

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université 8 Mai 1945 – Guelma
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Electrotechnique et Automatique

Réf :/2020



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER Académique**

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Electromécanique

Spécialité : Electromécanique

Par : (CHAFAI Meriem)

Thème

**Etude et Dimensionnement d'un Système de Chauffage et
Climatisation d'une Serre Agricole par Energie
Géothermique**

Soutenu publiquement, le / / , devant le jury composé de:

M MOUSSAOUI Abdelkrim	Professeur	Univ. Guelma	Président
M OULDLAHOUCINE Cherif	Professeur	Univ. Guelma	Encadreur
M MENDACI Soufiane	Professeur	Univ. Guelma	Examinateur
M TOUAHRI	MCB	Univ. Guelma	Examinateur

Année Universitaire : 2023/2024

Remerciements

Avant tout, je remercie **Allah** le tout puissant de m'avoir donné le courage, la volonté et la patience de pouvoir accomplir le présent mémoire.

Je tiens à remercier mon encadreur **Monsieur OULDLAHOUCINE Cherif**, pour ses encouragements, ses orientations et ses conseils précieux.

Je tiens à remercier également **Monsieur MOUSSAOUI Abdelkrim**, à l'université 8 mai 1945 de Guelma pour l'honneur de faire présider le jury de ce mémoire. Mes remerciements vont aussi à **Monsieur MENDACI Soufiane** et **Monsieur TOUAHRI Abdel Wahab**, à l'université 8 mai 1945 de Guelma pour avoir accepté de juger le présent travail.

Tous mes remerciements et mon estime à tous les enseignants du Département de Génie Electrotechnique et Automatique. Enfin, à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail, Grand Merci à tous.

اهداء

اللهم لك الحمد والشكر.. لا أحصي ثناء عليك كما اثنته انت على نفسك.. اللهم لك الحمد كما ينبغي لجلال وجهك وعظيم سلطانك..

وصل اللهم وسلم على نبيك الكريم صاحب الخلق العظيم والقدر الفخيم.. محمد عليه أفضل الصلاة والتسليم..

الى من كلله الله بالهيبة والوقار.. الى من علمني العطاء بدون انتظار.. الى من احمل اسمه بكل افتخار..

أبي حبيبي.. ارجو من الله ان يرحمك ويجمعنا بك في جنات النعيم..

الى معنى الحب ومعنى الحياة.. الى من كان دعائها سر ناجحي وحنانها بلسم جراحي.. الى أغلى الحبايب..

امي الحبيبة..

الى سندي وقوتي وضلعي الثابت الذي لا يميل.. اخوتي.. بلال.. عبدو.. يعقوب..

الى النور الذي يضيء عتمتي..

الى من يستحق الحب والوفاء.. الى الرجل الذي لا يهزم في نظري.. عمي الحبيب عبد القادر..

الى فقيدي قلبي.. جدي الزين وجدتي نزيهة..

الى روح العائلة جدي حميد.. وحبيبتي جدتي فاطمة..

الى من يصعب فراقها.. شريكة ذكرياتي.. صديقتي ملاك..

الى من تحلو الحياة برفقتهم.. شيماء.. ردينة.. ياسمين.. رميساء..

الى هؤلاء اهدي هاته الأوراق..

Résumé

En Algérie, des études ont été faites sur l'estimation du potentiel géothermique par le centre de développement des énergies renouvelables (CDER, Bouzaréah, Alger). Cependant, en ce qui concerne les applications directes que ce soit dans le domaine de l'habitat, l'industrie ou l'agriculture ; les études et surtout les réalisations restent très limitées.

Ce sujet de master est orienté vers l'ingénierie en proposant une méthode de dimensionnement et de régulation d'un système de chauffage à l'intérieur d'une serre agricole en Algérie. Un site où le potentiel géothermique est important est pris comme cas d'étude : c'est celui de Hammam Debagh (Guelma). Ce site se caractérise par un potentiel énergétique, des débits d'eau chaude et des gradients de températures différents importants.

La présente étude détermine entre autres : le dimensionnement des échangeurs de chaleur eau-eau à plaques, air-eau qui seront utilisés pour transférer la chaleur de l'eau géothermique vers l'intérieur de la serre par soufflage d'air chaud, et par suite. Le ventilateur adéquat. La méthode de calcul des différentes déperditions de chaleur est décrite et les différentes équations sont écrites sous le langage MATLAB.

Enfin, Les résultats de la simulation montrent que la commande en boucle fermée avec un régulateur PI offre les meilleures performances en termes de stabilité et de précision. Cette commande ajuste continuellement le flux d'eau chaude en fonction de l'écart entre la température mesurée et la température de référence, réduisant ainsi les oscillations et permettant de maintenir la température à 20°C de manière plus stable. Le régulateur PI calcule le débit optimal de l'eau chaude géothermique en temps réel pour compenser les variations de la température extérieure et les perturbations internes de la serre.

Abstract

In Algeria, studies have been conducted to estimate the geothermal potential by the Renewable Energy Development Center (CDER) in Bouzaréah, Algiers. However, there have been limited studies and achievements in the direct applications of geothermal energy in housing, industry, or agriculture.

The focus of this master's thesis is on engineering, specifically on the development of a method for sizing and regulating a heating system within an agricultural greenhouse in Algeria. The case study takes place at Hammam Debagh (Guelma), a site known for its substantial geothermal potential, high hot water flow rates, and varying temperature gradients.

This study aims to determine the appropriate sizing for water-water plate heat exchangers and air-water heat exchangers. These heat exchangers will transfer heat from geothermal water to the interior of the greenhouse by blowing hot air. The study will also outline the method for calculating various heat losses and provide the relevant equations written in the MATLAB language.

Based on the simulation results, it is evident that closed-loop control with a PI regulator provides the best performance in terms of stability and precision. This type of control continuously adjusts the flow of hot water based on the difference between the measured temperature and the reference temperature. This helps reduce oscillations and enables better maintenance of the temperature at 20°C. The PI regulator calculates the optimal flow rate of geothermal hot water in real-time to account for variations in external temperature and internal disturbances in the greenhouse.

ملخص

في الجزائر، أُجريت دراسات لتقدير الإمكانيات الجيولوجية من قبل مركز تطوير الطاقات المتجددة (CDER) في بوزريعة، الجزائر. ومع ذلك، كانت هناك دراسات وإنجازات محدودة في التطبيقات المباشرة للطاقة الجيولوجية في السكن أو الصناعة أو الزراعة.

يتركز هذا موضوع على الهندسة، وتحديدًا على تطوير طريقة لتحديد حجم وتنظيم نظام تدفئة داخل دفيئة زراعية في الجزائر. تتم دراسة الحالة في حمام دباغ (قالمة)، وهو موقع معروف بإمكانياته الجيولوجية الكبيرة، وارتفاع معدلات تدفق المياه الساخنة وتفاوت درجات الحرارة.

تهدف هذه الدراسة إلى تحديد الحجم المناسب لمبادلات الحرارة من نوع صفيحة ماء-ماء ومبادلات الحرارة من نوع ماء-هواء. ستقوم هذه المبادلات بنقل الحرارة من المياه الجيولوجية إلى داخل الدفيئة عن طريق نفخ الهواء الساخن. ستوضح الدراسة أيضًا الطريقة لحساب مختلف فقدان الحرارة وتقديم المعادلات ذات الصلة المكتوبة بلغة MATLAB.

استنادًا إلى نتائج المحاكاة، يتضح أن التحكم بمنظم PI يوفر الأداء الأفضل من حيث الاستقرار والدقة. يقوم هذا النوع من التحكم بضبط تدفق المياه الساخنة باستمرار استنادًا إلى الفرق بين درجة الحرارة المقاسة ودرجة الحرارة المرجعية. يساعد ذلك في تقليل التذبذبات وتمكين الصيانة الأفضل لدرجة الحرارة عند 20 درجة مئوية. يحسب منظم PI معدل التدفق الأمثل للمياه الجيولوجية في الوقت الفعلي لمواجهة التغيرات في درجة الحرارة الخارجية والاضطرابات الداخلية في الدفيئة.

Liste des Symboles et Abréviations

- Φ : flux de chaleur en [W].
- \dot{m} : débit massique en [Kg/s].
- C_p : Chaleur massique à pression constante en [J/Kg.K].
- h_c : Coefficient d'échange thermique.
- V : Vitesse caractéristique du fluide [m/s].
- L_c : Dimension caractéristique de l'écoulement [m].
- μ : Viscosité dynamique du fluide [Pa. S].
- ρ : masse volumique du fluide [kg/m³].
- L_c : Longueur caractéristique.
- h : Coefficient de transfert thermique.
- μ : Viscosité dynamique du fluide [Pa.s].
- λ : Conductivité thermique [W/m.K].
- ΔT_{LM} : Différence de Température Logarithmique Moyenne.
- H : Humidité absolue.
- $M_{v\text{ eau}}$: Masse de vapeur d'eau.
- $V_{\text{ total}}$: Volume occupé par l'air humide.
- H_R : Humidité relative de l'air.
- P_s : Pression de vapeur saturante.
- P_v : Pression partielle de vapeur d'eau.
- Q_t : Pertes de chaleur par transmission [W].
- U : Coefficient de transfert de chaleur [W/m²°C].
- A : Surface [m²].
- T_i : Température intérieure de conception [°C].
- T_o : Température extérieure de conception [°C].
- Q_i : Pertes de chaleur par infiltration [W].
- V : Volume de la serre [m³].
- ACH : Renouvellement d'air par heure.
- C_p : Capacité thermique massique de l'air [J/kg°C].
- D : Densité de l'air [kg/m³].
- T_i : Température de conception intérieure [°C].
- T_o : Température de conception extérieure [°C].

Liste des Symboles et abréviation

Re : Le nombre de Reynolds

C : la capacité calorifique de l'air intérieur de la serre (en J/K).

Q_{géothermique} : le flux de chaleur apporté par le système géothermique (en W).

Q_{pertes} : flux de chaleur perdu par transmission et par infiltration (en W).

V : le volume de la serre (en m³).

C_w : la capacité calorifique spécifique de l'eau (en J/(kg·K)). (4184 J/Kg.K)

T_{eau} : la température de l'eau chaude (en °C).

Liste des figures

Figure I.1 : Noyau de la terre.

Figure I.2 : Capacité des centrales électriques géothermiques dans le monde en 2018.

Figure I.3 : Les applications de l'énergie géothermique : **(a)** L'agriculture, **(b)** L'industrie, **(c)** La pisciculture, **(d)** Le chauffage des habitats.

Figure I.4: Echangeur de chaleur.

Figure I.5: Echangeur de chaleur : (a) métallique, (b) en verre.

Figure I.6 : Echangeur tubulaire simple.

Figure I.7 : Echangeur tubulaire simple.

Figure I.8: Echangeur de chaleur : (a) métallique, (b) en verre.

Figure I.9 : principe et constituant d'un échangeur de chaleur à plaque à joint.

Figure I.10 : régimes d'écoulement.

Figure I.11 : Distribution de température dans un échangeur Co-courant.

Figure I.12 : Distribution de température dans un échangeur contre –courant.

Figure I.13 : Profil des températures dans un échangeur tubulaire à contre-courant.

Figure I.14 : Organigramme de calcul par la méthode NUT.

Figure II.1 : Capteur de température.

Figure II.2 : Capteur d'humidité.

Figure II.3 : (a) Serre tunnel, (b) Serre tunnel à pied.

Figure II.4 : Structure d'une Serre d'horticulture constituée de deux chapelles.

Figure II.5: Types des serres selon le matériau du cadre : (a) Acier, (b) Bois, (c) Pvc, (d) Aluminium.

Figure II.6 : Types des serres selon le matériau de la couverture : (a) Plastique, (b) Verre.

Figure II.7 : Profils de température dans une serre chauffée par des tuyaux radiants le long des murs latéraux.

Figure II.8 : Unité de chauffage à eau chaude horizontal.

Figure II.9 : Unité de chauffage à eau chaude vertical.

Figure II.10 : Effet idéalisé de la température sur les carottes.

Figure II.11 : Ventilation naturelle par le toit et les côtés.

Figure II.12 : Ventilation forcée des serres.

Figure II.13 : Valeurs du coefficient de transfert de chaleur ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$), à différentes vitesses du vent, (Rafferty, 1998).

Liste des figures est des tableaux

Figure III.1 : Le gingembre

Figure III.2 : Structure de la serre proposée

Figure III.3 : Valeurs du coefficient de transfert de chaleur ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$), à différentes vitesses du vent, (Cas du verre)

Figure III.4 : Echangeur de chaleur à plaques.

Figure III.5 : Système de refroidissement d'eau géothermale avec un bassin

Figure III.6 : Système de chauffage de la serre.

Figure III.7 : Diagramme de Moody.

Figure III.8 : Diagramme de sélection d'un ventilateur.

Figure III.9 : Schéma bloc du modèle dynamique de la serre.

Figure III.10: Modélisation de la pompe dans le système de régulation thermique.

Figure III.11 : Résultats de la commande en boucle ouverte.

Figure III.12 : Résultats de la commande TOR.

Figure III. 13 : Résultats de la commande PI.

Figure III.14 : Système de refroidissement de la serre : (a) Système EAHE, (b) Tuyau central avec orifices d'air.

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Caractéristiques de quelques sources thermales du Nord de l'Algérie.

Tableau II. 1 : Utilisation et caractéristiques de divers matériaux.

Tableau II. 2 : Caractéristiques et résistance aux couvercles de serre.

Tableau II.3 : Données sur le renouvellement d'air pour différents matériaux de vitrage (Rafferty, 1998).

Tableau III.1 : Spécifications et dimensions pour la serre proposée

Table de matières

Remerciements

Dédicaces

Résumé

Liste des Symboles et Abréviations

Liste des Figures et des tableaux

Introduction générale

Chapitre I : Généralités Sur L'énergie Géothermique et L'échangeur de Chaleur

I.1 Introduction	4
I.2 La géothermie	4
I.2.1 Définition de la Géothermie	4
I.2.2 Gradient géothermique.....	5
I.2.3 Différents types de gisements géothermiques	5
I.2.4 Les applications de l'énergie géothermique.....	5
I.2.5 Ressources géothermiques en Algérie	7
I.3 L'échangeur de chaleur	8
I.3.1 Définition d'un échangeur de chaleur.....	8
I.3.2 Utilisations dans l'industrie	9
I.3.3 Classement des échangeurs	9
I.3.4 Principe de fonctionnement.....	14
I.3.5 Critères de sélection basés sur les paramètres de fonctionnement.....	15
I.3.6 Méthodes de calcul des échangeurs de Chaleur	16
I.3.6.1 Expression du flux de chaleur échangé	16
I.3.6.2 Grandeurs thermiques	17
I.3.6.3 Grandeurs physiques	18
I.3.6.4 Étude d'un échangeur	20
❖ Utilisation de la Méthode de la différence de température logarithmique moyenne DTLM	21
I.4 Conclusion du chapitre I.....	26

Chapitre II : Généralités Sur Les Serres Agricoles

II.1 Introduction	28
II.2 Les serres agricoles	29
II.2.1 Définition de la serre	29
II.2.2 Avantages de la production sous serre	29
II. 2.3 Principaux paramètres climatiques.....	29
II.2.4 Composants essentiels de gestion des paramètres climatiques sous serre	31
II.2.4.1 Détecteurs des paramètres climatiques sous serre	31
II.2.4.2 Équipements de régulation	32
II.2.5 Les différents types de serre	34
II.2.5.1 Les serres tunnels.....	34
II.2.5.2 Les serres d'horticultures (La chapelle)	35
II.2.6 Structures utilisées pour la fabrication des serres	36
II.2.6.1 Cadre de la serre	36
II.2.6.2 La Couverture	37
II.3 Chauffage et refroidissement des serres agricoles.....	37
II.3.1 Différents Systèmes de chauffage géothermique pour serres.....	38
II.3.1.1 Tuyau aileté	38
II.3.1.2 Chauffage par unités standard	39
II.3.1.3 Chauffage par le sol	40
II.3.1.4 Cascading	40
II.3.1.5 Système de tubes nu	40
II.3.2 Différents Systèmes de refroidissement pour serres	41
a. Ventilation naturelle	41
b. Ventilation forcée	41

II.3.3 Procédure de conception statique	42
➤ Besoins en chauffage	42
Calcul des pertes de chaleur par transmission	43
Calcul de la perte de chaleur par infiltration	44
II.4 Conclusion.....	46
Chapitre III : Dimensionnement et Régulation d'un Système de Serre Géothermique	
III.1 Introduction	48
III.2 Conditions climatiques pour la culture du gingembre	48
III.3 Description de la serre choisie.....	49
III.4 Pertes de chaleur dans la serre.....	50
III.5 Dimensionnement de l'échangeur de chaleur	51
1. Raccordement du système de chauffage à la source.....	51
2. Raccordement du système de chauffage à la source	52
3. Système de chauffage pour la serre et choix du ventilateur	54
III.6 Simulation de la régulation de la température interne de la serre	57
III.6.1 Schéma Bloc du Modèle Dynamique.....	57
III.6.2 Modélisation de la Pompe	58
III.6.3 Débit de l'Eau Chaude Géothermique	59
III.6.4 Commande en Boucle Ouverte	59
III.6.5 Commande en Boucle Fermée.....	60
a. Commande Tout ou Rien (TOR).....	60
b. Commande Proportionnelle-Intégrale (PI)	60
III.6.6 Résultats et Analyse	61
III.7 Système proposé pour le refroidissement (cooling)	62
1. Composants du Système	63
2. Fonctionnement du Système.....	63
III.8 Conclusion.....	64
Conclusion générale	66
Références bibliographiques	
Annexe	

Introduction Générale

Introduction générale

Mise en contexte

L'énergie revêt une importance capitale dans le développement des secteurs technologique, industriel, économique et social de la société, et dans la génération de richesse pour un pays. Récemment, il est devenu évident que la consommation mondiale d'énergie dépasse largement la demande normale. Dans un contexte où les préoccupations environnementales et la nécessité de réduire la dépendance aux combustibles fossiles sont devenues des impératifs majeurs, les énergies renouvelables se distinguent comme des ressources essentielles pour façonner un avenir énergétique plus durable et résilient.

Parmi ces ressources, l'énergie géothermique se démarque par sa disponibilité constante et sa fiabilité, puisant sa force dans les profondeurs de la Terre. Elle peut être exploitée à l'aide de différents outils, la production d'électricité par l'extraction de l'eau chaude, le chauffage des serres agricoles et le confort thermique dans les bâtiments résidentiels. L'exploitation de cette énergie nécessite des technologies innovantes ; les échangeurs de chaleur qui jouent un rôle essentiel dans la conversion de la chaleur géothermique en une forme d'énergie utilisable.

Dans cette étude, on met en évidence le dimensionnement d'un système de chauffage d'une serre agricole, d'un échangeur eau-eau à plaques et un autre air-eau ainsi que la régulation de ce système énergétique complexe utilisant l'énergie géothermique comme source de chaleur.

Problématique

En Algérie, des études ont été faites sur l'estimation du potentiel géothermique par le centre de développement des énergies renouvelables (CDER, Bouzaréah, Alger). Cependant, en ce qui concerne les applications directes que ce soit dans le domaine de l'habitat, l'industrie ou l'agriculture ; les études et surtout les réalisations restent très limitées.

C'est ce que nous a dirigé à proposer une méthode de dimensionnement d'un système de chauffage d'une serre agricole en Algérie. Un site où le potentiel géothermal est important est pris comme cas d'étude : c'est celui de Hammam Debagh (Guelma). Ce site se caractérise par un potentiel énergétique, des débits d'eau chaude et des gradients de températures très importants.

Objectif du travail

Cette étude doit déterminer entre autres : le type et les dimensions de l'échangeur de chaleur à plaques (généralement utilisé dans les applications de chauffage de l'habitat ou autres applications utilisant l'énergie géothermique), et la puissance de chauffage d'une serre agricole dont les dimensions géométriques ainsi que la nature des produits agricoles cultivés sera déterminée, ainsi qu'un système de régulation pour contrôler la température intérieure de la serre su-mentionnée.

Structure du mémoire

Le mémoire de master est composé de trois chapitres ; le premier consiste à présenter des généralités sur l'énergie géothermique et ces différentes applications. Il contient aussi les formulations mathématiques liées à l'étude des échangeurs de chaleur, leurs classifications, les différents types existants et leurs domaines d'utilisation.

Dans le deuxième chapitre, la 1^{ère} partie est consacrée à la présentation des serres agricoles et la 2^{ème} aux systèmes de chauffage et de refroidissement des serres.

Le troisième chapitre est réservé à la présentation du système proposé pour le chauffage de la serre choisie. Il mentionne aussi le système de régulation de la température à l'intérieur de cette serre.

Chapitre I

**Généralités Sur L'énergie Géothermique et L'échangeur de
Chaleur**

I.1 Introduction

L'énergie géothermique, une source d'énergie renouvelable et durable, exploite la chaleur interne de la Terre. Cette ressource naturelle peut être utilisée pour produire de l'électricité, chauffer des bâtiments et, de manière particulièrement innovante, pour le chauffage des serres agricoles. L'application de l'énergie géothermique dans l'agriculture offre une solution efficace et respectueuse de l'environnement pour améliorer la production végétale, tout en réduisant l'empreinte carbone.

Un composant essentiel des systèmes géothermiques est l'échangeur de chaleur, qui permet le transfert efficace de chaleur entre le sol et les serres. Les échangeurs de chaleur géothermiques sont conçus pour maximiser l'efficacité de ce transfert, en assurant une régulation optimale de la température interne des serres. Ce chapitre explore en détail les principes de l'énergie géothermique, et des échangeurs de chaleur.

I.2 La géothermie

I.2.1 Définition de la Géothermie

Le cœur de la terre est constitué de magma produisant en permanence une forte chaleur du centre vers la surface. Sur les premières centaines de mètres de profondeur, on observe ainsi une élévation de la température du sous-sol avec la profondeur d'environ 3 °C par centaine de mètres en moyenne. La géothermie, expression venant du grec gêo (terre) et thermos (chaud), est donc la science visant à exploiter la "chaleur de la terre". Lorsque l'on parle d'énergie géothermique, on parle de l'énergie ou de la chaleur extraite du sous-sol.

