

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département génie mécanique

Laboratoire génie mécanique et développement

Mémoire de projet de fin d'études

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

**Conversion d'une pompe à chaleur conventionnelle en un système à
absorption solaire. Phase I : étude et conception**

Yahia TIZEGGAGHINE

Sous la direction de M. Arezki SMAILI Professeur

Présenté et soutenu publiquement le 09/07/2019

Composition du Jury :

Président	M. Okba HAMRI	MCA	ENP
Promoteur	M. Arezki SMAILI	Professeur	ENP
Examineur	M. Mohamed BENBRAIKA	MAA	ENP

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département génie mécanique

Laboratoire génie mécanique et développement

Mémoire de projet de fin d'études

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

**Conversion d'une pompe à chaleur conventionnelle en un système à
absorption solaire. Phase I : étude et conception**

Yahia TIZEGGAGHINE

Sous la direction de M. Arezki SMAILI Professeur

Présenté et soutenu publiquement le 09/07/2019

Composition du Jury :

Président	M. Okba HAMRI	MCA	ENP
Promoteur	M. Arezki SMAILI	Professeur	ENP
Examineur	M. Mohamed BENBRAIKA	MAA	ENP

Dédicaces

Avant tout je dis El Hamdou Lillah qui m'a aidé à terminer ce travail. Je dédie ce travail à mes chers parents pour m'avoir aidé et soutenu tout au long de ma vie, et ce surtout dans les moments les plus difficiles, à mes chers frères et sœurs sur qui j'ai toujours pu compter lorsque je faisais face à des difficultés.

Je dédie ce travail à toutes les personnes qui n'ont peut-être pas contribué directement à ma formation d'ingénieur, mais sans qui je n'aurais jamais atteint mes objectifs

Yahia tizeggaghine

Remerciements

Je tiens en premier lieu à remercier vivement le professeur Arezki SMAILI, qui a proposé le thème et dirigé mon projet de fin d'études. Durant tout ce travail il a été toujours disponible pour m'orienter et m'aider de ses précieux conseils.

Je tiens aussi à remercier les membres de jury, Monsieur le président du jury HAMRI Okba, Monsieur l'examineur Mohamed BENBRAIKA, pour avoir pris le temps de corriger mon mémoire de fin d'études.

Je remercie également tous les enseignants pour m'avoir formé et grâce à qui j'ai pu acquérir les connaissances requises pour la concrétisation de ce projet.

Enfin je remercie toutes les personnes qui ont de près ou de loin contribué à la réalisation de mon projet.

ملخص

يتمثل الهدف النهائي لهذا المشروع إلى تحويل مضخة حرارية تعمل بضغط البخار إلى نظام امتصاص الذي يعتبر الشمس كمصدر رئيسي للطاقة. ومن أجل ذلك، استعملت منصة تجارب قديمة من قسم البحوث الهندسية الميكانيكية في المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات ذات قدرة تبريد تقدر ب 5.62 كيلو واط. يتمثل العمل المطلوب في إزالة الضاغط لاستبداله بأجهزة الامتصاص، والمولد، والناقل التي تشكل العناصر الأساسية لنظام الامتصاص. استناداً إلى قدرة التبريد في حامل الاختبار، تمكنا من تصميم ثلاثة مبادلات حرارية. وبالتالي تم اقتراح نظام تكييف هواء شمسي جديد يعمل وفقاً لدورة الامتصاص

الكلمات الدالة: التحليل الحراري، آلة تبريد بالامتصاص، مجمع الطاقة الشمسية الحرارية، التحليل الحراري، التصميم.

Abstract

The aim of this project is to convert a vapor compression heat pump into an absorption system using solar as the main source of energy. For this purpose, a former ENP mechanical engineering department test bench of 5.62 kW cooling power has been used. The work required consists of replacement of the compressor component by the following elements: the absorber, the generator and the recuperator being the essential parts of an absorption system. Based on the cooling capacity of the test bench, three heat exchangers; namely, the absorber, the generator and the recuperator. Thus a new solar air conditioning system operating on the absorption cycle has been proposed.

Keywords: Absorption refrigeration, Solar thermal collector, Thermodynamic analysis, Thermal analysis, Design.

Résumé

L'objectif ultime du présent projet de fin d'études consiste en la conversion d'une pompe à chaleur à compression de vapeur en un système à absorption ayant le solaire comme principale source d'énergie. Pour cela un ancien banc d'essai de département de génie mécanique de l'ENP d'une puissance de 5.62 kW a été utilisé. Le travail demandé consiste en l'enlèvement du compresseur pour le remplacer par: l'absorbeur, le générateur et le récupérateur qui constituent les éléments essentiels d'un système à absorption. En se basant sur la puissance frigorifique du banc d'essais, nous avons parvenu à dimensionner et concevoir trois échangeurs de chaleur assurant la tâche de l'absorbeur, du générateur et du récupérateur. Ainsi une nouvelle installation de climatisation solaire fonctionnant selon le cycle à absorption a été proposée.

Mot clés : Réfrigération à absorption, Capteur solaire thermique, Analyse thermodynamique, Analyse thermique, Conception

Table des matières

Liste des figures

Liste des tables

Nomenclature

INTRODUCTION.....	12
1 CHAPITRE 1 : GENERALITES	14
1.1 Energie solaire.....	14
1.1.1 Paramètres associés à l'énergie solaire	14
1.2 Les capteurs solaires à basse température	16
1.2.1 Capteurs plan non vitrés	17
1.2.2 Capteurs plans vitrés (air et eau)	17
1.2.3 Capteurs sous vide.....	18
1.3 Notion de confort :	19
1.3.1 Confort thermique	19
1.3.2 Confort aéraulique.....	20
1.4 Echangeurs de chaleur	23
1.4.1 Fonctionnement d'un échangeur thermique	23
1.4.2 Echange monophasique et diphasique.....	24
1.4.3 Types d'échangeurs de chaleur	26
.....	26
1.5 Les machines frigorifiques	29
1.5.1 Différentes méthodes de production du froid.....	29
1.5.2 Machines frigorifiques	31
1.6 Le système à absorption	39
1.6.1 Bref rappel historique.....	39
1.6.2 L'utilisation actuelle des machines à absorption dans le monde	40
1.6.3 Choix des fluides.....	42
1.6.4 Principe de fonctionnement.....	43

1.6.5	Construction du cycle et utilisation des diagrammes thermodynamiques :	45
CHAPITRE 2 : BANC D’ESSAIS DE LA POMPE A CHALEUR A COMPRESSION DE VAPEUR.....		48
2.1	Analyse thermique et vérification des dimensions de l’évaporateur	49
2.2	Analyse thermique et vérification des dimensions du condenseur	56
CHAPITRE 3 : ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU NOUVEAU BANC D’ESSAIS A ABSORPTION SOLAIRE.....		62
3.1	Analyse thermodynamique	63
3.2	Propriétés thermodynamiques du couple LiBr/H₂O	66
3.3	Détermination des paramètres du cycle thermodynamique	68
3.3.1	Les pressions et les débits de fonctionnement du cycle	68
3.4	Résultats	70
3.4.1	Performance du cycle	70
CHAPITRE 4 : CONCEPTION DE L’INSTALLATION A ABSORPTION SOLAIRE		71
4.1	Calcul et dimensionnement de la surface du capteur solaire	71
4.1.1	Calcul des différents flux solaires	71
4.1.2	Calcul de la surface totale du capteur :.....	73
4.2	Dimensionnement de l’absorbeur	74
4.3	Le dimensionnement du générateur	77
4.4	Dimensionnement du récupérateur	79
4.5	Conception mécanique des échangeurs de chaleurs	83
4.5.1	Présentation du logiciel :	83
Conclusion générale		87
Références bibliographique.....		88
Annexe		91

Liste des figures

Figure 1-1 : Capteur plan non vitré.	17
Figure 1-2 : Coupe schématique de capteurs plans à air (à droite) et à eau (à gauche).	18
Figure 1-3 : Principe de fonctionnement d'un capteur sous vide	19
Figure 1-4 : Diagramme psychrométrique montrant la relation entre la température, l'humidité spécifique et l'humidité relative [7]	21
Figure 1-5 : Evolutions des températures au sein d'échangeur Co et contre-courant [8]	24
Figure 1-6 : Evolution des températures au sein d'un condenseur.....	25
Figure 1-7 : Evolutions des températures au sein d'un évaporateur	26
Figure 1-8 : Type de section droite d'échangeur de chaleur double pipe [22].....	26
Figure 1-9 : Echangeur tubes et calandre [22]	27
Figure 1-10 : Schéma montrant différentes configurations d'échangeur compact [22].....	28
Figure 1-11: Schématisation du principe de refroidissement par effet Peltier [9]	30
Figure 1-12: Schéma d'une machine frigorifique à compression	31
Figure 1-13: Cycle d'une machine à gaz sur le diagramme (T, S).	32
Figure 1-14: Schéma d'une machine frigorifique à gaz.....	32
Figure 1-15: Schéma d'un groupe à absorption [17]	34
Figure 1-16 : Machine frigorifique à absorption à simple effet	35
Figure 1-17: Cycle frigorifique à absorption à double effet.....	36
Figure 1-18: Cycle frigorifique à absorption à double effet opérant à deux niveaux de pression.	36
Figure 1-19: Schéma d'un groupe à adsorption [17]	38
Figure 1-20: Schéma de l'installation et évolution de l'air dans le diagramme humide [17]..	39
Figure 1-21: Structure d'une machine frigorifique à absorption.....	43
Figure 1-22: Représentation des points caractéristique du cycle à absorption diagramme d'Oldham, couple H ₂ O/LiBr.....	45
Figure 1-23 : Diagramme de Meckel du couple H ₂ O/libr	47
Figure 2-1 : Photo illustrant le banc d'essais	48
Figure 2-2: Photo illustrant l'évaporateur.....	49
Figure 2-3 : Photo illustrant le condenseur	56
Figure 3-1: Schéma montrant le fonctionnement d'un cycle a absorption	62
Figure 4-1: photo illustrant le serpentins	84
Figure 4-2: photo illustrant la calandre	84
Figure 4-3: photo illustrant le tube	85

Figure 4-4: photo illustrant les chicanes	85
Figure 4-5: photo illustrant le « front end »	86

Liste des tables

Tableau 1-1: Les importants constructeurs des machines à absorption	42
Tableau 2-1: Paramètres géométriques et dimensions de l'évaporateur.....	50
Tableau 2-2: Paramètres géométriques et dimensions du condenseur	56
Tableau 3-1: paramètres thermodynamiques des différents points du cycle	70
Tableau 4-1: Valeur d'indice de clarté pour région de Dar El-Beidha [31]	72
Tableau 4-2: Valeurs calculées des flux solaires calculées à partir des relations 4.4 et 4.5 du flux solaire diffus	72

Nomenclature

A	Aire de surface d'échange (m^2)
A_f	Aire de surface totale des ailettes (m^2)
A_i	Aire de surface d'échange intérieure (m^2)
AST	Temps solaire apparent (h)
a_1	Coefficient de transfert thermique caractérisant les pertes de chaleur par convection et rayonnement ($W/m^2 \cdot K$)
a_2	Coefficient de transfert thermique caractérisant les pertes de chaleur par convection et rayonnement ($W/m^2 \cdot K^2$)
C_p	Chaleur spécifique ($kJ/kg \cdot K$)
D_e	Diamètre équivalent (m)
D_s	Diamètre de la calandre (m)
d_i	Diamètres intérieurs (m^2)
d_o	: Diamètres extérieurs (m^2)
E	Équation du temps (min)
e	Épaisseur de la paroi (m)
f	Coefficient de friction
G	vitesse massique ($kg/m^2 \cdot s$)
G_b	Irradiation directe (W/m^2)
G_d	Irradiation diffuse (W/m^2)
G_t	Flux solaire totale du ciel clair (W/m^2)
$G_{sc,o}$	Constante de rayonnement solaire (W/m^2)
G_{sc}	Irradiation solaire extraterrestre (W/m^2)
h_d	Coefficient de transfert de masse surfacique ($kg / m^2 \cdot s$)
h_e	Coefficient d'échange thermique externe (convection et rayonnement) ($W/m^2 \cdot C$)
h_i	Coefficient d'échange thermique interne (convection et rayonnement) ($W/m^2 \cdot C$)
h_o	: Coefficient de transfert de chaleur ($W/m^2 K$)
j	Facteur de Colburn
k	Conductivité thermique ($W/m \cdot K$)
l_f	Longueur des ailettes
\dot{m}	Débit massique (kg/s)
Nu	Nombre de Nusselt
N_t	Nombre des tubes
P_l	Espace horizontal entre les centres des tubes (m)
Pr	Nombre de PRANDLT
P_t	Espace vertical entre les centres des tubes (m)
p	Pression atmosphérique (kPa)
p	Pression (kPa)
p_r	Pression réduite (kPa)
q	Taux de chaleur (W)
R''	Résistance thermique ($K \cdot m^2/W$)
Re	Nombre de Reynolds

R''_{fi}	Résistance thermique due à l'encrassement interne des tubes ($m^2 \cdot K/W$)
R''_{fo}	Résistance thermique due à l'encrassement externe des tubes ($m^2 \cdot K/W$)
R''_w	Résistance thermique des tubes ($m^2 \cdot K/W$)
s	Espace entre les ailettes (m)
T_e	Température Sol-Air ($^{\circ}C$)
T_o	Température Sol-Air ($^{\circ}C$)
T_o	Température d'air extérieur ($^{\circ}C$)
t_f	Épaisseur des ailettes (m)
U	Coefficient d'échange global ($W/m^2 \cdot C$)
X	Concentration du LiBr dans la solution de LiBr-H ₂ O (%)
α	Absorbance de surface du rayonnement solaire
α_s	Hauteur solaire($^{\circ}$)
β	Angle d'inclinaison de la surface plane($^{\circ}$)
γ_o	Azimut de la surface plane($^{\circ}$)
ΔT_{lm}	Différence de température logarithmique moyenne ($^{\circ}C$)
Δh_m	Différence d'enthalpie logarithmique moyenne (J/kg)
δ	Angle de déclinaison($^{\circ}$)
ε	Émission hémisphérique de la surface
η	Rendement du capteur
η_o	Rendement optique du capteur
θ	Angle d'incidence solaire ($^{\circ}$)
μ	Viscosité dynamique ($Pa \cdot s$)
ρ	Masse volumique (kg/m^3)
γ	Épaisseur du film (m)
ϕ	Humidité relative
ω	Humidité spécifique
ω_{ho}	Angle horaire ($^{\circ}$)

INTRODUCTION

L'objectif du présent projet de fin d'études est de concevoir et réaliser un prototype de réfrigération à absorption où le solaire est la principale source d'énergie. Pour cela, nous avons pris l'initiative de faire la conversion d'un banc d'essais d'une pompe à chaleur à compression de vapeur en un système à absorption solaire opérant avec le couple LiBr/H₂O, où l'eau est considérée comme un réfrigérant et le Lithium Bromure comme un absorbant. Le travail demandé consiste à remplacer le compresseur par trois échangeurs de chaleur connus sous les noms suivants : absorbeur, générateur et récupérateur. On se propose ici de faire le dimensionnement et la conception de ces trois derniers qui constituent les composants essentiels du système à absorption.

En effet, considérant le contexte énergétique mondial qui est marqué par la raréfaction des ressources d'énergies fossiles ainsi que de lourds impacts négatifs sur notre environnement, il est du devoir de suivre la transition énergétique qui s'effectue dans le monde afin d'assurer la survie des générations futures sur notre planète. Il faut aussi noter que notre projet de fin d'études s'inscrit en cohérence avec la dynamique amorcée par les pouvoirs publics en Algérie en vue de développer les énergies renouvelables. Ainsi l'Algérie a lancé un programme qui consiste à installer une puissance d'origine renouvelable de près de 22000 MW entre 2011 et 2030 (sachant que l'avancement du projet jusqu'à l'année 2019 est autour de 0.5 GW) [1]. A la faveur de ce programme, les énergies renouvelables se placent au cœur des politiques énergétique et économique menées par l'Algérie : d'ici 2030, environ 40% de la production d'électricité destinée à la consommation nationale sera d'origine renouvelable.

L'Algérie compte se positionner comme un acteur majeur dans la production de l'électricité à partir du solaire photovoltaïque et du solaire thermique qui seront les moteurs d'un développement économique durable à même d'impulser un nouveau modèle de croissance.

Le potentiel national en énergies renouvelables étant fortement dominé par le solaire, l'Algérie considère cette énergie comme une opportunité et un levier de développement économique et social, notamment à travers l'implantation d'industries créatrices de richesse et d'emplois.

Le mémoire présente est composé de quatre chapitres :

Un premier chapitre consacré à des notions générales sur les différents aspects techniques des domaines étudiés pour la concrétisation du projet.

Le deuxième chapitre concerne le banc d'essais d'une pompe à chaleur conventionnelle et sa conversion en un système à absorption solaire. Dans ce chapitre, on présente le banc d'essais et ces différents éléments, ainsi la vérification des puissances de l'évaporateur et du condenseur en basant sur la configuration géométrique et les dimensions de chaque un.

Le chapitre trois traite de l'analyse thermodynamique du nouveau banc d'essais à absorption solaire. Dans ce chapitre on présente le calcul des différents paramètres thermodynamiques.

Le dernier chapitre est dédié à la conception de l'installation à absorption solaire. Dans ce chapitre on présente tous les calculs effectués pour le dimensionnement des différents composants du système, ainsi que la conception de l'absorbeur, du générateur et du récupérateur et ceci à l'aide du logiciel SolidWorks.

On termine le travail par une conclusion générale et des recommandations

CHAPITRE 1 : GENERALITES

1.1 Energie solaire

L'énergie solaire provient de la lumière radiante et de la chaleur du soleil qui est exploitée en utilisant une gamme de technologies en constante évolution telles que le chauffage solaire, photovoltaïque, énergie solaire thermique, architecture solaire, centrales à sel fondu et photosynthèse artificielle. C'est une source importante d'énergie renouvelable et ses technologies sont généralement caractérisées soit comme du solaire passif, soit du solaire actif, selon la façon dont elles captent et distribuent ou convertissent l'énergie solaire. Les techniques solaires actives comprennent l'utilisation de systèmes photovoltaïques, les CSP (concentrated Solar power) et la production d'eau chaude. Les techniques solaires passives incluent l'orientation d'un bâtiment vers le soleil, la sélection de matériaux ayant une masse thermique favorable ou des propriétés de dispersion de la lumière, et la conception d'espaces qui font naturellement circuler l'air.

La Terre reçoit 174 petawatts (PW) de rayonnement solaire entrant (insolation) dans la haute atmosphère. Environ 30% sont réfléchis dans l'espace tandis que le reste est absorbé par les nuages, les océans et les masses terrestres. Le spectre de la lumière solaire à la surface de la Terre est la plupart du temps réparti sur les plages du visible et du proche infrarouge avec une petite partie dans le proche ultraviolet.

1.1.1 Paramètres associés à l'énergie solaire

✓ Rayonnement extraterrestre

L'orbite de la terre étant légèrement elliptique, le flux radiatif extraterrestre varie tout au long de l'année.

L'irradiation solaire extraterrestre incidente sur une surface normale au rayon du soleil peut être approchée avec l'équation suivante [2]:

$$G_{sc} = G_{sc,o} \left\{ 1 + 0.034 \cos \left[360^\circ \frac{n}{365} \right] \right\} \quad 1-1$$

Sachant que n est le jour de l'année et $G_{sc,o}$ est la constante solaire définie comme l'intensité du rayonnement solaire sur une surface normale aux rayons du soleil, juste au-delà de

l'atmosphère terrestre, à la distance moyenne terre-soleil.

Une valeur fréquemment utilisée est celle proposée par l'Organisation Météorologique Mondiale en 1981 :

$$G_{sc,o} = 1367 \text{ W/m}^2$$

✓ Temps solaire et équation du temps

La conversion de l'heure locale standard en heure solaire apparente est donnée par l'équation suivante [2]

$$AST = T_{std} + \frac{L}{15^\circ} - C + \frac{E}{60} \quad 1-2$$

T_{std} : local standard time, c'est l'heure locale standard

L : Longitude du lieu

C : Time Zone, C'est le fuseau horaire

E : L'équation du temps

La vitesse orbitale de la Terre varie également tout au long de l'année, si bien que le temps solaire apparent (AST) varie quelque peu du temps moyen maintenu par une horloge fonctionnant à un rythme uniforme. Cette variation est appelée l'équation du temps (ET) et est approximée (en minutes) par la formule suivante :

$$E = 2.2918[0.0075 + 0.1868 \cos(\varphi) - 3.2077 \sin(\varphi) - 1.4615 \cos(2\varphi) - 4.089 \sin(2\varphi)] \quad 1-3$$

$$\varphi = 360^\circ \frac{n - 1}{365} \quad 1-4$$

✓ La hauteur solaire et l'angle de déclinaison

La hauteur solaire α_s est donnée par [2]:

$$\sin \alpha_s = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta \quad 1-5$$

Avec ϕ : *Latitude du lieu*

δ : L'angle de déclinaison donné par

$$\delta = 23.45 \sin \left(360^\circ \frac{n + 284}{365} \right) \quad 1-6$$

ω : L'angle horaire donné par :

$$\omega = 15(AST - 12) \quad 1-7$$

1.2 Les capteurs solaires à basse température

Les capteurs solaires thermiques transmettent directement le rayonnement solaire sous forme de chaleur à un fluide caloporteur, liquide (généralement de l'eau avec ou sans antigel) ou gazeux (généralement de l'air), ou diphasique.

Parmi les technologies de capteurs solaires thermiques, deux grandes catégories se distinguent, les capteurs plans (statiques) avec ou sans faible concentration du flux solaire et les capteurs mobiles à grande concentration (orientés en fonction de la position du soleil).

Dans la première, on trouve :

- ✓ les capteurs plans à simple ou double vitrage (on en trouvera pour l'eau, avec ou sans antigel, comme pour l'air)
- ✓ les capteurs sous vide.

Dans la deuxième, on trouve :

- ✓ les capteurs paraboliques
- ✓ cylindro-paraboliques
- ✓ les capteurs à lentille de Fresnel.

Ces technologies permettent d'atteindre de plus hautes températures.

1.2.1 Capteurs plan non vitrés

Il s'agit de la technologie la plus simple. Ces capteurs sont constitués d'une surface réceptrice qui absorbe le rayonnement solaire direct et diffus (appelé absorbeur) pour le transmettre au



Figure 1-1 : Capteur plan non vitré appelé aussi « moquette solaire » du fabricant Giordano Industries.

fluide caloporteur qui circule dans un réseau de tubes et directement en contact avec la surface absorbante. Les capteurs plans sans vitrage se présentent généralement sous forme d'une moquette de tubes noirs, en matière synthétique résistante aux ultraviolets et très facile à mettre en place. Ils sont utilisés pour chauffer les piscines à un niveau de température de l'ordre de 30°C pour un faible coût [3] ou encore pour produire de l'eau chaude sanitaire dans les pays très chauds et ensoleillés. Les applications de ce type de capteurs sont aujourd'hui très limitées car les températures atteintes sont faibles du fait des pertes thermiques importantes qu'ils présentent.

