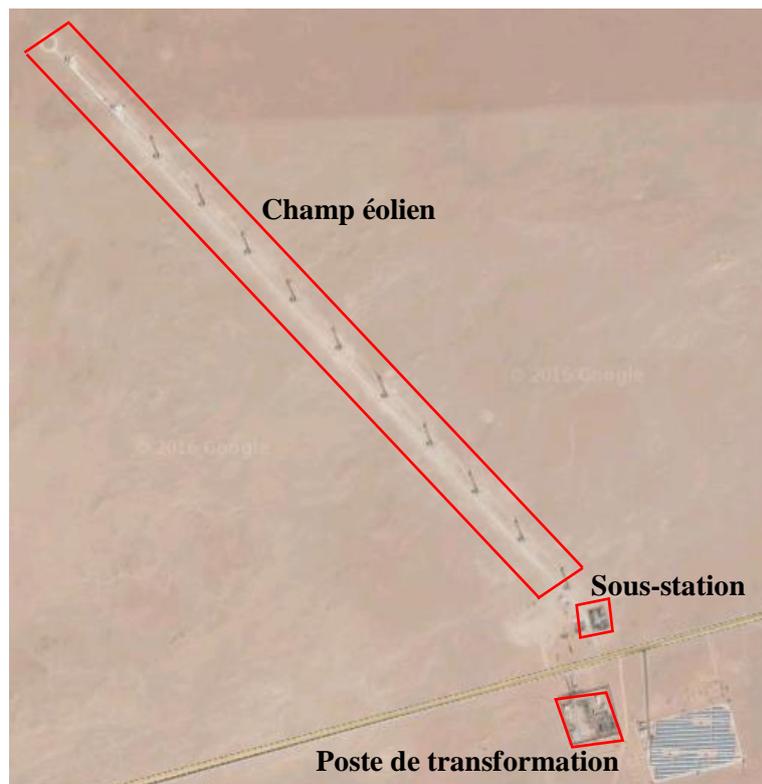


Figure 2-3. Une image du satellite de la centrale de Kabertene

La localisation du site de la centrale dans une zone de grand potentiel éolien, comme le montre (la figure 2-1), a permis une production d'énergie d'environ 27 Gigawattheures avec une vitesse moyenne du vent de 8,5 m/s pendant une année de fonctionnement entre juin 2014 et juin 2015. Ce qui offre un impact environnemental qui permet d'éviter une émission d'environ 1000 tonnes de CO₂ et d'économiser environ de 7800 m³ de gasoil au prix de 100 Millions DA ou bien 71000000 m³ de gaz naturel au prix de 10 Millions DA

2.4. Analyse des données de la ferme éolienne :

Les régions sahariennes sont connues pour leurs conditions climatiques extrêmes. Les températures sont variables entre le jour et la nuit, et entre l'été et l'hiver. Le thermomètre indique des variations entre plus de 50 °C au maximum lors des journées estivales et inférieures à 0°C au minimum lors des nuits hivernales. Comme on vient de voir dans le paragraphe 2-2, la région d'Adrar se situe au cœur du Sahara, avec un climat désertique chaud (Classification de Köppen BWh) typique de la zone saharienne hyperaride, avec un été torride, très long et un

hiver court, tempéré chaud. Les températures moyennes maximales sont de 46 - 48 °C en juillet (le mois le plus chaud) mais tournent plutôt autour de 50 °C entre juin et septembre, ce qui fait d'Adrar une des villes les plus chaudes du monde. La moyenne de jours où le mercure dépasse la barre des 40 °C est de l'ordre de 130 jours par an. L'irradiation solaire figure parmi les plus élevées au monde et la durée moyenne de l'insolation est environ de 3978 h/an.

En effet, les éoliennes installées au Sahara sont assujetties aux vents de sable et à des températures extrêmement élevées et fluctuantes durant la journée et les saisons. Ces conditions qui caractérisent justement ces régions, ont une influence grave sur le fonctionnement des éoliennes. Cette réalité génère des contraintes de design contradictoires et peut conduire à quelques difficultés de conception. Afin de maintenir une température adéquate de l'air à l'intérieur de la nacelle (i.e. température acceptable pour les équipements électromécaniques), la chaleur générée par les divers composants doit être rejetée vers l'environnement, et l'échange de chaleur résultant doit être contrôlé proprement en utilisant des systèmes de refroidissement convenables.

Par conséquent, en se basant sur des données expérimentales, notre travail consiste tout d'abord à réaliser une étude du système actuel de refroidissement installé par le constructeur. Aussi, d'analyser son attitude vis-à-vis du climat saharien. Ensuite, un dispositif convenable de refroidissement est conçu et proposé d'une manière qu'il s'adapte le plus à cet environnement aride, et par conséquent d'assurer un meilleur fonctionnement des aérogénérateurs.

Le gestionnaire de la ferme, SKTM, nous a fourni les données pertinentes enregistrées sur des intervalles de dix minutes pendant toute la période de fonctionnement. Dès le lancement de la centrale, le système SCADA d'acquisition de données enregistre plusieurs paramètres venant de divers capteurs installés dans les douze éoliennes. Parmi ces paramètres, on y trouve : les diverses températures ambiantes ; celle de l'air extérieur, celle de la génératrice ainsi que la température moyenne de la nacelle. En plus des températures maximales de fonctionnement de chaque composant, on a les vitesses mesurées du vent ainsi que les puissances active et réactive pour chaque éolienne.

Ces données fournies par SCADA sont sous forme de fichiers Excel spécifiques à chaque variable. Afin de les visualiser dans des graphes et de faciliter leur analyse, nous avons élaboré une méthode de calcul que l'on a programmé sous Matlab. Ainsi, le graphe de la *Figure 2-4* résume le nombre d'heures des séries de vitesses en fonction des températures pendant une année de fonctionnement de la centrale éolienne.

Les températures sont réparties sur des intervalles de 5°C de longueur, entre 0°C jusqu'à plus de 45°C. Sur chaque intervalle de température, on a six séries de vitesses allant de 4m/s jusqu'à des vitesses supérieures à 16m/s.

A partir de ces résultats, *Figure 2-4*, On peut bien voir que même si à des hautes températures de plus de 40°C, des vitesses du vent assez importantes peuvent également avoir lieu. Par conséquent une énergie de plus qu'on ne se permet pas de perdre afin d'augmenter

l'efficacité de la centrale d'un côté et d'offrir davantage une puissance électrique pendant ces vagues de chaleur où la demande et la consommation en électricité ne cessent d'augmenter.

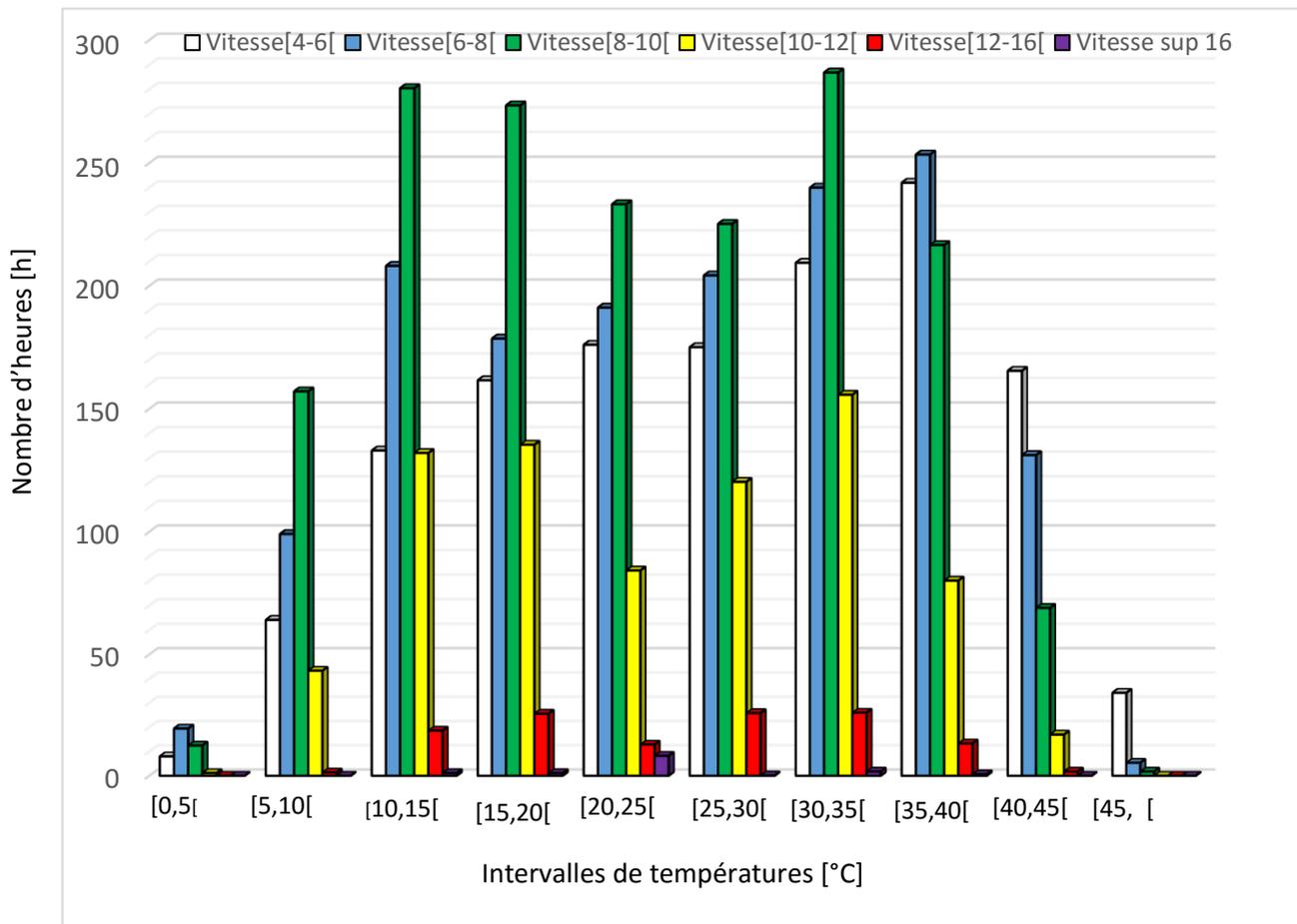


Figure 2-4 . Nombre d'heures d'une série de vitesses de vent a différents intervalles de température

On remarque aussi que les éoliennes fonctionnent à un nombre d'heure très important, plus de 1200 heures par an sous des températures supérieures à 35°C, et plus de 400 heures par an de fonctionnement sous des températures de plus de 40°C avec des pics de température moyenne sur 10 minutes qui peuvent atteindre les 50°C.

Le constructeur a installé un système de protection qui suit ses machines dans les situations extrêmes afin de les mettre à l'arrêt. Et parmi ces consignes, on trouve celles de diverses températures de fonctionnement, à savoir ;

- ✓ Une alarme d'urgence se déclenche si la température ambiante atteint 45°C, et l'éolienne est mise à l'arrêt.
- ✓ La température limite de l'armoire de top est de 55°C, et l'alarme ne s'arrête pas avant que la température soit au-dessous de 50°C.
- ✓ La température ambiante dans la nacelle ne doit pas dépasser les 48°C, et si elle sera supérieure à 50°C, l'éolienne se met à l'arrêt.
- ✓ L'alarme de la température de l'huile du multiplicateur reste activée jusqu'à ce qu'elle descende au-dessous du 75°C.
- ✓ Il faut que la température du roulement du multiplicateur ne doive pas dépasser les 85°C.

- ✓ La température maximale acceptée pour la génératrice est de 155°C.

Alors, afin d'offrir ces conditions d'un bon fonctionnement, il faut une étude sérieuse du système de refroidissement nécessaire à l'évacuation de tout le taux de chaleur généré dans l'aérogénérateur.

Ainsi, la présente étude se basera non seulement sur le taux de chaleur engendré par les différents équipements eux même mais aussi sur l'environnement extérieur, qui s'agit dans notre cas d'un climat saharien très aride et très chaud.

Chapitre 3

Conception thermique du multiplicateur de vitesse

Dans ce chapitre, on va réaliser une étude thermique sur le système de refroidissement existant sur les éoliennes Gamesa G5X 850 kW. Le constructeur a installé un système de refroidissement passif sur ces éoliennes. Il utilise de la convection forcée avec de l'air comme fluide de refroidissement, afin de tenir les divers équipements à des températures adéquates et par conséquent d'assurer leur bon fonctionnement. Dans ce chapitre, on propose une méthode de calcul qui permettra d'effectuer l'analyse et la conception thermique des différents composants du système de refroidissement.

Le système de refroidissement du multiplicateur de vitesse :

Le multiplicateur de vitesse ou la boîte de vitesse est une pièce maîtresse dans les éoliennes. Il augmente la vitesse de rotation du rotor afin de faire tourner la génératrice à une vitesse appropriée pour la génération d'électricité. Sa vitesse d'entrée est entre 14 à 30 tr/min et donne une vitesse de sortie de 900 à 1950 tr/min avec un rapport de multiplication de 61,966 pour la fréquence 50hz à la sortie du courant électrique et de 71,62 pour la fréquence de 60hz.

Cependant, les éoliennes installées à Adrar sont de la gamme de Haute température, donc elles ont quelques changements vis-à-vis de ce mécanisme, alors l'air est éjecté directement à l'extérieur de la nacelle afin d'éviter la surchauffe des composants à l'intérieur. En fin, les deux échangeurs de chaleur opèrent ainsi :

- ✓ L'échangeur n°1 fonctionne si la température du fluide dépasse les 45°C. L'huile est dirigée automatiquement vers cet échangeur avec une pompe mécanique qui donne un débit de 61 litre/min \approx 1,02 litre/s lorsqu'elle tourne à 1500 tr/min
- ✓ L'échangeur n°2 fonctionne si la température du fluide dépasse les 63°C, il s'arrête à 58°C, avec une pompe électrique à un débit de 100 litres / min.

Au-dessus, de la température de 70°C, une alarme se déclenche, et l'éolienne se met à l'arrêt avec son automate de commande afin d'éviter toute destruction dans la boîte de vitesse.



Figure 3-1. Image réelle des échangeurs de chaleur du multiplicateur de vitesse

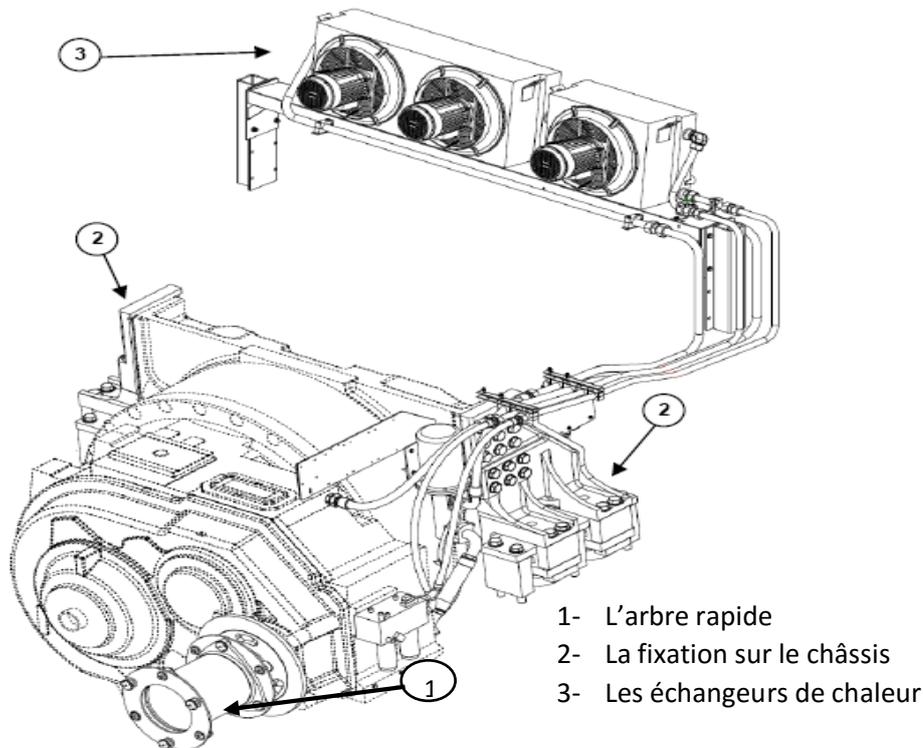


Figure 3-2. Schéma de la boîte de vitesse de l'éolienne GAMESA G52

3.1. Dimensionnement du premier échangeur de chaleur :

On a la température d'entrée de l'huile chaude dans les conditions extrêmes est $T_{i-h} = 70^{\circ}\text{C}$, et la température d'entrée de l'air ambiant correspond à $T_{i-a} = 40^{\circ}\text{C}$. On commence par le calcul de la température de sortie de l'huile avec le taux de chaleur dégagé $q_{e1} = 7,7 \text{ kW}$ ainsi que les caractéristiques de l'huile ; le débit massique $\dot{m}_h = 0,9192 \text{ kg/s}$, la chaleur spécifique $Cp_h = 1800 \text{ kJ/kg K}$ en utilisant la relation suivante :

$$T_{o-h} = T_{i-h} + \frac{q_{e1}}{\dot{m}_h Cp_h} \quad (3-1)$$

On trouve $T_{o-h} = 65,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Maintenant en supposant une température de sortie $T_{o-a} = 48^{\circ}\text{C}$ pour l'air de refroidissement, on détermine le débit d'air nécessaire pour évacuer ce taux de chaleur.

$$\dot{m}_a = \frac{q_{e1}}{Cp_a (T_{o-a} - T_{i-a})} \quad (3-2)$$

Donc on trouve $\dot{m}_a = 0,944 \text{ kg/s}$

Ou bien : $\dot{m}_a = 3162,637 \text{ m}^3/\text{h}$

On a un échangeur de chaleur compact liquide-air, afin de calculer ses dimensions ainsi que sa surface d'échange globale, on doit d'abord déterminer le coefficient d'échange global du transfert thermique demeurant. On a pris un modèle d'échangeur sur (Kays, W. M. & London, A. L) [2] tel que ; le diamètre extérieur des tubes est $d_o = 1,02\text{ cm}$, le pas entre deux tubes de la même rangée $P_t = 2,54\text{ cm}$ et pas entre deux rangées est $P_l = 2,19964\text{ cm}$, le pas entre deux ailettes est $S_a = 0,3175\text{ cm}$, l'épaisseur de l'ailette est $e = 0,3302\text{ mm}$ et le rapport de la surface des ailettes sur la surface totale est de 0,839, et le rapport de la surface de passage d'air sur la surface frontale est $\sigma = 0,534$

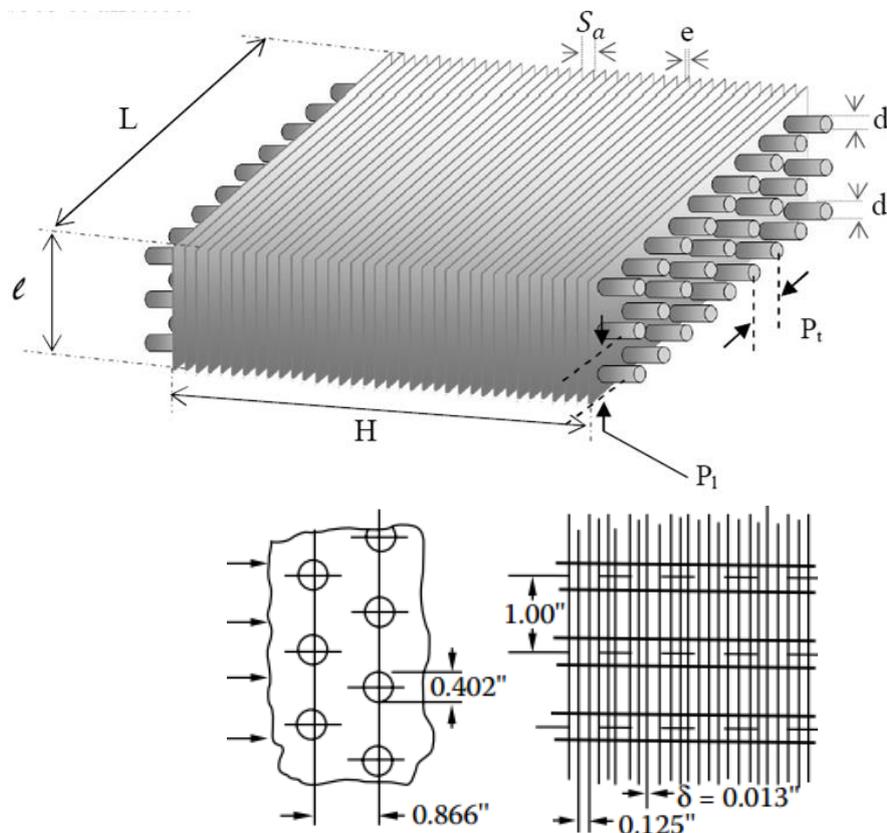


Figure 3-3. Schéma du modèle d'échangeur compact correspondant à ceux installés sur G52

Vu que le débit de l'huile est important devant les dimensions de tube de l'échangeur, et suivant la conception du constructeur, les tubes de chaque rangée dans l'échangeur sont branchés en parallèle, puis les rangées sont branchées en série entre elles.

❖ Convection interne - partie huile :

Afin de calculer le coefficient de convection forcée à l'intérieur du tube, on a besoin de déterminer le nombre de Reynolds. Et comme le débit d'huile total se partage entre les tubes de chaque rangée, on aura :

$$Re_i = \frac{4 \dot{m}_h / N_{t-r}}{\mu \pi d_i} \quad (3-3)$$

$$Re_i = 15,173$$

D'où, on obtient $Re_i < 2000$ donc le régime est laminaire. Par conséquent, le coefficient de transfert thermique intérieur est calculé à partir la corrélation de SIEDER-TATE pour le nombre de Nusselt suivant :

$$Nu_i = 1,86 \frac{(Re_i Pr)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0,14}}{(L/d_i)^{1/3}} \quad (3-4)$$

On a la température moyenne à l'intérieur du tube et la température moyenne de l'air, en faisant une moyenne entre les deux on peut estimer la température moyenne à la paroi puis on va déterminer la viscosité de l'huile à cette température.

$$Nu_i = 10,956$$

Ensuite, on déduit le coefficient de convection à partir du nombre Nusselt et le diamètre hydraulique de la conduite par la relation suivante :

$$h_i = \frac{k_h Nu_i}{d_i} \quad (3-5)$$

$$h_i = 164,347 \quad W/m^2K$$

❖ Convection externe - partie Air :

On passe au calcul du coefficient de convection dans la partie extérieure, côté air. Alors, on aura besoin de la vitesse de l'air à travers la surface étroite entre les tubes qu'on déterminera en suivant les étapes suivantes :

- ✓ **Nombre d'ailettes par mètre de longueur :** N_{f-m} [ailettes/m]

$$N_{f-m} = \frac{1}{s_a + e} \quad (3-6)$$

- ✓ **Nombre total d'ailettes :** N_f [ailettes]

$$N_f = H \cdot N_{f-m} \quad (3-7)$$

Avec H est la largeur de l'échangeur

- ✓ **Surface nette des tubes par mètre de longueur :** A_{net-m} [m^2/m]

$$A_{net-m} = S_o(1 - e \cdot N_{f-m}) \quad (3-8)$$

Tel que : $S_o = \pi d_o$

- ✓ **Surface d'ailettes par mètre de longueur :** A_{f-m} [m^2/m]

$$A_{f-m} = 2N_{f-m} \left(p_t \cdot p_l - \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \right) \quad (3-9)$$

- ✓ **Surface d'échange total des tubes à ailettes par mètre de longueur :** A_{tot-m} [m^2/m]

$$A_{tot-m} = A_{f-m} + S_{net-m} \quad (3-10)$$

- ✓ **Nombre des tubes par rangée :** N_{t-r} [tube]

$$N_{t-r} = \frac{L}{p_t} \quad (3-11)$$

- ✓ **Surface étroite entre les tubes et les ailettes :** A_{min} [m^2]

$$A_{min} = L \cdot H - N_f \cdot e \cdot L - (H - e \cdot N_f) N_{t-r} \cdot d_o \quad (3-12)$$

✓ **Vitesse de l'air à la surface étroite :** V_{air} [m/s]

$$V_{air} = \frac{\dot{m}_{air}}{A_{min} \rho_{air}} \quad (3-13)$$

✓ **Calcul du nombre de Reynolds :**

$$Re_o = \frac{D_h \cdot G}{\mu} \quad \text{avec} \quad G = \frac{\dot{m}_a}{A_{min}} \quad (3-14)$$

$$D_h = \frac{4 H_{ech} A_{min}}{A_{ech}} \quad (3-15)$$

Le diamètre hydraulique est calculé en fonction des résultats finaux (H_{ech} et S_{ech}) donc on procède itérativement avec ces résultats jusqu'à la convergence. $D_{h0} = 0,3633 \text{ cm}$: la valeur donnée par (Kays, W. M. & London, A. L) [2].

