

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique

Ecole Supérieure des Sciences Appliquées d'Alger



وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
المدرسة العليا في العلوم التطبيقية بالجزائر

Département du second cycle

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état

Filière : Génie des Procédés

Spécialité : Procédés Organiques

Thème :

**Etude d'un congélateur fonctionnant à panneaux solaire :
élaboration du bilan thermique, choix du compresseur et
dimensionnement du condenseur.**

Présenté par : TOUATI Yamina

Encadré (e) par : BERKACHE Kamel

Co-encadré(e) par : OUMEZZAOUCHE Ammar

Soutenu le : 24/06/2023

Devant le jury composé de :

Mme. BOUDERDARA Nabila	MCB	ESSA-Alger	Présidente
Mr. KHERFI Hamza	MCA	ESSA-Alger	Examineur
Mr. BERKACHE Kamel	MCA	ESSA-Alger	Encadreur
Mr. OUMEZZAOUCHE Ammar	Ingénieur	ENIEM	Co-Encadreur

Binôme N° : 13PO/PFE/2023

Résumé

Cette étude se concentre sur un congélateur solaire et son problème principal de transfert thermique. L'objectif est de modéliser le système pour mieux le comprendre et de minimiser la consommation d'énergie en utilisant une source d'énergie verte, le solaire. L'étude consiste à établir le bilan thermique du congélateur, déterminer la puissance frigorifique et calculer le débit du fluide frigorigène. Ensuite, le choix du compresseur et le dimensionnement du condenseur permettront d'estimer le nombre d'étages, leur longueur et de finaliser l'étude. Les hypothèses simplificatrices sont nécessaires pour trouver le coefficient d'échange global.

Mots clés : Congélateur solaire, Dimensionnement, Fluide Frigorigène

ملخص

تركز هذه الدراسة على مجمّد شمسي ومشكلته الرئيسية في نقل الحرارة. الهدف هو تصميم نموذج للنظام لفهمه بشكل أفضل وتقليل استهلاك الطاقة من خلال استخدام مصدر طاقة نظيف، الطاقة الشمسية. تتضمن الدراسة إقامة توازن حراري للمجمّد، تحديد قدرة التبريد وحساب تدفق سائل التبريد. فيما بعد، سيتمكن اختيار الضاغط وتصميم المكثف من تقدير عدد المراحل وطولها واستكمال الدراسة. الافتراضات المبسطة ضرورية لإيجاد معامل التبادل الحراري الشامل.

كلمات مفتاحية: مجمّد شمسي، تصميم، سائل التبريد

Abstract

This study focuses on a solar freezer and its main problem of thermal transfer. The objective is to model the system to better understand it and minimize energy consumption by utilizing a green energy source, solar power. The study involves establishing the thermal balance of the freezer, determining the refrigeration power, and calculating the refrigerant flow rate. Subsequently, the selection of the compressor and the sizing of the condenser will allow estimating the number of stages, their length, and concluding the study. Simplifying assumptions are necessary to determine the overall heat transfer coefficient.

Keywords: Solar Freezer, Sizing, Refrigerant Fluid

Remerciements

Avant tout développement, il me paraît opportun d'entamer mon rapport de projet de fin d'étude par des remerciements à ceux qui m'ont inculqué des notions nouvelles et qui ont consolidé mes acquis tout en ayant l'amabilité de faire de ce projet une expérience professionnelle agréable et favorable. Ainsi, je remercie mon encadreur Mr. Kamel BERKACHE et mon Co-encadreur Mr. Ammar OUMEZZAOUCHE qui m'ont accompagnée durant ma période de stage tout en faisant preuve de constance et de pédagogie.