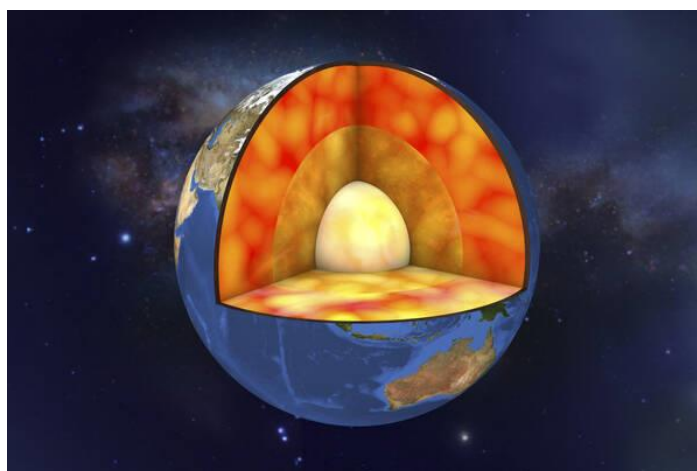


Figure I.1 : Noyau de la terre [2]

Ainsi, le mot "géothermie" désigne à la fois la science qui étudie les phénomènes thermiques internes du globe et l'ensemble des technologies qui permettent d'exploiter la chaleur de la Terre. [1]

I.2.2 Gradient géothermique

La température des roches augmente avec la profondeur, c'est ce qu'on appelle le gradient géothermique. Il varie selon les couches traversées. Le gradient géothermique observé dans la croûte continentale varie largement d'un endroit à un autre, bien que la valeur normale soit de l'ordre de $3\text{ °C} / 100\text{ m}$, néanmoins certaines régions enregistrent plus de $100\text{ °C} / 100\text{ m}$ comme c'est le cas à Larderello (Italie), alors que d'autres sites ne dépassent pas $1\text{ °C} / 100\text{ m}$ comme c'est le cas pour Padoue (Italie). [3]

I.2.3 Différents types de gisements géothermiques

Les gisements peuvent être classés selon plusieurs critères : Le contexte géologique, le niveau de température, le mode d'exploitation et le type d'utilisation. Si on considère la classification en fonction de la température, on peut citer :

- **Géothermie haute énergie ($T > 150\text{ °C}$)**

Qui permet la production d'électricité grâce à la vapeur qui jaillit avec assez de pression pour alimenter une turbine.

- **Géothermie moyenne énergie ($90\text{ °C} < T < 150\text{ °C}$)**

Par laquelle la production d'électricité nécessite une technologie utilisant un fluide intermédiaire.

- **Géothermie basse énergie ($30\text{ °C} < T < 90\text{ °C}$)**

Géothermie des nappes profondes (entre quelques centaines et plusieurs milliers de mètres) aux températures situées entre 30 et 100 °C . Principale utilisation : les réseaux de chauffage urbain.

- **Géothermie très basse énergie ($T < 30\text{ °C}$)**

Géothermie des faibles profondeurs aux niveaux de température compris entre 10 et 30 °C . Principales utilisations : le chauffage et la climatisation. [4]

1.2.4 Les applications de l'énergie géothermique

Les ressources géothermiques sont utilisées dans une gamme de températures allant de 15 à plus de 250 °C . Cette variété permet de nombreuses applications, telles que le chauffage

de locaux à basse température jusqu'à la conversion en électricité, en passant par la pisciculture, le chauffage des serres ou encore le séchage de produits industriels.

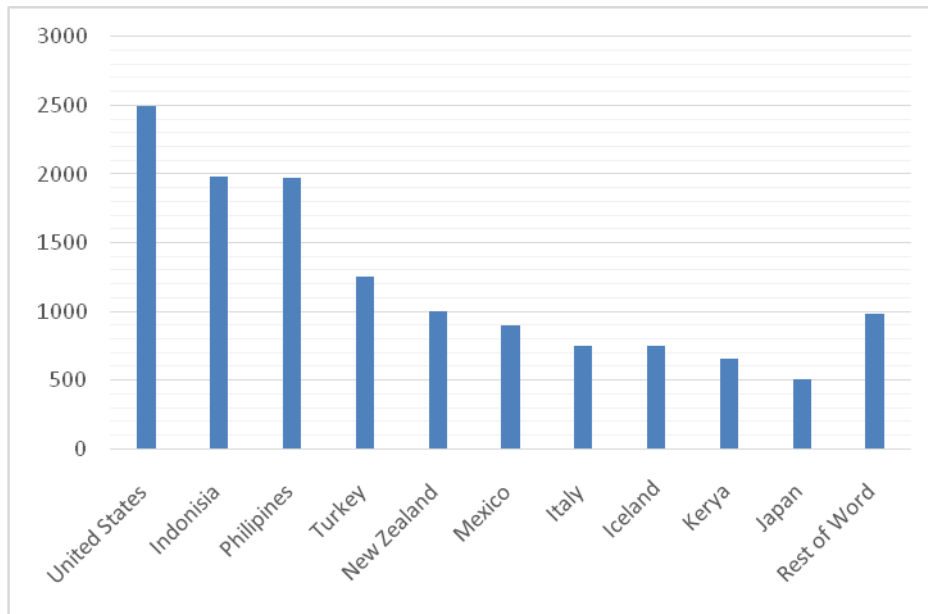


Figure I.2 : Capacité des centrales électriques géothermiques dans le monde en 2018[1]

a. Chauffage des habitats

Le chauffage des habitats est la première application de la géothermie basse énergie, il est utilisé pour une maison individuelle, une maison familiale ou un immeuble où il peut être assuré par une ou plusieurs sondes géothermiques installées dans des forages de 100 à 200 m et couplées à une pompe à chaleur. Le cuivre est la matière essentielle utilisée pour construire les tubes de ce système de chauffage.[5]

b. Agriculture

La pisciculture et les serres agricole sont les deux principales applications de la géothermie dans le domaine de l'agriculture. Pour la première, une augmentation de la température de quelques degrés et surtout son maintien à un niveau constant produit un accroissement du métabolisme chez les poissons et les crustacés. Dans le domaine de la fabrication de produits alimentaires, des températures entre 40° C et 100° C sont utilisées pour déshydrater fruits et légumes. A partir de 60° C, de l'air réchauffé peut servir au séchage de produits agricoles, de poissons et de bois. [5]

c. Industrie

Une ressource géothermique de température modérée peut garantir la mise hors gel de grands bâtiments industriels, cependant la majorité des besoins en eau chaude ou en vapeur de l'industrie se situent entre 100°C et 200°C. Lorsque la température de la ressource géothermique est inférieure à 100°C, elle sera employée pour préchauffer l'eau, puis elle sera relevée au moyen d'une chaudière à gaz ou à fuel. La production de pâte à papier, le lavage de textiles, l'extraction de substances chimiques ou encore l'évaporation de solutions concentrées requièrent une grande quantité d'eau chaude. [5]



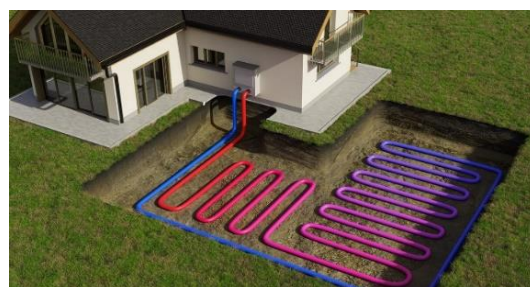
(a)



(b)



(c)



(d)

Figure I.3 : Les applications de l'énergie géothermique : (a) L'agriculture [18], (b) L'industrie [19], (c) La pisciculture [20], (d) Le chauffage des habitats [21]

I.2.5 Ressources géothermiques en Algérie

En Algérie, les études en géothermie ont été menées principalement sur le Nord algérien, Carte géothermique préliminaire du Nord de l'Algérie au 1/100 000 (Kedaid et al., 1988), (Rezig, 1991), (Rezig, 1992). Ces études montrent que le Nord de l'Algérie compte un nombre important de sources thermales. Près de 200 sources ont été inventoriées, elles sont réparties à travers tout le territoire Nord algérien, majoritaires au Nord-Est (**Tableau I.1**). Parmi les plus importantes, nous pouvons citer Hammam Meskoutine (98 °C) à Guelma, Hammam Boutaleb (52 °C) à Sétif et Hammam Bouhanifia (66 °C) à Mascara.

Trois zones à fort gradient géothermique sont mises en évidence, au Nord-Ouest, Nord-Est et au Centre Nord de l'Algérie, plus particulièrement dans les régions de l'Oranie, de la Kabylie et du Constantinois algérien.

Tableau I.1 : Caractéristiques de quelques sources thermales du Nord de l'Algérie [6]

Sources thermales	Région	Faciès chimique	Résidus Secs (mg/l)	Température (°C)	Débit (l/s)
H.Chellala	Guelma	Sulfaté magnésien	1600	98	100
H.BouHadjar	Ain Timouchent	Chloruré sodique	3210	66.5	-
H.Bouhanifia	Mascara	Bicarbonaté sodique	1400	66	-
H.Boutaleb	Setif	Chloruré sodique	3416	52	-
H.Essalihine	Khenchela	Chloruré sodique	2082	70	-
H.Salhine	Skikda	Sulfaté magnésien	2046	55	-
H.Sidi Bou abdellah	Relizane	Chloruré sodique	1194	51	-
H.Delaa	M'sila	Sulfaté sodique	1980	42	-
H.Rabi	Saida	Chloruré sodique	524	47	-
H.Sillal	Bejaia	Chloruré sodique	2221	46	-
H.Ben Haroun	Constantine	Chloruré sodique	3762	42	10

Bien que le potentiel géothermique soit très important dans notre pays, le domaine de l'exploitation reste limité et se restreint principalement à la balnéothérapie et aux utilisations domestiques. En plus des nombreuses sources thermales dans le Nord du pays, il existe dans le Sud algérien et plus exactement dans le Sahara septentrional une importante réserve en eau thermale qui est la nappe du continental intercalaire.

L'exploitation de l'énergie géothermique dans le Sud de l'Algérie peut être facilité considérablement grâce aux nombreux forages pétroliers qui traversent le territoire saharien. [6]

I.3 L'échangeur de chaleur

I.3.1 Définition d'un échangeur thermique

Un échangeur de chaleur est un appareil destiné à assurer un transfert de chaleur entre deux ou plusieurs fluides. Cet appareil réchauffe un fluide de procédé et en refroidit un autre souvent sans changement de phase de l'un et l'autre.

Les échangeurs thermiques permettent des échanges de chaleur entre : deux liquides, deux gaz, ou un gaz et un liquide. En cas de transfert de chaleur accompagné de changement de

phase, les échangeurs thermiques peuvent assurer une fonction d'évaporation ou de condensation.[7]



Figure I.4: Echangeur de chaleur [15]

I.3.2 Utilisations dans l'industrie

Le transfert de chaleur qui peut se produire grâce à l'utilisation d'un échangeur donne lieu à de nombreuses possibilités de traitement des fluides. Il ne s'agit pas uniquement de modifier la température d'un fluide spécifique. Par exemple, grâce à ce processus, il est possible de modifier son état, réalisant des processus tels que l'ébullition et la condensation, entre autres. Pour tout cela, les échangeurs de chaleur sont généralement présents et utilisés par différents secteurs d'activité industrielle tels que l'industrie pharmaceutique et agroalimentaire, où le traitement chimique et la manutention des fluides sanitaires sont essentiels en termes de production.[8]

I.3.3 Classement des échangeurs

- **Suivant la nature du matériau de la paroi d'échange**

On retiendra deux types de paroi :

- Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires ;
- Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc. [9]



(a)



(b)

Figure I.5: Echangeur de chaleur : (a) métallique [17], (b) en verre [16]

- **Suivant la configuration géométrique**

- 1. Echangeurs tubulaires coaxiaux**

Dans cette configuration, l'un des fluides circule dans le tube central tandis que l'autre circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes. On distingue deux types de fonctionnement selon que les 2 fluides circulent dans le même sens ou en sens contraire. Dans le premier cas on parle de configuration en co-courant (parfois appelé à tort en parallèle).

Dans le deuxième cas, on parle de configuration en contre-courant. On trouve assez souvent ce type d'échangeurs dans l'industrie frigorifique en particulier pour les condenseurs à eau ou encore les groupes de production d'eau glacée. [10]

C'est le plus simple échangeur que l'on puisse concevoir, mais il est difficile avec ce type d'échangeur d'obtenir des surfaces d'échange importantes sans aboutir à des appareils très encombrants. Pour cela on a besoin de trouver d'autres géométries d'échanges. [11]

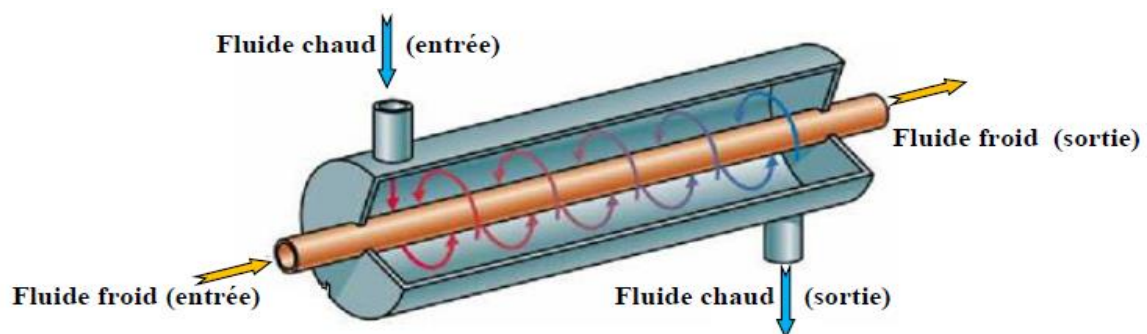


Figure I.6 : Echangeur tubulaire simple [11]

2. Echangeurs à tubes et calandres (à faisceaux complexes)

Dans ce type d'échangeurs, l'un des fluides circule dans la calandre autour de tubes qui le franchissent tandis que l'autre fluide circule à l'intérieur des tubes. Souvent, il est constitué d'un faisceau de tubes traversant un réservoir de manière longitudinale, appelé échangeur multitubulaire. La circulation du fluide à travers les tubes est forcée par l'emplacement des parois, de manière à ce qu'il effectue un ou plusieurs aller-retours.

Le principe est schématisé dans la figure I.7. Ces échangeurs sont constitués soit d'un tube unique (serpentin), soit d'un faisceau de tubes branchés en parallèle enfermés dans une enveloppe appelée calandre.

L'emplacement des chicanes dans la calandre augmente la turbulence et l'efficacité de l'échange. Généralement, le rôle des chicanes peut être résumé en deux points :

1. Augmenter la rigidité du faisceau, pour éviter des phénomènes de vibration,
2. Augmenter la vitesse du fluide.

Le passage du fluide chaud dans les tubes métalliques (acier, cuivre, inox, etc.) minimise les pertes de chaleur. [11]

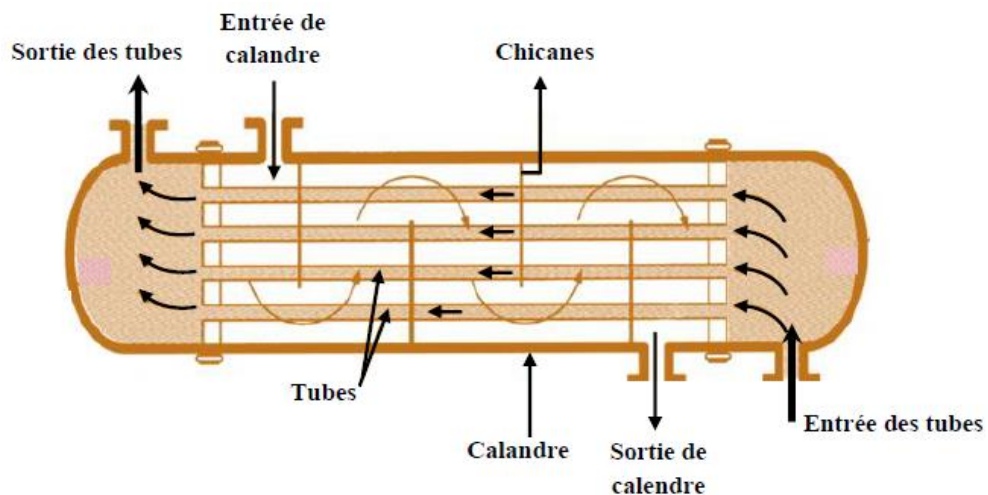


Figure I.7 : Echangeur tubulaire simple [11]

3. Echangeurs à courants croisés

Dans ce type d'échangeurs, l'un des fluides circule dans une série de tubes tandis que l'autre fluide circule perpendiculairement autour des tubes. Dans la plupart des cas, c'est un liquide qui circule dans les tubes tandis que c'est un gaz qui circule autour. Les tubes sont

presque toujours munis d'ailettes qui permettent d'augmenter le flux de chaleur échangée en augmentant la surface d'échange. L'exemple type de ce modèle d'échangeur est le radiateur de refroidissement qu'on trouve à l'avant de la plupart des véhicules à moteur [10]

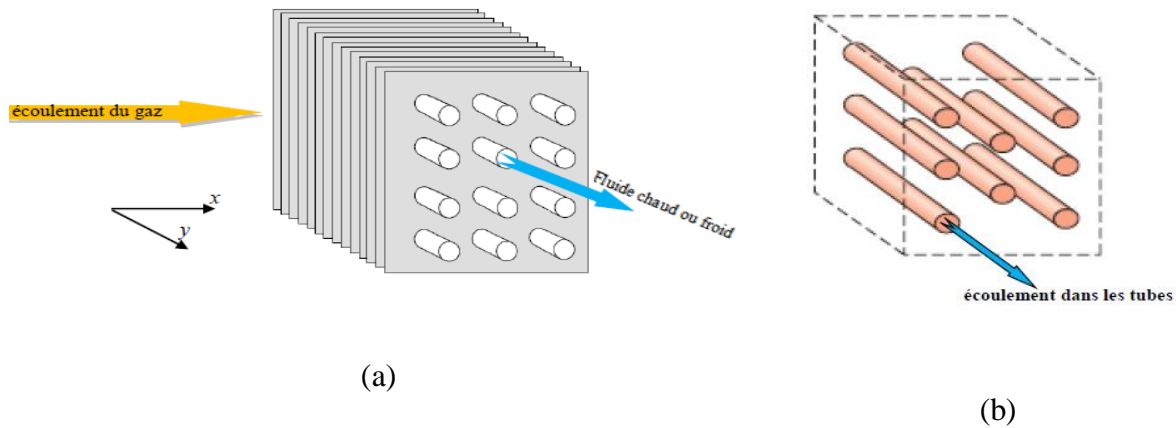


Figure I.8: Echangeur à courants croisés : (a) fluides non mélangés, (b) un seul fluide mélangé [11]

4. Echangeurs à plaques

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques formées dont les alvéoles constituent les chemins empruntés par les fluides. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces inter-plaques successifs. Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques. La figure 4 illustre le fonctionnement d'un tel échangeur. L'avantage principal de ce type d'échangeur est la compacité. En effet, on voit bien que ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité, ce qui est particulièrement utile lorsque des puissances importantes doivent être échangées. Les échangeurs à plaques sont très utilisés dans l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) ou l'industrie nucléaire. Les plaques sont généralement en acier inoxydable en particulier dans l'agroalimentaire pour des raisons évidentes d'hygiène et de santé publique. A noter que l'utilisation de joints en matières organiques réduit la gamme de températures de fonctionnement. [10]

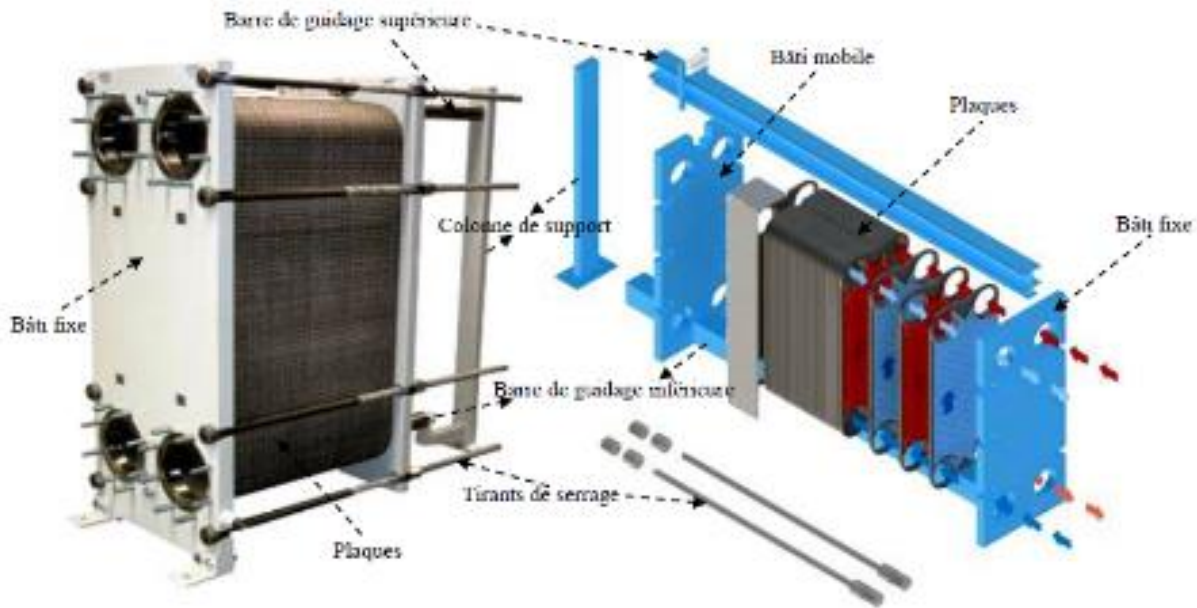


Figure I.9 : principe et constituant d'un échangeur de chaleur à plaque à joint [11]

- **Suivant le mode de transfert de chaleur**

Au sein d'un échangeur de chaleur on peut trouver les modes d'échange suivants :

- **Conduction** : c'est la propagation de la chaleur dans la matière, sans transfert de masse. À travers les solides, la conduction assure un bon transfert de chaleur.
- **Convection** : ce mode de transfert de chaleur apparaît entre deux phases dont l'une au moins est mobile, en présence d'une différence de température. Le mouvement des phases peut être provoqué par des différences de densité dans le fluide, le transfert de chaleur est dit de convection naturelle ou libre. Le mouvement peut être provoqué par une dégradation d'énergie mécanique, le transfert de chaleur est dit de convection forcée. Cette dernière est essentielle pour ces appareils (échangeurs).
- **Rayonnement** : c'est l'émission d'énergie par les surfaces des corps sous forme de radiation. Elle correspond à un échange de chaleur par l'intermédiaires d'une onde de nature électromagnétique et qui ne nécessite aucun support matériel (cas du vide, certains gaz plus ou moins transparent et de certains solide). [11]

- **Suivant le procédé de transfert de chaleur**

Suivant qu'il y a ou non stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- Transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu ;
- Transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique. [9]

- **Classement fonctionnel**

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase ; suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs ;

Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapocondenseurs. [9]

- **Suivant la nature des fluides**

La nature des fluides chauffant et chauffé ou, respectivement "primaire" et "secondaire" est en soi un critère de classification des échangeurs. On parle par exemple d'échangeurs gaz/gaz, liquide/gaz ou liquide/liquide. Plus spécifiquement on aura des échangeurs air/air, eau/air, eau/eau, etc.

