

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Étude et conception d'un climatiseur à absorption alimenté par des
capteurs solaires thermiques

CHOUAKI Lyes

Sous la direction de **Mr. GUERGUEB Brahim** ENP

Présenté et soutenu publiquement le 31/12/2024

Composition du jury :

Président :	M. BELKACEMI Yacine	MCA	ENP
Promoteur :	M. GUERGUEB Brahim	MAA	ENP
Examineur :	M. BENKOUSSAS Bouzid	Professeur	ENP
Responsable incubateur :	M. BOUSBAI M'hamed	MCB	ENP

ENP 2024

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Étude et conception d'un climatiseur à absorption alimenté par des
capteurs solaires thermiques

CHOUAKI Lyes

Sous la direction de **Mr. GUERGUEB Brahim** ENP

Présenté et soutenu publiquement le 31/12/2024

Composition du jury :

Président :	M. BELKACEMI Yacine	MCA	ENP
Promoteur :	M. GUERGUEB Brahim	MAA	ENP
Examineur :	M. BENKOUSSAS Bouzid	Professeur	ENP
Responsable incubateur :	M. BOUSBAI M'hamed	MCB	ENP

ENP 2024

ملخص

يتناول هذا البحث دراسة وتصميم مكيف هواء يعمل بالامتصاص الشمسي بقدرة تبريد تبلغ 2.64 كيلوواط (9000 وحدة حرارية بريطانية/ساعة) ودرجة حرارة تبخير تصل إلى 5 درجات مئوية. تم تطوير نموذج ديناميكي حراري لتحديد المعلمات الأساسية للنظام (الضغوط، التراكيز، الإنتالبيات، درجات الحرارة، ومعدلات التدفق) وحساب معامل الأداء (COP) الذي بلغ 0.66. تم تصميم المكونات الرئيسية (المولد، المكثف، المبخر، الممتص) لتكون قابلة للتصنيع بسهولة باستخدام عمليات بسيطة مثل التقطيع والثني والطي. وأخيراً، تم إجراء دراسة سوقية لتقييم الجدوى التجارية للمكيف، مسلطاً الضوء على إمكانياته الاقتصادية والبيئية في سياق التحول الطاقوي.

الكلمات المفتاحية: مبرد امتصاص - خليط بروميد الليثيوم والماء - النمذجة الديناميكية الحرارية - التبريد الشمسي

Abstract

This thesis focuses on the study and design of a solar absorption air conditioner with a cooling capacity of 2.64 kW (9000 BTU/h) and an evaporation temperature of 5°C. A thermodynamic model was developed to define the system's key parameters (pressures, concentrations, enthalpies, temperatures, and flow rates) and to calculate a coefficient of performance (COP) of 0.66. The main components (generator, condenser, evaporator, absorber) were designed to be easily manufacturable using simple processes such as cutting, bending, and folding. Finally, a market study assessed the commercial viability of the air conditioner, highlighting its economic and environmental potential in the context of energy transition.

Keywords : Absorbtion chiller - Li-Br water mixture - Thermodynamic modeling - Solar refrigeration.

Résumé

Ce mémoire porte sur l'étude et la conception d'un climatiseur à absorption solaire d'une capacité de 2,64 kW (9000 BTU/h) et une température d'évaporation de 5°C. Une modélisation thermodynamique a permis de définir les paramètres essentiels du système (pressions, concentrations, enthalpies, températures, débits) et de calculer un coefficient de performance (COP) de 0,66. Les composants principaux (générateur, condenseur, évaporateur, absorbeur) ont été conçus pour être facilement fabriqués à l'aide de procédés simples tels que le découpage, le pliage et le coudage. Enfin, une étude de marché a évalué la commercialisabilité du climatiseur en mettant en avant son potentiel économique et environnemental, adapté à un contexte de transition énergétique.

Mots clés : Climatiseur à absorption - Mélange Li-Br eau - Modélisation thermodynamique - Réfrigération solaire.

Remerciements

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à toutes les personnes qui m'ont accompagné et soutenu tout au long de ces cinq années d'études et dans la réalisation de ce mémoire.

En premier lieu, je remercie chaleureusement mon encadrant, Mr GUERGUEB Brahim, pour sa disponibilité, ses conseils avisés, et son soutien tout au long de ce travail. Ses remarques et son expertise ont été primordiales pour la réussite de ce projet.

Je tiens également à remercier le président de jury, Mr BELKACEMI Yacine, pour avoir accepté de présider cette soutenance et pour l'intérêt porté à mon travail. Votre regard critique et vos remarques constructives enrichiront sans aucun doute cette étude.

Je remercie également les membres du jury M. BENKOUSSAS Bouzid et M. BOUSBAI M'hamed, pour le temps consacré à l'évaluation de ce mémoire. Leurs observations et retours contribueront à enrichir ce travail.

Mes remerciements vont également à l'ensemble du cadre académique du département de génie mécanique. Grâce à leurs enseignements et leurs précieux conseils tout au long de ces trois années, j'ai pu acquérir les connaissances et compétences nécessaires à l'accomplissement de ce projet.

Enfin, je tiens à remercier ma famille et mes proches pour leur patience, leur soutien moral et physique, et leurs encouragements constants, qui m'ont permis de mener à bien ce parcours universitaire.

À toutes et tous, je vous adresse mes sincères remerciements

CHOUAKI Lyes

Table des matières

Liste des tableaux	7
Table des figures	8
Nomenclature	10
Introduction générale	13
1 Généralités et état de l'art	15
1.1 Les principes fondamentaux de la réfrigération [1]	15
1.2 Technologies de refroidissement solaire	17
1.2.1 Exploitation de l'énergie solaire	17
1.2.1.1 Cellule solaire (Photovoltaïque)	17
1.2.1.2 Solaire thermique	19
1.2.2 Les technologies de refroidissement	21
1.2.2.1 Refroidissement solaire électrique	21
1.2.2.2 Refroidissement solaire mécanique	21
1.2.2.3 Réfrigération solaire par absorption	22
1.2.2.4 Comparaison des technologies de refroidissement solaire	22
1.3 Le processus de refroidissement par absorption	22
1.4 Les Bases Physiques du Processus d'Absorption	24
1.4.1 Courbe de Pression de Vapeur pour les Couples de Matériaux	24
1.4.2 Rendement Théorique	25
1.4.3 Rendement Réel	25
1.4.4 Bilans de Masse et d'Énergie [1]	26
1.4.4.1 Générateur	26

1.4.4.2	Absorbeur	26
1.4.4.3	Condenseur	27
1.4.4.4	Évaporateur	27
1.4.4.5	Échangeur de chaleur pour la solution	28
1.5	État de l'art	28
1.5.1	Refroidissement solaire	28
1.5.2	Cycle d'absorption et récupération de chaleur	29
1.5.3	Un composant critique : l'absorbeur	29
1.5.3.1	Absorbeur à bulles	29
1.5.3.2	Absorbeur à film tombant	30
1.5.4	Optimisation de l'absorption avec des nanoparticules et des surfactants	30
1.5.5	Cycles compression-absorption	30
1.6	Conclusion	31
2	Dimensionnement	32
2.1	Introduction	32
2.2	Configuration du réfrigérateur	32
2.3	Etude thermodynamique	32
2.3.1	Conditions préliminaires	33
2.3.2	Pressions de fonctionnements	34
2.3.3	Concentrations du LiBr	34
2.3.4	Débits massique	34
2.3.5	Températures	35
2.3.6	Enthalpies	36
2.3.7	Quantité de chaleur	37
2.3.8	Le coefficient de performance	39
2.3.9	Récapitulatifs points d'états	39
2.4	Dimensionnement du générateur	39
2.5	Dimensionnement du condenseur	44
2.6	Dimensionnement de l'évaporateur	47
2.7	Dimensionnement de l'absorbeur	53

2.8	Source de chaleur	55
2.8.1	Collecteur solaires	56
2.8.2	Gaz de ville	57
3	Conception	58
3.1	Introduction	58
3.2	Préliminaires	58
3.3	Conception du générateur	59
3.3.1	Serpentin	59
3.3.2	Disperseur	60
3.3.3	Les parois	60
3.3.4	Baffles	61
3.3.5	Assemblage	61
3.4	Conception du condenseur	61
3.4.1	Serpentin	61
3.4.2	Disperseur vapeur	62
3.4.3	Collecteur de condensat	62
3.4.4	Assemblages	62
3.5	Conception de l'évaporateur	63
3.5.1	Conception du faisceau tubulaires	63
3.5.2	Le ventilateur	64
3.5.3	Assemblage	64
3.6	Conception de l'absorbeur	64
3.6.1	Serpentin/Film tombant	65
3.6.2	Disperseur de solution	65
3.6.3	Disperseur de la vapeur	66
3.6.4	Les parois	67
3.6.5	Assemblage	67
3.7	Disposition physique	67
	Etude de marché	71
3.8	Aperçu du Marché	71

3.8.1	Segmentation du Marché	71
3.8.2	Tendances et Défis du Marché	72
3.9	Concurrents Potentiels	72
3.9.1	Analyse des Concurrents	72
3.9.2	Principaux Concurrents	73
3.9.3	Positionnement sur le Marché	73
3.10	Clients Potentiels et Cibles	73
3.10.1	Segments Clés de Clients	73
3.11	Études de Cas	74
3.11.1	Risques Techniques	74
3.11.2	Risque du Marché	75
3.12	Estimation budgétaire	75
3.13	Conclusion	75
3.14	Business Model Canvas	75
	Conclusion	77
	Bibliographie	78

Liste des tableaux

2.1	États thermodynamiques dans un système à absorption	37
2.2	Quantité de chaleur échangées par chaque composants avec le milieu extérieur .	39
2.3	Paramètres thermodynamiques de chaque points d'états	39

Table des figures

1.1	Pompe a chaleur	15
1.2	Diagramme T-s du cycle de Carnot ideal	16
1.3	Fonctionnement des panneaux photovoltaïques	18
1.4	Capteurs plats	19
1.5	Capteurs à tubes sous-vides	20
1.6	Capteurs cylindro-parabolique	20
1.7	Principe de fonctionnement du refroidissement solaire mecanique	21
1.8	Cycle d'absorption	23
1.9	Diagramme P-T-x du cycle d'absorption	23
1.10	Courbe de pression de vapeur de la solution LiBr-eau dans le diagramme $\log -1/T$	24
1.11	Flux de masses et de chaleur dans le générateur	26
1.12	Flux de masses et de chaleur dans l'absorbeur	26
1.13	Flux de masses et de chaleur dans le condenseur	27
1.14	Flux de masses et de chaleur dans l'évaporateur	27
1.15	Flux de masses et de chaleur dans l'échangeur	28
2.1	Schéma global du systèmes	33
2.2	Diagramme PTx du cycle d'absorption	35
2.3	Diagramme Enthalpie-Concentration pour les solutions Eau/LiBr	38
2.4	Dessin qualitatif du générateur	41
2.5	Dessin qualitatif du condenseur	45
2.6	Dessin qualitatif de l'évaporateur	48
2.7	Dessin qualitatif de l'absorbeur	53
2.8	Données solaires de la région de Tizi Ouzou - globalsolaratlas.info	56
2.9	Élévation et angle solaire dans la région de Tizi Ouzou - globalsolaratlas.info	56

3.1	Serpentin du générateur	59
3.2	Disperseur du générateur	60
3.3	Les différents parties de la paroi du générateur	60
3.4	Vue du baffle et supports	61
3.5	Différentes vues de l'assemblage	61
3.6	Serpentin	62
3.7	Disperseur de vapeur	62
3.8	Collecteur de condensat	63
3.9	Différentes vues de l'assemblage	63
3.10	Le faisceau tubulaire de l'évaporateur	64
3.11	Le ventilateur de l'évaporateur	64
3.12	Différentes vues de l'assemblage	64
3.13	Forme de l'absorbeur	65
3.14	Serpentin de l'absorbeur	66
3.15	Disperseur de la solution	66
3.16	Dispersseur de vapeur	67
3.17	Forme des parois de l'absorbeur	68
3.18	Différentes vues de l'assemblage	68
3.19	Assemblage global	69

Nomenclature

Paramètres Thermodynamiques

COP	Coefficient de performance (sans unité)
T	Température ($^{\circ}C$)
Q	Taux de chaleur échangée (kW)
P	Pression (kPa)
x	Concentration de LiBr dans la solution (sans unité)
m	Débit massique de (g/s)
h	Enthalpie (kJ/kg)
h_f	Enthalpie de l'eau saturée à l'état liquide (kJ/kg)
h_g	Enthalpie de l'eau saturée à l'état vapeur (kJ/kg)

Paramètres de Transfert de Chaleur et d'Écoulement des Fluides

U	Coefficient global de transfert thermique ($W/m^2.K$)
A	Surface d'échange thermique (m^2)
ΔT_{LMTD}	Différence de température moyenne logarithmique ($^{\circ}C$)
h_{int}	Coefficient de transfert thermique interne ($W/m^2.K$)
h_{ext}	Coefficient de transfert thermique externe ($W/m^2.K$)
k	Conductivité thermique ($W/m.K$)
D_0	Diamètre extérieur du tube (m)
D_i	Diamètre intérieur du tube (m)
ρ	Densité du fluide (kg/m^3)
μ	Viscosité dynamique du fluide (Pa.s)
g	Accélération gravitationnelle (m/s^2)
β	Coefficient de dilatation thermique ($1/^{\circ}C$)
C_p	Capacité calorifique à pression constante (kJ/kg.K)

Paramètres Supplémentaires et Corrélations

Re	Nombre de Reynolds (sans unité)
Nu	Nombre de Nusselt (sans unité)
Pr	Nombre de Prandtl (sans unité)
Gr	Nombre de Grashoff (sans unité)
Ra	Nombre de Rayleigh (sans unité)
X_{tt}	Paramètre de Martinelli (sans unité)
x	Qualité du fluide (sans unité)
Re_{TP}	Nombre de Reynolds bi-phasique (sans unité)
Pr_s	Nombre de Prandtl au voisinage de la paroi
δ	Épaisseur du film tombant (m)
η_s	Viscosité dynamique du film tombant (Pa.s)
$\dot{\Gamma}_s$	Débit massique par unité de longueur du film (g/m.s)
GTI_{opta}	Irradiance journalière globale inclinée vers l'angle optimal (kWh/m ²)
PCS	Pouvoir calorifique supérieur (MJ/kg)

Introduction générale

Avec l'augmentation des préoccupations mondiales concernant le changement climatique et la raréfaction des ressources énergétiques, l'intérêt pour la technologie du refroidissement solaire continue de croître. Cette solution est considérée comme une alternative respectueuse de l'environnement et durable. L'idée d'utiliser l'énergie solaire pour le refroidissement remonte à longtemps, car les périodes de forts ensoleillements coïncident souvent avec une forte demande de climatisation. La première machine utilisant cette technologie a été présentée en 1878 par le mathématicien français Augustin Mouchot, qui avait exposé son système de refroidissement par absorption conçu par Edmond Carré, lors de l'Exposition universelle de Paris. Cependant, avec la baisse des coûts de l'énergie et la diversification des sources d'approvisionnement, l'intérêt pour cette technologie a diminué. Ce n'est que lors de la crise pétrolière des années 1970, provoquée par les décisions des pays membres de l'OPEP, que l'intérêt pour le refroidissement solaire a ressurgi. Les fluctuations des prix du pétrole ont souligné l'importance de diversifier les sources d'énergie et d'améliorer l'efficacité énergétique. Ainsi, les années 1980 ont vu le lancement de nombreux projets visant à démontrer le potentiel du refroidissement solaire.

Parmi les technologies de réfrigération utilisant l'énergie solaire, le système à absorption se distingue comme l'une des solutions les plus prometteuses. Contrairement aux systèmes de climatisation ou de réfrigération traditionnels qui reposent sur un compresseur pour alimenter le cycle de refroidissement, les systèmes à absorption utilisent une source de chaleur, comme le gaz naturel ou des capteurs solaires, pour produire l'effet de réfrigération. Ce système fonctionne sans compresseur mécanique, en exploitant l'interaction entre un absorbant et un réfrigérant pour générer du froid.

Bien que ces systèmes de refroidissement solaire ne soient pas encore largement répandus, ils sont de plus en plus envisagés avec l'intensification des réglementations écologiques. Comparés aux systèmes fonctionnant à l'électricité ou au gaz, qui restent populaires en raison de leur faible coût et de leur compacité, les systèmes à absorption alimentés par énergie solaire ont l'avantage d'utiliser une énergie renouvelable et abondante. Toutefois, leur coût initial élevé et la taille volumineuse des équipements limitent encore leur adoption à grande échelle. La plupart des prototypes actuels sont principalement expérimentaux et nécessitent des améliorations pour devenir plus compacts et accessibles.

Bien que les pressions économiques et politiques favorisent l'adoption accrue du refroidissement solaire, rendre cette solution compétitive reste un défi pour les chercheurs et l'industrie. Les efforts actuels visent à trouver la meilleure combinaison entre les capteurs solaires et les systèmes de refroidissement pour répondre aux besoins énergétiques tout en réduisant la dépendance aux énergies fossiles.

Objectif et Méthodologie

Ce projet de recherche vise à étudier un climatiseur à absorption à un seul étage, utilisant un mélange de LiBr et d'eau comme fluide de travail.

Le mémoire est structuré en 4 chapitres de la manière suivante :

Chapitre 1 : Ce chapitre présente le contexte de notre travail, avec une introduction générale sur la réfrigération, la réfrigération solaire, le refroidissement par absorption ainsi que ces bases physique, et enfin état de l'art sur ce sujet.

Chapitre 2 : Ce chapitre fournit un dimensionnement complet de notre système, commençant par une étude thermodynamique globales définissant les paramètres de chaque point d'état, suivi par un dimensionnement de chaque composant du climatiseur.

Chapitre 3 : Dans ce chapitre on va concevoir chaque composants du systèmes, tout en portant une attention sur la méthode de fabrication, qui fera l'objet de travaux futurs.

Chapitre 4 : Ensuite, on fait une étude de marché concernant les climatiseurs à absorption en Algérie et dans le monde.

Enfin, nous terminerons ce mémoire par les principales conclusions et quelques perspectives.

Chapitre 1

Généralités et état de l'art

Ce chapitre a pour premier objectif de présenter les concepts et principes fondamentaux de la réfrigération, tout en explorant les technologies modernes capables de produire du froid à partir de l'énergie solaire. Le deuxième objectif est d'évaluer et de comparer le potentiel de ces différentes technologies afin d'identifier les solutions les plus compétitives et durables. Enfin, les bases du fonctionnement de la réfrigération par absorption et des capteurs solaires sont également expliquées.

1.1 Les principes fondamentaux de la réfrigération [1]

Une machine frigorifique utilise de l'énergie pour transférer la chaleur d'une source froide vers un réservoir à température plus élevée. La chaleur prélevée de la source froide est appelée "refroidissement utile". Les principes de fonctionnement d'une machine frigorifique opérant entre deux niveaux de température sont illustrés à la figure 1.1. La chaleur Q_0 est extraite à une température T_0 plus basse et rejetée à une température supérieure T_1 . Pour réaliser ce transfert, une puissance W_t est nécessaire, se transformant en chaleur durant le processus et étant également évacuée avec la chaleur collectée à T_1 .

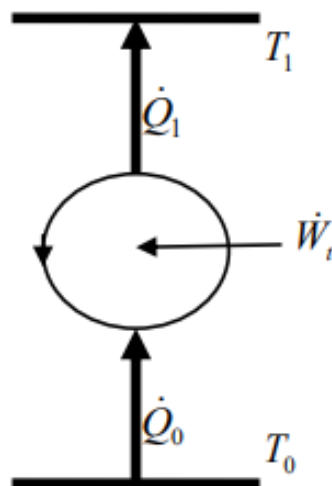


FIGURE 1.1 – Pompe à chaleur

Pour refroidir, un fluide frigorigène (substance de travail), qu'il soit sous forme de gaz, de vapeur ou d'un mélange des deux, doit circuler dans un cycle au sein du système frigorifique. Ce cycle

fournit le refroidissement requis et se répète autant de fois que nécessaire pour atteindre la température souhaitée.

Un indicateur clé de la performance énergétique d'une machine frigorifique est le coefficient de performance (COP). Dans les systèmes de réfrigération, le COP est utilisé pour évaluer et comparer l'efficacité de différents systèmes. Il est défini comme le rapport de la chaleur éliminée dans l'évaporateur, et l'énergie fournie au système.

Le cycle de Carnot

Le processus de réfrigération idéal est modélisé par le cycle de Carnot. Ce cycle est composé de processus réversibles de détente et de compression isentropiques, ainsi que d'addition et de rejet de chaleur à température constante. L'efficacité thermique d'un cycle de Carnot dépend uniquement des températures des deux réservoirs de chaleur. La figure 1.2 présente un diagramme T-s d'un système de réfrigération utilisant le cycle de Carnot.

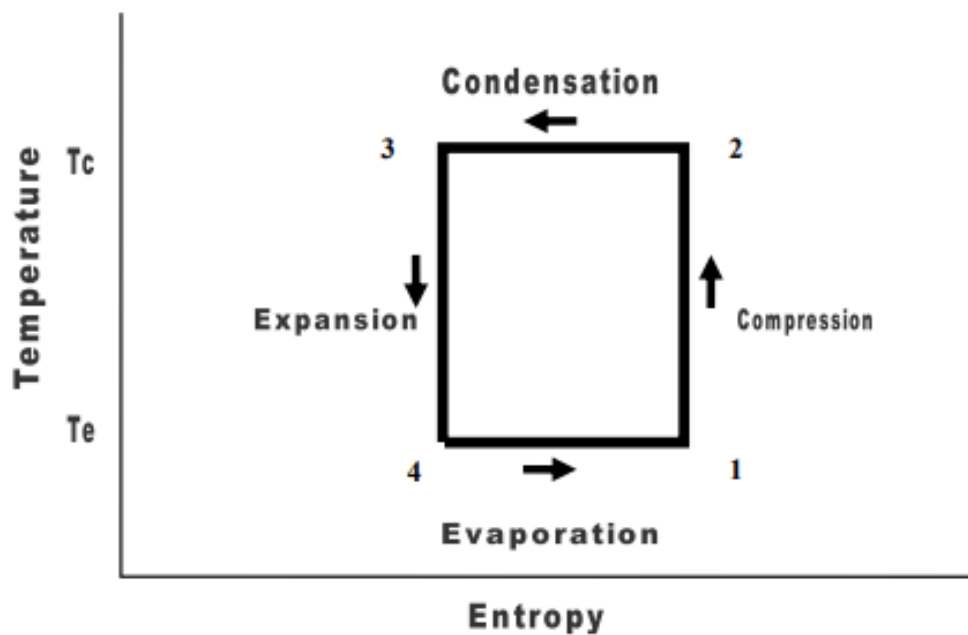


FIGURE 1.2 – Diagramme T-s du cycle de Carnot idéal

Le cycle comprend quatre processus réversibles :

1. Un processus isotherme 4-1, où la chaleur est extraite à une température constante T_e .
2. Un processus de compression isentropique 1-2.
3. Un processus isotherme 2-3, où la chaleur est rejetée à une température constante T_c .
4. Un processus de détente isentropique 3-4.

Le cycle de Carnot présente le coefficient de performance (COP) le plus élevé entre deux limites de température. Le COP du cycle de Carnot est exprimé par la formule 1.1 :

$$COP_{Carnot} = \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (1.1)$$

où T_e représente la température la plus basse et T_c la température la plus élevée du cycle.

Dans un cycle frigorifique réel, la réversibilité n'est pas atteinte, entraînant des pertes. Cela signifie que ce cycle est théorique et ne peut pas être réalisé dans une machine réelle, mais il sert de référence pour comparer les machines et les processus frigorifiques existants. Par conséquent, toute machine frigorifique réelle affichera un COP inférieur à celui du cycle de Carnot.

1.2 Technologies de refroidissement solaire

L'utilisation de l'énergie solaire comme principale source d'énergie est séduisante pour son aspect durable, grâce à sa disponibilité quasi universelle, son faible impact environnemental, et l'absence de coûts de carburants. Cependant, son utilisation présente plusieurs défis. Le problème principal est que l'énergie solaire est une source diffuse. Même dans les régions les plus ensoleillées, le flux d'énergie solaire disponible dépasse rarement 1 kW/m^2 , ce qui reste insuffisant pour de nombreuses applications technologiques. Cela nécessite de grandes surfaces de collecte, ce qui augmente considérablement les coûts.

Un autre défi majeur est la variabilité de l'énergie solaire. Cette énergie fluctue à l'échelle quotidienne, en raison de l'alternance jour-nuit, mais aussi saisonnièrement, à cause de l'inclinaison de la Terre autour du Soleil. Les conditions météorologiques compliquent encore plus les choses. Par conséquent, l'énergie solaire collectée durant la journée doit être stockée pour être utilisée quand le soleil n'est pas présent, ce qui alourdit encore les coûts globaux des systèmes. Le principal frein à l'adoption massive de cette technologie réside donc dans le coût économique, d'où la nécessité de développer des solutions de collecte et de stockage plus abordables pour diminuer les coûts initiaux élevés.

Les systèmes de refroidissement solaire se classent en deux grandes catégories : ceux qui fonctionnent par voie thermique et ceux qui utilisent l'énergie électrique. Parmi les systèmes thermiques, on distingue les procédés thermo-mécaniques et ceux qui reposent sur la transformation de la chaleur à travers des réactions thermochimiques réversibles nécessitant une énergie de liaison relativement faible.

Deux concepts clés peuvent être combinés pour le refroidissement solaire :

- Exploitation de l'énergie solaire
- Production de froid

On va voir plus en détails ces deux concepts.

1.2.1 Exploitation de l'énergie solaire

L'exploitation de l'énergie solaire repose sur des dispositifs appelés collecteurs solaires, qui se divisent en deux grandes catégories :

1. **Cellules solaires** pour la production d'électricité.
2. **Collecteurs thermiques solaires** pour la génération de chaleur.

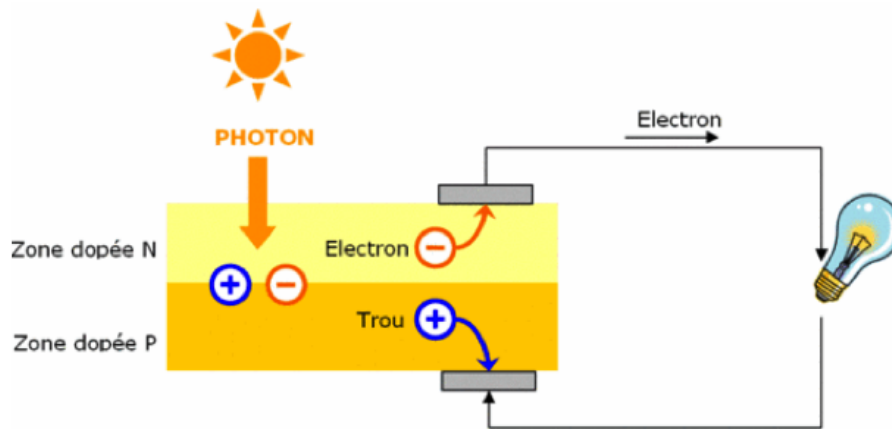
1.2.1.1 Cellule solaire (Photovoltaïque)

Une cellule solaire, ou cellule photovoltaïque (PV), est un dispositif capable de convertir directement l'énergie du rayonnement solaire en énergie électrique.

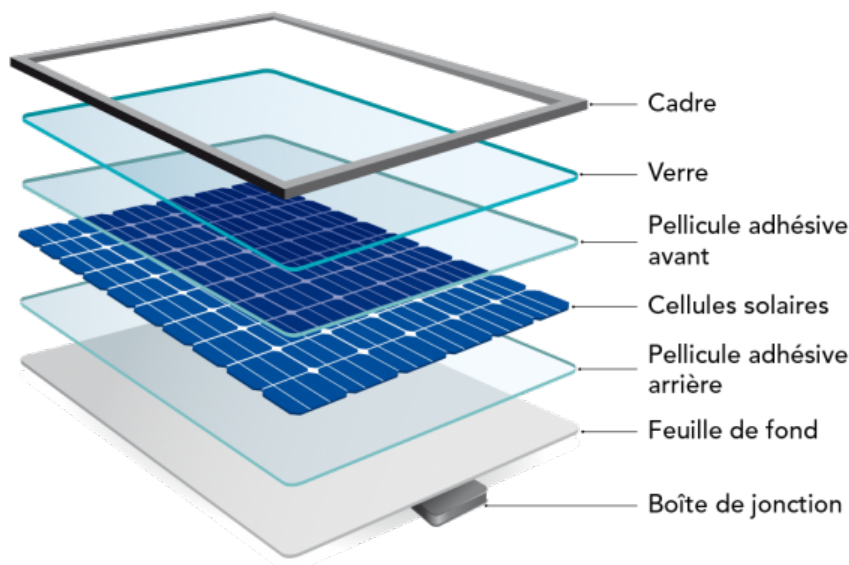
Les cellules solaires sont généralement fabriquées à partir de matériaux semi-conducteurs, tels que le silicium. Elles sont constituées de deux couches dopées différemment qui forment une jonction P-N (figure 1.3a). La couche supérieure est couverte de fines bandes métalliques, tandis qu'une autre plaque métallique est placée à l'arrière. Lorsqu'un photon de lumière solaire frappe la cellule, il excite les électrons dans le matériau semi-conducteur, créant ainsi une polarisation : la couche supérieure devient chargée négativement et la couche inférieure positivement. Si un

circuit externe relie les bandes métalliques de la face avant à la plaque arrière, un courant électrique est généré, transformant l'énergie solaire en électricité.

La tension produite par une cellule solaire individuelle est faible, environ 0,5 V. Pour augmenter cette tension, plusieurs cellules solaires sont connectées en série. De plus, pour accroître le courant produit, des rangées de cellules connectées en série peuvent être mises en parallèle. Ainsi, des panneaux solaires ou modules sont créés. Chaque module est encapsulé dans un matériau transparent (souvent du verre ou du plastique à faible teneur en fer) qui protège les cellules tout en laissant passer la lumière sans provoquer d'isolation thermique. Plusieurs modules peuvent être reliés entre eux pour former une installation plus grande (voir figure 1.3b). La tension de sortie des panneaux solaires est généralement comprise entre 12 et 24 V.



(a) Cellule photovoltaïque



(b) Panneau photovoltaïque

FIGURE 1.3 – Fonctionnement des panneaux photovoltaïques

Dans cette étude, les cellules solaires ne seront évoquées que comme source d'énergie électrique pour alimenter certains systèmes. Pour des informations plus détaillées sur les technologies photovoltaïques, les lecteurs peuvent consulter des ouvrages spécialisés.

1.2.1.2 Solaire thermique

Un capteur solaire thermique est un dispositif conçu pour absorber le rayonnement solaire, le transformer en énergie thermique et transférer cette chaleur à un fluide (air, eau ou huile) circulant à l'intérieur du capteur. L'énergie thermique collectée peut être utilisée directement dans diverses applications, telles que le chauffage, le refroidissement et la production d'électricité, ou stockée pour un usage ultérieur.

Le type de capteur solaire thermique nécessaire pour alimenter un refroidisseur à absorption dépend principalement du nombre d'effets de ce dernier. Les capteurs à basse température, tels que les capteurs plats (CP) et les collecteurs à tubes sous vide (CTV), sont adaptés pour fournir de l'eau chaude aux refroidisseurs à absorption à simple effet. En revanche, pour les refroidisseurs à absorption à effets multiples, des capteurs à haute température capables d'atteindre des températures d'environ 200 à 240 °C avec un rendement thermique acceptable sont nécessaires. Ci-dessous, une brève description des capteurs solaires thermiques les plus courants disponibles sur le marché est présentée, ainsi que leur intégration possible dans les technologies de refroidissement par absorption.