1.2.2 Capteurs plans vitrés (air et eau)

Les capteurs plans vitrés sont les plus répandus du fait de leurs meilleures performances dues à une meilleure isolation mais aussi des avancées techniques réalisées sur la qualité de l'absorbeur qui est une surface sélective fortement absorbante dans le visible et faiblement émissive dans l'infrarouge. Le vitrage est destiné à limiter les pertes thermiques convectives et radiatives. La vitre permet de créer un effet de serre dans le capteur grâce à la propriété du verre pratiquement opaque dans l'infrarouge réduisant ainsi l'échange avec le milieu extérieur. La figure 1-2 présente une coupe schématique des capteurs à air et à eau les plus courants. On trouve également une couche isolante sur la face arrière pour éviter les pertes par conduction. Ainsi, ces capteurs permettent d'atteindre des températures d'eau de l'ordre de 100°C dans le cas des doubles vitrages. Leurs applications les plus répandues sont la production d'eau chaude sanitaire et le chauffage de bâtiments

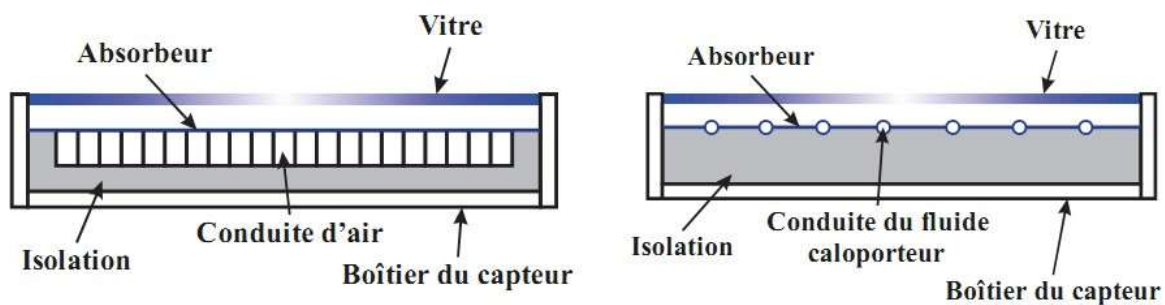


Figure 1-2 : Coupe schématique de capteurs plans à air (à droite) et à eau (à gauche).

1.2.3 Capteurs sous vide

Pour les cas où le besoin de chaleur est à une température supérieure à 100°C ou que la surface disponible est limitée, il est intéressant d'utiliser des capteurs plans sous vide. Ils sont l'évolution des capteurs précédents, c'est-à-dire que le procédé de l'isolation par le vide en fait la technologie la plus aboutie en termes de performances pour un capteur plan [4]. Ils se présentent sous la forme de tubes de faible diamètre (quelques centimètres) dans lesquels est placé l'absorbeur. L'intérieur du tube est vidé de son air, supprimant ainsi les pertes par convection entre l'absorbeur et la paroi du tube. La surface de l'absorbeur est, comme dans le cas précédent, recouverte d'une couche dite sélective et le verre est traité de sorte à éviter les émissions infrarouges. Deux technologies sont utilisées dans ces capteurs, l'absorbeur classique à circulation directe [5] et celui à caloduc [6]. Dans le cas de la première technologie, le fluide caloporteur reçoit directement l'énergie solaire captée en circulant dans l'ampoule sous vide. Sur la figure 1-3, on peut observer le principe de fonctionnement de ce type de capteur utilisant des tubes coaxiaux. Le fluide froid entrant dans le capteur circule dans le tube intérieur, se dirige dans l'absorbeur placé dans l'ampoule sous vide et remonte dans le tube extérieur une fois en bas. Mais ces capteurs nécessitent un procédé de fabrication complexe afin d'assurer les liaisons entre les parties en verre et les parties métalliques.

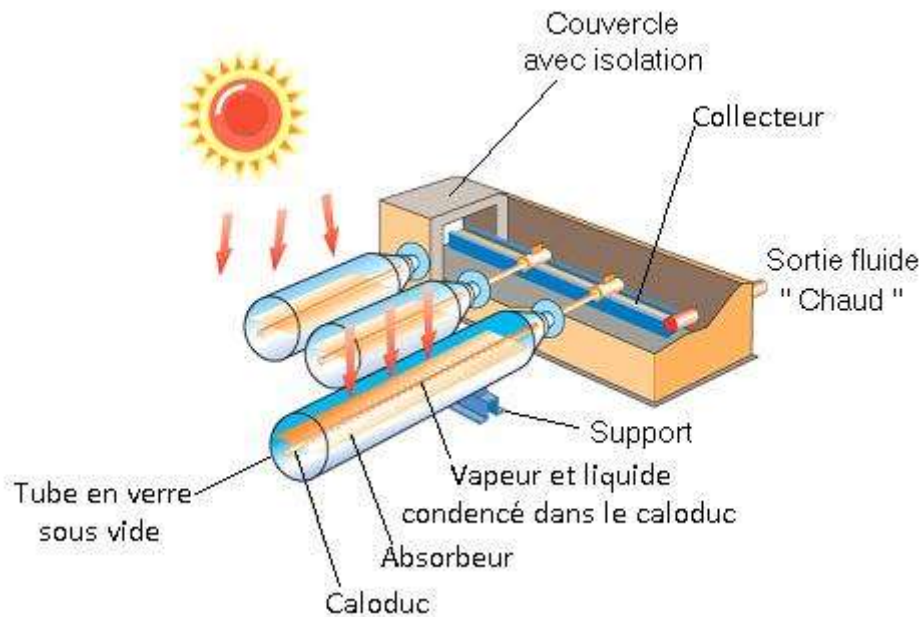


Figure 1-3 : Principe de fonctionnement d'un capteur sous vide

1.3 Notion de confort :

Le confort est une notion subjective qui résume un ensemble de sensations : le confort thermique consiste à n'avoir ni trop chaud, ni trop froid, le confort aéraulique, pour lequel la qualité de l'air intérieur doit être acceptable ou agréable, le confort visuel qui garantit un environnement bien visible et agréable aux yeux, et le confort acoustique qui offre un environnement pas trop bruyant et dans lequel les sons utiles sont clairement audibles.

Dans notre étude, seuls le confort thermique et aéraulique seront pris en compte.

1.3.1 Confort thermique

Le confort thermique, par définition, est le confort lié à une répartition de température et de flux de chaleur agréables.

La chaleur est la forme d'énergie liée à l'agitation aléatoire des molécules constituant la matière. Cette agitation se mesure par la température, et la chaleur par l'augmentation de température obtenue dans un matériau donné.

La chaleur passe naturellement de zones chaudes aux zones froides, en utilisant essentiellement trois modes de transport :

- La conduction : qui est la transmission de proche en proche de l'agitation moléculaire par chocs entre molécules.

- La convection : la convection est un mode de transfert d'énergie sous l'action combinée de la conduction et du mouvement du milieu.
- Le rayonnement : transport de chaleur par émission et absorption de rayonnement électromagnétique par les surfaces des corps.

1.3.2 Confort aéraulique

✓ humidité

L'excès d'humidité peut causer de nombreux ennuis :

- Création d'un climat favorable à la croissance de divers micro-organismes, dont les acariens et les moisissures inesthétiques et parfois toxiques ou allergènes.
- Destruction des matériaux organiques, notamment le bois, par les moisissures ou des champignons.
- Altération des propriétés des matériaux (perte d'isolation thermique, ramollissement du plâtre et de nombreuses colles, etc.
- Maladies respiratoires et épidermiques.

Pour comprendre les phénomènes liés à l'humidité, il convient de bien distinguer l'humidité absolue de l'humidité relative

- L'humidité absolue est la quantité de vapeur d'eau présente dans une certaine quantité d'air.
- L'humidité relative est le rapport de la teneur en eau de l'air considéré à la teneur en eau maximale, qui ne dépend que de la température.

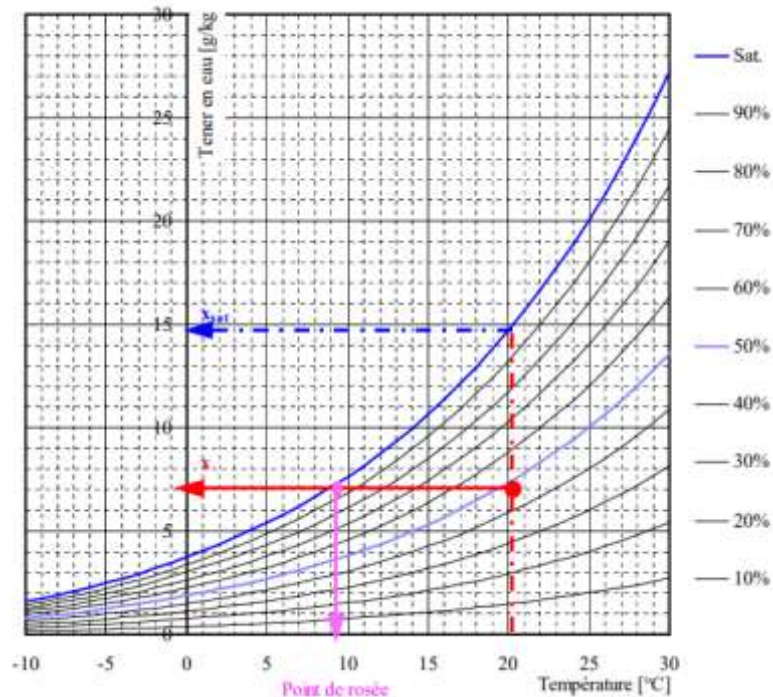


Figure 1-4 : Diagramme psychrométrique montrant la relation entre la température, l'humidité spécifique et l'humidité relative [7]

Comme on peut le voir dans la figure ci-dessus, la variation de l'humidité absolue avec la température est très forte, elle augmente exponentiellement avec la température absolue.

Par conséquent si on chauffe de l'air sans changer sa teneur en eau son humidité relative diminuera alors que son humidité absolue restera constante. Le contraire se produit si on refroidit de l'air, lorsque l'air atteint une humidité relative de 100% de la rosée apparaît alors sur la surface qui refroidit l'air, la température qui lui correspond s'appelle la température de rosée.

L'humidité absolue dans un espace est déterminée par :

- Les sources de vapeur d'eau: la teneur en eau augmente proportionnellement au débit de production de ces sources.
- Le débit d'air de ventilation ou d'aération, car l'air extérieur se mélange à l'air intérieur et apporte ou dilue la vapeur d'eau
- L'humidité absolue de l'air extérieur : plus elle est élevée, moins l'air extérieur peut diluer l'humidité intérieure.

L'humidité relative dépend en plus de la température intérieure locale, elle-même influencée par :

- La température et l'ensoleillement à l'extérieur
- La température de l'air intérieur.

La plupart des phénomènes dépendant de l'humidité , en fait plus de l'humidité relative que de l'humidité absolue. Ainsi même si l'air intérieur n'est pas trop humide, des moisissures peuvent apparaître sur des surfaces suffisamment froides dès que l'humidité relative locale dépasse 80%

Il existe une relation entre l'humidité spécifique et l'humidité relative :

$$\omega_i = 0.622 \frac{\phi_i p_{sat}(T_i)}{p - \phi_i p_{sat}(T_i)} \quad 1-8$$

ω_i : Humidité spécifique de l'espace i

ϕ_i , : Humidité relative de l'espace i

$p_{sat}(T_i)$, : Pression de saturation à la température i.

p : La pression atmosphérique

1.4 Echangeurs de chaleur

La fonction principale de l'échangeur thermique est de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre à des niveaux de températures distincts. Les fonctionnalités des échangeurs thermiques sont extrêmement diverses et variées : les principales en sont les suivantes :

- **Préchauffeur ou refroidisseur** d'un liquide ou d'un gaz (air par exemple) pour lesquels de très nombreux exemples pourraient être rappelés et qui se caractérisent par une fonction simple : le contrôle de la température du fluide en un point particulier du procédé.
- **Récupérateur thermique** qui permet d'introduire la récente notion de valorisation de l'énergie thermique d'un procédé. La fonction de cet échangeur est alors d'assurer le transfert d'une capacité thermique maximale afin de permettre une valorisation maximale du rejet thermique sur des critères énergétiques et économiques.
- **Evaporateurs** qui assurent l'évaporation complète ou partielle d'un liquide dans différents procédés notamment de production d'énergie mécanique (cycle moteur de Rankine, de Hirn) et de production frigorifique : cycle à compression (PAC), réfrigérateur.
- **Condenseurs** qui assurent la condensation complète ou partielle d'un gaz (vapeur) là encore par exemple pour la production d'énergie mécanique et frigorifique

1.4.1 Fonctionnement d'un échangeur thermique

Il existe de nombreuses technologies d'échangeurs de chaleur, mais toutes fonctionnent suivant les mêmes processus physiques d'échanges, c'est-à-dire :

- ✓ la conduction qui représente les échanges à travers les parois (le plus souvent métalliques),
- ✓ la convection qui représente les échanges entre les fluides et les parois,
- ✓ le rayonnement qui représente les échanges radiatifs entre les fluides et les parois (principalement infra rouge) bien que ce dernier soit souvent négligeable (car pris en compte uniquement pour un fonctionnement à haute température).

On distingue également trois modes d'écoulement différents :

- ✓ co-courants : écoulements parallèles des fluides et dans la même direction
- ✓ contre-courants : écoulements parallèles des fluides mais dans des directions inverses
- ✓ courants croisés : écoulements perpendiculaires entre les deux fluides.

Le mode de circulation influence également sur la qualité et l'efficacité du transfert. Un échangeur dit anti-méthodique (ou à co-courants) signifie que l'entrée des deux fluides (chaud et froid) se situe du même côté de l'échangeur. La configuration dite méthodique est celle où les fluides circulent à contre-courants. On l'appelle méthodique car c'est cette configuration qui permet d'obtenir les meilleures performances d'échangeurs. En effet, pour une circulation à co-courant des fluides, la température de sortie du fluide chaud ne pourra pas être plus basse que la température de sortie du fluide froid tandis qu'à contre-courant, il est possible d'abaisser la température du fluide chaud à une valeur qui tendra vers la température d'entrée du fluide froid.

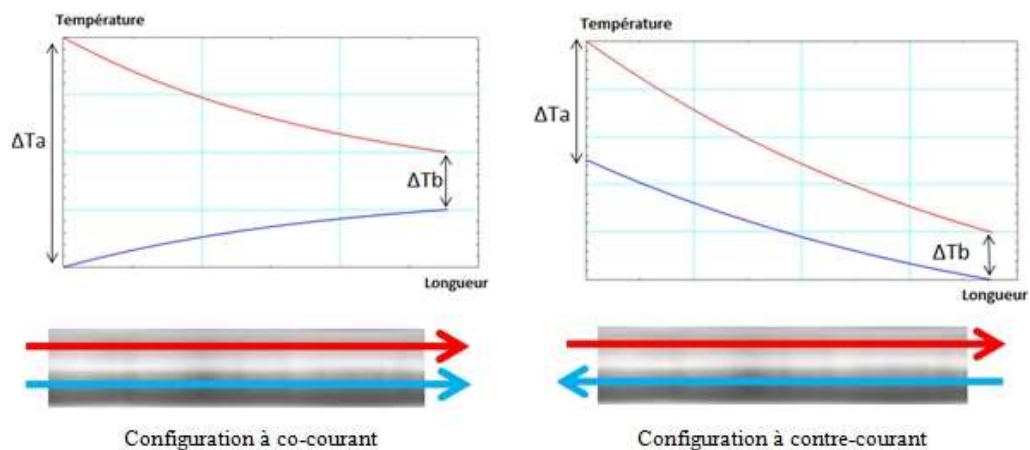


Figure 1-5 : Evolutions des températures au sein d'échangeur Co et contre-courant [8]

1.4.2 Echange monophasique et diphasique

✓ monophasique

Cela signifie que les fluides en présence restent sous une même et unique phase et ne changent pas d'état (ils restent uniquement à l'état gazeux ou liquide) : les échanges de chaleur se traduisent ainsi uniquement par une élévation ou une baisse de leur température. On parle alors d'échange sous forme de chaleur sensible.

La puissance échangée entre deux fluides à l'état monophasique, dépend essentiellement des trois critères suivants :

- ✓ Le débit massique des fluides
- ✓ Les propriétés thermo-physiques des fluides : masse volumique et chaleur spécifique
- ✓ L'écart de température que vont subir les fluides.

✓ Diphasique

Cela signifie que les fluides en présence vont changer d'état (ou de phase) entre l'entrée et la sortie de l'échangeur : les échanges de chaleur se traduisent ainsi presque uniquement par un changement d'état sans élévation ni baisse de leur température (pour les corps purs à pression constante). On parle alors d'échange sous forme de chaleur latente. Les changements de phase les plus fréquemment rencontrés dans le domaine des échangeurs de chaleur sont l'évaporation (Liquide \rightarrow Gaz) et la condensation (Gaz \rightarrow Liquide), notamment dans le domaine du génie climatique (cycle des pompes à chaleur pour la production de froid) et de la production d'énergie électrique (via un cycle de Rankine pour la production d'énergie mécanique puis électrique via un alternateur)

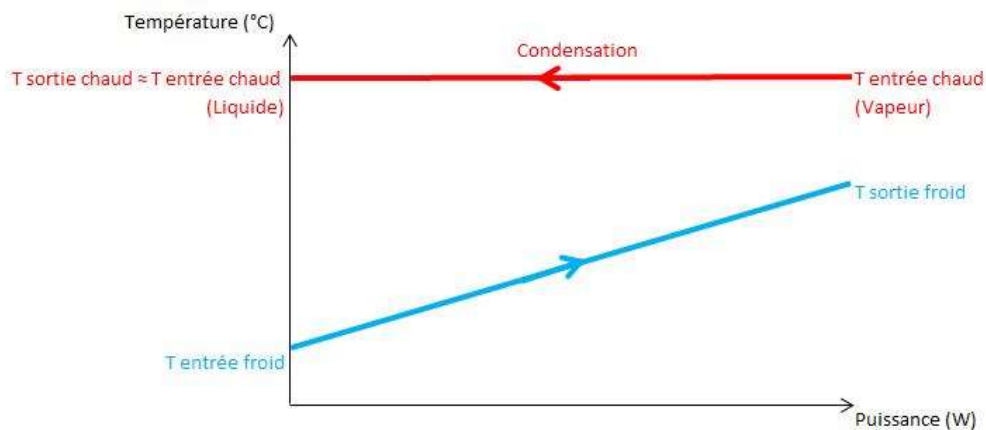


Figure 1-6 : Evolution des températures au sein d'un condenseur

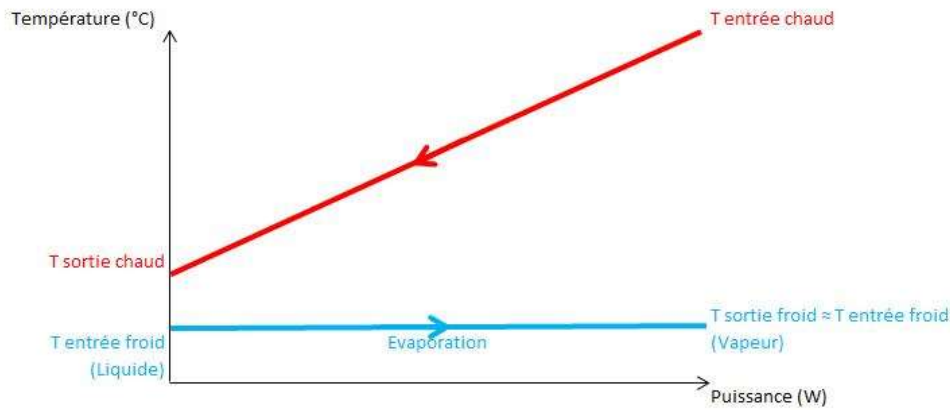


Figure 1-7 : Evolutions des températures au sein d'un évaporateur

1.4.3 Types d'échangeurs de chaleur

✓ Double pipe

Un échangeur de chaleur « double pipe » se compose d'un tube placé concentriquement à l'intérieur d'un autre tube d'un plus grand diamètre avec des raccords appropriés pour diriger le flux d'une section à l'autre. Un fluide s'écoule à travers le tube interne, et l'autre s'écoule à travers, l'espace annulaire, le tuyau interne est connecté par des Coudes en forme de U. Ces échangeurs peuvent être disposés dans divers arrangements (séries/parallèles) afin de répondre aux exigences en termes de puissances et pertes de charges. L'utilisation principale de l'échangeur « double pipe » est pour le chauffage ou le refroidissement sensible des fluides de traitement où les surfaces d'échanges sont restreintes (jusqu'à 50 m²). Cette configuration est très appropriée lorsque la pression des fluides qui y circulent est élevée, le principal inconvénient des échangeurs « double pipe » réside dans le fait qu'ils sont encombrants, par contre ces échangeurs de chaleur peuvent être utilisés dans des conditions d'encrassement sévères car ils sont simples à nettoyer et à entretenir. Afin d'augmenter les performances de ces échangeurs il est possible de multiplier le nombre de tubes internes et de disposer des ailettes sur la surface extérieure de ces tubes



Cross section view of bare tubes inside shell



Cross section view of fin tubes inside shell

Figure 1-8 : Type de section droite d'échangeur de chaleur double pipe [22]

✓ **Echangeur de type tubes et calandre**

Les échangeurs de chaleur tubes et calandre sont les échangeurs de chaleur les plus polyvalents. Ils sont utilisés dans différents procédés industriels, dans les centrales électriques conventionnelles et nucléaires, en tant que condenseurs, générateurs de vapeur dans les centrales thermiques à vapeur, ils sont également utilisés dans certains systèmes de climatisation et de réfrigération.

Les échangeurs de chaleur de type tubes et calandres fournissent des rapports de chaleur relativement importants par rapport à leur volume et leur poids et ils peuvent être facilement nettoyés. Ils offrent une grande flexibilité pour répondre à presque toutes les exigences de service. Les échangeurs de chaleur tubes et calandre peuvent être conçus pour des pressions élevées par rapport à l'environnement et des différences de pression élevées entre les deux fluides. Ces échangeurs de chaleur sont constitués de tubes à section circulaire montés dans une enveloppe cylindrique avec des tubes parallèles à la coque. Un fluide circule à l'intérieur des tubes, tandis que l'autre fluide circule à travers et le long de l'axe de l'échangeur. Les principaux composants de cet échangeur sont des tubes (faisceau de tubes), coque, tête frontale, tête arrière, chicanes et plaques tubulaires.

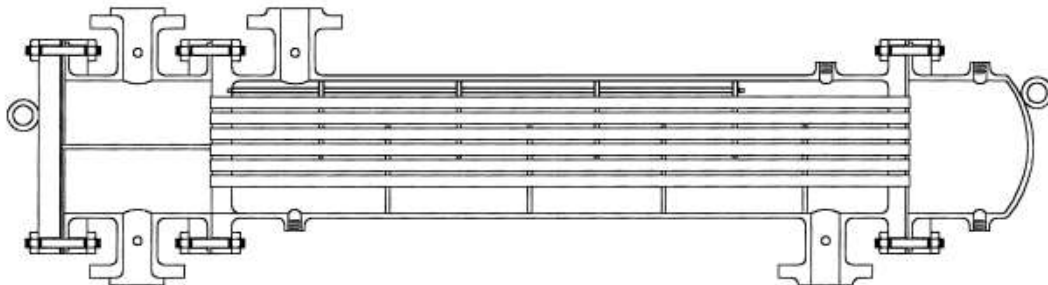


Figure 1-9 : Echangeur tubes et calandre [22]

✓ **Echangeurs compacts**

Les échangeurs de chaleur compacts de type à plaques et tubes à ailettes, sont généralement utilisés pour des applications où au moins un des fluides circulant est un gaz. La surface d'échange est augmentée par des ailettes afin de maximiser les performances. Les échangeurs de chaleur compacts sont largement utilisés dans l'industrie, en particulier en tant qu'échangeurs de chaleur gaz-gaz ou liquide-gaz ; par exemple les condenseurs et évaporateurs dans l'industrie de la climatisation et de la réfrigération, radiateurs d'automobiles,

refroidisseurs d'huile, et autres applications aéronautiques et spatiales. Les échangeurs de chaleur compacts sont également utilisés dans le processus de cryogénie, l'électronique, la récupération d'énergie, la conservation et la conversion, et dans d'autres industries.