Par exemple, une "batterie de chauffe" ou "aérotherme" qui sert à chauffer l'air ambiant dans un hall de stockage est un échangeur eau/air.

Lorsque l'un des fluides est évaporé ou condensé dans l'échangeur, on parle "d'évaporateurs" ou de "condenseurs". [12]

I.3.4 Principe de fonctionnement

Le fonctionnement d'un échangeur de chaleur dépend du type d'échangeur. Cependant, le principe de fonctionnement est le même. L'échangeur thermique comporte deux entrées et deux sorties par lesquelles entrent et sortent deux fluides à des températures différentes. Les deux fluides entrent en contact avec une surface à fort transfert de chaleur, chacun d'une part, sans se mélanger. Le fluide plus chaud cède de la chaleur à la surface, augmentant la température et son énergie interne. En même temps, la surface cède cette énergie thermique au fluide froid sous forme de chaleur.

Les échangeurs de chaleur écoénergétiques sont conçus pour réduire les pertes de charges pendant les transferts thermiques, en se concentrant principalement sur les points suivants :

- Réduction de la surface d'échange pour réduire le contact avec le flux d'air.
- Envelopper avec des matériaux isolants pour réduire le gaspillage de chaleur.
- La capacité calorifique des fluides. [13]

I.3.5 Critères de sélection basés sur les paramètres de fonctionnement

- **Pressions et Températures de fonctionnement**

Les échangeurs de chaleur en fonctionnement doivent résister aux contraintes de pression et de température.

Les échangeurs à calandre et à tubes adaptés aux charges thermiques moyennes à élevées offrant une polyvalence pour une large gamme de pressions de fluide, tandis que les échangeurs à double tube conviennent aux charges thermiques plus faibles.

- **Le coût**

Le coût total des échangeurs de chaleur est influencé par le type de construction ; bien que les échangeurs à plaques à joints coûtent plus cher par unité de surface que les échangeurs à calandre, ils peuvent être moins coûteux sur le long terme avec des matériaux de meilleure qualité. Les échangeurs à calandre sont généralement plus coûteux par unité de surface en raison du prix élevé des tubes par rapport aux surfaces étendues ou aux matrices de régénérateurs.

- **L'encrassement et la nettoyabilité**

L'encrassement et la facilité de nettoyage sont des considérations cruciales dans la conception des échangeurs de chaleur liquide-liquide ou à changement de phase, ainsi que pour certains échangeurs gaz-fluide. L'évaluation de l'encrassement doit être effectuée à la fois pendant et après la conception. Le nettoyage ou le remplacement périodique des composants dépend de la propension des fluides à s'encrasser.

- **Fuite de fluide et contamination**

Certains systèmes acceptent les fuites de fluide dans des limites spécifiques, tandis que d'autres les interdisent. Les régénérateurs peuvent présenter des fuites entre fluides chauds et froids, ce qui les rend inappropriés pour certaines applications. Les choix alternatifs incluent les échangeurs de chaleur à plaques, mais ces derniers ont tendance à avoir plus de risques de fuites que les échangeurs à tubes et calandre, notamment au niveau des joints.

- **Compatibilité fluide et matériaux**

Le choix des matériaux dans les échangeurs de chaleur est crucial pour éviter la corrosion, avec une préférence pour les métaux ou les céramiques dans les échangeurs compacts. Par exemple, l'aluminium est souvent privilégié pour sa légèreté et sa conductivité, tandis que les échangeurs à plaques nécessitent des matériaux résistants à la corrosion ou adaptés aux fluides alimentaires.

- **Type de fluide**

Dans les échangeurs gaz-gaz, une surface plus grande est nécessaire pour un transfert de chaleur efficace par rapport aux échangeurs liquide-liquide, en raison des coefficients de transfert thermique plus élevés des gaz. Cette augmentation de surface est obtenue en utilisant des configurations telles que des ailettes, des tubes de petit diamètre ou des surfaces de petit diamètre hydraulique. Les échangeurs à plaques sont généralement évités dans les applications gaz-gaz en raison de leurs pertes de charge élevées, tandis que les échangeurs à plaques lisses sont utilisés dans certaines applications de récupération de chaleur perdue. [14]

1.3.6 Méthodes de calcul des échangeurs de Chaleur

Dans l'étude d'un échangeur on cherche à obtenir une puissance d'échange donnée, avec la plus faible surface d'échange et le moins des pertes de charge possible.

1.3.6.1 Expression du flux de chaleur échangé

Le flux (la puissance) de l'échangeur de chaleur est le flux de chaleur perdu par le fluide chaud lors de son passage dans l'échangeur de chaleur, ou le flux de chaleur absorbé par le fluide froid. Le flux échangé peut s'exprimer avec différentes relations :

$$\Phi = \dot{m}_c \times C_{pc} \times (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f \times C_{pf} \times (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{I.1})$$

Avec

Φ : Flux de chaleur en (W).

\dot{m} : Débit massique en (Kg/s).

C_p : Chaleur massique à pression constante en (J/kg.K).

1.3.6.2 Grandeurs thermiques

Un certain nombre de grandeurs physiques doivent être définies. Pour bien expliquer le phénomène de transfert de chaleur d'un milieu à un autre. Pour une quantité de matière donnée, l'apport de la quantité de chaleur modifie sa température ou modifie l'état de sa matière. La température est une grandeur physique qui caractérise le niveau d'énergie de la matière.

a. La chaleur

La chaleur est une forme d'énergie (énergie du mouvement des molécules) qui va d'un point chaud (température plus élevée) vers un point froid (température moins élevée).

b. La température

La température caractérise le niveau auquel la chaleur se trouve dans un corps permettant ainsi de dire qu'un corps est plus ou moins chaud qu'un autre.

c. Champ de température

L'ensemble des valeurs instantanées de la température dans tout l'espace est appelé « champ de température ».

d. La chaleur spécifique

Par définition, la chaleur spécifique correspond à la quantité d'énergie qu'il faut fournir à un kilogramme du corps considéré pour élever sa température d'un degré K (ou °C), tout en maintenant sa pression constante.

$$C_p = \frac{1}{\dot{m}} \left(\frac{\partial H}{\partial T} \right)_p \quad (\text{I.2})$$

e. Conductivité thermique

La conductivité thermique est une grandeur physique qui caractérise le comportement d'un matériau lors du transfert de chaleur par conduction. Cette constante apparaît dans la loi de Fourier. Il représente la quantité de chaleur transférée par unité de surface et unité de temps sous un gradient de température. La conductivité en dépend principalement de :

- La nature du matériau.
- La température.

- D'autres paramètres comme l'humidité et la pression.

Donc la conductivité thermique λ caractérise l'aptitude du matériau à transmettre la chaleur

f. Résistance de contact

Le contact entre deux solides n'est uniforme qu'à l'échelle macroscopique. A des niveaux plus localisés comme les échelles de rugosité, le contact est discontinu. Cette discontinuité de la conductivité thermique au niveau de la section crée une discontinuité dans le profil de température.

Ce phénomène peut être modélisé en introduisant une résistance de contact R_C définie par la relation :

$$R_c = \frac{1}{h_c} \quad (\text{I.3})$$

Où h_c est le coefficient d'échange thermique.

1.3.6.3 Grandeurs physiques

a. La densité (ρ)

C'est le rapport de la masse d'un matériau par unité de volume. Appelée aussi masse volumique.

b. La viscosité (μ)

C'est la propriété d'un fluide qui tend à empêcher son écoulement lorsqu'il est soumis à l'application d'une force. Plus le fluide est visqueux (viscosité grande) plus son mouvement est difficile.

c. Le débit

C'est la quantité de fluide qui s'écoule ou qui est fournie par unité de temps. Il existe deux types de débits, le débit massique Q_m [kg/s] et le débit volumique Q_v [m³/s].

d. Le nombre de Reynolds

En mécanique des fluides le nombre de Reynolds est indispensable pour la distinction du régime d'écoulement qu'il soit laminaire ou turbulent.

$Re < 1500$ Régime laminaire (Les filets fluides sont parallèles ; les échanges s'effectuent entre les couches qui sont d'origine moléculaire (conduction)).

$Re > 1500$ Régime turbulent (L'écoulement est perturbé, le mouvement des particules fluides est aléatoire et tridimensionnel).

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot L_c}{\mu} \quad (\text{I.4})$$

Avec :

V : vitesse caractéristique du fluide [m/s].

L_c : dimension caractéristique de l'écoulement (m).

μ : viscosité dynamique du fluide [Pa. S] d'où la formulation classique.

ρ : masse volumique du fluide [kg/m^3]

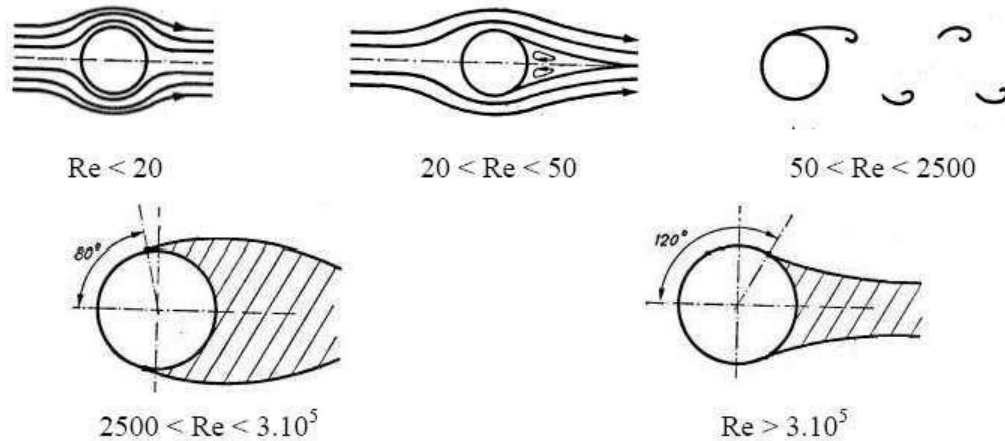


Figure I.10 : régimes d'écoulement.

e. Nombre de Nusselt

C'est le rapport du gradient de température dans le fluide en contact immédiat avec la surface au gradient de température de référence. Il caractérise l'intensité de l'échange de chaleur sur la limite fluide, autrement dit nombre adimensionnel utilisé pour caractériser les transferts thermiques entre un fluide et une paroi, appelé transfert convectif :

$$N_u = \frac{h.L_c}{\lambda} \tag{I.5}$$

Avec :

L_c : Longueur caractéristique.

h : Coefficient de transfert thermique.

λ : Conductivité thermique du fluide.

La longueur dépend de la géométrie en présence, dans le cas d'une conduite on prendra le diamètre hydraulique, dans le cas d'une plaque plane, on prendra la longueur de la plaque, ou l'abscisse à compter du bord d'attaque de la plaque.

• Corrélations de Nusselt

La connaissance des nombres de Prandtl et de Reynolds nous permet de calculer le nombre de Nusselt. Ayant comme configuration un faisceau de tubes à pas carré, les corrélations permettant de calculer le nombre de Nusselt en fonction du régime d'écoulement s'écrivent d'une manière suivante (GRETH) :

▪ Par régime :

Pour : $1 < Re < 10^2$	—————→	$NU = 0.9 Re^{0.4} Pr^{0.36}$
Pour : $10^2 < Re < 10^3$	—————→	$NU = 0.52 Re^{0.5} Pr^{0.36}$
Pour : $10^3 < Re < 10^5$	—————→	$NU = 0.27 Re^{0.63} Pr^{0.36}$
Pour : $Re > 2 \cdot 10^5$	—————→	$NU = 0.33 Re^{0.8} Pr^{0.4}$

1.3.6.4 Étude d'un échangeur :

Dans l'étude d'un échangeur, on cherche toujours à obtenir une puissance d'échange, avec la plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charge possible, autrement dit meilleur coût d'investissement et d'exploitation. Des contraintes d'encombrement, de poids, de corrosion, de normalisation, interviennent, ce qui fait que les paramètres dont on dispose sont généralement bien plus nombreux que les équations, certains impératifs étant de nature essentiellement technologique ou économique. L'étude complète d'un échangeur fait donc appel à différentes disciplines (thermique, mécanique des fluides, technologie, etc....).

Dans notre cas, nous n'avons abordé que l'aspect thermique, autrement dit l'évaluation des performances thermiques des échangeurs de chaleur.

Que ce soit, un échangeur à tubes coaxiaux ou à plaques, et quelques soit la circulation de l'un des 2 fluides par rapport à l'autre, les équations qui seront mises en jeu sont similaires, seules les résistances thermiques changent.

Hypothèses : Dans les calculs qui suivent, nous retenons les hypothèses suivantes :

- Pas de pertes thermiques : la surface de séparation est la seule surface d'échange. Le flux est intégralement transmis entre les deux fluides.

- Pas de changement de phase au cours du transfert.

❖ **Utilisation de la Méthode de la différence de température logarithmique moyenne DTLM**

Cas des échangeurs tubulaire à co-courant

Les températures T_c et T_f sont les températures respectives des deux fluides chaud et froid sur l'élément de surface d'échange dS . L'expression du flux thermique élémentaire $d\Phi$ échangé entre les deux fluides à travers cet élément dS s'écrit:

$$d\phi = U (T_c - T_f) . dS \tag{I.6}$$

Avec :

U (W/ (m². °C)) : Coefficient d'échange global.

- La distribution de la température des deux fluides est représentée sur la figure (I.8)

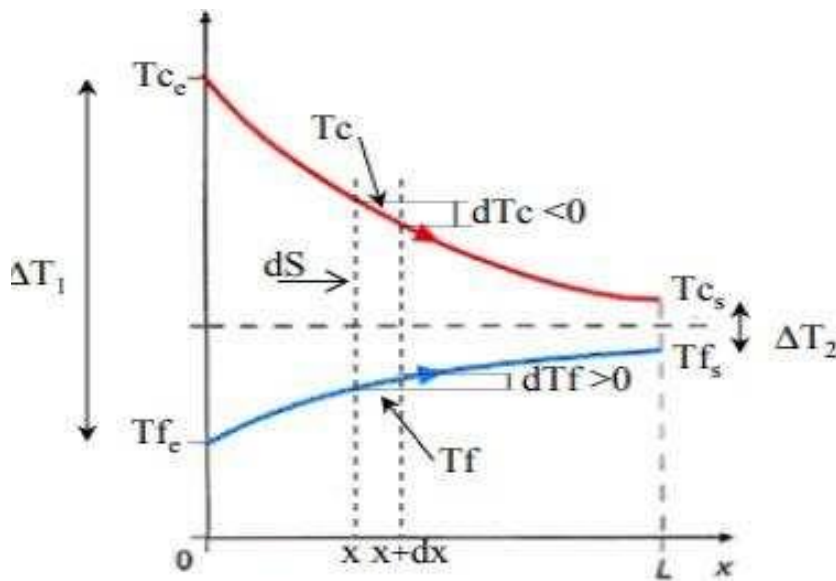


Figure I.11 : Evolution des températures le long de l'échangeur

➤ **Détermination du flux thermique échangé**

En partant de l'expression de flux élémentaire $d\Phi$ échangé entre les deux fluides à travers l'élément dS et qui s'écrit :

$$d\phi = -\dot{m}_c C_{pc} dT_c = \dot{m}_f C_{pf} dT_f \tag{I.7}$$

↙
↘

Flux perdu par le fluide chaud
Flux gagné par le fluide froid

- \dot{m}_c et \dot{m}_f : Débits massiques respectifs des fluides chauds et froids, en kg/s.
- C_{pc} et C_{pf} sont les chaleurs massiques à pression constante, en J/(kg.°C).

L'objectif est d'exprimer le flux total échangé entre les deux fluides en fonction du coefficient d'échange global et des températures d'entrée et de sortie de chaque fluide. On commence par exprimer dT_c et dT_f en fonction de $d\Phi$, le calcul est le suivant :

$$dT_c = -\frac{d\phi}{\dot{m}_c C_{pc}} \text{ et } dT_f = \frac{d\phi}{\dot{m}_f C_{pf}} \quad (\text{I.8})$$

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) d\phi \quad (\text{I.9})$$

$$d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) U (T_c - T_f) dS \quad (\text{I.10})$$

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) U dS \quad (\text{I.11})$$

A cette étape, l'intégration de l'équation précédente en supposant que le coefficient d'échange U est constant le long de l'échangeur, et avec les conditions aux limites ci-dessous :

- ($x=0$), entrée de l'échangeur: $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$
- ($x=L$), sortie de l'échangeur $T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$

$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) US \quad (\text{I.12})$$

Or, le flux total échangé est exprimé aussi en fonction des températures d'entrée et de sortie des fluides:

$$\phi = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{I.13})$$

En remplaçant dans l'équation (I.12), et en fonction de Φ , et de la différence de la température selon l'équation (I.13). On obtient l'expression de flux (la puissance thermique totale) :

$$\phi = U \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} S \tag{I.13}$$

Cas des échangeurs tubulaire à contre-courant

La distribution de la température est représentée sur la figure (I.9)

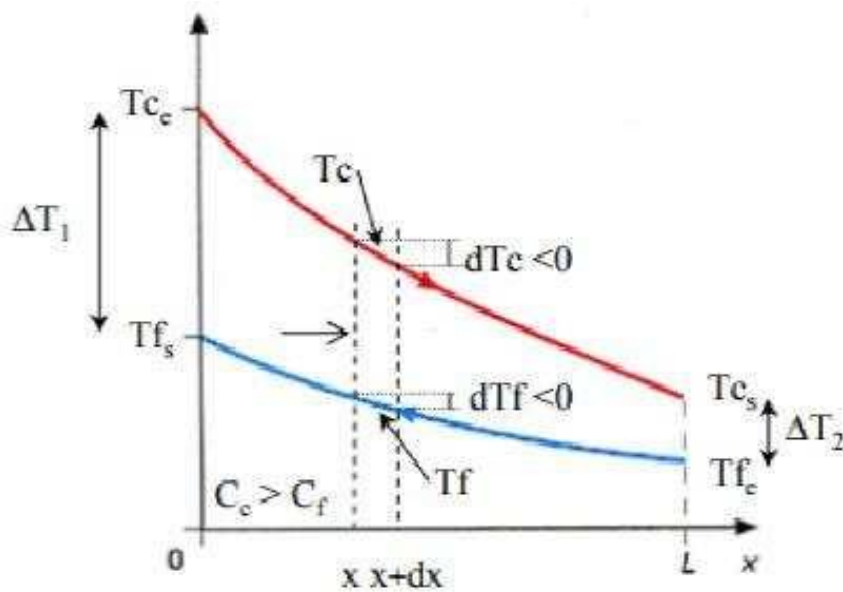


Figure I.12 : Distribution de température (échangeur contre-courant)

L'expression du flux élémentaire est :

$$d\phi = -\dot{m}_c C_{pc} dT_c = \dot{m}_f C_{pf} dT_f \tag{I.14}$$

Flux perdu par le fluide chaud

Flux gagné par le fluide froid

Du fait que $dT_f < 0$. Quand $D_s \nearrow$

Même démarche de calcul, la puissance thermique totale échangée :

$$\phi = U \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}}} S \tag{I.15}$$

Dans ce qui suit, on va utiliser **la méthode (DTLM)** qui consiste à exprimer le flux total échangé en fonction de coefficient d'échange global et de la surface d'échange et les températures en introduisant une nouvelle grandeur ΔT qui est définie par :

$$\Delta T = T_c - T_f \tag{I.16}$$

ΔT : La différence entre le fluide chaud et le fluide froid dans une section donnée.

En choisissant les conditions aux limites suivantes :

- (x=0) entrée de l'échangeur : $\Delta T_1 = T_{c0} - T_{f0} = T_{ce} - T_{fs}$
- (x=L) sortie de l'échangeur : $\Delta T_2 = T_{cL} - T_{fL} = T_{cs} - T_{fe}$

$$\phi = U \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} S = U \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} S \tag{I.17}$$

L'expression de flux :

$$\phi = US \Delta T_{LM} \text{ avec } \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

(I.18)

Ou,

ΔT_{LM} : La différence de température logarithmique moyenne

I.4 Conclusion du chapitre I

Ce premier chapitre a fourni une base solide sur les principes fondamentaux de l'énergie géothermique et le rôle des échangeurs de chaleur dans l'exploitation de cette ressource. L'importance de l'énergie géothermique est montrée comme alternative durable aux combustibles fossiles, mettant en avant sa capacité à fournir une source d'énergie constante et fiable tout en réduisant les émissions de gaz à effet de serre.

Dans le prochain chapitre, on se penchera plus spécifiquement sur l'application de l'énergie géothermique dans le domaine des serres agricoles. On verra comment les serres géothermiques peuvent tirer profit de cette source d'énergie pour améliorer la productivité agricole tout en réduisant l'empreinte carbone. Ce focus permettra d'illustrer concrètement les bénéfices de la géothermie dans un secteur clé de l'économie nationale et de la sécurité alimentaire.

Chapitre II

Généralités Sur Les Serres Agricoles

II.1 Introduction

L'agriculture est une ressource essentielle pour répondre aux besoins alimentaires croissants de notre population. Cependant, l'agriculture traditionnelle ne parvient plus à satisfaire les demandes quantitatives et qualitatives actuelles. C'est pourquoi de nouvelles approches agricoles sont nécessaires pour relever ces défis. L'une de ces approches prometteuses est l'utilisation de serres agricoles intelligentes.