Les capteurs plats (CP)

Les capteurs plats sont parmi les solutions les plus simples et les moins coûteuses pour récolter l'énergie solaire et produire de la chaleur. Comme l'illustre la figure 1.4, un capteur plat se compose principalement d'une couverture transparente qui permet l'irradiation solaire, d'une plaque d'absorption sélective sombre qui convertit le rayonnement en chaleur, et d'un système de tubes fixé à cette plaque, le tout isolé à l'arrière pour minimiser les pertes thermiques. Les CP sont généralement utilisés pour des applications à basse température, comme la fourniture d'eau chaude sanitaire et le chauffage des locaux. Certains types, comme les capteurs à double vitrage, peuvent fonctionner à des températures de 80 à 120 °C et alimenter des refroidisseurs à absorption à simple effet.

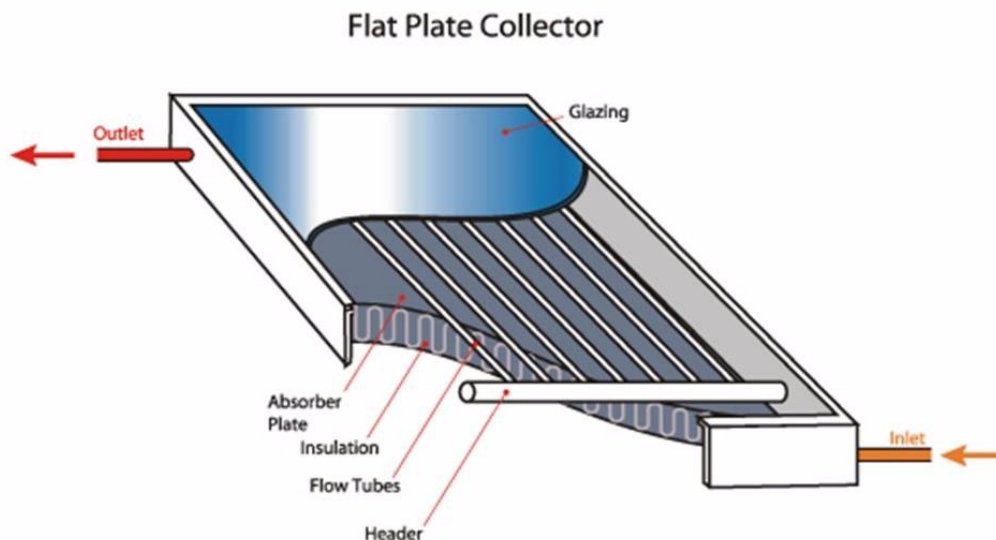


FIGURE 1.4 – Capteurs plats

Collecteurs à tube sous vide (CTV)

Un collecteur à tubes sous vide non concentrateur est constitué de rangées parallèles de tubes en verre scellés sous vide, insérés dans un collecteur horizontal. Chaque tube contient un tuyau de chauffage en cuivre et un revêtement absorbant sombre, qui transfère la chaleur du soleil à un fluide caloporteur. Lorsque ce fluide reçoit de la chaleur, il s'évapore et monte jusqu'au

sommet du tube, où la chaleur collectée est transférée à un courant d'eau froide circulant dans le collecteur. Pendant ce processus, la vapeur se condense et retourne à la base sous forme liquide, voire figure 1.5.

Comme les collecteurs plats, les collecteurs à tubes sous vide peuvent exploiter à la fois le rayonnement direct et diffus. Cependant, ils présentent des pertes de chaleur inférieures grâce à l'isolation sous vide entourant les tubes d'absorption et à la géométrie cylindrique des absorbeurs, qui est moins dépendante de l'angle d'incidence solaire. Les CTV peuvent atteindre des températures jusqu'à 150 °C avec un rendement acceptable, ce qui les rend adaptés pour piloter un refroidisseur à absorption à simple effet.

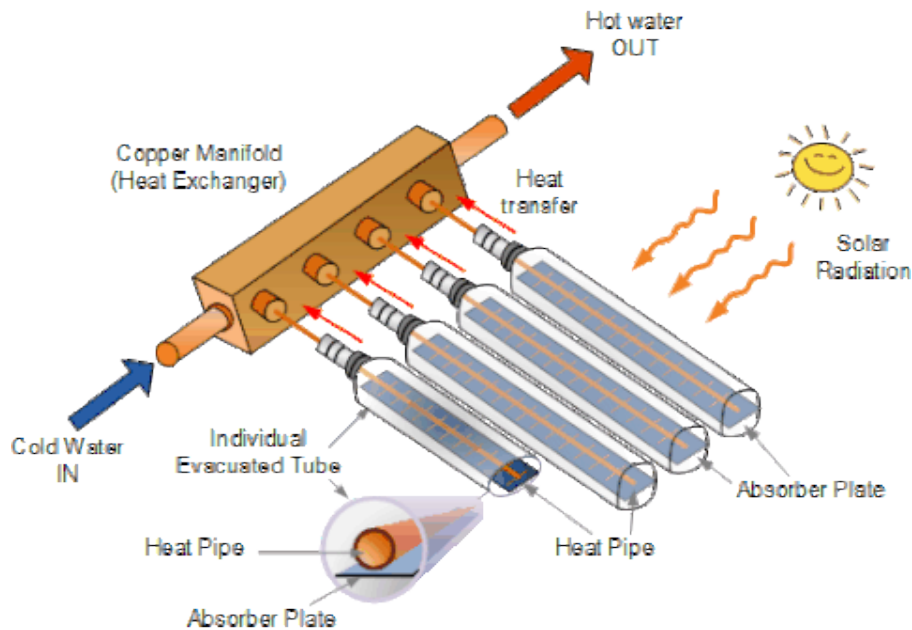


FIGURE 1.5 – Capteurs à tubes sous-vides

Collecteur cylindro-parabolique (CCP)

Un collecteur cylindro-parabolique se compose d'un tube récepteur sous vide situé le long de la ligne focale d'un réflecteur parabolique. Le tube est fixé à la structure du miroir et sert à transférer le rayonnement solaire réfléchi par le concentrateur linéaire au fluide caloporteur (comme l'eau ou l'huile) circulant à l'intérieur du tube, voire figure 1.6

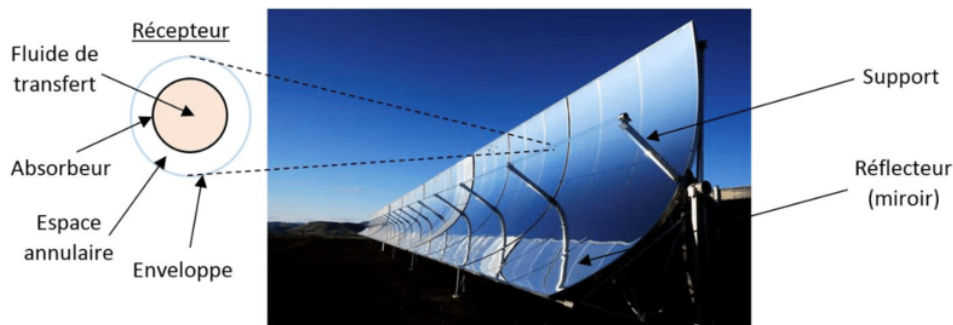


FIGURE 1.6 – Capteurs cylindro-parabolique

Choix de capteur thermique

Pour garantir l'efficacité d'un système de refroidissement par absorption solaire, il est essentiel de prendre en compte les plages de température de fonctionnement de ces derniers, qui peuvent dépasser 100 °C. Le capteur thermique recommandé est le collecteur à tubes sous vide. Celui-ci atteint des températures plus élevées (jusqu'à 150 °C) avec un rendement acceptable, par

rapport aux CP. La conception cylindrique des tubes permet un suivi optimal du soleil, et le maintien du vide à l'intérieur des tubes garantit une meilleure isolation, entraînant ainsi des pertes thermiques très faibles. Cela rend les CTV principalement adaptés pour piloter un refroidisseur à absorption à simple effet.

1.2.2 Les technologies de refroidissement

L'énergie solaire peut être utilisée comme source principale pour divers systèmes de refroidissement. Par exemple, l'électricité générée par des panneaux photovoltaïques (PV) peut alimenter un système de compression de vapeur, tandis que les capteurs solaires thermiques peuvent alimenter des systèmes de refroidissement par absorption ou thermo-mécanique.

Dans cette section, trois approches de refroidissement solaire seront explorées, chacune avec ses caractéristiques de fonctionnement mises en avant. Les technologies de refroidissement considérées sont :

1. Refroidissement solaire électrique
2. Refroidissement solaire mécanique
3. Refroidissement solaire par absorption

1.2.2.1 Refroidissement solaire électrique

Un système de refroidissement solaire électrique se compose de panneaux photovoltaïques et d'un dispositif de refroidissement électrique. Le principe est simple : les panneaux photovoltaïques génèrent de l'électricité pour alimenter un système de réfrigération à compression.

Deux points sont essentiels à considérer. Premièrement, la gestion des variations de production d'électricité est primordiale. Cela peut être réalisé à l'aide de batteries, d'une alimentation mixte solaire/réseau, ou d'un compresseur à capacité variable. Deuxièmement, le coût des panneaux solaires doit être réduit pour que cette technologie devienne économiquement viable.

1.2.2.2 Refroidissement solaire mécanique

La réfrigération solaire mécanique repose sur un système de compression de vapeur conventionnel alimenté par une énergie mécanique produite par un cycle de chaleur solaire. Le cycle de Rankine est couramment utilisé dans ce type de système, où un fluide est vaporisé à haute pression à l'aide de capteurs solaires. Un réservoir de stockage thermique peut être ajouté pour garantir un approvisionnement constant en chaleur. Le principe est illustré dans la figure 1.7.

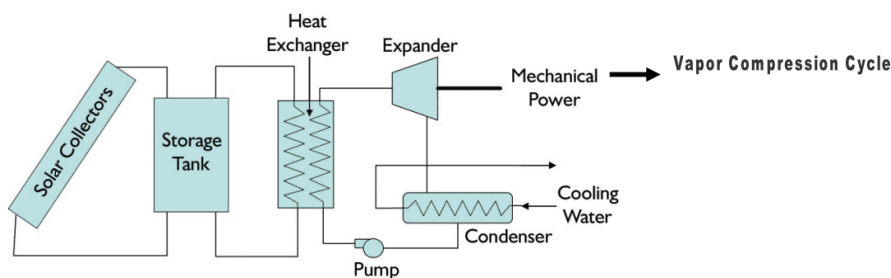


FIGURE 1.7 – Principe de fonctionnement du refroidissement solaire mécanique

Le fluide vaporisé passe à travers une turbine pour générer de l'énergie mécanique. L'efficacité du cycle augmente avec l'élévation de la température du fluide. Toutefois, pour atteindre ces températures, des capteurs solaires concentrateurs sont nécessaires, ce qui accroît les coûts et la complexité. Cette technologie est mieux adaptée aux grands systèmes de refroidissement.

1.2.2.3 Réfrigération solaire par absorption

Le refroidissement par absorption utilise directement l'énergie thermique pour produire du froid. Le système utilise un couple réfrigérant/absorbant comme fluide de travail. Dans le générateur, la chaleur permet de vaporiser le réfrigérant, qui est ensuite condensé dans un condenseur. Le réfrigérant liquide est détendu dans l'évaporateur, produisant un effet de refroidissement, avant d'être absorbé à nouveau dans l'absorbeur. On va voir le principe d'absorption plus en détails dans la suite de ce manuscrit.

1.2.2.4 Comparaison des technologies de refroidissement solaire

En comparant les coûts initiaux de ces 3 systèmes ainsi que leur complexité, le refroidissement par absorption est actuellement le plus compétitif par rapport aux autres. Cette technologie offre un potentiel significatif pour réduire les émissions de gaz à effet de serre (GES) et constitue une solution prometteuse pour les applications de refroidissement solaire. Les recherches devraient se concentrer sur les systèmes à basse température, qui permettraient de réduire les coûts en utilisant des capteurs solaires plus abordables.

1.3 Le processus de refroidissement par absorption

Le cycle d'absorption le plus simple, appelé cycle à simple effet, comporte quatre composants principaux : le générateur, l'absorbeur, le condenseur et l'évaporateur. La figure 1.8 illustre le processus, dans lequel un mélange binaire (réfrigérant/absorbant) circule dans le système.

- La solution riche en réfrigérant entre dans le générateur. Lorsqu'une chaleur Q_G est appliquée à une température T_G , le réfrigérant s'évapore, laissant une solution pauvre en réfrigérant qui retourne à l'absorbeur.
- La vapeur de réfrigérant se dirige ensuite vers le condenseur, où elle se condense à la température T_C , rejetant ainsi la chaleur Q_C .
- Le réfrigérant liquide est détendu à une pression plus basse et entre dans l'évaporateur. Là, il absorbe de la chaleur Q_E , s'évapore à la température T_E , et se dirige vers l'absorbeur.
- Dans l'absorbeur, la solution pauvre absorbe la vapeur de réfrigérant, un processus exothermique qui requiert l'évacuation de chaleur Q_A . La solution riche en réfrigérant est ensuite pompée de l'absorbeur vers le générateur, complétant ainsi le cycle.

Un échangeur de chaleur est souvent rajouté entre le générateur et l'absorbeur pour récupérer la chaleur résiduelle dans la solution pauvre qui serait autrement perdue dans Q_A

Le travail de la pompe W_p est relativement faible par rapport aux échanges de chaleur dans le système, et la chaleur Q_E est fournie par l'espace à refroidir.

La représentation de ces composants sur un diagramme pression-température-concentration (P-T-x) permet de suivre les différentes étapes du processus (voir figure 2.2). Le condenseur et

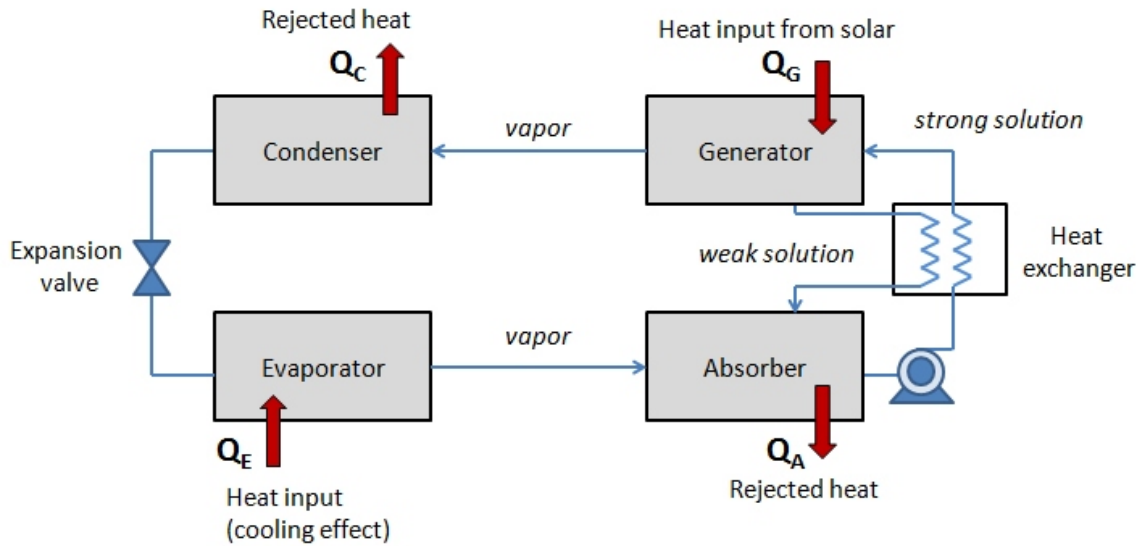


FIGURE 1.8 – Cycle d'absorption

le générateur fonctionnent à haute pression (P_h), tandis que l'évaporateur et l'absorbeur fonctionnent à basse pression (P_l). La concentration de réfrigérant est de 100% dans le condenseur et l'évaporateur ($x = 1.0$), tandis que la solution dans le générateur est appauvrie en réfrigérant.

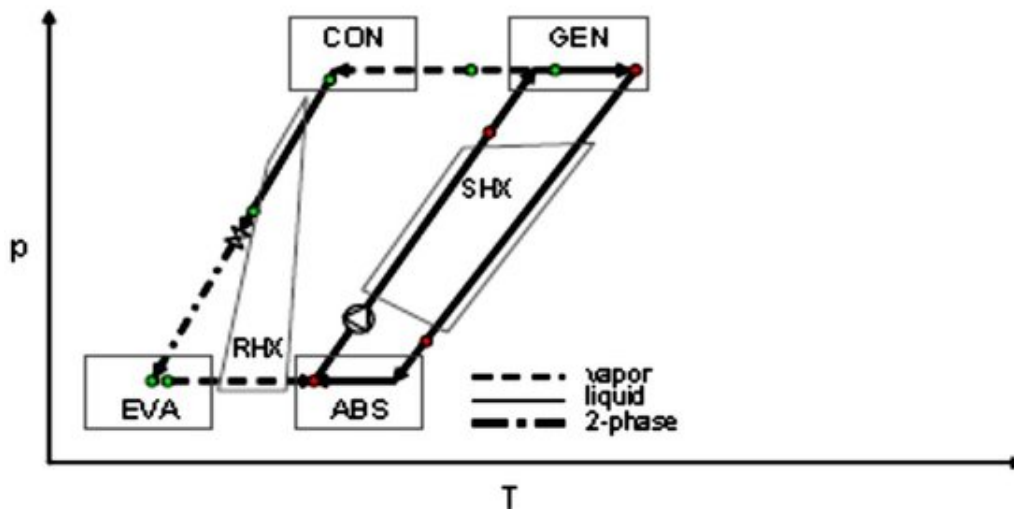


FIGURE 1.9 – Diagramme P-T-x du cycle d'absorption

1.4 Les Bases Physiques du Processus d'Absorption

1.4.1 Courbe de Pression de Vapeur pour les Couples de Matériaux

[2]

Lorsqu'un liquide pur est en équilibre thermique, la pression de vapeur saturante augmente de manière exponentielle à mesure que la température diminue, conformément à l'enthalpie d'évaporation du liquide. Ce phénomène peut être modélisé par une fonction logarithmique donnée par l'équation 1.2) :

$$\log_{10} P = a - \frac{b}{T} \quad (1.2)$$

Les coefficients utilisés dans ce modèle sont $a = 10.018$ et $b = 1204.3$, applicables jusqu'à des pressions de $25 \cdot 10^5$ Pa (où T est exprimé en Kelvin). En traçant une courbe qui relie le logarithme de la pression de vapeur et l'inverse de la température absolue, les lignes de concentration constante apparaissent presque droites (figure 1.10). Ce diagramme pression-température-concentration (P-T-X) illustre clairement la relation entre ces trois variables dans un cycle de réfrigération par absorption.

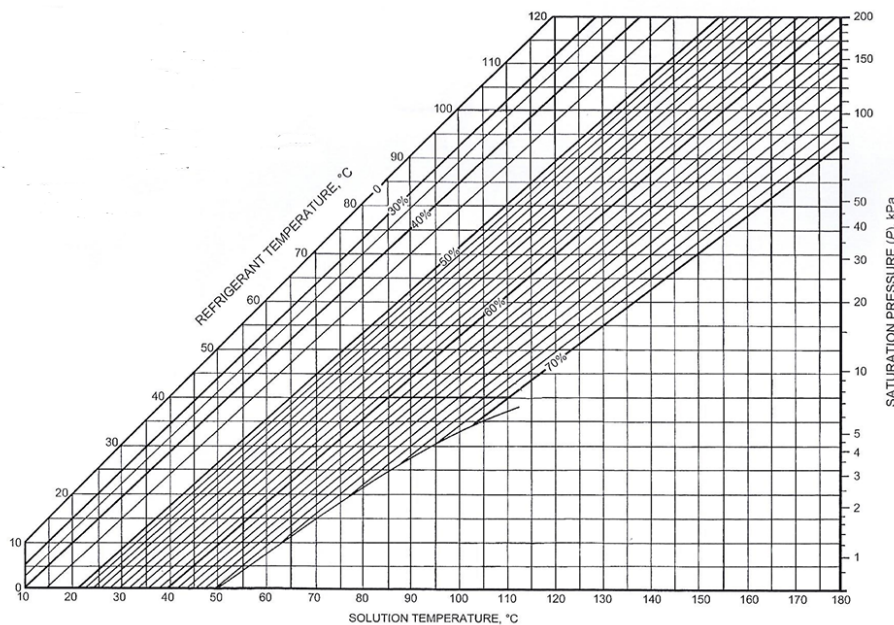


FIGURE 1.10 – Courbe de pression de vapeur de la solution LiBr-eau dans le diagramme $\log -1/T$

La pression basse du système, notée P_l , dépend de la pression de vapeur saturée à la température de l'évaporateur souhaitée, T_e . En revanche, la température du condenseur, T_c , fixe la pression élevée P_h . La concentration maximale permettant l'absorption est liée à la température de l'absorbeur T_a , tandis que la température du générateur T_g détermine la concentration minimale de la solution, établissant ainsi la différence de concentration entre la solution riche et pauvre.

Le diagramme montre que la concentration de la solution varie par tranches de 10%, allant de 0,1 à 1. La performance d'un système de réfrigération par absorption est influencée par les températures des différents points d'états, comme illustré dans la figure 1.8. Par exemple, les températures du condenseur et de l'absorbeur sont généralement limitées par la température

à laquelle la chaleur peut être évacuée. De son côté, la température de l'évaporateur doit être suffisamment basse pour fournir l'effet de refroidissement recherché. Une fois ces trois températures fixées, la température du générateur, et donc celle de la source de chaleur, est déterminée par des relations thermodynamiques. La température maximale du générateur est atteinte lorsque la vapeur du réfrigérant est complètement expulsée de la solution.

1.4.2 Rendement Théorique

Dans un cycle d'absorption idéal, on suppose que le réfrigérant circule de manière réversible et sans pertes thermodynamiques. Conformément à la loi de conservation de l'énergie, la chaleur absorbée par l'évaporateur et le générateur doit être égale à celle rejetée par le condenseur et l'absorbeur (équation 1.3).

$$Q_E + Q_G = Q_A + Q_C \quad (1.3)$$

Puisque ce processus est réversible, l'entropie reste inchangée, conformément à la deuxième loi de la thermodynamique. La réduction de l'entropie dans le condenseur correspond à son augmentation dans l'évaporateur, et de manière similaire, l'absorbeur et le générateur présentent des variations symétriques. Si l'on exprime cette analyse en termes de débit massique du réfrigérant, les équations suivantes peuvent être obtenues :

$$\frac{Q_E}{m_v T_e} = \frac{Q_C}{m_v T_c} \quad (1.4)$$

$$\frac{Q_A}{m_v T_a} = \frac{Q_G}{m_v T_g} \quad (1.5)$$

Le coefficient de performance (COP) d'un système à absorption se définit par le rapport entre la chaleur absorbée par l'évaporateur et celle fournie au générateur. En fonction des températures, il peut s'écrire ainsi :

$$COP = \frac{Q_E}{Q_G} = \left(\frac{T_g - T_a}{T_g} \right) \times \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (1.6)$$

Ainsi, le COP d'un réfrigérateur à absorption résulte du produit entre un moteur Carnot opérant entre les températures du générateur et de l'absorbeur, et une machine frigorifique Carnot fonctionnant entre celles de l'évaporateur et du condenseur. Un COP plus élevé est obtenu lorsque les températures du condenseur et de l'absorbeur sont faibles, car cela améliore la capacité thermique tout en réduisant l'écart de température entre l'évaporateur et le condenseur.

1.4.3 Rendement Réel

Dans un système de réfrigération à absorption idéal, il est possible d'obtenir un COP supérieur à 1. Toutefois, en pratique, des pertes dues aux processus irréversibles, notamment lors de l'absorption du réfrigérant dans la solution, réduisent l'efficacité. De plus, la récupération et la réutilisation de la chaleur dégagée par l'absorbeur et le condenseur peuvent affecter le COP réel.

1.4.4 Bilans de Masse et d'Énergie [1]

1.4.4.1 Générateur

Au niveau du générateur, trois flux de masse se produisent avec un apport externe de chaleur (figure 1.11). La solution riche entre dans le générateur avec un débit m_r , une concentration x_r , et une température T_7 . La solution pauvre en sort avec un débit m_p , une concentration x_p , et une température T_8 . La vapeur surchauffée se dirige vers le condenseur avec un débit m_v , une température T_1 , et une pression P_H . Un fluide caloporteur entre également dans le générateur avec un débit m_w et une température T_{11} .

$$Q_G = m_8 h_8 + m_1 h_1 - m_7 h_7 \quad (1.7)$$

$$x_p m_p + m_v = x_r m_r \quad (1.8)$$

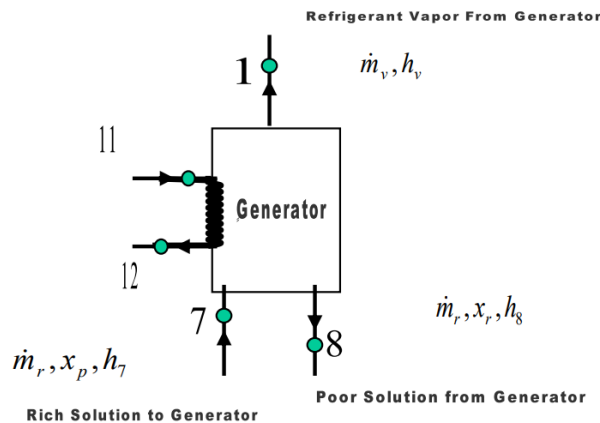


FIGURE 1.11 – Flux de masses et de chaleur dans le générateur

1.4.4.2 Absorbeur

Dans l'absorbeur, la solution pauvre entre avec un débit m_p , une concentration x_p , et une température T_{10} . La solution riche quitte l'absorbeur avec un débit m_r , une concentration x_r , et une température T_5 . La vapeur provenant de l'évaporateur entre avec un débit m_v , tandis qu'un fluide de refroidissement arrive à une température T_{13} (figure 1.9).

$$Q_A = m_{10} h_{10} + m_4 h_4 - m_5 h_5 \quad (1.9)$$

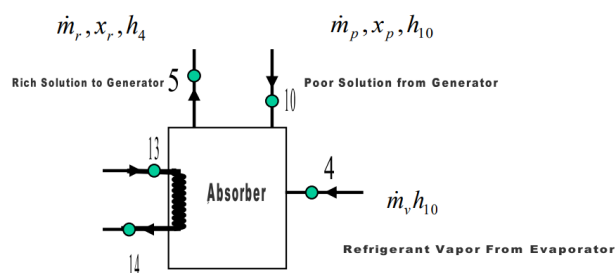


FIGURE 1.12 – Flux de masses et de chaleur dans l'absorbeur

1.4.4.3 Condenseur

Au condenseur, la vapeur se condense avec un débit m_v à une température T_2 . Le fluide de refroidissement entre à une température T_{15} (figure 1.13).

$$m_1 = m_2 \quad (1.10)$$

$$Q_C = m_2 h_2 - m_1 h_1 \quad (1.11)$$

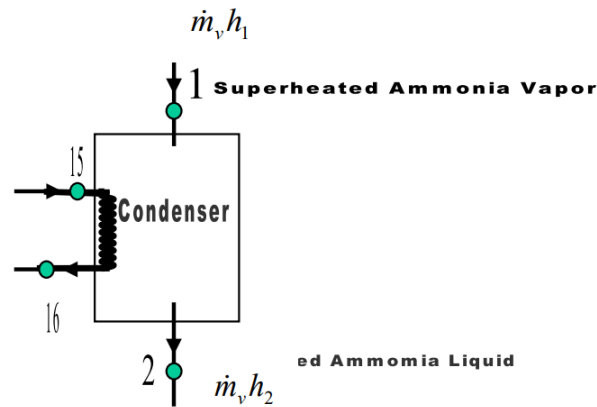


FIGURE 1.13 – Flux de masses et de chaleur dans le condenseur

1.4.4.4 Évaporateur

La quantité de chaleur échangée et les débits des fluides dans l'évaporateur dépendent de la capacité de l'évaporateur. Le réfrigérant s'évapore sous la pression P_L avec un débit m_v . L'eau glacée entre à une température T_{17} (figure 1.14).

$$m_3 = m_4 \quad (1.12)$$

$$Q_E = m_4 h_4 - m_3 h_3 \quad (1.13)$$

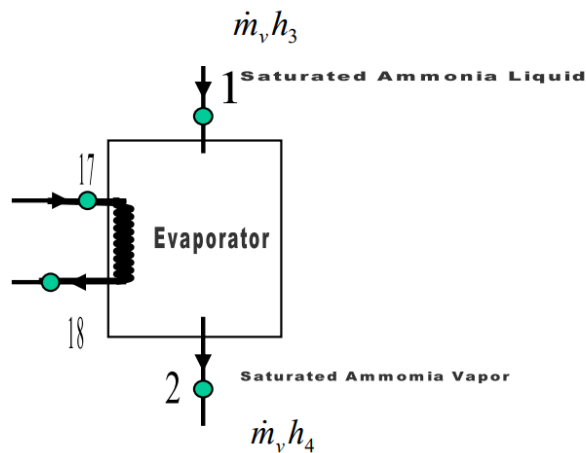


FIGURE 1.14 – Flux de masses et de chaleur dans l'évaporateur

1.4.4.5 Échangeur de chaleur pour la solution

Dans l'échangeur de chaleur, la solution riche, à un débit m_r , est chauffée de T_6 à T_7 , tandis que la solution pauvre, à un débit m_p , est refroidie de T_8 à T_9 (voir Fig. 1.15).

$$m_r(T_7 - T_6) = m_p(T_9 - T_8) \quad (1.14)$$

$$m_5x_5 + m_1x_1 = m_2x_2 + m_6x_6 \quad (1.15)$$

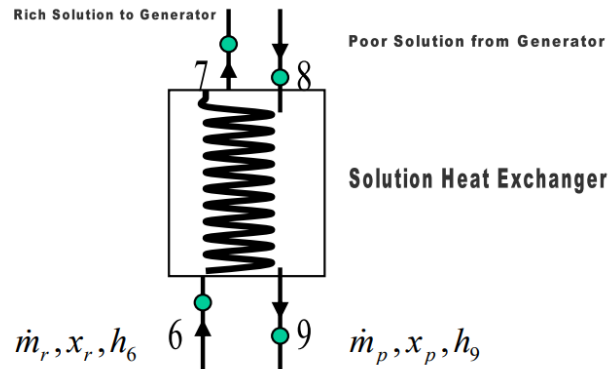


FIGURE 1.15 – Flux de masses et de chaleur dans l'échangeur

Cela conclut les bilans massiques et énergétiques dans un cycle de refroidissement par absorption. Ces équations décrivent les échanges thermiques et les débits de fluide au niveau des principaux composants du système.

1.5 État de l'art

Cette section offre une vue d'ensemble des recherches sur le cycle d'absorption, en s'appuyant sur diverses sources scientifiques.

1.5.1 Refroidissement solaire

Le refroidissement à partir de l'énergie solaire est de plus en plus étudié, notamment pour des applications dans des bâtiments de petite et moyenne taille, comme des bureaux ou des appartements. Les travaux se concentrent sur l'intégration des systèmes de refroidissement par absorption avec des panneaux solaires. L'objectif est d'améliorer les performances des machines à absorption, généralement des modèles commerciaux, en fonction du type de panneaux solaires utilisés et de la température de l'eau chaude produite. En parallèle, certaines études examinent comment la température influence le rendement thermique des échangeurs de chaleur et la taille idéale des réservoirs d'accumulation. Même si les systèmes H₂O-LiBr sont les plus courants, il existe aussi des recherches sur les machines à absorption utilisant le couple NH₃-H₂O.