Les résultats numériques de calcul sont donnés dans le *Tableau 3-1* suivant :

Tableau 3-1: Résultats numériques du calcul de Reynolds externe du premier échangeur

| | |
|---|---------|
| Nombre d'ailettes par mètre de longueur : N_{f-m} [ailettes/m] | 286 |
| Nombre total d'ailettes : N_f [ailettes] | 229 |
| Surface nette des tubes par mètre de longueur : : A_{net-m} [m ² /m] | 0,029 |
| Surface extérieure du tube par mètre : A_o [m ²] | 0,032 |
| Surface d'ailettes par mètre de longueur : A_{f-m} [m ² /m] | 0,277 |
| Surface d'échange total des tubes à ailettes par mètre de longueur : $Stot-m$ [m ² /m] | 0,306 |
| Nombre des tubes par rangée : N_{t-r} [tube] | 40 |
| Surface étroite entre les tubes et les ailettes : A_{min} [m ²] | 0,449 |
| La vitesse de l'air à la section minimum [m/s] | 1,988 |
| Le flux massique G [kg/m ² s] | 2,102 |
| Le nombre de Reynolds | 464,106 |

La détermination du coefficient de convection se fait graphiquement en se basant sur les données expérimentales de Kays, W. M. & London, A. L [2],

Donc, à partir du graphe de la figure suivante, on trouve :

$$\frac{h}{G \cdot Cp} Pr^{2/3} = 0,0095 \quad \text{donc} \quad h = 0,0143 \frac{G \cdot Cp}{Pr^{2/3}} \quad w/m^2k \quad (3-16)$$

Alors le résultat numérique est :

$$h_o = 21,129 \quad W/m^2K$$

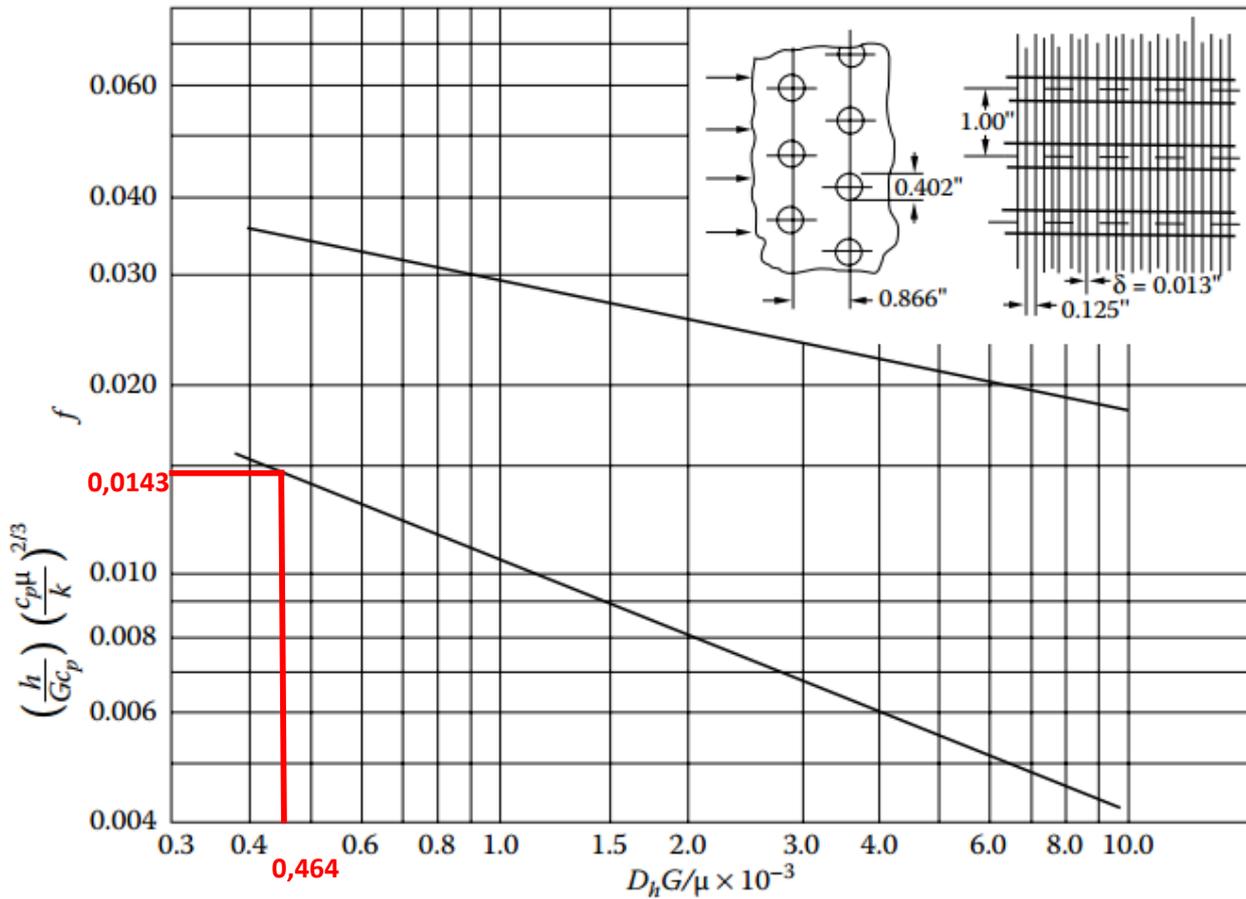


Figure 3-4. Coefficient de convection et le facteur de friction pour un échangeur compact de tube circulaire et ailettes continues

❖ L'efficacité des ailettes :

L'efficacité de l'ailette est le rapport entre le flux réellement échangé et le flux maximum transférable si toute l'ailette est à la température de la paroi du tube.

$$\eta_g = 1 - \frac{A_{f-m}}{S_{tot-m}} (1 - \eta_f) \tag{3-17}$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(m L_{carac})}{m L_{carac}} \tag{3-18}$$

$$m^2 = \frac{2h_o}{k_f \cdot e} \tag{3-19}$$

L'équation déterminée par Schmidt [Kuehn (2005)] [3] permet de calculer la longueur caractéristique en fonction des dimensions géométriques de l'ailette.

$$L_{carac} = (R_{eq} - R_{ext}) \left(1 + 0,35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{R_{ext}} \right) \right) \text{ où } R_{ext} = \frac{d_o}{2} \tag{3-20}$$

Alors que R_{eq} se calcule à partir de la géométrie du faisceau :

les faisceaux en ligne : $R_{eq} = 1,28 X_M \left(\frac{X_L}{X_M} - 0,2 \right)^{0,5}$ (3-21)

les faisceaux en quincone : $R_{eq} = 1,27 X_M \left(\frac{X_L}{X_M} - 0,3 \right)^{0,5}$ (3-22)

avec : $X_M = \frac{p_t}{2}$ et $X_L = \sqrt{\left(\frac{p_t}{2}\right)^2 + \left(\frac{p_l}{2}\right)^2}$ (3-23)

Après avoir déterminé les coefficients de convection dans les deux côtés de l'échangeur, on calcule le coefficient d'échange global, en tenant compte de la résistance d'encrassement du côté de l'huile $0,0002 \text{ m}^2 \text{ K/W}$ et on la néglige du côté de l'air vu que ce dernier passe par un filtre à son entrée dans l'enceinte.

$$\frac{1}{A_{tot-m} \cdot U_o} = \left(\frac{1}{h_i} + R_{fi} \right) \frac{1}{A_i} + \frac{1}{2\pi k_{tube} t} \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + \frac{1}{\eta_g A_{tot-m} h_o}$$
 (3-24)

Ce qui donne après réarrangement :

$$U_o = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i} + R_{fi} \right) \frac{S_{tot-m}}{S_i} + \frac{S_{tot-m}}{2\pi k_{tube} t} \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + \frac{1}{\eta_g h_o}}$$
 (3-25)

Ainsi, on obtient $U_o = 7,232 \text{ W/m}^2\text{K}$

❖ Les dimensions de l'échangeur de chaleur :

Au final, on déduit les dimensions de l'échangeur de chaleur ; la surface d'échange globale, la longueur des tubes, le nombre de rangées de tube ainsi que l'épaisseur de l'échangeur. Afin

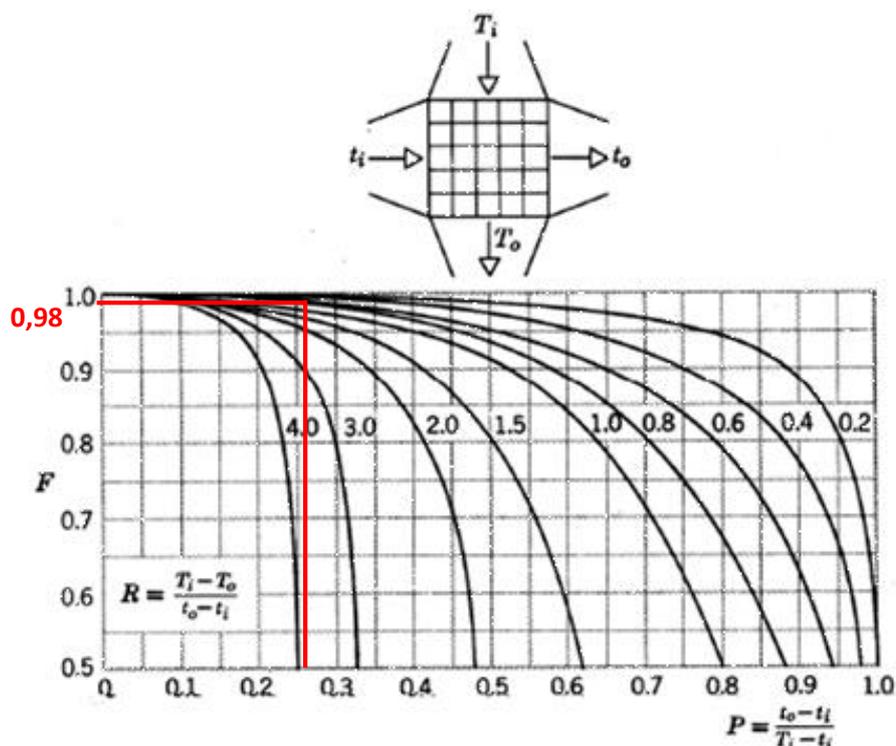


Figure 3-5. Facteur de correction pour échangeur croisé de deux fluides brassés

de calculer la surface d'échange de l'échangeur, on a besoin du facteur de correction F ainsi que la moyenne des températures logarithmique qui se déterminent respectivement comme suit :

On détermine graphiquement le facteur de correction F , avec $R = 0,59$ et $P = 0,26$

La relation suivant nous donne la moyenne logarithmique des températures :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{o-h} - T_{i-a}) - (T_{i-h} - T_{o-a})}{\ln \frac{(T_{o-h} - T_{i-a})}{(T_{i-h} - T_{o-a})}} \quad (3-26)$$

Alors : $\Delta T_{LM} = 23,6 \quad K$

$$A_{ech} = \frac{q_{e1}}{U_o \cdot F \cdot \Delta T_{LM}} \quad (3-27)$$

Finalemment : $A_{ech} = 45,837 \quad m^2$

Ainsi, on déduit la longueur totale des tubes par :

$$L_t = \frac{A_{ech}}{A_{tot-m}} \quad (3-28)$$

Ce qui donne : $L_t = 149,836 \quad m$

Le nombre total des tubes est exprimé par la relation suivante :

$$N_{tt} = \frac{L_t}{H} \quad (3-29)$$

Ce qui donne : $N_{tt} = 187 \quad tubes$

Puis, on a le nombre de tubes par rangée donné par la relation (3-11) et on déduit le nombre des rangées :

$$N = \frac{N_{tt}}{N_{t-r}} \quad (3-30)$$

Ce qui donne : $N = 4,68 \quad rangées$

Et par la suite on arrive à la hauteur de l'échangeur qui est donnée par :

$$H_{ech} = p_l \cdot N \quad (3-31)$$

Ce qui donne : $H_{ech} = 0,103 \quad m$

❖ Calcul des pertes de charge dans l'échangeur de chaleur :

Dans l'échangeur de chaleur les pertes de charge dans les tubes est égale à la somme des pertes linéaires ainsi qu'aux pertes singulières.

$$\Delta P = \frac{fL}{2D} \rho V^2 \quad (3-32)$$

La relation (3-31) donne les pertes de charge linéaire dans la conduite circulaire, avec L est la longueur de tube, V : la vitesse du fluide et D : le diamètre de la conduite. Et pour le régime laminaire d'écoulement le facteur de frottement se calcule ainsi :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3-33)$$

Afin d'estimer les pertes de charge singulières avec des valeurs expérimentales, (Kakaç) [4] nous donne des longueurs équivalentes aux singularités, et dans notre cas on a des coudes de 180° de large rayon qui relient les tubes entres eux. Donc, $Le/D = 50$ pour chaque coude. Ce qui fait :

$$\Delta P = \Delta P_l + \Delta P_s \Rightarrow \Delta P = \frac{f}{2} \rho V^2 \left(N_{tt} \frac{L_t}{d_i} + 50 (N - 1) N_{t-r} \right) \quad (3-34)$$

Ce qui donne : $\Delta P = 4417,84 \text{ kPa}$

Par conséquent, la puissance de la pompe mécanique est :

$$W_p = \frac{\dot{m}_h \Delta p}{\eta_p \rho_h} \quad (3-35)$$

Ce qui donne : $W_p = 5,6 \text{ kW}$

3.2. Dimensionnement du deuxième échangeur de chaleur :

Cet échangeur s'active quand la chaleur dégagée dans la boîte de vitesse augmente. Une pompe électrique fait fonctionner le fluide de refroidissement dans ce circuit secondaire, avec un débit de 100 litres/min. En considérant les mêmes plages de températures que le premier échangeur, et un taux de chaleur a dégagé $q_{e2} = 8,83 \text{ kW}$, en suivant les mêmes démarches de dimensionnement que le premier échangeur, on obtient ainsi les mêmes dimensions que celles du premier échangeur à un centième près d'erreur. Les résultats de calcul sont récapitulés dans le *Tableau 3-2*

Tableau 3-2. Résultats obtenus dans le calcul du deuxième échangeur du constructeur

| Désignation | La valeur calculée | L'unité |
|--|--------------------|--------------------|
| Le taux de chaleur à dégager | 8,83 | kW |
| La température de sortie de l'huile | 66,7 | °C |
| La température de sortie de l'air | 48 | °C |
| Le débit secondaire d'huile | 1,492 | Kg/s |
| Le nombre de Reynolds interne | 24,873 | |
| Le nombre de Nusselt interne | 12,919 | |
| Le coefficient de convection interne | 193,784 | W/m ² K |
| La différence des températures logarithmique | 24,280 | K |
| Le débit de l'air | 1,086 | Kg/s |
| Le nombre de Reynolds externe | 450,191 | |
| Le coefficient de convection externe | 24,310 | W/m ² K |
| Le rendement d'une ailette | 88,55% | |
| Le rendement global des ailettes | 89,64% | |
| Le coefficient d'échange global basé sur le côté externe | 8,126 | W/m ² K |
| La surface d'échange globale | 1,141 | m ² |
| La longueur totale des tubes | 3,731 | m |
| Le nombre de rangées | 4,664 | |
| La hauteur de l'échangeur | 0,103 | m |
| Les pertes de charge totale | 7195,06 | kPa |
| La puissance de la pompe | 15,0 | kW |

En effet, l'arrangement des tubes n'a pas été précisé par le constructeur, pour cela nous avons considéré trois configurations qui sont définies dans le *Tableau 3-3*.

Tableau 3-3. Spécifications des trois configurations

| Configuration | Config.1 | Config.2 | Config.3 |
|--------------------|--------------------------------|---|------------------------------------|
| Type d'arrangement | ✓ Tous les tubes sont en série | ✓ Les tubes de chaque rangée sont en parallèle ✓ Les rangées sont en série | ✓ Tous les tubes sont en parallèle |

Tableau 3-4. Comparaison entre les résultats de calcul de dimensionnement des échangeurs avec les diverses configurations

| La configuration | Config.1 | | Config.2 | | Config.3 | |
|-------------------------------|-----------|------------|----------|----------|----------|----------|
| | N°1 | N°2 | N°1 | N°2 | N°1 | N°2 |
| L'échangeur | | | | | | |
| La longueur des tubes [m] | 104,408 | 106,125 | 149,836 | 149,246 | 204,832 | 201,448 |
| La hauteur d'échangeur [m] | 0,072 | 0,073 | 0,103 | 0,103 | 0,141 | 0,138 |
| Les pertes de charge [kPa] | 83452,283 | 196972,321 | 4417,839 | 7195,062 | 2768,032 | 1553,764 |
| La puissance de la pompe [Kw] | 106,054 | 410,359 | 5,614 | 14,990 | 3,518 | 3,237 |

Il peut être ainsi constaté que la configuration No 2 est la plus convenable puisqu'elle a donné des dimensions à 3% près de ceux fournis par le constructeur. D'ailleurs, en termes de pertes de charge et puissance de la pompe, c'est également le choix le plus approprié.

3.3. Analyse des résultats :

Après avoir dimensionné les deux échangeurs de chaleur du système de refroidissement sous les conditions dictées par le constructeur (cas nominal), il convient d'investiguer la compatibilité du système de refroidissement sous des conditions extrêmes. Pour cela, on s'est proposé d'effectuer le dimensionnement des échangeurs pour une température d'air ambiant de 45°C (conditions extrêmes), tout en gardant les mêmes débits d'air et d'huile, et la même température de l'huile que ceux utilisés dans le cas nominal, c'est-à-dire obtenu sous conditions du constructeur (à la température d'air de 40°C). Les résultats sont illustrés dans le *Tableau 3.4*. Comme on peut le constater les dimensions des échangeurs ont subi des modifications considérables ; des augmentations plus de 25% sur les dimensions et plus de 35% sur le nombre de tubes. On peut ainsi conclure qu'un tel système de refroidissement est complètement non convenable au climat saharien quand la température ambiante, pendant la saison chaude de l'année, dépasse les 45°C.

Tableau 3-5. Comparaison des résultats pour les deux échangeurs entre le cas nominal et celui des conditions extrêmes

| Les températures de l'air [°C] | 40 | | 45 | |
|--------------------------------|--------|-------|--------|-------|
| | N°1 | N°2 | N°1 | N°2 |
| Echangeur | | | | |
| Le taux de chaleur évacué [kW] | 7,6725 | 8,83 | 7,6725 | 8,83 |
| Le débit de l'huile [kg/s] | 0,910 | 1,492 | 0,910 | 1,492 |
| La longueur calculée [m] | 150 | 149 | 190 | 204 |
| Le nombre de tubes [tubes] | 187 | 187 | 238 | 255 |
| La hauteur calculée [m] | 0,103 | 0,103 | 0,131 | 0,140 |

Chapitre 4

Conception thermique de la génératrice

Le générateur est de type asynchrone, montré sur la *Figure 4-1*, avec 4 pôles, il est doublement alimenté avec un rotor bobiné et des bagues collectrices. Il est refroidi par convection forcée. L'air est évacué à l'extérieur par une conduite à travers le toit du carénage.

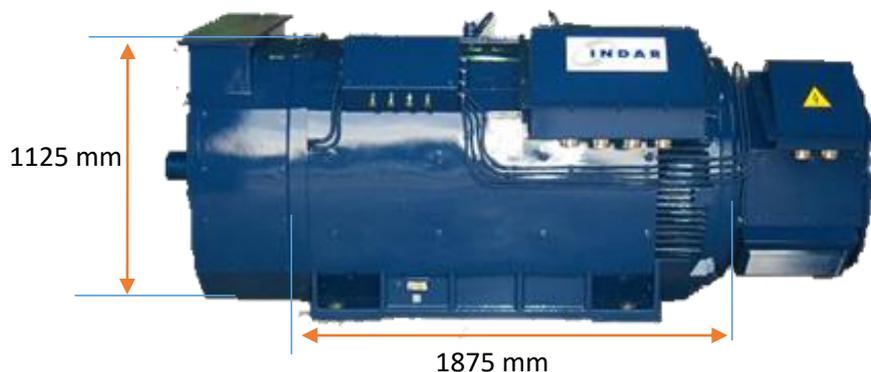


Figure 4-1. La génératrice asynchrone installée dans nacelle de l'éolienne Gamesa G52

4.1.Méthode de calcul proposée :

Dans ce chapitre, on détaillera la méthode de calcul du transfert thermique, dans la génératrice. On a un système de refroidissement à air, constitué de deux circuits séparés. Les données du problème sont : (i) les températures d'air à l'entrée, (ii) la température sur la surface du stator et du rotor (la zone qui génère la chaleur dans la génératrice) étant considéré uniforme et constante, ainsi que (iii) les dimensions de la génératrice. Les principales étapes de la méthode de calcul proposée sont présentées comme suit :

1. Calcul du taux de chaleur total généré par la génératrice sachant son rendement.
2. Le taux de chaleur à être évacué par le système de refroidissement à air qui se compose de deux circuits interne et externe, en supposant la fraction du taux de chaleur évacué par le circuit externe et celle évacuée par le circuit interne.
3. Supposant les températures de sortie de l'air.
4. Calculer les débits d'air nécessaires pour évacuer les deux taux de chaleur.
5. Calculer les nombres de Reynolds dans chaque passage, ainsi que les coefficients de convection forcée par les corrélations convenables du nombre de Nusselt.

6. Calculer le coefficient d'échange de chaleur global pour chaque passage.
7. Calculer les différences de température logarithmique pour chaque passage.
8. Déterminer les dimensions de la génératrice : l'aire de la surface d'échange et la longueur pour chaque passage.
9. Vérifier les dimensions calculées avec celles fournies par le constructeur : répéter les étapes 2 à 9 jusqu'à la convergence.

Le taux de chaleur généré, q_g , dans la génératrice, dû essentiellement aux pertes par effet Joule dans le stator/rotor, peut être estimé par la relation suivante :

$$q_g = P_m \left(1 - (\eta_g + 0,01) \right) \quad (4-1)$$

Avec,

$$P_m = \frac{P_e}{\eta_g} \quad (4-2)$$

Avec,

P_m : la puissance mécanique à l'entrée de la génératrice

P_e : la puissance électrique de la génératrice

η_g : le rendement de la génératrice

Ce taux de chaleur doit être évacué par le système de refroidissement. Comme illustré par la Figure 4-2, on voit bien que ce système est composé de deux circuits d'air de refroidissement avec deux ventilateurs séparés (les zones en rouge et beige). Un circuit intérieur (zone verte) dans lequel l'air est aspiré suivant la circonférence de l'arbre et traverse les quatre trous du rotor, puis il est refoulé par le ventilateur intérieur (zone rouge) dans des passages à ailettes entre le stator et la carcasse. Et, un circuit extérieur (zone bleue) où l'air circule entre la carcasse et le couvercle externe, aspiré par un deuxième ventilateur radial (zone beige), tout en traversant

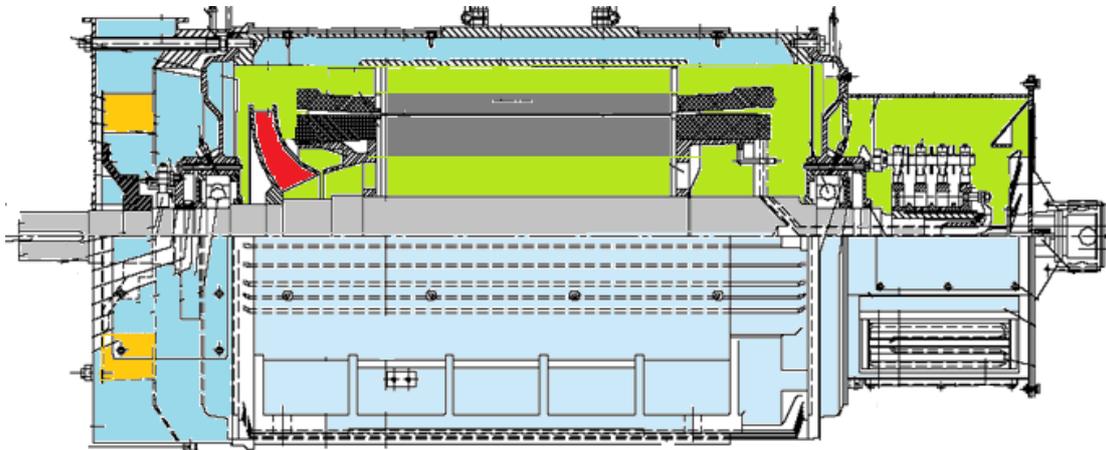


Figure 4-2. Le schéma de la génératrice montrant les deux circuits de refroidissement

des ailettes sur la surface extérieure de la carcasse, ensuite il est éjecté à travers une canalisation vers l'extérieur de la nacelle.

Pour commencer les calculs, on suppose une fraction f_o du taux de chaleur à être évacué par le circuit intérieur et le reste $(1 - f_o)$ par le circuit extérieur, en suivant la procédure itérative de calcul présenté ci-dessus jusqu'à la convergence : la répartition du taux chaleur est

dictée par la longueur des passages. Par ailleurs en considérant la conservation d'énergie, le premier principe de la thermodynamique, on peut écrire :

$$q_g = \dot{m}_a C_{p_{air}} (T_{a,o} - T_{a,i}) \quad (4-3)$$

$$\dot{m}_a = \frac{q_g}{(T_{a,o} - T_{a,i}) C_{p_{air}}} \quad (4-4)$$

Avec,

\dot{m}_a : Le débit massique d'air total

$C_{p_{air}}$: La chaleur massique de l'air

$T_{a,i}$: La température d'air d'entrée

$T_{a,o}$: La température d'air de sortie

Pour le circuit interne, l'air entre à une température ambiante donnée, d'abord, il fait un aller à l'intérieur du rotor, ensuite, il fait un retour à travers les ailettes intérieures de la carcasse.

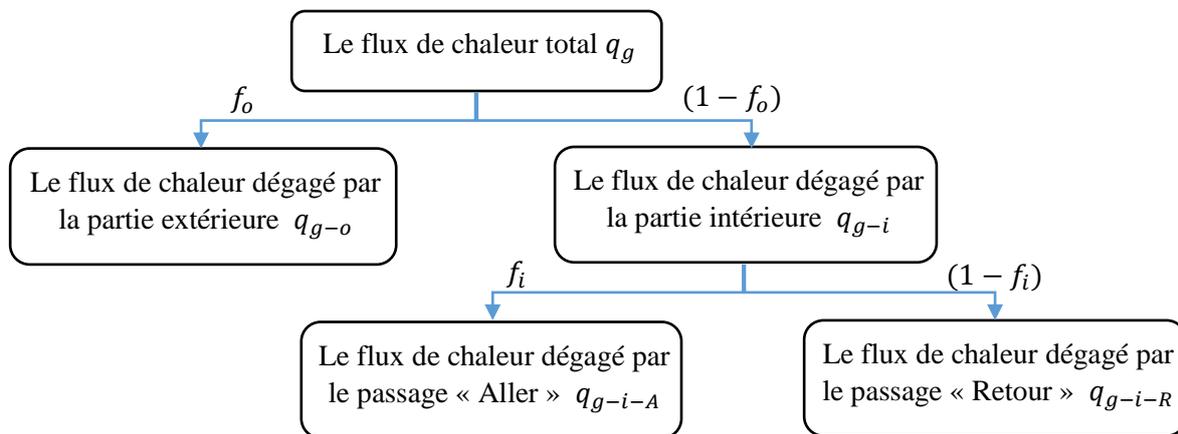


Figure 4-3. Organigramme montrant les distributions d'évacuation de chaleur

Cette distribution des taux de chaleur à évacuer est illustrée par l'organigramme présenté par la Figure 4-3.

Ainsi, le taux de chaleur interne est donné par la relation :

$$q_{g-i} = (1 - f_o) q_g \quad (4-5)$$

Puis le débit d'air interne s'exprime ainsi :

$$\dot{m}_{a-i} = \frac{q_{g-i}}{(T_{a,o} - T_{a,i}) C_{p_{air}}} \quad (4-6)$$

Le calcul de température de sortie de la phase de retour du circuit interne (voir Figure 4-2) se déduit à partir du débit interne et du taux de chaleur évacué durant ce passage :

$$T_{a-R-o} = T_{a-R-i} + \frac{q_{g-i-R}}{\dot{m}_{a-i} C_{p_{air}}} \quad (4-7)$$

La chaleur spécifique $C_{p_{air}}$ est évaluée à la température moyenne de l'air, donc on procédait par un calcul itératif.