La température et l'humidité sont des facteurs très importants pour une croissance végétale optimale. Pour maintenir la température de la serre constante pendant les changements des conditions extérieures, le chauffage et souvent le refroidissement sont nécessaires.

II.2 Les serres agricoles

II.2.1 Définition de la serre

La serre vient du verbe « serrer », on peut donc en déduire, logiquement, qu'il s'agit d'un espace réduit, où on essaiera de faire tenir le plus grand nombre de plantes possibles. Ce n'est sans doute là qu'un aspect très partiel du rôle de la serre moderne. La serre est conçue à l'origine comme un simple abri, ou une enceinte destinée à la culture ou à la protection des plantes en exploitant le rayonnement solaire, elle est devenue un local industriel de production de la matière végétale ou l'on tente d'adapter l'environnement immédiat de la plante, de façon à améliorer sa productivité et sa qualité, en l'affranchissant du climat extérieur, du sol local et même des saisons. [19]

II.2.2 Avantages de la production sous serre

La production sous serre permet de palier les problèmes rencontrés lors d'une culture en plein air :

- Les besoins des cultures sont limités dans le climat local.
- Les conditions climatiques externes entravent la production sous serre.

La serre permet de gérer aisément les facteurs climatiques ce qui n'est pas le cas pour une culture en plein air. Parmi les avantages majeurs d'une production sous serre, nous citons :

- Production plus élevée grâce à la possibilité de contrôler les conditions climatiques de la culture et de favoriser la production à toutes les saisons.
- Augmentation du rendement et de la qualité de la récolte.
- Précocité de la production.
- Réduction de la consommation de fongicides et insecticides.

La serre agricole contribue largement à la modernisation du secteur agricole par l'implémentation de nouvelles technologies. [20]

II.2.3 Principaux paramètres climatiques

La température, l'humidité, la teneur en CO₂ et la lumière restent jusqu'à maintenant parmi les paramètres les plus influents dans la production des plantes. Pour améliorer leurs rentabilités, il est indispensable de faire d'optimiser le climat environnant aux cultures. Il est donc important de contrôler les paramètres climatiques cités ci-dessus. Dans ce cadre, il est

nécessaire d'équiper la serre par un ensemble de capteurs climatiques et d'actionneurs afin d'agir sur les paramètres climatiques.

a. Température

La température sous serre est le paramètre le plus important pour la production des cultures sous serre.

Elle a une grande influence sur la croissance végétative. En effet, elle intervient dans beaucoup de phénomènes biologiques tels que la photosynthèse et la respiration. La vitesse de réaction augmente facilement avec la température ambiante. Citons par exemple la photosynthèse qui se multiplie presque en deux lorsque la température augmente de 10°C.[20]

b. Humidité

L'hygrométrie souhaitée par un agriculteur se situe entre 40% et 60%. Quand l'humidité est en dessous de 40% la plante transpire plus. Ce n'est pas destructif pour la plante, mais cela vide les réserves d'eau un peu rapidement. En outre, quand l'air est trop humide, la plante est exposée aux attaques de champignons, moisissures, ralentissement de la transpiration freinant la croissance de la culture. Trop d'humidité est souvent due au mauvais système d'extraction ou à l'absence de bonne ventilation au sein de la serre.[20]

• Humidité absolue

C'est le rapport de la masse de vapeur d'eau, notée $M_{v \text{ eau}}$ au volume V_{total} occupé par l'air humide considéré dans les conditions de pression et de température données:

$$H = \frac{M_{v \text{ eau}}}{V_{\text{total}}} \quad (\text{II.1})$$

• Humidité relative de l'air

L'humidité relative de l'air est une grandeur physique qui est très intéressante car elle a une influence considérable et directe sur les processus physico-chimiques et biologiques. L'acquisition et le contrôle de l'humidité relative est évidemment nécessaire pour la production favorable sous serre. Elle est définie comme étant le rapport de pression partielle de vapeur d'eau P_v , à la pression de vapeur saturante P_s , à une température donnée :

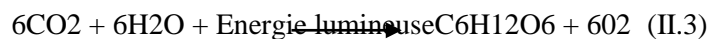
$$H_R = \frac{P_v}{P_s(T)} \times 100 \quad (\text{II.2})$$

c. Éclairage

La lumière joue un grand rôle dans la croissance de la plante car elle intervient dans beaucoup de phénomènes physiologiques et conditionne surtout la photosynthèse. En effet, l'énergie lumineuse fixe dans la plante le gaz carbonique et l'eau de l'air pour produire le sucre et l'amidon. Par conséquent, la croissance et le niveau de production des plantes dépendent fortement de la quantité du soleil que la culture reçoit tout au long de sa croissance. Toutefois, on peut prolonger ou raccourcir l'éclairage en utilisant respectivement les lumières artificielles ou les stores. Ceux-ci permettront aux cultures de passer au stage de développement désiré [20]

d. Teneur en CO₂

Le CO₂ est essentiel aux plantes vertes pour la photosynthèse. Une grande quantité de ce type chimique se trouve dans l'atmosphère. Il se fixe dans les feuilles par les stomates et les cellules chlorophylliennes après dissociation. Les stomates des plantes cultivées sous serre, sont indispensables à différentes concentrations de CO₂. La photosynthèse représente l'inversion de la combustion du glucose. Cette réaction est endothermique et nécessite de l'énergie lumineuse.



La photosynthèse est très importante pour la production végétative. Remarquons dans l'équation précédente que le dioxyde de Carbone est obtenu à partir de l'air puis converti à l'aide de l'eau et de l'énergie lumineuse en glucose et en oxygène.[20]

II.2.4 Composants essentiels de gestion des paramètres climatiques sous serre

II.2.4.1 Détecteurs des paramètres climatiques sous serre

L'acquisition de données dans une serre exige l'implémentation des capteurs météorologiques. Il s'agit des composants électroniques qui transforment des grandeurs physiques en grandeurs électriques. Ils sont branchés en amont de la chaîne d'acquisition.

a. Capteur de température

Divers capteurs, tels que les semi-conducteurs, sont utilisés pour mesurer la température sous serre, où la précision est cruciale pour l'efficacité énergétique. Les semi-

conducteurs facilitent la création de thermomètres électroniques économiques avec une large plage de mesure et une bonne précision.[20]



Figure II.1 :Capteur de température [22]

b. Capteur d'humidité

Les hygromètres à variation d'impédance mesurent l'humidité en fonction des changements dans la teneur en eau d'un élément sensible en équilibre avec l'air ambiant. Deux types principaux existent :

- Les hygromètres résistifs utilisent des substances hygroscopiques pour créer une résistance. Ils ont une plage de mesure de 5% à 95% d'humidité, avec une précision d'environ 5% et un temps de réponse d'environ 10 secondes
- Les hygromètres capacitifs utilisent des variations de capacité dans un condensateur il nécessitent un diélectrique mince pour obtenir une capacité élevée.[20]



Figure II.2 :Capteur d'humidité[22]

II.2.4.2 Équipements de régulation

Les serristes ajustent les paramètres climatiques sous serre pour répondre aux besoins des cultures, en utilisant chauffage, ventilation, brumisation et ouvrants. La température est cruciale et est contrôlée par divers systèmes.

a. Chauffage

Le chauffage en serre est essentiel pour ajuster la chaleur aux besoins des cultures et pour contrôler l'humidité. Il agit sur la température et l'hygrométrie de l'air, favorisant la déshumidification avec une hausse de température. Deux types de chauffage sont courants :

- Par air chaud : généré par un appareil autonome ou un aérotherme,
- Par eau chaude : circulant dans des tubes métalliques.

Ces systèmes peuvent être combinés pour répondre aux besoins spécifiques des cultures. Le choix du chauffage dépend de la structure de la serre, des températures requises par les cultures et de la saison de production. Cependant, le chauffage en serre représente une importante consommation énergétique.[20]

b. Ventilation

Un ventilateur permet de renouveler l'air et d'apporter le CO₂ nécessaire à la photosynthèse. Le mouvement horizontal de l'air offre plusieurs avantages, il réduit les gradients de la température et enlève l'humidité dans la serre, ce qui favorise une grande homogénéité du climat sous serre.

- La ventilation naturelle : utilise des aérateurs faîtières et latéraux pour assurer la circulation d'air dans les serres, avec des ouvertures contrôlées en fonction de la température et d'autres paramètres. Elle est efficace si les aérateurs sont de taille adéquate et s'ouvrent automatiquement ou manuellement. La ventilation mécanique peut être nécessaire en l'absence d'aérateurs suffisants pour assurer une ventilation adéquate.
- La ventilation forcée permet d'atteindre des débits élevés d'air dans les grandes serres ou celles où la ventilation naturelle est insuffisante, favorisant ainsi la circulation homogène de l'air, la stimulation de l'assimilation du CO₂ et la prévention de la condensation. Elle nécessite une conception précise des prises d'air et des ventilateurs pour garantir une circulation uniforme, notamment en été où l'ouverture des prises d'air doit être automatiquement ajustée pour minimiser la turbulence. [20]

c. Humidification

Pour augmenter l'humidité dans une serre, plusieurs méthodes sont utilisées.

Le brumisateur : diffuse de fines particules d'eau sans laisser de gouttelettes sur les plantes pour éviter les maladies fongiques.

Les écrans de refroidissement : font passer l'eau à travers eux pour humidifier et refroidir l'air.
L'arrosage des allées : est une méthode ponctuelle et peu coûteuse pour augmenter l'humidité.
La ventilation : la réduction de la ventilation naturelle peut également contribuer à accroître l'humidité en permettant une augmentation de la vapeur d'eau provenant de la transpiration des plantes. Ces méthodes sont souvent combinées pour obtenir les meilleurs résultats.[20]

d. Déshumidification

La déshumidification traditionnelle combine l'aération et le chauffage, mais elle entraîne une perte d'énergie importante. La ventilation et le chauffage sont les méthodes les plus couramment utilisées, mais elles sont limitées par les conditions climatiques et peuvent stresser les plantes. La condensation sur les parois de la serre est également une méthode efficace, surtout dans les serres à double polyéthylène, bien qu'il soit recommandé d'utiliser un plastique anti-goutte. En hiver, le refroidissement des parois en verre peut limiter l'efficacité de la condensation.[20]

II.2.5 Les différents types de serre

Différents types et formes de serres agricoles (canaris Venlo, tunnels, jambes droites) sont conçus sous différentes conditions climatiques dans le monde (aride, semi-aride, tropical, tempéré, subhumide) pour accueillir différents types de cultures (plantes) et variétés)) et répondre aux besoins des producteurs (faibles coûts de production, minimiser les intrants).

Il en existe deux types principaux, appartenant à deux Grande famille de serres : serres d'église et serres tunnel. Faisons de notre mieux Les plus remarquables reposent aussi sur la forme de la toiture : chapelle à pans plats et Piliers, églises asymétriques, églises sans piliers Chapelle verticale à piliers inclinés... etc.

II.2.5.1 Les serres tunnels

Ce type de serre se compose d'une série d'éléments juxtaposés Chacun se compose d'un cadre en tube d'acier et d'une partie assemblée par boulons. Le film plastique est fixé par divers systèmes de pinces, et les pinces calent le film dans Contour ou entre deux poteaux de toute la serre. La serre tunnel classique, Il est rond, mais il existe aussi des modèles à pieds droites



(a)



(b)

Figure II.3 : (a) Serre tunnel [26], (b) Serre tunnel à pied

II.2.5.2 Les serres d'horticultures (La chapelle) :

La chapelle est une unité de construction d'une serre composée de deux murs Côtésverticaux (ou légèrement inclinés) et toits à deux versants, Généralement symétrique, la caractéristique de l'église est sa largeur. Quand deux L'église continue n'est pas séparée par le mur vertical intérieur, nous disons Conservatoire multi-chapelle ou double chapelle. La ferme est l'élément structurel Le principal porteur de l'église se répète régulièrement. Longueur entre La ferme est une caractéristique du type de serre. Le module est une surface Caractéristiques de la serre obtenues en réalisant le produit de la largeur Une petite église qui ferme la longueur de l'entrée ; le pignon est un mur vertical Former les deux extrémités de la chapelle ; La colonne vertébrale est constituée de Le sommet de l'église ; le porche est une structure porteuse formée sur L'ancienne serre au pied de la ferme et la poutre reliant le haut Pied droit, de moins en moins de serre porche ; pied droit Les parois latérales verticales de la chapelle ; Retrouvez ces différents éléments dans le volume.

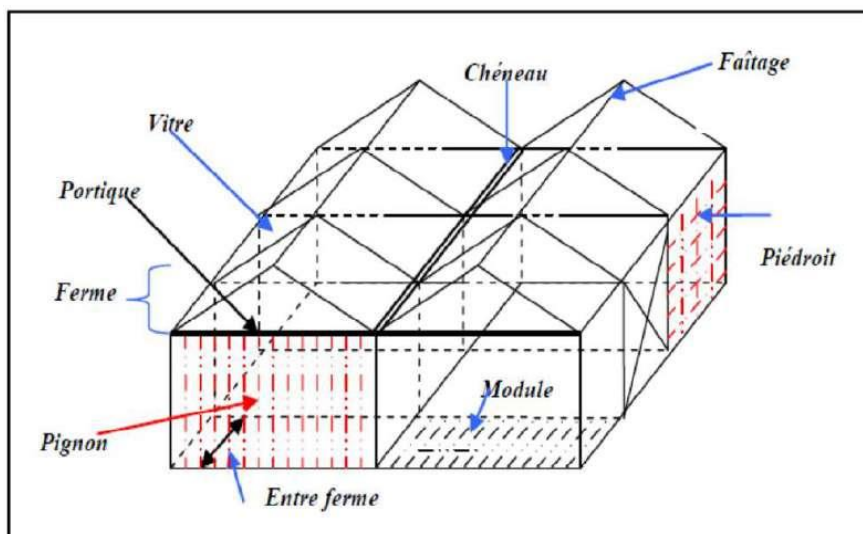


Figure II.4 : Structure d'une Serre d'horticulture constituée de deux chapelles.

II.2.6 Structures utilisées pour la fabrication des serres :

II.2.5.1 Cadre de la serre :

L'ossature de la serre (poteaux, poutres, arceaux, cerceaux, chéneaux, etc.) peut être réalisée à partir de divers matériaux, utilisés seuls ou en combinaison. L'utilisation et les caractéristiques des différents matériaux sont reprises ci-dessous.

Tableau II. 1 : Utilisation et caractéristiques de divers matériaux.

	Acier	Aluminium	Bois	PVC
Application	Grandes serres	Petites à grandes serres	Peu d'entretien	Mini et petites serres
Poids	Elevé	Moyen	Moyen	Faible
Résistance mécanique aux charges	Elevée	Elevée	Moyenne	Faible
Durée de vie	Importante si entretenu ou si pièces galvanisées à chaud	Importante	Relativement importante si entretenu et si isolé du sol. Privilégier les essences de pin sylvestre et sapin douglas	Peu élevée
Entretien	Peintures antirouille ou riche en Zinc	Peu d'entretien	Peintures bois extérieur	Peu d'entretien



(a)



(b)



(c)



(d)

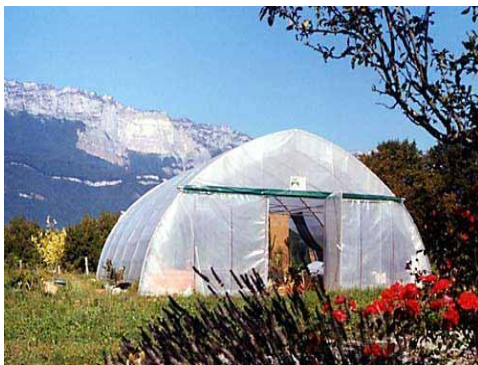
Figure II.5: Types des serres selon le matériau du cadre : (a) Acier [24],(b) Bois [24],(c) Pvc [24], (d) Aluminium [23]

II.2.6.2 La Couverture :

Les couvertures des serres sont constituées majoritairement par des plastiques souples ou rigides ainsi que par du verre.

Tableau II. 2 : Caractéristiques et résistance aux couvercles de serre.

	Plastique souple	Plastique rigide	Verre
Résistance aux intempéries	Résistance moyenne	Résistance élevée	Résistance élevée aux pluies, vents
Poids (en kg/m ² surface de couverture)	Léger (< 1 kg/m ²)	Moyennement léger (1,5 à 5 kg/m ²)	Lourd (10 à 20 kg/m ²)
Longévité	<10 ans	10 à 20 ans dépendant du type de plastique	>20 ans
Transmission lumineuse	70 à 80%	80 à 85% mais opacification avec le temps	80 à 90%
Entretien	Aucun (changement standard en fonction de la longévité)	Peu d'entretien (limitation des mousses uniquement)	Peu d'entretien (limitation des mousses uniquement) Remplacement du verre occasionnel dans le cas de chocs



(a)



(b)

Figure II.6 : Types des serres selon le matériau de la couverture : (a) Plastique [19], (b) Verre [25]

II.3 Chauffage et refroidissement des serres agricoles

L'objectif principal d'une serre est de favoriser un rendement plus élevé hors saison de culture, ce qui est rendu possible en maintenant une température optimale à chaque phase de la croissance des plantes. Un système de chauffage ou de refroidissement adapté peut être intégré à la serre à cet effet. Cela a, par conséquent, un impact significatif sur la durée de la culture, ainsi que sur la qualité et la quantité des produits.

L'utilisation des énergies renouvelables pour le chauffage des serres agricoles représente une solution durable et efficace pour améliorer la production tout en réduisant l'impact environnemental.

Chaque source d'énergie présente des avantages et des inconvénients. Bien que les systèmes de chauffage puissent impliquer des coûts initiaux élevés, leurs coûts d'exploitation sont faibles et ils ne produisent aucune pollution, ce qui les rend particulièrement attrayants pour les agriculteurs.

II.3.1 Différents Systèmes de chauffage géothermique pour serres

II.3.1.1 Tuyau aileté

Un tuyau aileté, couramment utilisé dans les serres, est généralement fait d'acier avec des ailettes en acier ou en aluminium pour améliorer la distribution de la chaleur. Ces tuyaux sont typiquement placés le long des murs extérieurs de la serre, et une partie est installée uniformément sur le sol pour optimiser le chauffage, bien que cela réduise l'espace disponible pour les plantes. Le système, qui fonctionne grâce à la convection naturelle, a l'avantage de nécessiter peu d'entretien et de ne pas augmenter les coûts électriques, car il n'utilise pas de ventilateur. Toutefois, la performance de chauffage diminue avec la baisse de la température de l'eau dans les tuyaux, rendant le système moins efficace avec des sources de chaleur géothermique à basse température.

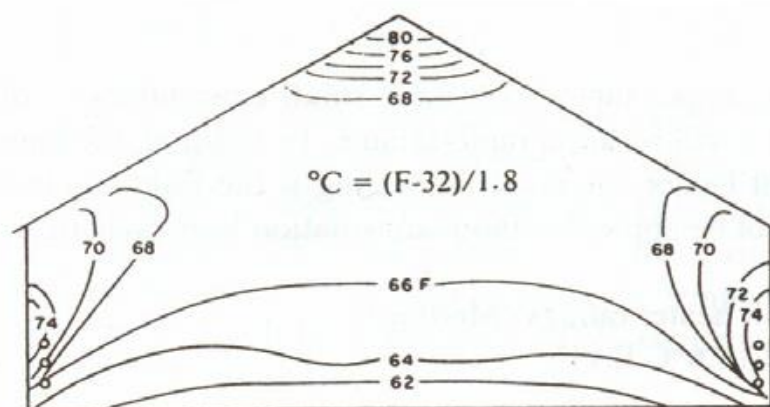


Figure II.7 : Profils de température dans une serre chauffée par des tuyaux radiants le long des murs latéraux.

II.3.1.2 Chauffage par unités standard

Les unités de chauffage comprennent une bobine ailetée et un petit ventilateur à hélice contenu dans une unité préconçue (voir les Figures 2 et 3). Ces unités sont disponibles en configurations horizontales ou verticales et sont généralement suspendues à la structure de la serre au niveau du toit. L'air est évacué soit directement dans la serre, soit dans un tube de distribution en plastique perforé. Tout comme le système de tuyau aileté, les unités de chauffage sont généralement évaluées à une température d'eau d'entrée de 93°C et une température d'air d'entrée de 16°C. Des changements dans l'un ou l'autre de ces deux paramètres affecteront la capacité de l'unité.

Étant donné que la plupart des ressources géothermiques utilisées pour le chauffage des serres sont inférieures à 93°C, des ajustements de la capacité de l'unité sont nécessaires, généralement des tailles plus grandes sont nécessaires pour atteindre la charge désirée. Un autre inconvénient est que ces unités sont construites avec des tubes en cuivre, de sorte que même de faibles concentrations de sulfure d'hydrogène (H₂S) ou d'ammoniac (NH₃) entraîneront une défaillance rapide. De plus, le long parcours que l'eau parcourt dans l'unité de chauffage peut entraîner des dépôts de calcaire si le fluide présente cette tendance. Par conséquent, un système d'unité de chauffage doit toujours être utilisé dans un système en boucle fermée où les unités de chauffage ne sont jamais en contact avec l'eau géothermique.

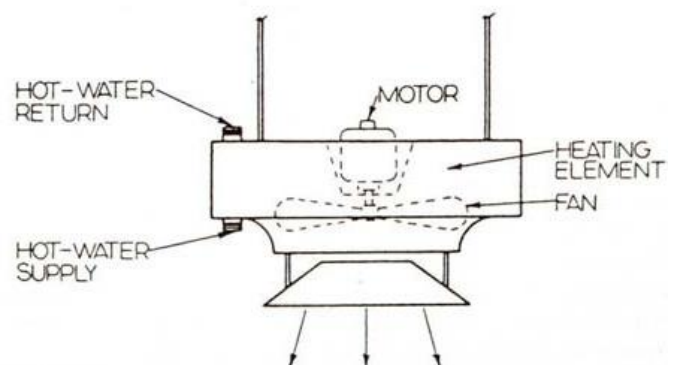
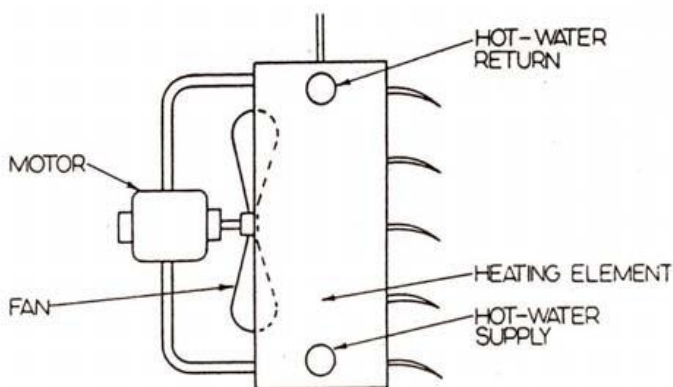


Figure II.8 : Unité de chauffage à eau chaude horizontale.