Merci aux membres du jury, à la présidente Mme BOUDERDARA et à l'examineur M. KHERFI pour avoir sacrifié de leur temps pour étudier et examiner avec attention notre modeste travail.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

À maman et à papa

Il n'y pas de mots assez puissants pour vous témoigner ma gratitude

Votre patience et votre soutien n'ont pas d'égaux

Merci maman

Merci papa

Merci d'avoir été là à mes côtés et d'avoir cru en moi

J'espère que vous êtes fière de votre fille

À mon frère et à ma sœur

À nos fous rires qui venait du cœur

Et à nos moments de bonheur

Que la réussite soit votre ombre et votre douceur

Yamina Touati

Table des matières

Résumé	ii
Remerciements.....	iii
Dédicaces.....	iv
Table des matières.....	vi
Liste des tableaux.....	x
Liste des figures	xii
Introduction.....	1
Chapitre 1 Problématique de disponibilité, de consommation de l'électricité et impacts environnementaux.....	2
1.1 Problématique de disponibilité et de consommation de l'électricité.....	2
1.2 Potentiel solaire en Algérie.....	3
1.2.1 Analyse du tableau	3
1.3 Energie solaire photovoltaïque	4
1.3.1 Historique	4
1.3.2 Principe.....	5
1.3.3 Cellule photovoltaïque	6
1.3.4 Effet photovoltaïque.....	6
1.3.5 Fonctionnement d'une installation solaire	6
1.4 Impacts environnementaux de la production de l'énergie électrique	7
1.4.1 Energie électrique produite à partir de combustibles fossiles	7
1.4.2 Energie électrique produite à partir de l'énergie solaire photovoltaïque	8
Chapitre 2 Présentation de l'organisme ENIEM.....	9

2.1	Historique de l'ENIEM	9
2.2	Implantation géographique	9
2.3	Objectifs de l'ENIEM.....	9
2.4	Organigramme de l'ENIEM	10
2.4.1	Organigramme générale	10
2.4.2	Organigramme de l'unité froid.....	11
2.5	Missions majeurs et activités de l'entreprise	12
2.5.1	Directions	13
2.5.2	Unités	14
Chapitre 3 Généralités sur le froid et les machines frigorifiques.....		15
3.1	Historique	15
3.2	Notions physiques.....	16
3.2.1	Chaleur	16
3.2.2	Froid	17
3.2.3	Froid industriel	17
3.2.4	Température	17
3.2.5	Transmission de chaleur.....	17
3.3	Procédés de production du froid.....	19
3.3.1	Procédés thermodynamiques.....	19
3.3.2	Procédés électriques et magnétiques	19
3.4	Modes de production du froid	20
3.4.1	Réfrigération en circuit ouvert	20
3.4.2	Réfrigération en circuit fermé	20
3.5	Machines Frigorifiques.....	20
3.5.1	Circuit frigorifique	21
3.5.2	Classification des machines frigorifiques	22
3.5.3	Cycles des machines frigorifiques.....	24
3.1	Fluides frigorigènes	27
3.1.1	Classification des fluides frigorigènes	28
3.1.2	Critères de choix d'un fluide frigorigène	28
3.1.3	R134a	29

Chapitre 4 Présentation du prototype.....	30
4.1 Conception générale	30
4.2 Description de l'appareil	30
4.2.1 Cuve intérieure	31
4.2.2 Cuve extérieure	31
4.2.3 Isolant	31
4.2.4 Groupe frigorifique du congélateur solaire	32
4.3 Concept de la congélation solaire	33
4.3.1 Description du système de congélation solaire	33
4.3.2 Fonctionnement d'un système de congélation solaire.....	33
4.3.3 Choix d'un congélateur solaire	33
4.3.4 Avantages et inconvénients d'un système de congélation solaire.....	34
4.4 Présentation du logiciel SOLKANE 8.....	35
4.5 Cycle théorique du congélateur solaire	37
Chapitre 5 Elaboration du bilan thermique et choix du compresseur	39
5.1 Elaboration du bilan thermique du congélateur solaire 360 L.....	39
5.2 Caractéristiques géométriques de l'armoire frigorifique.....	40
5.3 Transmission de chaleur à travers une paroi du conservateur	41
5.3.1 Expression du coefficient d'échange global.....	42
5.4 Apport calorifique à travers le joint.....	45
5.5 Pertes par infiltration et par renouvellement d'air	45
5.6 Puissance frigorifique effective	46
5.7 Conditions de fonctionnement.....	46
5.8 Hypothèses simplificatrices de calcul.....	46
5.9 Calculs numériques.....	47
5.9.1 Calcul des propriétés de l'air.....	47
5.9.2 Calcul des nombres adimensionnels	48
5.9.3 Résultats finaux de calcul du bilan thermique	48
5.10 Débit théorique du fluide frigorigène	49
5.11 Choix du compresseur.....	50