Concernant le circuit externe, l'air entre à une température ambiante donnée à travers les ailettes extérieures et il en sort à une température plus élevée. Ainsi, on calcule le débit massique d'air, nécessaire pour évacuer la chaleur dégagée, à l'aide des relations suivantes :

$$q_{g-o} = f_o q_g \quad (4-8)$$

$$\dot{m}_{a-o} = \frac{q_{g-o}}{(T_{a-E-o} - T_{a-E-i}) C_{p_{air}}} \quad (4-9)$$

Coefficients d'échange de chaleur

Afin d'étudier les transferts thermiques qui se développent dans le passage d'air de la partie aller du circuit interne, on va assimiler le passage intérieur du rotor, à un tube à quatre ailettes (Figure 4-4b). La procédure de calcul est présentée comme suit :

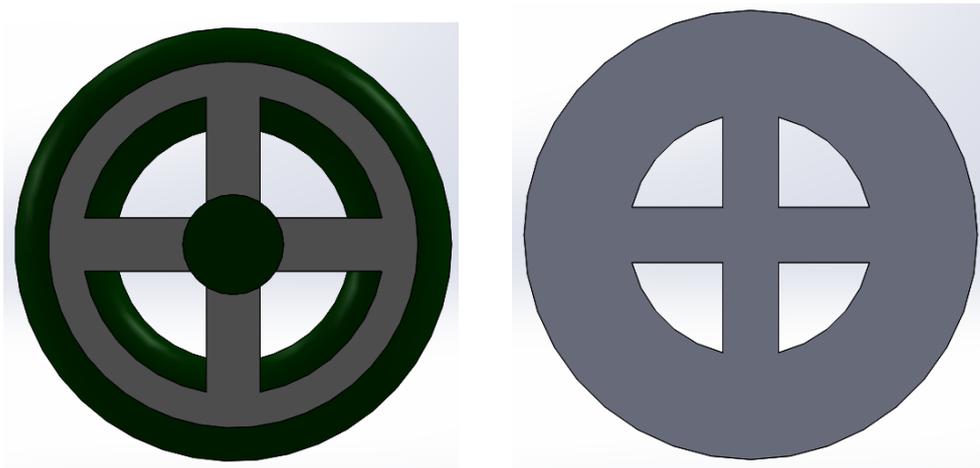


Figure 4-4. Schéma de vue de coupe sur le rotor (a) géométrie réelle et (b) modèle de calcul

Calcul des nombres de Reynolds

$$Re_A = \frac{\rho V_h D_h}{\mu_b} \Rightarrow Re_{b,r} = \frac{4 \dot{m}_{a-i}}{\mu_b p_w} \quad (4-10)$$

Avec

Re_A : le nombre de Reynolds dans le rotor

$p_{w,A}$: périmètre mouillé

μ_b : la viscosité dynamique à la température moyenne de l'air T_b

Et le périmètre mouillé se calcule par la relation suivante :

$$p_{w,A} = \pi d_{i,A} - N_{f,A} t_{f,A} + 2N_{f,A} L_{f,A} \quad (4-11)$$

Avec :

$d_{i,A}$: Diamètre intérieur du rotor

$t_{f,A}$: L'épaisseur des ailettes du rotor

$L_{f,A}$: La longueur des ailettes du rotor

$N_{f,A}$: Le nombre d'ailettes du rotor

Si le nombre de Reynolds, $Re_A > 2300$, l'écoulement est turbulent. Dans ce cas, le nombre de Nusselt est évalué par la corrélation de Petukhov–Kirillov [4] en considérant un diamètre équivalent et les propriétés constantes à la température de l'air T_b .

$$Nu_{b,A} = \frac{(f/2) Re_A Pr_A}{1,07 + 12,7(f/2)^{1/2}(Pr_A^{2/3} - 1)} \quad (4-12)$$

Avec : $10^4 < Re_A < 5.10^6$ et $0,5 < Pr_A < 2000$

$$f = (1,58 \ln Re_A - 3,28)^{-2} \quad (4-13)$$

$3.10^4 < Re_A < 10^7$ et $0,5 < Pr_A < 2000$

Où :

$Nu_{b,A}$: Le nombre de Nusselt à la température moyenne T_b

Pr_A : le nombre de Prandtl à la température moyenne T_b

f : le facteur de frottement (friction) dans le rotor

Afin de minimiser les erreurs de calcul, on ajuste le nombre de Nusselt trouvé précédemment tout en introduisant, la notion de la longueur d'entrée parce que le rapport L / D est très faible dans notre cas. Ainsi, on va prendre en considération l'effet de la variation des propriétés physiques du fluide dans la conduite, vu que le rapport de la température de la surface sur la température moyenne de l'air T_w / T_b est important.

Donc on a la relation suivante :

$$Nu_A = Nu_{b,A} \cdot \left(\frac{T_{w,A}}{T_{b,A}} \right)^n \quad (4-14)$$

Tel que : $0,37 < T_{w,A}/T_{b,A} < 5,8.10^6$ et $10^4 < Re_{b,A} < 4,3.10^6$ pour l'air

$$\frac{T_{w,r}}{T_{b,r}} < 1 : n = -0,36 \quad \text{et} \quad \frac{T_{w,r}}{T_{b,r}} > 1 : n = - \left[0,3 \cdot \log \left(\frac{T_{w,r}}{T_{b,r}} \right) + 0,36 \right]$$

Afin de prendre en compte la longueur d'entrée, Gnielinski [4] recommande le facteur de correction suivant :

$$Nu_{L,A} = Nu_A \left[1 + \left(\frac{D_A}{L_A} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (4-15)$$

Par conséquent, le coefficient de convection est donné par la relation :

$$h_A = \frac{k_{a,A}}{d_{e,A}} Nu_{L,A} \quad (4-16)$$

Avec :

h_A : Le coefficient de convection dans le rotor

$k_{a,A}$: La conductivité Thermique de l'air dans le rotor

$d_{e,A}$: Le diamètre équivalent dans le rotor

Le diamètre équivalent est donné par :

$$d_{e,A} = \frac{4A_{c,A}}{P_{h,A}} \quad (4-17)$$

Avec :

$A_{c,A}$: La section de passage dans le rotor

$P_{h,A}$: Le périmètre de transfert de chaleur dans le rotor

Où :

$$A_{c,A} = \frac{\pi}{4} d_{i,r}^2 - N_{f,A} t_{f,A} L_{f,A} - t_{f,A}^2 \quad (4-18)$$

$$P_{h,A} = \pi d_{i,r} - N_{f,A} t_{f,A} + 2N_{f,A} L_{f,A} \quad (4-19)$$

Le coefficient d'échange global est rapporté à l'unité de surface d'échange côté air. Et dans ce cas, on a deux résistances thermiques ; la conduction de la partie intérieure du noyau de fer et la convection de l'air. Il est exprimé comme suit :

$$\frac{1}{U_{i,A}} = \frac{A_{t,r}}{2\pi k_{m,r}} \ln\left(\frac{d_{i,r} + 2t_{m,r}}{d_{i,r}}\right) + \frac{1}{\eta_{0,A} h_{i,A}} \quad (4-20)$$

Avec,

$U_{i,A}$: Le coefficient d'échange global extérieur (coté air)
 $A_{t,r}$: La surface d'échange totale par mètre de longueur
 $t_{m,r}$: L'épaisseur de la partie intérieure du noyau du rotor
 $k_{m,r}$: La conductivité thermique du noyau du rotor
 $\eta_{0,A}$: Le rendement global des ailettes

La surface d'échange totale par unité de longueur se calcule ainsi :

$$A_{t,A} = A_{b,A} + N_{f,A} A_{f,A} \quad (4-21)$$

$$A_{f,A} = 2L_{f,A} \quad (4-22)$$

$$A_{b,A} = \pi d_{i,r} - N_{f,A} t_{f,A} \quad (4-23)$$

Où :

$A_{f,A}$: La surface d'ailette du rotor par mètre de longueur
 $A_{b,A}$: La surface de la base du rotor par mètre de longueur

Afin de faciliter les calculs du rendement global des ailettes, le tube peut être représenté comme le problème d'une paroi plane équipée des ailettes rectangulaires avec extrémité

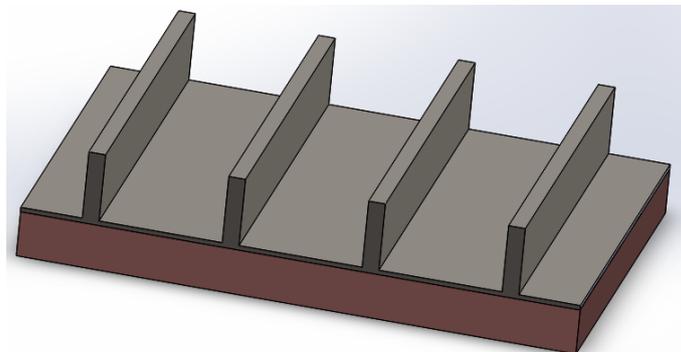


Figure 4-5. Après avoir ouvert le passage pour assimiler à une plaque avec ailettes

adiabatique.

$$\eta_{0,A} = 1 - \frac{N_{f,A} \cdot A_{f,A}}{A_{t,A}} (1 - \eta_{f,A}) \quad (4-24)$$

$$\eta_{f,A} = \frac{\tanh(m L_{c,A})}{m L_{c,A}} \quad (4-25)$$

$$m^2 = \frac{p_{f,A} \cdot h_{i,A}}{k_{f,A} \cdot S_{f,A}} \quad (4-26)$$

$$P_{f,A} = 2(L_{f,A} + t_{f,A}) \quad (4-27)$$

$$S_{f,A} = L_{f,A} \cdot t_{f,A} \quad (4-28)$$

$$L_{c,A} = L_{f,A} + \frac{t_{f,A}}{2} \quad (4-29)$$

Avec,

$L_{c,A}$: la longueur caractéristique des ailettes du rotor

$\eta_{f,A}$: le rendement des ailettes du rotor

$k_{f,A}$: la conductivité thermique des ailettes

$S_{f,A}$: Section d'ailette du rotor

$P_{f,A}$: périmètre de l'ailette

Maintenant, on peut déduire la surface d'échange globale du passage « Aller » du circuit interne :

$$A_{ech-A} = \frac{q_{g-i-A}}{U_{i,A} \Delta T_{LM-A}} \quad (4-30)$$

$$\Delta T_{LM-A} = \frac{(T_{s-A} - T_{a-o-A}) - (T_{s-A} - T_{a-i-A})}{\ln\left(\frac{T_{s-A} - T_{a-o-A}}{T_{s-A} - T_{a-i-A}}\right)} \quad (4-31)$$

Avec :

A_{ech-A} : La surface d'échange du rotor

ΔT_{LM-A} : La différence logarithmique des températures entre l'air et la surface

q_{g-i-A} : le flux de chaleur intérieur phase "Aller"

On a déjà calculé la surface d'échange par mètre du rotor, ainsi que la surface d'échange globale. Donc on peut déduire la longueur du passage :

$$L_A = \frac{A_{ech-A}}{A_{t,A}} \quad (4-32)$$

Pour le parcours retour, l'air aspiré par un ventilateur intérieur, il est refoulé à travers les quatre canalisations équipées d'ailettes, entre le stator et la carcasse (Figure 4-2). L'air rentre avec une température de sortie du parcours de l'aller (T_{a-o-A}) et en ressort avec une température à être calculée (T_{a-o-R}).

Calcul du nombre de Reynolds :

$$Re_R = \frac{4 \dot{m}_{a-i}}{\mu_{b,R} \cdot p_{w,R}} \quad (4-33)$$

Avec,

Re_R : le nombre de Reynolds

$p_{w,R}$: périmètre mouillé

$\mu_{b,R}$: la viscosité dynamique à la température moyenne de l'air

Où, le périmètre mouillé peut être calculer par la relation (4-34)

$$p_{w,R} = 4(L_{arc,s} + L_{arc,i} + 2(D_{i,c} - d_{o,s})) - N_{f,R} \cdot t_{f,R} + 2 N_{f,R} \cdot L_{f,R} \quad (4-34)$$

$$L_{arc,s} = \theta \frac{D_{i,c}}{2} \quad (4-35)$$

$$L_{arc,i} = \theta \frac{d_{o,s}}{2} \quad (4-36)$$

Avec :

$L_{arc,s}$: La longueur de l'arc supérieur

$L_{arc,i}$: La longueur de l'arc inférieur

θ : Angle de l'écartement du passage

$t_{f,R}$: L'épaisseur des ailettes intérieures de la carcasse

$L_{f,R}$: La longueur des ailettes intérieures de la carcasse

$N_{f,R}$: Le nombre d'ailettes intérieures de la carcasse

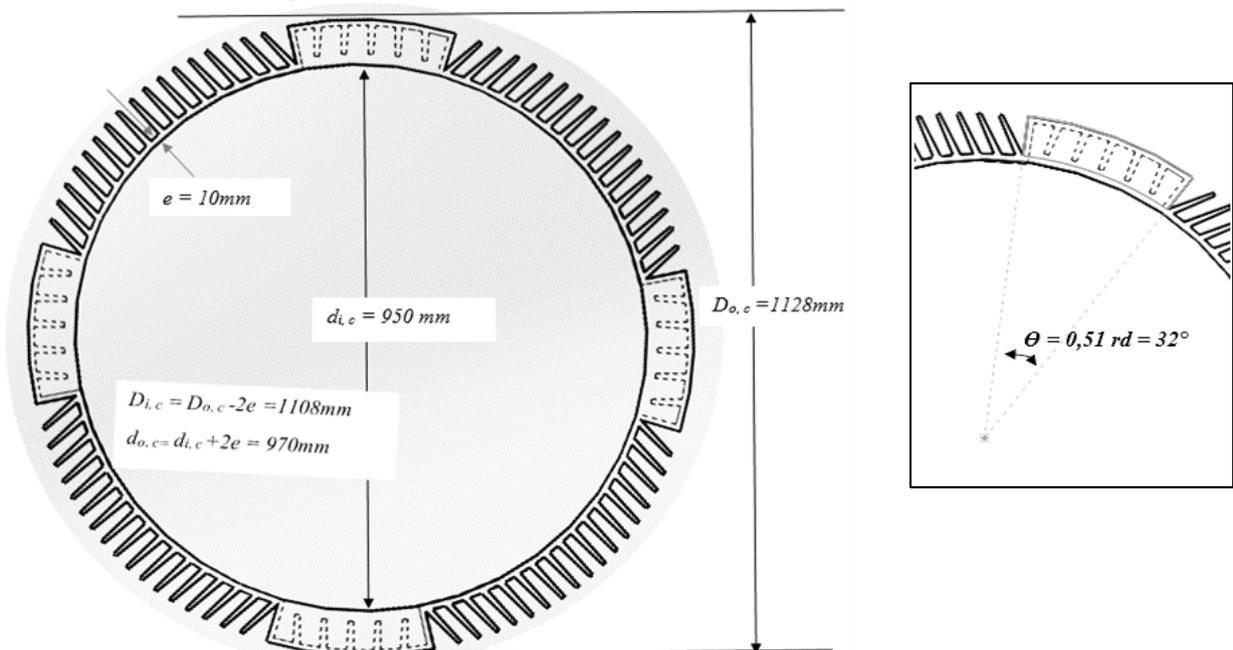


Figure 4-6. Schéma montrant les dimensions géométriques du passage "Parcours Retour" du circuit interne

Le nombre de Nusselt, pour un écoulement turbulent dans une conduite non circulaire, peut être évalué par la corrélation de Bhatti et Shah utilisées dans le cas circulaire en considérant le diamètre équivalent [4]. Et les paramètres étant pris à la température moyenne de l'air T_b :

$$Nu_{b,R} = \frac{(f/2) Re_R Pr_{b,R}}{1,07 + 12,7(f/2)^{1/2}(Pr_{b,R}^{2/3} - 1)} \quad (4-37)$$

Avec : $10^4 < Re_R < 5.10^6$ et $0,5 < Pr_{b,R} < 2000$

$$f = (1,58 \ln Re_R - 3,28)^{-2} \quad (4-38)$$

$3.10^4 < Re_R < 10^7$ et $0,5 < Pr_{b,R} < 2000$

$Pr_{b,R}$: nombre de Prandtl à la température moyenne T_b

f : facteur de friction

Introduisant, l'effet de la variation des propriétés physiques du fluide dans la conduite, le nombre de Nusselt corrigé est donné par :

$$Nu_R = Nu_{b,R} \cdot \left(\frac{T_{w,R}}{T_{b,R}} \right)^n \quad (4-39)$$

Tel que : $0,37 < T_{w,s}/T_{b,s} < 5,8 \cdot 10^6$ et $10^4 < Re_{b,s} < 4,3 \cdot 10^6$ pour l'air

$$\frac{T_{w,s}}{T_{b,s}} < 1 : n = -0,36 \quad \text{et} \quad \frac{T_{w,s}}{T_{b,s}} > 1 : n = - \left[0,3 \cdot \log \left(\frac{T_{w,s}}{T_{b,s}} \right) + 0,36 \right]$$

Etant donné que le rapport L/D est important dans ce cas (il est supérieur à 30), l'effet de la longueur d'entrée peut être négligée.

Ainsi, le coefficient de convection peut être déduit à partir du nombre de Nusselt :

$$h_{i,R} = \frac{k_{b,R}}{d_{e,R}} Nu_R \quad (4-40)$$

$h_{i,R}$: Le coefficient de convection

$k_{b,R}$: La conductivité Thermique de l'air

$d_{e,R}$: Le diamètre équivalent

Avec,

$$d_{e,s} = \frac{4 A_{c,s}}{P_{h,s}} \quad (4-41)$$

$A_{c,s}$: La section de passage

$P_{h,s}$: Le périmètre de transfert de chaleur

Où :

$$A_{c,R} = 4 \left[\frac{\pi}{4} (D_{i,c}^2 - d_{o,s}^2) \frac{\theta}{2\pi} - N_{f,R} \cdot t_{f,R} \cdot L_{f,R} \right] \quad (4-42)$$

Il convient de noter que dans les calculs on a considéré $P_{h,s} = p_{w,s}$, car le transfert thermique s'effectue sur tout le périmètre mouillé.

Le coefficient d'échange global, est rapporté à la surface d'échange côté air qui est donné par la relation :

$$\frac{1}{U_{i,R}} = \frac{1}{\eta_{0,R} h_{i,R}} \quad (4-43)$$

Avec,

$U_{i,s}$: Le coefficient d'échange global extérieur (coté air)

$\eta_{0,r}$: Le rendement global des ailettes

Afin de calculer le rendement global des ailettes, les ailettes sont considérées aux extrémités adiabatiques. Ainsi on a :

$$\eta_{0,R} = 1 - \frac{N_{f,R} A_{f,R}}{A_{t,R}} (1 - \eta_{f,R}) \quad (4-44)$$

$$\eta_{f,s} = \frac{\tanh(m L_{c,R})}{m L_{c,R}} \quad (4-45)$$

$$m^2 = \frac{p_{f,R} \cdot h_{i,R}}{k_{f,R} \cdot S_{f,R}} \quad (4-46)$$

$$P_{f,R} = 2(L_{f,R} + t_{f,R}) \quad (4-47)$$

$$S_{f,R} = L_{f,R} t_{f,R} \quad (4-48)$$

$$L_{c,R} = L_{f,R} + \frac{t_{f,R}}{2} \quad (4-49)$$

Avec,

$L_{c,R}$: la longueur caractéristique des ailettes

$\eta_{f,R}$: le rendement des ailettes

$k_{f,R}$: la conductivité thermique des ailettes

$S_{f,R}$: Section d'ailette

$P_{f,R}$: périmètre de l'ailette

On déduit la surface d'échange globale :

$$A_{t,R} = A_{b,R} + N_{f,R} \cdot A_{f,R} \quad (4-50)$$

$$A_{f,R} = 2 L_{f,R} + t_{f,R} \quad (4-51)$$

$$A_{b,R} = 4(L_{arc,s} + L_{arc,i} + 2(D_{i,c} - d_{o,s})) - N_{f,R} \cdot t_{f,R} \quad (4-52)$$

Où :

$A_{f,R}$: La surface d'ailette mètre de longueur [m²/m]

$A_{b,R}$: La surface de la base par mètre de longueur [m²/m]

$$A_{ech-R} = \frac{q_{g-i-R}}{U_{i,R} \Delta T_{LM-R}} \quad (4-53)$$

$$\Delta T_{LM-R} = \frac{(T_{s-R} - T_{a-o-R}) - (T_{s-R} - T_{a-i-R})}{\ln\left(\frac{T_{s-R} - T_{a-o-R}}{T_{s-R} - T_{a-i-R}}\right)} \quad (4-54)$$

Donc on déduit la longueur du passage retour :

$$L_R = \frac{A_{ech-R}}{A_{t,R}} \quad (4-55)$$

Avec,

L_R : la longueur calculée des tubes entre stator et carcasse du passage "Retour"



Figure 4-8. Ventilateur radial du circuit externe

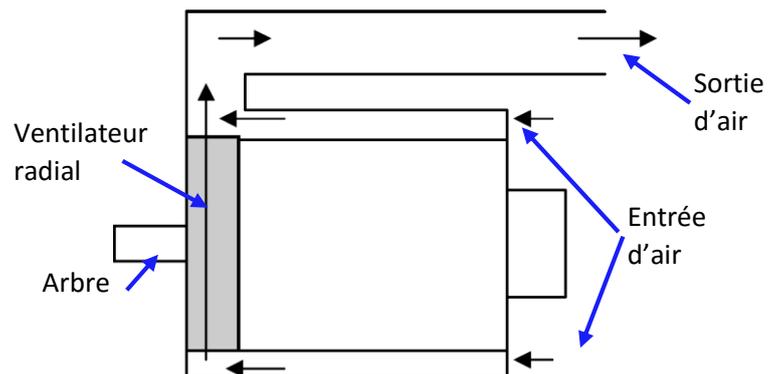


Figure 4-7. Schéma explicatif du circuit externe

Maintenant, considérons le circuit externe, comme illustré par la *Figure 4-7*, l'air est aspiré par un ventilateur radial, pour traverser un passage annulaire équipé d'ailettes entre la carcasse et le couvercle externe. Ensuite, il est refoulé vers l'extérieur de la nacelle. L'air rentre à une température d'air ambiant donnée et un débit calculé par l'Eq. (4-9).

Calcul du nombre de Reynolds :

$$Re_E = \frac{4 \dot{m}_{a-o}}{\mu_{b,E} \cdot p_{w-E}} \quad (4-56)$$

Avec le périmètre mouillé :

$$p_{w,E} = \pi (D_{o,c} + d_{o,c}) - 4(L_{arc,s} + L_{arc,i}) + 2 N_{f,o} \cdot L_{f,o} + 4(D_{o,c} - d_{o,c}) \quad (4-57)$$

$$L_{arc,o} = \theta \frac{D_{o,c}}{2} \quad (4-58)$$

$$L_{arc,i} = \theta \frac{d_{o,c}}{2} \quad (4-59)$$

Avec :

$L_{arc,o}$: La longueur de l'arc supérieur à $D_{o,c}$ à enlever du périmètre

$L_{arc,i}$: La longueur de l'arc inférieur à $d_{o,c}$ à enlever du périmètre

θ : Angle de l'écartement de la zone de non passage

$t_{f,i}$: L'épaisseur des ailettes intérieures de la carcasse

$L_{f,i}$: La longueur des ailettes intérieures de la carcasse

$N_{f,i}$: Le nombre d'ailettes intérieures de la carcasse

Si le nombre Reynolds est supérieur à 2300, donc l'écoulement est turbulent et par conséquent, le nombre de Nusselt peut être calculé par la corrélation de Petukhov–Kirillov donnée par l'Eq. (4-68) et en suivant les mêmes étapes de calcul que celles du circuit interne.

Ainsi le coefficient de convection peut être calculé à partir du nombre de Nusselt comme suit

$$h_{o,E} = \frac{k_{b,E}}{d_{e,E}} Nu_E \quad (4-60)$$

$$d_{e,E} = \frac{4 A_{c,E}}{P_{h,E}} \quad (4-61)$$

$$A_{c,E} = \frac{\pi}{4} (D_{o,c}^2 - d_{o,c}^2) - 4 \left[\frac{\pi}{4} (D_{o,c}^2 - d_{o,c}^2) \frac{\theta}{2\pi} \right] - N_{f,o} \cdot t_{f,o} \cdot L_{f,o} \quad (4-62)$$

$$P_{h,E} = \pi d_{o,c} - 4 L_{arc,i} + 2 N_{f,E} \cdot L_{f,E} + 4 * 2 * \frac{(D_{o,c} - d_{o,c})}{2} \quad (4-63)$$

Le coefficient d'échange global, est rapporté à la surface d'échange côté air. Ainsi son expression :

$$\frac{1}{U_{o,E}} = \frac{1}{\eta_{o,E} h_{i,E}} + \frac{A_{t,E}}{2\pi k_c} \ln \left(\frac{d_{o,c}}{d_{i,c}} \right) \quad (4-64)$$

Avec :

$U_{o,E}$: Le coefficient d'échange global extérieur (coté air) du circuit externe

$\eta_{0,E}$: Le rendement global des ailettes

k_c : La conductivité Thermique de la carcasse

$A_{t,E}$: La surface d'échange totale pa mètre de longueur

Où :

$$A_{t,E} = A_{b,E} + N_{f,E} \cdot A_{f,E} \quad (4-65)$$

$$A_{f,E} = 2 L_{f,E} + t_{f,E} \quad (4-66)$$

$$A_{b,E} = \pi d_{o,c} - 4 L_{arc,i} - N_{f,E} \cdot t_{f,E} + 8(D_{o,c} - d_{o,c}) \quad (4-67)$$

$A_{f,o}$: La surface d'ailette mètre de longueur

$A_{b,o}$: La surface de la base par mètre de longueur

Les ailettes sont considérées aux extrémités adiabatiques, donc le calcul de leur rendement se fait comme le cas précédent en utilisant les Eqs. (4-44), (4-45), (4-46), (4-47), (4-48) et (4-49). Ensuite en calculant la différence des températures logarithmique par l'équation (4-54), on peut ainsi déterminer la surface d'échange globale :

$$A_{ech-E} = \frac{q_{g-o}}{U_{o,E} \cdot \Delta T_{LM-E}} \quad (4-68)$$

Par conséquent, on en déduit la longueur du passage :

$$L_E = \frac{A_{ech-E}}{A_{t,E}} \quad (4-69)$$

L_E : la longueur calculée du passage annulaire externe [m]

4.2. Résultats et discussion

Pour résoudre les différentes équations présentées ci-dessus dans la méthode de calcul proposée, un programme informatique sous Matlab a été mis au point. Ce programme a été structuré en cinq sous programmes suivants :

- ✓ «**Refroid_Generatrice**» : calcul de la fraction globale du taux de chaleur à être évacué (*Annexe 1*)
- ✓ «**Circuit_Interne**» : calcul la fraction interne du taux de chaleur à être évacué (*Annexe 2*)
- ✓ «**Partie_Rotor**» : calcul de la longueur du passage « Aller » (*Annexe 3*) et (*Annexe 4*)
- ✓ «**Partie_Stator**» : calcul de la longueur du passage « Retour » (*Annexe 5*) et (*Annexe 6*)
- ✓ «**Circuit_Externe**» : calcul de la longueur du passage externe (*Annexe 7*)
- «**Table**» : la table des propriétés d'air (*Annexe 8*)

Les organigrammes de ces sous programmes sont présentés dans l'Annexe.