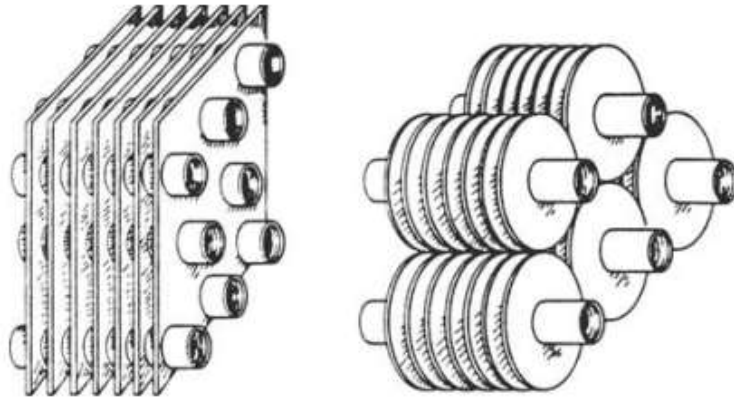


Figure 1-10 : Schéma montrant différentes configurations d'échangeur compact [22]

1.5 Les machines frigorifiques

L'équipement frigorifique fait aujourd'hui partie de la vie quotidienne, de par ses nombreuses applications qui vont de la conservation des produits alimentaires, pharmaceutiques et autres à la climatisation.

Ce qui suit présente une revue bibliographique concernant surtout l'évolution des moyens de production de froid, passant des voies les plus simples et naturelles à la conception et réalisation de machines frigorifiques très performantes, particulièrement celles utilisant des systèmes à absorption classiques sous diverses formes, en réfrigération, en pompe à chaleur, ou en thermofrigopompe.

1.5.1 Différentes méthodes de production du froid

1.5.1.1 Mélanges réfrigérants

La dissolution de certains solides ou liquides dans un solvant absorbe une quantité de calories équivalente à sa chaleur latente de fusion. Par exemple le mélange de Calcium avec la neige diminue la température de congélation de la solution obtenue de 0°C à -5°C.

1.5.1.2 Détente d'un gaz parfait :

Dans ce cas, le froid est produit par l'abaissement de s températures d'un gaz soumis à une détente avec ou sans production de travail extérieur

✓ Détente avec production du travail extérieur

Les gaz, en se détendant fournissent de l'énergie mécanique aux dépends de la chaleur qu'ils contiennent. Donc, suite à cette détente, la température diminue ce qui se traduit par une production de froid. Ce principe est appliqué dans les machines frigorifiques utilisées pour la liquéfaction des gaz difficilement liquéfiables tels que l'air ou ses composants.

✓ Détente sans production de travail extérieur

La détente s'effectue à partir du travail interne pris sur l'énergie interne. Si un gaz parfait peut se détendre librement sans fournir de l'énergie mécanique, sa température ne varie pas, mais en pratique on peut observer une légère variation des températures intermoléculaires ; c'est l'effet de Joule-Thomson.

1.5.1.3 Evaporation d'un liquide pur

C'est le procédé le plus utilisé pour la production du froid, il consiste à utiliser un gaz liquéfié qui s'évapore en absorbant la chaleur de la substance à refroidir. Cette substance lui

cède une certaine quantité de chaleur correspondante à la chaleur latente d'évaporation du liquide. Le procédé de production du froid, le plus fréquemment utilisé et basé sur ce principe, est celui où le fluide employé n'entre pas en contact direct avec la substance à refroidir et dans lequel le gaz est totalement recyclé. Ce procédé donne lieu à deux types de machines frigorifiques :

- ✓ machines à compression mécanique.
- ✓ Machines à compression thermique.

1.5.1.4 Réfrigération thermoélectrique

Ce type de réfrigération repose sur l'effet Peltier. Ce procédé consiste à faire passer un courant dans un sens donné, dans une jonction, entre deux surfaces conductrices de nature différentes (métaux ou semi-conducteur). Il en résulte un refroidissement dans l'une des parties de la jonction. C'est un moyen très simple, de faible rendement, utilisé notamment à bord des véhicules spatiaux et dans les petits réfrigérateurs de laboratoires [9]

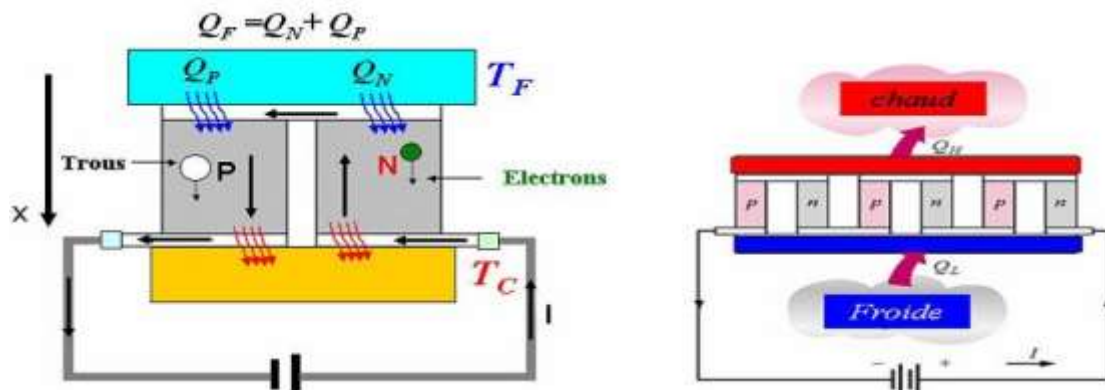


Figure 1-11: Schématisation du principe de refroidissement par effet Peltier [9]

1.5.2 Machines frigorifiques

Si les systèmes de production du froid sont actuellement nombreux et variés, alors le principe reste toujours le même, il s'agit d'extraire une quantité de chaleur Q_1 d'une source dite source utile à un niveau de température T_1 et injecter une quantité Q_2 à un autre niveau de température T_2 . [10]

Si T_1 est inférieure à celle de la source gratuite disponible (à température T_2), d'après le deuxième principe, un tel transfert reste impossible, l'apport d'une énergie est obligatoire. Suivant la nature de cette énergie mise en jeu (chaleur, travail) on distingue deux grandes catégories de machines :

- ✓ Machines à compression mécanique qui utilisent le travail comme énergie, elles fonctionnent entre deux sources de chaleur. À titre d'exemple les machines à changement de phase ou les machines à gaz.
- ✓ Machines à énergie thermique qui nécessitent un apport de chaleur comme énergie à un niveau de température T_3 . Ces machines fonctionnent généralement entre trois sources de chaleur (machines trithermes), à titre d'exemple les machines à sorption.

1.5.2.1 Machines à compression

A. Machines à changement de phase

Cette catégorie est la plus répandue, c'est d'ailleurs sur ce principe et avec le même cycle thermodynamique que fonctionnent la grande majorité des réfrigérateurs, des congélateurs mais aussi des climatiseurs individuels, des groupes frigorifiques de production d'eau glacée approvisionnant des batteries froides de centrales de traitement d'air, des pompes à chaleurs réversibles...

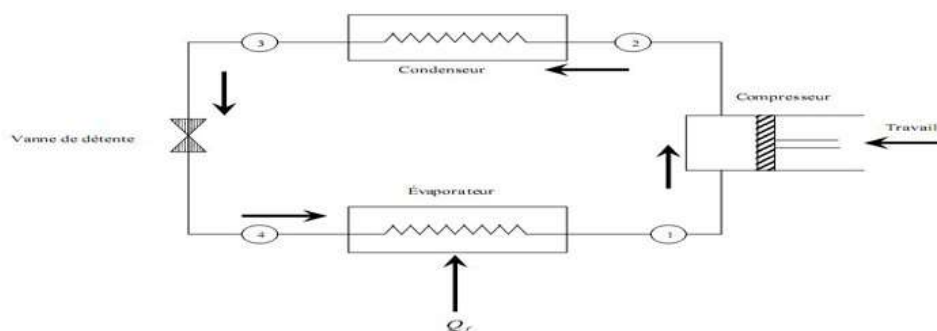


Figure 1-12: Schéma d'une machine frigorifique à compression

B. Machines à cycle de Joule

Dans le cas le plus simple, ces machines comportent un compresseur entraîné par un moteur, il est souvent couplé à une turbine où on récupère une partie d'énergie résultante de la détente du fluide. Cette énergie est considérée comme auxiliaire pour l'entraînement du compresseur. Le schéma de la machine et son cycle associé sont représentés respectivement, dans les figures 1-14 et 1-13, Par rapport aux machines à compression de vapeur, le rendement est plus faible, mais elles permettent de descendre à la température de liquéfaction de l'air ($-200\text{ }^{\circ}\text{C}$). Donc, ces machines ne peuvent concurrencer les machines à vapeur condensable. [11]

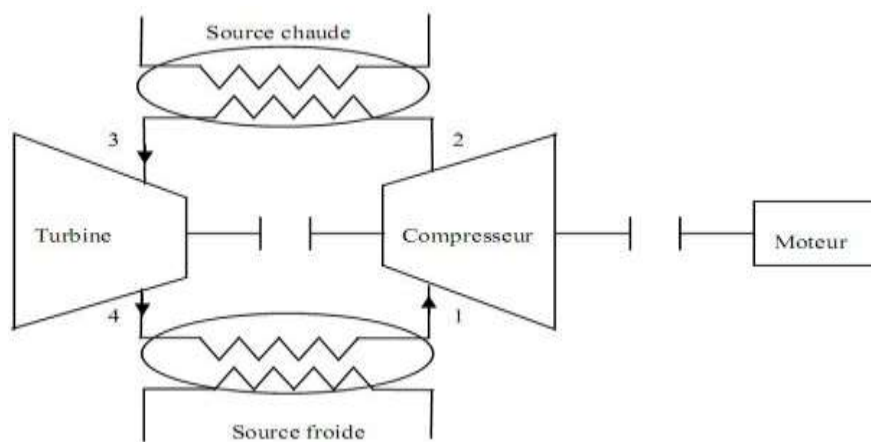


Figure 1-14: Schéma d'une machine frigorifique à gaz

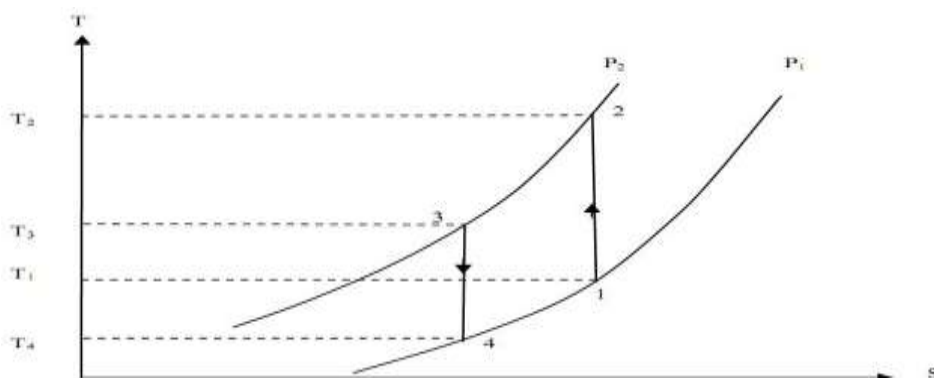


Figure 1-13: Cycle d'une machine à gaz sur le diagramme (T, S).

1.5.2.1.1 Fonctionnement

✓ L'évaporateur

Il consiste généralement en une tuyauterie, souvent en forme de serpent, à l'intérieur de laquelle s'évapore le fluide frigorigène afin de produire du froid.

La température du liquide en évaporation correspond à la pression qui règne dans l'évaporateur.

✓ **Un compresseur**

Il agit comme une pompe, son rôle est d'une part d'évacuer la vapeur du fluide frigorigène venant de l'évaporateur et de maintenir la pression requise à l'intérieur de celui-ci, d'autre part d'élever la pression de cette vapeur à un niveau suffisamment élevé et de l'envoyer au condenseur.

L'entraînement du compresseur est généralement assuré par un moteur électrique.

✓ **Un condenseur**

Il assure la liquéfaction de la vapeur comprimée chaude et transmise à un agent de refroidissement extérieur (air ou eau), ce qui permet sa liquéfaction. Le fluide, de nouveau à l'état liquide, revient à l'évaporateur pour être de nouveau utilisé.

✓ **Un détendeur**

Il est constitué d'une vanne qui règle le débit du fluide frigorigène retournant à l'évaporateur. La quantité soumise à l'évaporateur en un temps donné doit être égale à celle pouvant être vaporisée, ce qui correspond à la chaleur absorbée. Ainsi le détendeur permet de maintenir dans l'évaporateur et le condenseur les pressions et les températures les plus adaptées à l'installation considérée et aux conditions extérieures données.

1.5.2.2 Machines à énergie thermique

Ces machines sont le plus souvent rencontrées soit dans l'industrie soit dans les utilisations domestiques [12]

La sorption est le phénomène physique par lequel une substance se fixe, ou est incorporée dans une autre substance, qui est dans un état physique différent. Les technologies utilisant ce phénomène physique sont à l'heure actuelle les seules techniques commercialement disponibles. Plusieurs publications établissent un état de l'art de ces technologies. [13]

A. Machine à absorption

Le principe de fonctionnement d'une machine à absorption est le même que pour un système classique à compression, avec un fluide frigorigère qui se vaporise à basse température (production de froid) et se condense à plus haute température (rejet de chaleur). Le compresseur mécanique est remplacé par un compresseur thermochimique (desorbeur-absorbeur) qui utilise un couple réfrigérant liquide absorbant (solution saline) et une source de chaleur motrice [14]

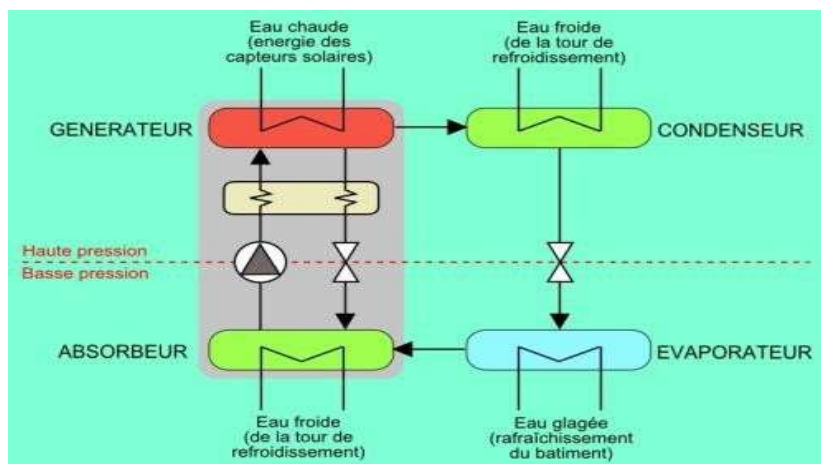


Figure 1-15: Schéma d'un groupe à absorption [17]

✓ **Système à absorption à simple effet**

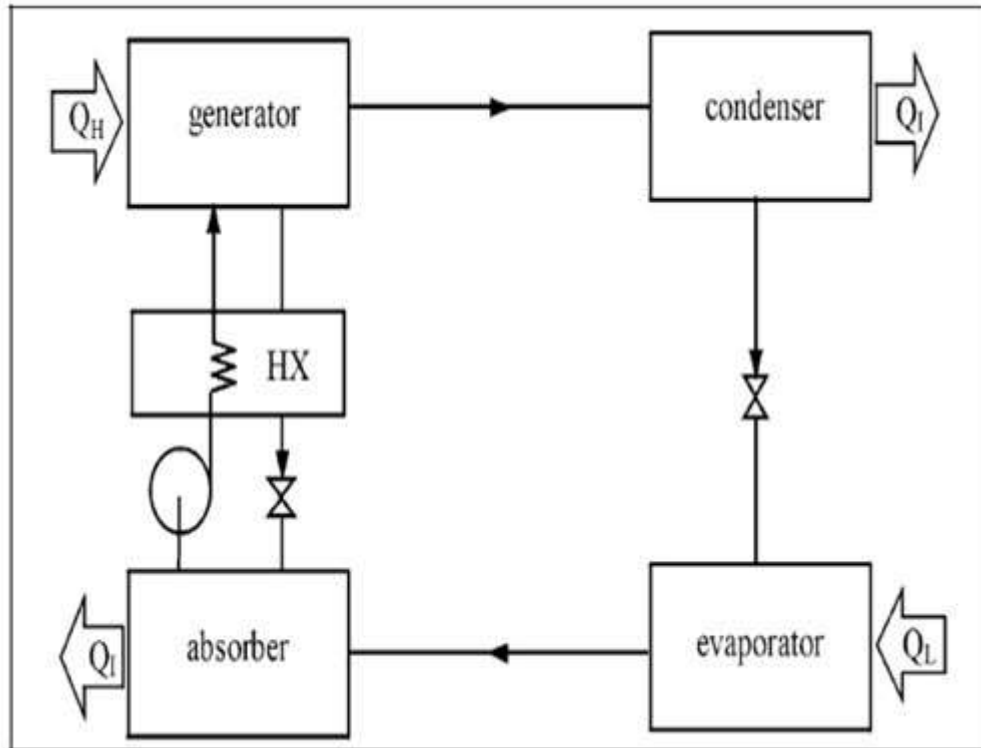


Figure 1-16 : Machine frigorifique à absorption à simple effet

✓ **Cycles frigorifiques à plusieurs effets**

L'objectif du cycle frigorifique à plusieurs effets est d'augmenter la performance du système à absorption, ou accroître leur domaine d'utilisation possible, en faisant usage de systèmes à étages, ou effets multiples. Les variantes possibles sont nombreuses surtout si l'intérêt porte sur la production simultanée de froid et de la chaleur (*thermo frigo pompes à titre d'exemple*). Le cycle frigorifique à absorption à double effet a été introduit durant la période allant de 1956 à 1958 [15]. La Figure ci-dessous montre un tel cycle utilisant le couple *LiBr/eau*, où la vapeur du réfrigérant générée par le générateur à premier effet est condensée à haute pression dans le générateur à second effet. Cependant la chaleur rejetée est utilisée pour produire une vapeur supplémentaire du réfrigérant à partir de la solution provenant du générateur à premier effet.

Si toute la vapeur du réfrigérant provenant du premier générateur se condense dans le second générateur, le *COP* du système devrait être deux fois celui du système à simple effet correspondant [16]

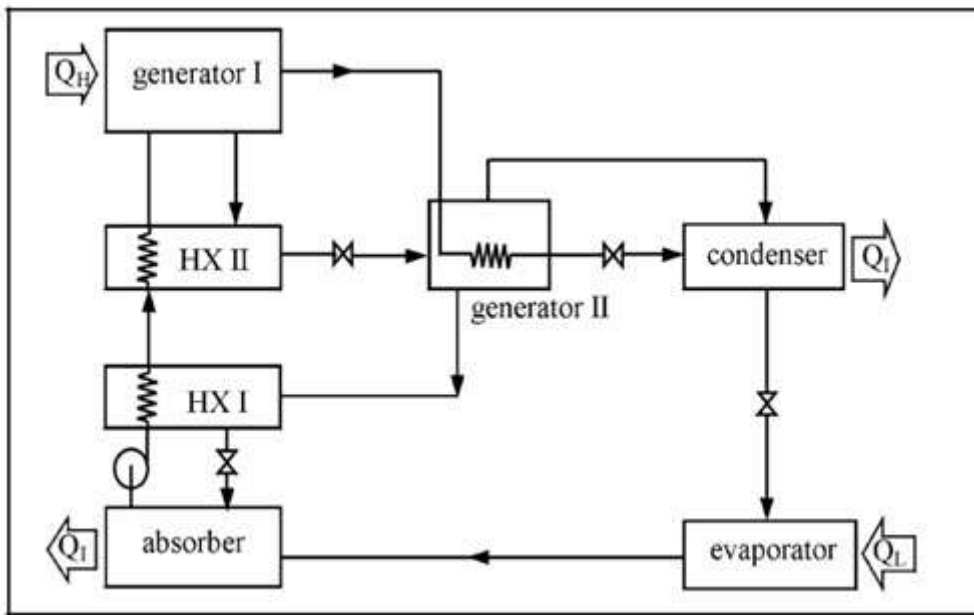


Figure 1-17: Cycle frigorifique à absorption à double effet

Lorsque le couple LiBr/eau est remplacé par eau/NH₃, la pression maximale dans le générateur à premier effet sera extrêmement haute, et le cycle à absorption à double effet sera configuré comme le montre la Figure ci-dessous (la chaleur d'absorption issue de l'absorbeur II est fournie au désorbeur I dans le but de contribuer au processus de séparation du réfrigérant).

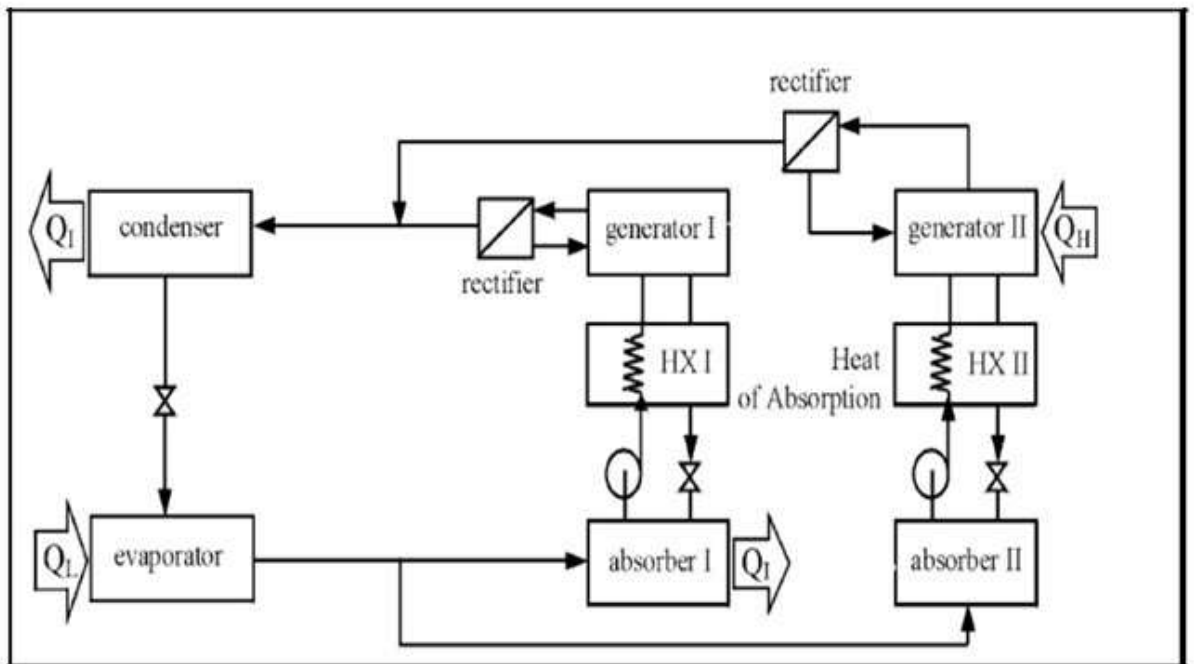


Figure 1-18: Cycle frigorifique à absorption à double effet opérant à deux niveaux de pression.