Figure II.9 : Unité de chauffage à eau chaude vertical.

II.3.1.3 Chauffage par le sol

Ce système de chauffage utilise le sol de la serre comme un radiateur géant, en enfouissant des tubes par lesquels circule de l'eau chaude. Historiquement, ces tubes étaient en cuivre ou en acier, mais en raison de la corrosion et de l'expansion, les matériaux non métalliques tels que le poly-butylène sont devenus populaires pour leur résistance à des températures élevées et leur facilité d'installation. Le chauffage par le sol offre une distribution homogène de la température, sans obstruer l'espace ou créer d'ombre. Toutefois, sa capacité à gérer l'ensemble des besoins thermiques d'une serre est limitée, surtout dans des climats doux et pour des températures intérieures basses, car l'intensification du chauffage requiert une augmentation de la température de surface du sol, ce qui peut devenir inconfortable et nuire aux plantes situées directement au-dessus. Ce système est souvent complété par d'autres formes de chauffage et présente une réaction lente aux changements climatiques soudains, augmentant les risques pour les cultures.

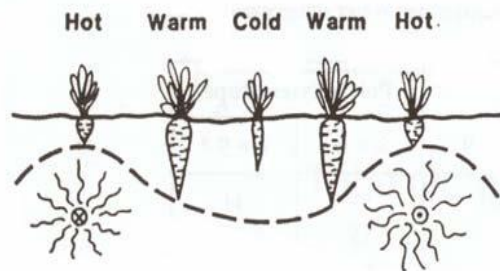


Figure II.10 : Effet idéalisé de la température sur les carottes

II.3.1.4 Cascading

La méthode de la cascade, développée par les Soviétiques pour récupérer la chaleur, consiste à distribuer de l'eau sous forme de feuille mince à l'extérieur de la serre, entraînant des pertes énergétiques importantes dues à l'évaporation et la concentration de substances chimiques du fluide géothermique.

II.3.1.5 Système de tubes nu

Ce système utilise des tubes, généralement en poly-butylène de petit diamètre, installés au sol ou suspendus sous les étagères pour distribuer la chaleur. Bien que ce système nécessite une grande quantité de tubes pour couvrir 100% des besoins thermiques et soit principalement

contrôlé manuellement, l'utilisation d'échangeurs de chaleur peut améliorer la précision du contrôle de la température.

II.3.2 Différents Systèmes de refroidissement pour serres

a. Ventilation naturelle : La ventilation naturelle est le système le plus économique pour réguler le microclimat interne de la serre. Il s'agit des ouvrants disposés sur la structure. Les ouvertures doivent représenter environ 20% de la surface au sol et avoir un angle d'ouverture assez important pour permettre à l'air de bien circuler. Par le toit, une installation de l'ouvrant côté Nord est préconisée, les ouvertures au plafond permettent à l'air de se mélanger correctement dans la serre. Ne négligez pas les ouvertures sur les côtés au niveau des plantes qui augmenteront l'efficacité de l'ouvrant du toit et qui moduleront la ventilation. La circulation de l'air sera alors optimale, créant un circuit interne autorégulé. Au printemps et en été on peut bien évidemment, ajouter l'ouverture totale des portes pour faire encore baisser la température interne.

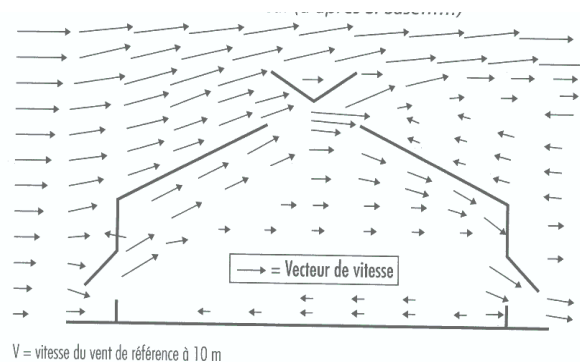


Figure II.11 : Ventilation naturelle par le toit et les côtés [POWER]

- c. Ventilation forcée :** La ventilation forcée nécessitera une installation électrique spécifique dans la serre : boîtiers électriques avec protection des circuits, démarreurs, lignes, canaux électriques ...etc.

Par la suite vous pourrez installer votre ventilateur : Il s'agit habituellement de ventilateurs de type hélicoïdal avec des persiennes, fonctionnant en mode extracteur d'air. Par son action ces types de ventilateurs fournissent le renouvellement du volume d'air logé dans la serre et permettent l'extraction du CO₂ et le rééquilibrage du climat général.

Ces ventilateurs doivent de préférence être installés à l'opposé des vents dominants. Ce type d'installation est adéquat pour suppléer le fonctionnement de l'aération naturelle dans les serres, garantissant l'aération à des moments déterminés pendant lesquels les conditions

environnementales ne conviennent pas aux cultures (fort enneigement empêchant l'ouverture, vent violent) [ventilation naturelle et forcée]

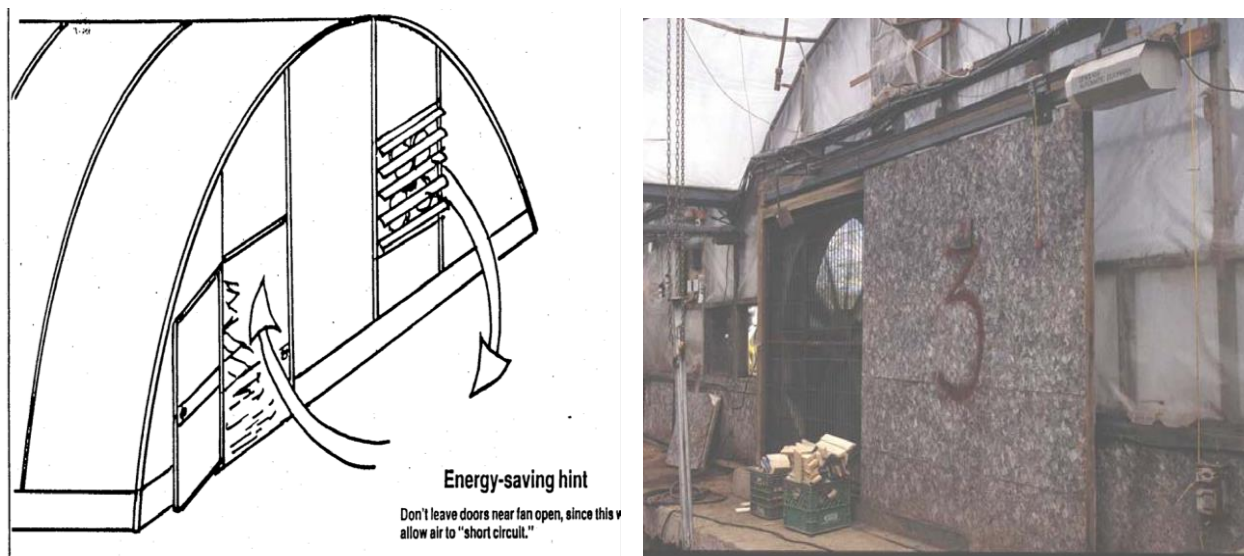


Figure II.12 : Ventilation forcée des serres [POWER]

II.3.3 Procédure de conception statique

➤ Besoins en chauffage

Les besoins en chauffage des serres agricoles dépendent de plusieurs facteurs. Ils sont très importants pour maintenir un environnement optimal pour la croissance des plantes, surtout dans les régions où les températures extérieures peuvent chuter bien en dessous des conditions idéales pour la culture. L'objectif du chauffage de serre est de compenser les pertes de chaleur afin de maintenir une température constante et appropriée à l'intérieur, quelles que soient les variations climatiques extérieures.

Les besoins en chauffage peuvent être estimés à l'aide de calculs basés sur les pertes de chaleur totales de la serre, qui incluent les pertes par transmission (conduction) et par infiltration d'air. La formule générale pour estimer les pertes de chaleur est :

$$Q_{\text{total}} = Q_t + Q_i \quad (\text{II.4})$$

Calcul des pertes de chaleur par transmission

Pour évaluer les pertes de transmission, la première étape consiste à calculer la surface de la structure de la serre. Cette surface doit être subdivisée en fonction des différents matériaux utilisés, c'est-à-dire les mètres carrés de polyéthylène, les mètres carrés de fibre de verre, etc. Ensuite, la perte de chaleur par transmission est calculée à l'aide de l'équation suivante :

$$Q_t = U \times A \times (T_i - T_o) \quad (\text{II.5})$$

Où :

Q_t = Pertes de chaleur par transmission [W] ;

U = Coefficient de transfert de chaleur [W/m²°C] ;

A = Surface [m²] ;

T_i = Température intérieure de conception [°C] ;

T_o = Température extérieure de conception [°C].

La valeur du coefficient de transfert de chaleur (U) dépend de la vitesse du vent. Ainsi, en utilisant la figure 11, une corrélation entre le facteur U et la vitesse du vent a été trouvée.

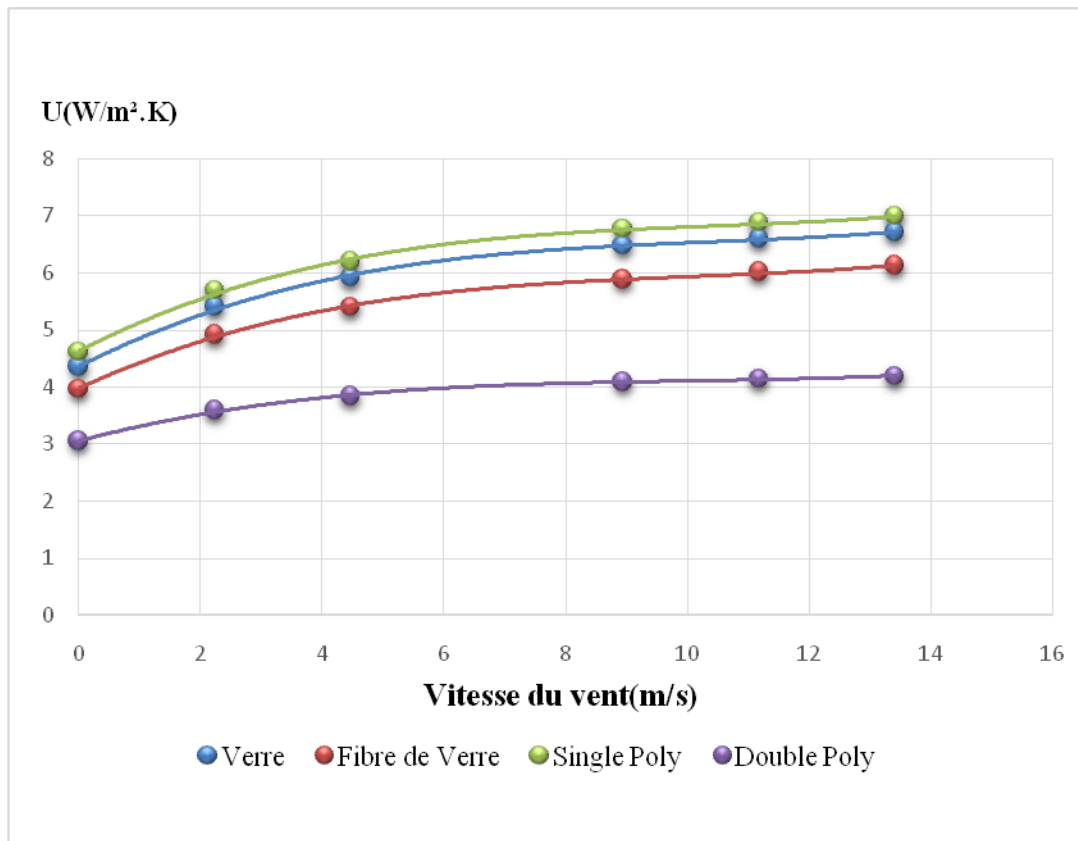


Figure II.13 : Valeurs du coefficient de transfert de chaleur ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$), à différentes vitesses du vent, (Rafferty, 1998)

Calcul de la perte de chaleur par infiltration

Pour la conception de serres, l'infiltration est généralement analysée via la méthode du renouvellement d'air. Cette méthode est basée sur le nombre de fois par heure (ACH) où l'air dans la serre est remplacé par de l'air froid qui s'infiltré depuis l'extérieur. Le nombre de renouvellements d'air qui se produisent est une fonction de la vitesse du vent, de la construction de la serre, et des températures intérieure et extérieure. Le Tableau 3 présente les valeurs générales pour différents types de constructions de serres, qui peuvent être utilisés par les concepteurs.

Matériau de couverture pour serre	ACH
Verre simple	2,5-3,5
Verre double	1,0-1,5
Fibre de verre	2,0-3,0
Polyéthylène simple	0,5-1,0
Polyéthylène double	0,0-1,0
Polyéthylène simple avec côtés en fibre de verre basse	1,0-1,5
Polyéthylène double avec côtés en fibre de verre basse	0,5-1,0
Polyéthylène simple avec côtés en fibre de verre haute	1,5-2,0
Polyéthylène double avec côtés en fibre de verre haute	1,0-1,5

Tableau II.3 : Données sur le renouvellement d'air pour différents matériaux de vitrage
(Rafferty, 1998)

Après avoir sélectionné le nombre approprié ci-dessus, il est nécessaire de calculer le volume de la structure, puis l'Équation 6 est utilisée pour calculer les pertes de chaleur par infiltration :

$$Q_i = V \times ACH \times C_p \times \rho \times (T_i - T_o) / 1000 \quad (\text{II.6})$$

Où

Q_i = Pertes de chaleur par infiltration [W] ;

V = Volume de la serre [m³] ;

ACH = Renouvellement d'air par heure (provenant du Tableau) ;

C_p = Capacité thermique massique de l'air [J/kg°C] ;

D = Densité de l'air [kg/m³] ;

T_i = Température de conception intérieure [°C] ;

T_o = Température de conception extérieure [°C].

II.4 Conclusions du chapitre II

En conclusion, la maîtrise de la température dans les serres agricoles est indispensable pour améliorer le rendement et la qualité des cultures. Cette approche permet de répondre aux défis posés par l'agriculture traditionnelle, en offrant une solution innovante et durable pour satisfaire les besoins alimentaires croissants de la population mondiale.

Dans le prochain chapitre, nous aborderons le dimensionnement de l'échangeur de chaleur, une composante clé pour optimiser le contrôle thermique au sein des serres et améliorer encore davantage l'efficacité énergétique et la productivité des cultures.

Chapitre III

Dimensionnement et Régulation d'un Système de Serre Géothermique

III.1 Introduction

Le secteur agricole représente une part importante de l'économie algérienne. La région de Guelma est l'une des zones qui se distingue par ses étendues agricoles dotées d'un sol de qualité supérieure. De plus, la ville de Hammam Debagh contient des bains minéraux naturels, ce qui nous a orientés vers l'exploitation des eaux géothermiques pour le chauffage des serres agricoles.

Dans ce chapitre un modèle d'une serre agricole chauffée par l'énergie géothermique est proposé. Le gingembre est choisi comme plante cultivée dans la serre en raison de son importance dans plusieurs domaines tels que la médecine, la cuisine et les cosmétiques, mais aussi pour des raisons économiques car il n'est pas cultivé en Algérie et est importé de l'étranger à des prix élevés.

III.2 Conditions climatiques pour la culture du gingembre

Température : Le gingembre nécessite une température constante entre 20°C et 24°C. Il est sensible aux températures basses et ne tolère pas le gel.

Humidité : Une humidité élevée est préférable. Idéalement, l'humidité relative devrait se situer autour de 70-90%. L'utilisation d'humidificateurs ou de systèmes d'irrigation peut aider à maintenir l'humidité nécessaire.

Lumière : Le gingembre préfère une lumière indirecte ou une ombre légère. Une trop forte exposition au soleil peut entraîner des brûlures des feuilles, tandis qu'un manque de lumière peut réduire la croissance.[28]



Figure III.1 : Le gingembre [28]

III.3 Description de la serre choisie

La serre proposée mesure 20 mètres de long et 8 mètres de large, avec une hauteur totale de 4 mètres. Le toit a une forme en "V" inversé, avec une hauteur de toit centrale de 1,5 mètre tandis que les pans de toit s'étendent sur 4,3 mètres.

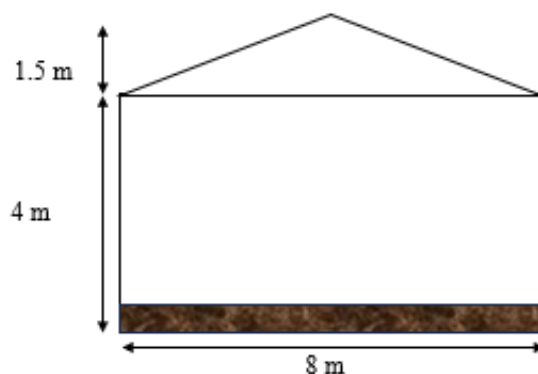


Figure III.2 : Structure de la serre proposée

La surface totale de la structure est de 160 mètres carrés, offrant un volume intérieur de 760 mètres cubes, ce qui permet un espace ample pour la culture intérieure. Le toit est conçu en verre, assurant une transmission optimale de la lumière pour les plantes, tandis que la structure est entièrement construite en aluminium, offrant à la fois durabilité et légèreté.

Tableau III.1 : Spécifications et dimensions pour la serre proposée

Longueur	20 m
Largeur	8 m
Hauteur	4 m
Hauteur du toit	1.5 m
Pans de toit	4.3 m
Surface de la structure	410.4m ²
Volume	760m ³
Forme du toit	En V inversé
Matériau de couverture	Verre
Matériau de la structure	Aluminium

III.4 Pertes de chaleur dans la serre

Comme il est mentionné dans le chapitre II, les pertes de chaleur dans la serre sont dues à deux phénomènes principaux : la transmission (conduction) et l'infiltration d'air. Pour évaluer ces pertes, nous avons utilisé un programme MATLAB qui prend en compte les paramètres suivants :

❖ **Pertes par transmission (Q_t)** : Calculées à l'aide de l'équation :

$$Q_t = U \times A \times (T_{in} - T_{ext}) \quad (III.1)$$

Où :

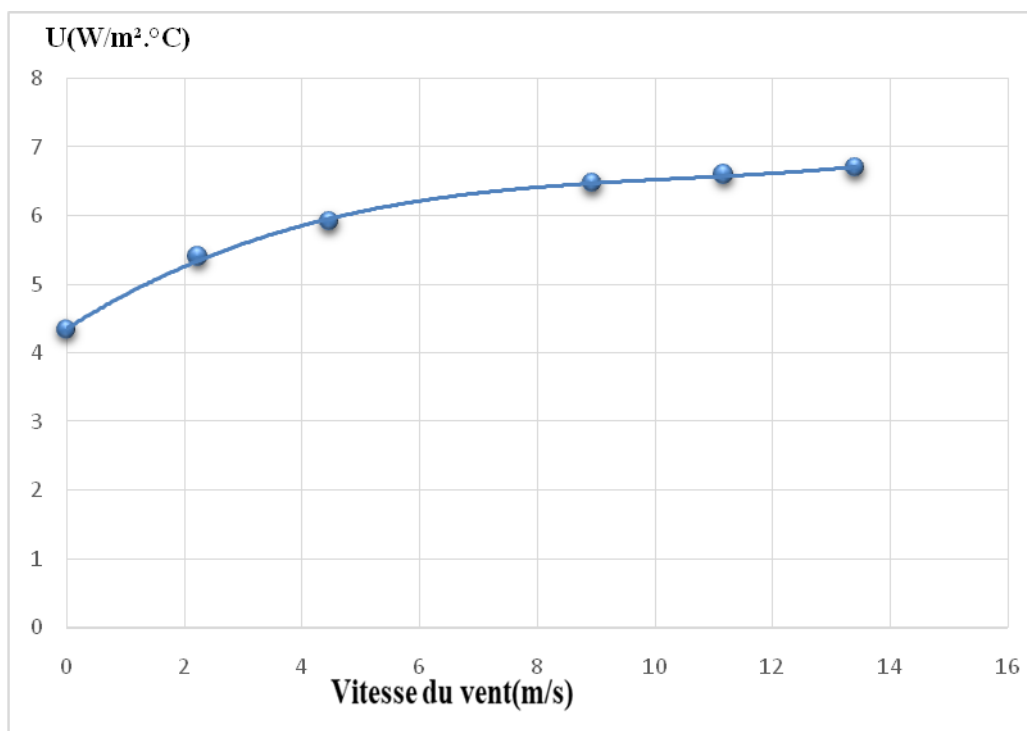


Figure III.3 : Valeurs du coefficient de transfert de chaleur ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$), à différentes vitesses du vent, (Cas du verre)

❖ **Pertes par infiltration (Q_i)** : Calculées à l'aide de l'équation :

$$Q_i = V \times ACH \times C_p \times \rho \times (T_{in} - T_{ext}) / 1000 \quad (III.2)$$

Où :

- V : Le volume de la serre.

- ACH : Le taux de renouvellement d'air.
- Cp : La capacité thermique massique de l'air.
- ρ : La densité de l'air.

Les résultats des calculs de pertes de chaleur ont permis de déterminer le flux d'eau chaude nécessaire pour compenser ces pertes et maintenir la température interne de la serre.

III.5 Dimensionnement de l'échangeur de chaleur

Dans ce qui suit, des calculs basés sur l'utilisation d'eau géothermique à 80°C sont décrits. Cette température est supposée celle d'un bassin utilisé dans le site de Hammam Debagh (Guelma) pour refroidir les eaux géothermales qui ont une température au niveau de la source d'à peu près 97 °C.