Pour vérifier le bon fonctionnement du programme de calcul, nous avons essayé de retrouver les dimensions de la génératrice et les comparer avec ceux fournis par le constructeur. Pour un rendement de la génératrice de 95%, on a obtenu un taux de chaleur de 35kW, avec des fractions de 40.02% de taux chaleur évacué par le circuit externe, 59.98% de taux chaleur évacué par le circuit interne. Pour le circuit interne, on a une fraction de 54.75% de taux de chaleur interne évacuée par le parcours *aller* et 45.25% de taux de chaleur interne évacuée par le parcours *retour*. Ces résultats ont conduit à une longueur de 1.73m qui est très proche de la valeur fournie par le constructeur qui est de 1.75m. Ceci nous permet de vérifier la validation du programme de calcul.

Pour vérifier davantage le bon fonctionnement du programme informatique, nous avons essayé d'étudier l'évolution du taux de chaleur évacué par les deux circuits interne et externe en fonction de la longueur d'un parcours donné (*Figure 4-9*). Ces résultats ont été obtenus sous les conditions suivantes : en fixant les débits d'air et les températures de sortie pour chaque circuit. Comme on peut le constater, plus la longueur du parcours augmente plus le taux de chaleur augmente aussi. Ceci est raisonnable, car le taux de chaleur est proportionnel à la surface d'échange et également le coefficient d'échange global.

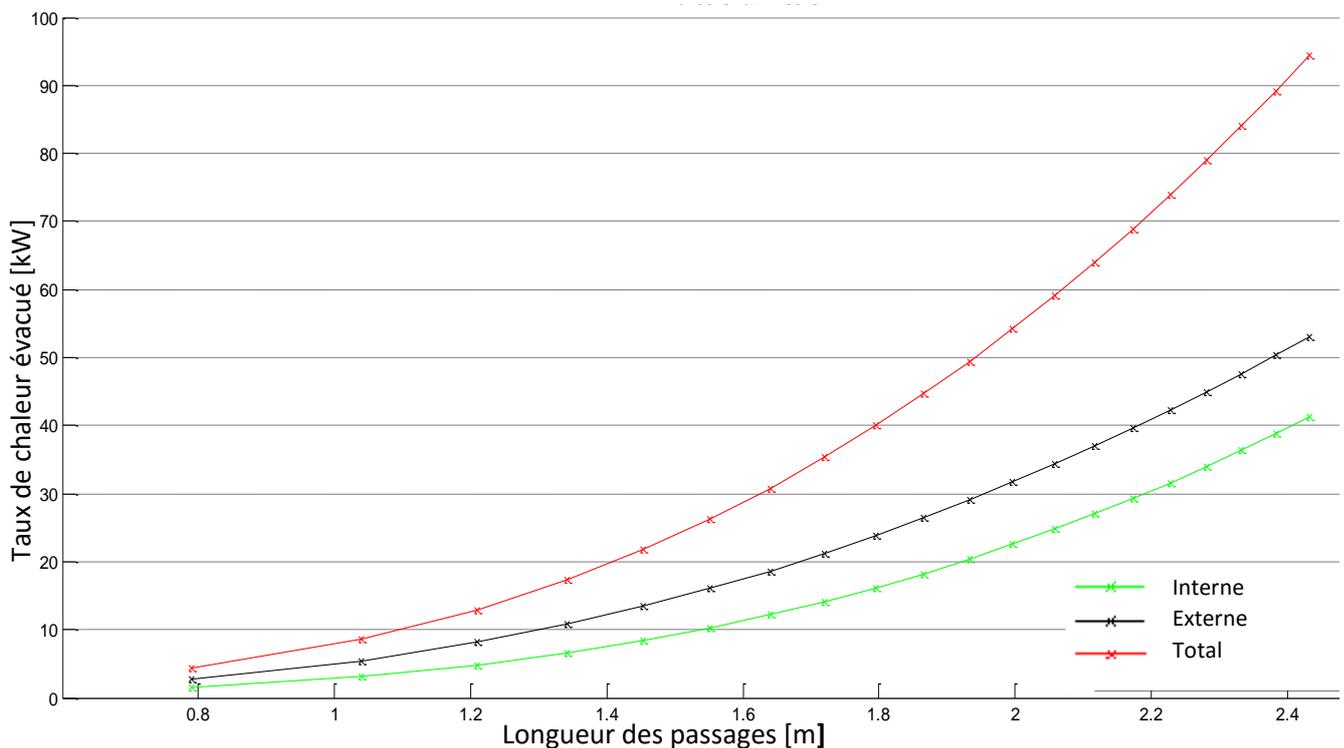


Figure 4-9. Taux chaleur dissipée en fonction de la longueur des passages à des températures de sortie d'air constantes

Ainsi, les débits d'air dans chaque circuit sont présentés en fonction de la longueur d'un parcours donné (*Figure 4-10*). Ces résultats ont été obtenus en fixant le taux de chaleur total à dégager par la génératrice. Comme on peut le constater, plus la longueur du parcours augmente plus les débits d'air, nécessaires pour l'évacuation de taux de chaleur, diminuent. Ceci est raisonnable, parce que l'augmentation de la longueur ainsi que la surface d'échange favorise le transfert thermique, par conséquent on aura besoin de petits débits afin de refroidir la génératrice.

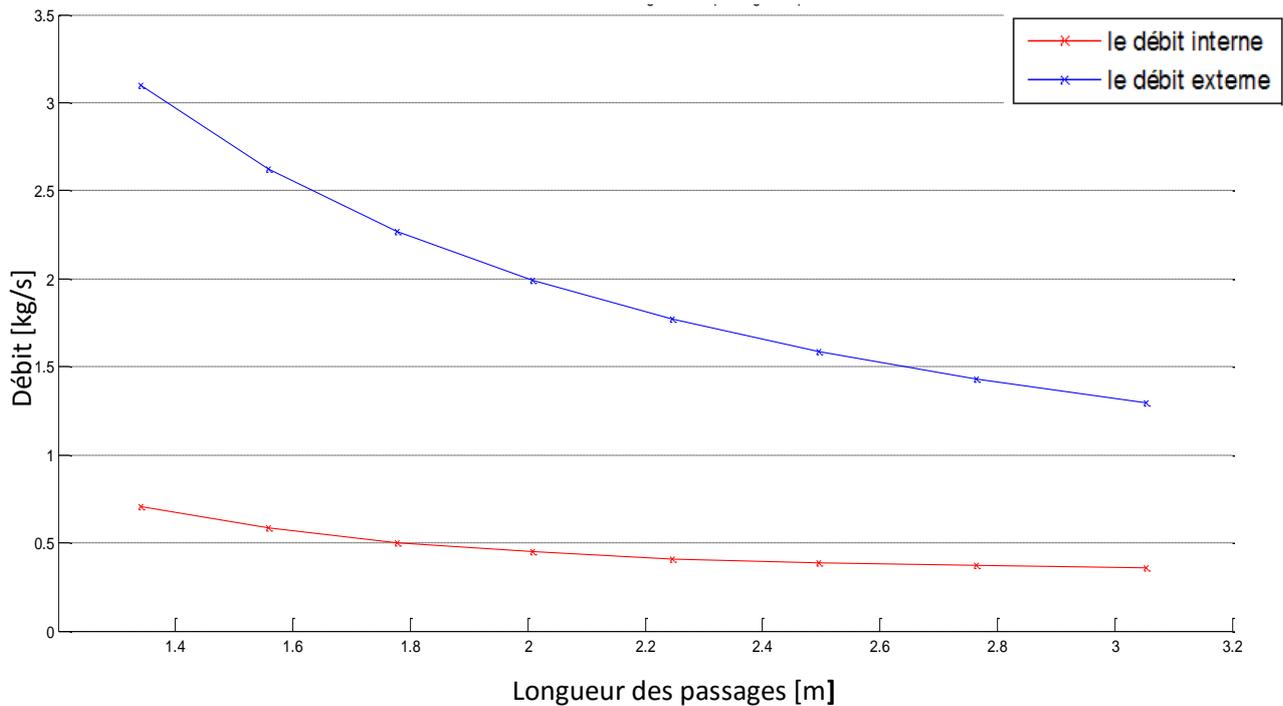


Figure 4-10. Débits d'air en fonction de la longueur des passages

La *Figure 4-11* représente les variations des débits d'air dans les deux circuits en fonction des taux de chaleur dégagés. Ces résultats ont été obtenus en fixant les températures de sorties d'air. Comme on peut le constater, les débits d'air augmentent linéairement par rapport aux taux de chaleur dégagés. Ceci est logique, parce qu'il est conforme avec le premier principe de la thermodynamique (*Eq. 4-4*).

Finalement, on représente sur la *Figure 4-12* les longueurs des parcours, nécessaires pour le bon refroidissement de la génératrice, en fonction de la température d'entrée d'air ambiant. Ces résultats ont été obtenus en fixant les débits d'air et les taux de chaleur. Alors, il est clair que l'augmentation de la température ambiante, nécessite des longueurs plus grandes afin d'évacuer les mêmes taux de chaleur en utilisant les mêmes débits d'air.

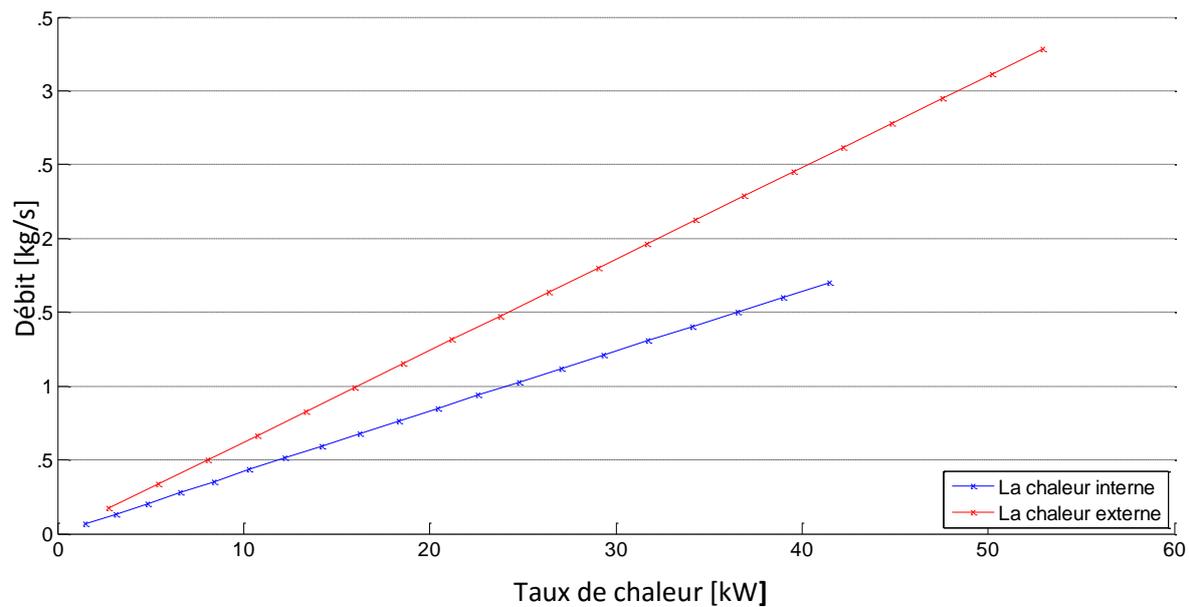


Figure 4-11. Débits d'air en fonction des taux de chaleur dissipés par les deux circuits

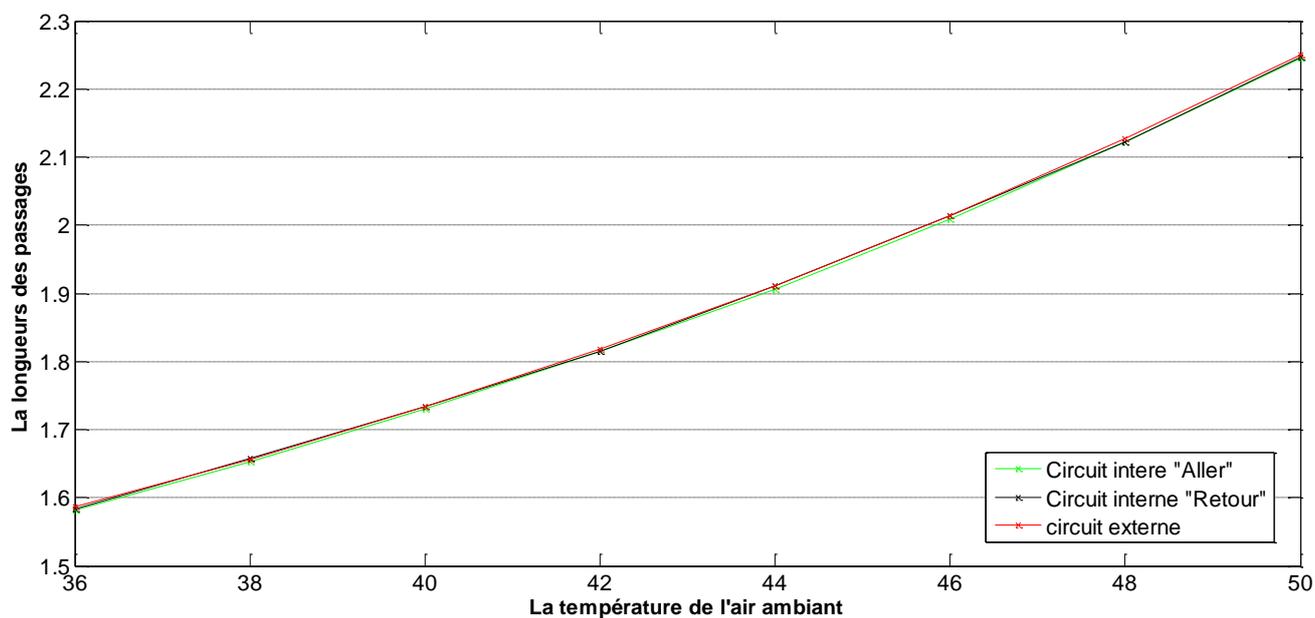


Figure 4-12. Longueurs des passages en fonction de la température d'air ambiant

4.3. Conclusion :

Les dimensionnements réalisés dans ce chapitre sont faits pour la température ambiante de 40°C qui donne lieu à une température moyenne de génératrice de 132°C. Cette condition est la température maximale ressortie des données récupérées de la ferme de kabertene dès sa mise en service. Alors, les résultats retrouvés sont proches des dimensions fournies par le constructeur. Cependant, ce dernier a indiqué que les éoliennes peuvent fonctionner à une température ambiante allant jusqu'à 45°C. Alors, les dimensions trouvées sont présentées dans le tableau comparatif suivant :

Tableau 4-1. Comparaison de résultats du système de refroidissement installé par le constructeur fonctionnant à 40°C et 45°C

| | La génératrice | | | Le multiplicateur | |
|--|---------------------------|----------------------------|-----------------|-------------------|--------------------|
| | Circuit interne « Aller » | Circuit interne « Retour » | Circuit externe | Premier échangeur | Deuxième échangeur |
| <i>Les dimensions réelles [m]</i> | 1,750 | 1,750 | 1,750 | 0,100 | 0,100 |
| <i>Les dimensions (Température d'air 40°C)</i> | 1,7296 | 1,7342 | 1,7342 | 0,103 | 0,103 |
| | -1,17 % | -0,90 % | -0,90 % | +3% | +3% |
| <i>Les dimensions (Température d'air 45°C)</i> | 1,9584 | 1,9587 | 1,9599 | 0,131 | 0,140 |
| | +11,91 % | +11,93 % | +11,99 % | +24% | +29% |

En conclusion, les équipements avec les systèmes actuels de refroidissement, sont confrontés à des conditions de fonctionnement extrêmes. Ajouté à cela, la grande variation de la température ambiante entre le jour et la nuit agit négativement sur la durée de vie de ces équipements. Par conséquent, il est nécessaire de redimensionner un nouveau système de refroidissement en se basant sur les données climatiques de la région.

Chapitre 5

Dispositif de refroidissement proposé

Dans ce chapitre, on présente le dimensionnement d'un nouveau dispositif de refroidissement que nous préconisons comme solution alternative écologique et consommant moins d'énergie. Ce dispositif est basé sur le concept de l'absorption solaire qui s'avère propre et fiable et qui permettra d'améliorer les conditions de fonctionnement des aérogénérateurs. Un tel système serait plus convenable au climat saharien vu la richesse de la région de Kabertene en qualité de l'intensité du rayonnement du soleil.

5.1. Description du système de réfrigération solaire à absorption :

Le réfrigérateur à absorption utilise une source de chaleur, au lieu d'un travail électrique d'un compresseur, pour faire tourner le cycle qui permettra d'extraire la chaleur. Ce mode de fonctionnement est intéressant lorsqu'on veut réduire la consommation en électricité, et lorsque l'on dispose d'une source de chaleur pratiquement gratuite par exemple dans notre cas un fort ensoleillement.

La méthode de réfrigération par absorption utilise un cycle purement thermique qui repose sur des différences d'affinités entre deux corps, suivant leurs conditions thermodynamiques : pression, température, concentration.

Alors, cette technique utilise l'attraction physique ou chimique entre une paire de substances pour produire l'effet de réfrigération. Un système de sorption a des possibilités uniques de transformer l'énergie thermique directement en puissance frigorifique. Les deux mélanges actuellement utilisés en réfrigération sont ($H_2O/LiBr$) et (NH_3/H_2O). L'eau dans ces deux solutions peut créer une confusion puisqu'il joue soit le rôle frigorigène dans la solution de l'eau + bromure de lithium ou bien le rôle de l'absorbant dans la solution de l'ammoniac + l'eau. Alors, il apparaît immédiatement que selon le couple étudié, la désorption du frigorigène conduit à une augmentation de la concentration x_{LiBr} , pour le mélange ($H_2O/LiBr$), et inversement à une diminution de la concentration x_{NH_3} pour le couple (NH_3/H_2O). Par opposition, l'absorption de fluide frigorigène impliquera respectivement une diminution de x_{LiBr} , et une augmentation de x_{NH_3} . [5]

Le composant où la sorption a lieu est dénoté comme absorbeur et celui où la désorption a lieu est dénoté comme générateur ou bien bouilleur. Ajouté à ces composants principaux, le

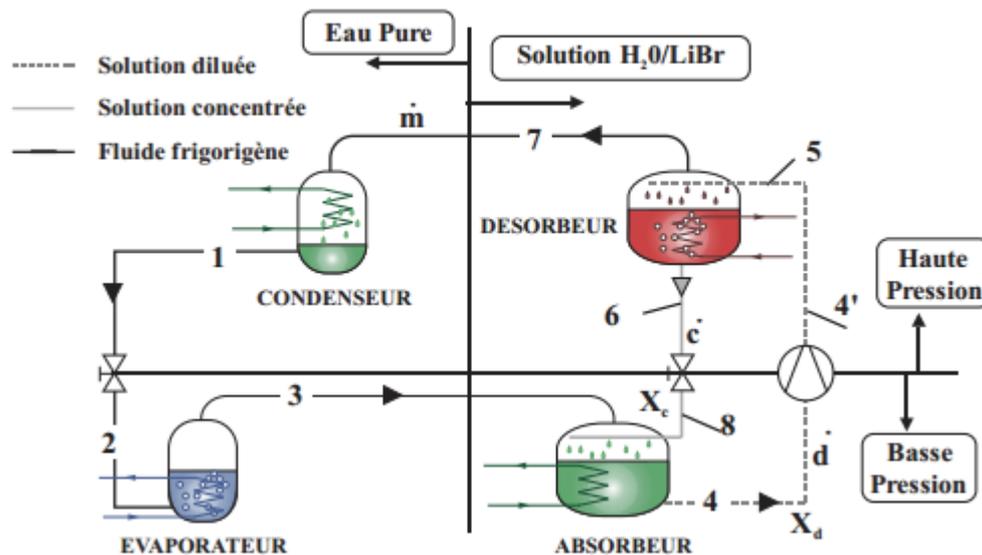


Figure 5-1. Structure d'une machine frigorifique à absorption H₂O/LiBr [12]

réfrigérateur à absorption contient aussi un condenseur, un détendeur, un économiseur de chaleur et un évaporateur (Figure 5-1). L'ensemble condenseur/détendeur/évaporateur, dans lequel ne transite que le fluide frigorigène pur, est connecté à la partie motrice du procédé, chargée de modifier l'état du frigorigène évaporé pour le rendre condensable à la température de l'environnement.

Le condenseur est un composant analogue à celui des machines à compression de vapeur. C'est la température du condenseur (T_m) qui fixe la température de condensation et donc la pression dans l'ensemble générateur/condenseur (Haute Pression). La condensation nécessite le rejet de la chaleur de condensation q_c . Le trajet de 7 à 1 comprend une phase de désurchauffe, la condensation ainsi qu'un éventuel sous refroidissement.

L'évaporateur : à la sortie du condenseur (1), le fluide frigorigène liquide subit un laminage à travers le détendeur de 1 à 2. Puis, le fluide s'évapore grâce à la chaleur du milieu à refroidir produisant ainsi la puissance frigorifique q_{ev} de 2 à 3. La pression dans l'ensemble évaporateur/absorbeur (Basse Pression), est fixée par la température (T_b) de la source froide.

L'absorbeur : la vapeur issue de l'évaporateur (3) rencontre au sein de celui-ci la solution concentrée (dite pauvre en frigorigène) provenant du générateur (8). Cette solution absorbe la vapeur et s'enrichit en frigorigène. Cette transformation étant exothermique, la chaleur dégagée \dot{Q}_a est évacuée à la température (T_m) de l'absorbeur. En sortie d'absorbeur (4), on obtient ainsi une solution diluée (riche en fluide frigorigène). Ce composant effectue un enrichissement en fluide frigorigène.

Le générateur : la solution diluée (5) reçoit dans celui-ci la quantité de chaleur q_g à la haute température (T_h), provoquant ainsi la désorption d'une partie du fluide frigorigène dissous dans la solution (réaction endothermique). Le générateur produit alors de la vapeur d'eau (7) et une solution concentrée en bromure de lithium (6). Cet organe réalise un appauvrissement en fluide frigorigène.

La différence de pression entre l'ensemble absorbeur/évaporateur (basse pression, p_b) et le générateur/condenseur (haute pression, p_h) nécessite en outre la présence :

- ✓ D'un détendeur sur le circuit de fluide frigorigène entre 1 et 2
- ✓ D'un détendeur sur le circuit de solution concentrée (pauvre en fluide frigorigène) entre 6 et 8
- ✓ D'une pompe sur le circuit de la solution diluée (riche en fluide frigorigène) entre 4 et 4'

Notons que le fluide qui traverse la pompe est un liquide. Le travail mécanique que réalise cette dernière étant sous la forme $\int v dp$, on peut en conclure qu'il sera très faible devant les puissances thermiques mises en jeu dans un tel cycle.

Le diagramme d'Oldham (Figure 5-2) est le plus utilisé et le plus pratique pour une étude du cycle de la solution. Il donne la concentration massique de la solution en soluté en fonction de la température et de la pression. C'est un diagramme $(\ln(p), -1/T)$, paramétré en concentration massique. La Figure 2 présente un tel diagramme relatif au couple H₂O/LiBr.

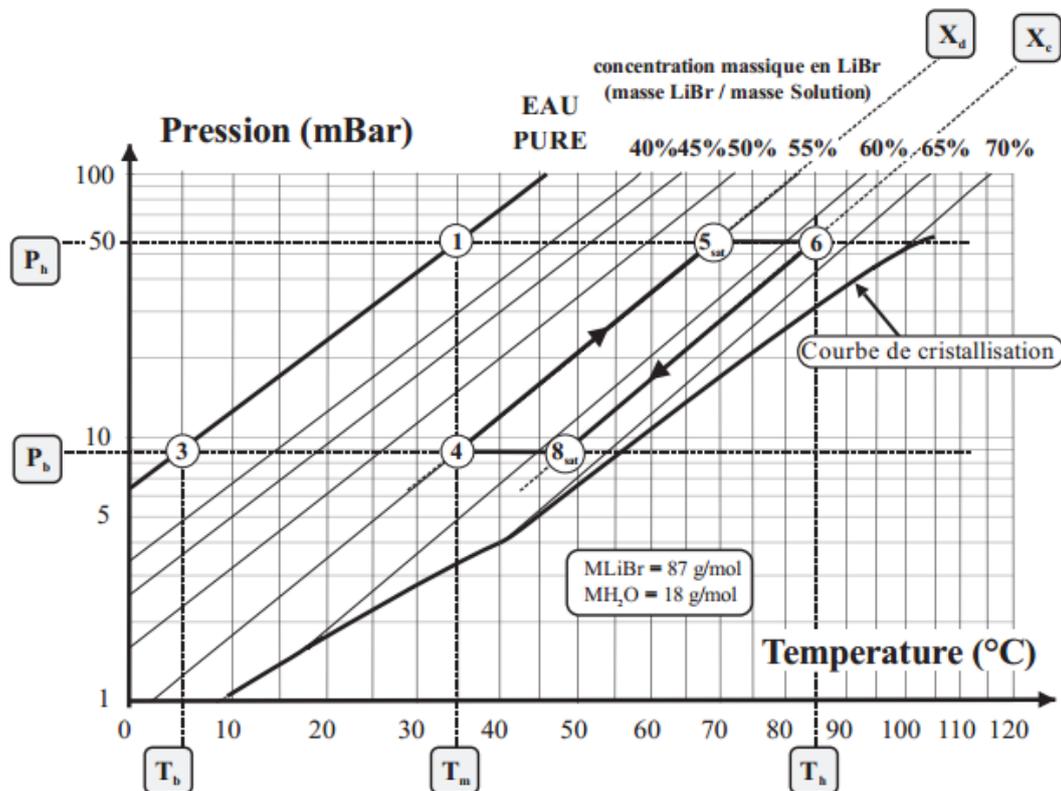


Figure 5-2. Représentation du cycle à absorption sur un diagramme d'Oldham, couple H₂O/LiBr

Dans ce diagramme, les isotitres sont sensiblement des droites. La droite de concentration 0% correspond à l'équilibre liquide/vapeur de l'eau pure. La richesse de l'isotitre est définie par rapport à la concentration massique en bromure de lithium.