Chapitre 6 Dimensionnement du condenseur	51
6.1 Objectif du dimensionnement d'un condenseur	51
6.2 Classification des condenseurs	51
6.2.1 Condenseur à air	51
6.2.2 Condenseur à eau	52
6.2.3 Condenseur évaporatif.....	52
6.3 Méthodes de calcul analytique d'un condenseur	52
6.3.1 Méthode DTLM	52
6.3.2 Méthode NUT :	53
6.4 Présentation du condenseur	54
6.4.1 Données géométriques de condenseur	55
6.4.2 Calcul du flux de chaleur cédé par le condenseur	56
6.4.3 Calcul du condenseur	59
6.4.4 Discussion des résultats.....	66
Conclusion	68
Annexe A Table thermodynamique de l'air	69
Annexe B Nombres adimensionnels et longueurs caractéristiques.....	70
B.1 Nombres adimensionnels.....	70
Annexe C L'ailette	72
Bibliographie	73

Liste des tableaux

Tableau 1 - Le potentiel solaire en Algérie dans différentes régions.....	3
Tableau 2 - La chronologie de l'énergie solaire photovoltaïque.....	5
Tableau 3 - Les rôles et missions des directions de l'ENIEM	13
Tableau 4 - Les missions et activités des unités de l'ENIEM.....	14
Tableau 5-Interprétation des diagrammes enthalpiques	27
Tableau 6- Caractéristiques du polyuréthane expansé.	31
Tableau 7- Les paramètres thermodynamique du cycle idéal du congélateur solaire 360 L	37
Tableau 8- Les propriétés caractéristiques de l'isolant et des deux parois : intérieure et extérieure	43
Tableau 9- Les différents cas de figures rencontrés durant l'étude	44
Tableau 10- Les propriétés thermodynamiques de l'air à $T_{f,ext}$ et $T_{f,int}$	47
Tableau 11- Longueurs caractéristiques des parois et nombres adimensionnels	48
Tableau 12- Résultats finaux du calcul du bilan thermique	49
Tableau 13- Caractéristiques générales de tube de condenseur	55
Tableau 14- Données géométriques du condenseur.....	55
Tableau 15- Les flux évacués dans les trois zones du condenseur.....	58
Tableau 16- Les valeurs tabulées des flux des trois zones et du flux total	58
Tableau 17- Les propriétés de l'air à $T_f = 52^{\circ}C$	61
Tableau 18- Les propriétés du R134a à $T_p = 60^{\circ}C$	62
Tableau 19- Résultats de calcul de la zone de désurchauffe	63
Tableau 20- Les propriétés de l'air à $T_f = 48^{\circ}C$	64
Tableau 21- Les propriétés du R134a à $T_p = 52^{\circ}C$	65
Tableau 22- Les résultats de calcul de la zone de condensation	65
Tableau 23- Nombres adimensionnels de Grashoff et de Nusselt	70
Tableau 24- Longueurs caractéristiques.....	71

Liste des figures

Figure 1 - Moyenne annuelle de l'irradiation globale reçue sur une surface horizontale , cas d'un ciel totalement clair.	4
Figure 2 – Le principe de l'énergie solaire photovoltaïque	5
Figure 3 – Installation de la centrale solaire photovoltaïque de 2,16 MW de Adrar.	7
Figure 4 – Organigramme de l'ENIEM	11
Figure 5 – Organigramme de l'unité froid.	12
Figure 6 – Un yakhtchal d'Iran.	16
Figure 7 – Transmission de la chaleur à travers les parois d'un réfrigérateur.	19
Figure 8 – Le schéma de principe d'une machine frigorifique.	21
Figure 9 – Schéma du fonctionnement d'une machine à absorption.	22
Figure 10 – Schéma du fonctionnement d'une machine à éjection.....	23
Figure 11 – Schéma du fonctionnement d'une machine à compression.	24
Figure 12 – Cycle frigorifique de référence	25
Figure 13 – Cycles frigorifiques : théorique, parfait et réel.	26
Figure 14 - Une vue d'intérieur du congélateur solaire 360 L	31
Figure 15- Une vue d'extérieur du congélateur solaire 360 L	32
Figure 16- schéma d'un machine frigorifique solaire électrique á compression de vapeur.....	33
Figure 17- Paramètres thermodynamiques du cycle du congélateur solaire 360 L à un seul étage	35
Figure 18- Calcul des propriétés du FF (R134a).....	36
Figure 19- Diagramme P.H du R134a.....	36
Figure 20- Cycle idéal du congélateur solaire 360 L	37
Figure 21 –Les différents apports calorifiques provenant du milieu extérieur et autres représentations.....	40
Figure 22 –Les dimensions du congélateur solaire 360 L.....	41
Figure 23 –Transfert de chaleur à travers une paroi du congélateur solaire.	41