1. Raccordement du système de chauffage à la source

La connexion du système de chauffage de la serre avec le système de transmission peut être réalisée directement ou indirectement. La composition chimique de l'eau géothermique est le principal facteur en relation avec la classification. En connexion directe, le fluide géothermique est utilisé comme fluide de chauffage dans l'installation. La source est connectée directement dans la plupart des serres méditerranéennes car les caractéristiques chimiques et la température de l'eau permettent cette connexion, également pour des raisons économiques, surtout lorsque les serres sont utilisées pour la récolte du début du printemps. Lorsque l'eau a une température très élevée et est calcareuse ou corrosive, la connexion est indirecte et un échangeur de chaleur est inséré. Les contraintes environnementales et les eaux à haute teneur en minéraux nécessitent des systèmes de raccordement plus compliqués que les systèmes directs, notamment des équipements de désaération, régulateurs de la teneur en CO₂ et du pH, anticorrosion, etc.

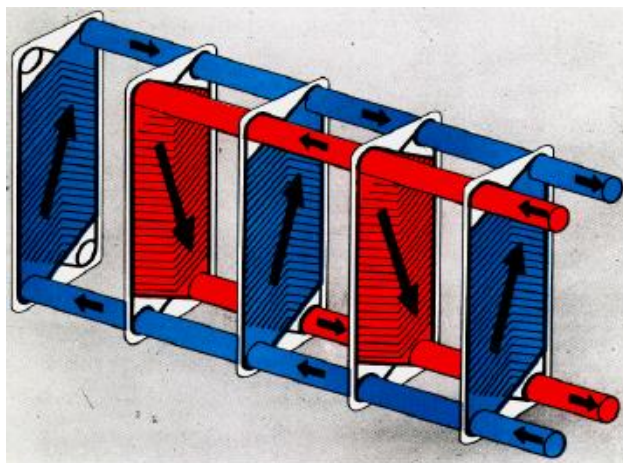


Figure III.4 : Echangeur de chaleur à plaques.

Le but des échangeurs de chaleur est de transférer la chaleur du puits géothermique vers l'installation de chauffage en gardant les deux phases séparées. Généralement, l'échangeur de chaleur est placé entre deux boucles, la géothermale et la boucle propre. La présence de l'échangeur de chaleur entraîne des pertes de température qui dépend du type d'échangeur de chaleur. Pour le type à plaque, cette température est de 3 à 6°C. Pour l'échangeur thermique à calandre et à tubes, 8-11°C, et pour les configurations faites maison, la perte de température est de 11-22 °C. La figure 1 montre l'échangeur de chaleur à plaques ; le type le plus couramment utilisé. Il s'est avéré être la meilleure solution pour les eaux géothermiques à forte salinité. De plus, leurs grandes surfaces d'échange de chaleur sont contenues dans un petit espace et les flux de fluide transversaux fournissent des coefficients de transfert chaleur élevés. L'avantage important de ce type d'échangeur est que les plaques peuvent être assemblées et démontées, ce qui facilite le nettoyage.

2. Eau géothermale de 80°C

Le bassin est situé à l'intérieur du complexe touristique de Hammam Debagh et un débit maximum supposé est de 79 m³/h (ou 78840 kg/h). Un échangeur de chaleur pour transférer la chaleur de l'eau géothermique à 80 °C vers la serre pour la chauffer avec un système en boucle fermée.

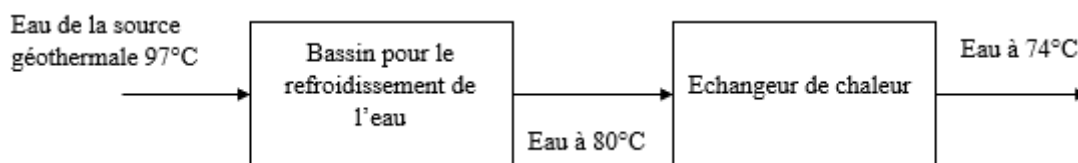


Figure III.5 : Système de refroidissement d'eau géothermale avec un bassin

Le choix de l'échangeur de chaleur de type '*à plaques*' est celui utilisé dans le chauffage avec eau géothermale. L'interface pour le dimensionnement de l'échangeur à plaques est proposée avec un programme sous MS Excel par MyEngineeringTool.com.

L'échangeur choisi par le programme est de type à configuration à plaques **avec 5 plaques**. Dans l'échangeur à plaque, l'eau chaude (considérée comme fluide froid) non géothermale pénètre à la température de **70°C** et la quitte à **76°C**, puis circule à nouveau à l'intérieur de l'échangeur (boucle fermée). Il faudra en outre fixer une valeur du débit massique de manière à ce que la quantité d'énergie thermique transportée par l'eau chaude géothermale soit égale à aux déperditions thermiques totales calculées pour la serre choisie en fonction des paramètres fixés (Températures. Interne et externe, vitesse du vent, matériaux de fabrication de la serre, volume de la serre). Dans le fichier Excel on trouve dans la case (required heat flux en kW) que la valeur d'énergie thermique varie selon la valeur choisie du débit massique d'eau chaude (hot fluid-flowrate kg/h) qui sera fixée grâce à une vanne électrostatique. Dans le présent cas d'étude cette valeur est égale à **10980 kg/h.** pour une valeur des déperditions de **76 kW**.

Le système de chauffage choisi est un système de canalisations sur les murs de la serre, sous la toiture et à côté de l'installation. Deux ventilateurs de faible capacité sont installés aux deux extrémités opposées de la serre, placés en parallèle, contribuant à un brassage des températures afin de créer une distribution aussi uniforme que possible à l'intérieur du volume de la serre. Ces ventilateurs peuvent être utilisés avec l'installation d'un système de refroidissement pendant l'été. Le système de refroidissement doit être installé car les températures du mois de juin jusqu'à octobre sont très élevées. Pour les hautes températures (supérieures à 70 °C), le tuyau est en acier et possède un diamètre de **38 mm**. Les unités chauffées à air pulsé sont généralement des systèmes aériens, placé le long des parois latérales de la serre, entre les plantes rangées ou suspendus au toit. Les deux principales catégories sont les aérothermes et les ventilo-convecteurs. La différence réside principalement dans le serpentin lui-même. Les aérothermes sont généralement équipés de serpentins à une ou deux rangées. Le serpentin dans les systèmes de ventilation sont beaucoup plus épais et ont des ailettes plus espacées que celles des aérothermes. Il a six ou huit rangées créant plus de surface. La surface supplémentaire permet un transfert de chaleur plus efficace, ce qui permet d'extraire plus de chaleur de l'eau. Le ventilateur et les systèmes d'unités nécessitent généralement un fluide géothermique à haute température car à basse température, l'efficacité du système est moindre et certains ajustements de capacité unitaire sont

nécessaires. Le fluide géothermique doit être suffisamment propre car les problèmes les plus courants avec le cuivre est qu'il est très corrosif. De plus, le long chemin à travers lequel l'eau s'écoule peut entraîner une formation de tartre, rendant ainsi nécessaire un échangeur de chaleur.

Remarque : Pour éviter le problème du dépôt de tartre dans les conduites, qui risque de les obstruer complètement avec le temps dans le cas de faibles vitesses d'écoulement tout en réduisant au maximum les pertes de charges (proportionnelles au carré de la vitesse), il est recommandé des valeurs de vitesses qui dépendent des diamètres de conduites ainsi que de la température de l'eau chaude. La formule empirique de Croquelois pour les conduites en cuivre donne :

$$V(m/s) = \sqrt{\frac{d(mm)}{50}} \quad \text{(III.3)}$$

Dans le cas d'une conduite de **38 mm de diamètre**, il faudra une vitesse d'eau chaude de **0.87 m/s**. Fort heureusement, on trouve dans le calcul du dimensionnement (fichier Excel) que la vitesse d'écoulement de l'eau chaude ainsi que de l'eau froide est à peu près égale à **0.82 m/s**.

Le dimensionnement de l'échangeur à plaques est effectué en prenant en compte que la valeur maximale de perte de charge dans l'échangeur ne doit pas dépasser **les 3 bars**. Dans le présent dimensionnement la valeur est de **1.03 bars**.

3. Système de chauffage pour la serre et choix du ventilateur

Afin de chauffer la serre d'une manière à ce que la température interne soit uniformément distribuée sur l'ensemble du volume, on propose d'utiliser un système similaire à celui d'un chauffage par air chaud (voir Fig. 2). Dans ce système, une batterie chaude est utilisée avec l'entrée de l'eau à la température de **76 °C**. Cette eau chaude libère une énergie calorifique égale à **76 kW** dans la batterie chaude et la cède à l'air froid externe. La température externe pour Hammam Debagh est égale à **4 °C** (cf. chapitre 3). Le débit d'air nécessaire pour souffler l'air à l'intérieur de la serre est donné par la formule suivante avec ΔT_{air} est la différence de température entre la température interne dans la serre et la température externe de base en hiver, on a donc :

$$Q_{air} = \frac{Q_{serre}}{0.34 \cdot \Delta T_{air}} = \frac{76000}{0.34 \cdot (20 - 4)} = 13970 (m^3/h) \quad \text{(III.4)}$$

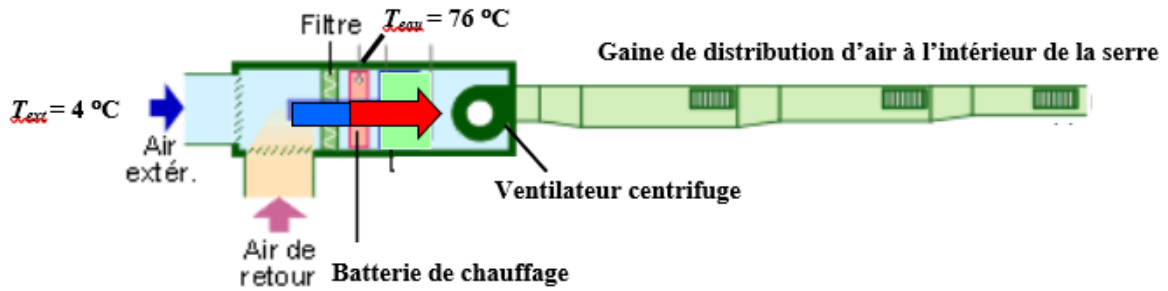


Figure III.6 : Système de chauffage de la serre.

La vitesse d'écoulement de l'air est déterminée en choisissant une gaine de transport d'air de diamètre 0.5 m. Dans ce cas, avec un débit volumique de 3.88 (m³/s), la vitesse d'écoulement de l'air est égale à :

$$V = \frac{4 \cdot Q_{vol}}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 3.88}{\pi \cdot 0.5^2} = 19.76 \quad \text{(III.5)}$$

Le coefficient de perte de charge linéaire est déterminé à partir du diagramme de Moody ci-dessous (Fig. 7) en utilisant le nombre de Reynolds et une épaisseur moyenne des aspérités d'une gaine en acier galvanisé $\varepsilon = 0.15$ mm. Le nombre de Reynolds est égal pour une viscosité cinématique de l'air à 20 °C $\nu = 15.32 \times 10^{-6}$ (m²/s),

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{19.76 \times 0.5}{15.32 \times 10^{-6}} = 644908, \text{ alors que } \varepsilon/D = 0.15/500 = 0.0003, \text{ on trouve que } f = 0.$$

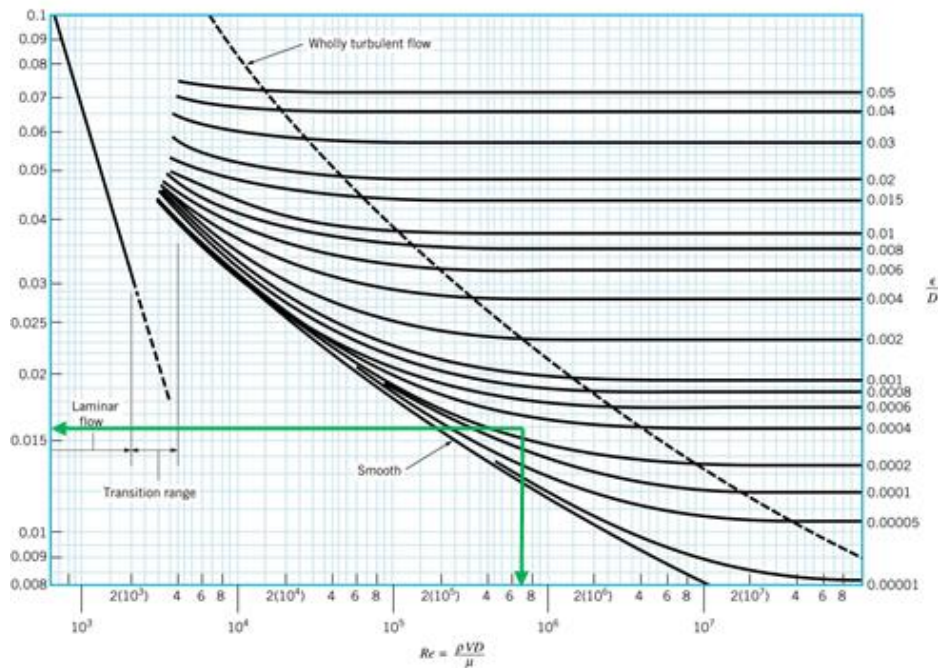


Figure III.7 : Diagramme de Moody.

Chapitre III Dimensionnement et Régulation d'un Système de Serre Géothermique

L'équation des pertes de charges linéaires sur le réseau est donnée par l'équation de Darcy, on a ;

$$\Delta P(Pa) = f \frac{L}{D} \rho \frac{V^2}{2} = 0.016 \frac{20}{0.5} 1.1964 \frac{19.76^2}{2} \approx 150 \text{ Pa.} \quad (\text{III.6})$$

Le choix du ventilateur qui assure le transport dans la gaine de distribution de l'air chaud est obtenu en utilisant le diagramme ci-dessous (Fig. 8). On remarque que la pression dynamique (P_{d2} sur le diagramme) correspondant au débit volumique de $\approx 14000 \text{ (m}^3/\text{h)}$ est de **140 Pa**, ceci donne donc une chute de pression totale de **290 Pa**. Sur ce diagramme le ventilateur sélectionné à un rendement de **40%** et une vitesse de rotation de **1950 tr/min** et la puissance à l'arbre est proche de **2.8 kW**.

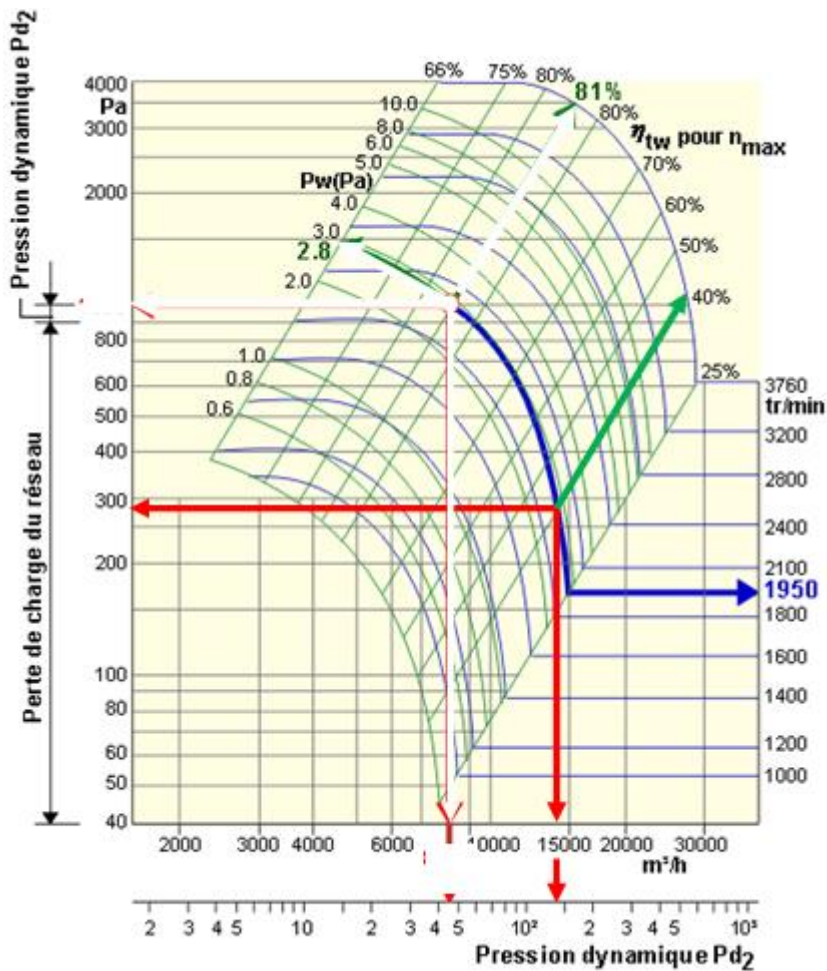


Figure III.8 : Diagramme de sélection d'un ventilateur.

III.6 Simulation de la régulation de la température interne de la serre

En utilisant MATLAB, on a présenté la simulation de la régulation de la température interne de la serre géothermique. L'objectif principal est de maintenir une température constante de 20°C, indépendamment des variations de la température extérieure. Pour cela, nous avons calculé les pertes de chaleur et ajusté le flux d'eau chaude géothermique afin de compenser ces pertes.

III.6.1 Schéma Bloc du Modèle Dynamique

Le modèle dynamique de la serre est illustré par un schéma bloc sur MATLAB Simulink, qui intègre différents éléments essentiels pour la régulation de la température interne.

La variation de la température intérieure T_i de la serre peut être exprimée par une équation différentielle en tenant compte des apports et des pertes de chaleur :

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{C} (Q_{\text{géothermique}} - Q_{\text{pertes}}) \quad (\text{III.7})$$

Où :

- C : est la capacité calorifique de l'air intérieur de la serre (en J/K).
- $Q_{\text{géothermique}}$: est le flux de chaleur apporté par le système géothermique (en W).
- Q_{pertes} : est le flux de chaleur perdu par transmission et par infiltration (en W).

❖ Calcul des termes

a) Capacité calorifique

La capacité calorifique de l'air intérieur de la serre est donnée par :

$$C = \rho V C_p \quad (\text{III.8})$$

Où :

- ρ : est la densité de l'air (en kg/m³).
- V est le volume de la serre (en m³).
- C_p est la capacité calorifique spécifique de l'air (en J/kg·K). (1005J/kg·K)

b) Flux de chaleur géothermique

Le flux de chaleur apporté par le système géothermique dépend du débit de l'eau géothermique et de la différence de température entre l'eau géothermique et l'air intérieur de la serre :

$$Q_{\text{géothermique}} = \dot{m} \cdot C_w \cdot (T_{\text{eau}} - T_i) \quad (\text{III.9})$$

Où :

- \dot{m} : est le débit massique de l'eau géothermique (en kg/s).
- C_w : est la capacité calorifique spécifique de l'eau (en J/(kg·K)). (4184 J/Kg.K)
- T_{eau} : est la température de l'eau chaude (en °C).
- T_i : est la température intérieure de la serre (en °C).

La température de référence, notée $T_{\text{in_ref}}$, est fixée à 20°C. La température extérieure T_{ext} varie entre 10°C et 4°C à l'instant $t=3$ secondes (voir Figure III.9)

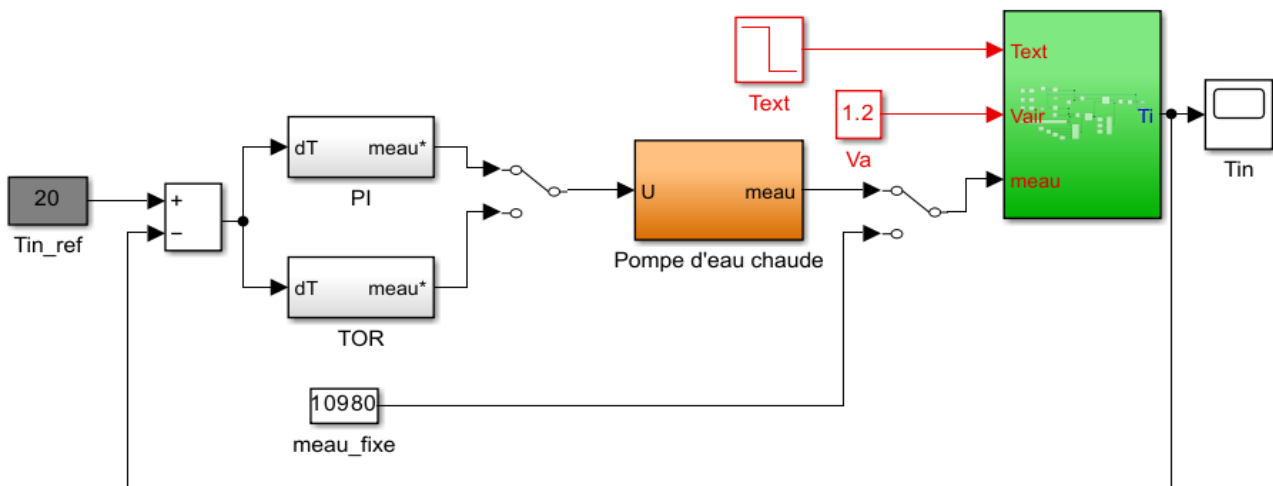


Figure III.9: Schéma bloc de réglage de la température de la serre.

III.6.2 Modélisation de la Pompe

La pompe d'eau chaude joue un rôle essentiel dans la régulation thermique de la serre en ajustant le débit d'eau chaude géothermique pour compenser les pertes de chaleur. Pour modéliser dynamiquement cette pompe, nous utilisons un système de premier ordre qui capture les principales dynamiques de la pompe (voir Figure III.10).

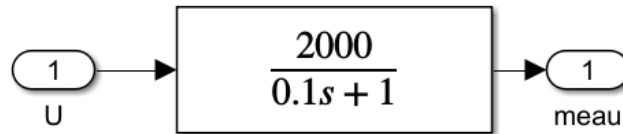


Figure III.10: Modélisation de la pompe dans le système de régulation thermique.