Dans une étude [3], l'impact de la température de l'eau chauffée par des panneaux solaires sur le coefficient de performance (COP) a été étudié. Les chercheurs ont utilisé une machine H₂O-LiBr de 10,5 kW dans une application domestique. Le système incluait des panneaux solaires avec une évaporation à 7 °C et une condensation à 33 °C, et une surface de panneaux de 50 m². Un chauffage électrique a été employé pour stabiliser la température de l'eau alimentant

le générateur. Les résultats montrent que le COP optimal est obtenu avec une température de 80 °C, maintenue grâce à des panneaux solaires à surface sélective. Un réservoir de stockage de 3750 kg permettait de garder la température constante, réduisant ainsi le besoin en chaleur supplémentaire.

Une autre étude [4] s'est concentrée sur les irréversibilités du système de refroidissement solaire et leurs effets sur la performance de la machine. Ils ont utilisé un refroidisseur à absorption eau-ammoniac pour évaluer les pertes exergétiques et les baisses de pression affectant le transfert d'énergie. Les résultats montrent que le COP le plus élevé est obtenu avec une température de 10 °C à l'évaporateur et 75 °C au générateur, tandis que le COP le plus faible est observé à des températures de -10 °C et 28 °C. L'analyse exergétique a révélé d'importantes pertes dans l'évaporateur et l'absorbeur, indiquant des possibilités d'amélioration.

Enfin, un prototype de pompe à chaleur à absorption alimentée par énergie solaire a été testé [5] à Ankara, en Turquie. Ce système utilisait un capteur parabolique pour atteindre les températures nécessaires au fonctionnement du générateur. Les résultats thermodynamiques ont confirmé que le refroidissement solaire est réalisable pour des applications commerciales et dans l'industrie alimentaire, bien que des pertes thermiques et des irréversibilités puissent encore affecter les performances globales.

1.5.2 Cycle d'absorption et récupération de chaleur

L'un des grands avantages des systèmes de refroidissement par absorption est leur compatibilité avec des dispositifs de récupération de chaleur. Plusieurs études [6][7][8] ont examiné l'intégration de ces systèmes avec des moteurs à combustion interne ou des turbines à gaz, permettant de produire simultanément de l'électricité, du chauffage et du refroidissement, créant ainsi un système de trigénération. Le refroidissement de l'air d'admission des turbines à l'aide de la chaleur récupérée améliore leur rendement. Des systèmes de cogénération de 10 MW, fonctionnant à des températures d'évaporation de -10°C, sont déjà utilisés dans des industries telles que la production pharmaceutique et la fabrication de glace.

1.5.3 Un composant critique : l'absorbeur

Cette section se concentre sur les études relatives au phénomène d'absorption. Plusieurs mécanismes permettent à l'eau de passer de l'évaporateur à une solution de LiBr, où il est absorbé. Les méthodes identifiées dans la littérature pour optimiser l'absorption sont principalement de trois types : mécaniques, chimiques et par l'ajout de nanoparticules. Parmi les solutions mécaniques, deux types d'absorbeurs ressortent : les absorbeurs à film tombant et à bulles, ce dernier étant le plus efficace. Pour une même taille, l'absorbeur à bulles permet d'absorber la même quantité d'ammoniac sur une distance plus courte, réduisant ainsi de près de 50% le volume requis par rapport à un absorbeur à film tombant.

1.5.3.1 Absorbeur à bulles

Lee et ses collègues [9] ont comparé les performances des absorbeurs à film tombant et à bulles dans un échangeur de chaleur à plaques. Ils ont constaté que le transfert de masse est supérieur en mode bulles, bien que ce dernier génère davantage de chaleur. Cependant, à faible débit d'ammoniac, le transfert de chaleur est plus faible que dans le mode film tombant.

Merrill et Perez-Blanco [10] ont travaillé sur l'augmentation de la surface de contact vapeur-liquide en créant des bulles de plus petite taille. Terasaka et ses collaborateurs [11] ont analysé l'absorption de gaz avec des bulles contenant des éléments solubles et insolubles, concluant que la modélisation des bulles non sphériques permet de prédire avec précision leur croissance et le taux de transfert de masse. Ils ont également déterminé qu'environ 80 à 90% de l'ammoniac est absorbé au moment de la formation des bulles. Par ailleurs, Kang et ses collègues [12] ont étudié les résistances thermiques et de transfert de masse dans un absorbeur à bulles fonctionnant en contre-courant, constatant que la phase vapeur offre une résistance thermique prédominante, tandis que dans la phase liquide, c'est la résistance au transfert de masse qui domine.

1.5.3.2 Absorbeur à film tombant

Jeong [13] a réalisé des expériences sur un absorbeur en spirale où une solution diluée s'écoule à l'extérieur des tubes pendant que la vapeur d'ammoniac monte dans la coque, le fluide caloporteur circulant à l'intérieur des tubes. Il a observé une baisse des coefficients de transfert de chaleur causée par un mouillage insuffisant dû au flux de vapeur. Pour les écoulements laminaires, Perez-Blanco [14] a développé un modèle unidimensionnel prenant en compte le transfert d'eau dans le film.

1.5.4 Optimisation de l'absorption avec des nanoparticules et des surfactants

L'amélioration chimique des processus d'absorption passe par l'ajout d'additifs qui réduisent la tension superficielle de la solution, facilitant ainsi l'absorption de la vapeur. Ce phénomène est expliqué par l'effet de convection de Marangoni, qui est couramment utilisé pour optimiser les systèmes d'absorption thermique. Isvoranu et ses collaborateurs [15] ont étudié ce phénomène à travers un modèle de transfert de chaleur et de masse, soulignant l'importance du gradient de tension superficielle. Des études récentes [16] ont montré que l'ajout de 2-éthyl-1-hexanol à une concentration de 700 ppm dans un absorbeur à bulles permet d'augmenter significativement l'absorption d'ammoniac.

1.5.5 Cycles compression-absorption

Les systèmes combinant les cycles de compression et d'absorption ont fait l'objet de nombreuses études. Deux configurations principales ressortent : les cycles en cascade et ceux fonctionnant en parallèle.

Dans la configuration en cascade [17], le cycle de compression fournit du froid à basse température tandis que le cycle d'absorption opère à une température intermédiaire. Une étude utilisant l'ammoniac et le CO₂ pour la compression, et un cycle d'absorption ammoniac-eau, a montré que la température intermédiaire est cruciale pour le COP. Le modèle, développé pour une charge de 1 kW avec une évaporation à -45 °C et une condensation à 30 °C, montre que l'intégration d'une unité de cogénération pour produire simultanément électricité et chaleur est envisageable. Cependant, la différence entre les besoins en électricité et en chaleur rend difficile l'adoption de cette solution sans la possibilité de revendre l'excédent d'électricité.

Dans l'autre configuration [18], le compresseur est utilisé pour transférer le gaz entre l'absorbeur et le désorbeur. La chaleur dégagée par la compression est récupérée et réutilisée dans le

cycle d'absorption. Cependant, les gains en termes de performance par rapport aux systèmes classiques à compression de vapeur ne dépassent pas 10%.

Une simulation d'un système de réfrigération à compression-absorption de 400 kW [19] a été réalisée pour analyser l'impact des surfaces des échangeurs de chaleur et des débits massiques sur le COP. Il en ressort que l'augmentation des surfaces d'échange améliore le COP jusqu'à un certain seuil, au-delà duquel les gains deviennent marginaux.

1.6 Conclusion

Ce chapitre a permis de poser les bases théoriques et technologiques nécessaires à la compréhension du refroidissement solaire, en explorant les principes fondamentaux de la réfrigération et les technologies disponibles. Une attention particulière a été portée au processus d'absorption et à ses fondements physiques, tout en présentant l'état de l'art des solutions actuelles et des avancées en matière d'optimisation. Ces éléments serviront de référence pour les analyses et dimensionnements présentés dans les chapitres suivants.

Chapitre 2

Dimensionnement

2.1 Introduction

Dans ce chapitre, on va s'intéresser au dimensionnement du réfrigérateur. D'abord, on doit faire une étude thermodynamique complète du système, où on va calculer les principaux paramètres thermodynamique en chaque point d'état, notamment : concentrations (ou fractions massiques), débits d'écoulements, pressions, températures et enfin, enthalpies.

Ensuite, on doit méticuleusement dimensionner chaque composant, notamment, le générateur, le condenseur, l'évaporateur et l'absorbeur. Chacun opérant sous différentes conditions, on devra utiliser différents corrélations et modèles pour faire nos calculs, mais l'idée principale reste là même : calculer la surface d'échange thermique nécessaire.

2.2 Configuration du réfrigérateur

Ce système de réfrigération est conçu avec une capacité nominale de 9000 Btu/h (2,64kW), avec une température d'évaporation de +5 °C. Le chauffage est assuré par des capteurs solaires à tubes sous vide, produisant de l'eau chaude à moins de 100 °C. Le système comporte quatre principaux échangeurs de chaleur : un générateur, un condenseur, un évaporateur et un absorbeur. Veuillez voir la figure 2.1.

L'eau chaude produite par les capteurs alimente le générateur qui va libérer le réfrigérant qui va ensuite s'écouler vers le condenseur, ce dernier est refroidi par une eau froide qui vient d'une tour de refroidissement, ce qui va permettre au réfrigérant de se condenser pour passer à l'état liquide. Il passe ensuite par une vanne expansive pour descendre à la basse pression et circule à travers l'évaporateur pour capter la chaleur du milieu à refroidir tout en s'évaporant. La vapeur qui est générée circule vers l'absorbeur où elle va rencontrer la solution riche qui revient du générateur. Un préchauffeur est ajouté entre le générateur et l'absorbeur pour récupérer une partie de la chaleur et améliorer le coefficient de performance.

2.3 Etude thermodynamique

Pour faire notre dimensionnement, on va d'abord faire le bilan énergétique du cycle de réfrigération, et ce, pour avoir les paramètres thermodynamique en chaque point d'état du système.

Les états sont décrits dans le tableau 2.1.

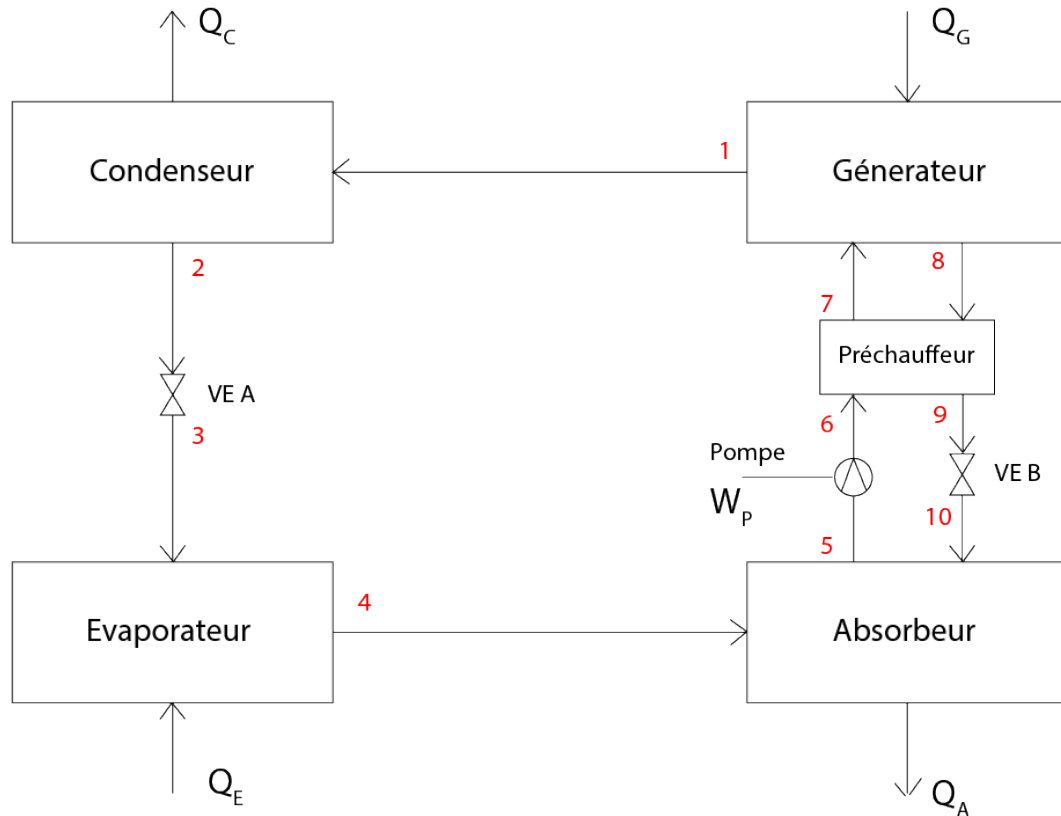


FIGURE 2.1 – Schéma global du systèmes

2.3.1 Conditions préliminaires

Pour pouvoir faire le bilan d'énergie, on doit d'abord poser quelques conditions et hypothèses de design :

- Puissance de refroidissement : $Q_E = 2.64 \text{ kW}$
- Température d'évaporation : en s'inspirant des modèles commerciales déjà disponible, on pose $T_E = 5^\circ\text{C}$
- Tour de refroidissement :
Le système à besoin de refroidissement dans 2 étapes du cycles, la condensation et l'absorption, ceci sera assuré par une tour de refroidissement.
En prenant en compte les données météorologiques de la région de Tizi Rached, Tizi Ouzou, pendant l'été, on peut prévoir la température de l'eau de refroidissement.
Pour être plus concret, on a calculer une température ($= 39.05^\circ\text{C}$) qui assure être supérieure à 75% des températures maximales journalières, ainsi qu'une humidité ($= 68.5\%$)

relative qui assure aussi d'être supérieure à 75% des humidités relatives maximales journalières. Avec ces deux valeurs on a pu calculer une valeur de température de bulbe humide ($= 33.75^\circ\text{C}$) avec laquelle on va pouvoir supposer que la tour de refroidissement produira de l'eau à une température de 35°C (la limite théorique étant égale à la température de bulbe humide)

Et donc, avec cette tour de refroidissement, on peut poser :

- Température de condensation : $T_C = 38^\circ\text{C}$
- Température d'absorption : $T_A = 38^\circ\text{C}$

La tour de refroidissement ne fera pas partie de notre dimensionnement, on se contente de dire qu'elle produit de l'eau froide à 35°C .

2.3.2 Pressions de fonctionnements

Dans le cycle d'absorption, il y a deux niveaux de pression de fonctionnement, la première est la pression du générateur et du condenseur, dite haute pression, la deuxième est celle de l'évaporateur et de l'absorbeur, dite basse pression.

- La haute pression est dépendante de la température de condensation du fait que la vapeur qui traverse le condenseur doit subir un changement d'état pour devenir de l'eau liquide, on obtient cette pression du graphe de la pression de saturation de l'eau.

à $T = T_C = 38^\circ\text{C}$ on trouve $P_{sat} = 6.633 \text{ kPa}$

Et donc :

$$P_C = P_G = 6.633 \text{ kPa}$$

- Du même principe, on trouve la basse pression. Elle dépend de la température d'évaporation du fait que l'eau doit maintenant subir un autre changement de phase pour devenir vapeur.

à $T = T_E = 5^\circ\text{C}$ on trouve $P_{sat} = 0.872 \text{ kPa}$

Et donc

$$P_E = P_A = 0.872 \text{ kPa}$$

2.3.3 Concentrations du LiBr

A chaque point d'état du cycle, on a une concentration du LiBr dans la solution bien déterminée, pour avoir ces concentrations, on doit utiliser le diagramme PTx. (figure 2.2)

A partir du diagramme, on peut clairement lire :

- Concentration au niveau de l'absorbeur : $x_A = 56\%$
- Concentration au niveau du générateur : $x_G = 58.5\%$
- Quant au condenseur et l'évaporateur : $x_C = x_E = 0\%$

2.3.4 Débits massique

Dans le circuit, on a trois débits massiques différents, le premier étant le débit de l'eau à travers le condenseur et l'évaporateur, dénoté \dot{m}_e , le deuxième étant le débit de la solution de l'absorbeur vers le générateur, dénoté \dot{m}_s , et enfin, le dernier qui est le débit de la solution concentrée revenant du générateur vers l'absorbeur dénotée \dot{m}_r .

On peut les calculer à travers les relations suivantes :

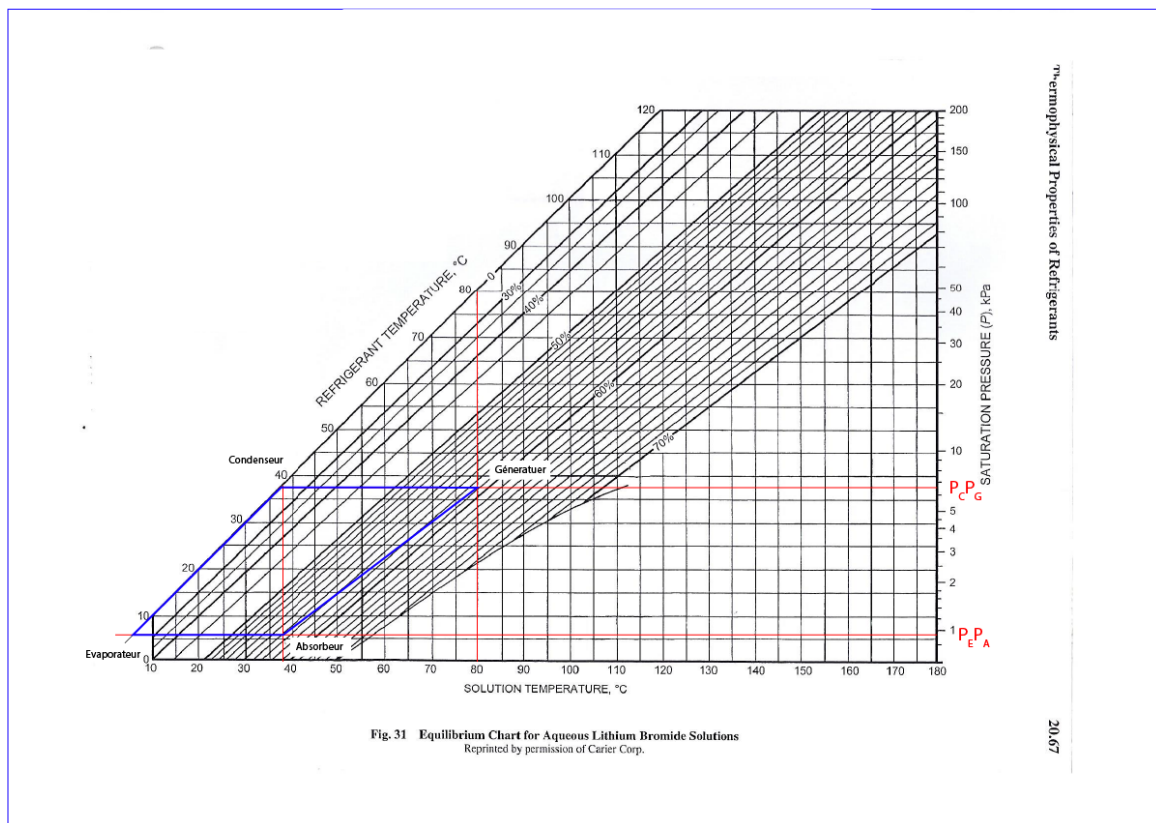


FIGURE 2.2 – Diagramme PTx du cycle d'absorption

- Calcul de \dot{m}_e :

Dans l'évaporateur :

$$\dot{m}_e = \frac{Q_E}{h_{fg,E}} = 1.06 \text{ g/s} \quad (2.1)$$

- Calcul de \dot{m}_s :

o Conservation de la masse totale :

$$\dot{m}_s = \dot{m}_e + \dot{m}_r \quad (2.2)$$

o Conservation de la masse du LiBr :

$$\dot{m}_s x_A = \dot{m}_r x_G \quad (2.3)$$

o En combinant ces deux équations, on obtient :

$$\dot{m}_s = \frac{x_G}{x_G - x_A} \dot{m}_e = 24.81 \text{ g/s} \quad (2.4)$$

- Calcul de \dot{m}_r :

$$\dot{m}_r = \dot{m}_s - \dot{m}_e = 23.75 \text{ g/s}$$

2.3.5 Températures

Maintenant, on doit définir les températures de fonctionnement des fluides dans chaque point d'état, il est important de rappeler à ce moment qu'on utilise un préchauffeur qui fait remonter la température de la solution de 15°C

- La température au point 1 est celle du générateur

$$T_1 = T_G = 80^\circ C$$

- La température au point 2 est celle de la condensation

$$T_2 = T_C = 38^\circ C$$

- Les températures au point 3 et au point 4 sont celles de l'évaporation

$$T_3 = T_4 = T_E = 5^\circ C$$

- La température au point 5 est celle de l'absorption

$$T_5 = T_A = 38^\circ C$$

- La montée en température a travers la pompe est négligée

$$T_6 = T_5 = 38^\circ C$$

- Le préchauffeur fait monter la température de $15^\circ C$

$$T_7 = T_6 + 15 = 53^\circ C$$

- La température au point 8 est celle du générateur

$$T_8 = T_G = 80^\circ C$$

- Au point 9

$$T_9 = T_8 - \frac{m_s}{m_s - m_e} \frac{C_{p,c}}{C_{p,h}} (T_7 - T_6) \quad (2.5)$$

Avec : $C_{p,c} = 4.15 \text{ kJ/kg.K}$ et $C_{p,h} = 4.23 \text{ kJ/kg.K}$

$$T_9 = 64.63^\circ C$$

- La chute de température a travers la VE B est négligée

$$T_{10} = T_9 = 64,63^\circ C$$

2.3.6 Enthalpies

Pour avoir les enthalpies en chaque points d'états, on doit d'abord définir l'état du fluide en chaque points, voire le tableau 2.1, et ensuite utiliser les tables/abaques adéquats.

- **Au point 1** : On tire l'enthalpie a partir des tables de saturation de l'eau :

$$h_1 = h_g(P_1) = 2569.39 \text{ kJ/kg}$$

- **Au point 2** : On tire l'enthalpie a partir des tables de saturation de l'eau :

$$h_2 = h_f(P_1) = 158 \text{ kJ/kg}$$

- **Au point 3** : L'organe expansif assure une détente isenthalpique

$$h_3 = h_2 = 158 \text{ kJ/kg}$$

Point	Déscription	État du fluide
1	Sortie du générateur	Vapeur d'eau surchauffée
2	Sortie du condenseur	Liquide saturé ou légèrement sous-refroidi
3	Sortie de l'organe expansif	Mélange liquide-vapeur
4	Sortie de l'évaporateur	Vapeur saturée ou légèrement surchauffée
5	Sortie de l'absorbeur	Solution diluée (liquide)
6	Sortie de la pompe	Solution diluée (liquide haute pression)
7	Sortie de l'échangeur	Solution diluée préchauffée
8	Retour du générateur	Solution concentrée
9	Retour de l'échangeur	Solution concentrée refroidi
10	Sortie de l'organe expansif	Solution concentrée a basse pression

TABLEAU 2.1 – États thermodynamiques dans un système à absorption

- **Au point 4** : On tire l'enthalpie a partir des tables de saturation de l'eau :

$$h_4 = h_g(P_2) = 2510.05 \text{ kJ/kg}$$

- **Au point 5** : A partir du diagramme enthalpie-concentration pour les solutions eau-bromure de lithium, voire fig 2.3, à $x_A = 56\%$ et $T_5 = 38\text{rC}$, on trouve :

$$h_5 = 92.19 \text{ kJ/kg}$$

- **Au point 6** : Au passage de la pompe, l'enthalpie augmente d'une manière négligeable (aux alentours de 0.5), donc, a ce moment on va considérer l'enthalpie comme étant inchangée a travers la pompe.

$$h_6 = h_5 = 92.19 \text{ kJ/kg}$$

- **Au point 7** : Du même diagramme précédent et avec $x_A = 56\%$ et $T_7 = 53\text{rC}$, on trouve :

$$h_7 = 125 \text{ kJ/kg}$$

- **Au point 8** : Du même diagramme précédent et avec $x_G = 58.5\%$ et $T_8 = 80\text{rC}$, on trouve :

$$h_8 = 185 \text{ kJ/kg}$$

- **Au point 9** : Du même diagramme précédent et avec $x_G = 58.5\%$ et $T_9 = 64.63\text{rC}$, on trouve :

$$h_9 = 156 \text{ kJ/kg}$$

- **Au point 3** : L'organe expansif assure une détente isenthalpique

$$h_{10} = h_9 = 156 \text{ kJ/kg}$$

2.3.7 Quantité de chaleur

Maintenant, on calcule les échanges de chaleurs qu'ont les composants du systèmes avec le milieu extérieur. Pour faire ca, on écrit le bilan d'énergie de chaque composant concerné :

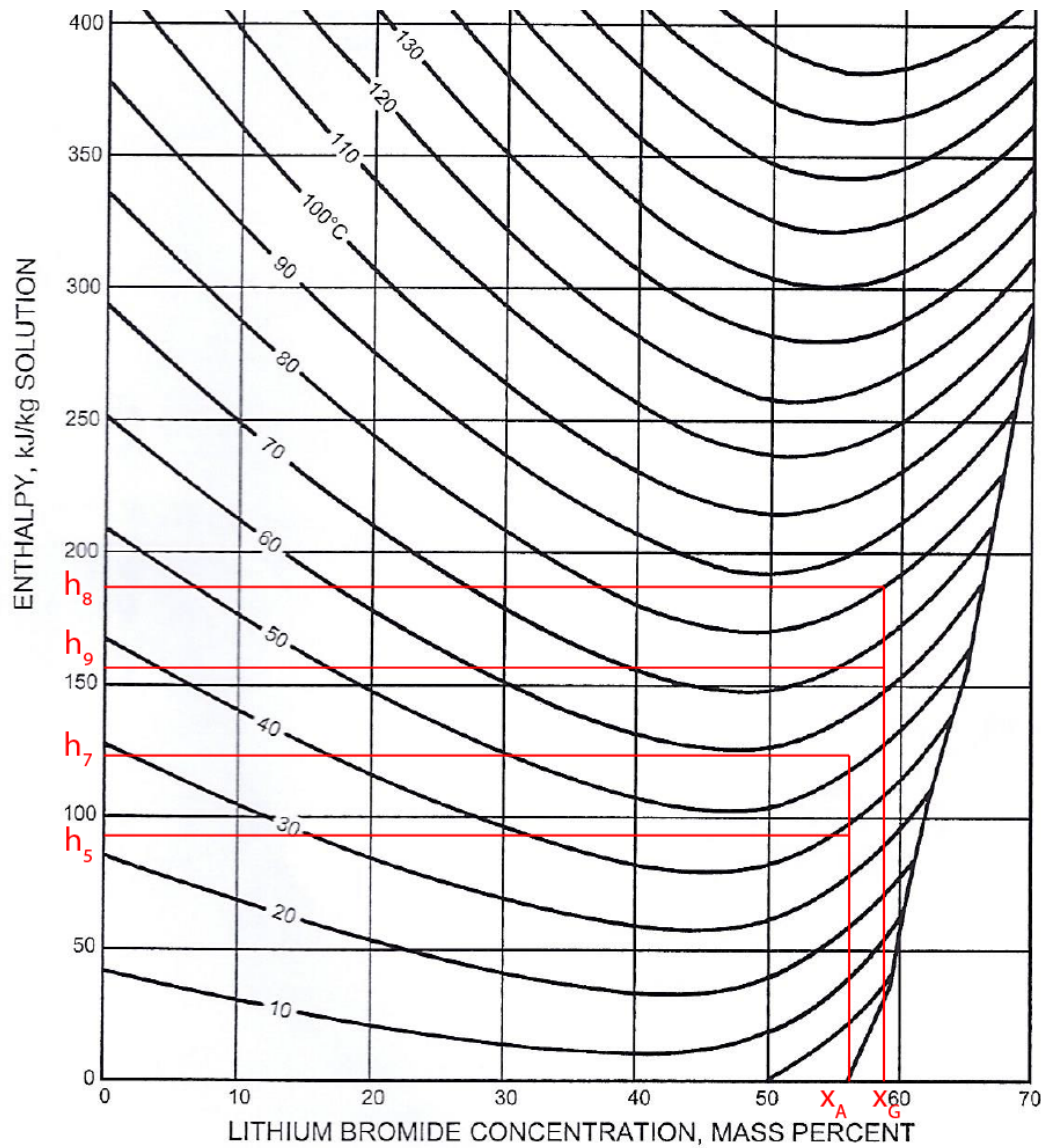


FIGURE 2.3 – Diagramme Enthalpie-Concentration pour les solutions Eau/LiBr

- Générateur :

$$Q_G + \dot{m}_s h_7 = \dot{m}_e h_1 + \dot{m}_r h_8$$

$$Q_g = \dot{m}_e h_1 + \dot{m}_r h_8 - \dot{m}_s h_7$$

$$Q_g = 4.016 \text{ kW}$$

- Condenseur :

$$Q_C = \dot{m}_e (h_1 - h_2)$$

$$Q_c = 2.56 \text{ kW}$$

- Evaporateur : On l'as fixée a

$$Q_E = 2.64 \text{ kW}$$

- Absorbeur :

$$Q_A + \dot{m}_s h_5 = \dot{m}_e h_4 + \dot{m}_r h_{10}$$

$$Q_A = \dot{m}_e h_4 + \dot{m}_r h_{10} - \dot{m}_s h_5$$

$$Q_A = 4.08 \text{ kW}$$

- Travail de la pompe :

$$W = Q_G + Q_E - Q_C - Q_A$$

$$W = 16 \text{ W}$$

Composants	Quantité de chaleur (kW)
Générateur	4.016
Condenseur	2.56
Evaporateur	2.64
Absorbeur	4.08

TABLEAU 2.2 – Quantité de chaleur échangées par chaque composants avec le milieu extérieur

2.3.8 Le coefficient de performance

Il est donnée par

$$COP = \frac{Q_E}{Q_G} = 0,66$$

2.3.9 Récapitulatifs points d'états

On résume nos calculs thermodynamiques dans le tableau suivant

Points	Concentrations (%)	Débits (g/s)	Pressions (kPa)	T (°C)	Enthalpies (kJ/kg)
1	0	1.06	6.633	80	2569,39
2	0	1.06	6.633	38	158
3	0	1.06	0.872	5	158
4	0	1.06	0.872	5	2510.05
5	56	24.81	0.872	38	92.19
6	56	24.81	6.633	38	92.19
7	56	24.81	6.633	53	125
8	58.5	23.75	6.633	80	185
9	58.5	23.75	6.633	64.63	156
10	58.5	23.75	0.872	64.63	156

TABLEAU 2.3 – Paramètres thermodynamiques de chaque points d'états

2.4 Dimensionnement du générateur

Dans cette section, on va s'intéresser au dimensionnement du générateur.
On va opter pour la configuration suivante :

- Forme global : Le générateur est un réservoir cylindrique vertical
- Ouvertures pour l'écoulement des fluides :
 - o Entrée en haut à gauche : Permet l'arrivée de la solution pauvre venant de l'absorbeur. Cette solution est diluée et plus froide que la température de fonctionnement du générateur.
 - o Sortie en bas : Permet à la solution riche, plus dense, de retourner à l'absorbeur après évaporation de l'eau.
 - o Sortie en haut : Évacue la vapeur d'eau produite vers le condenseur pour le reste du cycle.
- Échangeur de chaleur : Un serpentín est placé dans la partie supérieures de la solution qui est circulé avec l'eau chaude (source de chaleur, dans notre cas, l'eau venant des capteurs solaires) qui garantit de garder la solution a une température constante de 80°C et contrebalancer l'effet refroidissant de l'arrivée de la solution pauvre.
- Baffles : Placées sous le serpentín, elles assurent que seule la solution dense et concentrée se dirige vers la sortie inférieure, en minimisant les perturbations du a l'évaporation et l'écoulement de la solution pauvre.