Pour l'application de ce systèmes thermiques dans une réfrigération solaire, des capteurs solaires sont utilisés pour engendrer la chaleur q_g à fournir au générateur de vapeur. On a les capteurs solaires de type plaque plane (*Figure 5-3a*), qui sont les plus utilisés. Ils se composent

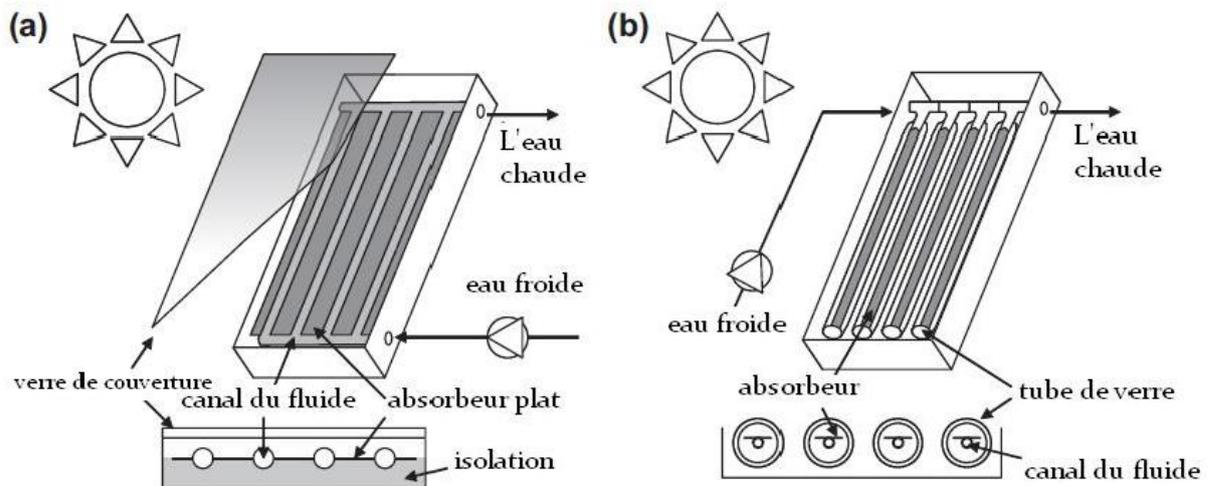


Figure 5-3. Schéma de principe des deux collecteurs solaires

d'un absorbeur métallique et d'une enceinte isolée complétés avec une feuille de vitrage. Egalement, on a les collecteurs sous vide (*Figure 5-3b*) dont ont les pertes de chaleur sont minimisées et qui produisent mieux à des températures élevées. Les tubes à vide sont typiquement faits dans une conception de tube en verre, c'est à dire un absorbeur métallique inséré dans un tube en verre sous vide, pour résister à la différence de pression entre le vide et l'atmosphère.

Le rendement d'un capteur solaire est surtout déterminé par sa température de génération. À une température élevée de fonctionnement, le collecteur perd plus de chaleur à l'air ambiant et produit moins de chaleur. D'autre part, le moteur thermique ou le compresseur thermique fonctionne généralement plus efficacement avec une température plus élevée. Un système thermique solaire est conçu dans la considération de ces deux tendances en opposition.

5.2. Calcul du cycle de réfrigération à absorption :

Le cycle de réfrigération par absorption, dans sa configuration la plus générale, est représenté sur la Figure 5-4 :

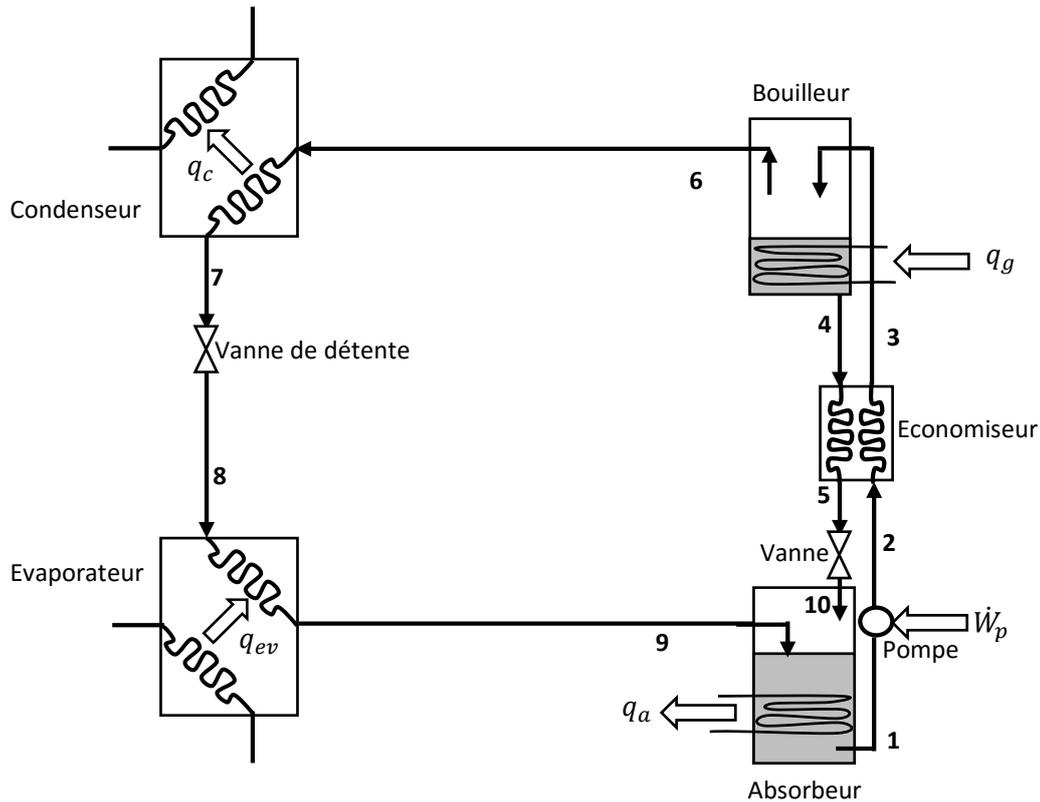


Figure 5-4. Schéma de principe de la machine à absorption simple effet

Ainsi les considérations pratiques et hypothèses simplificatrices sont les suivantes :

- Taux de chaleur à évacuer pour une éolienne est de 65 kW
- On utilise un cycle d'absorption au bromure de lithium et eau (LiBr-H₂O)
- On fait l'hypothèse que la pression régnant au point 7 correspond à la pression de vapeur d'eau saturante à la température T₇. Et la pression du point 9 correspond à la pression de vapeur d'eau saturante à la température T₉.
- Toutes les variables thermodynamiques (T , p , x) sont supposées uniformes dans l'espace de chaque composant.
- La pression dans le générateur est égale à la pression dans le condenseur ; la pression dans l'absorbant est égale à celle de l'évaporateur.
- Les détendeurs sont considérés isenthalpiques.

5.2.1. Calcul des pressions dans le cycle :

En s'appuyant sur les hypothèses citées ci-dessus et en négligeant les pertes de charge dans le circuit de réfrigération, on admet qu'on a deux pressions différentes. On utilise la relation empirique permettant de calculer la pression de la vapeur d'eau de saturation donnée comme suit :

$$p_{vs} = 611 \exp\left(\frac{T}{0,059 T + 13,706}\right) \quad (5-1)$$

On obtient ainsi :

$$p_{vs}(45^{\circ}\text{C}) = p_7 = 9562 \text{ Pa} \quad \text{et} \quad p_{vs}(5^{\circ}\text{C}) = p_8 = 873 \text{ Pa} \quad (5-2)$$

5.2.2. Calcul des concentrations de la solution

La concentration x de LiBr dans la solution (en kg/kg de solution) est donnée par le diagramme d'Oldham, pression-température des solutions LiBr-H₂O, comme montre la Figure 5-5. Donc, à la sortie de l'absorbeur (point 1), on a la température est 30 °C et la pression de 873 Pa, d'où on obtient $x_1 = 52\%$. On a bien sûr $x_1 = x_2 = x_3$. A la sortie de bouilleur la solution appauvrie en eau a pour caractéristique : $T_4 = 90^{\circ}\text{C}$ et $p_4 = 9562 \text{ Pa}$ ce qui donne $x_4 = 59\%$. Et dans le reste du circuit (les points 6, 7, 8 et 9) il n'y a pas de LiBr, alors $x_6 = x_7 = x_8 = x_9 = 0$

5.2.3. Calcul des rapports de débit massique :

Soit y le rapport de débit massique de la solution à celui de l'eau au point 6 \dot{m}_6 (le réfrigérant) circulant à l'évaporateur. Pour les points de 6 à 9 on aura : $y_6 = y_7 = y_8 = y_9 = 1$. Les bilans de masse au bouilleur s'écrivent :

$$\text{Pour la solution : } \dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_6$$

$$\text{Et pour le LiBr : } x_3 \dot{m}_3 = x_4 \dot{m}_4 + x_6 \dot{m}_6 \quad \text{avec } x_6 = 0$$

$$\text{On trouve : } y_3 = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_6} = \frac{x_4}{x_4 - x_3} = \frac{59}{59 - 52} = 8.43 \quad \text{et} \quad y_4 = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_6} = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_6} - 1 = 7.43$$

5.2.4. Calcul des enthalpies :

Pour la détermination des enthalpies, on utilise les relations empiriques des substances utilisées. Pour une solution de bromure de lithium (points 1, 4 et 10) à une température T ayant une concentration x , on a la relation suivante :

$$h(x, T) = 1744 x^2 - 1911 x + 285 + (2.01x^2 - 5.15 + 4.23) T \quad (5-3)$$

Pour l'eau liquide (point 7), on a :

$$h(x, T) = 4,185 T \quad (5-4)$$

Les points 8 et 5 on a ; $h_8 = h_7$ et $h_5 = h_{10}$ (détente isenthalpique), Pour la vapeur d'eau (points 6 et 9) on a l'équation suivante :

$$h(T) = 1,842T + 2501,3 \quad (5-5)$$

Avec un bilan énergétique pour la pompe, on détermine l'enthalpie du point 2 :

$$h_2 = h_1 + \dot{w}_p / \dot{m}_2 \quad (5-6)$$

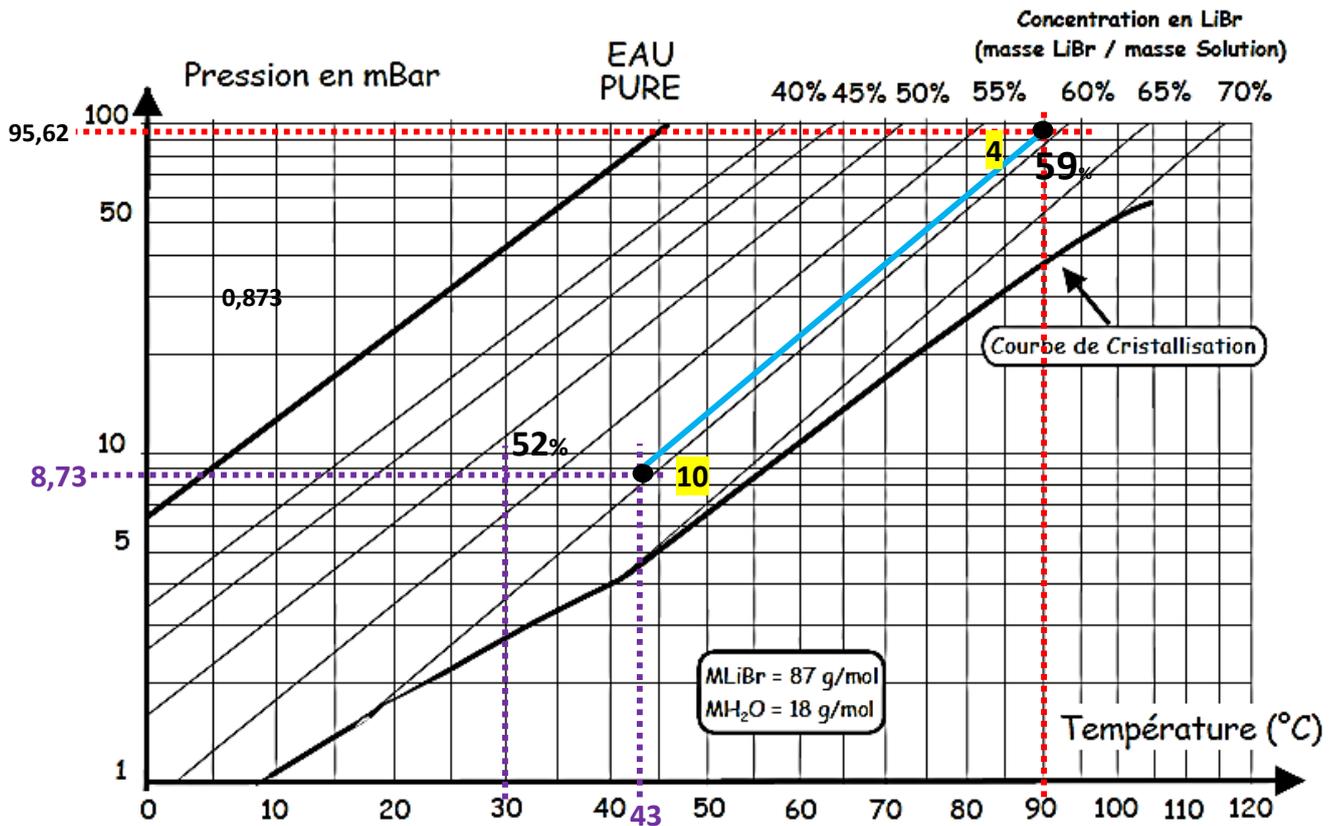


Figure 5-5. Diagramme pression-température des solutions LiBr-H₂O (Oldham)

Afin de déterminer l'enthalpie au point 2, il faut calculer tout d'abord le débit massique de la solution à ce point ainsi que le travail de la pompe qui sont donnés par les relations suivantes :

$$\dot{m}_6 = \frac{q_{ev}}{h_9 - h_8} \quad \text{et} \quad \dot{m}_2 = y_2 \cdot \dot{m}_6 \quad (5-7)$$

$$\dot{w}_p = \frac{1}{\eta_p} \cdot \frac{\dot{m}_2}{\rho} \cdot \Delta p \quad (5-8)$$

Avec :

$$\rho_{LiBr-H_2O} = \left(\frac{1145,36 + 4,7084x + 0,137479 x^2}{1000} - (33,3393 - 0,571749x) * \frac{T + 273,15}{100000} \right) * \rho_{H_2O} \quad \text{kg/m}^3 \quad (5-9)$$

Enfin, La détermination de l'enthalpie au point 3 avec le bilan thermique de l'économiseur :

$$h_3 = h_2 + \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_2} (h_4 - h_5) = h_2 + \frac{y_4}{y_2} (h_4 - h_5) \quad (5-10)$$

Ainsi, les résultats du calcul sont représentés sur le *Tableau 5-1*

Tableau 5-1. Résultats du calcul de cycle de réfrigération à absorption

| Point | Température [°C] | Pressions [Pa] | Concentrations x [%] | Rapports de masse y | Enthalpies [kJ/kg] | Débits [kg/s] |
|-------|------------------|----------------|----------------------|---------------------|--------------------|---------------|
| 1 | 30 | 873 | 0,52 | 8,4286 | -174,2773 | 0,2359 |
| 2 | 30 | 9562 | 0,52 | 8,4286 | -174,2681 | 0,2359 |
| 3 | 67 | 9562 | 0,52 | 8,4286 | -95,9283 | 0,2359 |
| 4 | 90 | 9562 | 0,59 | 7,4286 | -65,1973 | 0,2079 |
| 5 | 43 | 9562 | 0,59 | 7,4286 | -154,0828 | 0,2079 |
| 6 | 90 | 9562 | 0 | 1 | 2667,0800 | 0,0280 |
| 7 | 45 | 9562 | 0 | 1 | 188,3250 | 0,0280 |
| 8 | 5 | 873 | 0 | 1 | 188,3250 | 0,0280 |
| 9 | 5 | 873 | 0 | 1 | 2510,5100 | 0,0280 |
| 10 | 43 | 873 | 0,59 | 7,4286 | -154,0828 | 0,2079 |

5.2.5. Taux de chaleur échangés et le coefficient de performance :

Le taux de chaleur cédé par le condenseur se calcule avec le premier principe de la thermodynamique entre le point 6 et le point 7, ce qui donne :

$$q_c = \dot{m}_6 (h_7 - h_6) \quad (5-11)$$

Ainsi, le taux de chaleur cédé par l'absorbeur est calculé en considérant le bilan énergétique suivant

$$q_a + \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_1 h_1 = 0 \quad (5-12)$$

$$q_a = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10} \quad (5-13)$$

Enfin, le taux de chaleur absorbé par le bouilleur ou bien le générateur de vapeur est calculé selon le bilan énergétique suivant :

$$q_g + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_4 h_4 = 0 \quad (5-14)$$

$$q_g = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (5-15)$$

Donc, on détermine le coefficient de performance de cycle frigorifique à l'aide de la relation :

$$COP = \frac{q_{ev}}{q_g + \dot{w}_p} \quad (5-16)$$

Ainsi les résultats de calcul sont récapitulés dans le tableau suivant :

Tableau 5-2. Résultats de calcul du circuit de réfrigération

| | | |
|----------------------|--------|----|
| q_{ev} | 65 | kW |
| q_c | -69,38 | kW |
| q_a | -79,34 | kW |
| q_g | 83,72 | kW |
| \dot{w}_p | 0,0022 | kW |
| Somme des puissances | 0 | kW |
| COP | 0,7763 | |

5.3. Dimensionnement d'un capteur solaire :

Cette partie consiste à dimensionner un capteur solaire qui apportera un taux de chaleur nécessaire au générateur de vapeur dans le système de réfrigération par absorption. Dans notre cas, on a besoin d'un apport de chaleur d'environ 83kW afin de faire bouillir la solution concentrée de LiBr-H₂O et permettre à la vapeur d'eau de s'évaporer pour atteindre le condenseur à haute pression. Alors, pour que la température de l'enceinte du générateur demeure à 90°C, un échangeur de chaleur est monté à l'intérieur afin de transmettre l'énergie thermique captée dans le collecteur solaire. Par conséquent, faire fonctionner le système de réfrigération, vu que le travail mécanique des compresseurs sur les systèmes conventionnels est remplacé dans notre cas par l'énergie de bas grade.

La technologie des capteurs solaires a bien fait un grand pas vers l'avant, et on trouve à nos jours une variété de choix de capteurs ; capteur plan, collecteur tubulaire sous vide et les concentrateurs avec leurs différentes formes ; cylindro-parabolique, capteur avec concentration à lentille, parabole de révolution...etc. La *Figure 5-6* résume quelques types des capteurs solaires. Pour notre système de réfrigération à absorption, on a choisi les collecteurs solaires tubulaires sous vide, vu le besoin à des température élevée, plus de 100°C, afin d'assurer l'évaporation du réfrigérant (vapeur d'eau) dans le générateur, ainsi que de minimiser les coûts de la solution proposée au refroidissement de la nacelle d'une éolienne fonctionnant en climat saharien.

Les capteurs solaires thermiques tubulaires sous vide sont l'évolution des capteurs plans, c'est-à-dire que le procédé de l'isolation par le vide, en fait la technologie la plus aboutie en termes de performances pour un capteur solaire thermique. Ils se présentent sous la forme de tubes de faible diamètre (quelques centimètres) dans lesquels est placé l'absorbeur. L'intérieur du tube est vidé de son air, supprimant ainsi les pertes par convection entre l'absorbeur et la paroi du tube. Un capteur isolé par deux écrans radiatifs en aluminium se réduisent quasiment aux seules pertes par rayonnement de la face avant de l'absorbeur. La très faible valeur de ces pertes permet d'envisager la production de chaleur jusqu'à 150°C avec de bons rendements. La surface de l'absorbeur est recouverte d'une couche dite sélective et le verre est traité de sorte à éviter les émissions infrarouges. Deux technologies sont utilisées dans ces capteurs, l'absorbeur classique à circulation directe et celui à caloduc. Dans le cas de la première technologie, le fluide caloporteur reçoit directement l'énergie solaire captée en circulant dans l'ampoule sous vide (entrant par le tube intérieur et sortant par le tube extérieur).

Le principe de fonctionnement de ce type de capteur, utilisant des tubes coaxiaux, se base sur la chaleur spécifique du fluide caloporteur pour transporter de la chaleur. Mais ces capteurs nécessitent un procédé de fabrication complexe afin d'assurer les liaisons entre les parties en verre et les parties métalliques.

Pour atténuer ce problème et réduire les coûts de fabrication, une innovation est d'utiliser un caloduc pour transférer l'énergie captée au fluide caloporteur. Un caloduc est une enceinte hermétique contenant un fluide à l'équilibre liquide vapeur. Il permet de transférer des flux de chaleur thermique très importants avec un faible écart de température en mettant en œuvre l'évaporation et la condensation de son fluide interne.

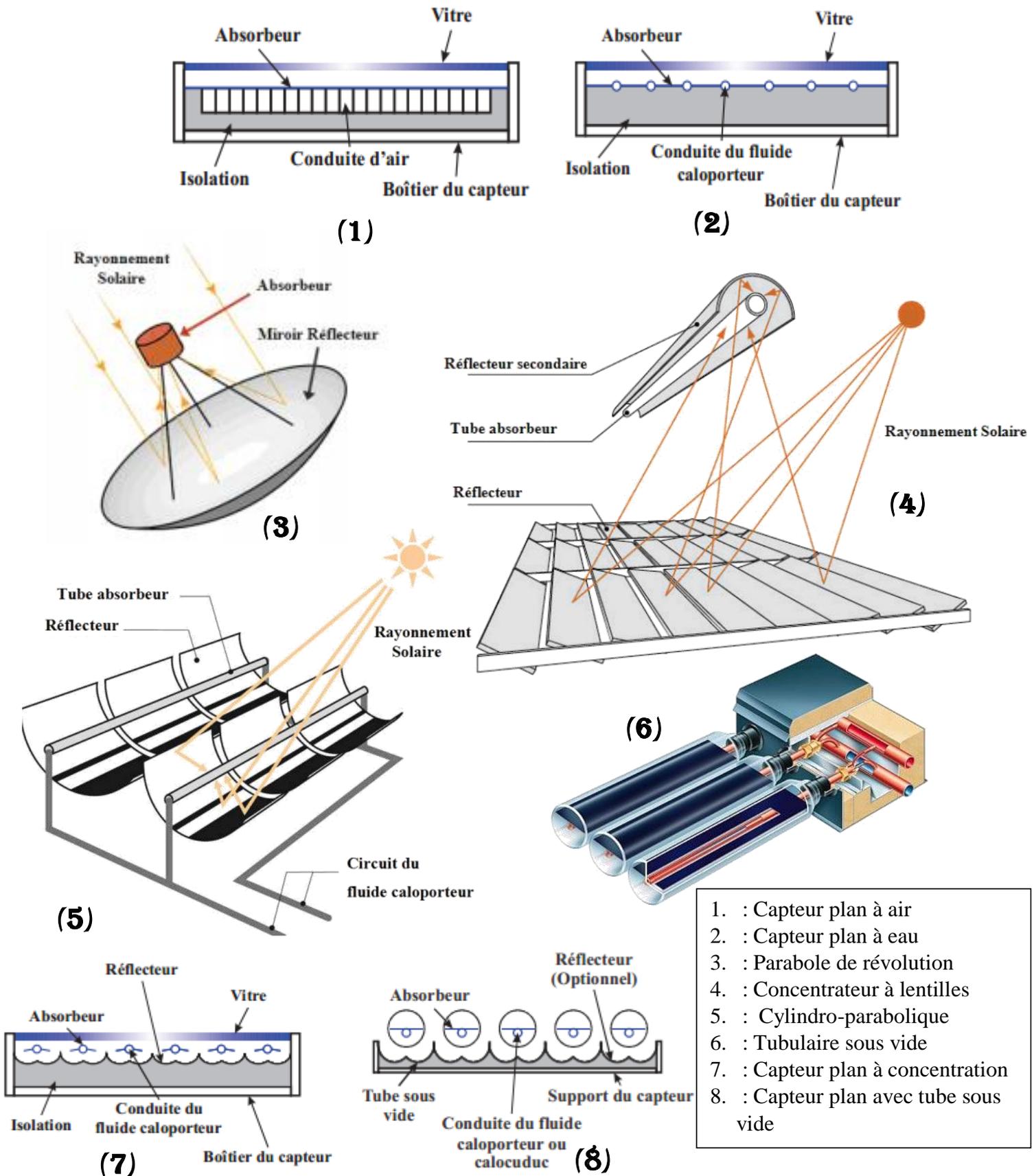


Figure 5-6 . Les différents types de collecteurs thermiques solaires

Le collecteur tubulaire à vide choisi se constitue d'une feuille absorbante plane plat qui est recouverte d'une surface sélective (de type TiNOX) sur le côté supérieur et soudé à la tuyauterie coaxiale en cuivre. La vue en coupe transversale du capteur solaire et le système d'écoulement du fluide sont représentés sous une forme simplifiée dans la *Figure 5-8*

La vue en coupe transversale du capteur solaire et le système d'écoulement du fluide sont représentés sous une forme simplifiée dans la *Figure 5-7*.

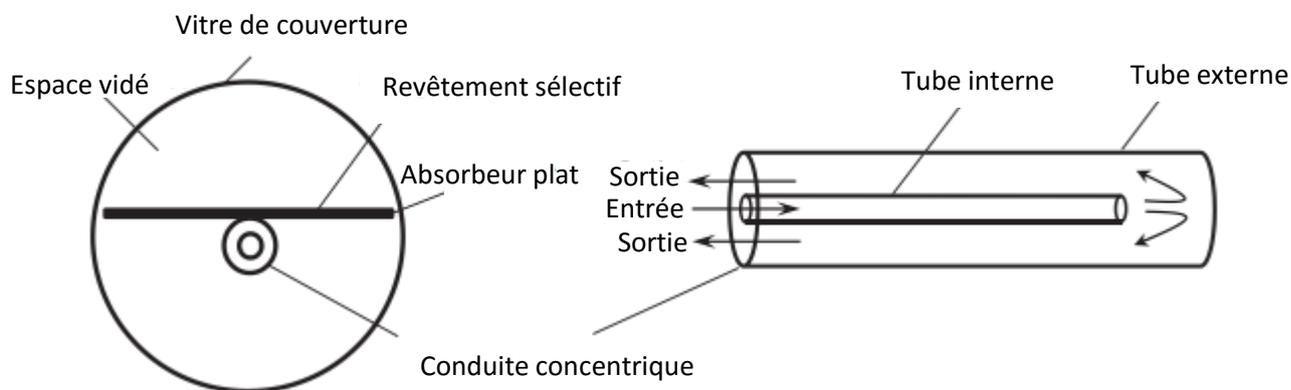


Figure 5-7. Le schéma du collecteur solaire tubulaire à vide [11]

Hypothèses et considérations pratiques :

- Le collecteur est en état d'équilibre.
- Les propriétés thermiques et d'irradiation des matériaux de collecteur sont indépendantes de la température.
- Effets de l'angle d'incidence du rayonnement solaire absorbé ne sont pas pris en compte.
- La température ambiante au-dessus du collecteur est identique à celle de-dessous
- Les températures du ciel et ambiantes sont supposées identiques.
- L'écoulement est laminaire et le nombre de Nusselt est constant pour toute la gamme laminaire ($Re < 2300$) pour estimer les coefficients de transfert de chaleur convective respectifs, en raison de profils de vitesse et de température entièrement développés.
- Conditions de flux de chaleur uniforme sont supposés parce que cela correspond mieux à la réalité que la température de paroi uniforme.
- La résistance thermique de la liaison entre la plaque absorbante et le tuyau est négligeable.
- Transfert de chaleur par conduction dans la direction de l'axe du tube est négligeable.