B. Machines à adsorption

Le principe de base du fonctionnement d'une machine frigorifique à adsorption reste le même que celui d'une machine à « compression mécanique » ou que celui d'une machine à absorption, c'est à dire :

- ✓ Circulation d'un fluide frigorigène
- ✓ Evaporation du fluide avec production de froid
- ✓ compression du fluide demandant un apport d'énergie
- ✓ Condensation du fluide avec production de chaleur

Cependant au niveau de la compression elle ne sera pas mécanique utilisant de l'électricité comme pour une machine à compression conventionnelle, mais elle sera thermochimique utilisant un apport calorifique ainsi qu'un sorbant comme pour les machines à absorption à la différence près, qu'ici le sorbant n'est pas un liquide mais un solide. Ceci nécessite quelques modifications au niveau du groupe de production de froid.

Description du cycle à adsorption

Comme dans toute machine frigorifique, on soutire de la chaleur au niveau de l'évaporateur à la source froide (ici, l'eau à refroidir) et on la restitue au niveau du condenseur à la source chaude (ici l'eau de refroidissement). A la différence des machines frigorifiques traditionnelles, la compression ainsi que la détente sont thermiques.

Fonctionnement

- ✓ ETAPE 1 : Chauffage et compression thermique
La chambre d'adsorption droite (dont l'adsorbant est saturé de vapeur de fluide frigorigène) est isolée et reçoit de la chaleur. La température de l'adsorbant augmente ainsi que sa pression.
- ✓ ETAPE 2 : Chauffage et désorption + Condensation
La chambre d'adsorption droite continue de recevoir de la chaleur tout en étant connecté au condenseur. La température de l'adsorbant continue d'augmenter ce qui induit la désorption de la vapeur. Cette vapeur désorbée à Haute Pression est liquéfiée dans le condenseur grâce à la circulation d'une eau de refroidissement qui correspond à la Source Chaude.

✓ ETAPE 3 : Refroidissement et baisse de pression

La chambre d'adsorption gauche (sans vapeur de fluide frigorigène) est isolée et refroidie par l'eau de refroidissement. La température de l'adsorbant diminue ce qui induit une baisse de pression. Équivalent de la détente pour les machines frigorifiques traditionnelles.

✓ ETAPE 4 : Refroidissement et adsorption + Evaporation

La chambre d'adsorption gauche continue de libérer de la chaleur tout en étant connectée à l'évaporateur ce qui y impose sa basse pression. La température de l'adsorbant continue de diminuer, ce qui induit l'adsorption de la vapeur (qui est exothermique). Cette vapeur adsorbée provient de la vaporisation effectuée dans l'évaporateur. La chaleur de vaporisation est prélevée à la Source Froide (ici, l'eau à refroidir).

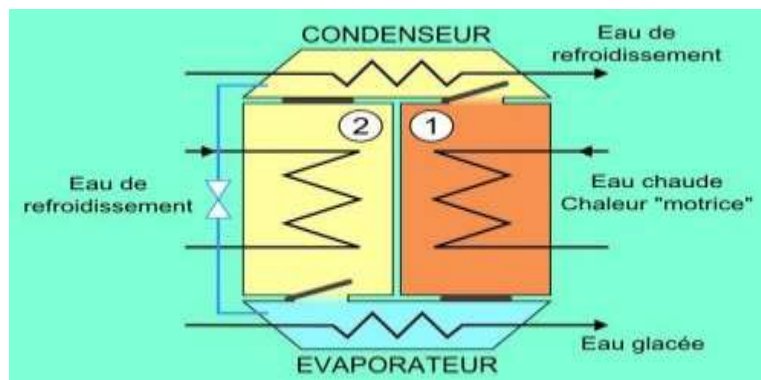


Figure 1-19: Schéma d'un groupe à adsorption [17]

Avantages de l'adsorption :

- ✓ les températures de l'eau chaude requises pour le fonctionnement du groupe à adsorption autorisent l'utilisation dans certains cas de capteurs plans.
- ✓ Le fluide frigorigène est inoffensif dans la quasi-totalité des installations.

Inconvénient de l'adsorption :

- ✓ Les groupes à adsorption sont plus chers, plus lourds et plus volumineux que les groupes à absorption et leur choix moins grand.

C. Dessiccation solide

Les systèmes de refroidissement par dessiccation sont des systèmes à cycle ouvert utilisant le réfrigérant en contact direct avec l'air. Le cycle de refroidissement est constitué d'une combinaison de refroidissement par évaporation et de déshumidification de l'air grâce à un matériau dessiccatif. Le seul réfrigérant pouvant être utilisé est l'eau.

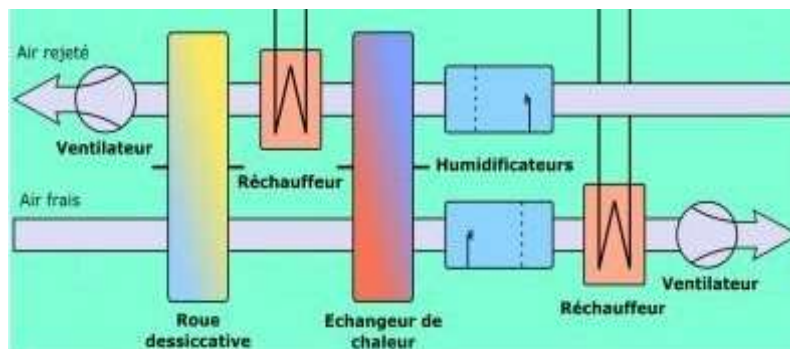


Figure 1-20: Schéma de l'installation et évolution de l'air dans le diagramme humide [17]

1.6 Le système à absorption

1.6.1 Bref rappel historique

Le principe de refroidissement par absorption a été démontré vers la fin du 19^{ème} siècle (1859), mise au point par un français, FERDINAND Carré [18], le fluide utilisé est un mélange binaire, il se compose d'eau et d'acide sulfurique, mais le fonctionnement se faisait de façon discontinue. Dix ans plus tard, FERDINAND Carré a adopté le mélange (eau/ammoniac) et il a obtenu par la même occasion un fonctionnement continu.

- ✓ Vers 1899, la théorie des mélanges fut établie par Duhem.
- ✓ De 1890 à 1900, de nombreuses machines à absorption sont installées dans l'industrie du pétrole et les installations de fabrication des produits chimiques.
- ✓ Dans les années 1900, les installations à compression mécanique prennent de plus en plus d'importance pour finalement dominer le marché devant le déclin de la machine à absorption.

Néanmoins, les recherches n'ont jamais cessé pour développer ce type de machines.

Les savants tels que PLANK, ALTENKIRCH, MAIURI ont contribué au perfectionnement de cette machine ; il faut citer aussi les travaux de Von Platen et MUNTERS sur le cycle à absorption-diffusion pour les réfrigérateurs à absorption sans pompe

Depuis, différents concepteurs, chercheurs et scientifiques parmi eux ALBERT Einstein ont essayé d'étudié et de perfectionné cette machine

L'essor de cette technologie est véritablement intervenu après la deuxième guerre mondiale.

- ✓ De 1950 à 1965, l'absorption connaît un succès commercial important, en particulier aux Etats-Unis ; deux couples sont alors en compétition : ammoniac/eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) et eau/bromure de lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$).
- ✓ En 1965 environ 30 % des machines de fortes puissances frigorifiques aux Etats-Unis utilisaient le principe de l'absorption (15 % en 1958)
- ✓ L'année 1970 marque le début de la production et de la commercialisation des groupes à absorption KWAZAKI machine utilise ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$), cycle à double effet avec un brûleur à gaz.

1.6.2 L'utilisation actuelle des machines à absorption dans le monde

Parmi les systèmes frigorifiques utilisant la chaleur dans toutes ces formes comme énergie motrice, l'impact sur l'environnement (effet de serre et réchauffement climatique), la flambée des prix de pétrole, la machine à absorption prend une place importante dans le marché du froid industriel.

Ses qualités d'utiliser différentes sources d'énergie et sa capacité de travail dans un silence relativement absolu font d'elle un excellent choix pour remplacer le système à compression mécanique.

On signale qu'au Japon les machines à absorption ont été fortement utilisées, leur utilisation à atteint en 1985 quatre-vingts pour cent (80%) du marché de refroidisseur d'eau de grandes puissances. Une contribution importante a été faite par le Professeur TAKAMOTO Saito de l'université du Tokyo, spécialement pour les systèmes à absorption en solution ($\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$).

Les constructeurs Japonais sont les premiers au monde dans le domaine d'absorption. Le nombre d'installations des réfrigérateurs à absorption vendus en 1996 a dépassé les 6600 unités ce qui représente un record mondial

Dans d'autres pays comme la Chine, la Corée ou l'Inde ; la demande de tels machines est en voie de développement d'une manière remarquable tant pour les applications domestiques qu'industrielles.

La Corée est le 3^{ème} producteur mondial de groupes à absorption, le nombre vendu en 1996 a dépassé les 1800 unités après le Japon et la Chine avec 2500 unités.

En Inde, Thermax est le premier constructeur de climatiseurs à absorption, il a fourni plus de 300 installations en 1997, la plupart fonctionnent à la vapeur.

En Europe, les écoles allemandes ont développé des centres de recherche qui ont abordé ce sujet ; ainsi qu'en France ; il existe aujourd'hui plusieurs installations de climatisation solaire à absorption, en Hollande, l'école de l'université technique de Delft, a commencé dès les années 80 en période de la crise pétrolière un programme de recherche qui a été matérialisé par des applications concrètes plus intéressantes dont bientôt trois en France (Banyuls, Diren en Guadeloupe et CSTB à Sophia Antipolis) [19]

Aux Etats-Unis, le laboratoire national de Oak Ridge (Tennessee) est l'un des centres de recherche les plus importants au niveau mondial.

Les importants constructeurs des machines à absorption sont classés selon leur pays dans le tableau :

Tableau 1-1: Les importants constructeurs des machines à absorption

Payes	Japon	Chine	Corée	Allemagne	Etats unis	hollande
constructeur	Yazaki	Broad	LG Machinery	Entropie	Carrier	Clibri-stork
	Sanyo		Kyung won centry	Hans Gtintner Gmbh absorptionskälte KG	York	
	Voltas				Trane	
	Ebara					
	Mitsubishi					
	Toshiba					
	Hitashi					
	Kawasaki					
	Takuma					

Les principaux domaines du froid industriel touchés par l'emploi de ces machines sont :

- ✓ Industrie agroalimentaire (conditionnement, entrepôts, abattoirs, séchoirs, pour les produits carnés, de la mer et les végétaux)
- ✓ Industrie chimique et pétrochimique (liquéfaction des gaz, séparation...)
- ✓ Intégré à une unité de cogénération pour produire chaleur et froid
- ✓ Loisirs (patinoire)
- ✓ Réfrigération et stockage.

1.6.3 Choix des fluides

Ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatile que l'autre. Ces deux combinaisons (absorbant-réfrigérant) ont déjà trouvé un emploi étendu dans les applications de conditionnement d'air :

1.6.3.1 Le mélange eau/ammoniac (H_2O/NH_3)

L'ammoniac étant le fluide frigorigène et l'eau c'est l'absorbant.

Dans la machine à absorption, ce mélange permet d'accéder aux températures négatives.

1.6.3.2 Le mélange bromure de lithium/eau ($LiBr/ H_2O$)

L'eau étant le fluide frigorigène et le bromure de lithium c'est l'absorbant.

Cette dernière combinaison semble la plus prometteuse pour les applications solaire parce que :

- ✓ Elle entraîne des coefficients de performances plus élevés aux températures de fonctionnement typiques des systèmes solaire.
- ✓ Elle nécessite des pressions de fonctionnement plus basses, permettant ainsi des puissances de pompage plus faibles.

Les principaux inconvénients du système eau/bromure de lithium sont :

- ✓ Risque de congélation de cette combinaison.
- ✓ Cherté du bromure de lithium.

Ces deux couples sont adaptés à être utilisés pour assurer la fourniture d'eau glacée et d'eau chaude sur un bâtiment classique.

Ces fluides doivent répondre aux conditions fondamentales suivantes :

- ✓ Avoir des propriétés thermodynamiques satisfaisantes.
- ✓ Avoir de bonnes propriétés de transfert de chaleur et de masse.

1.6.4 Principe de fonctionnement

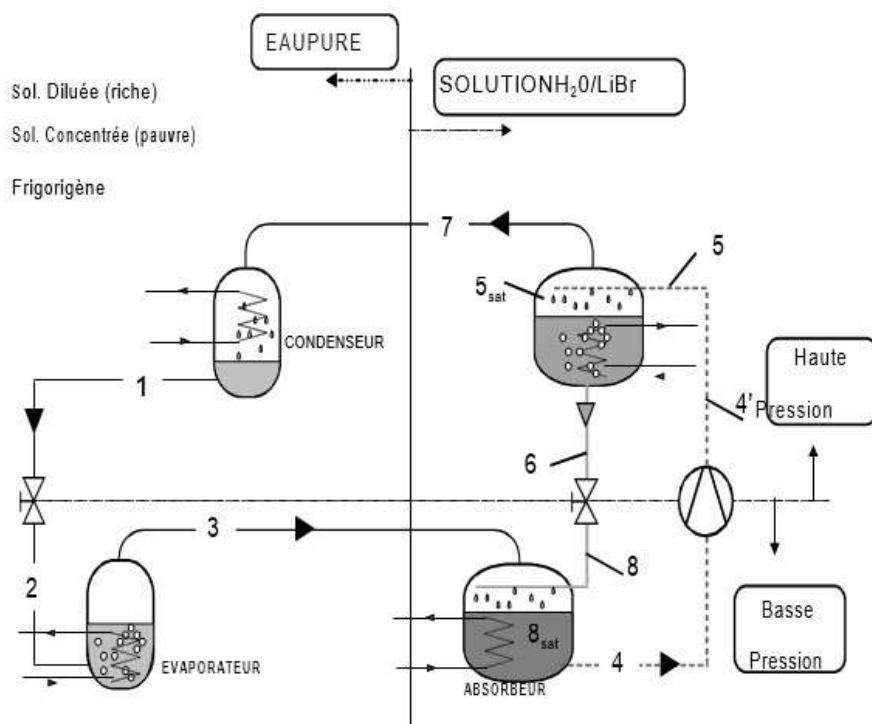


Figure 1-21: Structure d'une machine frigorifique à absorption

✓ **Le condenseur**

Composant analogue à celui des machines à compression de vapeur. C'est la température T_m du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation et donc la pression dans l'ensemble désorbeur-condenseur.

La condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation Q_{cond} la température T_m .

Le trajet 7 – 1 correspondant comprend une phase de désurchauffe, la condensation ainsi qu'un éventuel sous refroidissement.

✓ **L'évaporateur**

À la sortie de du condenseur (1), le frigorigène liquide subit un laminage à travers le détendeur (1-2) puis s'évapore produisant la puissance frigorifique Q_{evap} . La température d'évaporation et par suite la pression dans l' ensemble évaporateur-absorbeur est fixée par la température T_b de la source froide. Notons la présence d'une éventuelle surchauffe en sortie de cet échangeur.

✓ **Bouilleur ou désorbeur**

La solution diluée [riche en frigorigène] (5) y reçoit la quantité de chaleur $Q_{\text{dés}}$ à une température T_h ce qui provoque la désorption partie du frigorigène (7) et une solution concentrée [pauvre en frigorigène] (6). Cet organe effectue une concentration (trajet 5-6)) du sorbant (X_{libr}) ou un appauvrissement en frigorigène ($x_{\text{H}_2\text{O}}$) suivant la convention choisie.

✓ **L'absorbeur**

La vapeur issue de l'évaporateur 3 y rencontre la solution concentrée [pauvre] provenant du désorbeur 8, elle est absorbée par cette solution, qui s'enrichit en frigorigène.

La chaleur Q_{abs} dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température T_m . En sortie d'absorbeur 4, on obtient ainsi une solution diluée [riche] .Ce composant effectue donc une délitation (trajet8-4) du sorbant (X_{libr}).

La différence de pression entre l'ensemble absorbeur/évaporateur (BP) et désorbeur/condenseur

(HP) nécessite en outre :

- ✓ La présence des deux détendeurs sur les circuits frigorigène (1-2) et solution concentrée (6-8).
- ✓ La présence d'une pompe sur le circuit de la solution diluée [riche] (4-4°)

Notons que le travail effectué par cette pompe est nettement inférieur à celui d'un compresseur.

1.6.5 Construction du cycle et utilisation des diagrammes thermodynamiques :

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

Dans ce diagramme, les isotitres sont sensiblement des droites. La droite de concentration 0% correspond à l'équilibre liquide/vapeur de l'eau pure.

La richesse de l'isotitre est définie par rapport à la concentration massique en bromure de lithium.

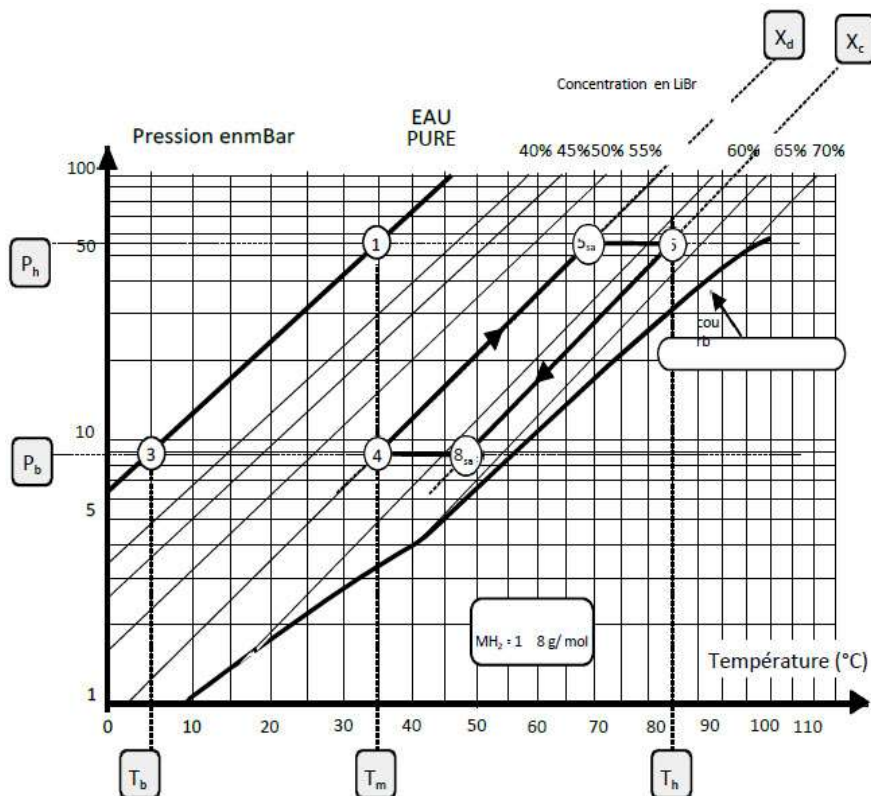


Figure 1-22: Représentation des points caractéristique du cycle à absorption diagramme d'Oldham, couple H₂O/LiBr

1.6.5.1 Pressions de fonctionnement

Les températures des sources T_m (environnement) et T_b (production du froid) fixent les deux pressions P_h et P_b . Ces deux pressions correspondent à la pression de vapeur saturante de l'eau (isotitre $X_{\text{libr}}=0$) aux températures T_m (point 1) et T_b (point 3).

1.6.5.2 Variation du titre au cours du cycle

Le titre X_c de la solution concentrée [pauvre] en sortie de désorbeur est donné par l'intersection de l'isotherme T_h et l'isobare P_h (point 6) d'une manière analogique, le titre X_d de la solution diluée [riche] en sortie d'absorbeur correspond à l'intersection de l'isotherme T_m et de l'isobare P_b (point 4).

1.6.5.3 Titre et température de la solution à l'entrée du désorbeur

Le désorbeur reçoit la solution diluée [riche] issue de l'absorbeur, après que celle-ci ait traversé la pompe (4-4°) ce liquide sous-refroidi, ne peut pas être représenté sur le diagramme de Oldham, ou ne figurent que des états d'équilibre liquide /vapeur si la compression est supposée isotherme, le titre et la température sont ici connus et restent identiques au titre et à la température du point 4. À son entrée dans le désorbeur, le liquide sera donc tout d'abord réchauffé jusqu'à la température $T_{5\text{sat}}$ donnée par l'intersection de l'iso titre X_d et l'isobare P_h . La désorption commencera alors au point 5 Sat ainsi défini.

Si le diagramme de Oldham permet d'avoir une bonne représentation de l'installation, il ne permet ni l'étude énergétique, ni le dimensionnement de la machine. Ces objectifs requièrent l'utilisation du diagramme de Meckel (concentration, enthalpy)

Le diagramme de Meckel permet une étude complète de la machine à absorption, car en plus des informations données par le diagramme de Oldham, il renseigne ce qui est fondamental pour les calculs, sur les enthalpies de la solution liquide (ou absorbant) et de la vapeur du soluté (ou absorbant).

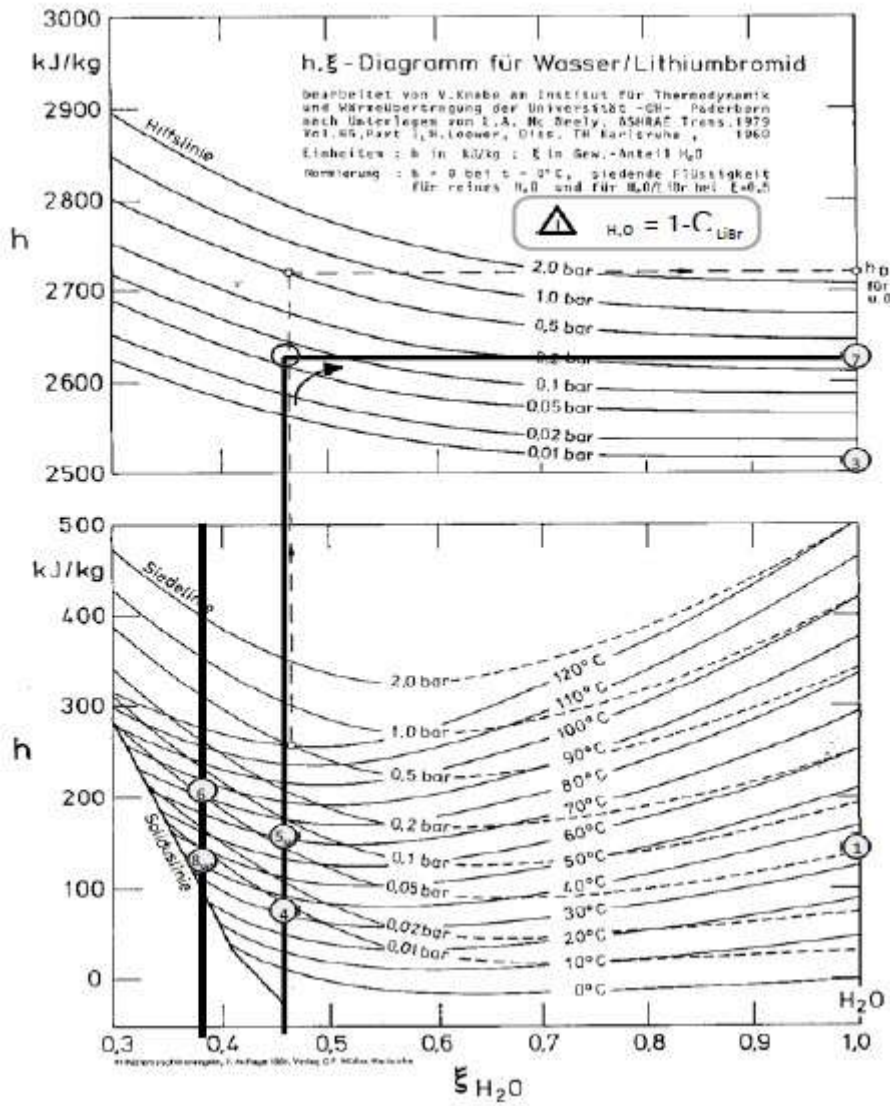


Figure 1-23 : Diagramme de Meckel du couple H₂O/libr

CHAPITRE 2 : BANC D'ESSAIS DE LA POMPE A CHALEUR A COMPRESSION DE VAPEUR

Dans ce chapitre nous allons présenter le banc d'essais destiné à être converti en une machine à absorption solaire. Essentiellement, les puissances de l'évaporateur et du condenseur sont estimées en se basant sur leurs dimensions et paramètres géométriques.