Pour correctement dimensionner notre generateur, on doit calculer la surface d'échange totale, pour y faire, on calcule le coefficient d'échange global, donnée par :

$$Q_G = UA\Delta T_{LMTD} \quad (2.6)$$

$$\frac{1}{U_0} = \frac{D_0}{D_i} \frac{1}{h_{int}} + \frac{D_0 \ln \frac{D_0}{D_i}}{2k} + \frac{1}{h_{ext}} \quad (2.7)$$

Données disponibles :

- o Eau de chauffage : $T_{gin} = 100^\circ C$ et $\dot{m}_g = 50 \text{ g/s}$
- o On considère la totalité de la solution comme étant stagnante a $T_s = 80^\circ C$

Calcul de T_{gout} :

Durant le passage de l'eau chaude par le générateur, elle doit liberer une quantité de chaleur egale à $Q_g = 4018 \text{ kW}$ et sa temperature baisse de T_{gin} a T_{gout} , donc

$$Q_G = \dot{m}_g C_p (T_{gin} - T_{gout}) \quad (2.8)$$

$$T_{gout} = T_{gin} - \frac{Q_g}{\dot{m}_g C_p}$$

$$T_{gout} = 80.8^\circ C$$

Calcule de ΔT_{LMTD} :

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{gin} - T_s) - (T_{gout} - T_s)}{\ln \left(\frac{T_{gin} - T_s}{T_{gout} - T_s} \right)} \quad (2.9)$$

$$\Delta T_{LMTD} = 5.97^\circ C$$

Calcul de h_{in} :

$$h_{in} = \frac{kNu}{D_i} \quad (2.10)$$

On calcule d'abord le nombre de Reynolds pour savoir si l'écoulement est turbulent ou laminaire :

$$Re = \frac{\rho u D_i}{\mu} = \frac{\dot{m}_g D_i}{\mu A} = \frac{4\dot{m}_g}{\mu \pi D_i} \quad (2.11)$$

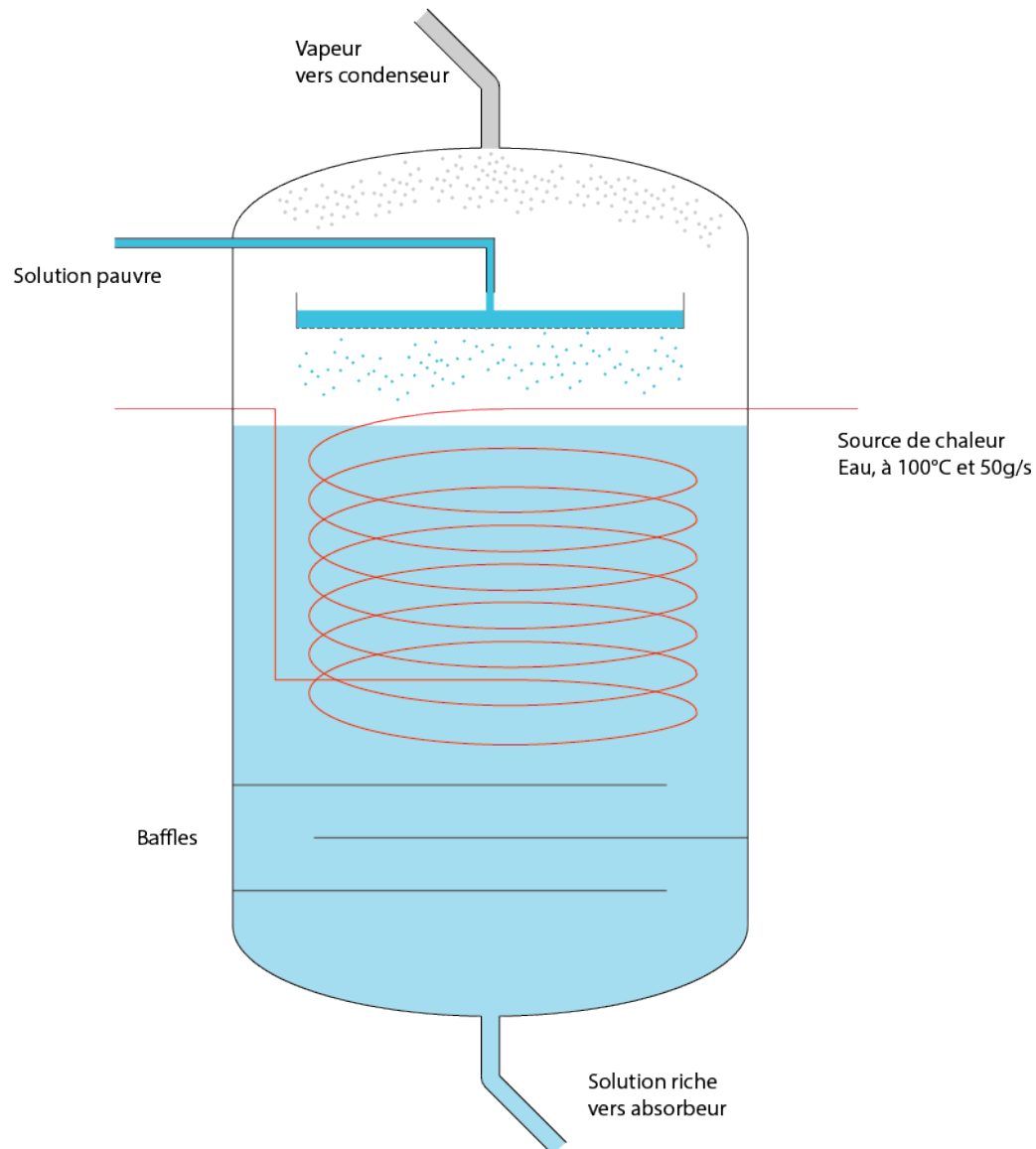


FIGURE 2.4 – Dessin qualitatif du générateur

$$Re = 22747$$

Écoulement turbulent, on utilise alors la corrélation de Dittus-Boelter [20] :

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (2.12)$$

Calcul du nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = 1.96$$

Donc

$$Nu = 92,26$$

Enfin, on obtient h_{in}

$$h_{in} = 5535,55 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Calcul de h_{ext} :

$$h_{ext} = \frac{kNu}{D_o} \quad (2.13)$$

Pour l'étude de la convection naturelle, le nombre de Reynolds n'a pas de sens puisque le fluide est au repos à distance de la paroi. Le nombre de Grashof est utilisé à sa place [21] :

$$Gr = \frac{g\beta (T_{g_{moy}} - T_s) D^3}{\nu^2} \quad (2.14)$$

On prends $T_{g_{moy}} = \frac{T_{g_{in}} + T_{g_{out}}}{2} = 90.4^\circ C$

$$Gr = 866193,42$$

On calcule ensuite le nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = 2.19$$

On calcule ensuite le nombre de Rayleigh [21] donnée par :

$$Ra = Gr \cdot Pr = 1896044,3$$

Dans le cas d'un cylindre horizontal submergé, on as :

$$Nu = C \cdot Ra^n \quad (2.15)$$

avec $C = 0.48$ et $n = 0.25$ dans le cas ou $10^4 \leq Ra \leq 10^7$

$$Nu = 0.48 \cdot Ra^{0.25}$$

$$Nu = 17.81$$

Enfin, on obtient h_{ext}

$$h_{ext} = 851.14 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Calcule de U_0 :

$$\frac{1}{U_0} = \frac{D_0}{D_i} \frac{1}{h_{int}} + \frac{D_0 \ln \frac{D_0}{D_i}}{2k} + \frac{1}{h_{ext}}$$

$$\frac{1}{U_0} = 0,00143$$

$$U = 697,50 \text{ W/m}^2\text{.K}$$

Calcule de la surface d'échange totale A :

$$A = \frac{Q_G}{U \Delta T_{LMTD}}$$

$$A = 0,968 \text{ m}^2$$

Si on met en place un serpentin avec cette surface d'échange, la longueur du tube sera trop grande, on va donc opter pour des ailettes :

Les ailettes seront régulièrement espacées avec un pas de $p = 10 \text{ mm}$ et un diamètre de $d_f = 40 \text{ mm}$.

La surface d'échange totale et donc donnée par :

$$A = L \cdot dA$$

$$dA = dA_{tube} + dA_{fin_{unit}}$$

Avec :

$$dA_{tube} = \pi D_0$$

et

$$dA_{fin_{unit}} = \frac{dA_{fin}}{p}$$

$$dA_{fin} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} (d_f^2 - D_0^2)$$

$$dA_{fin_{unit}} = \frac{2 \cdot \frac{\pi}{4} (d_f^2 - D_0^2)}{p}$$

et donc

$$dA = \pi D_0^2 + \frac{2 \cdot \frac{\pi}{4} (d_f^2 - D_0^2)}{p}$$

Enfin

$$L = \frac{A}{\pi D_0^2 + \frac{2 \cdot \frac{\pi}{4} (d_f^2 - D_0^2)}{p}} \quad (2.16)$$

On calcule et on trouve :

$$\boxed{L = 4,39 \text{ m}}$$

Géométrie du serpent : On doit maintenant déterminer les paramètres géométriques du serpent, notamment :

- Diamètre du serpent R
- Le pas du serpent, P , qui est la distance entre chaque tour
- Le nombre de tour N
- La hauteur H , qui est la distance entre le tour le plus bas et le plus haut
- Le volume occupé par le serpent, V

La longueur du serpent est donnée par la relation suivante :

$$L = N \sqrt{(\pi D)^2 + P^2}$$

Pour un générateur compact, on va poser $D = 30 \text{ cm}$ et $P = 5 \text{ cm}$
on trouve

$$N = \frac{L}{\sqrt{(\pi D)^2 + P^2}}$$

$$N = 4,65 \text{ tours}$$

On prends

$$N = 5 \text{ tours}$$

La hauteur H est donnée par :

$$H = (N - 1) \cdot P$$

$$H = 200 \text{ mm}$$

Et le volume qu'occupe le serpent :

$$V = \frac{\pi D^2 H}{4}$$

$$V = 14,13 \text{ L}$$

2.5 Dimensionnement du condenseur

Dans cette section, on va s'intéresser au dimensionnement du condenseur.

On va opter pour la configuration suivante :

- Forme globale : Le condenseur est un caisson de forme parallélépipède.
- Ouvertures pour l'écoulement des fluides :
 - o Entrée en bas à droite, la vapeur d'eau qui est en état de vapeur surchauffée est acheminée vers le condenseur et est introduite en bas et montera par effet de différence de température à l'intérieur du condenseur.
 - o Sortie en bas : En passant par le échangeur à l'intérieur du condenseur, la vapeur se condense et des gouttelettes d'eau se forme et tombe au fond du caisson et l'eau est récupéré et acheminée vers la suite du cycle.
- Echangeur de chaleur : Un serpentin ayant des plaquettes verticales est placée à l'intérieur du caisson, la vapeur surchauffée entrant au condenseur va passer dans les interstices entre les plaquettes, subissant en premier temps un refroidissement de 80°C à 35°C puis un changement d'état de vapeur en liquide

La vapeur rentrant dans le condenseur subit 2 étapes de transfère de chaleur, d'abord, elle refroidit de 80°C à 38°C , ensuite, elle se condense à température constante de 38°C .

Vu que ces 2 étapes ont des modes de transfère de chaleur différentes, on va évaluer leur impact séparément, pour y faire, on calcule la quantité de chaleur nécessaire pour chaque étapes :

$$Q_c = Q_{\text{condensation}} + Q_{\text{refroidissement}} \quad (2.17)$$

Avec :

$$Q_{\text{condensation}} = \dot{m} \cdot h_{fg} \quad (2.18)$$

$$Q_{\text{refroidissement}} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (2.19)$$

On calcule et on trouve :

$$Q_{\text{condensation}} = 2395 \text{ W}$$

$$Q_{\text{refroidissement}} = 95 \text{ W}$$

$$Q_{\text{condensation}} \gg Q_{\text{refroidissement}}$$

On en déduit que l'étapes de condensation prédomine largement l'étape de refroidissement, on va donc considérer dans nos calculs la condensation seulement.

Le coefficient d'échange global est donnée par :

$$Q_C = UA\Delta T_{LMTD} \quad (2.20)$$

$$\frac{1}{U_0} = \frac{D_0}{D_i} \frac{1}{h_{int}} + \frac{D_0 \ln \frac{D_0}{D_i}}{2k} + \frac{1}{h_{ext}} \quad (2.21)$$

Données disponibles :

- o Réfrigérant :
 - Entrant : Vapeur , $T_v = 38^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_e = 1.06 \text{ g/s}$
 - Sortant : Liquide saturée, $T_l = 38^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_l = 1.06 \text{ g/s}$
- o Eau de refroidissement :
 - Entrant : Eau à $T_{c,in} = 35^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_c = ?$
 - Sortant : Eau à $T_{c,out} = 36.5^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_c = ?$

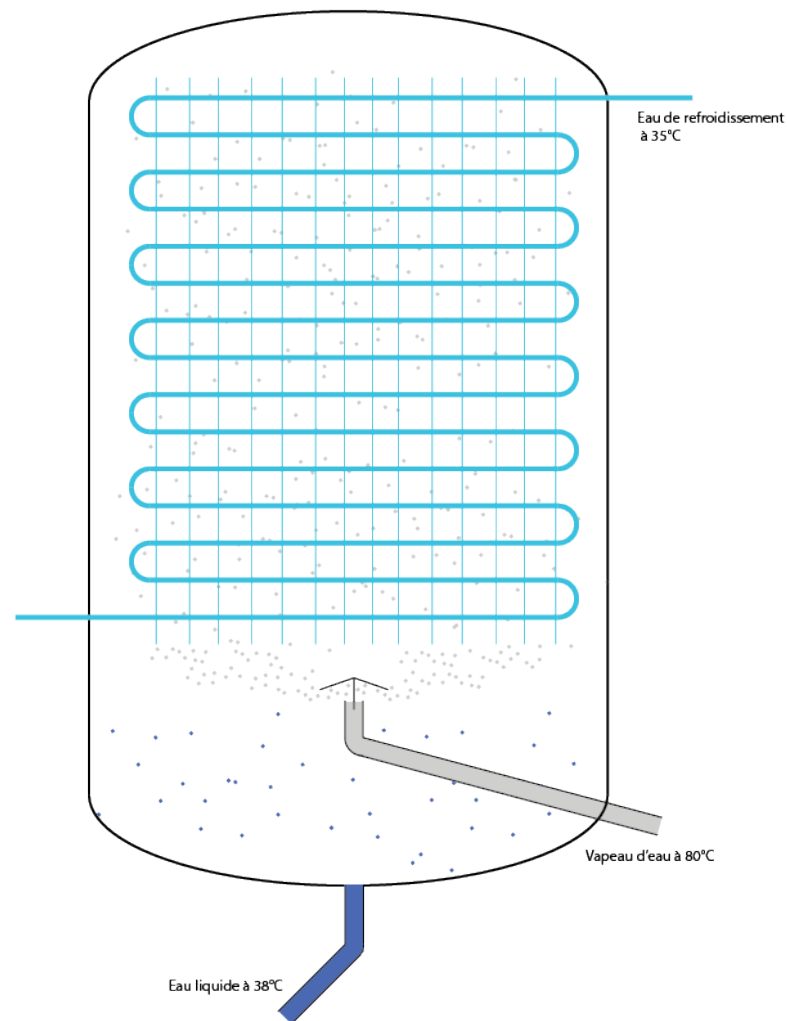


FIGURE 2.5 – Dessin qualitatif du condenseur

Calcul de \dot{m}_c :

Durant le passage de l'eau de refroidissement, elle doit absorber une quantité de chaleur égale à $Q_C = 2560 \text{ W}$ et sa température s'élève de $T_{c,in}$ à $T_{c,out}$, donc

$$Q_C = \dot{m}_c C_p (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.22)$$

$$\dot{m}_c = \frac{Q_C}{C_p (T_{c,out} - T_{c,in})}$$

$$\dot{m}_c = 0.408 \text{ Kg/s}$$

Calcul de ΔT_{LMTD}

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_v - T_{c,out}) - (T_l - T_{c,in})}{\ln \frac{T_v - T_{c,out}}{T_l - T_{c,in}}} \quad (2.23)$$

$$\Delta T_{LMTD} = 2.164^\circ\text{C}$$

Calcul de h_{in} :

$$h_{in} = \frac{kNu}{D_i}$$

On calcule d'abord le nombre de Reynolds pour savoir si l'écoulement est turbulent ou non :

$$Re = \frac{4\dot{m}_c}{\mu\pi D_i}$$

$$Re = 72373,86$$

Écoulement turbulent, on utilise dans ce cas la corrélation de Dittus-Boelter :

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$$

Calcul du nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = 4.93$$

Donc

$$Nu = 336,22$$

Enfin, on obtient h_{in}

$$h_{in} = 20475,88 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Calcul de h_{ext} [21] : Pour la condensation verticale, le coefficient de transfert thermique dépend de l'orientation et des caractéristiques d'écoulement de la vapeur en condensation. On utilise la théorie de Nusselt pour la condensation en film sur une surface verticale, qui suppose qu'un film laminaire de condensat s'écoule vers le bas sous l'effet de la gravité :

$$h_{ext} = \left(\frac{0.943 \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot h'_{fg} \cdot k_l^3}{\mu_l \cdot (T_v - T_w) \cdot L} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.24)$$

où

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.68 C_{p,l} (T_v - T_w)$$

avec T_w la température de la paroi qu'on prends $T_w = \frac{T_{in} + T_{c,out}}{2} + T_v = 36,875 \text{ }^\circ\text{C}$

$$h'_{fg} = 5614,17 \text{ kJ/kg}$$

on trouve

$$h_{ext} = 954,84 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Calcul de U :

$$\frac{1}{U} = \frac{D_0}{D_i} \frac{1}{h_{int}} + \frac{D_0 \ln \frac{D_0}{D_i}}{2k} + \frac{1}{h_{ext}}$$

$$\frac{1}{U} = 0,00112$$

$$U = 891,62 \text{ W/m}^2\text{.K}$$

Calcul de la surface d'échange totale A :

$$A = \frac{Q_C}{U \Delta T_{LMTD}}$$

$$A = 1,33 \text{ m}^2$$

Géométrie du condenseur

On doit maintenant déterminer les paramètres géométriques du serpentin, notamment :

- Longueur du tube L
- Nombre de surface verticales N

On pose les données suivantes

- Hauteur des surfaces : $H = 0,32 m$
- Nombre de passes : $p = 2$
- Entraxes des tubes : $e = 0,04 m$
- Le pas : $s = 0,01 m$

La largeur des surfaces est donnée par

$$L' = e \cdot p = 0.08 m$$

La surface unitaire est donc donnée par :

$$A_{unit} = 2 \cdot L' \cdot H = 0,0512$$

Le nombre de surfaces est donnée par :

$$N = \frac{A}{A_{unit}} = 27,13$$

$$N = 28$$

Ce qui nous donne une largeur globale du condenseur (qui est la longueur du tube d'une seule passe) :

$$l = (N + 1) \cdot p = 0,27 m$$

Le nombre d'étages est donnée par :

$$n = \frac{H}{e} = 8$$

Ainsi, on peut calculer la longueur complète du tube :

$$L = l \cdot n \cdot p + \frac{\pi e}{2} \cdot (n \cdot p - 1) \quad (2.25)$$

$$\boxed{L = 5,14 m}$$

2.6 Dimensionnement de l'évaporateur

On va opter pour la configuration suivante (voire figure 2.6) :

- Forme générale : caisson parallélépipède qui abrite un faisceau tubulaire où circule le réfrigérant. Il abrite aussi les ventilateurs qui font circuler l'air ambiant à travers les interstices du serpentin.
- Écoulement des fluides :
 - Le réfrigérant entre en état liquide et reçoit de la chaleur de l'air ambiant à travers le faisceau et sort en état gazeuse.
 - L'air ambiant est circulé à travers des ventilateurs perpendiculairement aux tubes du faisceau.

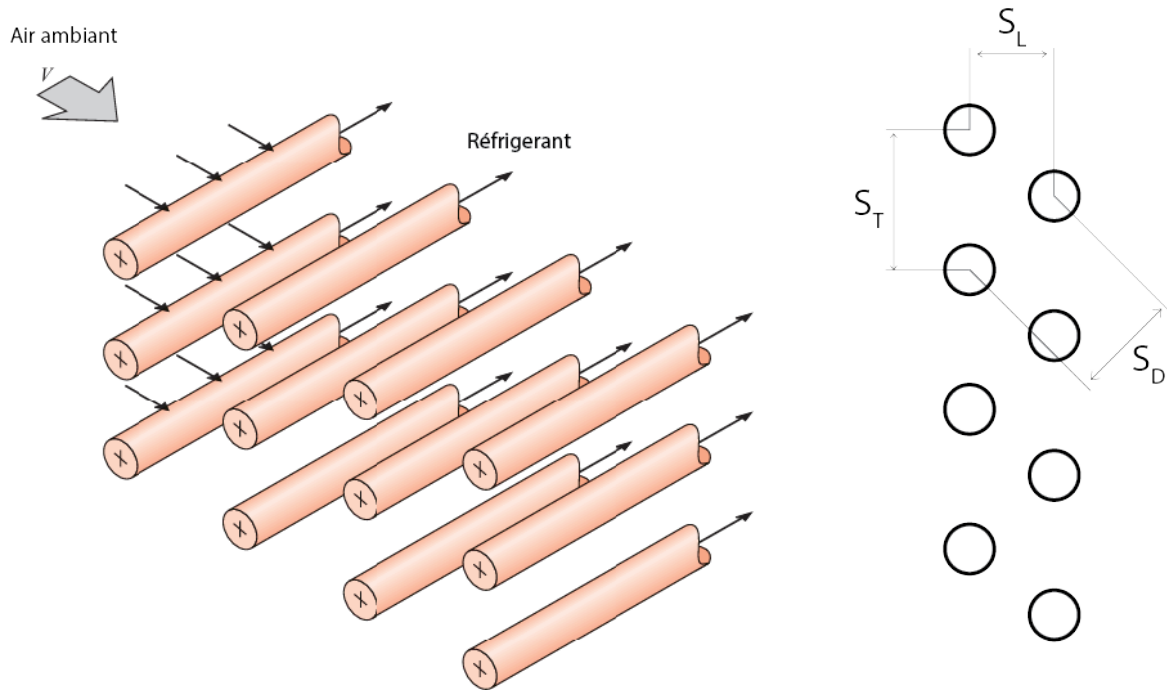


FIGURE 2.6 – Dessin qualitatif de l'évaporateur

Pour correctement dimensionner notre évaporateur, on doit calculer la surface d'échange totale, pour y faire, on calcule le coefficient d'échange global, donnée par :

$$Q_E = UA\Delta T_{LMTD} \quad (2.26)$$

$$\frac{1}{U_0} = \frac{D_0}{D_i} \frac{1}{h_{int}} + \frac{D_0 \ln \frac{D_0}{D_i}}{2k} + \frac{1}{h_{ext}} \quad (2.27)$$

Données disponibles :

- Réfrigérant :
 - Entrant : Liquide à $T_{v,in} = 5^\circ C$ et $\dot{m}_g = 1,06 g/s$
 - Sortant : Vapeur à $T_{v,out} = 5^\circ C$ et $\dot{m}_g = 1,06 g/s$
- Air ambiant : On suppose
 - Entrant : $T_{air,in} = 25^\circ C$ à $\dot{m}_{air} = ?$
 - Sortant : $T_{air,out} = 15^\circ C$

Calcul de \dot{m}_{air} :

$$Q_E = \dot{m}_{air} C_p (T_{air,in} - T_{air,out}) \quad (2.28)$$

$$\dot{m}_{air} = \frac{Q_E}{C_p (T_{air,in} - T_{air,out})}$$

$$\dot{m}_{air} = 0,262 \text{ kg/s}$$

Calcul de ΔT_{LMTD} :

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{air,in} - T_{v,out}) - (T_{air,out} - T_{v,in})}{\ln \frac{T_{air,in} - T_{v,out}}{T_{air,out} - T_{v,in}}} \quad (2.29)$$

$$\Delta T_{LMTD} = 14,427^\circ C$$

Calcul de h_{in} [22] :

Pour calculer h_{in} , on doit combiner les contributions à la fois de la phase liquide et du régime d'ébullition du réfrigérant. Cette approche est valide pour un scénario d'ébullition en écoulement où le flux thermique q est constant le long du tube.

$$h_{in} = E \cdot h_l + S \cdot h_{pool} \quad (2.30)$$

où

- E quantifie l'augmentation du transfert de chaleur convectif h_l dans le liquide dû à l'effet des bulles générées pendant l'ébullition forcée.
- h_l est le coefficient de transfert de chaleur de la phase liquide
- S ajuste la contribution de l'ébullition (h_{pool}) pour des surfaces et conditions spécifiques, comme les irrégularités de surface ou les interactions entre bulles.
- h_p est le coefficient de transfert de chaleur en ébullition

On va maintenant calculer chaque terme :

- Calcul de E : On utilise une corrélation couramment utilisée dans le transfert de chaleur par ébullition en écoulement diphasique pour calculer le facteur d'amélioration (E). Cette corrélation s'applique spécifiquement aux cas où l'ébullition se produit sous convection dans un canal ou un tube. Elle est donnée par :

$$E = 2,35 \left(0,213 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,736} \quad (2.31)$$

- * Calcul de X_{tt} , le paramètre de Martinelli, appliqué dans les écoulements diphasiques pour décrire la contribution relative des phases liquide et vapeur en termes de leurs caractéristiques d'écoulement. Pour une qualité de vapeur de 0,05, il est donnée par :

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (2.32)$$

$$X_{tt} = 0,06148$$

Et donc on trouve :

$$E = 18,479$$

Pour corriger la variabilité de la quantité de liquide en cours d'écoulement, le facteur E est souvent multiplié par le terme $(1-x)$, où x est pris comme étant la valeur moyenne (dans notre cas $x = 0,5$)

$$E_0 = E(1-x) = 9,24$$

- Calcul de h_l : étant le coefficient de transfert de la phase liquide, il est donnée par :

$$h_l = \frac{kNu}{D_i}$$

On calcule d'abord le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{4\dot{m}_g}{\mu_l \pi D_i} = 88,84$$

L'écoulement est de type laminaire dans une conduite circulaire, on supposant la paroi est à flux de chaleur constant, le nombre de Nusselt est donnée par :

$$Nu = 4,36$$

Et donc :

$$h_l = 244,16 \text{ W/m}^2\text{K}$$

o Calcul de S :

$$S = \frac{1}{1 + 2,54 \cdot 10^{-6} \cdot Re_{TP}^{1,25}} \quad (2.33)$$

Où Re_{TP} est le nombre de Reynolds bi-phasique donnée par :

$$Re_{TP} = \frac{\dot{m} D_i}{\mu_l} (1 - x) E^{1,25} \quad (2.34)$$

Donc :

$$S = 0,9999 = 1$$

o Calcul de h_p : d'après Chen :

$$h_p = 0,00122 \cdot \frac{k_l^{0,79} \cdot C_p^{0,45} \cdot \rho_l^{0,49} \cdot S \cdot \Delta T_s^{0,24} \cdot \Delta P_v^{0,75}}{\sigma^{0,5} \cdot \mu_l^{0,29} \cdot (h_{fg} \cdot \rho_v)^{0,24}} \quad (2.35)$$

Avec

$$\begin{aligned} \Delta T_s &= T_{wall} - T_{sat} \\ T_{wall} &= \frac{1}{2} \left(\frac{T_{air,in} + T_{air,out}}{2} + T_r \right) = 12,5 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta T_s &= 12,5 - 5 = 7,5 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Et

$$\Delta P_v = \frac{\Delta T_s \cdot h_{fg} \cdot \rho_v}{T_s} = 24,96 \quad (2.36)$$

On obtient :

$$h_p = 215,78 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Et enfin, on trouve :

$$h_{in} = 2471,74 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Calcul de h_{ext} [21] :

$$h_{ext} = \frac{k Nu}{D}$$

Zukauskas a proposée une corrélation pour calculer le nombre de Nusselt dans le cas d'un écoulement a travers un faisceau de tubes décalés :

$$Nu = C_1 \cdot Re_{max}^m \cdot Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (2.37)$$

Cette corrélation est valable où :

- o Nombre de rangée $N_L \geq 20$
- o $0,7 \leq Pr \leq 500$
- o $10 \leq Re_{max} \leq 2 \cdot 10^6$

Dans le cas où on as moins de 20 rangs ($N_L < 20$), un facteur correctif est ajoutée :

$$Nu|_{N_L < 20} = C_2 \cdot Nu|_{N_L \geq 20} \quad (2.38)$$

Le nombre de Reynolds dans la corrélation précédente est basé sur la vitesse maximale du fluide se produisant dans le faisceau de tubes. Quand les tubes sont décalées, la vitesse maximale se produit soit au niveau du plan transversal A_1 , soit au niveau du plan diagonal A_2 .

Si les rangées sont espacées de telle sorte que :

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right] < \frac{S_T + D}{2}$$

alors la vitesse max se produira au niveau du plan diagonal A_2 , et est donnée par :

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)}V$$

Dans le cas écheant, la vitesse max se produit selon A_1 et est donnée par :

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D}V$$

Dans notre cas :

$$S_D = 46,1 \text{ mm}$$

$$\frac{S_T + D}{2} = 15$$

$$S_D > \frac{S_T + D}{2}$$

On en déduit que la vitesse max se produit selon A_1 et qu'elle est donnée par :

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D}V \quad (2.39)$$

On doit d'abord calculer V :

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot ((N_T - 1) \cdot S_T + D) \cdot l} \quad (2.40)$$

où l est la longueur d'un seule tube, qui êtes obtenue par itérations (on pose une valeur de l initiales qu'on va calculer avec h_{ext} et ensuite la surface d'échange totale avec laquelle on obtient la longuer totale L pour retrouver l)

$$l = 0,558 \text{ m}$$

$$V = 5,582 \text{ m/s}$$

Donc

$$V_{max} = 7,443 \text{ m/s}$$

Et

$$Re_{max} = \frac{V_{max} \cdot D}{\nu} = 5029,17$$

A partir des tables, on tires les valeurs de C_1 , m et C_2 :

- Configuration décalée, $S_T/S_L < 2$ et $10^3 < Re_{D,max} < 2 \cdot 10^5$

$$C_1 = 0,35 \cdot (S_T/S_L)^{1/5} = 0,34$$

$$m = 0,6$$

- Configuration décalée et $N_L = 3$

$$C_2 = 0,84$$

Calcul de Pr :

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} = 0,7$$

Vu que la différence entre la température de l'air et du tube n'est pas très grande, la différence entre Pr et Pr_s est négligeable, et donc on prends $Pr/Pr_s = 1$

Enfin, on obtient :

$$Nu = C_2 \cdot C_1 \cdot Re_{D,max}^m \cdot Pr^{0,36}$$

$$Nu = 41,88$$

et finalement

$$h_{ext} = 109,72 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Calcul de U :

$$\frac{1}{U} = \frac{D_o}{D_i} \frac{1}{h_{int}} + \frac{D_o \ln \frac{D_o}{D_i}}{2k} + \frac{1}{h_{ext}}$$

$$\frac{1}{U} = 0,0097$$

$$U = 103,17 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Calcul de la surface d'échange totale A

$$A = \frac{Q_E}{U \Delta T_{LMTD}}$$

$$A = 1,42 \text{ m}^2$$

Calcul de la longueur globale du tube L :

$$A = L \cdot dA$$

$$dA = dA_{tube} + dA_{fin_{unit}}$$

Avec :

$$dA_{tube} = \pi D_0$$

et

$$dA_{fin_{unit}} = \frac{dA_{fin}}{p}$$

$$dA_{fin} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} (d_f^2 - D_0^2)$$

$$dA_{fin_{unit}} = \frac{2 \cdot \frac{\pi}{4} (d_f^2 - D_0^2)}{p}$$

et donc

$$dA = \pi D_0^2 + \frac{2 \cdot \frac{\pi}{4} (d_f^2 - D_0^2)}{p}$$

Enfin

$$L = \frac{A}{\pi D_0^2 + \frac{2 \cdot \frac{\pi}{4} (d_f^2 - D_0^2)}{p}} \quad (2.41)$$

On calcule et on trouve :

$$L = 6,7 \text{ m}$$

Géométrie de l'évaporateur

- Nombre de rangée : $N_L = 3$ et $N_T = 4$
- Longueur d'une passe :

$$l = \frac{L}{N_T \cdot N_L} = 558,3 \text{ mm}$$

$$l = 560 \text{ mm}$$

- Nombre d'ailettes par passe

$$N = \frac{l}{p} = 56$$

- Volume du faisceau tubulaire :

$$V = (S_T \cdot N_T + D) \cdot l \cdot (S_L \cdot N_L + D) = 13,804 \text{ l} \quad (2.42)$$

2.7 Dimensionnement de l'absorbeur

Dans cette section, on va s'intéresser au dimensionnement de l'absorbeur.