La *Figure 5-8* montre les différents taux de chaleur et échanges thermiques qui se déroulent dans le capteur solaire à vide. Les radiations venant du soleil ($G_{av} \alpha \tau$) passent à travers la couverture en verre du tube afin qu'elles soient absorbées par la surface de l'absorbeur. Une partie (q_{loss}) sera rejetée dans l'environnement ambiant, et l'autre partie restante se transmettra au fluide caloporteur dans la conduite concentrique ($G_{av} \alpha \tau - q_{loss}$). Le fluide s'écoulera dans la partie externe de la conduite (la partie annulaire) en captant de la chaleur venant de la plaque

absorbante, et cède au même temps une partie de cette chaleur au fluide froid dans le tube interne de la conduite concentrique. Ce fluide froid entre dans le tube interne avec un certain débit massique (\dot{m}) et une température ($T_{f,inner,i}$), et commence à absorber de la chaleur à partir du fluide externe dans la partie annulaire, comme dans un échangeur de chaleur concentrique (*double pipe*), puis il ressort avec une température ($T_{f,inner,o}$) plus élevée. Avant que le fluide rentre dans la partie annulaire, il gagne une certaine chaleur et rentre à une température ($T_{f,outer,i}$) un peu plus élevée, ou bien ($T_{f,outer,i} > T_{f,inner,o}$).

Alors le taux de chaleur absorbé sera donnée par l'expression suivante :

$$q_{abs} = G_{av} \alpha \tau - q_{loss} \tag{5-17}$$

Pour un état d'équilibre, et en négligeant la conduction axiale dans la conduite, on obtient :

$$q_{abs} = q_{f,net} = q_{f,inner} + q_{f,outer} \tag{5-18}$$

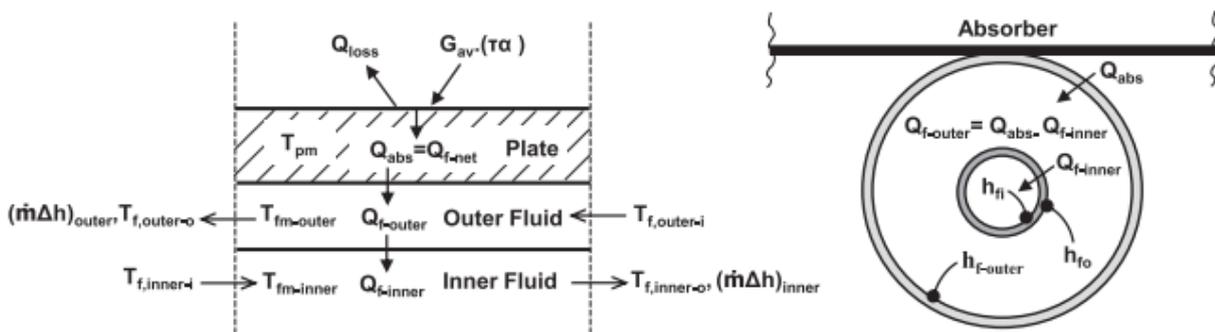


Figure 5-8. Bilans thermiques dans un capteur solaire à vide [11]

En outre, pour calculer le coefficient de transfert de chaleur dans le collecteur, il est nécessaire de le calculer séparément pour les deux côtés du capteur ; le côté au-dessus de l'absorbeur et le côté de-dessous. Cela à cause de la différence des émissivités de deux faces de l'absorbeur, par conséquent une différence de perte de chaleur par rayonnement $h_{r,b,pg} \neq h_{r,t,pg}$ aussi de la température de la couverture en verre des deux côtés $T_{g,t} \neq T_{g,b}$.

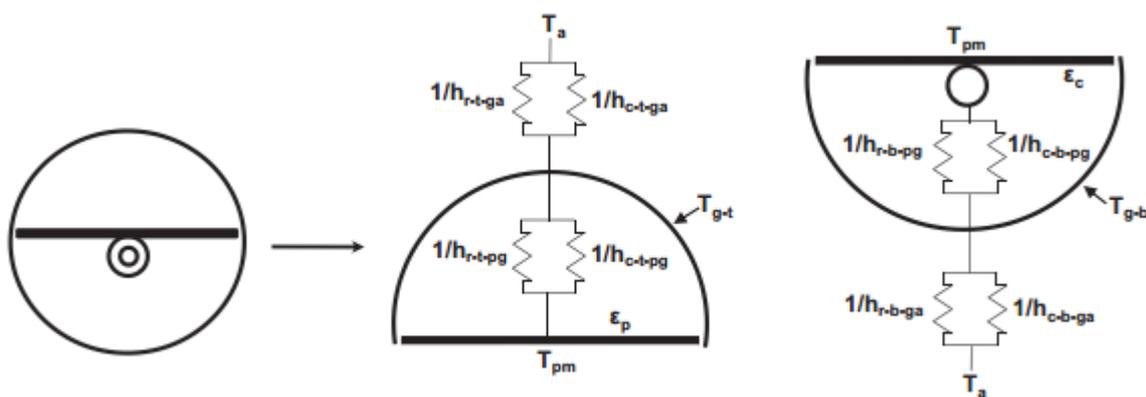


Figure 5-9. Circuit résistive pour le calcul du coefficient global de transfert de chaleur [11]

Supposant la conduction thermique du verre de la couverture du capteur est négligeable devant les résistances par convection et rayonnement, le coefficient d'échange globale se calcule comme suit :

$$U = U_t + U_b \tag{5-19}$$

$$U_t = \frac{1}{(h_{r-t-pg} + h_{c-t-pg})^{-1} + (h_{r-t-ga} + h_{c-t-ga})^{-1}} \quad (5-20)$$

$$U_b = \frac{1}{(h_{r-b-pg} + h_{c-b-pg})^{-1} + (h_{r-b-ga} + h_{c-b-ga})^{-1}} \quad (5-21)$$

Il est à noter que tous les coefficients de transfert de chaleur doivent être rapportés à la surface de l'absorbeur. La différence des surfaces entre l'enveloppe de verre et l'absorbeur doit être pris en compte lors de la détermination du coefficient de transfert de chaleur global du tube à vide par rapport à la surface d'absorbeur A_{ab} . Donc un facteur de correction adimensionnel Y est défini pour compenser la différence des aires entre l'enveloppe et l'absorbeur.

$$Y = \frac{A}{A_{ab}} \quad (5-22)$$

Pour un vide de 10^{-8} bar dans l'enceinte du capteur, les résistances par convection et conduction du gaz dans la partie entre l'absorbeur et l'enveloppe seront négligées. ($h_{c,t,pg} \approx h_{c,b,pg} \approx 0$). Et pour des pressions supérieures à celle mentionné ci-dessus la convection et la conduction seront prises en charge dans les calculs et les relations de calcul de ces deux résistances sont mentionnées dans cet ouvrage [6]. Ensuite les résistances par rayonnement se calculent selon Duffie and Beckman (2006) [7]. Les résistances entre la plaque absorbante et l'enveloppe sont :

$$h_{r-t-pg} = \frac{\sigma(T_{g-t}^2 + T_{pm}^2)(T_{g-t} + T_{pm})}{\frac{1 - \varepsilon_p}{\varepsilon_p} + \frac{1}{F_{p-g}} + \frac{(1 - \varepsilon_g)A_{ab}}{\varepsilon_g A_{g-t}}} \quad (5-23)$$

$$h_{r-b-pg} = Y_{r-b-pg} \left[\frac{\sigma(T_{g-b}^2 + T_{pm}^2)(T_{g-b} + T_{pm})}{\frac{1 - \varepsilon_c}{\varepsilon_c} + \frac{1}{F_{p-g}} + \frac{(1 - \varepsilon_g)(A_{ab} + A_{out})}{\varepsilon_g A_{g-b}}} \right] \quad (5-24)$$

Les résistances par rayonnement entre l'enveloppe et le milieu ambiant dans les deux côtés sont :

$$h_{r-t-ga} = Y_{r-t-ga} \varepsilon_g \sigma(T_{g-t}^2 + T_a^2)(T_{g-t} + T_a) \quad (5-25)$$

$$h_{r-b-ga} = Y_{r-b-ga} \varepsilon_g \sigma(T_{g-b}^2 + T_a^2)(T_{g-b} + T_a) \quad (5-26)$$

La résistance de convection entre l'enveloppe et le milieu externe se calcule en fonction de la vitesse du vent, elle est donnée par McAdams [8] comme suit :

$$h_{c-t/b-ga} = Y_{c-t/b-ga} [5,7 + 3,8 V_{air}] \quad (5-27)$$

Alors le taux de chaleur net transféré dans le fluide s'écrit comme suit :

$$q_{f-net} = A_{ab} F_c [G_{av} \alpha \tau - U(T_{fm-outer} - T_a)] \quad (5-28)$$

Tel que F_c est le facteur de correction qui représente la chute de température entre l'absorbeur T_p et celle du fluide T_f dans la conduite, est donné par l'expression. Pour un tuyau fixé au fond de la paroi absorbante plane avec la résistance de liaison négligeable, elles sont données comme suit

$$F_c = \frac{1/U}{W \left[\frac{1}{U[D_o + (W - D_o)F]} + \frac{1}{\pi D_i h_{f,outer}} \right]} \quad (5-29)$$

F : Dans cette expression dénote l'efficacité de l'ailette qui s'exprime ainsi :

$$F = \frac{\tanh \left[m \left(\frac{W - D_o}{2} \right) \right]}{m \left(\frac{W - D_o}{2} \right)} \quad (5-30)$$

Avec :

$$m = \sqrt{\frac{U}{k t_{ab}}} \quad (5-31)$$

Le taux de chaleur interne entrant au tube intérieur de la conduite se calcule comme suit :

$$q_{f-inner} = U_o A_{in} \Delta T_m \quad (5-32)$$

Où le coefficient d'échange global U_o rapporté à la surface A_{in} du coté externe du tube interne, s'écrit :

$$U_o = \frac{1}{\left(\frac{d_o}{d_i} \right) \left[\frac{1}{h_{fi}} \right] + \left(\frac{d_o}{2k} \right) \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + \frac{1}{h_{fo}}} \quad (5-33)$$

Ici h_{fi} et h_{fo} sont les coefficients de convection interne et externe respectivement du tube intérieur. Ils peuvent être déterminé à partir du nombre de Nusselt d'un écoulement laminaire dans le cas d'une conduite tubulaire et annulaire, pour la condition limite du flux de chaleur uniforme.

- $Nu_{\infty} = 7$: pour les surfaces extérieures d'une conduite annulaire dans le cas de flux de chaleur uniforme
- $Nu_{ii} = 10$: pour les surfaces intérieures d'une conduite annulaire dans le cas du flux uniforme comme condition limite
- $Nu_{inner} = 4,34$: dans le tube intérieur pour un flux de chaleur uniforme
- $Nu_{end} = 7$: pour la fin de la conduite concentrique où le fluide change de direction pour entrer dans la partie annulaire, elle est traitée comme le cas d'un écoulement dans un tube circulaire de diamètre D_i

Le diamètre hydraulique utilisé pour estimer $h_{f,outer}$ et h_{fo} est donné par la relation suivante :

$$D_{H,hp} = 4 \frac{A_x}{P_{heated}} \quad (5-34)$$

Par conséquent, on déduit les coefficients de convection (h_{fi} et h_{fo}) sur les deux côtés de la paroi du tube interne dans la conduite coaxiale, afin de déterminer le flux de chaleur transmis de la part du fluide dans la partie annulaire vers celui du tube interne.

Puis pour calculer ce taux de chaleur $q_{f-inner}$, on déterminera la différence de température logarithmique pour l'échange de chaleur entre les deux conduites coaxiales.

Pour les données du problème présentées comme suit :

| | | |
|--|----------|--------------------|
| Diamètre de l'enveloppe extérieur | 0,0650 | m |
| Diamètre de l'enveloppe intérieur | 0,0620 | m |
| Longueur de l'absorbeur et de l'enveloppe | 1,7000 | m |
| Largeur de l'absorbeur | 0,0600 | m |
| Diamètre extérieur du tube externe | 0,0120 | m |
| Diamètre intérieur du tube externe | 0,0104 | m |
| Longueur du tube intérieur | 1,7500 | m |
| Diamètre extérieur du tube interne | 0,0060 | m |
| Diamètre intérieur du tube interne | 0,0053 | m |
| Épaisseur de l'absorbeur | 0,0002 | m |
| Émissivité de l'enveloppe | 0,8800 | m |
| Émissivité de l'absorbeur (face TiNOX) | 0,0500 | |
| Émissivité de l'absorbeur (face Cuivre) | 0,0300 | |
| Produit de la transmittance et le facteur d'absorption ($\alpha * \tau$) | 0,8800 | |
| Vitesse de l'air | 3 | m/s |
| Le rayonnement solaire G_{av} | 700 | W/m ² |
| La constante de Boltzmann | 5,67E-08 | W/m ² K |
| F_{p-g} | 1 | |
| Cp du fluide caloporteur | 4000 | kJ/kg K |
| Conductivité de cuivre | 386 | W/m K |
| Température de fluide d'entrée au tube interne | 363,150 | K |
| Température ambiante | 318,15 | K |
| Température de fluide de sortie du passage annulaire | 393,1 | K |
| Température moyenne de l'absorbeur | 373,15 | K |

La température de sortie du tube interne et celle de passage annulaire peuvent être calculées à partir du taux de chaleur absorbé par le fluide et donnée comme suit :

$$T_{f,inner/outer-o} = T_{f,inner/outer-i} + \frac{q_{f,inner/outer}}{Cp_f \cdot \dot{m}} \quad (5-35)$$

Il convient de noter que le taux de chaleur absorbé par le fluide dans le tube interne, peut être calculé par l'Eq. (6-32), et en tenant compte du fait que ($T_{f,outer-i} - T_{f,inner-o} = 2$).

Les résultats de dimensionnement sont présentés dans le *Tableau 5-3*.

Tableau 5-3. Résultats de calcul du taux de chaleur interne

| | | |
|--|---------|--------------------|
| Diamètre équivalent à l'intérieur du tube | 0,020 | m |
| Diamètre équivalent à l'intérieur du passage annulaire | 0,012 | m |
| Le coefficient de convection interne dans le tube | 32,047 | m |
| Le coefficient de convection externe au tube | 216,186 | W/m ² K |
| Le coefficient d'échange globale entre le fluide annulaire et celui dans le tube | 25,030 | W/m ² K |
| La moyenne logarithmique des températures | 6,847 | K |
| La surface d'échange rapporter au diamètre externe du tube interne | 0,033 | m ² |
| Le flux de chaleur vers le fluide dans le tube interne | 5,653 | W |

Ensuite, on calcule les résistances thermiques montrées sur la Figure 5-9 qui sont à déterminer avec les relations (5-23), (5-24), (5-25), (5-26) et (5-27). Puis, on détermine le taux de chaleur net avec l'Eq. (5-28), tout en utilisant le coefficient d'échange global donné par les relations (5-19), (5-20) et (5-21). Les résultats sont présentés sur le *Tableau 5-4*.

Tableau 5-4 . Résultats de calcul des coefficients de convection et de rayonnement dans le capteur

| | Partie supérieure "t : top" | Partie inférieure "b : bottom" |
|-----------------------------|-----------------------------|--------------------------------|
| U [w/m ² k] | 0,465 | 0,325 |
| h-r-pg [w/m ² k] | 0,471 | 0,327 |
| h-c-pg [w/m ² k] | 0 | 0 |
| h-r-ga [w/m ² k] | 10,683 | 10,922 |
| h-c-ga [w/m ² k] | 28,999 | 28,999 |
| Y-c-ga | 1,696 | 1,696 |
| Y-r-pg | 1 | 1,161 |
| Y-r-ga | 1,696 | 1,696 |

Ce qui donne comme résultat final :

$$U = 0,79 \quad w/m^2k$$

Ainsi les résultats de calcul du taux de chaleur net, ainsi que du taux de chaleur externe déduit par l'Eq. (5-18) sont montrés dans le *Tableau (5-5)*

Tableau 5-5. Résultats de calcul du taux de chaleur net et le débit

| | | |
|--|---------|----------------|
| <i>La surface de l'absorbeur A_{ab} [m²]</i> | 0,205 | m ² |
| <i>Le facteur (m)</i> | 4,52 | M |
| <i>Le rendement de l'ailette</i> | 0,996 | |
| <i>Le facteur de correction (F_c)</i> | 0,988 | |
| <i>Le taux de chaleur net transféré au fluide pour un seul tube à vide</i> | 114,177 | W |
| <i>Le taux de chaleur extérieur</i> | 108,524 | W |
| <i>La température de sortie du tube à vide</i> | 386 | K |
| <i>Le débit</i> | 0,002 | Kg/s |

Enfin, on calcule le nombre de tube à vide nécessaire pour générer la quantité de chaleur voulue.

Avec, un raccordement en parallèle des tubes à vide, le taux de chaleur global à fournir au générateur sera la somme des taux de chaleur de chaque tube. Ainsi, avec les deux taux de chaleur global et individuel, on détermine le nombre de tube nécessaire. Le débit d'un seul tube à vide est calculé par rapport à la température de sortie du fluide, et elles sont ajustées pour optimiser le fonctionnement. Les résultats finaux de dimensionnement du circuit de chauffage sont :

| | | |
|--|----------|--------------------|
| Le coefficient d'échange global | 7,90E-01 | W/m ² K |
| Le flux de chaleur net pour un seul tube | 114,177 | W |
| Nombre de tubes | 733 | Tubes |
| Nombre de panneaux | 37 | Panneaux |
| Débit total du fluide | 0,708 | kg/s |
| La surface des panneaux | 81,03 | m ² |

5.4. Dimensionnement d'un échangeur géothermique :

La géothermie consiste soit à extraire les calories emmagasinées au sol dans le cas du chauffage dans les saisons froides ou bien le contraire, en lui fournissant des calories afin de produire du froid dans les saisons chaudes.

Et comme on a besoin de refroidir l'absorbeur ainsi que le condenseur de notre système de réfrigération solaire, on propose d'utiliser la géothermie. Où un fluide caloporteur transporte des calories dégagées par l'absorbeur en premier lieu puis par le condenseur en deuxième lieu afin de les emmagasiner au sol.

La connaissance de la température en profondeur du sol est importante pour une meilleure exploitation de cette technologie ainsi qu'un dimensionnement adéquat d'un échangeur de chaleur géothermique. Sa détermination nécessite la connaissance de la nature du sol, ainsi que son influence sur le déphasage et la profondeur de pénétration du signal de température de la surface. Pour la région d'Adrar la température, à une profondeur de 4 m, est de 20 °C et la nature du sol est de type argilo-sableux [9]

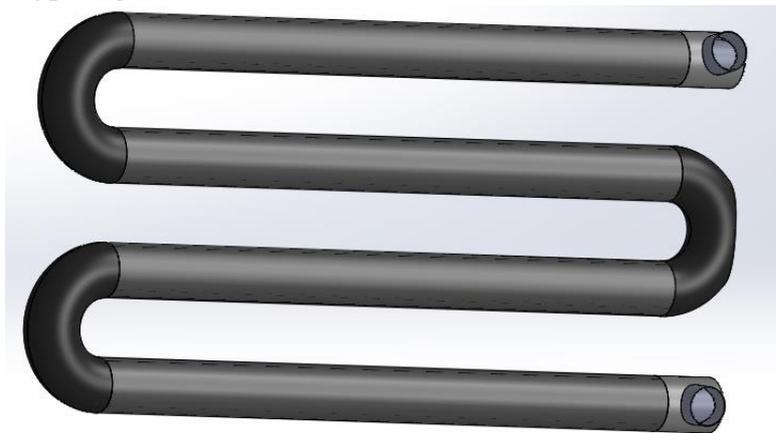


Figure 5-1. Echangeur de chaleur géothermique horizontal

On dimensionne un échangeur de type (*hair-pins*), qui va transmettre un taux de chaleur d'environ 150 kW vers un sol argilo-sableux à une température de 20°C. Alors, on commence par déterminer la température d'entrée en supposant que la température de sortie est de 24°C, ainsi que le débit massique du fluide caloporteur qui va le traverser à partir des taux de chaleur dégagés dans les autres éléments à refroidir dans le cycle. Afin de maintenir l'absorbeur à une température de 30°C, on possède à l'intérieur un échangeur à contre-courant qui permet de faire ressortir le fluide caloporteur à une température de 34°C vu que la solution du bromure de lithium à refroidir est rentrée à 43°C. Ce qui permet de calculer le débit massique à partir du premier principe de la thermodynamique.

$$\dot{m} = \frac{q_a}{Cp(T_{a,o} - T_{a,i})} \quad (5-36)$$

En négligeant les transferts thermiques vers le milieu externe dans les conduites de circulation, le fluide caloporteur sortant de l'absorbeur rentre dans le condenseur avec la même température de 43°C. Et connaissant le débit massique et le taux de chaleur à évacuer, on va déduire la température de sortie :

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \frac{q_c}{Cp \cdot \dot{m}} \quad (5-37)$$

Le fluide caloporteur retourne avec la même température de sortie dans l'échangeur géothermique afin d'emmagasiner au sol la chaleur gagnée. Cependant, après un temps de fonctionnement, le stockage du sol atteint sa limite, et le système ne pourra plus rajouter de l'énergie supplémentaire à emmagasiner. Par contre, on peut récupérer cette chaleur pendant les nuits où il fait froid afin de maintenir une température constante au sein des composants et d'offrir ainsi une longue vie de fonctionnement. Puis, ceci permet d'assurer la continuité de stockage de chaleur au sol pendant les jours.

Pour calculer la surface d'échange ainsi que la longueur nécessaire de l'échangeur de chaleur, on détermine tout d'abord le coefficient d'échange global U :

$$\frac{1}{U} = D_o (R_s + R_{cv}) \quad (5-38)$$

où, D_o est le diamètre extérieur de la conduite et R_s est la résistance thermique du sol, elle est en fonction du temps et R_{cv} est la résistance par convection du fluide avec la paroi de la conduite.

Afin de calculer R_{cv} , on détermine le coefficient de convection forcée h_i en considérant la corrélation (4-37) et (4-39), utilisée au chapitre 4.

Une fois le nombre de Nusselt est calculé, on déduit le coefficient de convection grâce à la conductivité thermique du fluide et le diamètre équivalent, comme suit :

$$h_i = Nu \frac{K_f}{D_i} \quad (5-39)$$

Ainsi, la résistance thermique par convection sera égale à :

$$R_c = \frac{1}{D_i h_i} \quad (5-40)$$

On néglige la résistance de conduction thermique dans les parois métallique devant la résistance du sol qui est plus importante et qui dépend du temps.

$$R_s = \frac{1}{2 k_s} \ln \left(\frac{2\sqrt{a_s t}}{r_o} \right) \quad (5-41)$$

Avec k_s : la conductivité thermique du sol, a_s : la diffusivité du sol, t : le temps.

Ensuite, on calcule de la différence des températures logarithmique pour une entrée de fluide à 54°C et une sortie de 21°C, avec une température constante du sol de 20°C.

$$\Delta T_m = \frac{T_o - T_i}{\ln \frac{T_o - T_s}{T_i - T_s}} \quad (5-42)$$

Après avoir calculé tous ces paramètres, on déduit la surface d'échange globale de l'échangeur

$$A_g = \frac{q_c + q_a}{U \Delta T_m} \quad (5-43)$$

Et la longueur de l'échangeur se déduit, en divisant la surface d'échange globale sur la surface d'échange par mètre

$$L_g = \frac{A_g}{A} \quad (5-44)$$

Les caractéristiques du sol (argilo-sableux) sur le site [9] :

| | | |
|--------------------------------|-------------------------|-------------------|
| Masse volumique | 1800 | Kg/m ³ |
| Diffusivité thermique | 6,22 . 10 ⁻⁷ | m ² /s |
| Capacité calorifique | 1340 | J k/°C |
| Température à 5m de profondeur | 20 | °C |

Les taux de chaleur ainsi que les températures d'entrées et de sorties dans chaque élément du cycle de refroidissement sont mentionnées dans le *Tableau 5-6* suivant :

Tableau 5-6. Température dans les divers points du circuit de refroidissement

| | Le taux de chaleur échangé [kW] | Température d'entrée [°C] | Température de sortie [°C] |
|-------------------------------|---------------------------------|---------------------------|----------------------------|
| Dans l'absorbeur | -79,349 | 20,0 | 38,0 |
| Dans le condenseur | -69,383 | 38,0 | 53,8 |
| Dans l'échangeur géothermique | -148,731 | 53,8 | 20,0 |

Application numérique pour la détermination du coefficient d'échange global, ainsi que les caractéristiques géométriques de l'échangeur :

Tableau 5-7. Résultats de dimensionnement de l'échangeur géothermique

| | | |
|---|-----------|--------------------|
| Le diamètre intérieur de la conduite | 0,050 | m |
| Le diamètre extérieur de la conduite | 0,053 | m |
| Le périmètre mouillé | 0,157 | m |
| Le débit massique | 1,055 | kg/s |
| Le débit volumique | 0,001 | m ³ /s |
| Le nombre de Reynolds | 33908,362 | |
| Le facteur de friction (f) | 0,003 | |
| Le nombre de Nusselt | 45,845 | |
| Le coefficient de convection dans la conduite | 575,238 | |
| La résistance par convection (Ra) | 0,035 | |
| Le temps de fonctionnement continu (12h) | 43200 | s |
| Le rayon rs | 0,328 | m |
| La résistance de conduction dans le sol (Rs) | 0,838 | |
| Le coefficient d'échange global | 22,907 | W/m ² K |
| La différence logarithmique des températures | 33,751 | K |
| La surface d'échange globale Sg | 192,375 | m ² |
| La surface d'échange par unité de longueur S | 4,167 | m ² /m |
| La longueur de la conduite | 46,172 | m |
| Le nombre de tube de 10m | 4,6 | tubes |

5.5. Dispositif proposé :

Dans cette partie, on présente le système de refroidissement proposé avec tous ses composants. Alors, comme on vient de voir, le mécanisme global se compose d'un système de réfrigération solaire par absorption assisté par un échangeur de chaleur géothermique.