La figure 2.1 montre le banc d'essais et ses différents éléments.

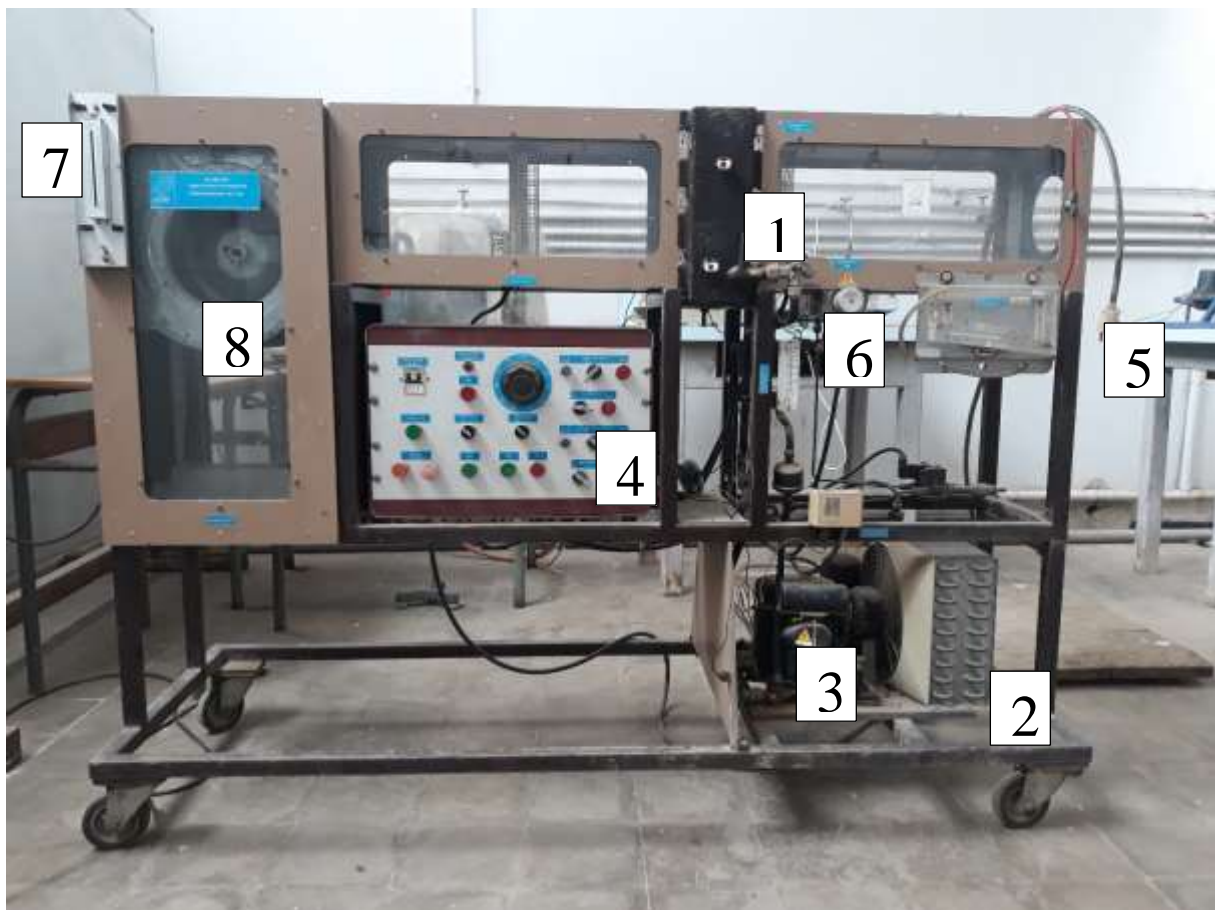


Figure 2-1 : Photo illustrant le banc d'essais

Le banc d'essais comprend principalement

- 1- Evaporateur
- 2- Condenseur
- 3- Compresseur
- 4- Panneau de contrôle des données et de mesure
- 5- Débitmètre
- 6- Manomètre
- 7- Thermomètre
- 8- Ventilateur

2.1 Analyse thermique et vérification des dimensions de l'évaporateur

Comme montre la figure 2.2, l'évaporateur du banc d'essais est un échangeur compact de type tubes circulaire à plaques rectangulaires. Le tableau 2.1 montre les paramètres géométriques et les dimensions de l'évaporateur.

2.1.1 Estimation de la puissance frigorifique

La puissance de cet évaporateur estimé en respectant les conditions de confort standards et la température est $q_E = 5.62 \text{ kW}$



Figure 2-2: Photo illustrant l'évaporateur

Tableau 2-1: Paramètres géométriques et dimensions de l'évaporateur

Paramètre	Valeur
d_o (mm)	9
d_i (mm)	8
N_T	27
P_t (mm)	21.5
P_l (mm)	21
t_f (mm)	0.2
S (mm)	3
L_1 (mm)	272.5
L_2 (mm)	99
L_3 (mm)	283

Les fonctions de cet échangeur sont :

- ✓ Refroidir et déshumidifier l'air ambiant
- ✓ Evaporer l'eau s'écoulant à travers les tubes

Les conditions d'entrée et de sortie de l'évaporateur sont :

- Entrée :
 - Eau à l'état mélange saturé $T_{c,i} = 10^\circ C$
 - Air atmosphérique $T_{h,i} = 33,7^\circ C$, $p = 101,3 \text{ kPa}$, $\phi_1 = 70\%$
- Sortie :
 - Eau à l'état de vapeur saturée $T_{c,o} = 10^\circ C$
 - Air atmosphérique $T_{h,o} = 21^\circ C$, $p = 101,3 \text{ kPa}$, $\phi_2 = 60\%$

Le dimensionnement de cet échangeur doit être fait en tenant compte du transfert de chaleur et de masse qui a lieu lors de la condensation de l'air humide sur les parois de l'échangeur [20]

$$A_E = \frac{q_E}{h_d \cdot \eta_{ms} \cdot \Delta h_m} \quad 2-1$$

q_E : Charge frigorifique

$$q_E = 5.62 \text{ kW}$$

A_E : Surface d'échange extérieure

h_d : Coefficient de transfert de masse surfacique

η_{ms} : Rendement des ailettes

Δh_m : Différence d'enthalpie logarithmique moyenne

$$\dot{m}_E = \frac{q_{evap}}{hg(10^\circ C) - hf(10^\circ C)} = 0,00229 \text{ kg/s}$$

Les diamètres intérieurs et extérieurs sont : $d_i = 8 \text{ mm}$ et $d_o = 9 \text{ mm}$.

Les paramètres géométriques de l'évaporateur présentés dans le tableau 2.1 sont rappelés comme suit :

- espace vertical entre les centres des tubes : $P_t = 21.5 \text{ mm}$
- espace horizontal entre les centres des tubes : $P_l = 21 \text{ mm}$
- l'épaisseur des ailettes : $t_f = 0,2 \text{ mm}$
- espace entre les ailettes : $s = 3 \text{ mm}$

• **Calcul de h_d**

$$h_d = \frac{h_o}{c_p} \quad 2-2$$

h_o : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($W/m^2 \cdot K$)

c_p : Capacité calorifique de l'air ambiant ($J/kg \cdot K$)

$$h_o = j \cdot G \cdot c_p \cdot \left(\frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}\right)^{-\frac{2}{3}} \quad 2-3$$

G : vitesse massique

μ : viscosité dynamique

λ : Conductivité thermique

j : Facteur de Colburn

Avec

$$j = 0,134 \cdot Re_d^{-0,319} \cdot \left(\frac{s}{l_f}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{s}{t_f}\right)^{0,1134} \quad 2-4$$

Re_d : Nombre de Reynolds

$$Re_d = \frac{G \cdot d_o}{\mu} \quad 2-5$$

$$G = \frac{\rho \cdot u}{\sigma} \quad 2-6$$

Avec : $\sigma = 0,443$

Sachant les propriétés de l'air à la température 33.7°C :

$$\rho_{air}(33,7^\circ C) = 1,15 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_{air}(33,7^\circ C) = 1,877 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$C_{pa}(33,7) = 1,006 \text{ kJ/kg}$$

$$k_{air}(33,7) = 0,02689 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

Ainsi, les valeurs des différents paramètres sont :

$$G = 18,187 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$Re_d = 9628.41$$

$$j = 0,00785$$

$$h_o = 193.97 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$h_d = 192.42 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

- **Calcul de Δh_m [21]**

$$\Delta h_m = \frac{\Delta h_1 - \Delta h_2}{\ln\left(\frac{\Delta h_1}{\Delta h_2}\right)} \quad 2-7$$

$$\Delta h_1 = h_{\infty 1} - h_{w2} \quad 2-8$$

$$\Delta h_2 = h_{\infty 2} - h_{w1} \quad 2-9$$

$h_{\infty 1}$: Enthalpie de l'air loin de la paroi à l'entrée

$h_{\infty 2}$: Enthalpie de l'air loin de la paroi à la sortie

h_{w1} : Enthalpie de l'air proche de la paroi à l'entrée

h_{w2} : Enthalpie de l'air proche de la paroi à la sortie

Ces enthalpies peuvent être calculées à l'aide des relations suivantes :

$$h_{w1} = C_{pa} \cdot T_{w1} + \omega(T_{w1}, \phi_1) \cdot (h_f(T_{w1}) + h_{fg}(T_{w1})) \quad 2-10$$

$$h_{w2} = C_{pa} \cdot T_{w2} + \omega(T_{w2}, \phi_2) \cdot (h_f(T_{w2}) + h_{fg}(T_{w2})) \quad 2-11$$

$$h_{\infty 1} = C_{pa} \cdot T_{h,i} + \omega(T_{h,i}, \phi_1) \cdot (h_f(T_{r1}) + h_{fg}(T_{r1}) + C_{pv} \cdot (T_{h,i} - T_{w1})) \quad 2-12$$

$$h_{\infty 2} = C_{pa} \cdot T_{h,o} + \omega(T_{h,o}, \phi_2) \cdot (h_f(T_{r2}) + h_{fg}(T_{r2}) + C_{pv} \cdot (T_{h,o} - T_{w2})) \quad 2-13$$

$\omega(T, \phi)$: Humidité spécifique à la température T et l'humidité relative ϕ

$i_f(T)$: Enthalpie de liquide saturé à la température T

$i_{fg}(T)$: Enthalpie de vaporisation à la température T

T_w : Température de la paroi

T_r : Température de rosée

$$T_{w1} = 7,9^\circ\text{C}$$

$$T_{w2} = 7,04^\circ\text{C}$$

Détermination des températures de rosée et l'humidité spécifique

$$T_r = T_{sat}(P_v) \quad 2-14$$

$$P_v = \phi \cdot P_{sat}(T_\infty) \quad 2-15$$

Pour $T_\infty = T_{h,i}$ et $T_\infty = T_{h,o}$ nous obtenons respectivement les températures de rosée suivantes :

$$T_{r1} = 27,46^\circ\text{C}$$

$$T_{r2} = 12,95^\circ\text{C}$$

Et par la suite on obtient les valeurs des humidités spécifiques :

$$\omega(T_{w1}, \phi_1) = 0,00477$$

$$\omega(T_{w2}, \phi_2) = 0,00367$$

$$\omega(T_{h,i}, \phi_1) = 0,02335$$

$$\omega(T_{h,o}, \phi_2) = 0,00930$$

Par des interpolations on trouve:

$$h_f(T_{r1}) = 115,121 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{fg}(T_{r1}) = 2435,873 \text{ kJ/kg}$$

$$h_f(T_{r2}) = 54,393 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{fg}(T_{r2}) = 2470,229 \text{ kJ/kg}$$

$$h_f(T_{w1}) = 33,16 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{fg}(T_{w1}) = 2482,71 \text{ kJ/kg}$$

$$h_f(T_{w2}) = 29,55 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{fg}(T_{w2}) = 2404,74 \text{ kJ/kg}$$

Finalement on obtient

$$\Delta h_m = 41.2 \text{ kJ/kg}$$

Calcul de η_{ms} [21]

Le rendement des ailettes peut être calculé à l'aide de la relation suivante :

$$\eta_{ms} = 1 - \frac{A_f}{A_o} \cdot (1 - \eta_m) \quad 2-16$$

A_f : Surface des ailettes

A_o : Surface totale

Avec :

$$\frac{A_f}{A_o} = 0,989$$

η_m : Rendement d'une seule ailette

$$\eta_m = \frac{\tanh(m \cdot L)}{m \cdot L} \quad 2-17$$

$$m^2 = \frac{2U_p}{kt} \quad 2-18$$

$$U_p = \frac{h}{1 + hR''_f} \quad 2-19$$

A partir des relations 2.17, 2.18 et 2.19 on trouve :

$$m = 91,23$$

$$\eta_{ms} = 0,7$$

Et finalement on obtient la surface d'échange totale :

$$A_E = 1.84 \text{ m}^2$$

2.2 Analyse thermique et vérification des dimensions du condenseur

Comme montre la figure 2.3, le condenseur du banc d'essais est un échangeur compact de type tubes circulaire à plaques rectangulaires. Le tableau 2.2 montre les paramètres géométriques et les dimensions de l'évaporateur.

2.2.1 Estimation de la puissance frigorifique

La puissance de cet évaporateur estimé en respectant les conditions de confort standards et la température est $q_c = 5.7 \text{ kW}$



Figure 2-3 : Photo illustrant le condenseur

Tableau 2-2: Paramètres géométriques et dimensions du condenseur

Paramètre	Valeur
d_o (mm)	9.9
d_i (mm)	9
N_T	36
P_t (mm)	21.5
P_l (mm)	21
t_f (mm)	0.2
S (mm)	4
L_1 (mm)	289
L_2 (mm)	121
L_3 (mm)	272

Les fonctions de cet échangeur sont :

- ✓ Condenser l'eau
- ✓ Evacuer la chaleur provenant de la condensation vers le milieu extérieur
 - Entrée :
 - Eau à l'état vapeur surchauffée $T_{h,i} = 45^\circ C$
 - Air $T_{c,i} = 33,7^\circ C$
 - Sortie :
 - Eau à l'état de vapeur saturée $T_{c,o} = 20^\circ C$
 - Air $T_{h,o} = 45^\circ C, p = 101,3 \text{ kPa}$

La surface d'échange sera calculée comme suit [22] :

$$A_c = \frac{q_c}{U_o \cdot \Delta T_{lm}} \quad 2-20$$

q_{cond} : Chaleur issue de la condensation de l'eau

U_o : Coefficient d'échange de chaleur globale basé sur la surface d'échange extérieure

ΔT_{lm} : Différence de température logarithmique moyenne

Les diamètres intérieurs et extérieurs sont : $d_i = 9 \text{ mm}$ et $d_o = 9.9 \text{ mm}$.

Les paramètres géométriques de l'évaporateur présentés dans le tableau 2.1 sont rappelés comme suit :

- espace vertical entre les centres des tubes : $P_t = 21.5 \text{ mm}$
- espace horizontal entre les centres des tubes : $P_l = 21 \text{ mm}$
- l'épaisseur des ailettes : $t_f = 0,2 \text{ mm}$
- espace entre les ailettes : $s = 4 \text{ mm}$

On a :

$$q_C = \dot{m}_C \cdot (h_{gen} - h_f(20^\circ C)) \quad 2-21$$

$$q_C = 5.7 \text{ kW}$$

• **Calcul de U_o [22]**

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{h_i \cdot A_i} + R_{fi} \cdot \frac{A_o}{A_i} + R_w \cdot A_o + \frac{R_{fo}}{\eta_o} + \frac{1}{h_o \cdot \eta_o} \quad 2-22$$

h_i : Coefficient d'échange interne

h_o : Coefficient d'échange externe

A_o : Surface d'échange extérieure

A_i : Surface d'échange intérieure

R_w : Résistance thermique des tubes

R_{fi} : Résistance thermique due à l'encrassement interne des tubes

R_{fo} : Résistance thermique due à l'encrassement externe des tubes

✓ **Calcul de h_o**

En suivant la méthode de calcul de l'évaporateur pour le calcul de h_o on obtient :

$$h_o = 168,73 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

✓ **Calcul de h_i**

Pour le calcul h_i on utilise la corrélation de SHAH [22]

$$h_{i_m} = h_l \cdot \left(0,55 + \frac{2,09}{p_r^{0,38}} \right) \quad 2-23$$

h_l : Coefficient d'échange pour un écoulement en phase liquide utilisant la corrélation de Dittus-Boelter

$$h_l = 0,023 \cdot \left[\frac{G \cdot (1-x) \cdot d_i}{\mu_l} \right]^{0,8} \cdot \frac{P_{r_l}^{0,4} \cdot \lambda_l}{d_i} \quad 2-24$$

p_r : Pression réduite

$$p_r = \frac{p}{p_c} \quad 2-25$$

Les propriétés thermodynamique à la température 45° sont :

$$\mu_l = 0,000597 P_a \cdot s$$

$$\lambda_l = 0,6347 W/m \cdot K$$

$$P_{r_l} = 3,93$$

Et finalement on obtient :

$$h_l = 38,36 W/m^2 \cdot K$$

$$h_{i_m} = 1539,72 W/m^2 \cdot K$$

✓ **Calcul de A_o/A_i**

$$\frac{A_o}{A_i} = 15,39$$

✓ **Calcul de η_o**

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} \cdot (1 - \eta) \quad 2-26$$

$$\frac{A_f}{A_o} = 0,932$$

$$\eta = \frac{\tanh(m \cdot L)}{m \cdot L} \quad 2-27$$

$$m^2 = \frac{2U_p}{kt} \quad 2-28$$

$$U_p = \frac{h}{1 + hR''_f} \quad 2-29$$

A partir des relations 2.27, 2.28 et 2.29 on trouve :

$$\eta = 0,974$$

$$\eta_o = 0,975$$

En appliquant la relation (3.40)

$$U_o = 69,66 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- Calcul de ΔT_{lm}

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}}\right)} \cdot F \quad 2-30$$

En estimant $F = 0,7$ pour les échangeurs à contre courants [23]

$$\Delta T_{lm} = 14,67^\circ\text{C}$$

En appliquant la relation (3.38) et en estimant $R''_{fi} = 0,00018$ et $R''_{fo} = 0,00035$ [24]

$$A_C = 2.02 \text{ m}^2$$

En conclusion, les étapes de conversion à être appliquées au banc d'essais ont été considérées dans les chapitres 3 et 4 et sont résumées comme suit :

- ✓ Enlèvement du compresseur et son remplacement par trois échangeurs de chaleur; à savoir l'absorbeur, le générateur et le récupérateur, étant les éléments essentiels d'une installation à absorption.
- ✓ Calcul et sélection d'une pompe de circulation le mélange LiBr-H₂O.
- ✓ Calcul des paramètres du cycle thermodynamique de l'installation proposée à absorption solaire.
- ✓ Dimensionnement de l'absorbeur, du générateur et du récupérateur.
- ✓ Faire la conception et établir les plans des différents échangeurs (absorbeur, générateur et récupérateur) à l'aide du logiciel SolidWorks.

CHAPITRE 3 : ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU NOUVEAU BANC D'ESSAIS A ABSORPTION SOLAIRE

Nous avons opté pour le couple réfrigérant Bromure de Lithium/Eau (LiBr/H₂O) car il ne semble pas avoir un impact négatif sur l'environnement.

Dans ce chapitre nous allons détailler le calcul des paramètres thermodynamiques du cycle.

Le système est constitué de 8 organes présentés comme suit :

- Cinq échangeurs de chaleur : un absorbeur, un récupérateur, un générateur, un condenseur et un évaporateur.
- Une pompe de circulation
- Deux vannes de détente isenthalpique

La figure 3.1 montre le fonctionnement du cycle et les différents points thermodynamiques à identifier.

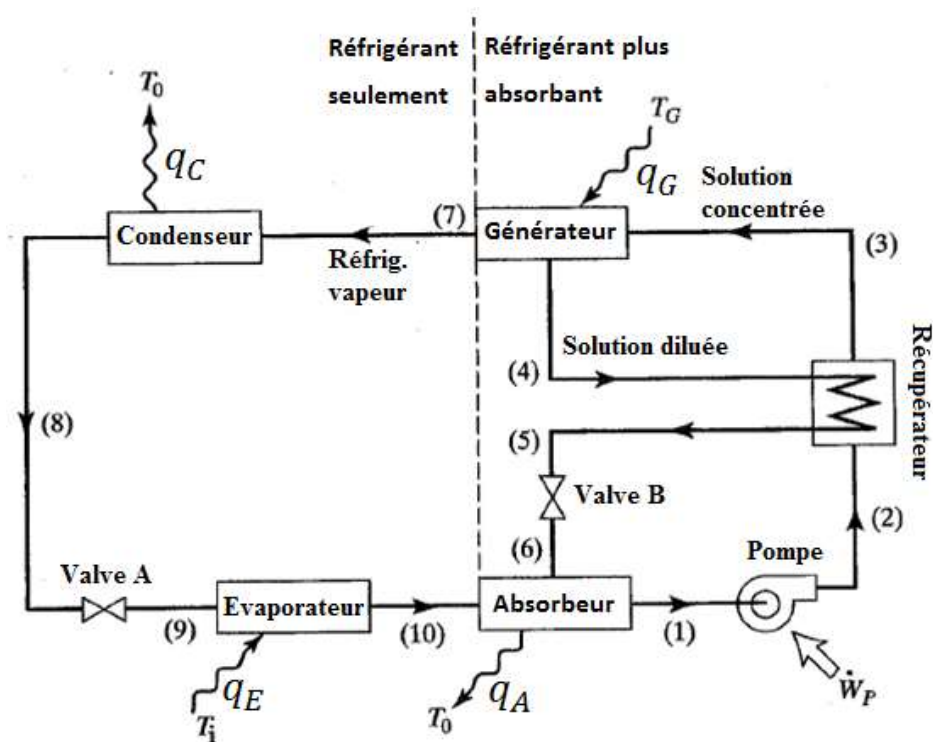


Figure 3-1: Schéma montrant le fonctionnement d'un cycle à absorption

3.1 Analyse thermodynamique

Pour identifier les différents points du cycle thermodynamique, on fait appel au premier principe de la thermodynamique et la conservation de la masse

✓ Absorbeur

A partir du principe de la conservation de la masse au niveau de l'absorbeur on obtient les équations suivantes :

$$\begin{aligned}\dot{m}_1 &= \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \\ \dot{m}_1 X_1 &= \dot{m}_6 X_6\end{aligned}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} \frac{X_6}{X_6 - X_{10}} \quad 3-1$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 \frac{X_1}{X_6} \quad 3-2$$

L'équation qui permet de calculer la puissance au niveau de l'absorbeur est :

$$q_A = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_1 h_1 \quad 3-3$$

✓ La pompe

A partir du principe de conservation de la masse on obtient :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad 3-4$$

Ainsi on obtient :

$$X_2 = X_1 \quad 3-5$$

En négligeant le travail de la pompe on obtient la relation suivante :

$$h_2 = h_1 \quad 3-6$$

✓ **Le récupérateur**

$$X_3 = X_2 \quad 3-7$$

$$X_5 = X_4 \quad 3-8$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad 3-9$$

$$h_3 = h_2 \quad 3-10$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 \quad 3-11$$

$$h_5 = h_4 \quad 3-12$$

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 \quad 3-13$$

✓ **Le générateur**

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad 3-14$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_6 \quad 3-15$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{10} \quad 3-16$$

$$q_G + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 \quad 3-17$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad 3-18$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_6 \quad 3-19$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{10} \quad 3-20$$

$$q_G + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 \quad 3-21$$

✓ **La valve b**

$$X_6 = X_5 \quad 3-22$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 \quad 3-23$$

✓ **Le condenseur**

$$X_8 = X_7 \quad 3-24$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 \quad 3-25$$

$$q_C = \dot{m}_7(h_8 - h_7) \quad 3-26$$

✓ **La valve (a)**

$$X_9 = X_8 \quad 3-27$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_8 \quad 3-28$$

$$h_9 = h_8 \quad 3-29$$

✓ **L'évaporateur**

$$X_{10} = X_9 \quad 3-30$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad 3-31$$

$$\dot{m}_{10} = \frac{q_E}{h_{10} - h_8} \quad 3-32$$

3.2 Propriétés thermodynamiques du couple LiBr/H₂O

Dans ce qui suit nous présentons les corrélations pertinentes pour le calcul des propriétés thermodynamiques et physiques de la solution binaire composée de l'eau et du bromure de lithium.