III.6.3 Débit de l'Eau Chaude Géothermique

Le réglage de la température interne T_{in} de la serre est réalisé par le contrôle du flux d'eau chaude géothermique. Le débit de l'eau chaude géothermique nécessaire pour maintenir cette température est ajusté dynamiquement en fonction des besoins thermiques de la serre. Dans notre modèle, le débit a été déterminé en fonction de la différence entre la température interne mesurée et la température de consigne.

III.6.4 Commande en Boucle Ouverte

La première approche de commande utilise une boucle ouverte avec un flux d'eau constant fixé à 10980 unités. Cette méthode, bien que simple, ne permet pas de s'adapter aux variations de la température extérieure, ce qui peut entraîner des écarts significatifs par rapport à la température de consigne (voir Figure III.11).

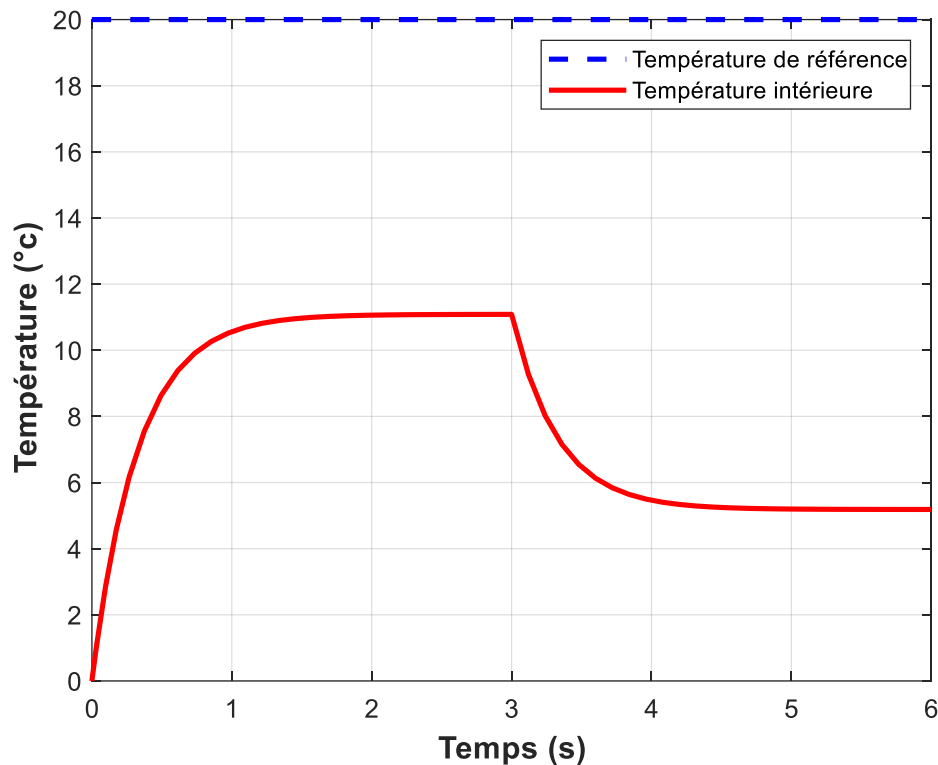


Figure III.11: Résultats de la commande en boucle ouverte.

III.6.5 Commande en Boucle Fermée

a. Commande Tout ou Rien (TOR)

La commande TOR est une méthode de régulation en boucle fermée où le chauffage est soit entièrement activé, soit complètement désactivé. Ce type de régulation, bien que simple, peut entraîner des oscillations importantes de la température interne, ce qui peut être inefficace pour maintenir une température stable et peut causer des fluctuations rapides du débit d'eau géothermique (voir Figure III.12).

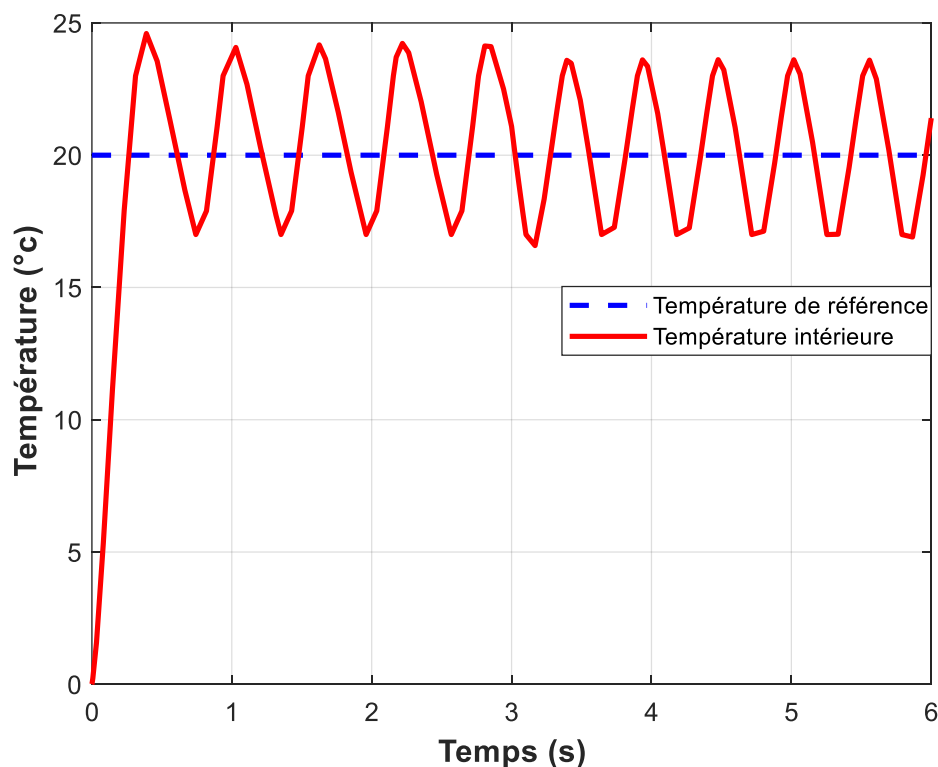


Figure III.12: Résultats de la commande TOR.

b. Commande Proportionnelle-Intégrale (PI)

Pour une régulation plus précise et stable, une commande proportionnelle-intégrale (PI) est mise en place. Cette commande ajuste continuellement le flux d'eau chaude en fonction de l'écart entre la température mesurée et la température de référence, réduisant ainsi les oscillations et permettant de maintenir la température à 20°C de manière plus stable. Le régulateur PI calcule le débit optimal de l'eau chaude géothermique en temps réel pour compenser les variations de la température extérieure et les perturbations internes de la serre (voir Figure III.14).

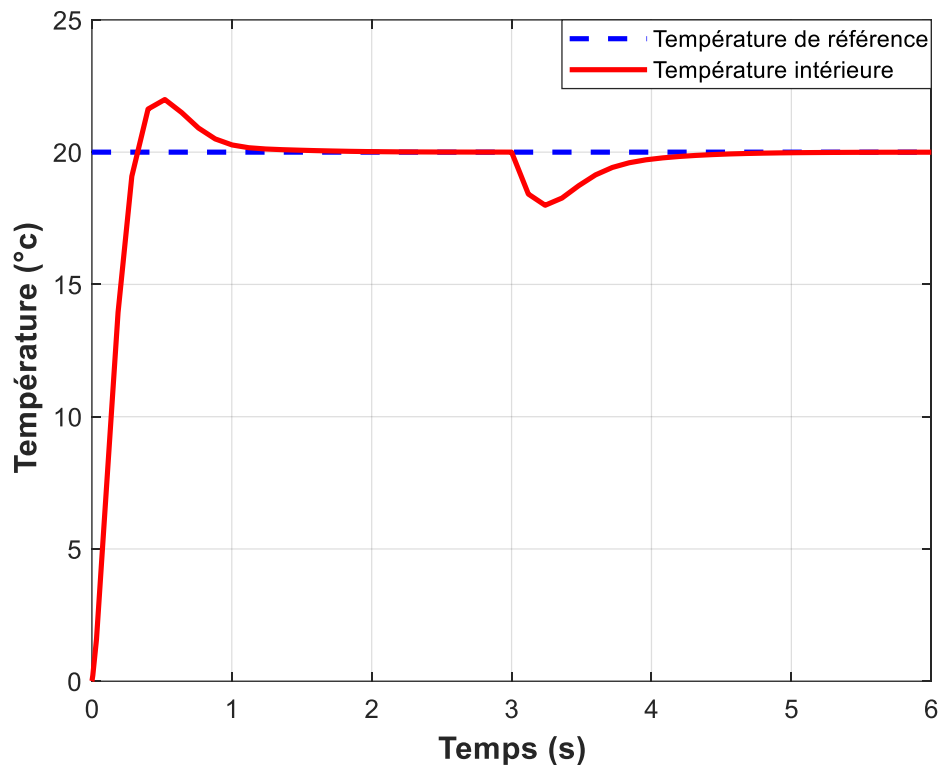


Figure III.13 : Résultats de la commande PI.

III.6.6 Résultats et Analyse

Les résultats de la simulation montrent que la commande en boucle fermée avec un régulateur PI offre les meilleures performances en termes de stabilité et de précision. Voici les détails des résultats obtenus :

- **Commande en boucle ouverte** : Le flux d'eau constant de 10980 kg/h n'a pas réussi à maintenir une température stable de 20°C lorsque la température extérieure variait. Des fluctuations importantes ont été observées, indiquant que cette méthode n'est pas adaptée pour des conditions climatiques variables.
- **Commande TOR** : Cette méthode a montré des oscillations significatives de la température interne. Bien que le système atteigne parfois la température de consigne, les fluctuations rapides du débit d'eau géothermique ont conduit à une instabilité thermique.
- **Commande PI** : La commande proportionnelle-intégrale a permis de maintenir la température interne de la serre à 20°C de manière beaucoup plus stable. Les

oscillations de température ont été minimisées et le flux d'eau chaude a été ajusté de manière efficace pour compenser les pertes de chaleur calculées.

Les graphes de la simulation (présentés dans les figures 4,5,6) illustrent clairement l'évolution de la température interne en fonction du temps pour les différentes stratégies de commande. Les oscillations de température observées avec la commande TOR sont nettement réduites avec la commande PI, permettant une régulation plus fine du débit d'eau chaude géothermique.

III.7 Système proposé pour le refroidissement (cooling)

Malgré le fait que la présente étude concerne prioritairement le chauffage de la serre, le système de refroidissement de la serre est incontournable durant les périodes où les températures externes dépassent les 25 °C. Le refroidissement de la serre peut se faire en utilisant des systèmes de production de froid classiques avec soufflage d'air froid. Il existe, cependant, une autre approche dite '*pompe à chaleur*' utilisant les propriétés thermiques du sol afin de réguler la température interne. Ce type de système est non seulement efficace mais aussi écologique, puisqu'il réduit la dépendance aux méthodes de refroidissement mécaniques énergivores.[29]

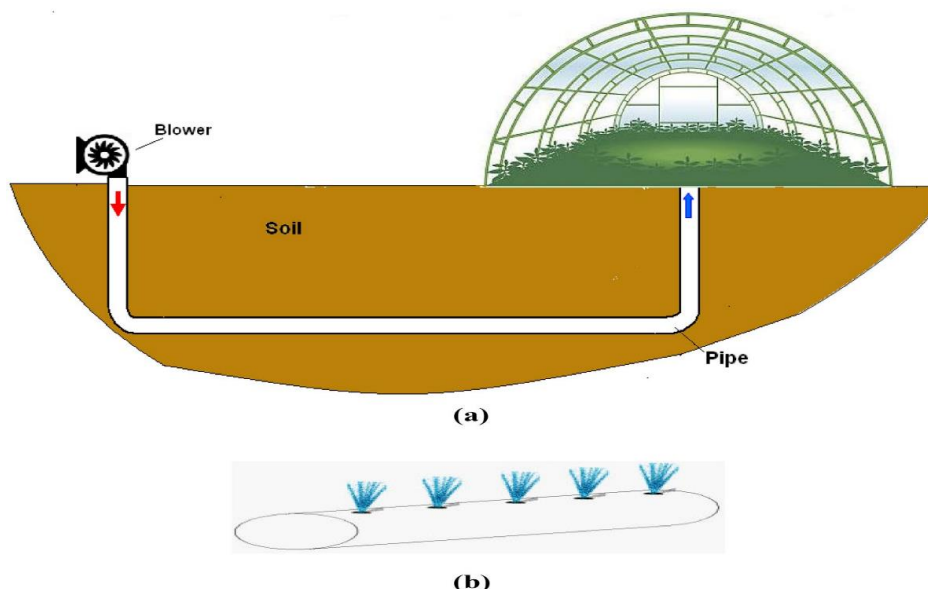


Figure III.14 : Système de refroidissement de la serre : (a) Système EAHE, (b) Tuyau central avec orifices d'air.

1. Composants du Système

a. Blower (Souffleur)

Le souffleur est responsable de la circulation de l'air dans le système. Il aspire l'air chaud de la serre et le pousse dans le tuyau enterré. Il doit être suffisamment puissant pour maintenir un flux constant d'air, mais aussi économe en énergie pour réduire les coûts d'exploitation.

b. Pipe (Tuyau)

Le tuyau est généralement fabriqué en matériaux conducteurs thermiques comme le métal ou certains polymères spéciaux, qui favorisent l'échange thermique. Il est enterré à une profondeur où la température du sol reste relativement constante tout au long de l'année.

c. Soil (Sol)

Le sol agit comme un réservoir thermique, absorbant la chaleur de l'air qui circule dans le tuyau. Les propriétés thermiques du sol, telles que la capacité thermique et la conductivité thermique, sont cruciales pour l'efficacité du système. Un sol humide a généralement une meilleure conductivité thermique qu'un sol sec.

2. Fonctionnement du Système

Le souffleur aspire l'air chaud de la serre, qui peut être trop élevé pour le confort des plantes. L'air chaud est poussé dans le tuyau enterré. Pendant son passage à travers le tuyau, la chaleur est transférée de l'air au sol environnant.

La vitesse de circulation de l'air est réglée pour maximiser le temps de contact avec le tuyau et donc l'efficacité de l'échange thermique. Au fur et à mesure que l'air circule dans le tuyau, il se refroidit grâce au transfert de chaleur vers le sol.

La température du sol étant plus basse que celle de l'air de la serre, ce processus permet un refroidissement significatif de l'air. L'air refroidi sort du tuyau et est réintroduit dans la serre. Cela abaisse la température interne de la serre, créant un environnement plus favorable pour les plantes. Le cycle se répète continuellement pour maintenir une température stable.

III. 8 Conclusion du chapitre III

Ce chapitre a exploré la conception d'une serre géothermique pour la culture du gingembre, mettant en avant l'utilisation de la chaleur de l'eau chaude géothermale pour réguler la température interne de la serre. Le dimensionnement des échangeurs de chaleur eau-eau à plaques et eau-air, crucial pour l'efficacité du système, a été réalisé et expliqué en détails pour permettre à d'autres utilisateurs potentiels de profiter de la présente étude et l'utiliser pour des applications réelles de dimensionnement des serres chauffées avec l'énergie géothermique. En outre, les simulations ont démontré que la régulation PI est la plus efficace pour maintenir une température stable.

Conclusion Générale

Conclusion générale

Dans ce travail, on a étudié en détail la conception et le fonctionnement d'un système de serre chauffée avec l'eau géothermique et destinée à la culture du gingembre. Une telle serre offre ainsi une solution de chauffage efficace, économique et écologique pour des cultures en toutes saisons et surtout celles qu'il n'est pas possible de cultiver dans l'ensemble des régions en Algérie due aux conditions climatiques intrinsèques.

Une méthode de dimensionnement du système de chauffage de la serre à travers des bilans énergétiques des apports et déperditions, est proposée. Toutes équations sont expliquées en détail, et cette partie est finalisée par un code de calcul simplifié écrit en langage Matlab, qui pourra être directement utilisé par d'autres utilisateurs.

Le dimensionnement de l'échangeur de chaleur, un composant clé du système, a été réalisé en tenant compte des contraintes thermiques et environnementales spécifiques à la région de Hammam Debagh. L'échangeur de type à plaques a été choisi en raison de son efficacité et de sa capacité à gérer des eaux géothermiques à forte salinité et teneur en calcaire. Ce choix permet de maximiser le transfert de chaleur tout en minimisant les pertes thermiques et de pression, avec une perte de température d'environ 3 à 6°C. Le dimensionnement précis de l'échangeur, incluant une surface d'échange suffisante et une gestion adéquate du débit d'eau géothermique, assure un apport thermique optimal pour maintenir les conditions climatiques requises à l'intérieur de la serre.

La modélisation et la simulation des différentes stratégies de régulation thermique, telles que les commandes en boucle ouverte, en boucle fermée tout-ou-rien (TOR), et proportionnelle-intégrale (PI), ont démontré l'importance d'une gestion précise du flux de chaleur pour maintenir des conditions optimales de croissance. Les résultats indiquent que la régulation PI offre la meilleure performance en termes de stabilité et de précision de la température interne, minimisant les oscillations et assurant un environnement stable pour les plantes.

En conclusion, l'intégration de systèmes de chauffage géothermiques dans les serres agricoles présente un potentiel significatif pour améliorer l'efficacité énergétique et la durabilité des pratiques agricoles. Cette approche permet non seulement de réduire la dépendance aux sources d'énergies conventionnelles mais aussi de promouvoir une agriculture

Conclusion générale

plus résiliente face aux variations climatiques ainsi que celles utilisées pour des applications médicinales ou dans le domaine esthétique qu'il est difficile ou impossible de cultiver en Algérie.

Cette étude ouvre la voie à des recherches futures sur l'optimisation des systèmes de régulation thermique dans des environnements agricoles diversifiés et sur l'adaptation de ces technologies à d'autres types de cultures sensibles aux variations de température.

Références Bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] “Découvrir la géothermie”, <https://www.geothermies.fr/>
- [2] Camille Gévaudan. A l’intérieur du noyau terrestre, il y a encore un noyau, 27 février 2023. Retrieved from <https://www.libération.fr/>
- [3] S. Ouali, A. Khellaf, et K. Baddari, “Etude géothermique du Sud de l’Algérie”. Revue des Energies Renouvelables Vol. 9 N°4, 2006.
- [4] Omar HAMDI, “ Contribution à l’étude de l’efficacité d’un système géothermique (air-sol) placé dans une zone aride « cas de la région de Biskra » ”, Thèse de Doctorat, Université Mohamed Khider – Biskra, Novembre 2020.
- [5] D. SEMMAR, “Application Directe de l’Énergie Geothermique en Algérie”. Université Saad Dahleb Blida, N°5 Juin 2004.
- [6] S. Ouali, A. Khellaf, et K. Baddari, “Etude des ressources géothermiques du sud algérien”. Revue des Energies Renouvelables Vol. 10 N°3 (2007).
- [7] A. LAOUBI, Y. FORTAS, “Contribution théorique à l’étude des échangeurs de chaleur”, Mémoire de Master, UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA, Septembre 2022.
- [8] <https://www.flowtrend.com/en-us/>
- [9] A. BONTEMPS, A. GAREIGUE, CH. GOUBIER, J. HUETZ, CH. MARVILLET et R. VIDIL « Description des échangeurs de chaleur », Technique de l’ingénieur [B 2 341].
- [10] Pascal Tobaly, “ Echangeurs de chaleur ”, _Module Ingénierie des systèmes multi techniques, Licence Professionnelle GPI option MISM, _14 mars 2002.
- [11] OUDAIFIA Nawal, “ Echangeurs de Chaleur ”, Cours & Exercices corrigés, Editions Al-Djazair, Janvier 2014.
- [12] “Différents types d’échangeurs de chaleurs”, <https://energie.wallonie.be/fr>
- [13] “Échangeur de chaleur : les types et son fonctionnement”, <https://lenergie-solaire.net/>
- [14] A. HAOUAM, “ LES ECHANGEURS DE CHALEUR ”, Cours 1ère Année Doctorat, 3ème Cycle, Novembre 2021
- [15] “Echangeurs de chaleur”, <https://www.acalbfi.com/fr/>

Références bibliographiques

- [16] Échangeurs de chaleur, Catalogue No 8801 Chpitre 6, Büchi AG, Gschwaderstrasse 12, 8610 Uster/ Switzerland
- [17] “ ECHANGEUR THERMIQUE ”, <https://www.oeltechnik.fr/>
- [18] “Tunibusiness”, <https://tunibusiness.tn/>
- [19] “L'Usine Nouvelle, Demain Se Fabrique Aujourd'hui” <https://www.usinenouvelle.com/>
- [20] “H.Stars Groupe”, <https://fr.hstarschiller.com/>
- [21] “Les sources d'énergie pour votre chauffage ”, <https://particulier.hellio.com/>
- [22] “ Capteur de température ”, <https://www.amazon.fr/>
- [23] “ Créateur & Fabricant Français de serres depuis 1993 ”, <https://www.serres-lams.com/>
- [24] “ Choisir et installer une serre ”, <https://serre.pagesjaunes.fr/>
- [25] OUALI Salima, “ Chauffage de serres agricoles par la chaleur géothermique dans la région de Touggourt”, Division Thermique et Thermodynamique Solaire et Géothermie - CDER, Mars 2022.
- [26] LAKEHAL Bilal, LAKEHAL Abdelfetah, “ Modélisation du comportement thermique des serres agricoles”, Mémoire de Master, Université KASDI MERBAH Ouargla, Juin 2021.
- [27] LAOUBI Amine, FORTAS Youcef, “ Contribution théorique à l'étude des échangeurs de chaleur”, Mémoire de Master, Universite Abderrahmane Mira Bejaia, Septembre 2022.
- [28] Jenny Leblanc, “PRODUCTION DE GINGEMBRE EN SERRE AU QUÉBEC”, agronome, ministère de l'Agriculture, des Pêcheries et de l'Alimentation (MAPAQ) Riva Khanna, agronome, Octobre 2023.
- [29] I.Cherrad, B.Dokkar, N.Khenfer, S.Benoumhani, M.Benzid, “ Cooling improvement of an agricultural greenhouse using geothermal energy in a desert climate”, Islamic Azad University ,2022