Par conséquent, dans cette partie on procède au dimensionnement des circuits élémentaires et accessoires du système. On distingue cinq circuits élémentaires dont les trois circuits qu'on a vus précédemment ; le circuit de réchauffe par les panneaux solaires, le circuit de refroidissement par la géothermie et le circuit de réfrigération par absorption. Ainsi, les circuits qui restent à dimensionner sont : le circuit intermédiaire entre l'évaporateur du système de réfrigération et la nacelle ainsi que le système de refroidissement dans la nacelle.

5.5.1. Circuit intermédiaire entre la nacelle et l'évaporateur :

Ce circuit transporte le long du mât de l'éolienne, le taux de chaleur généré par les équipements de la nacelle vers l'évaporateur du système de réfrigération. Il passe aussi, par un échangeur à air de faible puissance afin de refroidir le kiosque situé en bas du mat de l'éolienne. Il se compose de trois échangeurs de chaleur ; l'échangeur à tubes coaxiaux (eau à eau) dans la nacelle, échangeur à air dans le kiosque plus à l'évaporateur lui-même en bas du mât.

Alors, cette partie consiste à présenter les calculs concernant un échangeur eau-eau dans la nacelle et un échangeur compacte eau-air au kiosque) ainsi que les pertes de charge du circuit afin d'estimer la puissance de la pompe qui assure la circulation du fluide.

❖ Dimensions de l'échangeur compacte dans le kiosque :

Pendant, l'installation des éoliennes de kabertene, ils ont mis quelques modifications sur la disposition des équipements de l'éolienne. Alors, les composants destinés à être installés dans le mât de l'aérogénérateur, ont été déplacés pour être installés dans des kiosques bâtis au pied de chaque éolienne. Selon les responsables de SKTM de la ferme éolienne, ce changement a été effectué pour réduire les impacts thermiques, afin d'éviter une surchauffe de ces éléments. Cependant, le système de refroidissement des Kiosques a été mal dimensionné ; ils ont installé deux armoires de climatisation d'une capacité de (2 X 48 000 btu/h), dans le plus grand compartiment qui contient les disjoncteurs qui ne dégage pratiquement aucun taux de chaleur, et d'autre part, ils ont installé deux autres climatiseurs de capacité de (2 X 9000 btu/h), dans le compartiment qui contient le convertisseur de courant et l'armoire Ground qui dégagent un taux de chaleur de 13,5 kW.

Par conséquent, dans le système qu'on a proposé, on met un échangeur de chaleur compact à air d'une puissance de 13,5 kW afin d'évacuer le taux de chaleur généré par ces éléments électroniques. Le dimensionnement de cet échangeur est fait de la même manière présentée dans le chapitre 3. Les résultats obtenus sur les dimensions de l'échangeur compact sont présentés dans le *Tableau 5-8*.

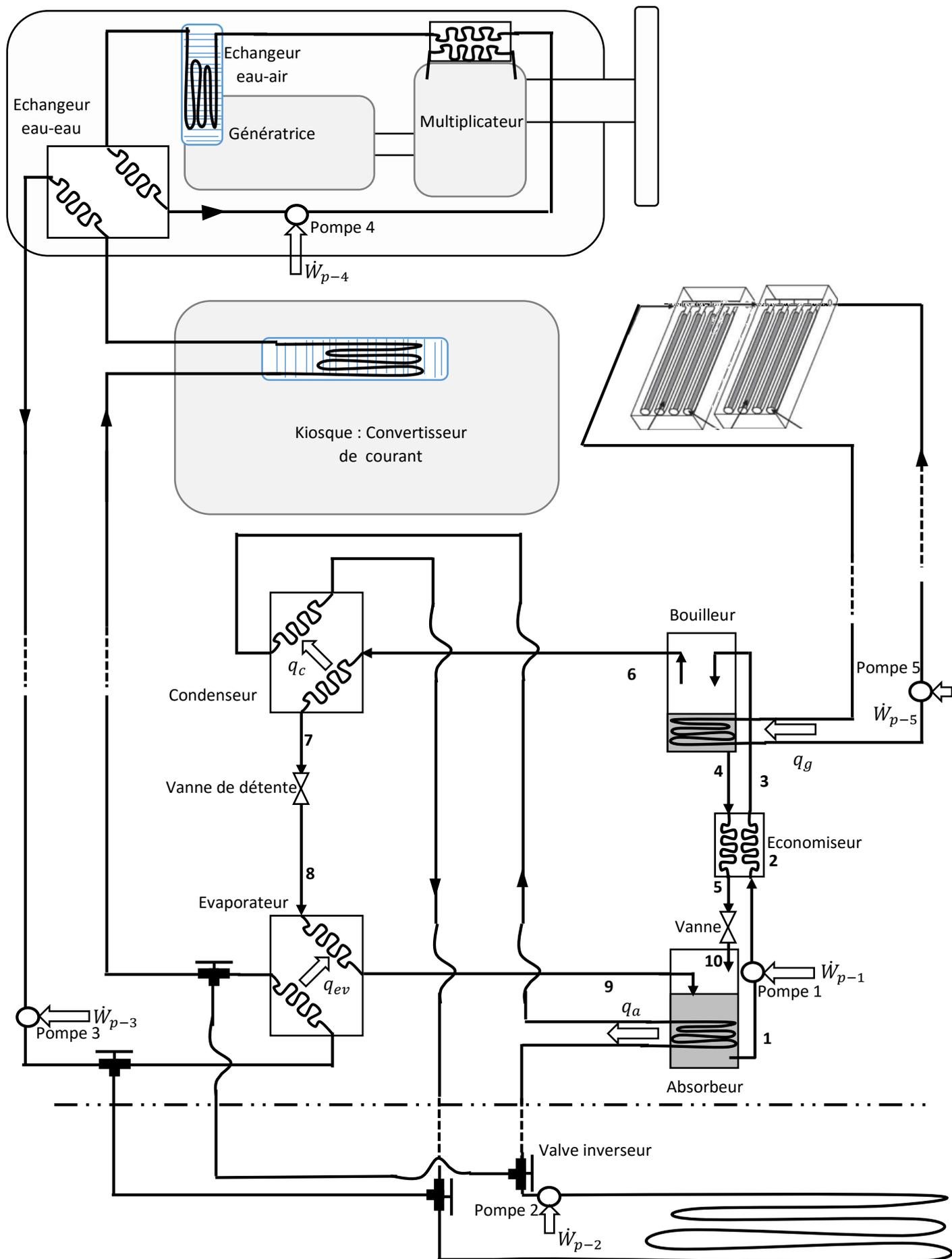


Figure 5-10. Schéma global du mécanisme de refroidissement proposé

Tableau 5-8. Caractéristiques et les dimensions de l'échangeur compact pour le kiosque

| Désignation | La valeur | L'unité |
|--|-----------|--------------------|
| Le taux de chaleur à dégager | 13,50 | kW |
| Le débit d'eau | 2,863 | Kg/s |
| La température d'entrée de l'eau | 8 | °C |
| La température de sortie de l'eau | 9,1 | °C |
| La température d'entrée de l'air | 40 | °C |
| La température de sortie de l'air | 16,9 | °C |
| La différence des températures logarithmique | 17,7 | K |
| La longueur de l'échangeur | 1,028 | m |
| La largeur de l'échangeur | 0,8 | m |
| Le diamètre des tubes | 0,01 | m |
| Le nombre de Reynolds interne | 5295,494 | |
| Le nombre de Nusselt interne | 64,811 | |
| Le coefficient de convection interne | 3634,601 | W/m ² K |
| Le débit de l'air | 0,581 | Kg/s |
| Le nombre de Reynolds externe | 301,054 | |
| Le coefficient de convection externe | 28,388 | W/m ² K |
| m | 27,342 | |
| La longueur caractéristique des ailettes | 0,025 | m |
| Le rendement d'une ailette | 86,93% | |
| Le rendement global des ailettes | 88,17% | |
| La surface interne des tubes par mètre (Si) | 0,031 | m ² /m |
| Le coefficient d'échange global basé sur le côté externe | 14,377 | W/m ² K |
| La surface d'échange globale | 54,193 | m ² |
| La longueur totale des tubes | 177,153 | m |
| Le nombre de rangées | 5,536 | |
| La hauteur de l'échangeur | 0,122 | m |
| Les pertes de charge totale | 13,30 | kPa |
| La puissance de la pompe | 47,6 | W |

❖ *Dimensions de l'échangeur eau-eau dans la nacelle :*

On a une configuration de deux tubes coaxiaux contre-courant où le fluide froid passe par le tube l'intérieur afin de limiter les pertes en froid vers le milieu ambiant. Donc, on détermine le coefficient d'échange global du transfert thermique entre les deux fluides afin d'estimer la surface d'échange globale ainsi que la longueur de l'échangeur. Le tableau suivant résume les différentes températures dans l'échangeur :

Tableau 5-9. Températures des fluides dans l'échangeur eau-eau dans la nacelle

| | Température d'entrée [°C] | Température de sortie [°C] |
|--------------|---------------------------|----------------------------|
| L'eau chaude | 40 | 26 |
| L'eau froide | 9,8 | 15 |

On commence par la détermination du débit de l'eau froide avec le taux de chaleur à évacuer ainsi que la différence des températures entrée et sortie du fluide. Puis, on détermine le nombre de Reynolds ainsi que le nombre Nusselt avec les corrélations et les procédures de calcul présentés à la section 5-3. Ensuite, on déduit le coefficient de convection à l'intérieur du tube. De la même manière, on détermine le coefficient de convection pour la partie annulaire.

Enfin, on déduit le coefficient d'échange global du transfert thermique. Les résultats sont les suivant :

| | | |
|--|----------|--------------------|
| Le taux de chaleur | 51,5 | kW |
| La différence logarithmique des températures | 17,325 | K |
| Le débit d'eau froide | 2,073 | kg/s |
| Le nombre de Reynolds intérieur | 4,33E+04 | |
| Le nombre de Nusselt intérieur | 97,570 | |
| Le coefficient de convection | 1390,099 | W/m ² K |
| Le débit d'eau chaude | 1,120 | kg/s |
| Le nombre de Reynolds extérieur | 6218,172 | |
| Le nombre de Nusselt externe | 40,119 | |
| Le coefficient de convection externe | 787,945 | W/m ² K |
| Le rendement des ailettes coté annulaire | 85,75% | |
| Le coefficient d'échange globale | 244,661 | W/m ² K |
| La surface d'échange globale | 12,150 | m ² |
| La longueur totale des tubes | 26,883 | m |
| Le nombre de tubes de 1,5m | 18 | tubes |

Alors, on a eu comme résultats final un échangeur de chaleur (hair-pins) de 16 tubes, avec huit ailettes dans la partie annulaire.

❖ Les pertes de charge dans le circuit :

Les pertes de charge dans le circuit sont calculées pour toute la conduite ainsi que pour les deux échangeurs qu'elle contient. Les pertes de charge calculées sont de 140 kPa. Comme le circuit est fermé, alors la différence de pression générée par les hauteurs hydrauliques s'annulent mutuellement. Donc, le travail de la pompe sera juste pour compenser les pertes de charge dans le circuit et il est ainsi estimé de 400W.

5.5.2. Circuit dans la nacelle :

Ce circuit se compose de trois échangeurs de chaleur ; l'échangeur intermédiaire eau - eau déjà dimensionné dans la section 5.5.1, l'échangeur compact monté à la sortie d'air de la génératrice afin de le refroidir, en plus du refroidisseur de l'huile du multiplicateur qui est monté en série avec les deux échangeurs à air.

La génératrice se refroidit à l'air et on ne peut pas la remplacer, donc la conception d'un nouveau système doit se baser sur une génératrice existante, en l'occurrence G52. De ce fait, on ajoute un échangeur de chaleur compact à la sortie d'air. L'air est refroidi et rendu ensuite dans la nacelle afin d'effectuer de nouveaux cycles. Par conséquent, les échanges d'air entre la nacelle et le milieu extérieur sera très limité afin d'éviter tous les problèmes causés par la poussière et le vent de sable. Ainsi, la régénération de l'air dans la nacelle se fait juste pendant la présence du personnel de la maintenance.

L'huile du multiplicateur sera refroidie dans un autre échangeur hair-pins où le fluide de refroidissement circule dans les tubes internes. Le circuit qui fera l'huile sera le même que celui existant sur la nacelle, sauf dans notre solution on change le type de l'échangeur.

Les trois échangeurs dans ce circuit seront installés en série, tel que, le fluide de refroidissement se refroidit dans l'échangeur intermédiaire (eau-eau) puis il rentre dans le refroidisseur d'huile, au final, il passe par l'échangeur de la génératrice.

❖ Dimensions du refroidisseur d'huile :**Tableau 5-10. Dimensions du refroidisseur d'huile proposé**

| Désignation | La valeur | L'unité |
|--|------------|--------------------|
| Le taux de chaleur échangé | 16,50 | kW |
| Le débit d'eau | 1,120 | Kg/s |
| La température d'entrée de l'eau | 24,0 | °C |
| La température de sortie de l'eau | 27,5 | °C |
| La température d'entrée d'huile | 70,0 | °C |
| La température de sortie de d'huile | 66,2 | °C |
| La différence des températures logarithmique | 42,3 | K |
| La longueur de l'échangeur | 1,5 | m |
| Le diamètre des tubes extérieurs | 0,08 | m |
| Le diamètre des tubes intérieurs | 0,04 | m |
| Le nombre de Reynolds interne | 129216,693 | |
| Le nombre de Nusselt interne | 157,467 | |
| Le coefficient de convection interne | 2421,061 | W/m ² K |
| Le débit de d'huile | 2,402 | Kg/s |
| Le nombre de Reynolds externe | 66,417 | |
| Le nombre de Nusselt externe | 1,919 | |
| Le coefficient de convection externe | 19,655 | W/m ² K |
| m | 7,484 | |
| La longueur caractéristique des ailettes | 0,021 | m |
| Le rendement d'une ailette | 99,18% | |
| Le rendement d'une ailette | 99,33% | |
| La surface d'échange par mètre | 0,612 | m ² /m |
| Le coefficient d'échange global basé sur le côté externe | 18,779 | W/m ² K |
| La surface d'échange globale | 20,758 | m ² |
| La longueur totale des tubes | 33,922 | m |
| Le nombre de tubes | 23 | |
| Les pertes de charge coté eau | 27,42 | kPa |
| La puissance de pompage | 5,4 | kW |

❖ Les dimensions de l'échangeur de la génératrice :**Tableau 5-11. Dimensions de l'échangeur compacte de la génératrice**

| Désignation | La valeur | L'unité |
|--|------------|--------------------|
| Le taux de chaleur échangé | 35,00 | kW |
| Le débit d'eau | 1,120 | Kg/s |
| La température d'entrée de l'eau | 27,5273931 | °C |
| La température de sortie de l'eau | 35,0 | °C |
| La température d'entrée de l'air | 65 | °C |
| La température de sortie de l'air | 46,8 | °C |
| La différence des températures logarithmique | 24,3 | K |
| La longueur de l'échangeur | 1,028 | m |
| La largeur de l'échangeur | 0,8 | m |
| Le diamètre des tubes | 0,01 | m |
| Le nombre de Reynolds interne | 4497,935 | |
| Le nombre de Nusselt interne | 41,192 | |
| Le coefficient de convection interne | 2542,926 | W/m ² K |
| Le débit de l'air | 1,913 | Kg/s |
| Le nombre de Reynolds externe | 925,716 | |
| Le coefficient de convection externe | 62,454 | W/m ² K |
| m | 40,555 | |
| La longueur caractéristique des ailettes | 0,025 | m |
| Le rendement d'une ailette | 75,78% | |
| Le rendement global des ailettes | 78,08% | |
| La surface interne des tubes par mètre (Si) | 0,031 | m ² /m |
| Le coefficient d'échange global basé sur le côté externe | 19,507 | W/m ² K |
| La surface d'échange globale | 75,451 | m ² |
| La longueur totale des tubes | 246,643 | m |
| Le nombre de rangées | 7,708 | |
| La hauteur de l'échangeur | 0,170 | m |
| Les pertes de charge totale | 19,90 | kPa |
| La puissance de la pompe | 27,9 | W |

Conclusion

Dans ce projet, nous avons proposé un nouveau dispositif de refroidissement d'une nacelle d'éolienne pour qu'il soit appliqué à la ferme de Kabertene, située dans la région, fonctionnant sous des conditions extrêmement chaudes. Mais, dans un premier temps, nous avons procédé à l'analyse des données climatiques fournies par l'exploitant de la centrale éolienne (SKTM); où, la distribution de température durant plus d'une année de fonctionnement de la ferme a été présentée et discutée. Il a été ainsi noté que même durant les périodes hautement chaudes dépassant 40°C, des vitesses de vent assez importantes peuvent également avoir lieu. Dans un deuxième temps, nous avons effectué la conception thermique du système de refroidissement existant installé sur une nacelle d'éolienne de la ferme de Kabertene. Ce système existant est basé sur le refroidissement de l'air ambiant à l'aide de deux échangeurs compacts pour le refroidissement de l'huile de multiplicateur, ainsi que de l'air qui circule à travers deux circuits à ailettes pour la génératrice. Pour ce faire, on s'est proposé des méthodes de calcul analytique en se basant sur des considérations thermo-fluides.

La méthode de la moyenne logarithmique des différences de température (LMTD) a été utilisée afin de déterminer les coefficients de transfert de chaleur résultant. Par ailleurs, l'application de la conservation d'énergie a permis de relier les températures et les débits des fluides aux taux de chaleur à être évacué.

Le multiplicateur de vitesse est refroidi par deux échangeurs de chaleur compacts par le biais d'une huile de lubrification caractérisée par une viscosité relativement élevée, ce qui nécessite de faibles débits afin de minimiser les pertes de charge dans les échangeurs. Par conséquent, il a été demandé d'installer des échangeurs de grande taille afin d'évacuer tout le taux de chaleur généré au sein du multiplicateur. Ainsi, les calculs réalisés dans le chapitre 3 ont bien montré que les dimensions des échangeurs placés sur la nacelle ne pourraient pas assurer le bon fonctionnement de l'éolienne dans un climat saharien de haute température.

D'autre part, pour la génératrice qui est refroidie à l'air ambiant, nous avons démontré dans le chapitre 4, en développant un programme Matlab qu'afin d'évacuer tout le taux de chaleur généré à une température élevée de l'air, il est recommandé soit d'augmenter les dimensions des parcours de refroidissement ou bien d'augmenter les débits d'air. Cependant, dans les deux cas, il ne serait pas convenable et pratique d'apporter les modifications trouvées pour améliorer les performances de l'éolienne.

Pour toutes ces raisons, nous avons été amenés à proposer un nouveau système de refroidissement compatible au climat extrême saharien. A cet effet, nous avons proposé un système de réfrigération à absorption solaire couplé avec un refroidisseur géothermique qui servira comme source chaude où de la chaleur du cycle sera rejetée. Un dimensionnement du nouveau dispositif a été effectué tout en prenant en compte les exigences de l'aérogénérateur ainsi que les données du site de la ferme éolienne de Kabertene.

Le dispositif mis au point, il est propre et plus performant et fiable. Autrement dit, un tel système aura une grande flexibilité ce qui permettra une gestion facile en fonction de la demande en froid de l'éolienne. Ainsi, grâce à la stabilité de la source géothermique, ce

dispositif peut maintenir les différents composants à une température de fonctionnement constante pendant les grandes variations de température entre les journées des saisons chaudes et les nuits hivernales. Par conséquent, cela permettra d'offrir une longue durée vie de fonctionnement pour la centrale éolienne qui se traduira directement en un retour d'investissement enrichissant. Cependant, le coût d'investissement d'un tel système pourrait être relativement cher que celui installé par le constructeur sur les éoliennes.

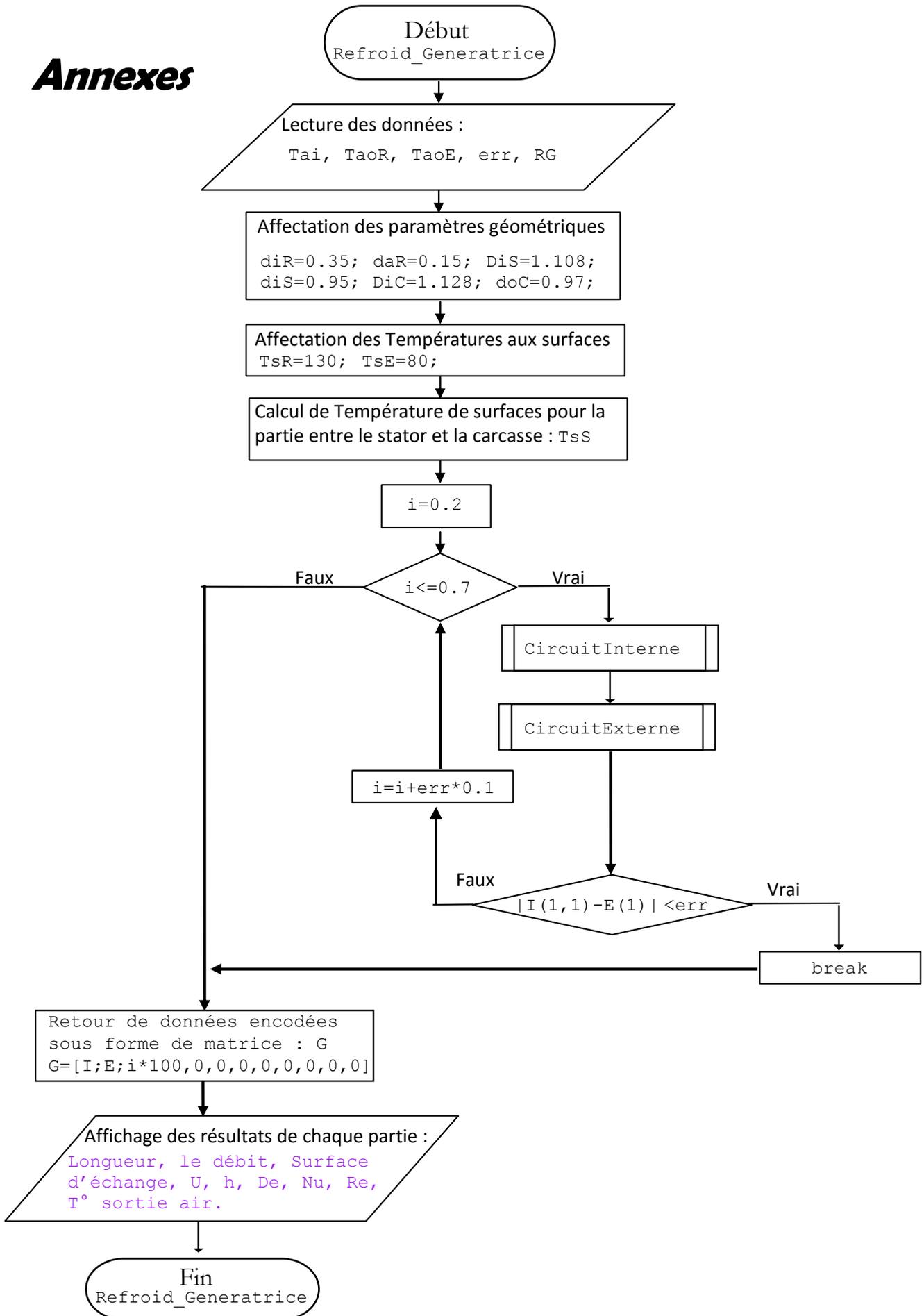
Comme perspective à ce travail, on envisage la réalisation pratique d'un tel dispositif afin de confirmer sa faisabilité technique et économique.

Bibliographie

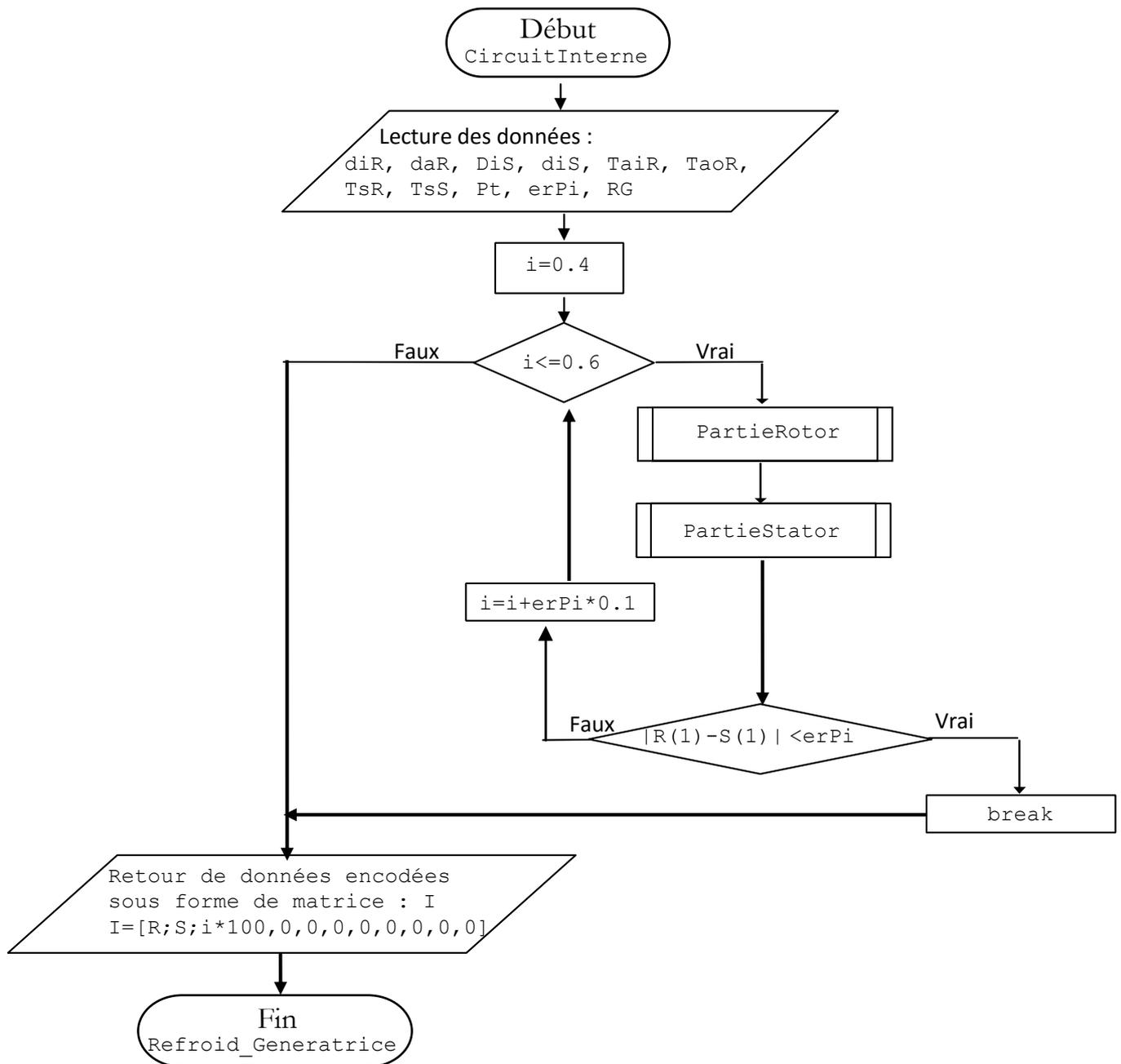
- [1] F. Manwell, wind energy explained theory, design and application, second edition, West Sussex, PO19 8SQ, United Kingdom: John Wiley & Sons Ltd, 2009.
- [2] A. L. Kays, Compact Heat Exchangers, 3rd ed., New York: McGraw-Hil, 1984.
- [3] A. Kuehn, "ASHRAE Handbook-Fundamentals". I-P, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc: Atlanta, 2005.
- [4] L. Hongtan P.Anchasa Sadik Kakaç, HEAT EXCHANGERS, Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition, New York, USA: CRC Press, 2012.
- [5] J. CASTING-LASVIGNOTTES, «Aspects thermodynamiques et technico-économiques des systèmes a absorption liquide,» Paris, 2001.
- [6] W. A. R. B. F. Z. Badar, «Experimental and theoretical evaluation of the overall heat loss coefficient of vacuum tubes of a,» *Solar Energy*, n° %185, p. 1447–1456, 2011.
- [7] J. D. W. Beckman, Solar Engineering of Thermal third ed., New Jersey: John Wiley & Sons, 2006, p. 239–270.
- [8] W. Mcadams, Heat Transmission, New York: McGraw-Hill, 1954.
- [9] B. M. Benhammou, «Modélisation de la température en profondeur du sol pour la région d'Adrar - Effet de la nature du sol,» *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 14, n° %12, p. 219 – 228, 2011.
- [10] N. K. Merzouk, *these de doctoratsur evaluation du gisement energetique eolien contribution a la determination du profil vertical de la vitesse du vent en algerie*, tlemcen: l'universite abou bekr belkaid, 2006.
- [11] F. Z. Abdul Waheed Badar*, «Single and two-phase flow modeling and analysis of a coaxial vacuum tube solar collector,» *Solar Energy*, n° %186, pp. 175-189, 2012.
- [12] G. ANIES, Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d'une unité de rafraîchissement solaire par absorption, L'Université de Pau et des Pays de l'Adour: THESE DOCTORAT , 2011.
- [13] «Condensation on external surfaces (Chapter 7),» chez *Engineering Thermal Innovation*, Engineering Data Book III, 2007.
- [14] R. Richards, The writing dilemma: Understanding dysgraphia, Riverside: CA: Richards Educational Therapy, 1998.