- ✓ Corrélation entre l'enthalpie h , la température T , et la concentration X [25]

$$h = \sum_{n=0}^4 A_n X^n + T \sum_{n=0}^4 B_n X^n + T^2 \sum_{n=0}^4 C_n X^n \quad 3-33$$

- ✓ Corrélation entre la température, la concentration et la température de réfrigérant [25]

$$T = \sum_0^3 B'_n X^n + T' \sum_0^3 A'_n X_n \quad 3-34$$

- ✓ Corrélation entre la température de réfrigérant et la pression d'équilibre [25]

$$T' = -\frac{2E}{D + (D^2 - 4E(C - \log P))^{0.5}} - 273.15 \quad 3-35$$

- ✓ Corrélation de la chaleur spécifique en fonction de la concentration, interpolation polynomiale de la courbe utilisée à partir

$$C_p = aX^2 + bX + c \quad 3-36$$

- ✓ Corrélation de la masse volumique en fonction de la température et la concentration [26]

$$\rho = \sum_0^3 \sum_0^4 A_{ji}(T) j X^i \quad 3-37$$

- ✓ Corrélation de conductivité thermique en fonction de la température et la concentration [27]

$$k = \frac{[A(T) + B(T)X + C(T)X^2]}{1000} \quad 3-38$$

Avec

$$\begin{cases} A(T) = a_1 + a_2(T + 273.15) + a_3(T + 273.15)^2 \\ B(T) = b_1 + b_2(T + 273.15) + b_3(T + 273.15)^2 \\ C(T) = c_1 + c_2(T + 273.15) + c_3(T + 273.15)^2 \end{cases}$$

- ✓ Corrélation de viscosité dynamique en fonction de la température et concentration [28]

$$\mu = \frac{e^B}{1000} \quad 3-39$$

3.3 Détermination des paramètres du cycle thermodynamique

3.3.1 Les pressions et les débits de fonctionnement du cycle

Les premiers paramètres qui ont été fixés sont les températures d'évaporation et de condensation. Afin de maximiser l'écart de température entre l'eau et l'air ambiant, et d'assurer une pression d'évaporation acceptable, nous avons opté pour une température d'évaporation :

$$T_{evap} = 10^{\circ}C$$

Nous avons fixé une température de condensation

$$T_{cond} = 20^{\circ}C$$

Nous pouvons déduire par la suite les deux étages de pression du cycle thermodynamique, la basse pression étant égale à

$$P_{sat}(T_{evap}) = 1,7051 \text{ kPa}$$

Et la haute pression égale à

$$P_{sat}(T_{cond}) = 2,339 \text{ kPa}$$

Connaissant ces deux pressions nous pouvons déterminer les températures et les enthalpies aux points 8,9 et 10 comme suit :

$$\begin{cases} T_8 = T_{cond} \\ T_9 = T_{10} = T_{evap} \end{cases} \text{ et } \begin{cases} h_8 = h_9 = h_f(T_8) \\ h_{10} = h_g(T_{10}) \end{cases}$$

Par la suite, en se basant sur la puissance de l'évaporateur, $q_E = 5.62 \text{ kW}$, nous pouvons calculer le débit au point (10) :

$$\dot{m}_{10} = 0.00229 \text{ kg/s}$$

En utilisant les équations 21, 24 et 27, on trouve :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = 0.00229 \text{ kg/s}$$

Pour déterminer les paramètres thermodynamiques à savoir, à la sortie de l'absorbeur, l'entrée et la sortie du générateur (points 1,3 et 4), on devrait trouver les valeurs de concentration du couple LiBr-H₂O, et cela à l'aide du diagramme Oldham et Meckel présenté dans le chapitre 1.

✓ **La sortie de la pompe**

La seule propriété inconnue à la sortie de la pompe est la température T_2 , prise égale à celle de l'entrée de la pompe T_1 , car les deux points ont la même concentration et la même enthalpie (travail de la pompe négligé)

$$T_2 = T_1$$

✓ **L'entrée de la valve (B)**

À ce stade, toutes les propriétés des points 2, 3 et 4 sont déterminées. Pour obtenir les propriétés du point 5, nous utilisons la relation (13) pour déterminer l'enthalpie h_5 , ensuite, nous pouvons déduire la température T_5 .

✓ **L'entrée du condenseur**

La température aux deux sorties du générateur est la même, ainsi :

$$T_7 = T_4$$

Maintenant, ayant déterminé la température, et sachant que le fluide passant par ce point est une vapeur saturée, nous pouvons facilement déterminer l'enthalpie h_7 :

$$h_7 = h_g(T_7)$$

3.4 Résultats

Les résultats du calcul thermodynamique sont présentés dans le tableau ci-dessous :

Tableau 3-1: paramètres thermodynamiques des différents points du cycle

Point	Pression P, (kPa)	Concentration X, (%)	Température T, (°C)	Enthalpie h, (kJ/kg)	Débit massique \dot{m} , (kg/s)
1	1,7051	45	30	56,69	0,0229
2	2,339	45	30	56,69	0,0229
3	2,339	45	35	103,13	0,0229
4	2,339	50	45	122,09	0,02061
5	2,339	50	32	70,48	0,02061
6	1,7051	50	32	64,48	0,02061
7	2,339	0	45	2574,3	0,00229
8	2,339	0	20	83,96	0,00229
9	1,7051	0	10	83,96	0,00229
10	1,7051	0	10	2528,9	0,00229

3.4.1 Performance du cycle

Le COP (Coefficient Of Performance) du cycle thermodynamique est donné par :

$$COP = \frac{q_e}{q_g} = 0.7$$

Où, q_g est la puissance au niveau du générateur donnée par

$$q_g = m_7 h_7 + m_4 h_4 - m_3 h_3 = 7.04 \text{ kW}$$

CHAPITRE 4 : CONCEPTION DE L'INSTALLATION A ABSORPTION SOLAIRE

Le dimensionnement des différents composants de l'installation a été fait en fonction de la puissance requise. Dans ce chapitre nous détaillerons le dimensionnement des échangeurs de chaleur constituant le cycle de réfrigération par absorption ; à savoir, l'absorbeur, le générateur, et le récupérateur, ainsi que la surface requise des capteurs solaires.

4.1 Calcul et dimensionnement de la surface du capteur solaire

Le type de capteur plan choisi est le capteur sous vide. L'expression de la surface totale de capteur est donnée par la relation [29]:

$$A = \frac{q}{q_s'' \cdot \eta} \quad 4-1$$

Avec :

A : Surface totale

q : Puissance calorifique à fournir :

$$q_G = 7.04 \text{ kW}$$

q_s'' : Flux solaire reçu par le capteur

η : Rendement du capteur

4.1.1 Calcul des différents flux solaires

$$q_s'' = G_b \cdot \cos(\theta) + \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \cdot G_{d,h} + \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \cdot \rho_r \cdot G_h \quad 4-2$$

β : Angle d'inclinaison du panneau solaire.

ρ_r : Coefficient de réflexion qui sera pris égal à une valeur moyenne de 0,3 [30]

θ : Angle d'incidence

G_h : L'irradiation globale sur une surface horizontale donnée par le site de la NASA

G_b : L'irradiation directe

$G_{d,h}$: L'irradiation diffuse horizontale

✓ Calcul de G_b , $G_{d,h}$ et G_h

Pour le calcul de ces irradiances la méthode utilisée est la méthode basée sur l'indice de clarté K

$$K = \frac{G_h}{G_{sc,h}} \quad 4-3$$

Tableau 4-1: Valeur d'indice de clarté pour région de Dar El-Beidha [31]

Mois	Jan.	Fév.	Mars	Avr.	Mai	Juin	Juil.	Aout	Sept.	Oct.	Nov.	Déc.
K	0,524	0,548	0,564	0,578	0,586	0,622	0,629	0,623	0,609	0,566	0,517	0,495

$$\frac{G_{d,h}}{G_h} = \begin{cases} 1 - 0,249 \cdot K & \text{pour } K < 0,35 \\ 1,557 - 1,84 \cdot K & \text{pour } 0,35 \leq K \leq 0,75 \\ 0,177 & \text{pour } K > 0,75 \end{cases} \quad 4-4$$

$$G_b = \begin{cases} -520 + 1800 \cdot K & \text{pour } 0,3 < K \leq 0,85 \\ 0 & \text{pour } K < 0,3 \end{cases} \quad 4-5$$

Les valeurs de K sont comprises entre 0,3 et 0,85 donc les résultats sont donnés par le tableau :

$$G_b = -520 + 1800 \cdot K \quad 4-6$$

$$\frac{G_{d,h}}{G_h} = 1,557 - 1,84 \cdot K \quad 4-7$$

Tableau 4-2: Valeurs calculées des flux solaires calculées à partir des relations 4.4 et 4.5 du flux solaire diffus

Mois	Jan.	Fév.	Mars	Avr.	Mai	Juin	Juil.	Aout	Sept.	Oct.	Nov.	Déc.
------	------	------	------	------	-----	------	-------	------	-------	------	------	------

G_h (W/m^2)	103,4	140,9	187,1	237,1	270,4	300	297	268,3	220	159,1	109,5	89,58
----------------------	-------	-------	-------	-------	-------	-----	-----	-------	-----	-------	-------	-------

4.1.2 Calcul de la surface totale du capteur :

Le rendement du capteur peut être calculé par la relation suivante [32]:

$$\eta = \eta_0 - a_1 \cdot \frac{(T_m - T_{ext})}{q_s''} - a_2 \cdot \frac{(T_m - T_{ext})^2}{q_s''} \quad 4-8$$

η_0 : Rendement optique du capteur qui sera pris égale à 0,642

a_1, a_2 : Coefficient de transfert thermique caractérisant les pertes de chaleur par convection et rayonnement

$$a_1 = 0,89$$

$$a_2 = 0,001$$

T_m : Température moyenne du fluide caloporteur entre l'entrée et la sortie du capteur

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2}$$

T_{ext} : Température de l'air ambiant

Durant le mois d'Août on a les données suivantes :

$$T_e = 33,7$$

$$T_s = 100^\circ C$$

$$q_s'' = 612 W/m^2$$

$$\dot{Q}_{gen} = 7.04 \text{ Kw}$$

Donc en appliquant les relations (4.1) et (4.6), nous obtenons :

$$\eta = 0,598$$

$$A = 19.23 \text{ m}^2$$

4.2 Dimensionnement de l'absorbeur

On désire ici à dimensionner un absorbeur à serpentin à film ruisselant utilisé dans une machine à absorption opérant avec le couple H₂O/LiBr et délivrant une puissance thermique de 5.62 kW.

Les propriétés physico-chimiques du mélange sont calculées à partir des corrélations mentionnées dans le chapitre 3

On considère que le mélange entre la vapeur d'eau et la solution de Bromure de Lithium, respectivement les points 10 et 6 de la figure 3.1 se fait selon un processus adiabatique avant que la solution issue du mélange échange sa chaleur avec l'eau de refroidissement. La température de mélange T_{eq} , peut être déterminée en appliquant le principe de conservation de l'énergie:

$$q_A = 5,82 \text{ Kw}$$

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_{eq} h_{eq} \quad 4-9$$

$$X_{eq} = X_1 \quad 4-10$$

$$T_{eq} = 62 \text{ C}$$

✓ **Entrée :**

- mélange eau + bromure de lithium $T_{h,i} = T_{eq} = 62^\circ\text{C}$ et $X(1) = 45\%$

- eau liquide $T_{c,i} = 29^\circ\text{C}$, $P = 101,3 \text{ kPa}$

✓ **Sortie :**

- mélange eau + bromure de lithium $T_{h,o} = 30^\circ\text{C}$ et $X(1) = 45\%$

- eau liquide $T_{c,o} = 36^\circ\text{C}$, $P = 101,3 \text{ kPa}$

Les propriétés de l'eau de refroidissement à T_{moy} sont :

$$C_p = 4,178 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\rho = 994,872 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu = 7,57 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$k = 0,6161 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

La vitesse dans le tube du serpentin est obtenue comme suit :

$$m = \frac{Q}{C_p \Delta T} \quad 4-11$$

$$m = 0,2786 \text{ Kg/s}$$

$$V = \frac{m}{s} = 1,38 \text{ m/s}$$

- **Calcul du nombre de Reynolds :**

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad 4-12$$

- **Nombre du nombre de Prandtl :**

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad 4-13$$

- **Calcul du nombre de Nusselt :**

$$Nu = 0.023 Re^{0,85} \left(\frac{r_i}{R}\right)^{0,1} Pr^{0,4} \quad 4-14$$

- **Calcul du coefficient de convection interne h_i :**

$$h_i = \frac{Nu d_i}{k} \quad 4-15$$

A partir des relations 4.12, 4.13, 4.14 et 4.15 on trouve les résultats suivants :

$$Re = 25470,75$$

$$Pr = 5,13$$

$$Nu = 223,84$$

$$h_i = 9850,56 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$$

✓ **Calcul du coefficient de convection externe :**

$$Nu_s = \frac{h_o \delta}{k_s} \quad 4-16$$

• **Calcul du nombre de Reynolds :**

$$Re_s = \frac{4\Gamma}{\mu s} \quad 4-17$$

Débit de film :

$$\Gamma = \frac{m s}{2\pi d_e} = 0,082 \text{ kg/m.s} \quad 4-18$$

• **Calcul de Nusselt :**

$$Nu = 0,0614 Re_s^{0,533} Pr_s^{0,344} \quad 4-19$$

A partir des relations 4.16, 4.17, 4.18 et 4.19 on trouve les résultats suivant :

$$Re = 72,406$$

$$\Gamma = 0,082 \text{ kg/m.s}$$

$$Nu = 2,11$$

$$h_o = 1489,68 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ \text{C}$$

✓ **Calcul du coefficient d'échange globale U :**

$$U = \frac{1}{h_i} + r_i \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k_{cuiivre}} + \frac{1}{h_o} \quad 4-20$$

$$U = 2561,1 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ \text{C}$$

Donc :

$$Q = US\Delta T_{TLM}$$

$$S = \frac{Q}{U\Delta T_{TLM}} = 0,18 \text{ m}^2$$

Et finalement on peut déduire la longueur du tube L :

$$L = \frac{S}{\pi d_e} = \frac{0,18}{\pi \times 0,016} = 3,5 \text{ m}$$

4.3 Le dimensionnement du générateur

On a

$$q_g = m_7 h_7 + m_4 h_4 - m_3 h_3$$

$$q_g = 5,98 \text{ kW}$$

✓ **Entrée :**

- mélange eau + bromure de lithium $T_{c,i} = 49^\circ\text{C}$

- eau liquide $T_{c,i} = 78^\circ\text{C}$

✓ **Sortie :**

- mélange eau + bromure de lithium $T_{h,o} = 55^\circ\text{C}$

- eau liquide $T_{c,o} = 70^\circ\text{C}$

Les propriétés de l'eau de refroidissement à T_{moy} sont :

$$C_p = 4,089 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\rho = 975,88 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu = 0,000383 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$k = 0,65 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}}\right)} \quad 4-21$$

$$\Delta T_{LM} = 21^\circ\text{C}$$

✓ **Calcul de h_o**

$$h_o = \frac{Nu \cdot k}{D} = 1330,81 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad 4-22$$

Avec

$$Pr = 2,4$$

- **Calcul de Nusselt :**

$$Nu = 0,125 \times R_a^{\frac{1}{3}} \quad 4-23$$

Avec :

$$R_a = G_r \times P_r \quad 4-24$$

$$G_r = \frac{\beta l^3 \Delta T g \rho^2}{\zeta^2} = 2,28 \times 10^{11} \quad 4-25$$

A partir des relations 4.22, 4.23, 4.24 et 4.25 on trouve :

$$R_a = 5,4 \times 10^{11}$$

$$Nu = 1023,7$$

$$h_o = 1330,81 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ \text{C}$$

- ✓ **Calcul de h_i :**

$$h_i = \frac{Nu \times k}{D_i} = 7037,18 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ \text{C} \quad 4-26$$

- **Calcul du nombre de Reynolds :**

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad 4-27$$

$$m = \frac{Q}{C_p \Delta T} \quad 4-28$$

$$m = 0,18 \text{ Kg/s}$$

$$v = 1,16 \text{ m/s}$$

- **Calcul du nombre de Nusselt :**

$$Nu = 0,023 \times Re^{0,8} Pr^{0,33} = 151,57 \quad 4-29$$

A partir des relations 4.26, 4.27, 4.28 et 4.29 on trouve :

$$Re = 4137,93$$

$$Nu = 151,57$$

$$h_i = 7037,18 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ \text{C}$$

- ✓ **Calcul du coefficient d'échange global U :**

$$U = \frac{1}{h_i} + r_i \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k_{\text{cuivre}}} + \frac{1}{h_o}$$

$$U = 1112,66 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ \text{C}$$

- **La surface d'échange :**

$$Q = US\Delta T$$

$$S = \frac{Q}{U\Delta T} = \frac{5,98 \times 10^3}{1112,66 \times 21} 0,24 \text{ m}^2$$

Et finalement on peut déduire la longueur du tube L :

$$L = \frac{S}{\pi d_e} = 4,77 \text{ m}$$

4.4 Dimensionnement du récupérateur

Cet échangeur diminue la puissance requise par le générateur par le préchauffage de la solution issue de l'absorbeur, et ceci par l'utilisation d'une partie de la solution issue du générateur.

Le type d'échangeur choisi est de type tube et calandre

- Entrée :
 - mélange eau + bromure de lithium $T_{c,i} = 30^\circ \text{C}$, $X(2) = 45\%$
 - mélange eau + bromure de lithium $T_{h,i} = 45^\circ \text{C}$, $X(4) = 50\%$
- Sortie :
 - mélange eau + bromure de lithium $T_{c,o} = 35^\circ \text{C}$, $X(3) = 45\%$
 - mélange eau + bromure de lithium $T_{h,o} = 32^\circ \text{C}$, $X(5) = 50\%$

- ✓ **La surface d'échange totale**

$$A_{rec} = \frac{q_{rec}}{U_o \cdot \Delta T_{lm}} \quad 4-31$$

$$\text{Avec : } q_{rec} = 1,06 \text{ kW}$$

Assumant les diamètres extérieurs et intérieurs suivant :

$$d_o = 9 \text{ mm}$$

$$d_i = 8 \text{ mm}$$

Estimant les coefficients d'échange de chaleur externe et interne [22] :

$$h_{o_{estimé}} = 1000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$h_{i_{estimé}} = 250 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

En supposant les résistances d'encrassement suivantes [33] :

$$R_{fo} : 0,00009 \text{ m} \cdot \text{K/W}$$

$$R_{fi} : 0,00009 \text{ m} \cdot \text{K/W}$$

On utilise cette relation :

$$\frac{1}{U_o} = \frac{d_o}{h_i \cdot d_i} + R_{fi} \cdot \frac{d_o}{d_i} + R_{fo} + \frac{1}{h_o} \quad 4-32$$

On trouve:

$$U_{oc} = 181,81 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$U_{of} = 175,71 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot \text{K}$$

U_{oc} : Coefficient d'échange global en négligeant l'encrassement

U_{of} : Coefficient d'échange global en incluant les résistances d'encrassement

Ensuite :

Estimant $F = 0,9$ [34] :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \right)} \cdot F \quad 4-33$$

$$\Delta T_{lm} = 4,47$$

Puis on trouve :

$$A_{f_{estimé}} = 1,34 \text{ m}^2$$

$$A_{c_{estimé}} = 1,3 \text{ m}^2$$

$$O_s = \frac{A_{f_{estimé}}}{A_{c_{estimé}}} - 1 = 3,07\%$$

- **Estimation du diamètre de la calandre**

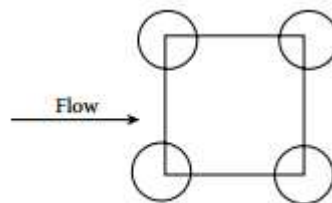
$$D_{s_{estimé}} = 0,637 \cdot \sqrt{\frac{CL}{CTP}} \cdot \left(\frac{A_{of} \cdot P_R^2 \cdot d_o}{L} \right)^{\frac{1}{2}} \quad 4-34$$

$$N_{t_{estimé}} = 0,785 \cdot \left(\frac{CTP}{CL} \right) \cdot \left(\frac{D_s}{P_R \cdot d_o} \right)^2 \quad 4-35$$

Pour estimer le diamètre de la calandre il est nécessaire de fixer la configuration de l'échangeur et de supposer une certaine longueur

Configuration choisie :

- **Square pitch 90°** : arrangement des tubes carrés $CL = 1$



- **one tube pass** : $CTP = 0,9$
- **Pitch ratio** : $P_R = 1,337$
- **Longueur supposée** : $L = 0,3 \text{ m}$

Ainsi nous trouvons :

$$D_{s_{estimé}} = 0,162 \text{ m}$$

$$N_{t_{estimé}} \cong 28$$

La configuration choisie est :

$$D_{s_{estimé}} = 0,160 \text{ m}$$

$$N_{t_{estimé}} \cong 26$$

✓ **Calcul de la surface totale d'échange**

- Calcul de h_o

$$h_o = 0,36 \cdot (Re_s)^{0,55} \cdot \left(\frac{c_{p_{moy}} \cdot \mu_{moy}}{\lambda_{moy}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_{moy}}{\mu_{wall}} \right)^{0,14} \cdot \left(\frac{\lambda_{moy}}{D_e} \right) \quad 4-36$$

Les propriétés thermodynamique ont été déterminées en utilisant les corrélations mentionnées dans le chapitre 3

D_e : Diamètre équivalent

$$D_e = \frac{4 \cdot \left((P_R \cdot d_o)^2 - \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \right)}{\pi \cdot d_o} = 0,0114 \text{ m}$$

✓ Nombre de Reynolds :

$$C = P_R \cdot d_o - d_o$$

$$A_s = \frac{D_s \cdot C \cdot B}{P_R \cdot d_o}$$

$$G_s = \frac{\dot{m}_{cal}}{A_s}$$

$$\dot{m}_{cal} = \dot{m}_4$$

Finalement on trouve :

$$Re_s = \frac{G_s \cdot D_e}{\mu_{moy}} = 2001,02$$

En appliquant la relation 4-14 on trouve:

$$h_o = 902,41 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- Calcul de h_i :

$$h_i = \frac{Nu \cdot k_{moy}}{d_i} \quad 4-37$$

Avec

$$N_{u} = 1,86 \cdot \left(\frac{P_e \cdot d_i}{2 \cdot L} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad 4-38$$

Les résultats de calcul donnent :

$$h_i = 149,52 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Ainsi maintenant on peut trouver le coefficient d'échange global U_o :

$$U_o = 94,83 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Donc la surface d'échange totale du récupérateur est :

$$A_{rec} = 2,5 \text{ m}^2$$

4.5 Conception mécanique des échangeurs de chaleurs

4.5.1 Présentation du logiciel :

Le logiciel utilisé pour la conception des échangeurs est SolidWorks, qui est modeleur géométrique basé sur des courbes et des surfaces paramétriques.