Calcul de dimensionnement de l'échangeur à plaques

Plate Heat Exchanger one pass Design Calculator (estimation)																																																																																																																																																																																																																			
<p>To modify</p> <p>Calculated</p>																																																																																																																																																																																																																			
<p>Step 1 : Gather the data required for the design</p> <p>Process data</p> <p>If one of the temperature of the fluids at inlet and outlet, enter NA for the temperature</p> <table border="1"> <tr> <td colspan="2">Hot Fluid to cool</td> <td colspan="2">Water</td> </tr> <tr> <td>Hot fluid flowrate</td> <td>m_hot</td> <td>10990</td> <td>kg/h</td> </tr> <tr> <td>Hot fluid density</td> <td>rho_hot</td> <td>985</td> <td>kg/m3</td> </tr> <tr> <td>Hot fluid viscosity</td> <td>mu_hot</td> <td>0,000509</td> <td>Pa.s</td> </tr> <tr> <td>Hot fluid thermal conductivity</td> <td>lambda_hot</td> <td>0,645</td> <td>W.m/K</td> </tr> <tr> <td>Specific heat hot fluid</td> <td>Cp_hot</td> <td>4,183</td> <td>kJ/kg</td> </tr> <tr> <td>Hot fluid inlet temperature</td> <td>t_hot_inlet</td> <td>80</td> <td>c</td> </tr> <tr> <td>Hot fluid outlet temperature</td> <td>t_hot_outlet</td> <td>74</td> <td>c</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Cold Fluid</td> <td colspan="2">Water</td> </tr> <tr> <td>Cold fluid flowrate</td> <td>m_cold</td> <td>10980</td> <td>kg/h</td> </tr> <tr> <td>Cold fluid density</td> <td>rho_cold</td> <td>995</td> <td>kg/m3</td> </tr> <tr> <td>Cold fluid viscosity</td> <td>mu_cold</td> <td>0,000766</td> <td>Pa.s</td> </tr> <tr> <td>Cold fluid thermal conductivity</td> <td>lambda_cold</td> <td>0,617</td> <td>W/mK</td> </tr> <tr> <td>Specific heat cold fluid</td> <td>Cp_cold</td> <td>4,178</td> <td>kJ/kg</td> </tr> <tr> <td>Cold fluid inlet temperature</td> <td>t_cold_inlet</td> <td>70</td> <td>c</td> </tr> <tr> <td>Cold fluid outlet temperature</td> <td>t_cold_outlet</td> <td>NA</td> <td>c</td> </tr> </table>				Hot Fluid to cool		Water		Hot fluid flowrate	m_hot	10990	kg/h	Hot fluid density	rho_hot	985	kg/m3	Hot fluid viscosity	mu_hot	0,000509	Pa.s	Hot fluid thermal conductivity	lambda_hot	0,645	W.m/K	Specific heat hot fluid	Cp_hot	4,183	kJ/kg	Hot fluid inlet temperature	t_hot_inlet	80	c	Hot fluid outlet temperature	t_hot_outlet	74	c	Cold Fluid		Water		Cold fluid flowrate	m_cold	10980	kg/h	Cold fluid density	rho_cold	995	kg/m3	Cold fluid viscosity	mu_cold	0,000766	Pa.s	Cold fluid thermal conductivity	lambda_cold	0,617	W/mK	Specific heat cold fluid	Cp_cold	4,178	kJ/kg	Cold fluid inlet temperature	t_cold_inlet	70	c	Cold fluid outlet temperature	t_cold_outlet	NA	c																																																																																																																																																
Hot Fluid to cool		Water																																																																																																																																																																																																																	
Hot fluid flowrate	m_hot	10990	kg/h																																																																																																																																																																																																																
Hot fluid density	rho_hot	985	kg/m3																																																																																																																																																																																																																
Hot fluid viscosity	mu_hot	0,000509	Pa.s																																																																																																																																																																																																																
Hot fluid thermal conductivity	lambda_hot	0,645	W.m/K																																																																																																																																																																																																																
Specific heat hot fluid	Cp_hot	4,183	kJ/kg																																																																																																																																																																																																																
Hot fluid inlet temperature	t_hot_inlet	80	c																																																																																																																																																																																																																
Hot fluid outlet temperature	t_hot_outlet	74	c																																																																																																																																																																																																																
Cold Fluid		Water																																																																																																																																																																																																																	
Cold fluid flowrate	m_cold	10980	kg/h																																																																																																																																																																																																																
Cold fluid density	rho_cold	995	kg/m3																																																																																																																																																																																																																
Cold fluid viscosity	mu_cold	0,000766	Pa.s																																																																																																																																																																																																																
Cold fluid thermal conductivity	lambda_cold	0,617	W/mK																																																																																																																																																																																																																
Specific heat cold fluid	Cp_cold	4,178	kJ/kg																																																																																																																																																																																																																
Cold fluid inlet temperature	t_cold_inlet	70	c																																																																																																																																																																																																																
Cold fluid outlet temperature	t_cold_outlet	NA	c																																																																																																																																																																																																																
<p>Heat exchanger data 1 pass</p> <table border="1"> <tr> <td>Type of heat exchanger</td> <td>Plate HX</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Number of passes</td> <td>Np</td> <td>1</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Plate material</td> <td>Stainless Steel</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Plate thickness</td> <td>e</td> <td>0,4</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>Corrugation angle of the plates</td> <td>alpha</td> <td>45</td> <td>deg</td> </tr> <tr> <td>Thermal conductivity material of the plate</td> <td>lambda</td> <td>17,5</td> <td>W/m K</td> </tr> <tr> <td>Effective surface area of a single plate (from manufacturer data)</td> <td>Se</td> <td>1,06</td> <td>m2</td> </tr> <tr> <td>Projected area of a single plate</td> <td>Sp</td> <td>0,85</td> <td>m2</td> </tr> <tr> <td>Surface enlargement factor</td> <td>phi</td> <td>1,25</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>Verification surface enlargement factor ok</td> <td>Ok</td> <td></td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>Height of a plate</td> <td>Lv</td> <td>1,55</td> <td>m</td> </tr> <tr> <td>Width of a plate</td> <td>Lw</td> <td>0,63</td> <td>m</td> </tr> <tr> <td>Gap in between each plate</td> <td>b</td> <td>3</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>Channel passing area</td> <td></td> <td>0,00189</td> <td>m2</td> </tr> <tr> <td>Port diameter hot fluid</td> <td>Dp_hot</td> <td>38</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>Port diameter cold fluid</td> <td>Dp_cold</td> <td>38</td> <td>mm</td> </tr> <tr> <td>Fouling resistance hot side</td> <td>Rhot</td> <td>0,00005</td> <td>m2.k/W</td> </tr> <tr> <td>Fouling resistance cold side</td> <td>Rcold</td> <td>0</td> <td>m2.k/W</td> </tr> </table>				Type of heat exchanger	Plate HX			Number of passes	Np	1		Plate material	Stainless Steel			Plate thickness	e	0,4	mm	Corrugation angle of the plates	alpha	45	deg	Thermal conductivity material of the plate	lambda	17,5	W/m K	Effective surface area of a single plate (from manufacturer data)	Se	1,06	m2	Projected area of a single plate	Sp	0,85	m2	Surface enlargement factor	phi	1,25	-	Verification surface enlargement factor ok	Ok		-	Height of a plate	Lv	1,55	m	Width of a plate	Lw	0,63	m	Gap in between each plate	b	3	mm	Channel passing area		0,00189	m2	Port diameter hot fluid	Dp_hot	38	mm	Port diameter cold fluid	Dp_cold	38	mm	Fouling resistance hot side	Rhot	0,00005	m2.k/W	Fouling resistance cold side	Rcold	0	m2.k/W																																																																																																																																								
Type of heat exchanger	Plate HX																																																																																																																																																																																																																		
Number of passes	Np	1																																																																																																																																																																																																																	
Plate material	Stainless Steel																																																																																																																																																																																																																		
Plate thickness	e	0,4	mm																																																																																																																																																																																																																
Corrugation angle of the plates	alpha	45	deg																																																																																																																																																																																																																
Thermal conductivity material of the plate	lambda	17,5	W/m K																																																																																																																																																																																																																
Effective surface area of a single plate (from manufacturer data)	Se	1,06	m2																																																																																																																																																																																																																
Projected area of a single plate	Sp	0,85	m2																																																																																																																																																																																																																
Surface enlargement factor	phi	1,25	-																																																																																																																																																																																																																
Verification surface enlargement factor ok	Ok		-																																																																																																																																																																																																																
Height of a plate	Lv	1,55	m																																																																																																																																																																																																																
Width of a plate	Lw	0,63	m																																																																																																																																																																																																																
Gap in between each plate	b	3	mm																																																																																																																																																																																																																
Channel passing area		0,00189	m2																																																																																																																																																																																																																
Port diameter hot fluid	Dp_hot	38	mm																																																																																																																																																																																																																
Port diameter cold fluid	Dp_cold	38	mm																																																																																																																																																																																																																
Fouling resistance hot side	Rhot	0,00005	m2.k/W																																																																																																																																																																																																																
Fouling resistance cold side	Rcold	0	m2.k/W																																																																																																																																																																																																																
<p>Note : effective and projected surface area are different. The effective surface area of a plate is higher because of the corrugations. When designing a new heat exchanger, or checking an existing exchanger, be careful to understand if the supplier is referring to effective or projected area in its documentation. If you don't have the effective area note that the ratio $Se/Sp = \phi$ (enlargement factor) is often in between 1.15 and 1.25</p>																																																																																																																																																																																																																			
<p>If you check an existing heat exchanger Verify that the calculated heat transfer in cell K91 or K92 is higher than required coefficient in cell K56</p>		<p>If you design a new heat exchanger Modify this value to equal the Calculated heat transfer Coefficient in cell K91 or K92</p>																																																																																																																																																																																																																	
<p>ASSUME an overall heat transfer coefficient for the plate HX Typical values : 2000 to 7000 W.m-2.K-1, change value in cell K56</p> <table border="1"> <tr> <td>ESTIMATED heat transfer coefficient</td> <td>H</td> <td>4500</td> <td>W/m2.c</td> </tr> <tr> <td>Maximum allowable pressure drop hot side</td> <td></td> <td>3</td> <td>bar</td> </tr> <tr> <td>Maximum allowable pressure drop cold side</td> <td></td> <td>3</td> <td>bar</td> </tr> <tr> <td colspan="4">Step 2 Calculate the required heat flux and estimate exchange area required</td> </tr> <tr> <td>Required heat flux</td> <td>Phi</td> <td>76,55</td> <td>kW</td> </tr> <tr> <td colspan="4">If one temperature is missing the tool calculated it automatically below</td> </tr> <tr> <td>Missing temperature to calculate</td> <td></td> <td>Cold outlet</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>76,01</td> <td>c</td> </tr> <tr> <td>Check calculation is ok (heat flux is same on both sides)</td> <td>Ok</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="4">DTML then surface are calculated from fluid properties, temperature and heat transfer coeff</td> </tr> <tr> <td></td> <td>DTML</td> <td>4,00</td> <td>c</td> </tr> <tr> <td>Estimated heat transfer surface required</td> <td>S</td> <td>4,26</td> <td>m2</td> </tr> <tr> <td colspan="4">Step 3 Calculate the number of plates required</td> </tr> <tr> <td>Hydraulic diameter</td> <td>Dh</td> <td>0,00479</td> <td>m</td> </tr> <tr> <td>Number of plates required</td> <td>N</td> <td>5,00</td> <td>plates</td> </tr> <tr> <td>Number of channels per fluid</td> <td>n</td> <td>2,00</td> <td>channels</td> </tr> <tr> <td colspan="4">Step 4 Confirmation of the heat exchanger size</td> </tr> <tr> <td>Velocity of hot fluid in between plates</td> <td>uhot</td> <td>0,82</td> <td>m/s</td> </tr> <tr> <td>Velocity of cold fluid in between plates</td> <td>ucold</td> <td>0,81</td> <td>m/s</td> </tr> <tr> <td>Mass velocity through hot channel</td> <td>Gchot</td> <td>806,88</td> <td>kg/m2.s</td> </tr> <tr> <td>Mass velocity through cold channel</td> <td>Gccold</td> <td>806,88</td> <td>kg/m2.s</td> </tr> <tr> <td>Reynolds number flow on hot side</td> <td>Rehot</td> <td>7598,00</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Reynolds number flow on cold side</td> <td>Recold</td> <td>5048,80</td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="4">Enter below the Nusselt correlation coefficient, read them in sheet "coefficients"</td> </tr> <tr> <td>Nusselt correlation coefficient a</td> <td>a</td> <td>0,3</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Nusselt correlation coefficient b</td> <td>b</td> <td>0,663</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Prandtl number on hot side</td> <td>Prhot</td> <td>3,30</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Prandtl number on cold side</td> <td>Prcold</td> <td>5,19</td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="4">Assumption : Pr_wall = Prhot resp. Prcold depending on side</td> </tr> <tr> <td>Nusselt number on hot side</td> <td>Nuhot</td> <td>166,41</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Nusselt number on cold side</td> <td>Nucold</td> <td>147,32</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Heat transfer coefficient hot side</td> <td>hhot</td> <td>22393,85</td> <td>W/m2.c</td> </tr> <tr> <td>Heat transfer coefficient cold side</td> <td>hcold</td> <td>18964,10</td> <td>W/m2.c</td> </tr> <tr> <td>Overall heat transfer coefficient clean</td> <td>H_clean</td> <td>8316,46</td> <td>W/m2.c</td> </tr> <tr> <td>Overall heat transfer coefficient dirty</td> <td>H_fouled</td> <td>5873,94</td> <td>W/m2.c</td> </tr> <tr> <td>Safety factor</td> <td></td> <td>1,31</td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="4">Step 5 Pressure drop calculation</td> </tr> <tr> <td colspan="4">Enter below the Nusselt correlation coefficient, read them in sheet "coefficients"</td> </tr> <tr> <td>Friction factory correlation coefficient Kp</td> <td>Kp</td> <td>1,441</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Friction factory correlation coefficient m</td> <td>m</td> <td>0,206</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Friction factor in hot fluid channel</td> <td>fhot</td> <td>0,23</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Friction factor in cold fluid channel</td> <td>fcold</td> <td>0,25</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Pressure drop in hot fluid channel</td> <td>Dphot</td> <td>97762,51</td> <td>Pa</td> </tr> <tr> <td>Pressure drop in cold fluid channel</td> <td>Dpcold</td> <td>105281,67</td> <td>Pa</td> </tr> <tr> <td>Hot fluid port velocity</td> <td>Gphot</td> <td>2689,32</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Cold fluid port velocity</td> <td>Gpcold</td> <td>2689,32</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Pressure drop in hot fluid port</td> <td>Dpport_hot</td> <td>5139,81</td> <td>Pa</td> </tr> <tr> <td>Pressure drop in cold fluid port</td> <td>Dpport_cold</td> <td>5088,16</td> <td>Pa</td> </tr> <tr> <td>Total pressure drop hot fluid</td> <td>Dphtot</td> <td>102902,32</td> <td>Pa</td> </tr> <tr> <td>Total pressure drop cold fluid</td> <td>Dphtcold</td> <td>110369,82</td> <td>Pa</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>1,03</td> <td>bar</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>1,10</td> <td>bar</td> </tr> </table>				ESTIMATED heat transfer coefficient	H	4500	W/m2.c	Maximum allowable pressure drop hot side		3	bar	Maximum allowable pressure drop cold side		3	bar	Step 2 Calculate the required heat flux and estimate exchange area required				Required heat flux	Phi	76,55	kW	If one temperature is missing the tool calculated it automatically below				Missing temperature to calculate		Cold outlet				76,01	c	Check calculation is ok (heat flux is same on both sides)	Ok			DTML then surface are calculated from fluid properties, temperature and heat transfer coeff					DTML	4,00	c	Estimated heat transfer surface required	S	4,26	m2	Step 3 Calculate the number of plates required				Hydraulic diameter	Dh	0,00479	m	Number of plates required	N	5,00	plates	Number of channels per fluid	n	2,00	channels	Step 4 Confirmation of the heat exchanger size				Velocity of hot fluid in between plates	uhot	0,82	m/s	Velocity of cold fluid in between plates	ucold	0,81	m/s	Mass velocity through hot channel	Gchot	806,88	kg/m2.s	Mass velocity through cold channel	Gccold	806,88	kg/m2.s	Reynolds number flow on hot side	Rehot	7598,00		Reynolds number flow on cold side	Recold	5048,80		Enter below the Nusselt correlation coefficient, read them in sheet "coefficients"				Nusselt correlation coefficient a	a	0,3		Nusselt correlation coefficient b	b	0,663		Prandtl number on hot side	Prhot	3,30		Prandtl number on cold side	Prcold	5,19		Assumption : Pr_wall = Prhot resp. Prcold depending on side				Nusselt number on hot side	Nuhot	166,41		Nusselt number on cold side	Nucold	147,32		Heat transfer coefficient hot side	hhot	22393,85	W/m2.c	Heat transfer coefficient cold side	hcold	18964,10	W/m2.c	Overall heat transfer coefficient clean	H_clean	8316,46	W/m2.c	Overall heat transfer coefficient dirty	H_fouled	5873,94	W/m2.c	Safety factor		1,31		Step 5 Pressure drop calculation				Enter below the Nusselt correlation coefficient, read them in sheet "coefficients"				Friction factory correlation coefficient Kp	Kp	1,441		Friction factory correlation coefficient m	m	0,206		Friction factor in hot fluid channel	fhot	0,23		Friction factor in cold fluid channel	fcold	0,25		Pressure drop in hot fluid channel	Dphot	97762,51	Pa	Pressure drop in cold fluid channel	Dpcold	105281,67	Pa	Hot fluid port velocity	Gphot	2689,32		Cold fluid port velocity	Gpcold	2689,32		Pressure drop in hot fluid port	Dpport_hot	5139,81	Pa	Pressure drop in cold fluid port	Dpport_cold	5088,16	Pa	Total pressure drop hot fluid	Dphtot	102902,32	Pa	Total pressure drop cold fluid	Dphtcold	110369,82	Pa			1,03	bar			1,10	bar
ESTIMATED heat transfer coefficient	H	4500	W/m2.c																																																																																																																																																																																																																
Maximum allowable pressure drop hot side		3	bar																																																																																																																																																																																																																
Maximum allowable pressure drop cold side		3	bar																																																																																																																																																																																																																
Step 2 Calculate the required heat flux and estimate exchange area required																																																																																																																																																																																																																			
Required heat flux	Phi	76,55	kW																																																																																																																																																																																																																
If one temperature is missing the tool calculated it automatically below																																																																																																																																																																																																																			
Missing temperature to calculate		Cold outlet																																																																																																																																																																																																																	
		76,01	c																																																																																																																																																																																																																
Check calculation is ok (heat flux is same on both sides)	Ok																																																																																																																																																																																																																		
DTML then surface are calculated from fluid properties, temperature and heat transfer coeff																																																																																																																																																																																																																			
	DTML	4,00	c																																																																																																																																																																																																																
Estimated heat transfer surface required	S	4,26	m2																																																																																																																																																																																																																
Step 3 Calculate the number of plates required																																																																																																																																																																																																																			
Hydraulic diameter	Dh	0,00479	m																																																																																																																																																																																																																
Number of plates required	N	5,00	plates																																																																																																																																																																																																																
Number of channels per fluid	n	2,00	channels																																																																																																																																																																																																																
Step 4 Confirmation of the heat exchanger size																																																																																																																																																																																																																			
Velocity of hot fluid in between plates	uhot	0,82	m/s																																																																																																																																																																																																																
Velocity of cold fluid in between plates	ucold	0,81	m/s																																																																																																																																																																																																																
Mass velocity through hot channel	Gchot	806,88	kg/m2.s																																																																																																																																																																																																																
Mass velocity through cold channel	Gccold	806,88	kg/m2.s																																																																																																																																																																																																																
Reynolds number flow on hot side	Rehot	7598,00																																																																																																																																																																																																																	
Reynolds number flow on cold side	Recold	5048,80																																																																																																																																																																																																																	
Enter below the Nusselt correlation coefficient, read them in sheet "coefficients"																																																																																																																																																																																																																			
Nusselt correlation coefficient a	a	0,3																																																																																																																																																																																																																	
Nusselt correlation coefficient b	b	0,663																																																																																																																																																																																																																	
Prandtl number on hot side	Prhot	3,30																																																																																																																																																																																																																	
Prandtl number on cold side	Prcold	5,19																																																																																																																																																																																																																	
Assumption : Pr_wall = Prhot resp. Prcold depending on side																																																																																																																																																																																																																			
Nusselt number on hot side	Nuhot	166,41																																																																																																																																																																																																																	
Nusselt number on cold side	Nucold	147,32																																																																																																																																																																																																																	
Heat transfer coefficient hot side	hhot	22393,85	W/m2.c																																																																																																																																																																																																																
Heat transfer coefficient cold side	hcold	18964,10	W/m2.c																																																																																																																																																																																																																
Overall heat transfer coefficient clean	H_clean	8316,46	W/m2.c																																																																																																																																																																																																																
Overall heat transfer coefficient dirty	H_fouled	5873,94	W/m2.c																																																																																																																																																																																																																
Safety factor		1,31																																																																																																																																																																																																																	
Step 5 Pressure drop calculation																																																																																																																																																																																																																			
Enter below the Nusselt correlation coefficient, read them in sheet "coefficients"																																																																																																																																																																																																																			
Friction factory correlation coefficient Kp	Kp	1,441																																																																																																																																																																																																																	
Friction factory correlation coefficient m	m	0,206																																																																																																																																																																																																																	
Friction factor in hot fluid channel	fhot	0,23																																																																																																																																																																																																																	
Friction factor in cold fluid channel	fcold	0,25																																																																																																																																																																																																																	
Pressure drop in hot fluid channel	Dphot	97762,51	Pa																																																																																																																																																																																																																
Pressure drop in cold fluid channel	Dpcold	105281,67	Pa																																																																																																																																																																																																																
Hot fluid port velocity	Gphot	2689,32																																																																																																																																																																																																																	
Cold fluid port velocity	Gpcold	2689,32																																																																																																																																																																																																																	
Pressure drop in hot fluid port	Dpport_hot	5139,81	Pa																																																																																																																																																																																																																
Pressure drop in cold fluid port	Dpport_cold	5088,16	Pa																																																																																																																																																																																																																
Total pressure drop hot fluid	Dphtot	102902,32	Pa																																																																																																																																																																																																																
Total pressure drop cold fluid	Dphtcold	110369,82	Pa																																																																																																																																																																																																																
		1,03	bar																																																																																																																																																																																																																
		1,10	bar																																																																																																																																																																																																																