- [15] R. Richards, the source for dyslexia and dysgraphia., East Moline: IL: LinguSystems, 1999.
- [16] R. Clarke, Paperless classroom handwriting rubric, Retrieved August 3, 2004, from <http://www.paperlessclassroom.com/handwritingrubric.htm>., 2004.
- [17] Dikowski, T. J. (1994). Educational interventions for visual-motor deficiencies that affect handwriting in school-aged children., Southeastern: D. Practicum Report, Nova Southeastern University., 1994.
- [18] M. Ediger, Assessing handwriting achievement., Reading Improvement., 2002.
- [19] S. G. Feifer, Subtypes of language-based dysgraphias. Handout from Workshop "Learning Of The Brain: Using Brain Research To Leave No Child Behind" at the Hyatt Regency, Boston: MA: Public Information Resources., 2001.
- [20] THEODORE L. BERGMAN. ADRIENNE S. LAVINE. DAVID P. DEWITT. D. FRANK P. INCROPERA, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, SEVENTH EDITION, 111 River Street, Hoboken, United States of America: JOHN WILEY & SONS, 2007.
- [21] K. R. Graham, Instructional recommendations for teaching writing to exceptional students., *Exceptional Children*, 54, 506-512., 1988.
- [22] F. B. Graham, Is handwriting causally related to learning to write? Treatment of handwriting problems in beginning writers, *Journal of Educational Psychology*., 2000.
- [23] h. Il Zhouong, "Wind power generator cooled by solar injection". *China Patent* CN101392729 A, 25 mars 2009.
- [24] R. L. Meese, Teaching learners with mild disabilities: Integrating research and practice, CA: Wadsworth: (2nd ed.). Belmont, 2001.
- [25] S. T. Orton, Reading, writing, and speech problems in children, New York: NY: W.W. Norton & Company., 1937.
- [26] R.K. Patil, Designing a helical coil heat exchanger, *Chemical Engineering*, Volume 13, Pages 85-88, 1982.
- [27] W. Tong, Wind Power Generation and Wind Turbine Design, USA: WIT Press, 2010.
- [28] J. M. A. .. R. J.F. MANWELL, WIND ENERGY EXPLAINED, THEORY, DESIGN AND APPLICATION second edition, USA: John Wiley, 2009.

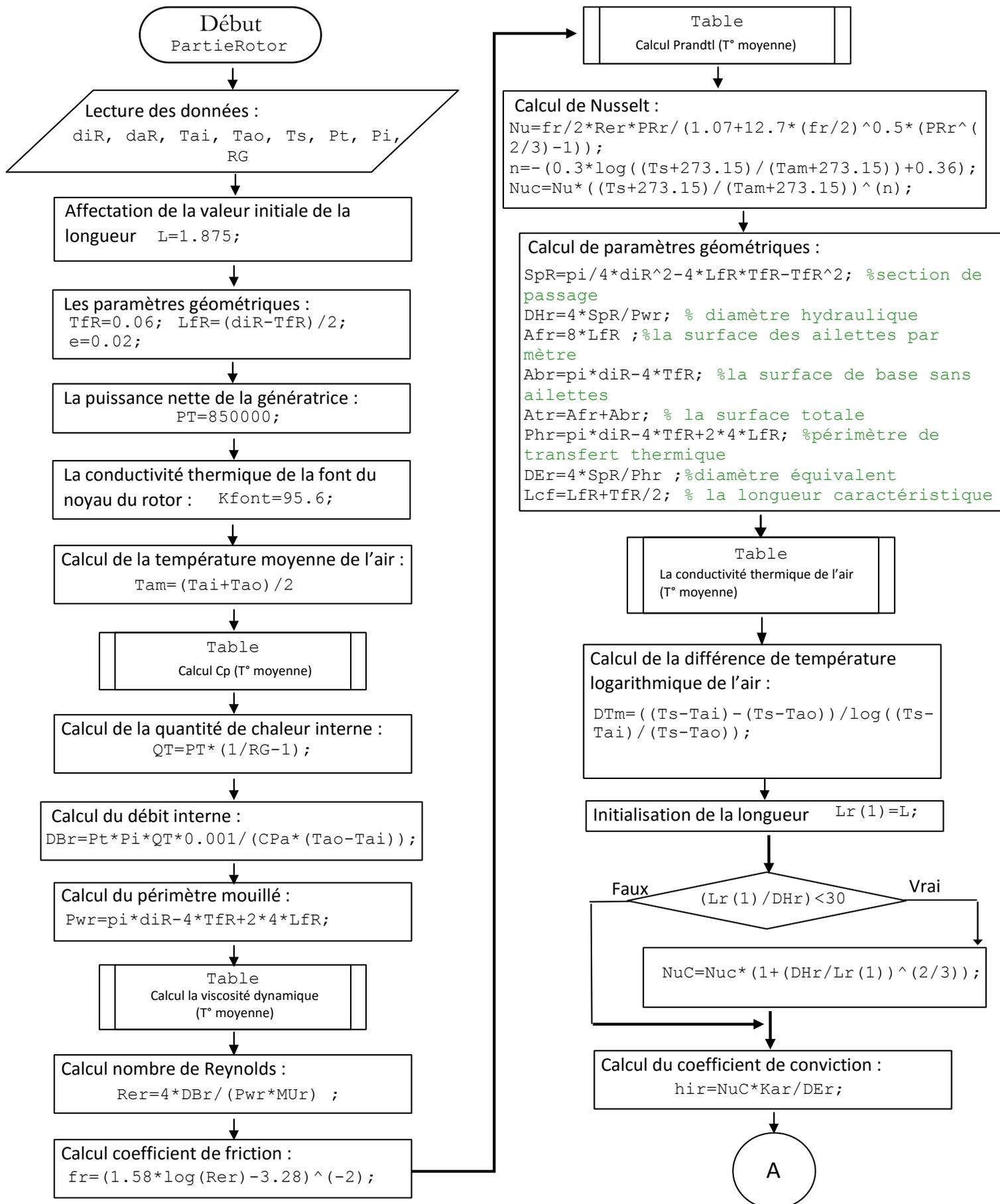
Annexes



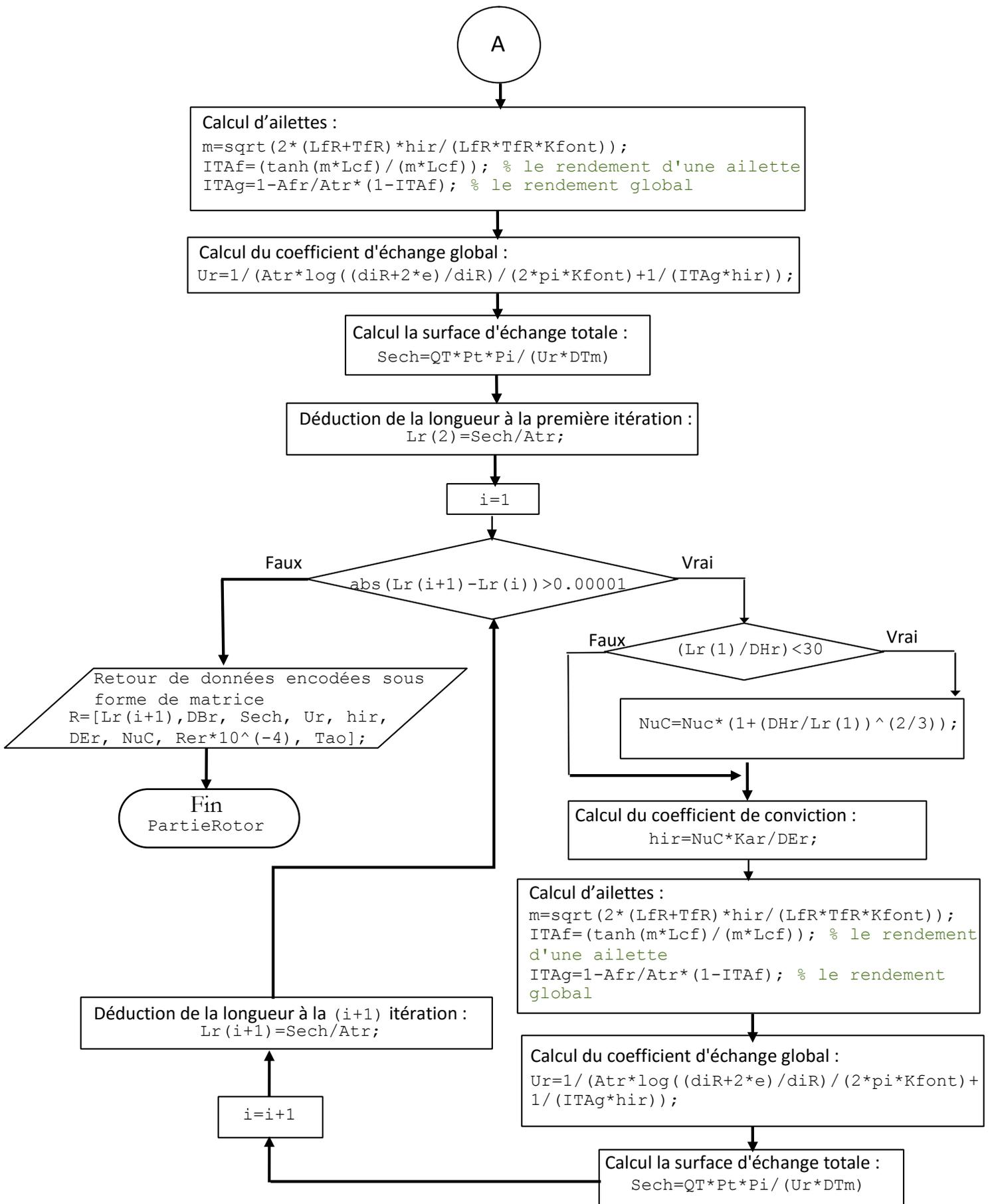
Annexe 1: Programme principal (fonction Refroid_Generatrice)



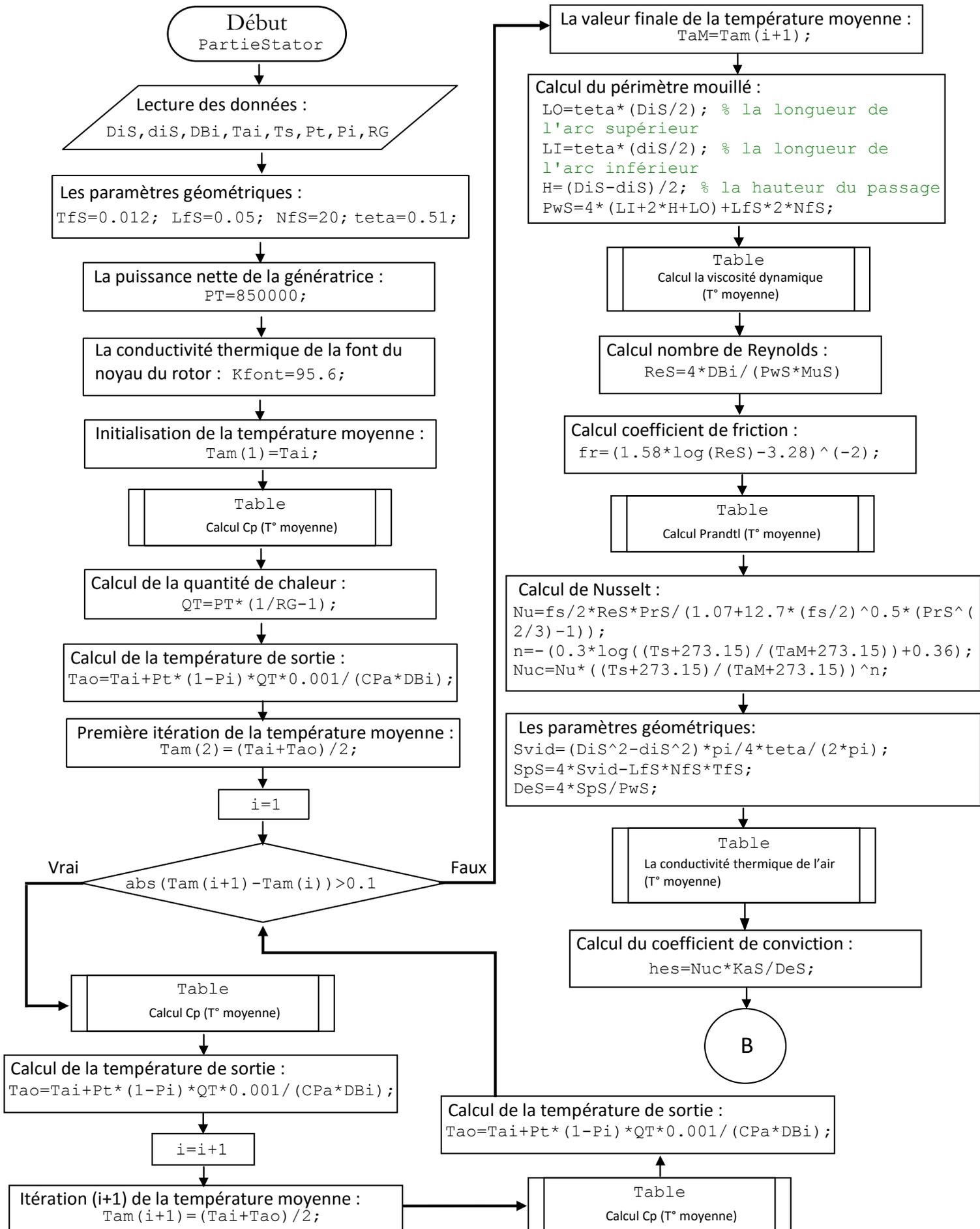
Annexe 2. Fonction qui calcule le circuit interne



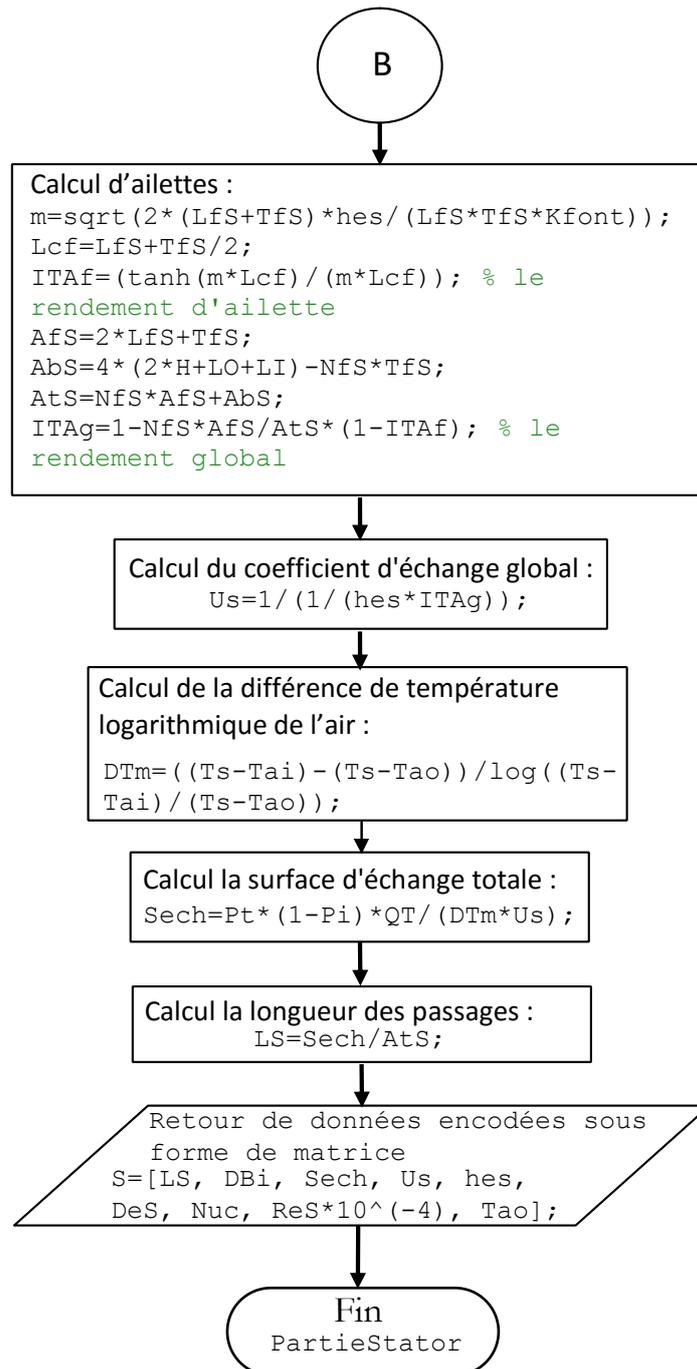
Annexe 3. Programme de la partie Aller



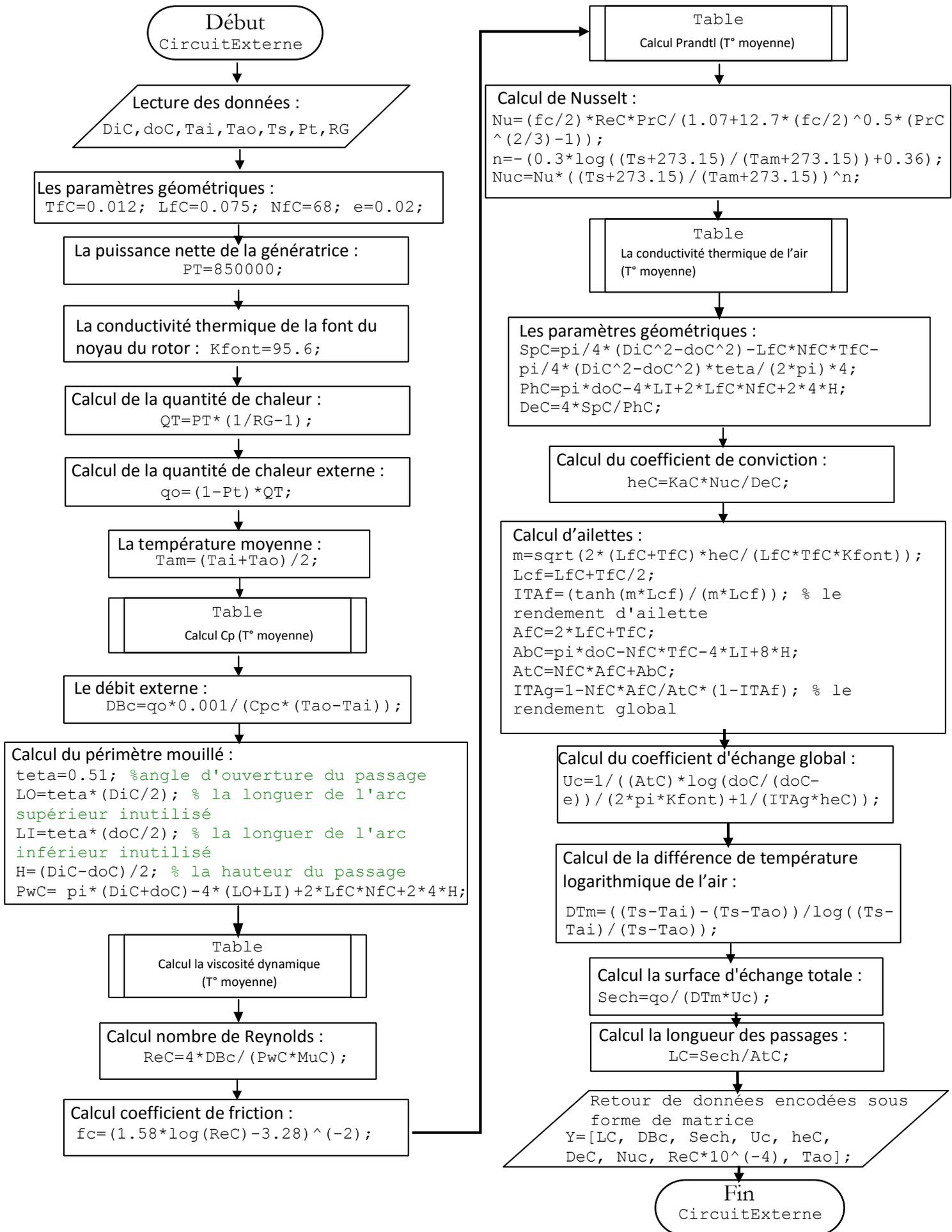
Annexe 4. Suite du programme de la partie Aller



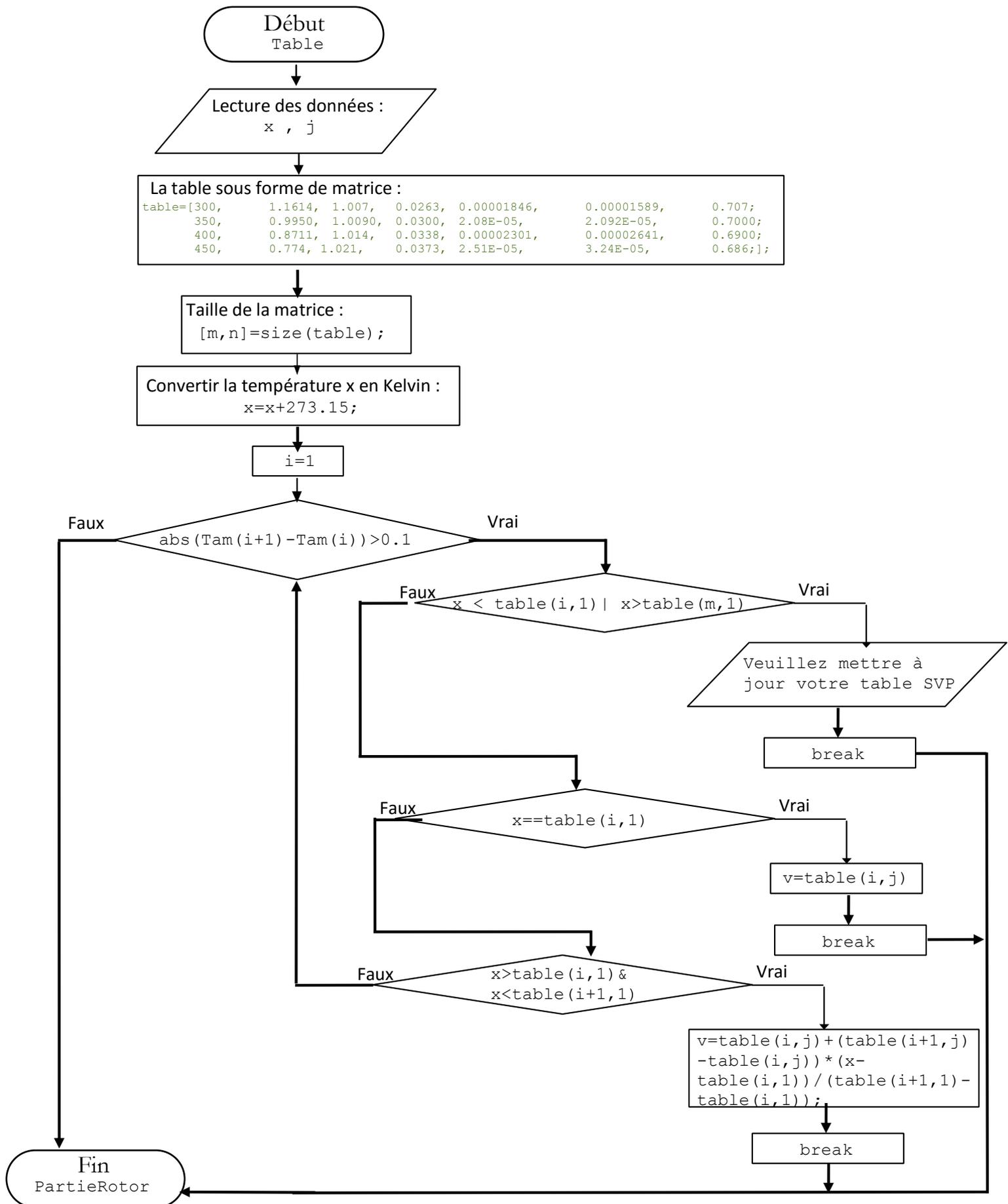
Annexe 5. Programme de calcul de la partie Retour



Annexe 6. Suite du programme de calcul de la partie Retour



Annexe 7. Programme de calcul de la partie Externe



Annexe 8. Fonction Table qui donne les propriétés thermodynamiques de l'air