Le travail de la conception comprend les trois échangeurs de chaleur suivant:

- ✓ l'absorbeur
- ✓ le générateur
- ✓ le récupérateur.

L'absorbeur comprend deux éléments principaux :

- ✓ Le serpentin

Le serpentin est modélisé par son diamètre d'hélice, le nombre d'hélice et le pas.



Figure 4-1: photo illustrant le serpentin

- ✓ Le réservoir

Le récupérateur aussi comprend la conception de deux élément principaux sont :

- ✓ Le serpentin
- ✓ Le réservoir

Le récupérateur qui est de type tube et calandre comprend la conception de ces éléments suivants :

- ✓ La calandre.

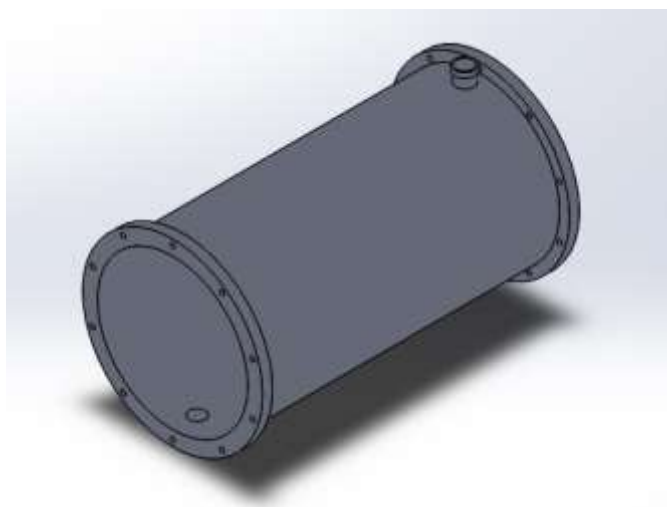


Figure 4-2: photo illustrant la calandre

- ✓ Les tubes

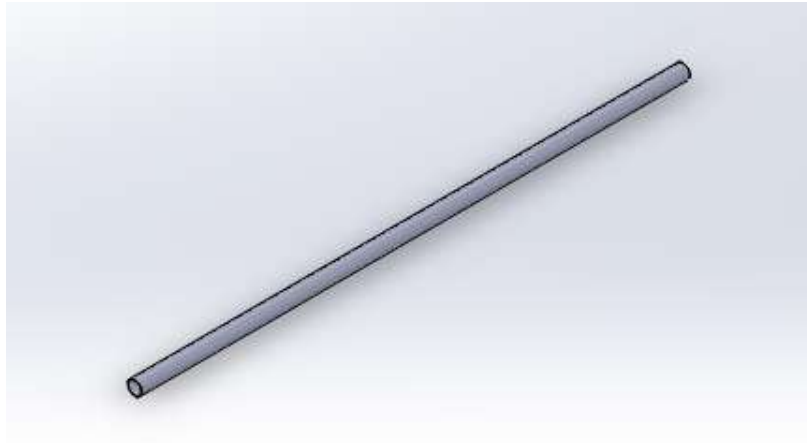


Figure 4-3: photo illustrant le tube

- ✓ Les chicanes

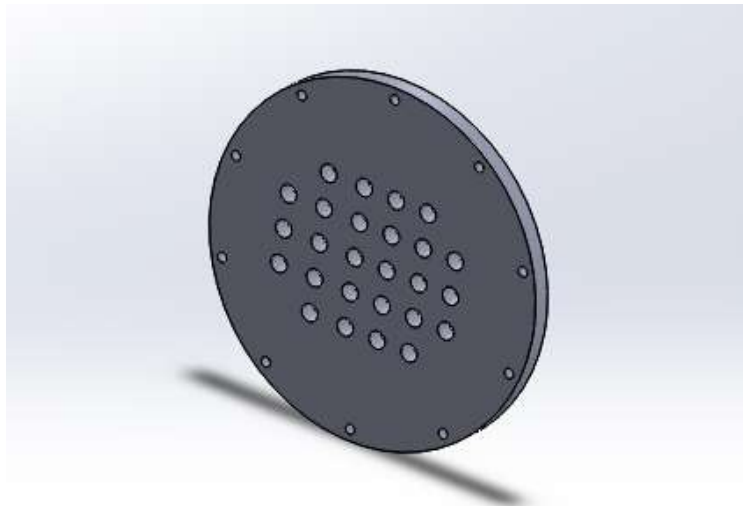


Figure 4-4: photo illustrant les chicanes

- ✓ Le «front end » selon la norme TEMA. [2]

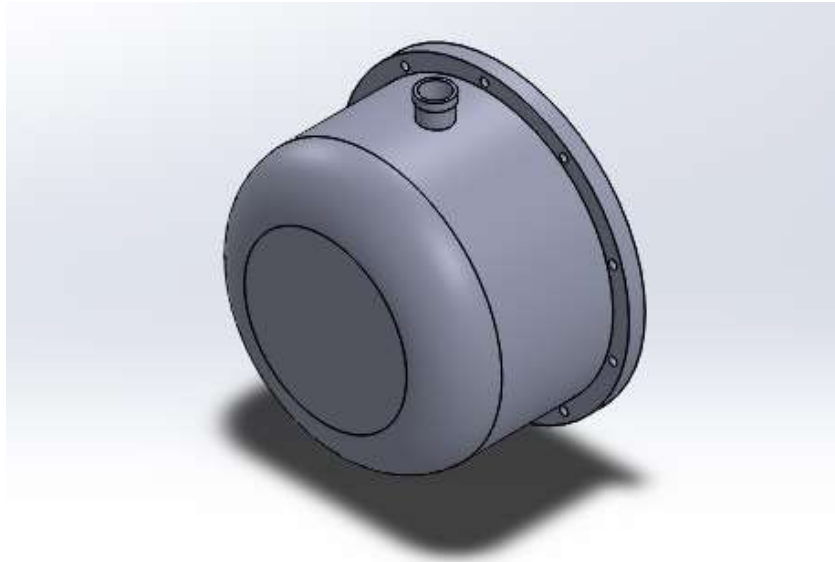


Figure 4-5: photo illustrant le « front end »

Les mises en plan de ces différents composants sont présentées dans l'annexe.

Conclusion générale

L'utilisation d'une machine frigorifique solaire à absorption pour la climatisation est très intéressante, en particulier pour l'économie d'électricité. De plus, l'utilisation de fluide frigorigène à impact neutre sur l'environnement et l'exploitation d'une énergie renouvelable et propre place la climatisation solaire dans un cadre de développement durable.

Cependant, la technologie de climatisation est très coûteuse du fait d'une faible production des machines en usine. La technologie utilisant la climatisation à absorption solaire est encore en voie de développement.

Notre projet consistait à proposer d'effectuer la conversion d'une pompe à chaleur à compression de vapeur en un système à absorption solaire. Il s'agit essentiellement de concevoir les trois échangeurs de chaleur suivants : l'absorbeur, le générateur et le récupérateur. Ensuite le dimensionnement du capteur solaire a été fait, et enfin la conception de l'ensemble de l'installation à absorption solaire a été proposée.

Comme perspectives à ce travail, on propose de faire une étude structurelle des différents phénomènes qui interviennent dans les différents composants en utilisant les outils de la simulation numérique, et enfin, d'entamer la phase de réalisation de ce projet.

Références bibliographique

- [1] «Portail Algérien des Energies Renouvelables,» [En ligne]. Available: <https://portail.cder.dz/spip.php?article4446>. [Accès le 2019].
- [2] A. SMAILI, *Thermique appliquée, notes de cours ENP*, 2018.
- [3] A.Joffre, énergie solaire thermique dans le bâtiment, chauffe eau solaire, Techniques de l'ingénieur, BE 9 164.
- [4] M. Ayompe, Comparative field performance study of flat plate and heat pipe evacuated tube collectors (ETCs) for domestic water heating systems in a temperate climate,, *Energy* 36 (, 2011 3370-3378,.
- [5] «Site Internet de la société Viessmann,» [En ligne]. Available: <http://www.Viessmannn.fr/>.
- [6] «Site Internet de la société Tecnisun,» [En ligne]. Available: <http://www.tecnisun.com/>.
- [7] ROULET et CLAUDE-ALAIN, *Condition De Confort et De Logement Sain*, Luxembourg: Centre de Recherche Public Henri Tudor, 2008.
- [8] «Encyclopédie de l'énergie,» [En ligne]. Available: <http://encyclopedie-energie.org/articles/les-%C3%A9changeurs-de-chaleur>. [Accès le février 2018].
- [9] Z. Steven L. Russek, «Potential for cost effective magnetocaloric air,» *International Journal of Refrigeration* 29, n° 11366-1373, 2006.
- [10] «Site Internet de l'Université Nationale Australienne,» [En ligne]. Available: <http://solar-thermal.anu.edu.au/high-temperature/500-m2-%20dish/>.
- [11] G. Swift, Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators, fifth draft, 29 May 2001.
- [12] A. Kabeel, Solar powered air conditioning system using rotary honeycomb desiccant, 32 (2007) 1842-1857.
- [13] T. Vitte, Proposal for a new hybrid control strategy of a solar desiccant evaporative cooling air handling unit,, *Energy and Buildings*, 40 (2008).

- [14] R. Vliet GC, Water-lithium bromide double-effect absorption cooling cycle analysis, ASHRAE Trans , 1982; 88:811–22..
- [15] C. S. Kaushik SC, Computer modeling and parametric study of a double-effect generation absorption refrigeration cycle, Energy Convers Mgmt , 1985.
- [16] T. Vitte, Le froid solaire par dessiccation appliqué au bâtiment : Proposition d'une stratégie de régulation du système, Thèse présenté en 2007 devant l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon.
- [17] «IIR (INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION) Aperçu sur l'Histoire du Froid».
- [18] RHON-ALPES, La climatisation solaire par absorption energie Environnement.
- [19] F. C. McQuiston, J. D. Parker et J. D. Spilter, Heating Ventilating, and Air Conditioning: analysis and design, John Wiley & Sons, Inc., 2005.
- [20] C. McQuiston, Heating Ventilating, and Air Conditioning: analysis and design, John Wiley & Sons, Inc, 2005.
- [21] S. KAKAC, H. LIU et A. PRAMUANJAROENKIJ, Heat Exchangers, Selection, Rating, and Thermal Design Third Edition, 2012.
- [22] D. P. D. FRANK P. INCROPERA, Fundamentals of Heat and Mass Transfer seventh edition, 2011.
- [23] T. F. FACTORS, 2019. [En ligne]. Available: http://www.engineeringpage.com/technology/thermal/fouling_factors.html.
- [24] SI, Ashrae Fundamental Handbook, 2017.
- [25] S. V. STANKUS, R. A. KHAIRULIN, V. A. GRUZDEV et a. O. VERBA, «The Density of Aqueous Solutions of Lithium Bromide at High Temperatures and Concentrations,» Russia, 2006.
- [26] R. J. LEE, R. M. DIGUILIO, J. L. Y.LENARD et J. P. MORAN, «Thermophysical Property Data For Lithium Bromide/Water solutions At Elevated Temperatures».

- [27] R. J. LEE, R. M. DIGUILIO, J. L. Y.LENARD et J. P. MORAN, «Thermophysical Property Data For Lithium Bromide/Water solutions At High Temperatures and Concentration.II. Density and viscosity.,» ASHRAE Trans 1990;96.
- [28] A. M. Mehdi BRAHITI, Calcul et dimensionnement d'une installation solaire pour le chauffage, la climatisation et la production d'eau chaude sanitaire pour le bâtiment de recherche de l'ENP, 2018.
- [29] E. H. T. Technology, «ESC V6 V12 V18 product specifications and desing guide,» 2011.
- [30] G. S. FLORIDES, Design and Construction of a LiBr-Water Absorption machine., 2003.
- [31] S. KAKAC, H. LIU et A. PRAMUANJAROENKIJ, Heat Exchangers, Selection, Rating,and Thermal Design Third Edition, 2012.
- [32] F. Lucas, Contribution à l'étude de technologies et de méthodes durables pour la conception des bâtiments en climat tropical, 2009.
- [33] C. B. Z. Steven L. Russek, «Potential for cost effective magnetocaloric air conditioning systems,» *International Journal of Refrigeration*, 29 (2006) 1366-1373.
- [34] M. N. AYMAMI., Développement d'une pompe à chaleur d'absorption à gaz avec des fluides organiques, universite roviri virgili tarragona., 2001.
- [35] Ashrae Fundamental Handbook SI, 2007.
- [36] E. H. T. Technology, «ESC V6 V12 V18 product specifications and desing guide,» 2011.
- [37] D. P. D. FRANK P. INCROPERA, Fundamentals of Heat and Mass Transfer seventh edition, 2011.
- [38] O. K. P. B. C. M. e. H. L. J.I. Yoon, Heat and mass transfer characteristics of a small helical absorber, 2006.
- [39] O. K. e. I. Horuz, «Comparison of parallel and counter flow coil absorber performance,» chez *International Communications in Heat and Mass Transfer*,, 2006.

Annexe

A ₀	-2024,33	B ₀	18,2829	C ₀	-3,7008214·10 ⁻²
A ₁	163,309	B ₁	-1,1691757	C ₁	2,8877666·10 ⁻³
A ₂	-4,88161	B ₂	3,248041·10 ⁻²	C ₂	-8,1313015·10 ⁻⁵
A ₃	6,302948·10 ⁻²	B ₃	-4,034184·10 ⁻⁴	C ₃	9,9116628·10 ⁻⁷
A ₄	-2,913705·10 ⁻⁴	B ₄	1,8520569·10 ⁻⁶	C ₄	-4,4441207·10 ⁻⁹

Tableau 0-1: Les différents valeurs des coefficients An, Bn et Cn pour la corrélation 3-33

A' ₀	-2,00755	B' ₀	124,937
A' ₁	0,16976	B' ₁	-7,71649
A' ₂	3,133362·10 ⁻³	B' ₂	0,152286
A' ₃	1,97668·10 ⁻⁵	B' ₃	-7,95090·10 ⁻⁴

Tableau 0-2: Coefficients An' et Bn' pour la corrélation 3-34

C	7,05
D	-1596,49
E	-104095,5

Tableau 0-3: Coefficients C, D et E pour la corrélation 3-35

A	0,0976
B	-37,512
C	3825,4

Tableau 0-4: Coefficients a, b et c pour la corrélation 3-36

I \ J	0	1	2	3	4
0	1172,736	-6,89199	0,477459	-0,00576935	3,86994·10 ⁻⁰⁵
1	-0,579928	0,0132411	-1,448376 ·10 ⁻⁰⁴	-1,73616 ·10 ⁻⁰⁶	0
2	-9,28593·10 ⁻⁰⁴	-5,36583·10 ⁻⁰⁵	1,192395 ·10 ⁻⁰⁶	0	0
3	-1,55417 ·10 ⁻⁰⁶	1,51756·10 ⁻⁰⁷	-2.40329·10 ⁻⁰⁹	0	0

Tableau 0-5: Coefficients Aji pour la corrélation 3-37

a1	-1407,5255	b1	38,98555	c1	-0,26502516
a2	11,051253	b2	-0,2404784	c2	1,5191536·10 ⁰³
a3	-1,4674147·10 ⁻⁰²	b3	3,4807273·10 ⁻⁰⁴	c3	-2,3226242·10 ⁻⁰⁶

Tableau 0-6: coefficients ai, bi et ci pour la corrélation 3-38

Equation pour la corrélation 3-39

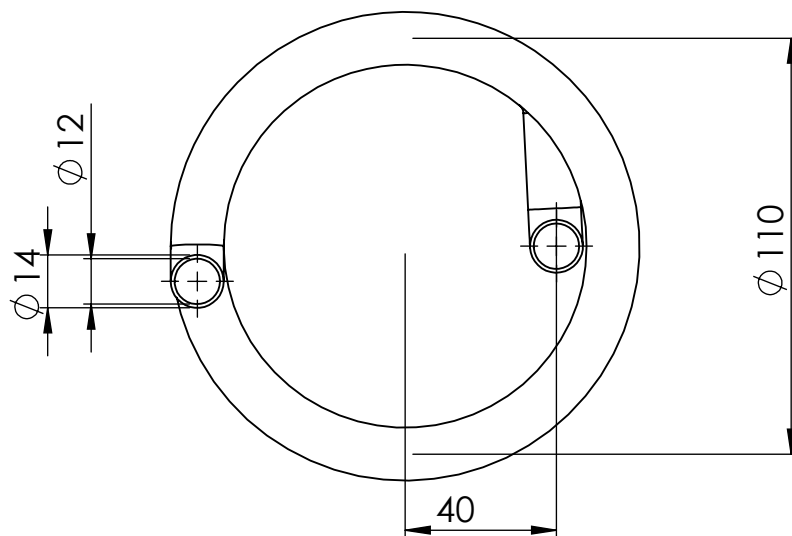
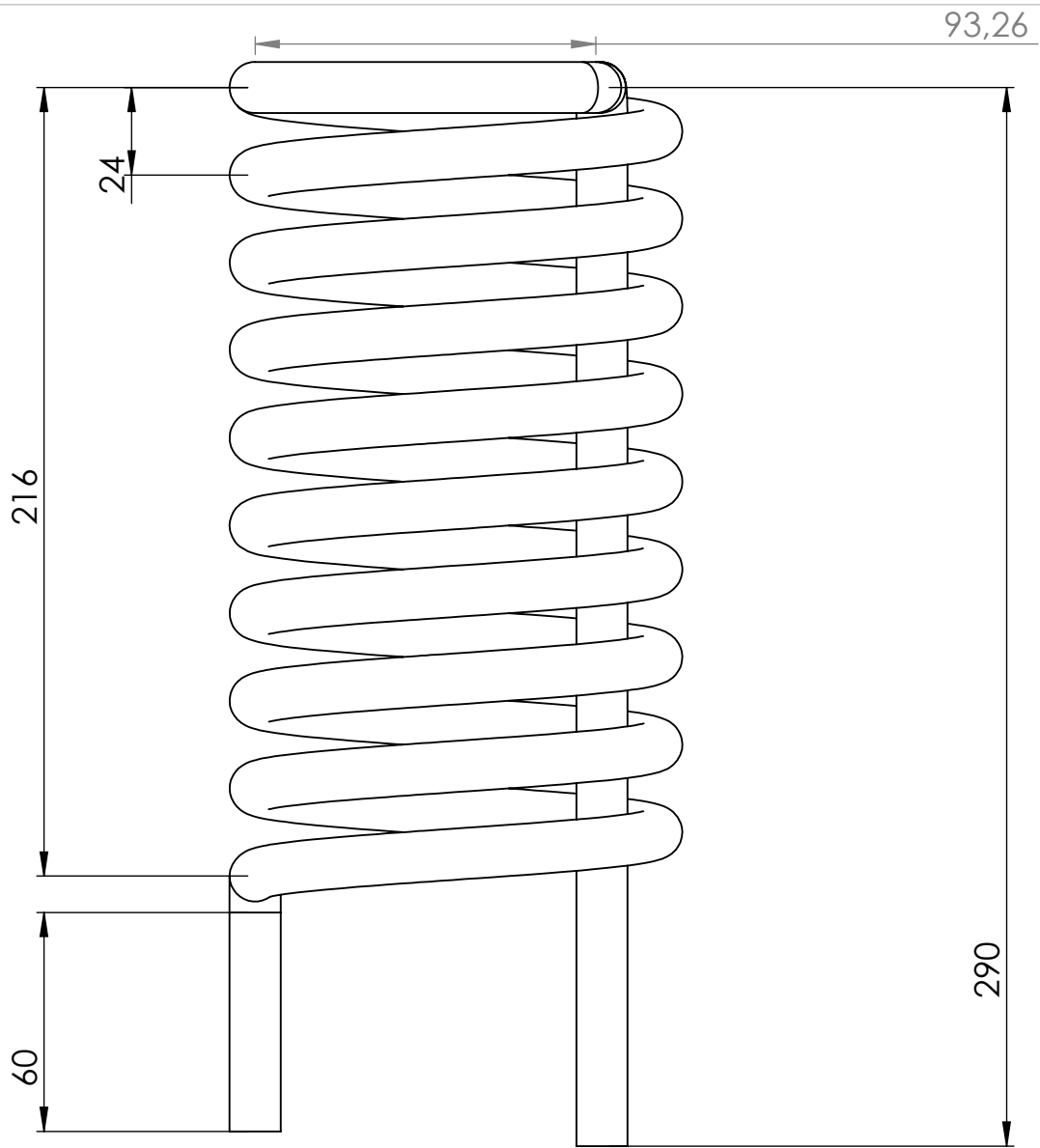
$$B = A_1 + \frac{A_2}{T + 273.15} + A_3 \ln(T + 273.15)$$

Et :

$$A_1 = -494.122 + 16.3967X - 0.14511X^2$$

$$A_2 = 28606.4 - 934.568X + 8.52755X^2$$

$$A_3 = 70.3848 - 2.35014X + 0.0207809X^2$$



Echelle 1:2



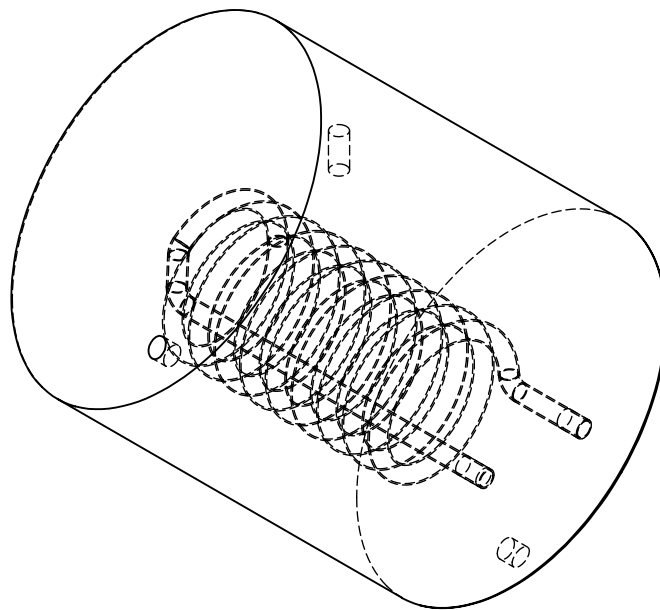
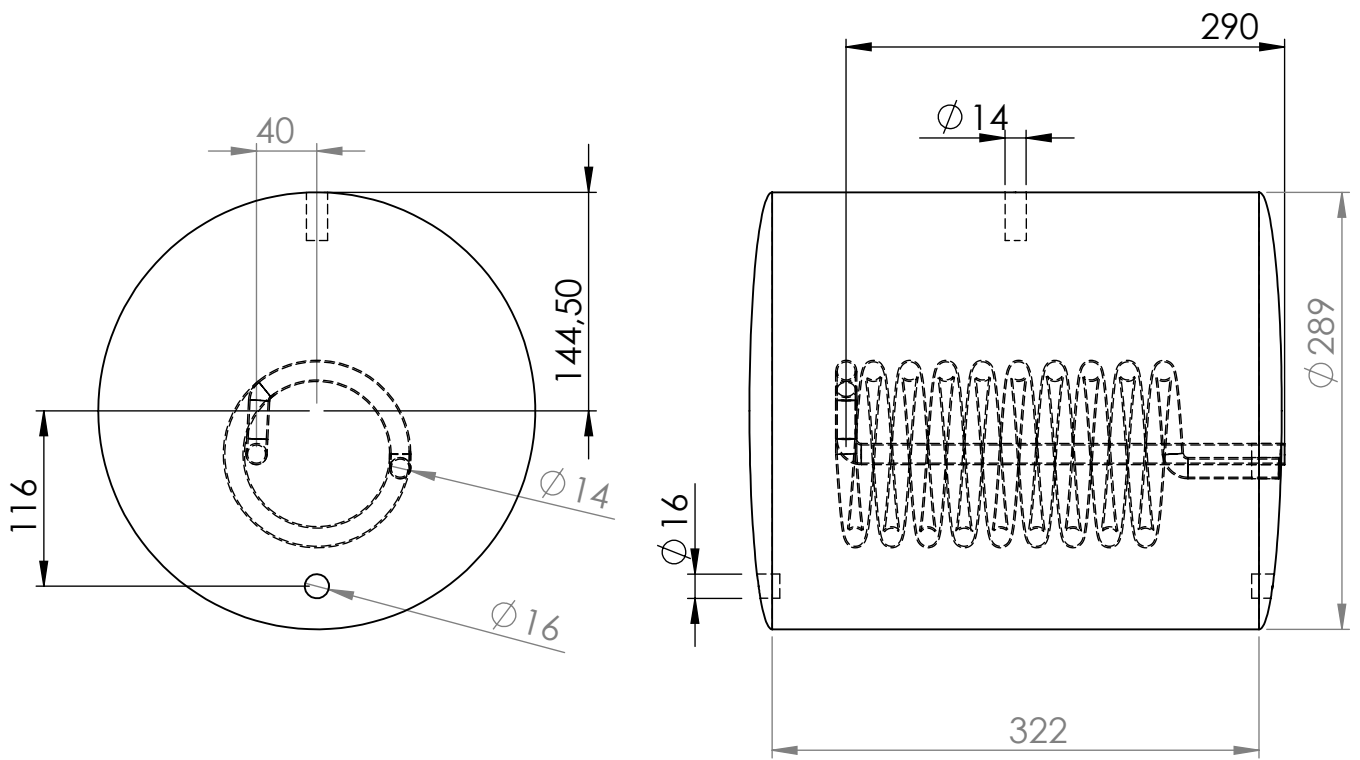
A4