On va opter pour la configuration suivante (figure 2.7) :

- L'absorbeur est de type film tombant, un fin film de solution s'écoule verticalement sur une série de tube horizontales où à l'intérieur s'écoule de l'eau de refroidissement, la vapeur quand elle s'écoule de bas en haut sur le film tombant ou elle sera absorbée par le film.
- Écoulement de fluides :
 - o La solution riche rentre en haut de l'absorbeur ou elle sera dispersée pour former un film homogène qui tombe sur les tube. La solution pauvre est ensuite récoltée en bas.
 - o La vapeur d'eau est de même dispersée en bas de l'absorbeur et s'écoule de bas en haut juste à côté du film tombant ou elle doit être complètement absorbée avant d'atteindre le haut du film.

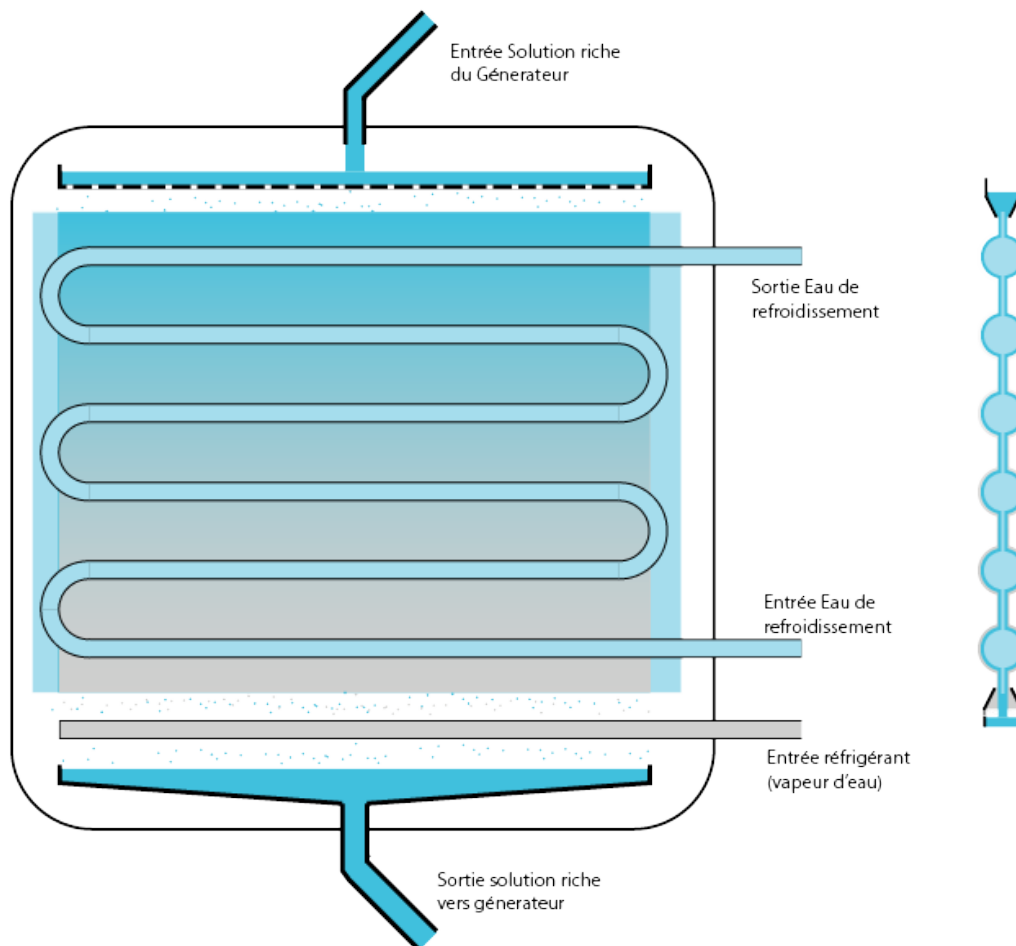


FIGURE 2.7 – Dessin qualitatif de l'absorbeur

Le coefficient d'échange global est donnée par :

$$\frac{1}{U_0} = \frac{D_0}{D_i} \frac{1}{h_i} + \frac{D_0 \ln \frac{D_0}{D_i}}{2k} + \frac{1}{h_{ext}} \quad (2.43)$$

- **Données disponibles :**

- Solution :
Entrant : $T_{s,in} = 64,63\text{ }^\circ\text{C}$ à $\dot{m}_{s,in} = 23,75\text{ g/s}$
Sortant : $T_{s,out} = 38\text{ }^\circ\text{C}$ à $\dot{m}_{s,out} = 24,81\text{ g/s}$
- Réfrigérant :
Entrant : $T_v = 5\text{ }^\circ\text{C}$ à $\dot{m}_v = 1,06\text{ g/s}$
Sortant : Absorbée par la solution
- Eau de refroidissement :
Entrant : $T_{c,in} = 35\text{ }^\circ\text{C}$ à $\dot{m}_c = ?$
Sortant : $T_{c,out} = 38\text{ }^\circ\text{C}$

- **Calcule de \dot{m}_c :**

$$Q_A = \dot{m}_c C_p (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.44)$$

$$\dot{m}_c = \frac{Q_A}{C_p (T_{c,out} - T_{c,in})}$$

$$\dot{m}_c = 0,42\text{ kg/s}$$

- **Calcule de ΔT_{LMTD} :**

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{s,in} - T_{c,out}) - (T_{s,out} - T_{c,in})}{\ln \frac{T_{s,in} - T_{c,out}}{T_{s,out} - T_{c,in}}} \quad (2.45)$$

$$\Delta T_{LMTD} = 10,82\text{ }^\circ\text{C}$$

- **Calcul de h_{in} :**

$$h_{in} = \frac{kNu}{D_i}$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{4\dot{m}_c}{\mu\pi D_i}$$

$$Re = 74140,75$$

Ecoulement turbulent, donc :

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = 4,93$$

$$Nu = 342,77$$

Et enfin

$$h_{in} = 20874,82\text{ W/m}^2\text{K}$$

- **Calcul de h_{out}** [23] Pour un film mince et de faible vitesse de vapeur, on utilise la formule suivantes :

$$h_{out} = h_{film} = \frac{k}{\delta} \quad (2.46)$$

avec :

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3\dot{\Gamma}_s \eta_s}{g\rho_s^2}} \quad (2.47)$$

où : Γ_s : Débit massique par longueur du film

$$\dot{\Gamma}_s = \frac{\dot{m}_s}{2l} \quad (2.48)$$

Pour une longueur du film $l = 0,3 m$, on trouve :

$$\dot{\Gamma}_s = 0,6974 g/m.s$$

et donc

$$\delta = 0,000415 m$$

Et enfin :

$$\boxed{h_{out} = 1444,6 W/m^2 K}$$

- Calcul de U :

$$\frac{1}{U} = \frac{D_0}{D_i} \frac{1}{h_i} + \frac{D_0 \ln \frac{D_0}{D_i}}{2k} + \frac{1}{h_{ext}}$$

$$\frac{1}{U} = 0,000763$$

$$\boxed{U = 1309,76 W/m^2 K}$$

- Calcul de la surface d'échange totale A :

$$A = \frac{Q_A}{U \Delta T_{LMTD}}$$

$$A = 0,225 m^2$$

- Nombre de tubes horizontales : Soit N_T le nombre de tube horizontale, on pose :

$$A = N_T \cdot A_{unit,t} + (N_T + 1) \cdot A_{unit,s}$$

$$N_T = \frac{A - A_{unit,s}}{A_{unit,t} + A_{unit,s}} \quad (2.49)$$

où

- $A_{unit,t}$ La surface extérieur d'un seul tube.
- $A_{unit,s}$ La surface plane verticale entre chaque 2 tubes.

$$A_{unit,t} = \pi D_0 l = 0,011 m^2$$

$$A_{unit,s} = 2tl$$

On prends $t = 0,014 m$

$$A_{unit,s} = 0,007 m^2$$

On trouve

$$N_T = 11,1$$

On majore et on trouve

$$\boxed{N_T = 12}$$

2.8 Source de chaleur

On va maintenant s'intéresser sur la source de chaleur qui va alimenter le système, on va étudier deux cas de figures :

- Alimentation par des collecteurs solaires.
- Alimentation par brûleurs de gaz de ville.

Pour le premiers cas, on va calculer la surface de capteurs nécessaires pour capter Q_G de chaleur. Pour le deuxième cas, on va calculer le débit de gaz naturel nécessaire pour avoir la chaleur nécessaire par un brûleur.

2.8.1 Collecteur solaires

Pour calculer la surface de collecte nécessaire, on suit les étapes suivantes :

- L'irradiation globale inclinée à l'angle optimale GTI_{opta} par jour est donnée par la figure 2.8.

$$GTI_{opta} = 5,331 \text{ kWh/m}^2$$

On utilise les données de Tizi-Ouzou car le prototype qui sera réalisé dans un travail futurs sera mis en place et testé dans cette région. Notant que il serai plus intéressant de l'utiliser dans les régions a forte intensité solaire (dans les régions sahariennes).

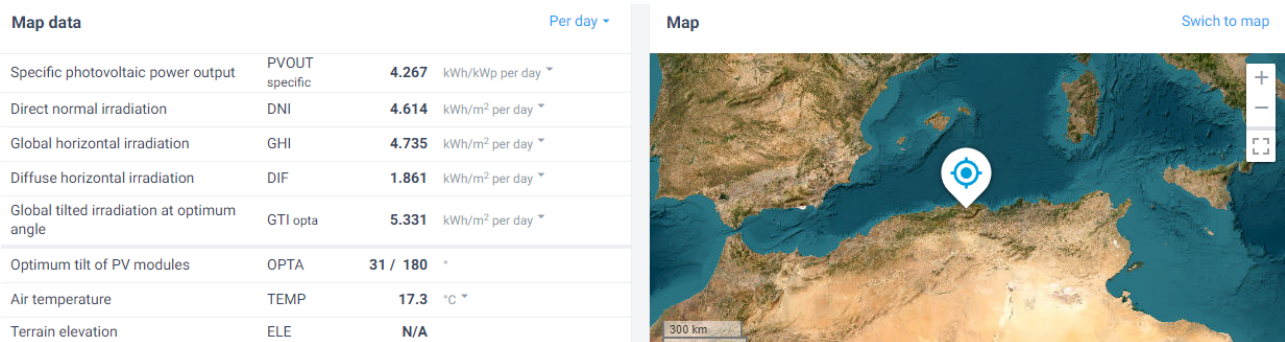


FIGURE 2.8 – Données solaires de la région de Tizi Ouzou - globalsolaratlas.info

- Avec ça, on calcule l'irradiance solaire à l'angle optimale pendant les heures d'ensoleillement efficace. On décrit les heures d'ensoleillement efficace par le nombre d'heures de la journée où le soleil se trouve en dessus d'une certaine élévation (on prends dans notre cas 30°). De la figure 2.9, on en déduit le nombre d'heure

$$t = 16 - 9 = 7 \text{ h}$$

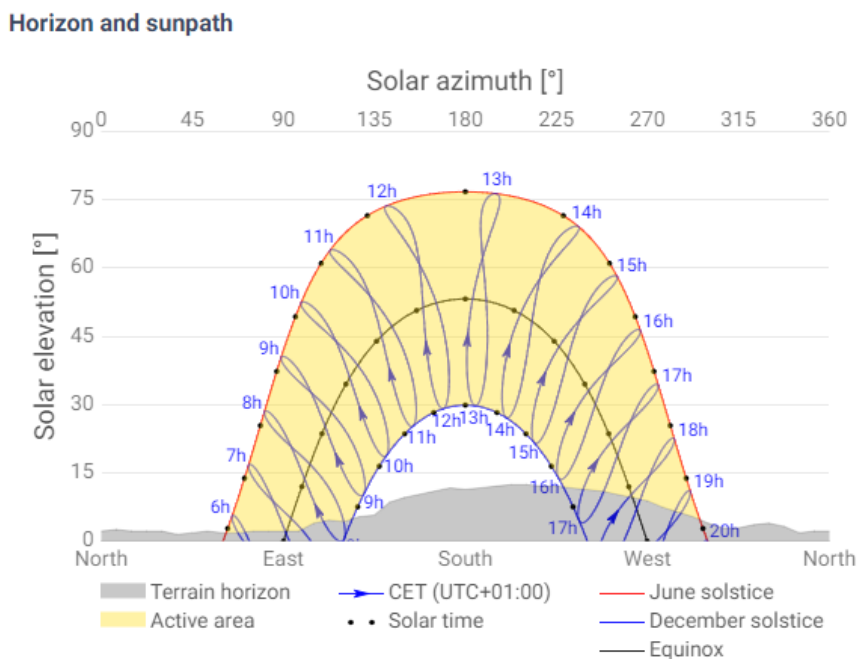


FIGURE 2.9 – Elévation et angle solaire dans la région de Tizi Ouzou - globalsolaratlas.info

On calcule :

$$G = \frac{GTI_{opta}}{t} = 761,67 \text{ W/m}^2 \quad (2.50)$$

- A partir de cette irradiance, on peut calculer la surface de collecte :

$$\boxed{A = \frac{Q_G}{G} = 5,27 \text{ m}^2} \quad (2.51)$$

- Il est important de noter que cette surface calculée assure le fonctionnement du climatiseur pendant les heures d'ensoleillement efficace seulement, pour les autres heures, il faudra soit installer des batteries thermiques, ou bien faire agrandir la surface de collecte, ou, installer une source de chaleur secondaire pour faire ramener la température de génération lors des fluctuations de l'irradiance solaire.

2.8.2 Gaz de ville

La chaleur libérée par la combustion du gaz naturel est donnée par : $Q_c = \eta \cdot \dot{m} \cdot PCS$ où η est l'efficacité du brûleur (en général entre 0,8 et 0,9) et PCS est le pouvoir calorifique supérieur.

La chaleur qu'on doit produire est $Q = 48.144 \text{ kWh}$ pour un fonctionnement de 12h.

En prenant $\eta = 0,85$ et $PCS = 42.5 \text{ MJ/kg}$, on trouve la masse brûlée pendant ces 12 h :

$$m = \frac{Q}{\eta \cdot PCS} \quad (2.52)$$

$$m = 4,79 \text{ kg}$$

On trouve le débit :

$$\dot{m} = \frac{4,79}{3600}$$

$$\boxed{\dot{m} = 1,33 \text{ g/s}}$$

Pour un prix du gaz naturel à $0,3245 \text{ DA/th} = 0,279 \text{ DA/kWh}$ et pour une utilisation de 12 h/jour , le coût de fonctionnement du climatiseur revient à :

$$C = 0,279 Q = 13,43 \text{ DA/jour}$$

Chapitre 3

Conception

3.1 Introduction

Dans ce chapitre, on va établir une conception de chaque composant du système, notamment, le générateur, le condenseur, l'évaporateur, et l'absorbeur.

L'objectif de ce chapitre est d'établir une conception d'un climatiseur à absorption d'une manière a qu'il soit facilement fabriquant (à base d'outillage et machine standards, tels que le découpage laser, le pliage et le soudage) et de façon répétable.

3.2 Préliminaires

On va présenter notre méthodologie de conception :

- Pour chaque composants du systèmes, on commence d'abord par concevoir le serpent (là où s'écoule le fluide), car c'est lui qui va nous donner les dimensions limites.
- Ensuite on s'intéresse au différents composants secondaires (disperseurs, baffle...)
- Enfin, on conçoit les parois de l'élément.

On doit citer quelques remarques concernant la suite de ce travail Vu qu'on s'intéresse beaucoup plus aux phénomènes d'échange de chaleur, et du fonctionnement du climatiseur, on ne va pas s'intéresser sur les systèmes de fixation des parois sur elle même. Néanmoins, on est obligé de clarifier :

- Les parois sont tous fabriquées a partir de tôles d'acier inoxydable d'épaisseur de $1mm$
- Chaque composant voit sa paroi diviser en 2 tôles ou plus, chacun des ces derniers subit 3 opérations de fabrication.

La première est le découpage laser, où la forme de la paroi est donnée à la tôle ainsi que toutes les ouverture nécessaire et les marques de plis.

La deuxième est le pliage suivant un ordre prédéfinis et suivant les marquages donnée.

La troisième est le soudage, dans certains cas, les deux arêtes plies et adjacentes l'une de l'autre doivent être soudées a leur jonction pour assurer une étanchéité.

- Les parties des parois du même composants sont fixées avec des boulons avec un joint d'étanchéité en silicone pour s'assurer de garder un basse pression.
- Chaque entrée et sortie du fluide a travers les parois est assuré par un raccord traversant en cuivre.

3.3 Conception du générateur

L'élément principal du générateur est le serpentin où s'écoule l'eau de refroidissement. On va donc commencer par ce dernier :

3.3.1 Serpentin

On conçoit le serpentin (voir fig 3.1) à partir des données géométriques calculées dans le chapitre précédent :

- Diamtre du serpentin : $D = 0,3 m$
- Nombre de revolution : $N = 5$
- Le pas entre chaque revolution : $p = 0,05 m$
- Hauteur globale : $H = 0,25 m$

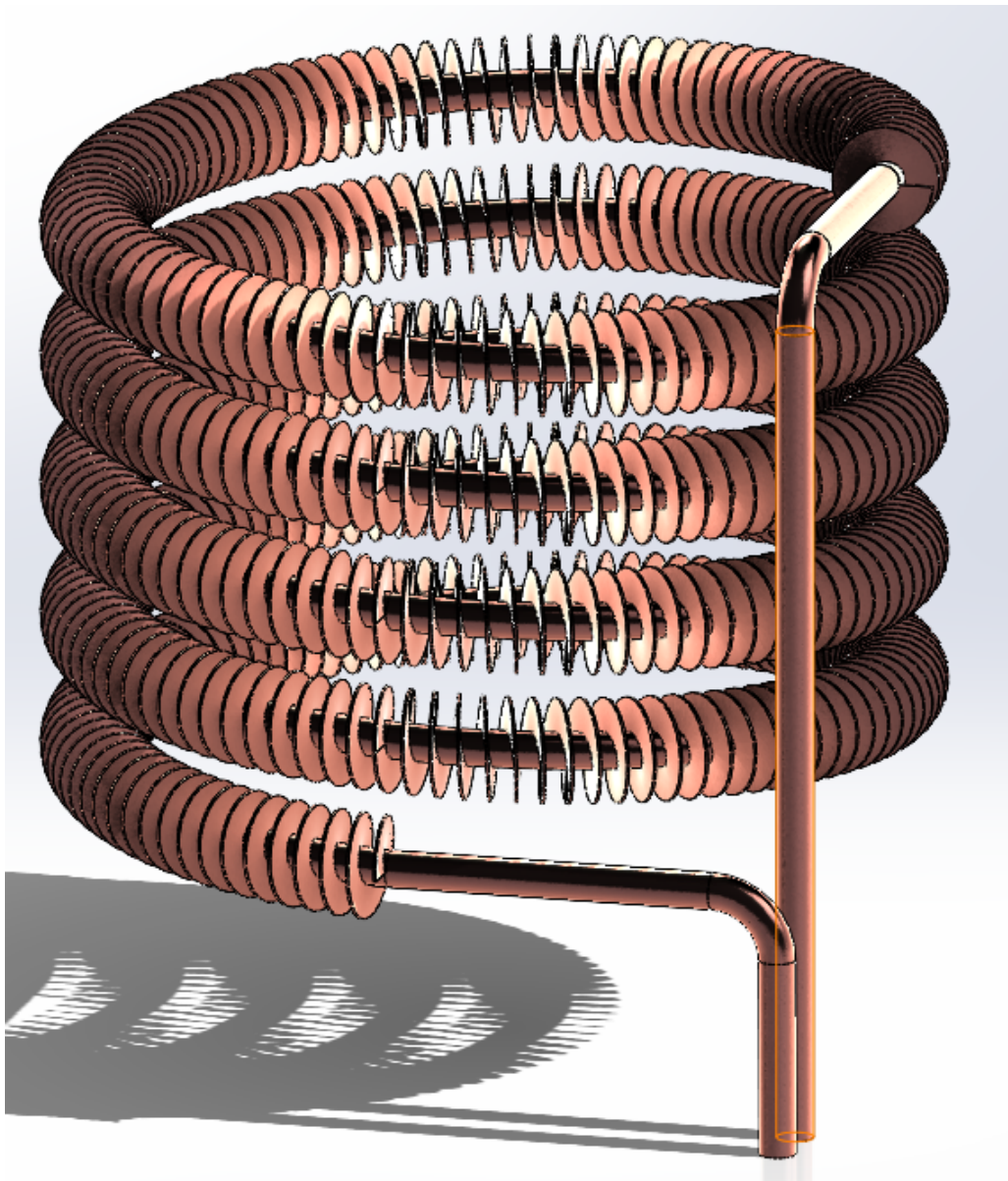


FIGURE 3.1 – Serpentin du générateur

3.3.2 Disperseur

Sa fonction est de répartir la solution qui arrive de l'absorbeur, et de réduire la vitesse avec laquelle elle entre à l'intérieur de la solution du générateur, cela pour éviter de causer des turbulences et influencer le fait que la solution riche quitte le générateur par le fond par effet de différence de densité. (voir 3.2)

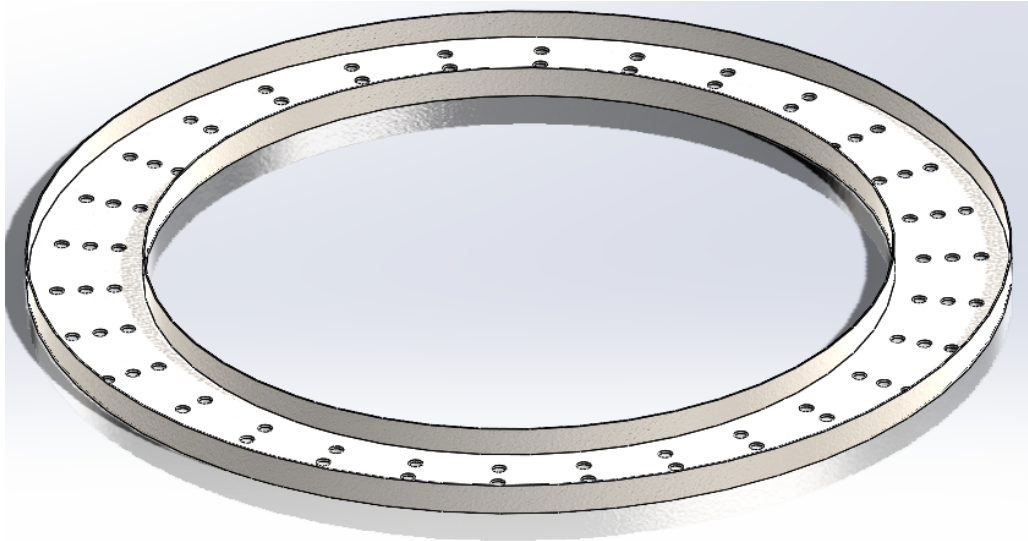


FIGURE 3.2 – Disperseur du générateur

3.3.3 Les parois

L'habillage habrite le serpentin, les baffles, le disperseur de la solution pauvre, la sortie de vapeur, ainsi que la sortie de la solution riche.

Le principal critère lors de sa conception est de minimiser sa taille (voir 3.3)

Pour le générateur, on va montrer comment les parois sont divisées en plusieurs tôles, les autres composants seront dessinés directement.

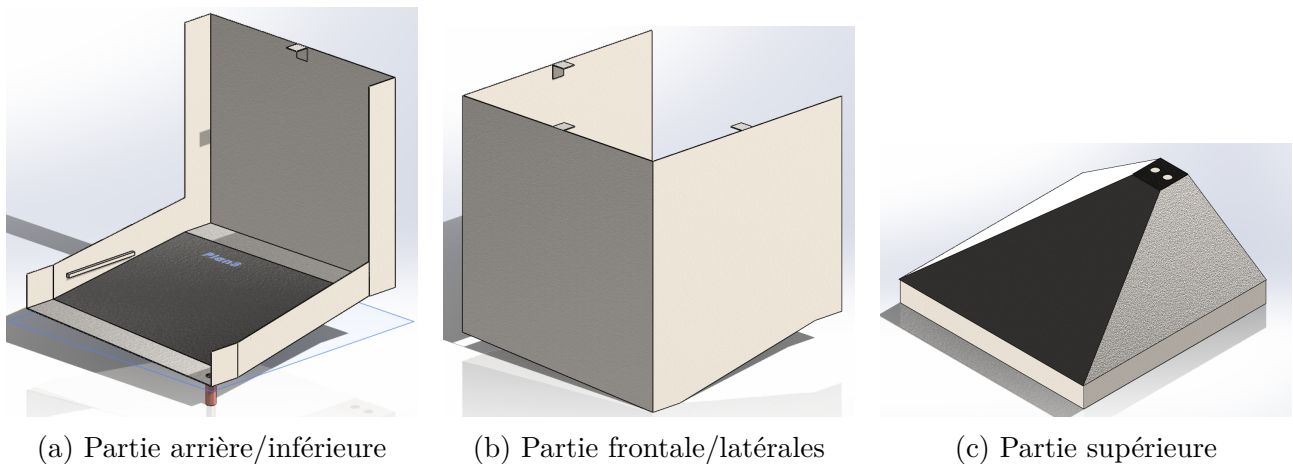


FIGURE 3.3 – Les différentes parties de la paroi du générateur

3.3.4 Baffles

Une baffle est placée juste en dessous du serpentín et supportée par des supports le long de la paroi. (voire 3.4)

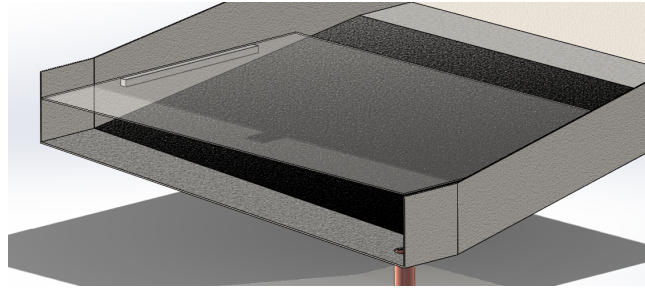


FIGURE 3.4 – Vue du baffle et supports

3.3.5 Assemblage

On montre maintenant une vue assemblée de tout les éléments :

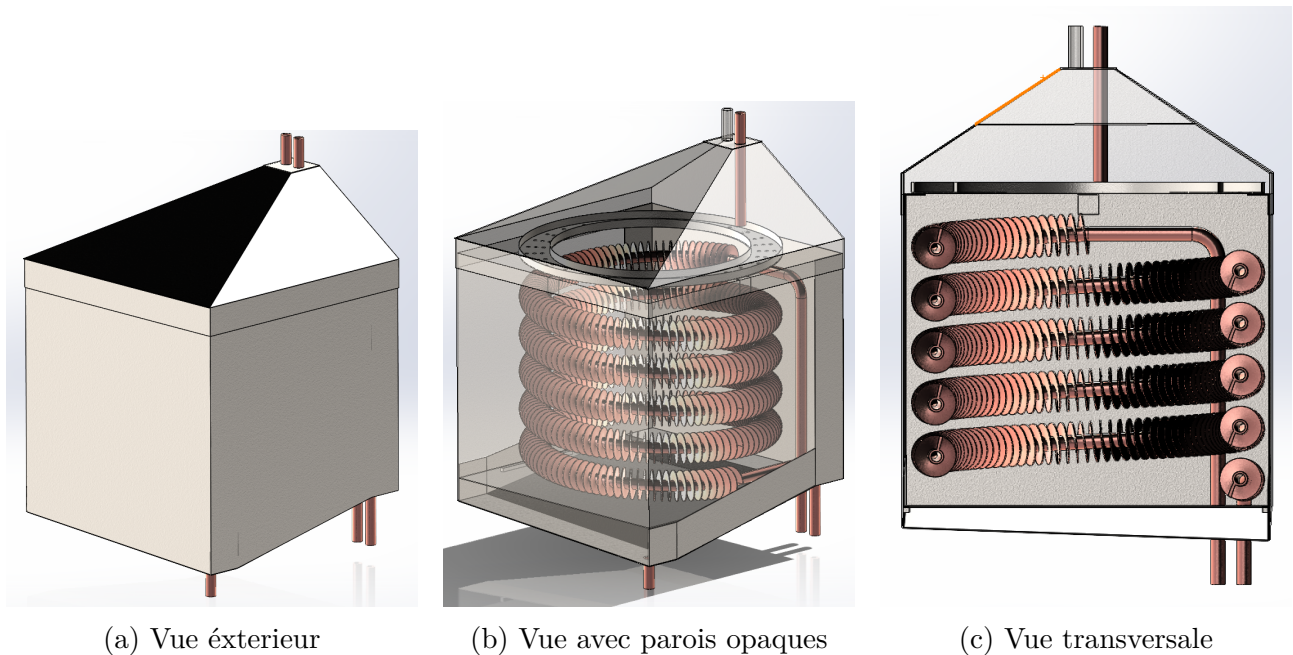


FIGURE 3.5 – Différentes vues de l'assemblage

3.4 Conception du condenseur

De la même manière que le générateur, on commence par le serpentín :

3.4.1 Serpentin

A partir des données géométriques calculé dans le chapitre précédent :

- Nombre de surfaces verticales $N = 28$
- Nombre de passes par étage $p = 2$
- Nombre d'étages $n = 8$
- Longueur d'une seule passe $l = 0,27\text{ m}$

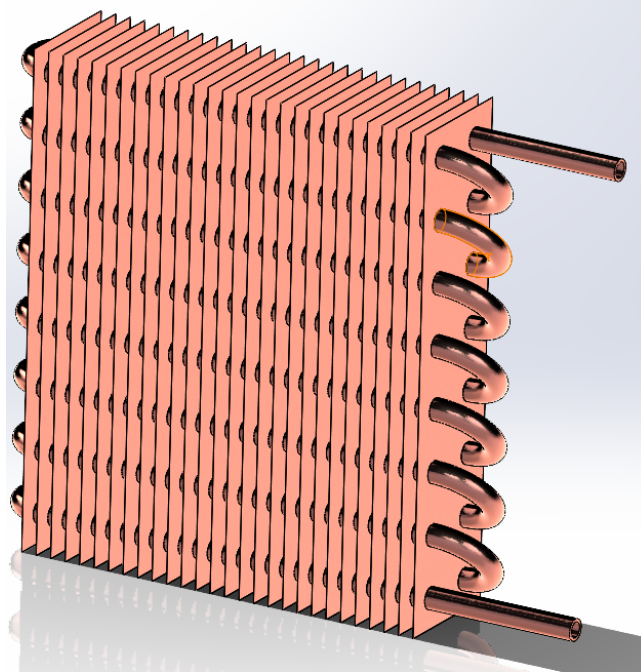


FIGURE 3.6 – Serpentin

3.4.2 Disperseur vapeur

Un disperseur de vapeur doit être mis en dessous du serpentin pour s'assurer que la vapeur d'eau entrant qu condensateur est répartie sur toute les surface de condensation.