Figure 24- Les étapes de calculs selon la méthode DTML	53
Figure 25- La démarche de calcul selon la méthode NUT	54
Figure 26- Les données géométriques du condenseur	56
Figure 27- Cycle frigorifique de référence de machine frigorifique	57
Figure 28- Paramètres thermodynamiques du cycle de référence du congélateur	57
Figure 29- Table thermodynamique de l'air à 1 atm	69
Figure 30- Représentation de l'ailette	72
Figure 31- Disposition de l'ailette	72

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
Q	La quantité de chaleur	W
K	Coefficient d'échange global	W/m ² .K
ΔT	Différence de température entre celle de l'ambiance extérieure et celle de l'ambiance intérieure	°K
ΔTLM	Différence de température logarithmique moyenne	°K
h_c	Coefficient d'échange convectif	W/m ² .K
h_r	Coefficient d'échange par rayonnement	W/m ² .K
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	N/m ² .K ⁴
ε	Emissivité	
COP	Coefficient de performance de la machine	
Gr	Nombre de Grashoff	
Pr	Nombre de Prandtl	
Nu	Nombre de Nusselt	
L_c	Longueur caractéristique de la paroi	m
S_e	Surface externe de la paroi	m ²
S_i	Surface interne de la paroi	m ²
S_m	Surface moyenne entre paroi externe et interne	m ²
g	Accélération gravitationnelle	m/s ²
L_a	Longueur de l'ailette	m
P_a	Périmètre de l'ailette	m
A_a	Section de l'ailette	m ²
λ	Conductivité thermique	W/m.K
μ	Viscosité dynamique	Kg/m.s
ν	Viscosité cinématique	(m ² /s)
n_f	Nombre de fils	
L_p	Longueur de passe	m
m_f, \dot{m}	Débit massique du fluide frigorigène	Kg/h
P	La pression	Pa
S_{cond}	Surface d'échange de la zone de condensation	m ²
$S_{dés}$	Surface d'échange de la zone de désurchauffe	m ²
H	Enthalpie	J/Kg

Introduction

Au fil des années, grâce au savoir-faire des chercheurs et des ingénieurs ; les machines frigorifiques ont connu une évolution considérable et cela dans le but de répondre au besoin crucial de froid. Plusieurs défis ont été pris, parmi eux : le défi ambitieux d'allier le solaire au monde du froid artificiel d'où le concept de la congélation solaire abordé dans ce projet.

Le travail a pour objectif l'étude d'un congélateur solaire de 360 L de l'ENIEM en passant par le choix du compresseur et le dimensionnement du condenseur. Pour se faire, l'élaboration du bilan thermique de l'appareil frigorifique est une étape primordiale qui permet le calcul du débit du réfrigérant (FF). Par ailleurs, le tracé du cycle frigorifique, la détermination des propriétés et des paramètres thermodynamiques du FF sont assurés par le logiciel SOLKANE 8.

Le mémoire est construit par six chapitres qui sont les suivants :

- Le premier : il met l'accent sur la provenance de l'idée d'utiliser le solaire comme source d'alimentation mais aussi sur les enjeux environnementaux.
- Le second : il présente l'ensemble de l'organisme de l'ENIEM en se focalisant sur l'unité concernée qui est l'unité froid.
- Le troisième : il aborde le concept de la production du froid ainsi que tout ce qui en dérive comme la classification des machines frigorigène et le fluide frigorigène.
- Le quatrième : il décrit le prototype, aborde la congélation solaire et présente le logiciel SOLKANE 8.
- Le cinquième : il met en avant la méthode de calcul suivie pour élaborer le bilan thermique et ainsi pour choisir le compresseur adéquat.
- Le sixième : son contenu se base principalement sur le calcul du condenseur.