Serpentin-absorbeur

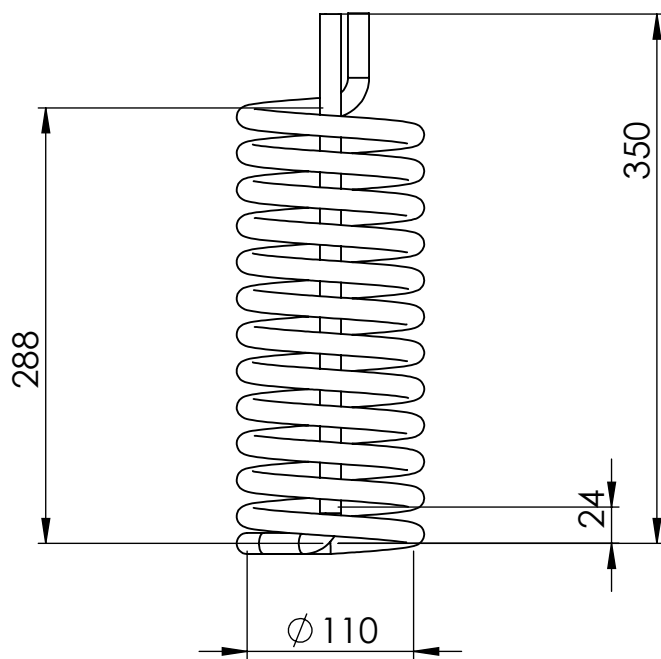
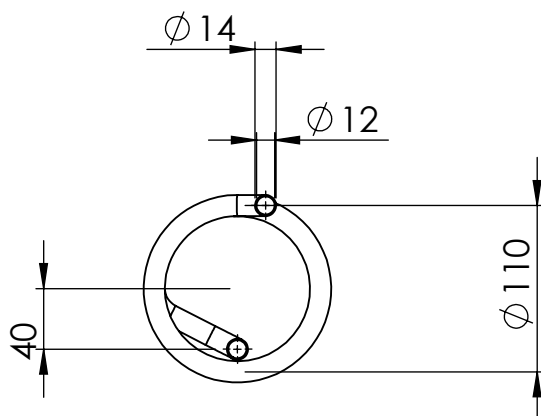
ENP

Réalisé par:
TIZEGGAGHINE
Yahia

05/07/2019



Echelle 1:5	Absorbeur	Réalisé par: TIZEGGAGHINE Yahia
		
A4	ENP	05/07/2019



Echelle 1:5



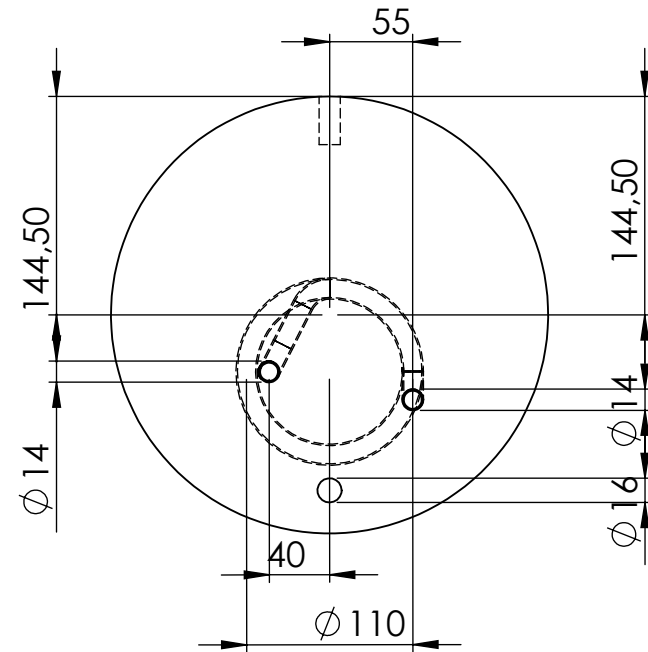
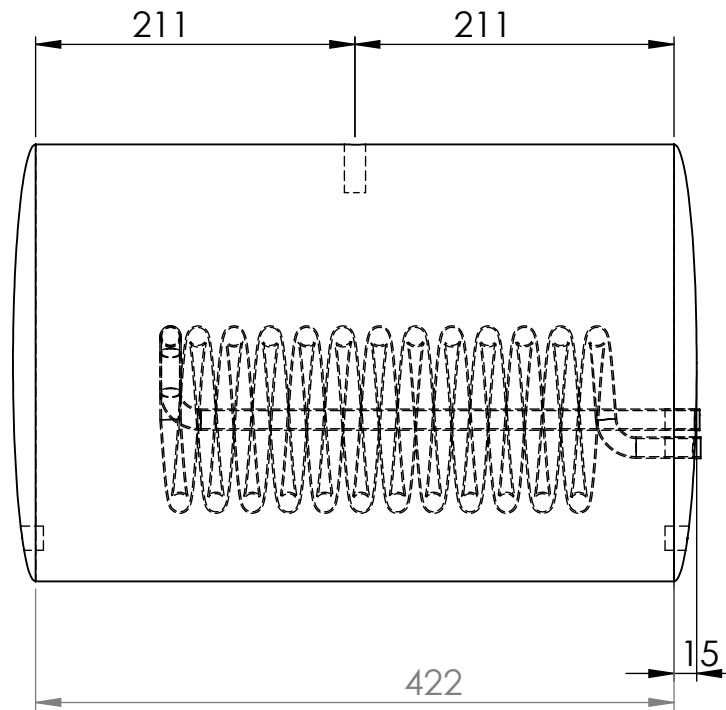
A4

Serpentin-générateur

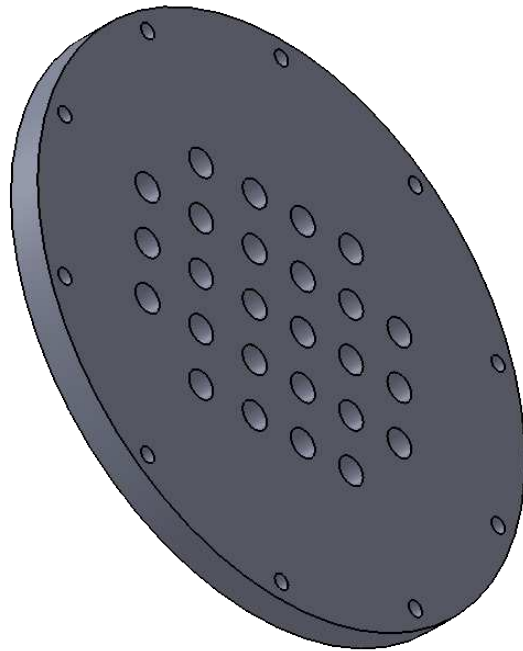
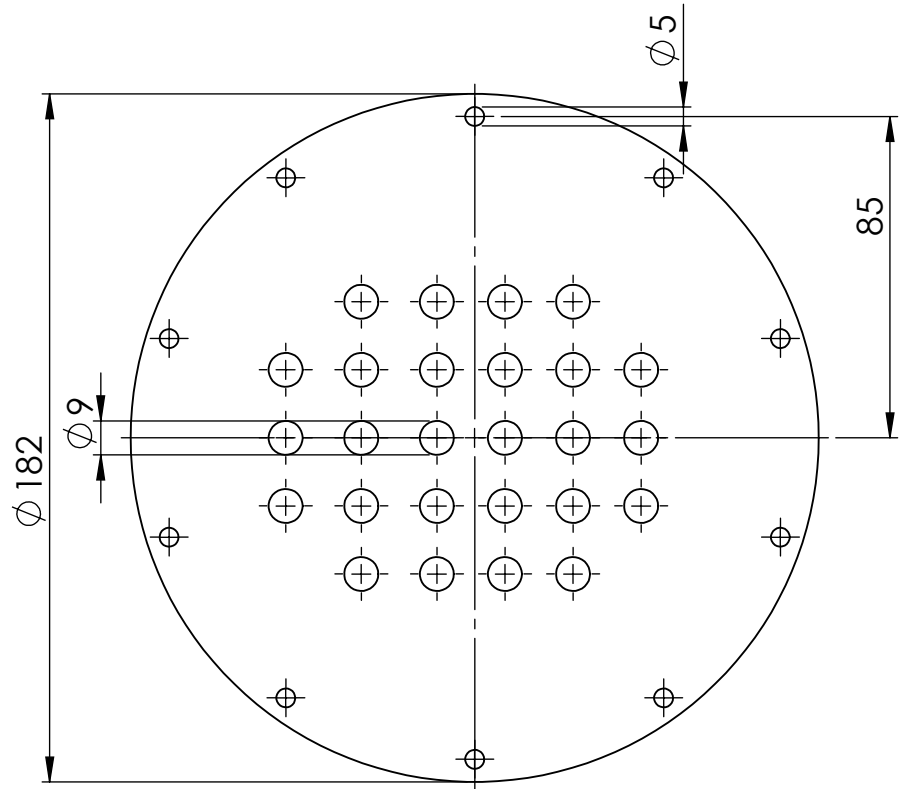
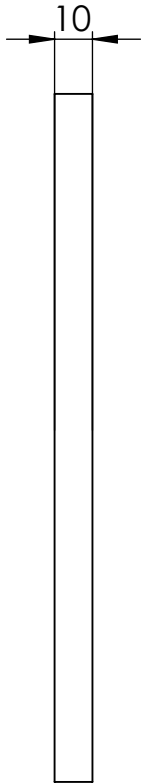
ENP

Réalisé par:
TIZEGGAGHINE
Yahia

05/07/2019



Echelle 1:5	générateur	réalisé par: TIZEGGAGHINE Yahia
		
A4	ENP	05/07/2019



Echelle 1:2

Chicane

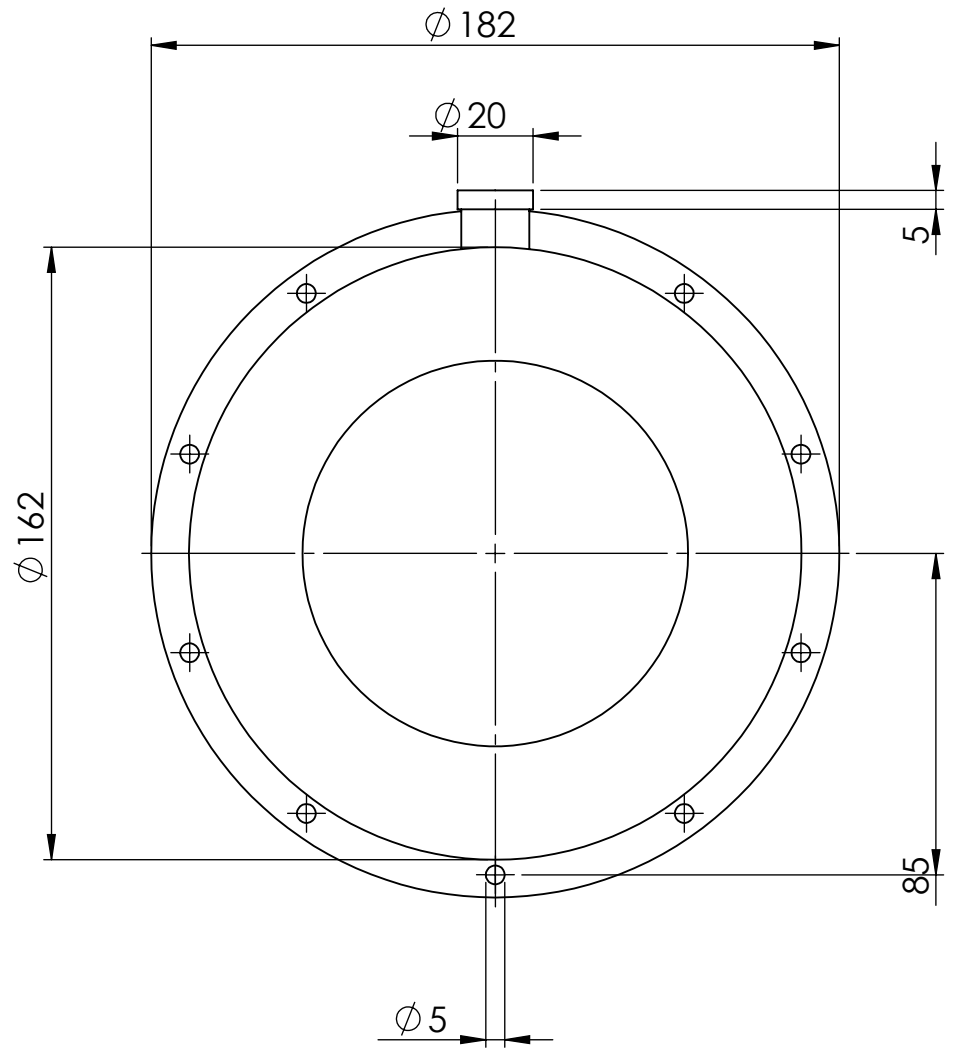
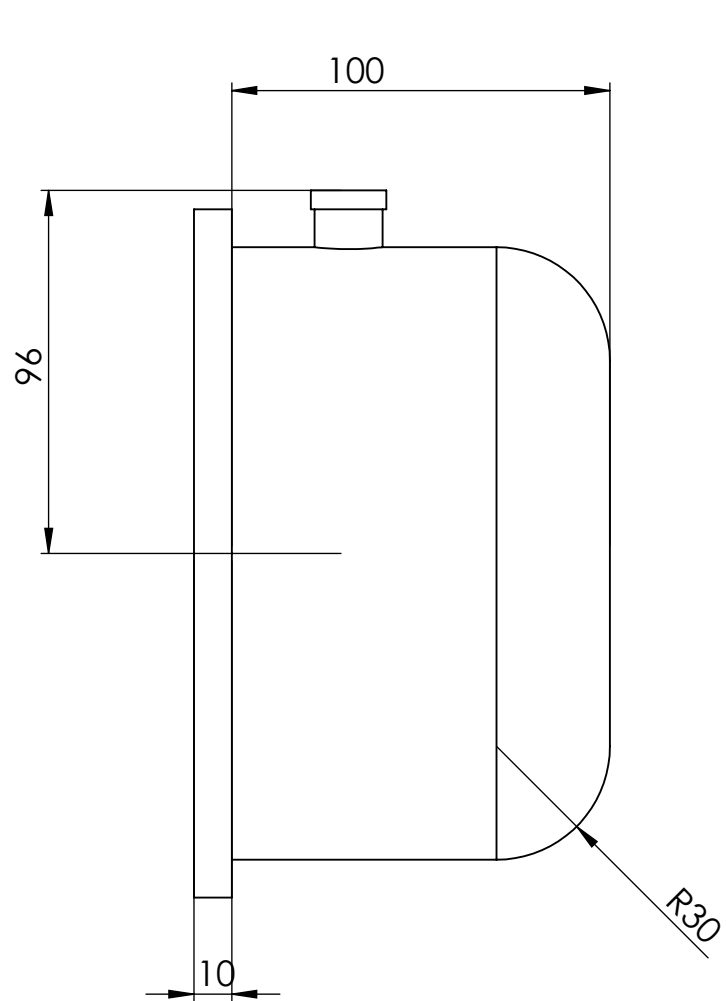
Réalisé par:
TIZEGGAGHINE
Yahia




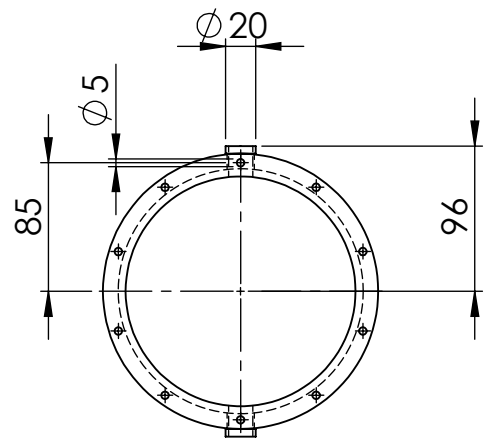
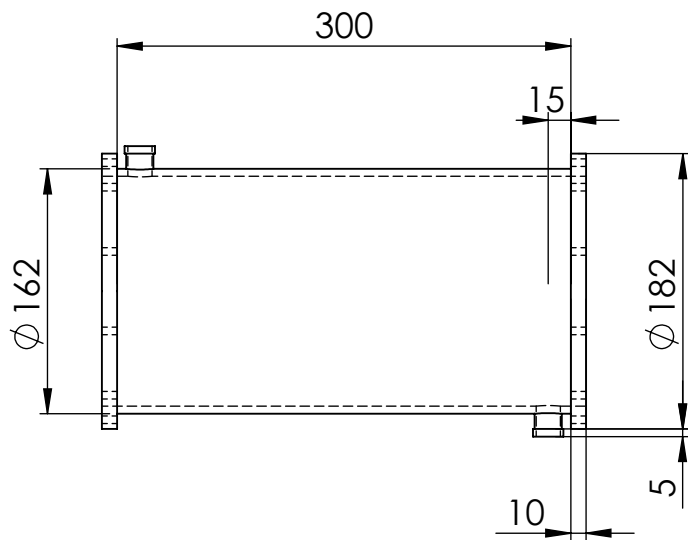
A4

ENP

05/07/2019



Echelle 1:2		réalisé par: TIZEGGAGHINE Yahia
	Front head	
A4	ENP	05/07/2019



Echelle 1:5



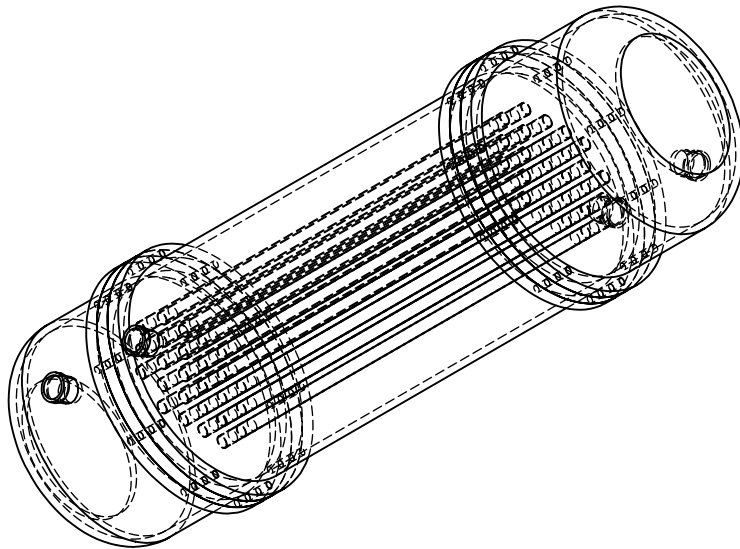
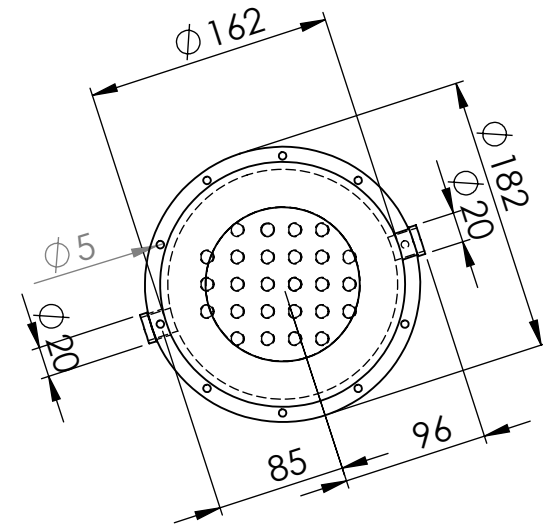
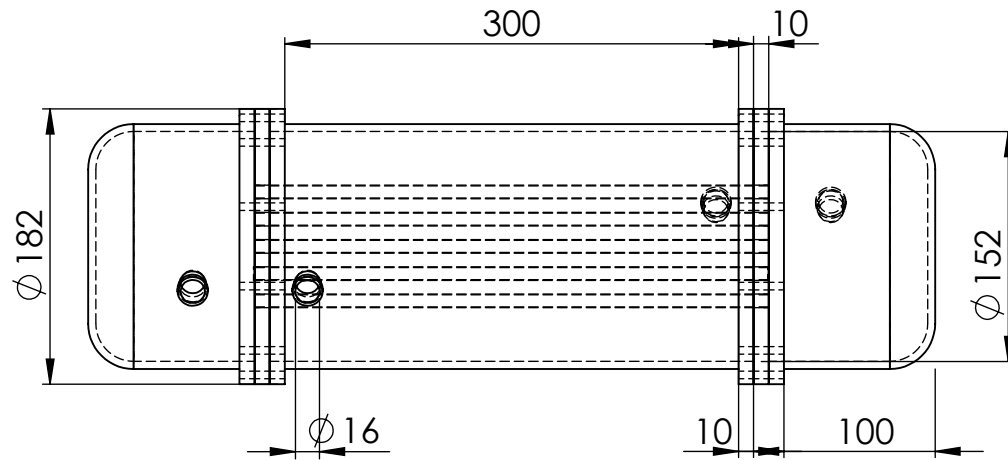
Calandre

Réalisé par:
TIZEGGAGHINE
Yahia

A4

ENP

05/07/2019



Echelle 1:5	Récupérateur	réalisé par: TIZGGAGHINE Yahia
		
A4	ENP	05/07/2019