On as opté pour un tube percée sur la longueur du serpentin et avec un couvercle en V pour empêcher le condensat tombant de rentrer a l'intérieur du tube. (fig 3.8)

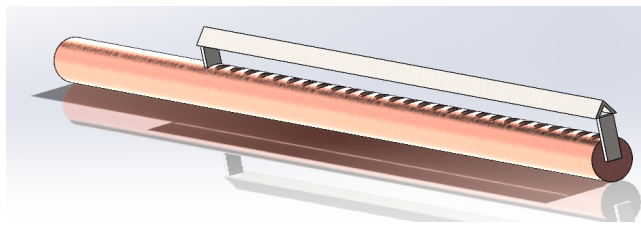


FIGURE 3.7 – Disperseur de vapeur

3.4.3 Collecteur de condensat

L'eau liquide tombant du film de condensation doit être récupéré pour la suite du cycle. Il est attrapé par un paroi incliné qui mène a la sortie du condenseur. (voire fig 3.8)

3.4.4 Assemblages

On montre enfin une vue assemblée du condenseur (fig 3.9) :

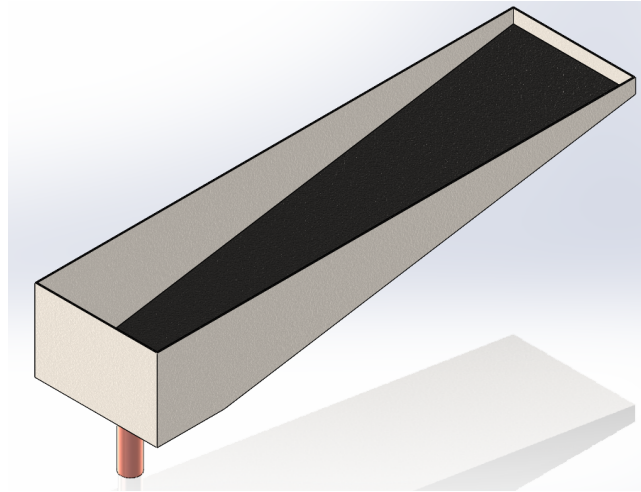
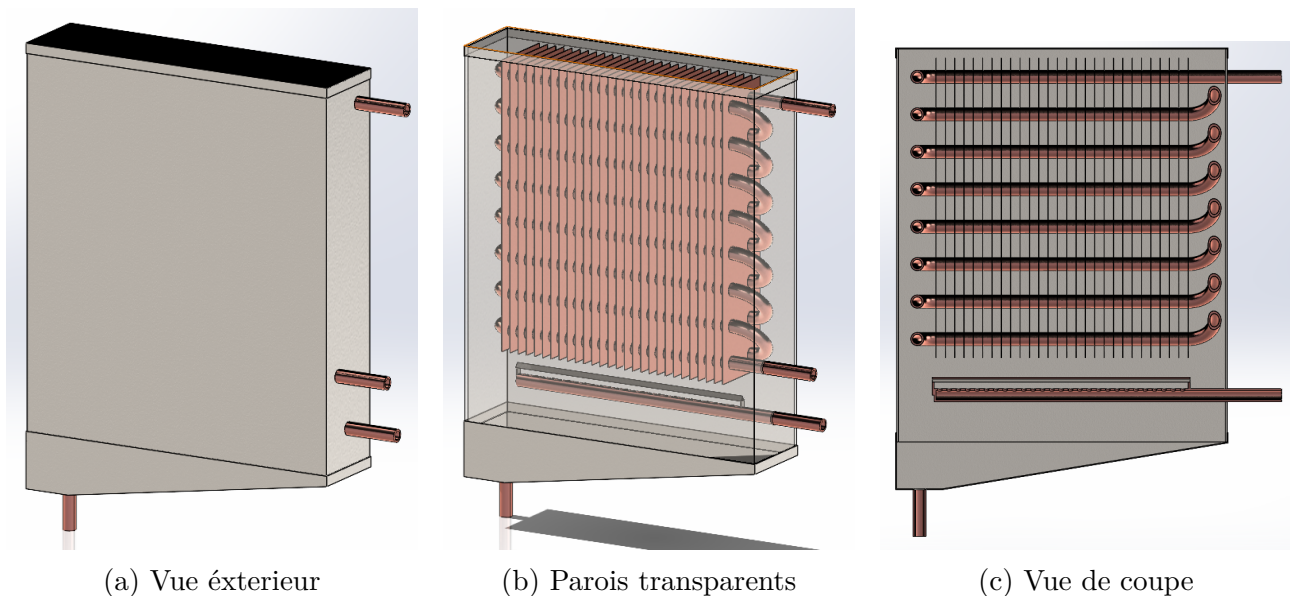


FIGURE 3.8 – Collecteur de condensat



(a) Vue extérieur

(b) Parois transparents

(c) Vue de coupe

FIGURE 3.9 – Différentes vues de l'assemblage

3.5 Conception de l'évaporateur

L'évaporateur a deux composants principaux, le faisceau tubulaires (où circule le réfrigérant, ainsi que le ventilateur qui fait circuler l'air ambiant a travers le faisceau.

Le conception du ventilateur ne fait pas partie de notre travail du fait que il sera acheté et placées directement, néanmoins on va le présenter qualitativement.

3.5.1 Conception du faisceau tubulaires

A partir des données géométrique calculées dans la chapitre précédent, on conçoit le faisceau tubulaires (voire fig 3.10)

- Nombre de rangée $N_L = 3$ et $N_T = 4$
- Longueur d'une passe $l = 560 \text{ mm}$
- Nombre d'ailettes par passe $N = 56$

Au lieu d'utiliser des ailettes circulaire (nombre trop important qui va compliquer la fabrica-

tion), on va opter pour des surfaces traversant tout la longueur du faisceau et qui servent d'ailettes pour tout les tubes au meme temps.

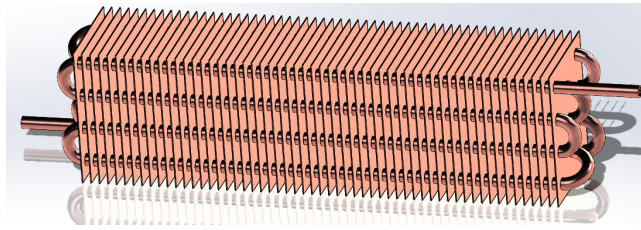


FIGURE 3.10 – Le faisceau tubulaire de l'évaporateur

3.5.2 Le ventilateur

Un dessin qualitatif du ventilateur a été réalisé (fig 3.11).

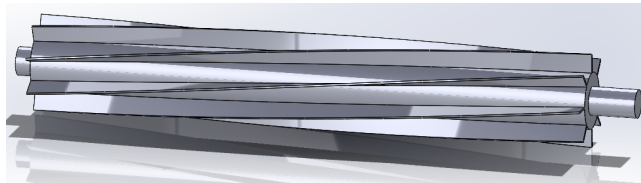
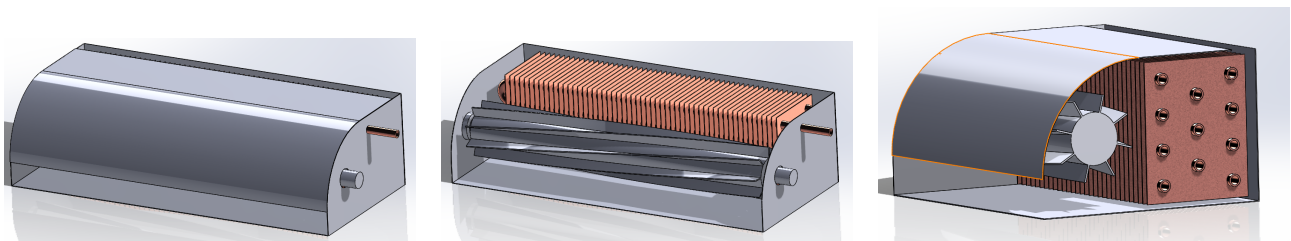


FIGURE 3.11 – Le ventilateur de l'évaporateur

3.5.3 Assemblage

On montre enfin une vue assemblée de tout les éléments (fig 3.12) :



(a) Vue extérieur

(b) Parois ouvertes

(c) Vue de coupe

FIGURE 3.12 – Différentes vues de l'assemblage

3.6 Conception de l'absorbeur

Pour l'absorbeur, on doit s'assurer d'avoir un fin film tombant de solution a une vitesse modérée, entourée par un film de vapeur de petite épaisseur.

Comme on l'as déjà vu dans la chapitre précédent, la forme de la plaque où se produit l'absorption est de la forme suivant (fig 3.13)

Du coté supérieur, la solution s'écoule sur le tube supérieur (ayant des perforations tout le long du film), d'où la solution en sort et passe par les interstice et forme un fin film tombant.

Du coté inférieur, la vapeur s'écoule sur 2 tubes adjacents perforé du coté et assez loin du film

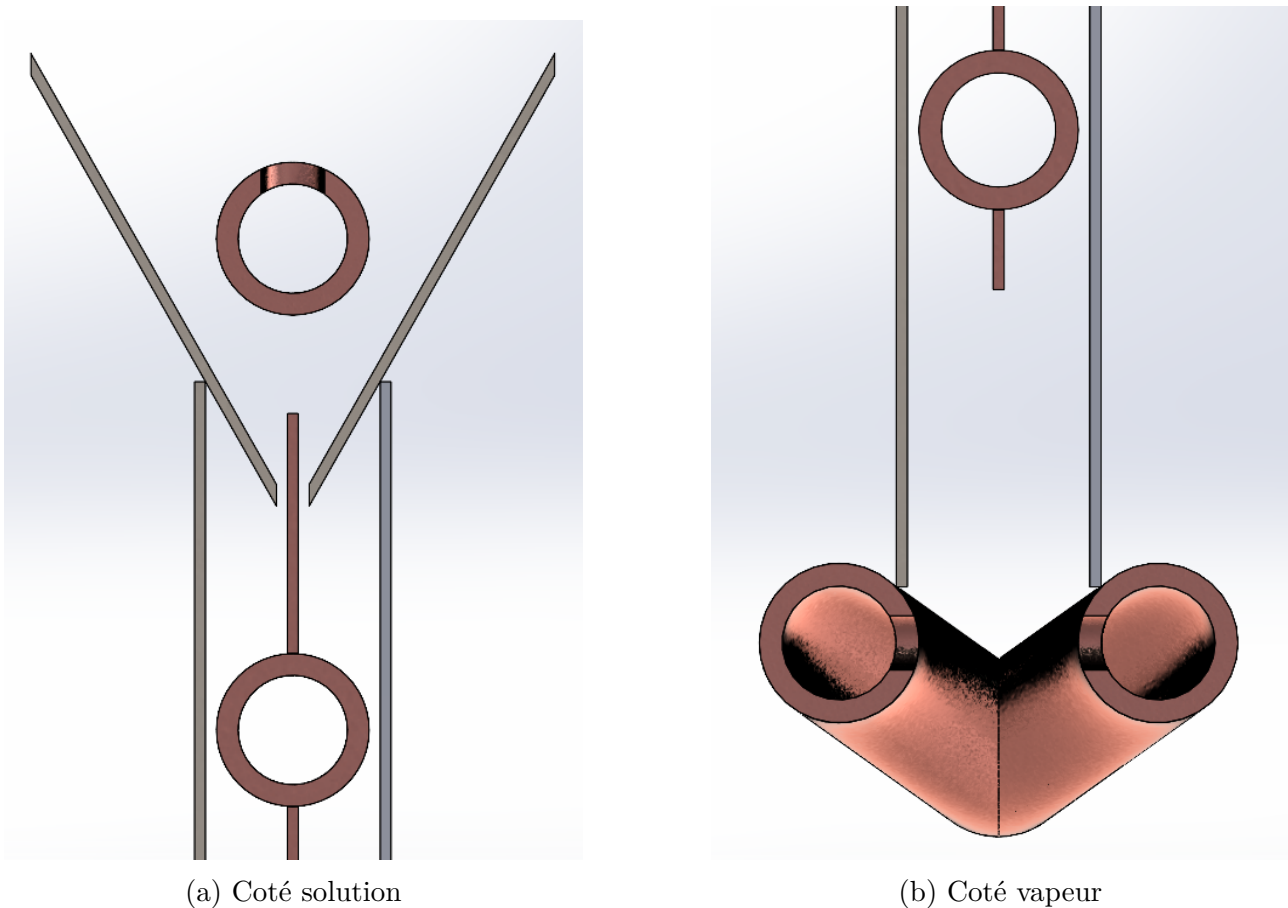


FIGURE 3.13 – Forme de l'absorbeur

de la solution pour qu'elle ne rentre pas dans le tube.

Les 2 surfaces verticales servent à restreindre l'écoulement au niveau des tubes, et leurs surfaces sont peintes par un revêtement hydrofuge.

3.6.1 Serpentin/Film tombant

A partir des données géométriques calculées précédemment :

- Nombre de passes de tube : $N_T = 12$
- Longueur d'un seul tube : $l = 0,25 \text{ m}$
- Largeur des surfaces entre chaque deux tubes : $t = 0,014 \text{ m}$

3.6.2 Dispersseur de solution

Le dispersseur de la solution assure la répartition du film le long de la longueur et d'avoir une épaisseur minimale à vitesse réduite.

Il s'agit d'un tube perforé avec deux toiles symétriques laissant un petit interstice pour faire passer la solution. (voir fig 3.15)

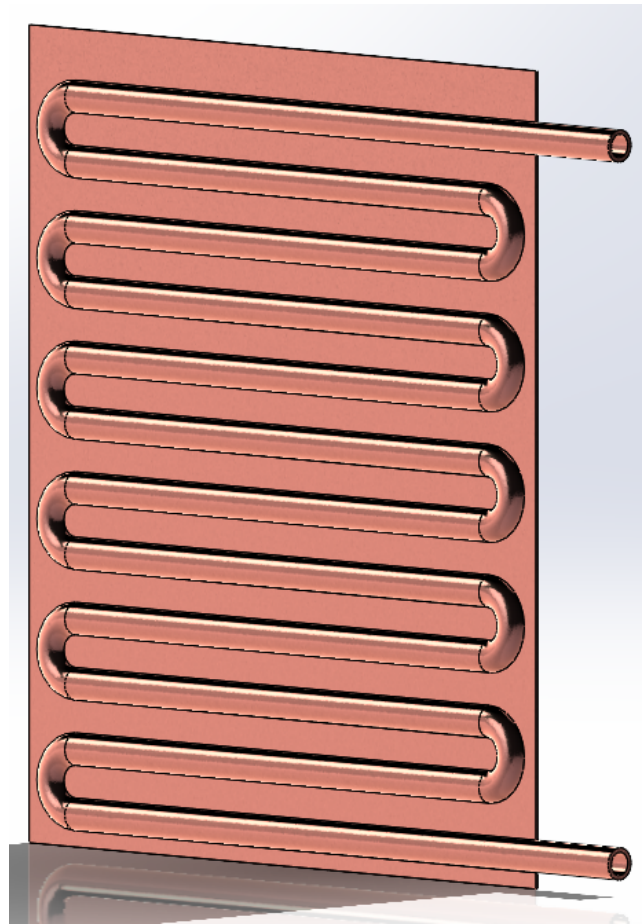


FIGURE 3.14 – Serpentin de l'absorbeur

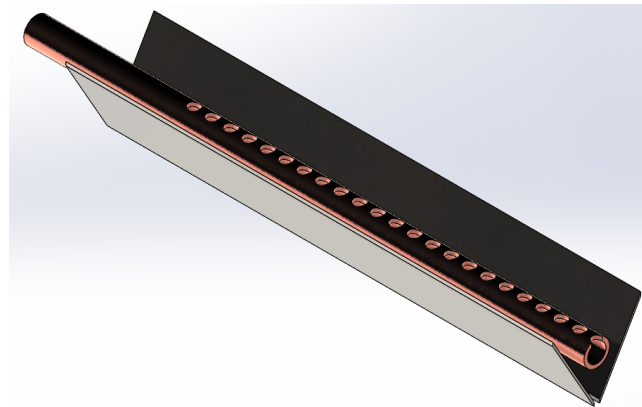


FIGURE 3.15 – Disperseur de la solution

3.6.3 Dispersseur de la vapeur

Le dispersseur de la vapeur assure l'introduction de la vapeur au contact de la solution, afin d'être absorbé, à travers une répartition homogène, et assure que la solution ne rentre pas dans le tube de vapeur.

On le conçoit de la manière suivante (voir 3.16)

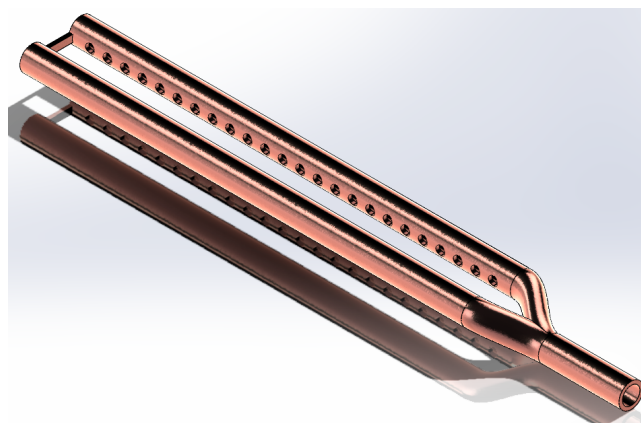


FIGURE 3.16 – Dispersseur de vapeur

3.6.4 Les parois

En plus des parois extérieur, on ajoute à l'absorbeur des plaques vertical pour contraindre la vapeur à passer au voisinage de la solution (voire fig 3.17a). Les plaques sont fixées par des railles des deux cotées des parois. (voire fig 3.17b)

3.6.5 Assemblage

Enfin, on réalise l'assemblage de l'absorbeur.

3.7 Disposition physique

La figure 3.19 nous montre la disposition globale des élément. Le générateur, l'absorbeur et le condenseur, sont tous disposée l'un a coté de l'autre, préféablement, en dehors de l'espace à refroidir, et près de la tour de refroidissement ainsi que la source de chaleur.

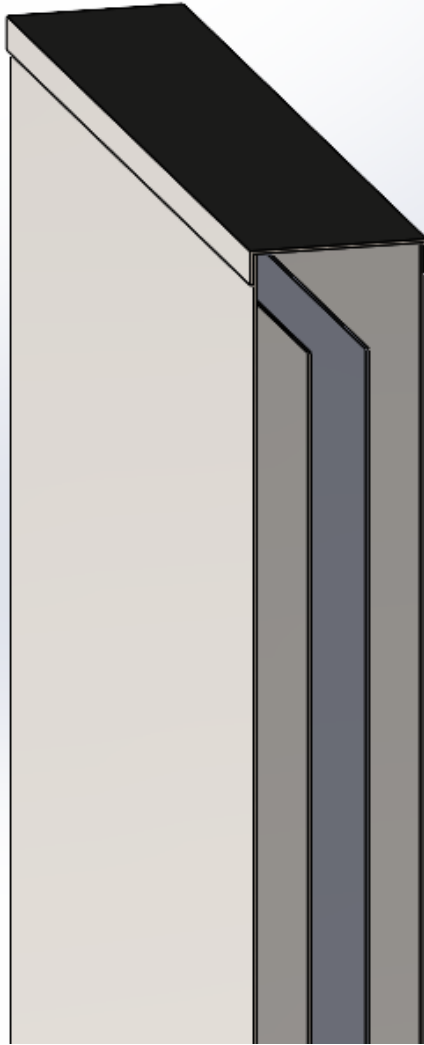
Quand à l'évaporateur, il est placée à l'intérieur de la maison. Des petites pompes doivent être placée pour contrecarrer les pertes de pression dus à la tuyeautionerie (longueur, coudes, élévation), ces pompes ne consomment pas trop d'énergies (grandeurs aux environs de 100 W) et peuvent être alimenté par un mini panneau photovoltaïques

On déduit le volume occupée par le climatiseur :

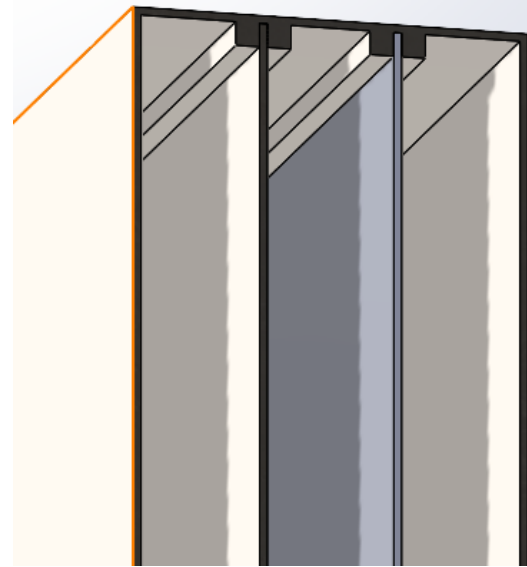
- Ensemble générateur/condenseur/absorbeur : $550 \cdot 350 \cdot 500\text{ mm}^3$
- Evaporateur : $640 \cdot 180 \cdot 280\text{ mm}^3$

Ces valeurs sont conformes au climatiseur standards commercialisées.

Les dessins techniques détaillées de chaque composants se trouve dans l'annexe.

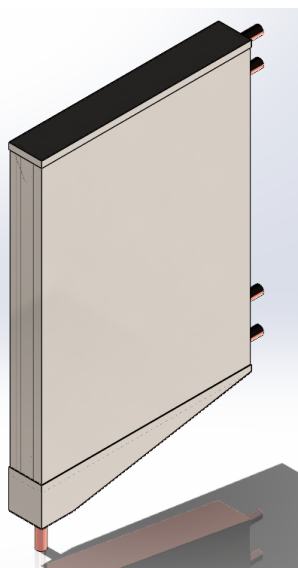


(a) Vue de coté

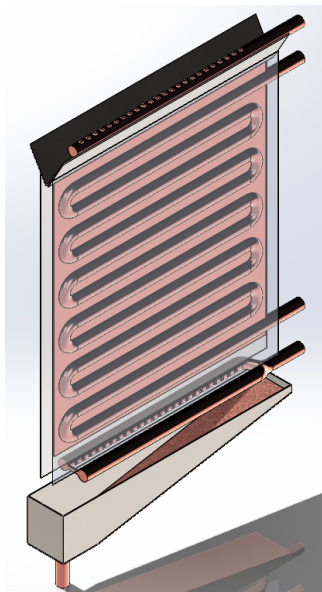


(b) Vue d'en haut

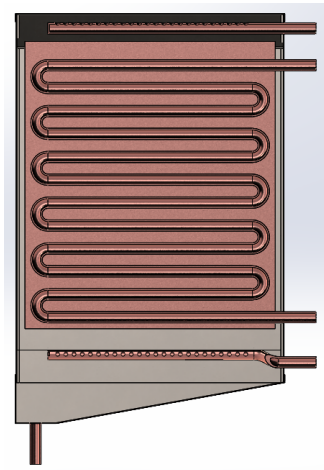
FIGURE 3.17 – Forme des parois de l'absorbeur



(a) Vue extérieur



(b) Parois ouvertes



(c) Vue de coupe

FIGURE 3.18 – Différentes vues de l'assemblage

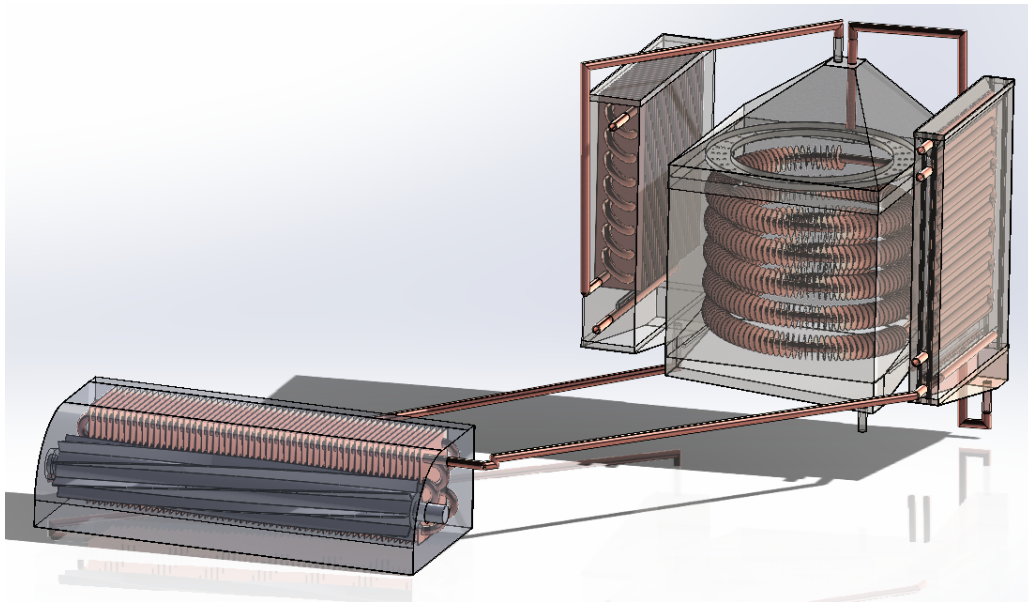


FIGURE 3.19 – Assemblage global

Etude de marché

3.8 Aperçu du Marché

Le marché des climatiseurs à absorption solaire représente un secteur émergent et prometteur au sein des industries des énergies renouvelables et de la climatisation. Ce marché gagne en popularité en raison de la demande croissante pour des systèmes de refroidissement durables et économes en énergie, ainsi que des efforts mondiaux visant à réduire les émissions de gaz à effet de serre. La taille de ce marché devrait connaître une croissance significative, soutenue par les avancées technologiques dans le domaine des systèmes de refroidissement solaire et les politiques gouvernementales incitatives.

L'adoption des systèmes de climatisation à absorption solaire est principalement motivée par leur capacité à exploiter l'énergie thermique de basse qualité provenant des capteurs solaires, ce qui les rend idéaux pour les régions bénéficiant d'une forte insolation. Ces systèmes séduisent particulièrement les secteurs résidentiel, commercial et industriel, où les coûts énergétiques sont élevés et où les réglementations environnementales sont strictes.

Les principaux facteurs qui stimulent ce marché incluent :

- Augmentation des coûts énergétiques : La hausse des prix de l'électricité favorise l'adoption de solutions de refroidissement alternatives et économiques.
- Préoccupations environnementales : L'accent croissant sur la réduction des empreintes carbone et la transition vers les énergies renouvelables.
- Incitations gouvernementales : Les subventions et les crédits d'impôt pour les systèmes d'énergie renouvelable encouragent leur adoption.
- Progrès technologiques : Développement de cycles de refroidissement à absorption plus efficaces et de matériaux améliorés pour les capteurs solaires.

3.8.1 Segmentation du Marché

Le marché des climatiseurs à absorption solaire peut être segmenté selon le type de système, l'application, l'activité et la zone géographique :

- **Type :**
 - o Systèmes à absorption simple effet : Adaptés aux régions avec des besoins modérés en refroidissement.
 - o Systèmes à absorption double effet : Plus efficaces, idéaux pour des applications industrielles.
- **Application :**
 - o Résidentielle : Pour les foyers dans les régions ensoleillées cherchant des solutions durables.

- Commerciale : Bureaux, hôtels et espaces de vente réduisant leurs coûts opérationnels.
- Industrielle : Sites nécessitant un refroidissement pour des processus ou de grands espaces.
- **Activités :**
 - Installation : Mise en place initiale des capteurs solaires, refroidisseurs à absorption et composants auxiliaires.
 - Maintenance : Contrôles de routine et réparations pour garantir le bon fonctionnement du système.

3.8.2 Tendances et Défis du Marché

- **Tendances :**
 - Adoption croissante des systèmes hybrides combinant refroidissement solaire et climatisation conventionnelle.
 - Augmentation des investissements en R&D pour améliorer l'efficacité et réduire les coûts des systèmes.
 - Développement des applications hors réseau, notamment dans les zones rurales et isolées.
- **Défis :**
 - Coûts initiaux d'installation élevés comparés aux systèmes de climatisation conventionnels.
 - Manque de sensibilisation et d'expertise technique dans certaines régions.
 - Fonctionnement dépendant à un ensoleillement constant.

3.9 Concurrents Potentiels

En algérie, personne ne propose ce genre de technologie, donc on va parler d'une manière plus globale.

3.9.1 Analyse des Concurrents

La majorité des concurrents sur ce marché offrent des produits avec des capacités de refroidissement, des configurations et des niveaux d'efficacité variés. Ces systèmes intègrent souvent des technologies thermiques solaires avancées, fonctionnalités d'automatisation. Voici les principales caractéristiques observées dans les systèmes des concurrents :

- Capacité de refroidissement : Des unités de petite taille (5 kW) pour les particuliers aux systèmes industriels de grande envergure (500 kW).
- Efficacité : Les coefficients de performance (COP) varient entre 0,5 et 1,2, les systèmes à double effet offrant une meilleure efficacité.

3.9.2 Principaux Concurrents

Broad Air Conditioning (Chine) : Propose des refroidisseurs à absorption pour des applications industrielles.

Yazaki Energy Systems (Japon) : Spécialisé dans les systèmes compacts à absorption simple effet pour les usages résidentiels et commerciaux légers.

Thermax (Inde) : Offre une gamme de refroidisseurs à absorption, y compris des systèmes alimentés par l'énergie solaire pour des applications à grande échelle.

Pink Chiller (Allemagne) : Spécialiste des solutions de refroidissement à absorption avec automatisation avancée.

3.9.3 Positionnement sur le Marché

Ces concurrents sont bien implantés sur les marchés internationaux, mais leur présence en Algérie reste limitée. Ils se concentrent principalement sur des régions disposant d'infrastructures développées pour les énergies renouvelables, comme l'Europe et l'Asie-Pacifique. Cela ouvre une opportunité pour répondre aux besoins spécifiques du marché algérien.

Pour rivaliser efficacement, notre stratégie doit mettre l'accent sur :

- La rentabilité : Conception de systèmes abordables utilisant des matériaux disponibles localement.
- La personnalisation : Adaptation des systèmes aux conditions climatiques algériennes.
- Le support local : Offrir des services d'installation, de maintenance et de support technique pour se différencier des concurrents étrangers.

3.10 Clients Potentiels et Cibles

Pour nous démarquer sur le marché algérien, notre premier produit doit répondre aux besoins locaux tout en tirant parti de l'absence de concurrence nationale. L'Algérie offre des opportunités considérables pour les systèmes de refroidissement à absorption solaire grâce à son climat chaud et sa forte insolation.

3.10.1 Segments Clés de Clients

- Secteur Résidentiel
 - Foyers en zones urbaines et rurales recherchant des solutions de refroidissement économiques et durables.
 - Demande soutenue par les coûts élevés de l'électricité durant les mois d'été.
- Secteur Commercial
 - Bureaux, centres commerciaux et hôtels souhaitant réduire leurs coûts opérationnels et respecter les normes environnementales.
 - Bâtiments gouvernementaux.
- Secteur Industriel :
 - Industriels multinationale consciencieux de l'environnement.