Chapitre 1

Problématique de disponibilité, de consommation de l'électricité et impacts environnementaux

1.1 Problématique de disponibilité et de consommation de l'électricité

De nos jours, le secteur de l'énergie, et notamment le secteur électrique, est le pilier de l'économie d'un pays, car son essor mène incontestablement au bon développement social et démographique d'une nation. Par ailleurs, l'électricité est devenue un bien de consommation indispensable et non stockable. Par conséquent, pour répondre à la demande à tout moment, l'offre doit être en mesure de la satisfaire en temps réel cela signifie que le réseau électrique est piloté par les activités sociales, économiques et industrielles. Toutefois, Il est primordial de trouver un équilibre entre les capacités de production et les réseaux de transport et de distribution à moyen et long terme d'une part, et l'évolution future de la demande d'électricité, d'une autre.

En Algérie, les localités des massifs montagneux et du Grand Sud (oasis) sont variées et isolées où l'accès au réseau électrique national est quasi-inexistant. Etant donné la grande superficie qui caractérise le pays, Sonelgaz n'a pas pu assurer la couverture en électricité de l'ensemble du territoire national. En plus de la distance et de l'éloignement, il y a les contraintes liées à l'environnement (vents de sables, crues des oueds, pistes difficilement carrossables, etc.), ainsi que les difficultés d'approvisionnement en combustibles, qui engendrent des coûts de production supplémentaires. Cependant, avec l'augmentation significative des populations des localités, le besoin en électricité devient de plus en plus urgent. D'ailleurs, la demande en énergie électrique a connu une progression fulgurante ces dernières années atteignant 15 à 20% selon des chiffres avancés par le ministère de l'énergie et des mines [1].

Face à cette problématique de disponibilité et de consommation, Sonelgaz a pu y remédier en menant plusieurs études afin d'envisager l'intégration de l'énergie d'origine solaire comme solution alternative étant donné que l'Algérie est l'un des plus importants gisements solaires au monde. Grâce à ces études, des centrales photovoltaïques a pu être inaugurées dans certaines régions du pays il y a quelques années de cela. Et récemment Sonelgaz-Energies renouvelables a lancé un appel d'offres portant sur la mise en service de 15 centrales solaires photovoltaïques dans 11 wilayas, d'une capacité totale de 2000 MW réparties en 15 lots y compris leur raccordement [2].

1.2 Potentiel solaire en Algérie

De par sa position géographique en particulier dans la région MENA (Moyen-Orient et Afrique du Nord), l'Algérie possède l'un des plus grands champs solaires au monde. La durée d'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara) [3]. Sur une surface horizontale de 1 m², la quantité d'énergie journalière reçue au sol est d'environ de 3 KWh/m² au nord et dépasse 5,6 KWh/m² au Grand Sud. Soit près de 1700 KWh/m²/an au nord du pays et 2263 KWh/m²/an dans la partie sud [4]. Ce qui favorise l'utilisation de l'énergie solaire dans différents domaines tel que la production de l'électricité.

Le potentiel solaire en Algérie est résumé par le tableau 1.

Tableau 1 - Le potentiel solaire en Algérie dans différentes régions.

Régions	Sahara	Hauts plateaux	Régions côtières
Superficies (%)	86	10	4
Durée moyenne d'ensoleillement (h/an)	3500	3000	2650
Energie moyenne reçue (KWh/ m² /an)	2650	1900	1700

1.2.1 Analyse du tableau

À partir du tableau ci-dessus, on constate que le sud du pays se démarque avec le potentiel solaire le plus important tout en couvrant 86 % de la superficie du territoire national. Des études antérieures ont déjà prouvé que le désert possède une faramineuse capacité à recevoir de l'énergie, notamment une étude menée par le physicien allemand Gérard Knies qui démontre que

six heures d'ensoleillement dans le Sahara permettraient de stocker suffisamment d'électricité pour répondre aux besoins de l'humanité pendant une année entière. Par ailleurs, une autre étude évoquée dans le livre "Algérie 2030-vision prospective" de l'économiste algérien Bachir Messaitfa, démontre que le sud de l'Algérie a une exceptionnelle capacité à satisfaire la demande mondiale en énergie électrique en moyenne quatre fois, tout en respectant les normes de sécurité énergétique.

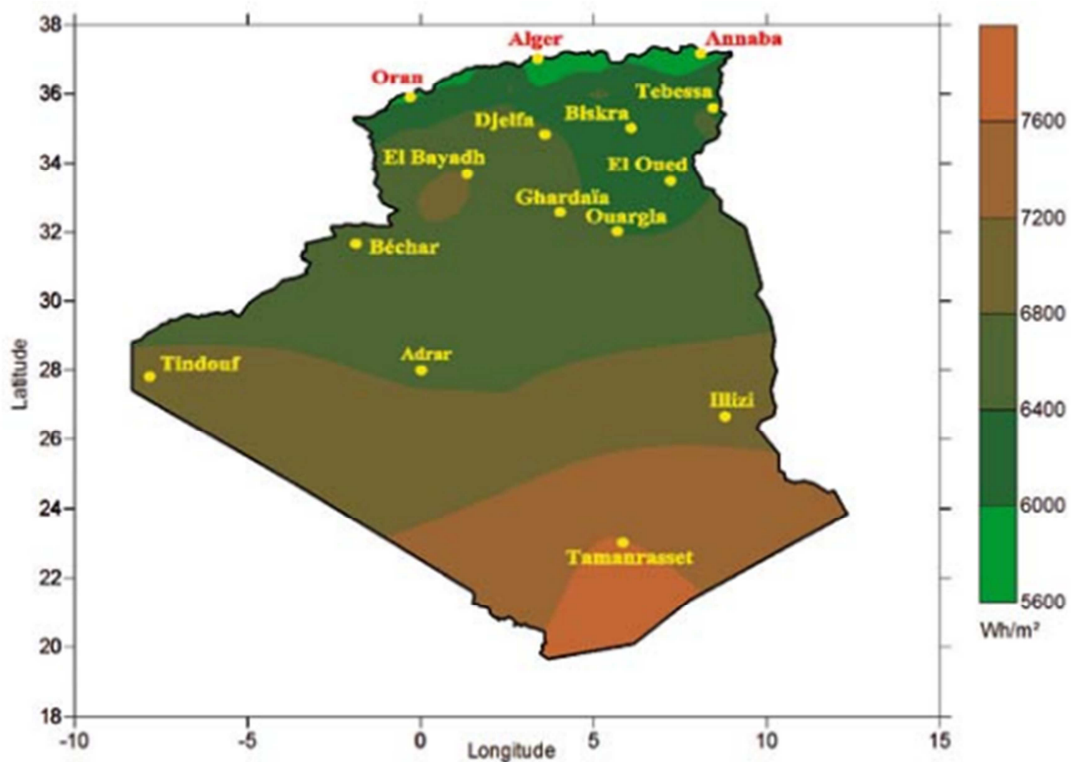


Figure 1 - Moyenne annuelle de l'irradiation globale reçue sur une surface horizontale, cas d'un ciel totalement clair [5].

1.3 Energie solaire photovoltaïque

1.3.1 Historique

La chronologie de l'énergie solaire photovoltaïque est résumée par le Tableau 2.

Tableau 2 - La chronologie de l'énergie solaire photovoltaïque [6].

Années	Découvertes
1838	Le français Alexandre Edmond Becquerel découvre l'effet photovoltaïque pour la première fois. Lorsqu'il expérimentait une batterie électrolytique avec des électrodes de platine et a réalisé que quand il était exposé au soleil, le courant augmentait.
1873	L'ingénieur électricien anglais Willoughby Smith a découvert l'effet photovoltaïque dans les solides tel que le sélénium.
1877	L'Anglais William Grylls Adams, professeur de philosophie naturelle au King's College de Londres et son élève Richard Evans Day, ont exposé le sélénium à la lumière pour produire de l'électricité ; c'est ainsi qu'ils ont pu créer la première cellule photovoltaïque au sélénium.
1905	Albert Einstein a expliqué l'effet photoélectrique et reçoit pour cela le Prix Nobel de physique 1921.
Fin des années 1950	Les cellules solaires ont été utilisées dans les satellites américains et soviétiques.
1953	Calvin Fuller, Gerald Pearson et Daryl Chaplin ont découvert la cellule solaire en silicium qui produisait suffisamment d'électricité et était suffisamment efficace pour faire fonctionner de petits appareils électriques.
1956	La mise sur le marché des premières cellules solaires.
1977	La production photovoltaïque mondiale dépasse des 500 kW.
1979	À la suite du <u>deuxième choc pétrolier</u> , le grand public commence à s'intéresser à l'énergie solaire.
1999	La puissance photovoltaïque installée atteint 1 GW dans le monde.
2000-2012	L'industrialisation du photovoltaïque.
2012-à nos jours	Depuis 2012, le solaire photovoltaïque est devenu compétitif de région en région; mais aujourd'hui c'est le monde entier qui connaît un développement du photovoltaïque pour produire une électricité propre et moins onéreuse.