- Industriels cherchant à valoriser leurs chaleurs résiduels
- Agriculture et Stockage Alimentaire :
 - Installations frigorifiques pour les produits périssables, notamment en zones rurales et semi-rurales. - Serres utilisant le refroidissement à absorption pour le contrôle climatique.
- Gouvernement et Institutions :
 - Projets d'infrastructures publiques dans le cadre des politiques algériennes en faveur des énergies renouvelables.
 - Universités et centres de recherche pour des démonstrations et des projets éducatifs.

3.11 Études de Cas

- Secteur Pétrolier et Gazier : Des entreprises majeures comme Sonatrach pourraient utiliser des systèmes à absorption solaire pour leurs installations éloignées, réduisant ainsi leur dépendance aux générateurs diesel.
- Secteur Hôtellerie : Les hôtels le long de la côte méditerranéenne pourraient adopter le refroidissement solaire pour améliorer leur durabilité et réduire leurs factures d'énergie
- Zones Isolées : Les communautés hors réseau pourraient bénéficier de systèmes à absorption solaire autonomes.

Évaluation des Risques et Défis Potentiels

3.11.1 Risques Techniques

- Efficacité du Système :

Défi : Maintenir un coefficient de performance (COP) élevé dans des conditions solaires variables, notamment par temps nuageux.

Solution : Intégrer un système de stockage thermique pour stabiliser le fonctionnement et maintenir le refroidissement lors de faibles radiations solaires. Utiliser des capteurs solaires et des isolants hautement performants.
- Durabilité des Composants

Défi : Le système doit résister à des températures ambiantes élevées, à la poussière et à la corrosion.

Solution : Employer des matériaux résistants à la corrosion, comme l'acier inoxydable, et appliquer des revêtements résistants aux UV sur les composants exposés. Mettre en place des programmes d'entretien réguliers.
- Fiabilité du Système de Contrôle

Défi : Garantir un contrôle précis des pressions, des températures et des débits pour optimiser les performances du cycle.

Solution : Concevoir un algorithme de contrôle avec des mécanismes de redondance et de sécurité intégrés. Réaliser des tests rigoureux avant la mise en service.
- Complexité de la Conception et de la Fabrication

Défi : Trouver un équilibre entre performance, coût et faisabilité de fabrication dès la phase de conception.

Solution : Standardiser les composants autant que possible et optimiser la conception pour faciliter l'assemblage et l'entretien.

3.11.2 Risque du Marché

- Concurrence avec des Technologies Établies Défi : Faire face à la concurrence des systèmes de climatisation traditionnels basés sur la compression.
Solution : Mettre en avant les avantages environnementaux, les coûts opérationnels réduits et tirer parti des incitations gouvernementales en faveur des énergies renouvelables pour attirer les clients.
- Adoption par les Clients Défi : Faible connaissance de la technologie de refroidissement à absorption parmi les clients potentiels. Solution : Lancer une campagne éducative pour démontrer les avantages du refroidissement solaire, avec des études de cas et des analyses coûts-bénéfices.

3.12 Estimation budgétaire

Le coût de fabrication du climatiseur qu'on a conçu est largement dominée par 3 éléments :

- Tube en cuivre
- Tôles en inox
- Tôles en cuivre (pour les ailettes)

Concernant le tube, à partir du dimensionnement on peut calculer qu'on a besoin d'au moins 16 m de tube, qu'on va arrondir à 20 pour tout les raccords ...

À partir de SolidWorks, on peut avoir les surfaces des tôles. Pour l'inox, c'est aux environs de 3 m^2 pour les 4 composants, et pour le cuivre c'est aux environs de 2 m^2

En estimant le prix du cuivre à 1500 DA/kg , le tube va nous coûter 19000 DA , et la tôle 24000 DA , quand à l'inox, pour un prix de 1000 DA/kg , la tôle va nous coûter 24000 DA

Ce qui nous ramène vers un total de 67000 DA

Le reste des composants ainsi que la main d'oeuvre nous ramènera aux environs de 120000 DA

3.13 Conclusion

Grâce à cette étude de marché, nous avons identifié des opportunités pour un système de refroidissement à absorption solaire adapté à l'Algérie. En répondant aux besoins locaux et en concevant un système fiable et efficace, nous pouvons positionner notre produit comme un leader sur le marché local du refroidissement.

3.14 Business Model Canvas

On résume notre étude de marché en établissant un Business Model Canvas

Business Model Canvas

<p>Partenaires clés</p> <p>Entreprises de construction : Intégration des systèmes dans des projets de construction.</p> <p>ONG et associations : Soutien pour les projets dans les zones rurales et hors réseau.</p> <p>Gouvernement : Collaboration pour bénéficier d'incitations et subventions pour les énergies renouvelables.</p>	<p>Activités clés</p> <p>Conception et fabrication : Développement de prototypes et production de systèmes fiables.</p> <p>Recherche et développement (R&D) : Amélioration continue des performances et intégration de nouvelles technologies.</p> <p>Service après-vente : Assistance technique et entretien des systèmes installés.</p> <p>Ressources clés</p> <p>Matériaux : Acier inoxydable, verre solaire, résines isolantes, et autres composants spécifiques.</p> <p>Main-d'œuvre qualifiée : Ingénieurs, techniciens et spécialistes en fabrication et maintenance.</p> <p>Infrastructure : Atelier de production, installations de test, et bureaux.</p>	<p>Propositions de valeur</p> <p>Économies énergétiques : Réduction des coûts énergétiques grâce à l'utilisation de l'énergie solaire ou du gaz qui est relativement respectueux de l'environnement avec des émissions réduites de CO₂ (dans le cas d'énergie solaire).</p> <p>Adaptation locale : Conception adaptée aux conditions climatiques algériennes et aux besoins spécifiques du marché local.</p>	<p>Relations clients</p> <p>Service personnalisé : Consultation pour des systèmes adaptés aux besoins spécifiques.</p> <p>Éducation et sensibilisation : Ateliers et séminaires pour promouvoir la technologie auprès des clients potentiels.</p> <p>Support technique : Maintenance régulière, dépannage et formation pour les utilisateurs locaux.</p> <p>Canaux de distribution</p> <p>Vente directe : Par le biais d'un réseau de distributeurs locaux.</p> <p>Appels d'offres publics : Réponse aux projets gouvernementaux pour les bâtiments publics et infrastructures énergétiques.</p> <p>Partenariats avec des entreprises : Collaboration avec des intégrateurs de systèmes solaires ou des entreprises de construction.</p>	<p>Segments de clients</p> <p>Secteur résidentiel : Propriétaires de maisons en zones urbaines et rurales cherchant des solutions de climatisation durable et à faible coût énergétique.</p> <p>Secteur commercial : Hôtels, centres commerciaux, bureaux, et bâtiments publics adoptant des solutions éco-responsables.</p> <p>Secteur industriel : Usines agroalimentaires et installations nécessitant un refroidissement pour le stockage ou la production.</p> <p>Communautés isolées : Villages hors réseau bénéficiant de systèmes autonomes.</p>
<p>Structure des coûts</p> <p>Coûts fixes: Infrastructure (ateliers, équipements de production, bureaux), Développement initial (prototypes, brevets, certifications).</p> <p>Coûts variables: Achat de matériaux (acier, verre, fluides), Production et assemblage, Transport et logistique.</p> <p>Service après-vente: Maintenance et pièces détachées.</p> <p>Marketing et sensibilisation: Campagnes publicitaires, événements et expositions.</p>		<p>Flux de revenus</p> <p>Vente de climatiseurs à absorption solaire : Revenus directs de la vente des systèmes.</p> <p>Contrats de maintenance : Contrats annuels pour l'entretien et la réparation.</p>		

Conclusion

Le présent mémoire a exploré en détail la conception et le dimensionnement d'un climatiseur à absorption solaire, une des solutions pour répondre aux besoins croissants en climatisation tout en limitant l'impact environnemental.

Dans un premier temps, les principes fondamentaux de la réfrigération et les différentes technologies de refroidissement solaire ont été analysés. Ce qui a mis en lumière les avantages uniques de la technologie d'absorption, notamment sa capacité à exploiter l'énergie solaire thermique et son adéquation pour les climats ensoleillés, tels que celui de l'Algérie.

Ensuite, on s'est consacré au dimensionnement des différents composants du système (générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur). Un dimensionnement qui a été limité par les températures de condensation ainsi que de l'évaporation, du fait que l'eau de refroidissement est elle-même limitée par la température et l'humidité ambiante.

Enfin, la phase de conception a abouti à un prototype, avec un léger accent sur la facilité de fabrication, en se basant sur des méthodes d'usinage simple et dont n'ont pas besoin de matériel coûteux.

En conclusion, ce travail a démontré la faisabilité et la pertinence d'un climatiseur à absorption solaire, contribuant ainsi à promouvoir des solutions énergétiques durables. Cependant, pour aller plus loin, des études expérimentales et des validations sur le terrain seront nécessaires pour affiner les performances et évaluer la viabilité commerciale à grande échelle. Et on espère que ce travail ne sera que le début, et qu'il a pu offrir les premières marches sur lesquelles se qui suivent peuvent marcher.

Parmi les perspectives éventuelles en vue de l'évolution de ce projet on peut citer :

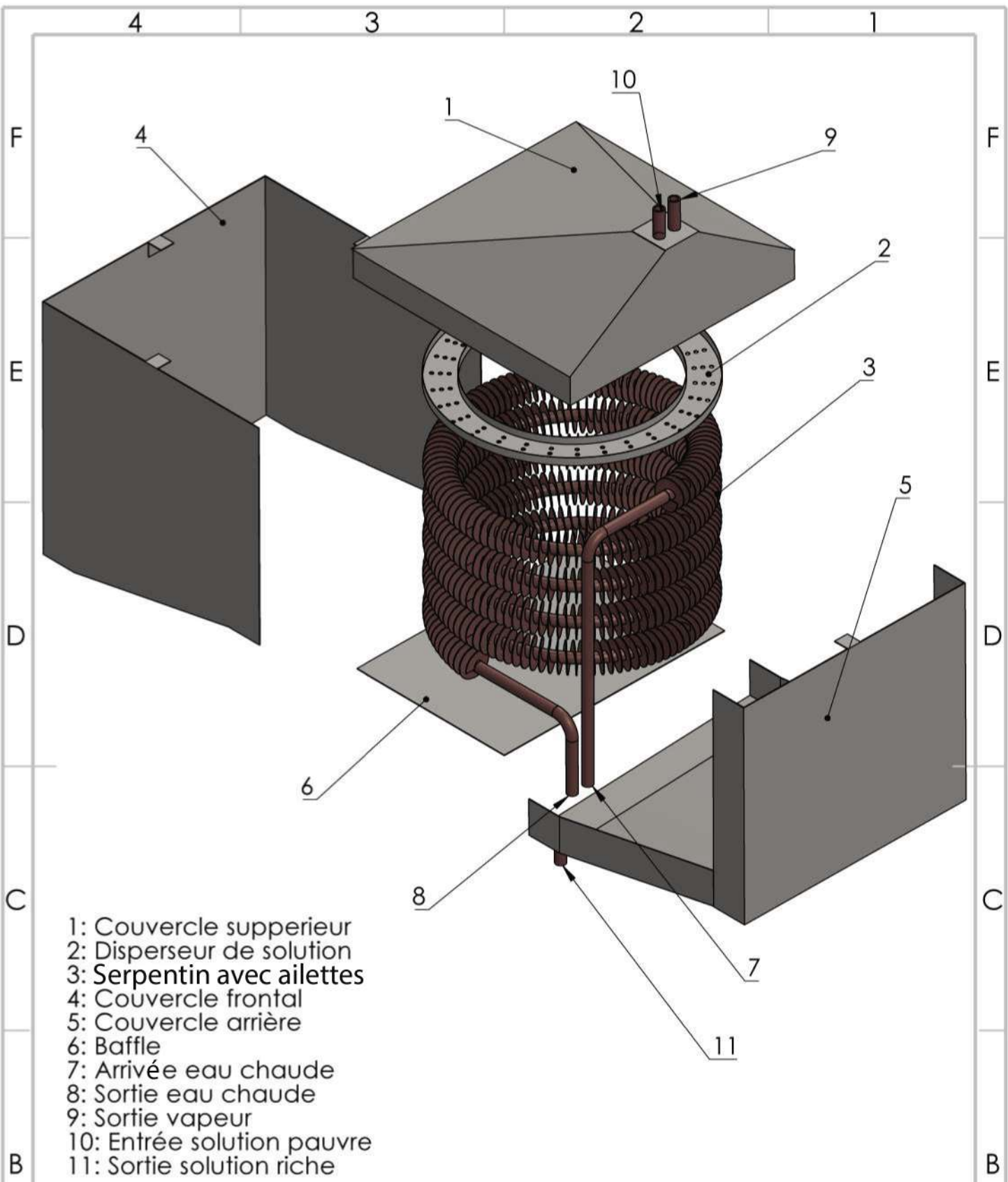
- Utilisation des capteurs concentrateurs qui permettent d'atteindre des températures plus grande, et donc réaliser un climatiseur à multi-étages.
- Fabrication du prototype et test sur le terrain.
- Etude d'optimisation du COP

Bibliographie

- [1] M.A. Boles and D. Yunus A. Cengel. *Thermodynamics : An Engineering Approach*. McGraw-Hill Education, 2014.
- [2] Ursula Eicker. *Solar Technologies for Buildings*. Wiley, 1 edition, June 2003.
- [3] Adnan Sözen, Duran Altıparmak, and Hüseyin Usta. Development and testing of a prototype of absorption heat pump system operated by solar energy. *Applied Thermal Engineering*, 22(16) :1847–1859, November 2002.
- [4] A. Lecuona, R. Ventas, M. Venegas, A. Zacarías, and R. Salgado. Optimum hot water temperature for absorption solar cooling. *Solar Energy*, 83(10) :1806–1814, October 2009.
- [5] Ibrahim Atmaca and Abdulvahap Yigit. Simulation of solar-powered absorption cooling system. *Renewable Energy*, 28 :1277–1293, 07 2003.
- [6] Ch Mostofizadeh, D Bohne, and Ch Mergardt. Use of district heating in summer for cold production with the aid of an absorption process. *Applied Thermal Engineering*, 22(6) :577–586, April 2002.
- [7] A study on the advanced performance of an absorption heater/chiller with a solution preheater using waste gas.
- [8] Yunho Hwang. Potential energy benefits of integrated refrigeration system with micro-turbine and absorption chiller. *International Journal of Refrigeration*, 27(8) :816–829, December 2004.
- [9] Comparison of heat and mass transfer in falling film and bubble absorbers of ammonia-water.
- [10] T. L. Merrill and H. Perez-Blanco. Combined heat and mass transfer during bubble absorption in binary solutions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(3) :589–603, February 1997.
- [11] Koichi Terasaka, Junko Oka, and Hideki Tsuge. Ammonia absorption from a bubble expanding at a submerged orifice into water. *Chemical Engineering Science*, 57 :3757–3765, 09 2002.
- [12] Y. Kang, T. Kashiwagi, and R. Christensen. Ammonia-water bubble absorber with a plate heat exchanger. *Ashrae Transactions*, October 1998.
- [13] S. Jeong, S. K. Lee, and Kee-Kahb Koo. Heat transfer performance of a coiled tube absorber with working fluid of ammonia/water. October 1998.
- [14] H. Perez-blanco. A model of an ammonia-water falling film absorber. *Ashrae Transactions*, 1988.
- [15] D Isvoranu and M. D Staicovici. Marangoni convection basic mechanism explanation using the two-point theory (TPT) of mass and heat transfer and the ammonia/water medium. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(17) :3769–3782, August 2004.
- [16] Jin-Kyeong Kim, Jun Young Jung, and Yong Tae Kang. Absorption performance enhancement by nano-particles and chemical surfactants in binary nanofluids. *International Journal of Refrigeration*, 30(1) :50–57, January 2007.
- [17] José Fernández-Seara, Jaime Sieres, and Manuel Vázquez. Compression–absorption cascade refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 26(5) :502–512, April 2006.

- [18] Magnus Hultén and Thore Berntsson. The compression/absorption heat pump cycle—conceptual design improvements and comparisons with the compression cycle. *International Journal of Refrigeration*, 25(4) :487–497, June 2002.
- [19] A. K. Pratihari, S. C. Kaushik, and R. S. Agarwal. Simulation of an ammonia–water compression–absorption refrigeration system for water chilling application. *International Journal of Refrigeration*, 33(7) :1386–1394, November 2010.
- [20] Dawid Taler and Jan Taler. Simple heat transfer correlations for turbulent tube flow. *E3S Web of Conferences*, 13 :02008, 02 2017.
- [21] F. Incropera, David DeWitt, Theodore Bergman, and Adrienne Lavine. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 01 2007.
- [22] S. Kakaç, H. Liu, and A. Pramuanjaroenkij. *Heat Exchangers : Selection, Rating, and Thermal Design*. CRC Press, 4th edition, 2020.
- [23] H. Auracher, A. Wohlfeil, and F. Ziegler. A simple physical model for steam absorption into a falling film of aqueous lithium bromide solution on a horizontal tube. *Heat Mass Transfer*, 44 :1529–1536, 2008.

Annexes



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle 1:8

Etudiant L.CHOUAKI

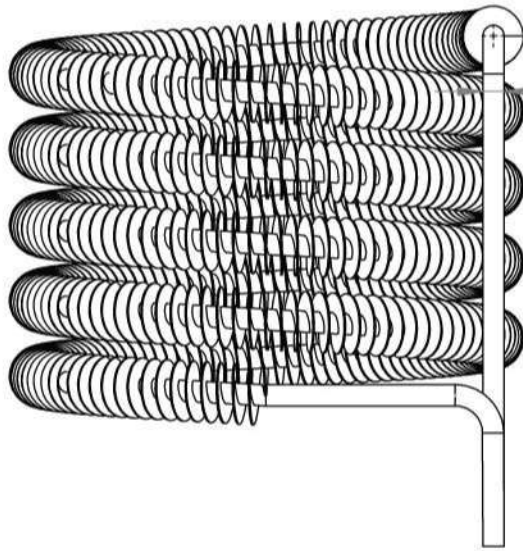


Assemblage Générateur

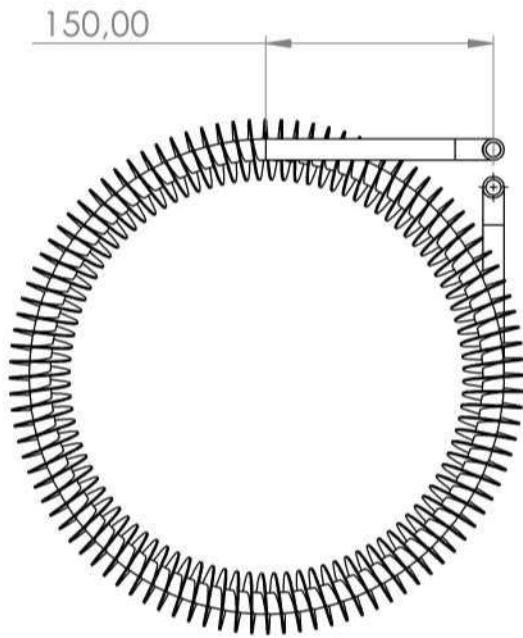
Département Génie Mécanique

Encadrant B.GUERGUEB

31/12/2024



$\varnothing 14,00$



150,00



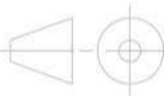
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle

1:5

Etudiant

L.CHOUAKI



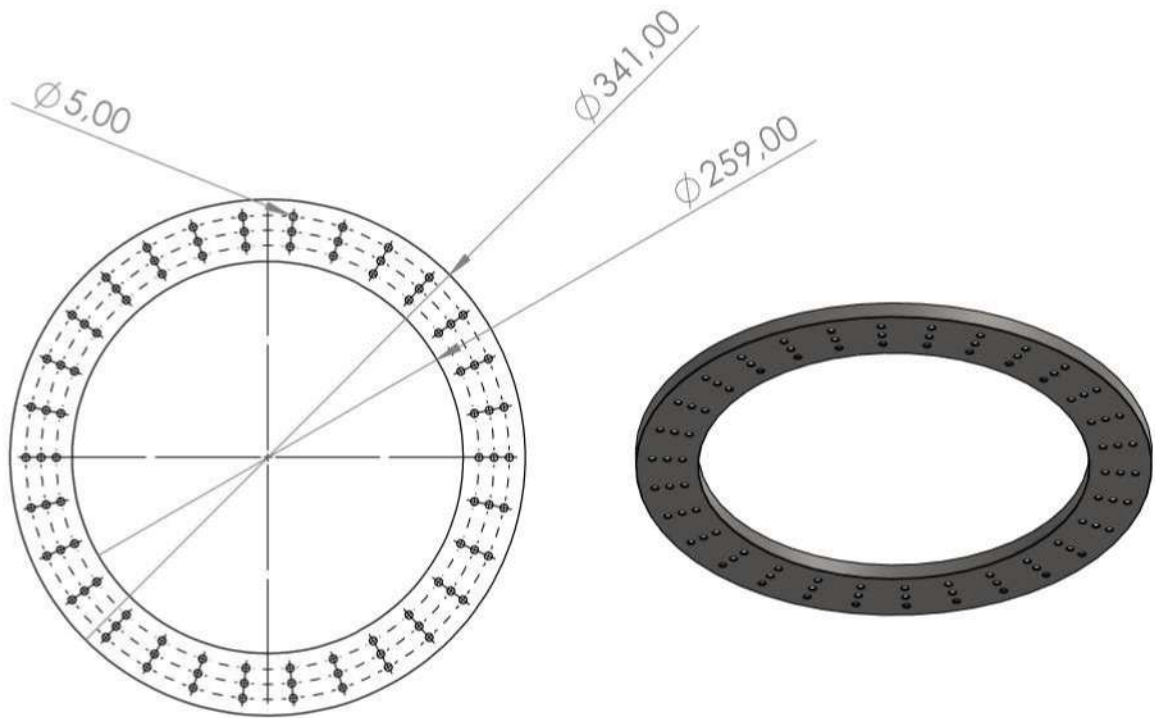
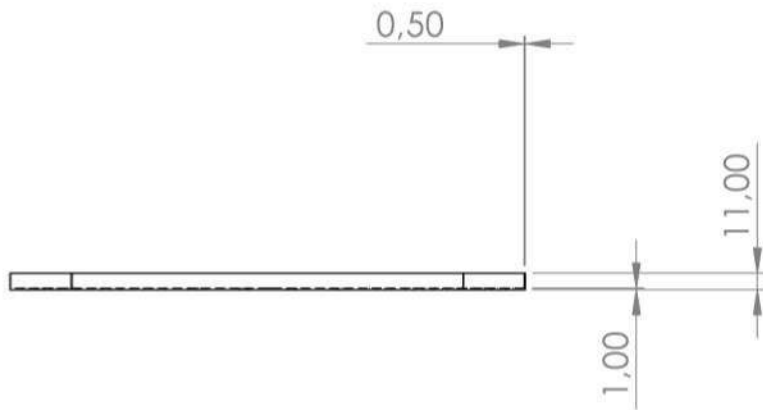
Serpentin
Générateur

Département
Génie
Mécanique

Encadrant

B.GUERGUEB

31/12/2024



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle 1:5

Etudiant L.CHOUAKI

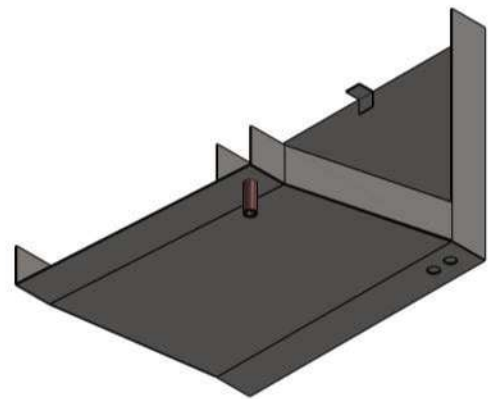
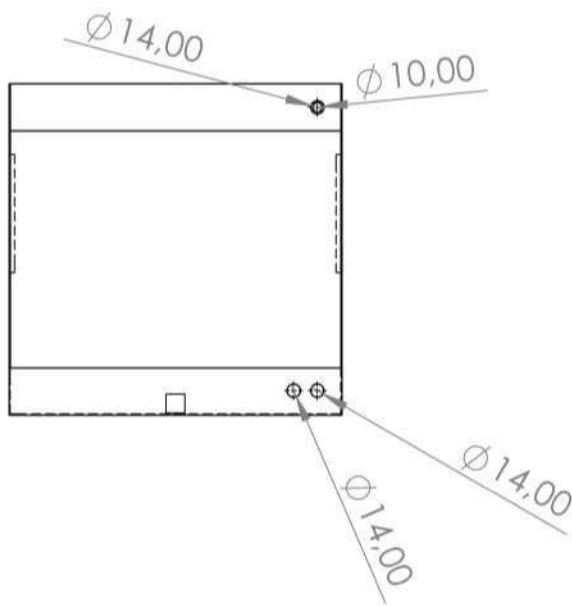
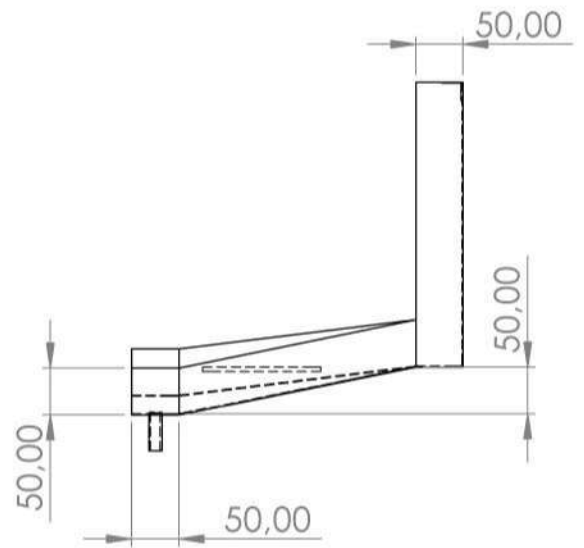
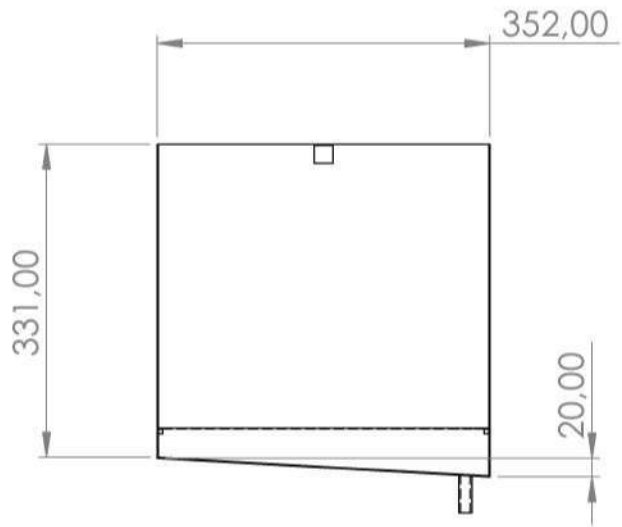


Disperseur
de solution

Département
Génie
Mécanique

Encadrant B.GUERGUEB

31/12/2024



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle 1:9

Etudiant L.CHOUAKI

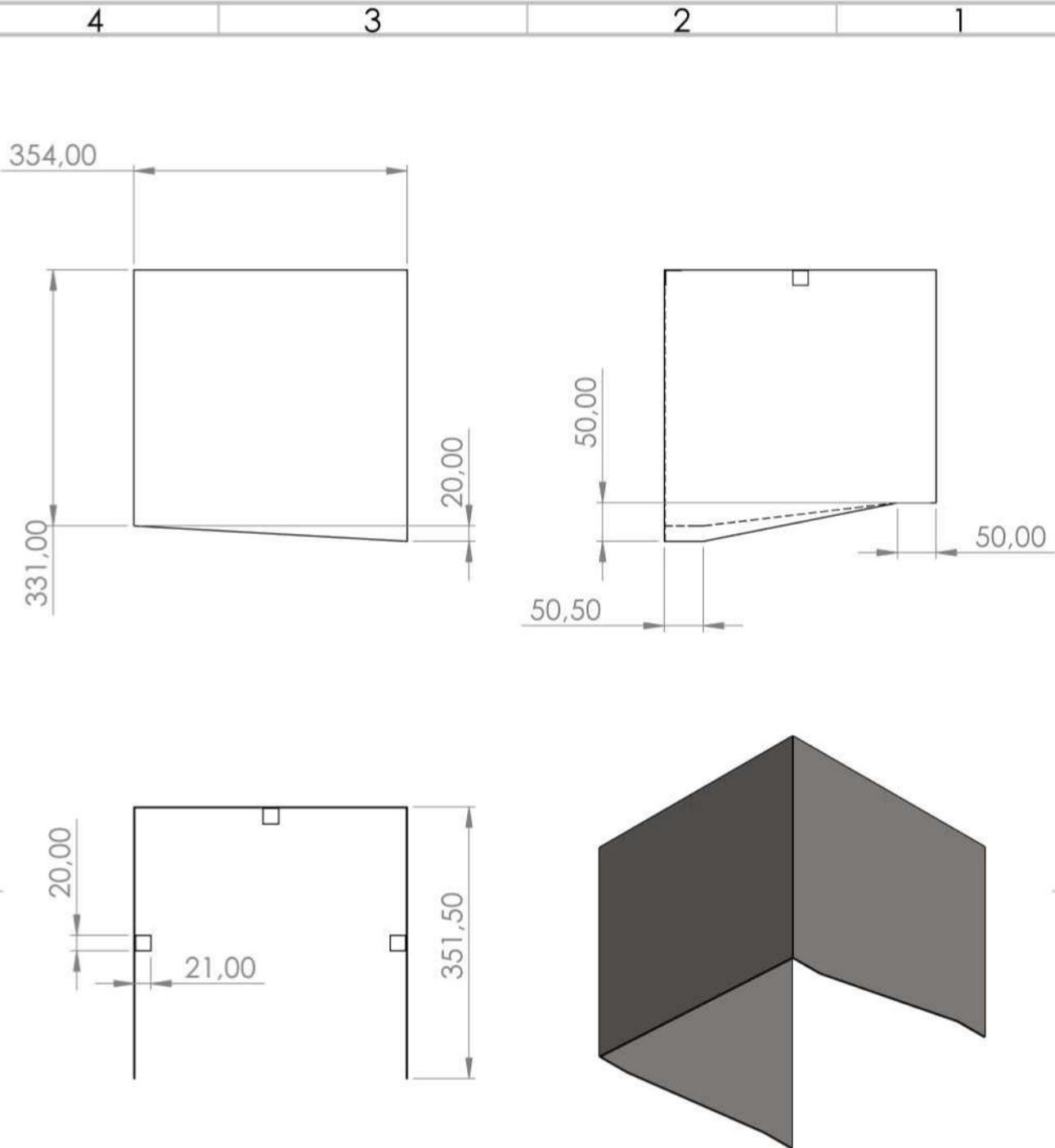


Paroi
Arrière

Département
Génie
Mécanique

Encadrant B.GUERGUEB

31/12/2024



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle 1:8

Etudiant L.CHOUAKI

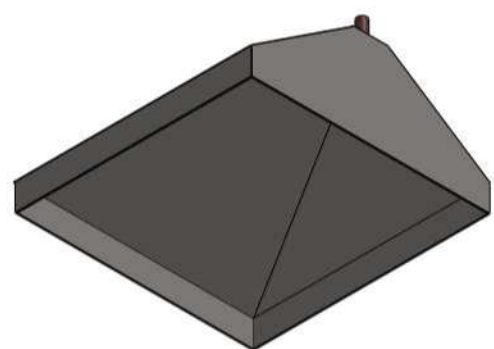
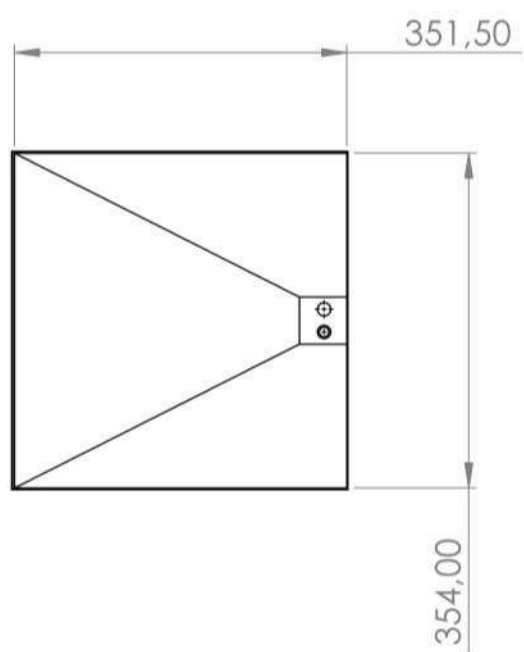
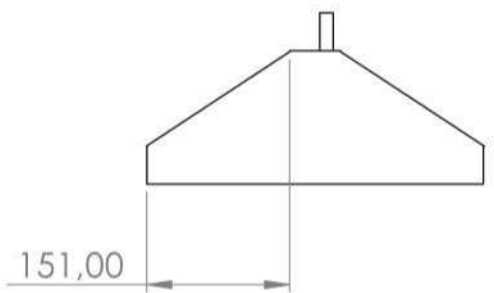
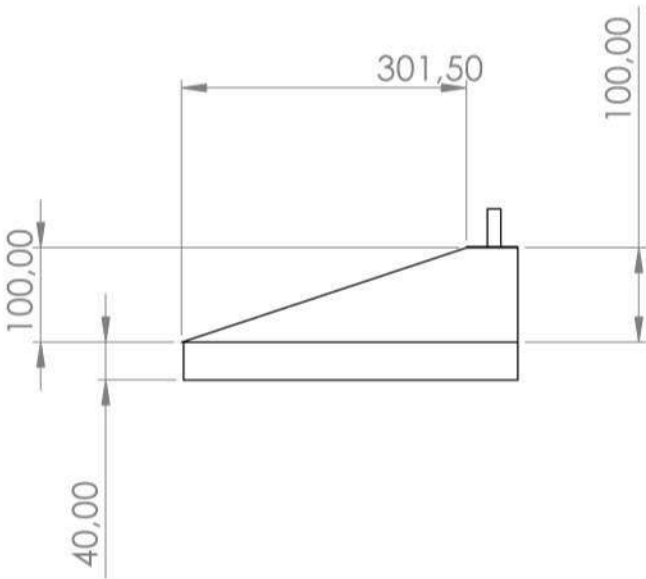