1.3.2 Principe

Transformer le rayonnement solaire capté par une cellule photovoltaïque généralement à base de silicium cristallin en électricité par le truchement de l'effet photovoltaïque.

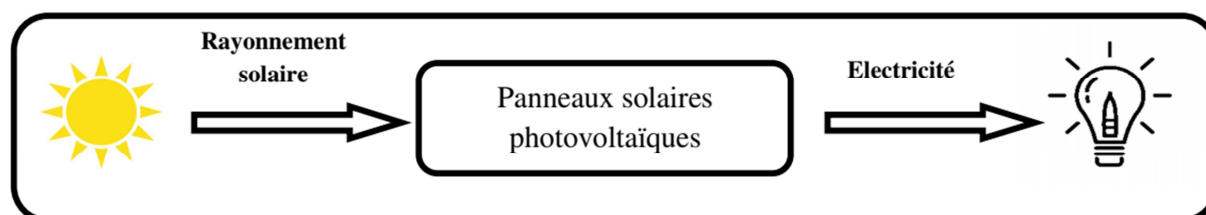


Figure 2 – Le principe de l'énergie solaire photovoltaïque

1.3.3 Cellule photovoltaïque

La cellule photovoltaïque constitue l'élément de base de la conversion photovoltaïque. Une fois exposée à la lumière, cette cellule transforme directement l'énergie lumineuse en énergie électrique par le biais de l'effet photovoltaïque. La tension produite dépend de l'intensité lumineuse reçue. La photopile génère une tension variable entre 0 et 0,7 volts, qui sont déterminées par les propriétés des matériaux utilisés et la température.

1.3.4 Effet photovoltaïque

L'effet photovoltaïque a été découvert en 1839 par Antoine-César Becquerel mais il n'a été expliqué que près d'un siècle plus tard par Albert Einstein, ce qui lui a valu le Prix Nobel de physique en 1921. L'effet photovoltaïque repose sur une transformation qui consiste à générer un courant et à établir une force électromotrice lorsque la surface des panneaux solaires est exposée à la lumière. Le mot « Photovoltaïque » est la combinaison de deux mots: « photo », mot d'origine grecque qui signifie lumière et « voltaïque », mot dérivé du physicien italien Alessandro Volta, qui vient de « volt » et qui représente l'unité utilisée pour mesurer le potentiel électrique.

1.3.5 Fonctionnement d'une installation solaire

Trois éléments sont nécessaires à une installation photovoltaïque : des panneaux solaires, un onduleur et un compteur. Ils permettent de récupérer l'énergie transmise par le soleil, puis de la transformer en électricité ainsi la distribuer à l'ensemble des clients connectés au réseau [7].

- **Panneaux solaires** : ils convertissent directement la lumière en courant électrique continu [8].
- **Régulateur** : il s'occupe de la charge des batteries de stockage et l'alimentation du congélateur)
- **Le compteur** : il mesure la quantité de courant injectée dans le réseau.



Figure 3 – Installation de la centrale solaire photovoltaïque de 2,16 MW de Adrar.

1.4 Impacts environnementaux de la production de l'énergie électrique

1.4.1 Energie électrique produite à partir de combustibles fossiles

Impacts sur la terre : l'extraction des combustibles (charbon , pétrole et gaz) , leur transport jusqu'à la centrale ainsi que la construction des voies de transport nécessaire à leur acheminement impactent négativement la terre , l'eau , l'air et les hommes en émettant une quantité colossale de CO₂ dans l'atmosphère sans oublier les retombées de polluants (soufre , suie , cendres ...) qui peuvent également avoir des effets néfastes sur les forêts , les lacs et les fleuves , susceptibles de conduire à long terme à d'importantes dégradations du paysage.