Paroi frontale

Département Génie Mécanique

Encadrant B.GUERGUEB

31/12/2024



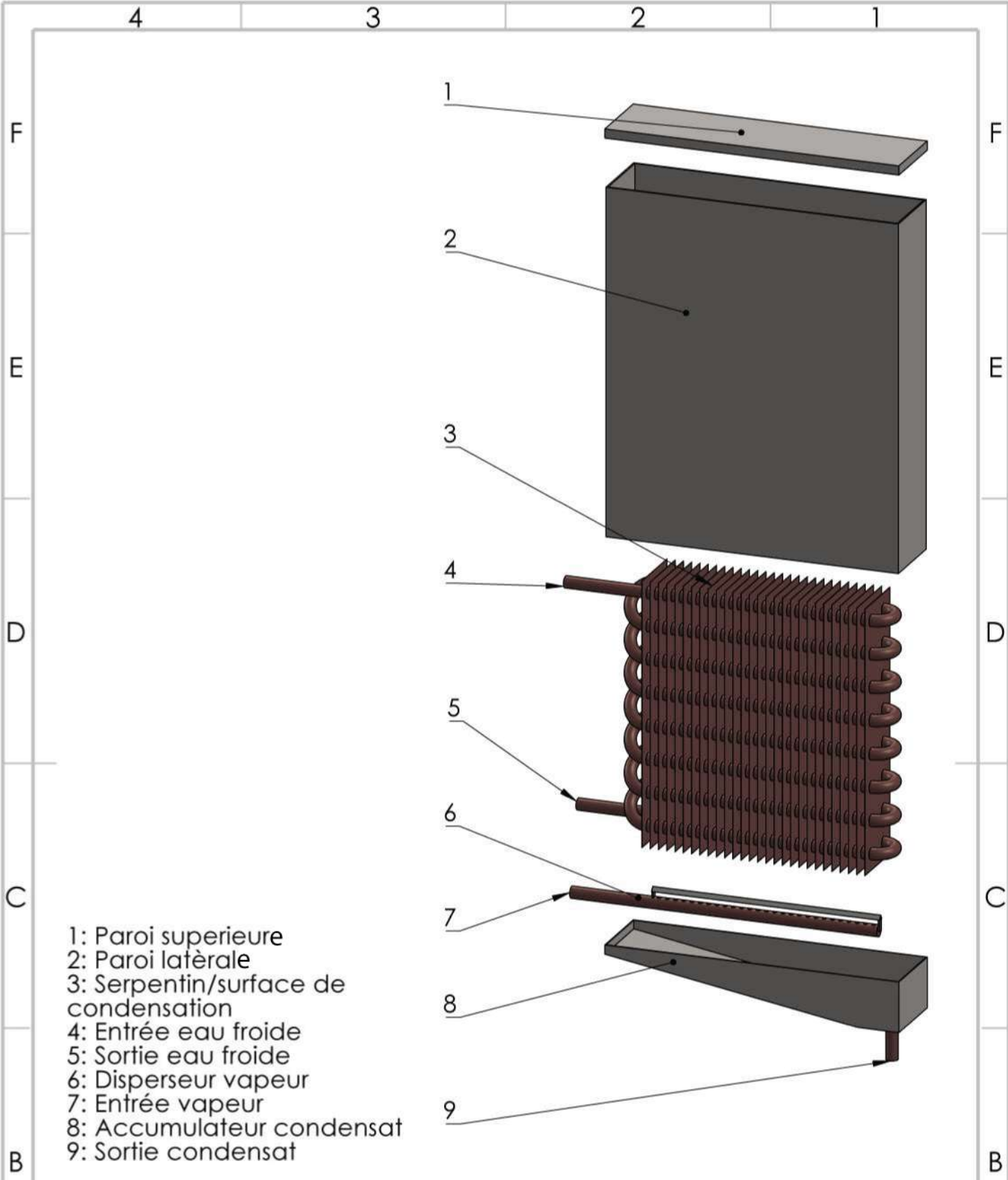
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	1:8	
Etudiant	L.CHOUAKI	
Encadrant	B.GUERGUEB	

Paroi
superieure

Département
Génie
Mécanique

31/12/2024



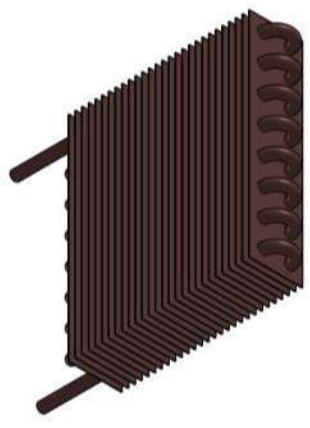
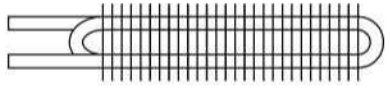
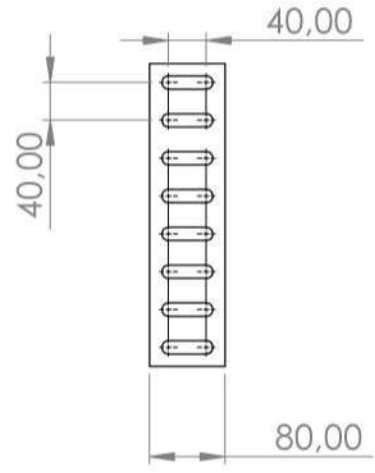
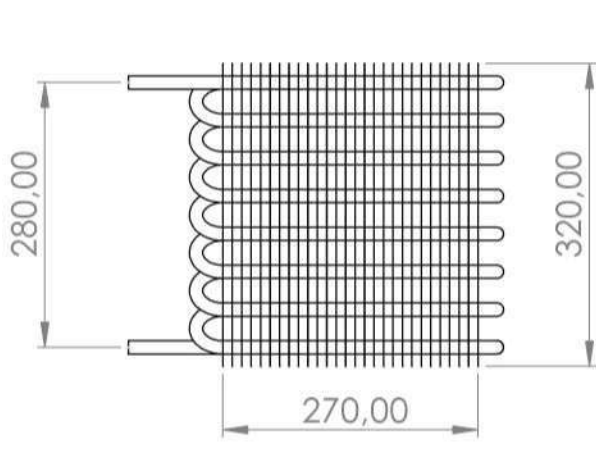
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	1:6	
Etudiant	L.CHOUAKI	
Encadrant	B.GUERGUEB	

Assemblage condenseur

Département Génie Mécanique

31/12/2024



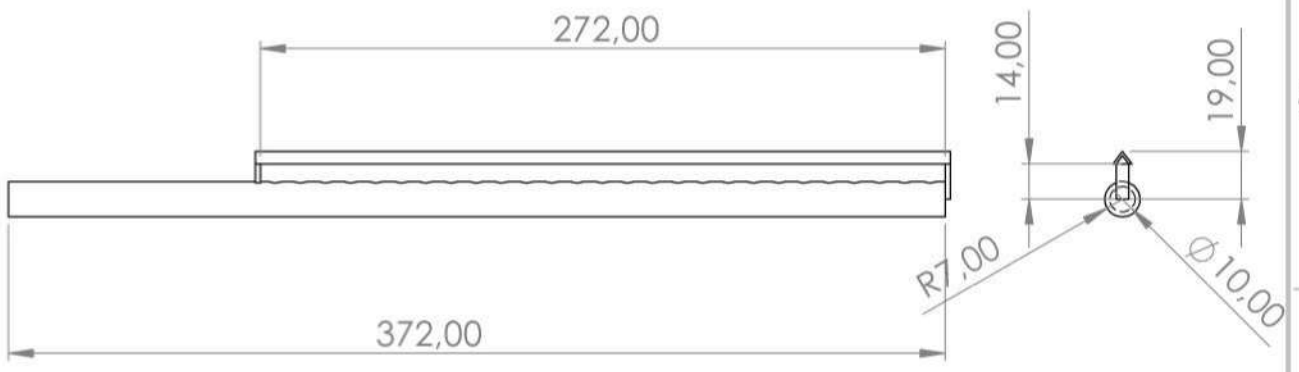
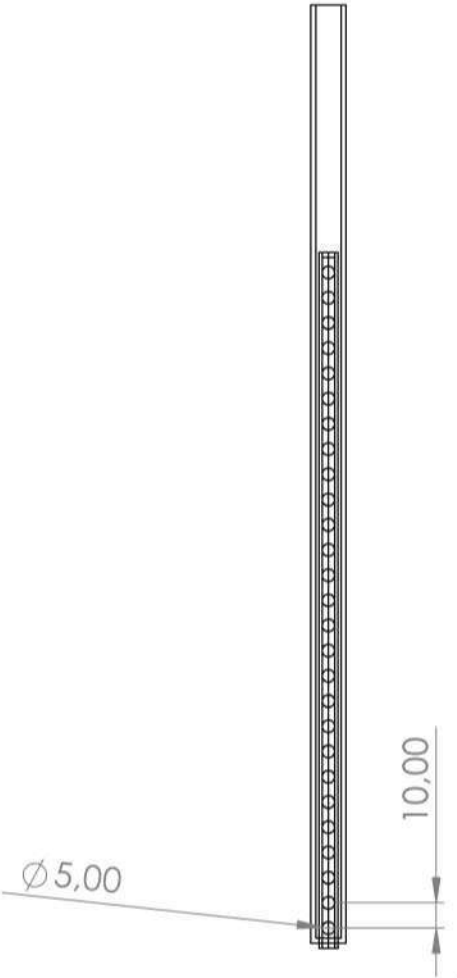
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	1:8	
Etudiant	L.CHOUAKI	
Encadrant	B.GUERGUEB	

Serpentin condenseur

Département Génie Mécanique

31/12/2024



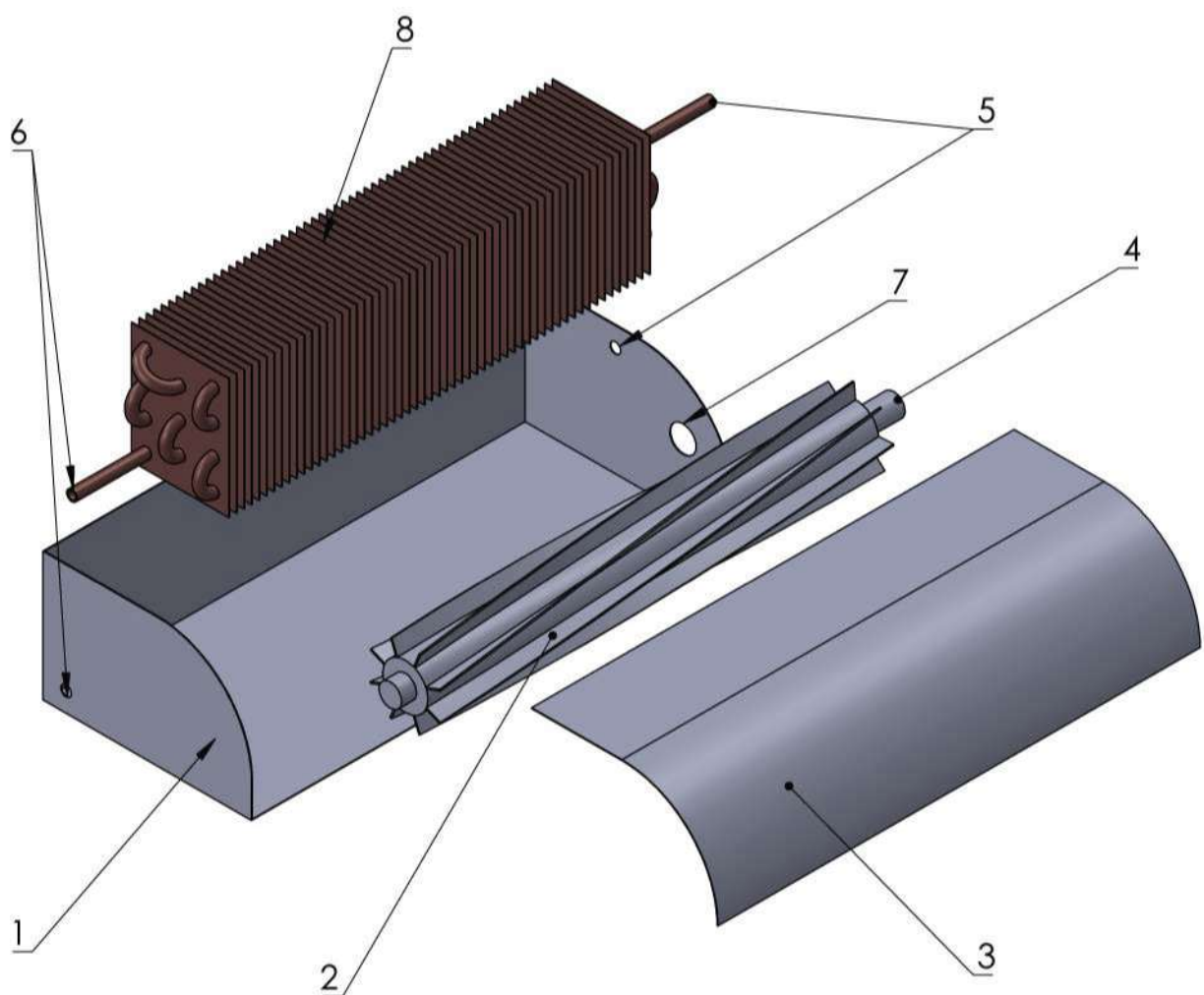
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	1:3	
Etudiant	L.CHOUAKI	
Encadrant	B.GUERGUEB	

Disperseur
vapeur

Département
Génie
Mécanique

31/12/2024



- 1: Paroi inferieure
- 2: Ventilateur
- 3: Couvercle
- 4: Axe ventilateur
- 5: Entrée réfrigérant
- 6: Sortie réfrigérant
- 7: Support axe ventilateur
- 8: Faisceau tubulaires

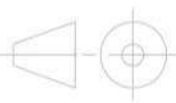
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle

1:3

Etudiant

L.CHOUAKI



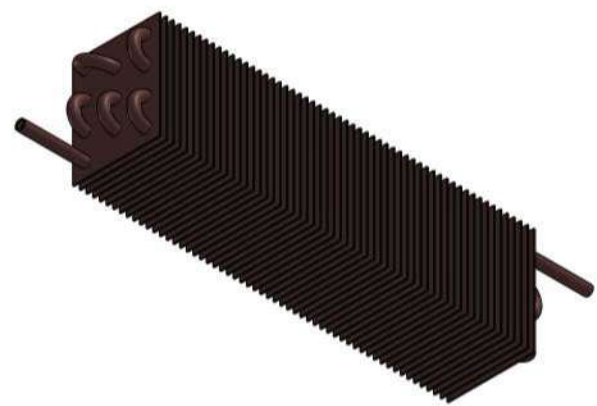
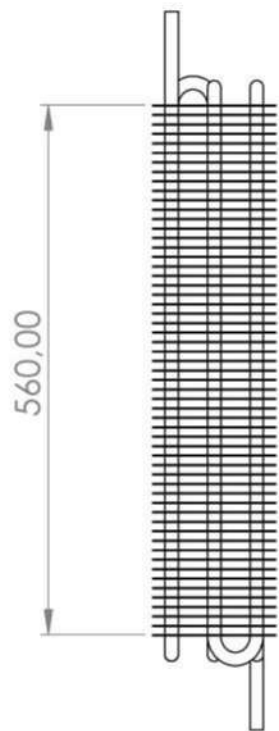
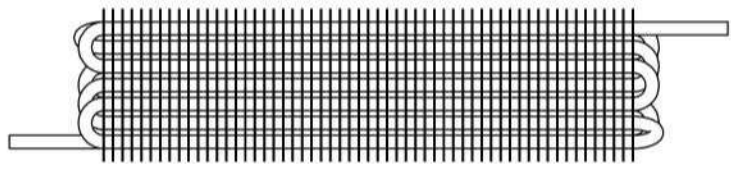
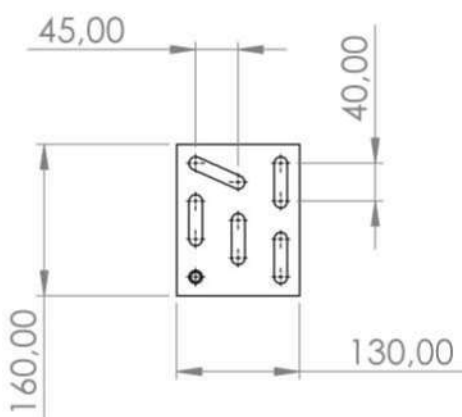
Assemblage évaporateur

Département
Génie
Mécanique

Encadrant

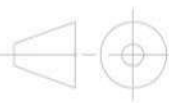
B.GUERGUEB

31/12/2024



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle 1:8
 Etudiant L.CHOUAKI

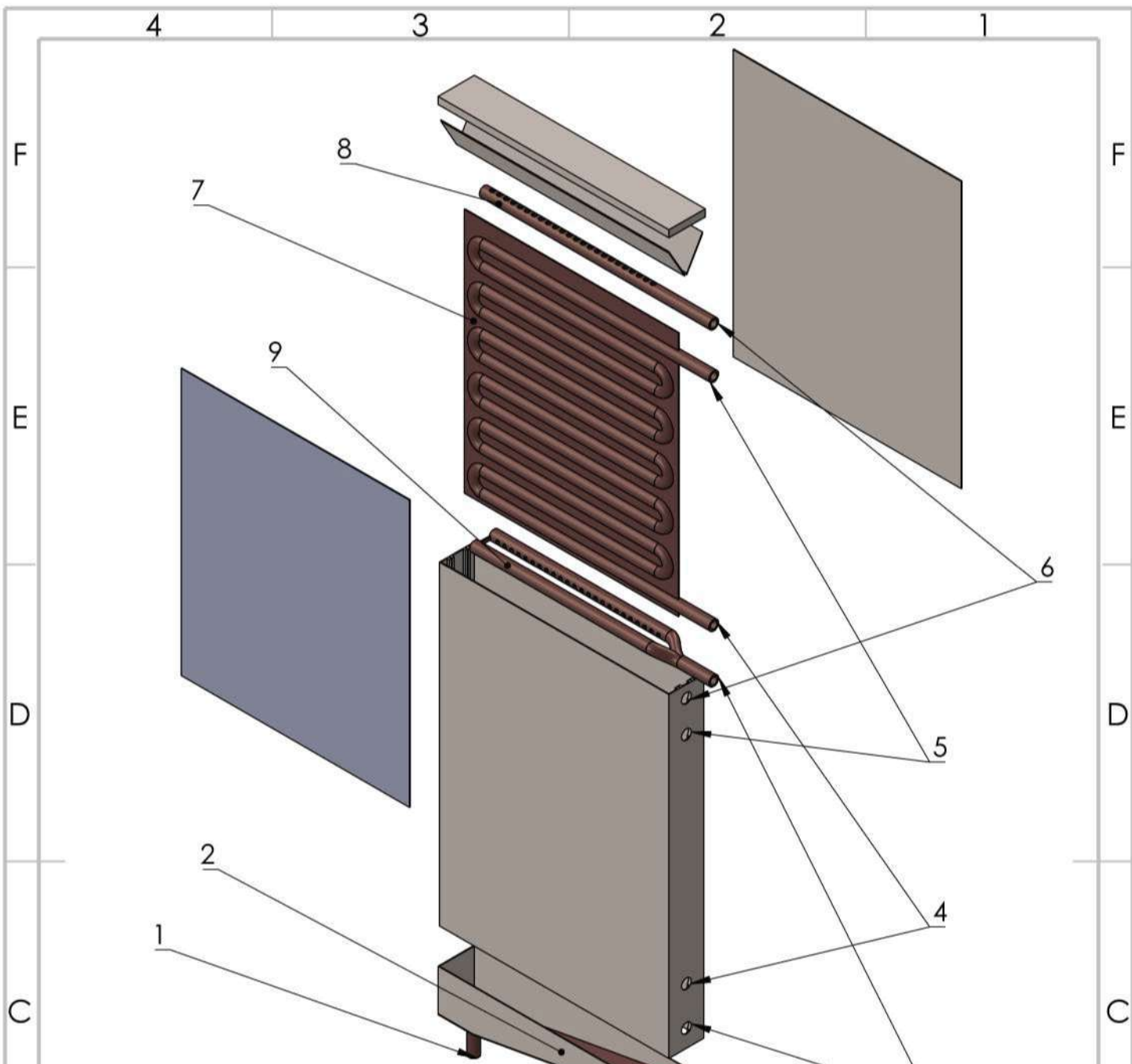


Faisceau
 évaporateur

Département
 Génie
 Mécanique

Encadrant B.GUERGUEB

31/12/2024



- 1: Sortie solution pauvre
- 2: Accumulateur de solution
- 3: Entrée vapeur
- 4: Entré eau froide
- 5: Sortie eau froide
- 6: Entrée sollution riche
- 7: Serpentin/film tombant
- 8: Disperseur solution
- 9: Disperseur vapeur

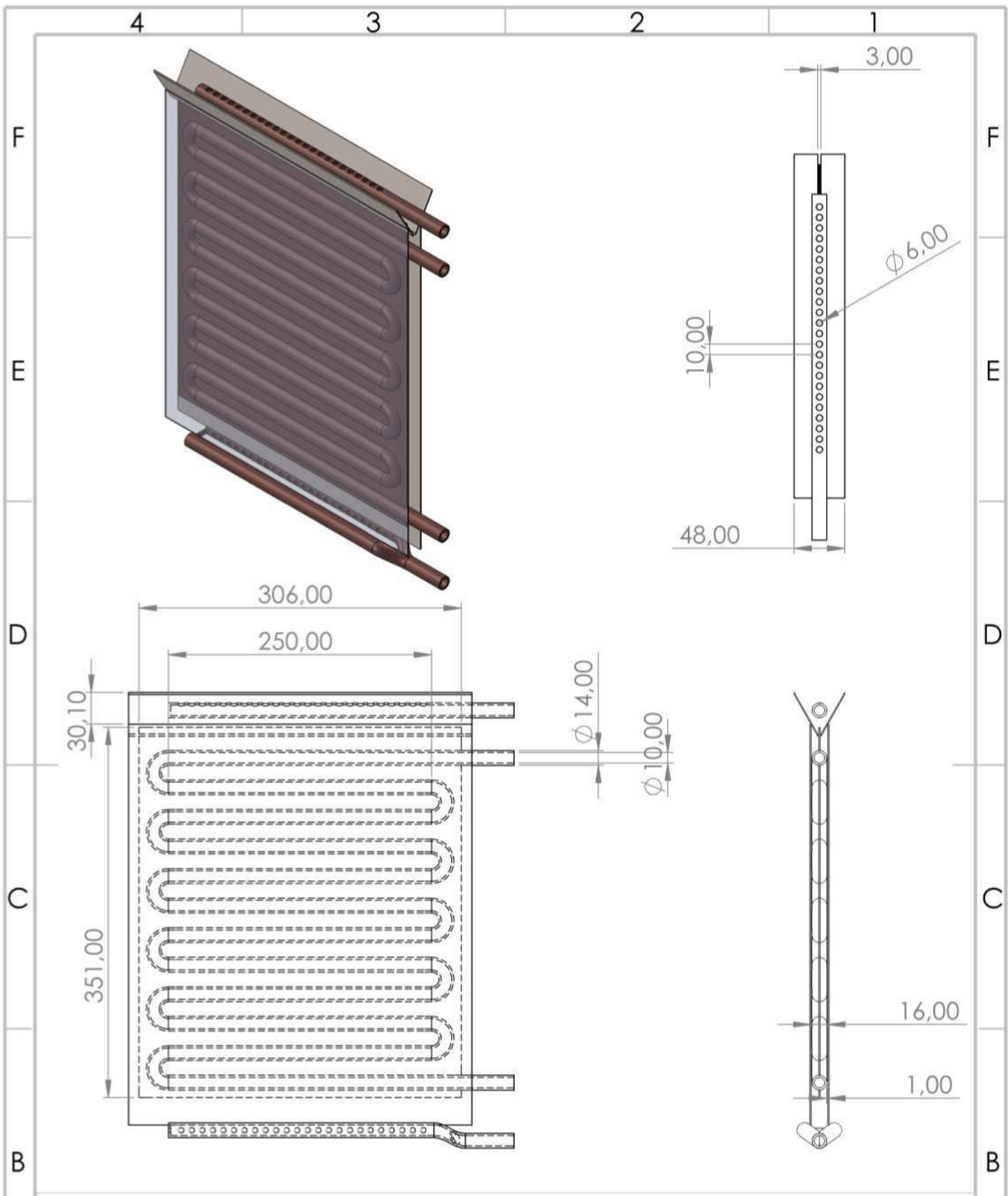
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	1:6	
Etudiant	L.CHOUAKI	
Encadrant	B.GUERGUEB	

Assemblage
absorbeur

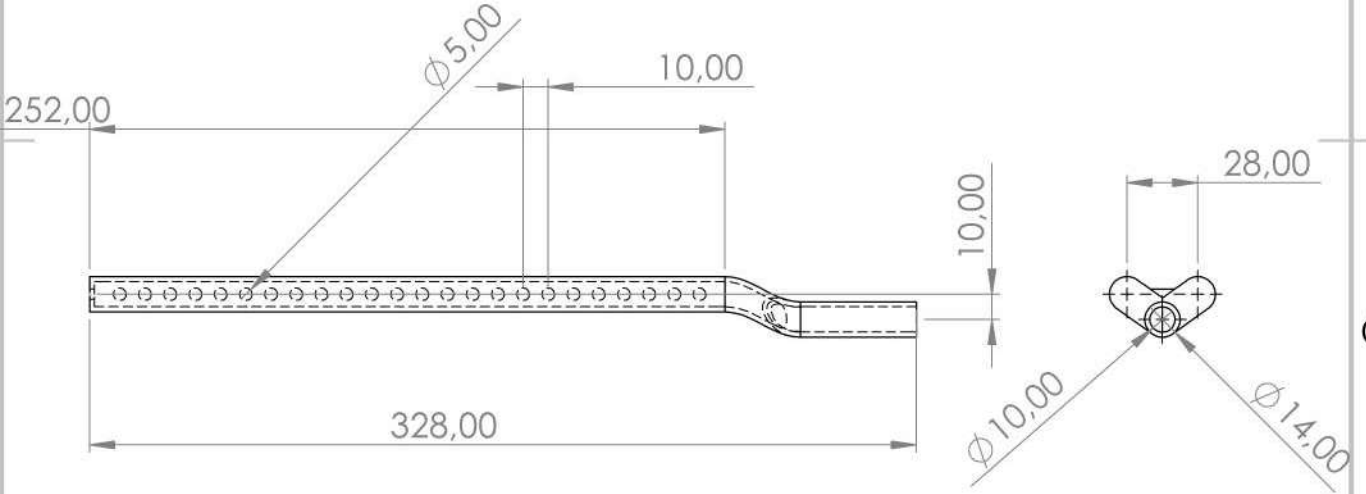
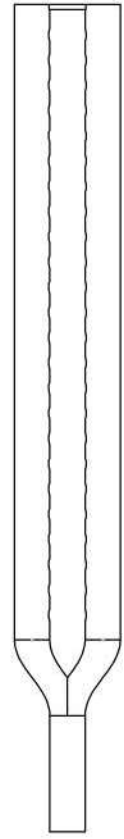
Département
Génie
Mécanique

31/12/2024



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	1:3		Ensemble film tombant	Département Génie Mécanique
Etudiant	L.CHOUAKI			
Encadrant	B.GUERGUEB			31/12/2024



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle 1:3

Etudiant L.CHOUAKI

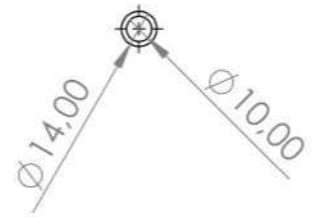
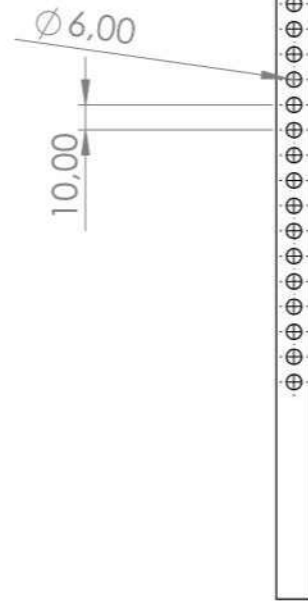


Disperseur
vapeur

Département
Génie
Mécanique

Encadrant B.GUERGUEB

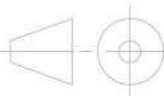
31/12/2024



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle 1:3

Etudiant L.CHOUAKI



Disperseur
solution

Département
Génie
Mécanique

Encadrant B.GUERGUEB

31/12/2024