Impacts sur l'eau : une centrale thermique a besoin d'eau à des fins de réfrigération. Cette eau, une fois réchauffée, est généralement rejetée à faible distance du point de prélèvement, sous forme de calories évacuées avec l'eau de refroidissement de la centrale. Les calories ainsi évacuées peuvent entraîner une pollution thermique des eaux de surface, par suite d'une élévation de la température de l'eau. Cependant, ces eaux usées peuvent également contenir des matières en suspension (métaux lourds, acides, produits alcalins, ammoniac, huile ...). Par ailleurs, le traitement de ces eaux est essentiel, et requiert l'usage de procédés physiques, chimiques et thermiques qui dégradent également l'environnement [9].

Impacts du l'air : sur le site d'une centrale thermique, les émissions de poussières et de gaz nocifs polluent directement l'air. Une fois rejetés dans l'atmosphère, ils retombent au sol avec les

précipitations atmosphériques (pluie, neige) ou sous forme de particules sèches ce qui engendre la pollution des eaux et des sols et nuit à la faune, à la flore et à l'homme. Par ailleurs, les centrales thermiques à vapeur génèrent des gaz à effet de serre dont les principaux responsables sont : le dioxyde de carbone (CO_2), le méthane (CH_4), les chlorofluorocarbures, sous-classe de gaz fluorés, (CFC), l'ozone troposphérique ou ozone de basse altitude ou mauvais ozone, (O_3), et l'oxyde de diazote ou oxyde nitreux également appelé gaz hilarant (N_2O).

1.4.2 Energie électrique produite à partir de l'énergie solaire photovoltaïque

La production d'énergie de source solaire n'engendre aucun impact sur la terre ni sur l'eau, ni sur l'air, ni sur la faune et la flore, ni sur l'homme. En effet cette énergie solaire est renouvelable et gratuite dite pure et verte. Elle réduit l'émission des gaz à effet de serre ce qui fait d'elle l'alternative parfaite aux hydrocarbures.

L'Algérie étant un pays très dépendant aux hydrocarbures qui d'une part tendent à s'épuiser et d'une autre ne cessent de polluer, elle s'engage dans une nouvelle ère énergétique durable grâce à la combinaison des initiatives et des intelligences tout en amorçant une dynamique d'énergie verte. En effet elle a lancé un programme ambitieux de développement des énergies renouvelables (EnR) et d'efficacité énergétique. Cette vision du gouvernement algérien s'appuie sur une stratégie axée sur la mise en valeur des ressources inépuisables principalement le solaire et leur utilisation pour diversifier les sources d'énergie et préparer l'Algérie de demain. Le programme des énergies renouvelables actualisé consiste à installer une puissance d'origine renouvelable de l'ordre de 22000 MW à l'horizon 2030 pour le marché national, avec le maintien de l'option de l'exportation comme objectif stratégique, si les conditions du marché le permettent [10]. Par ailleurs, le programme d'efficacité énergétique actualisé vise à réaliser des économies d'énergies à l'horizon 2030 de l'ordre de 63 millions de TEP (Tonne d'Equivalent Pétrole), pour l'ensemble des secteurs (bâtiment et éclairage publique, transport, industrie) et ce, en introduisant l'éclairage performant, l'isolation thermique et les chauffe-eau solaires, les carburants propres (GPLc et GNc), et les équipements industriels performants. Ce programme permettra de réduire les émissions de CO_2 de 193 millions de tonnes d'où le concept d'une énergie propre et inoffensive pour l'environnement [10].

Chapitre 2

Présentation de l'organisme ENIEM

2.1 Historique de l'ENIEM

ENIEM, Entreprise Nationale des Industries de l'Electroménager est une entreprise publique économique (EPE) de droit algérien du groupe ELEC EL DJAZAIR constituée le 02 janvier 1983 mais qui existe depuis 1974 sous la tutelle de l'entreprise SONELEC (Société Nationale de Fabrication et du Montage du Matériel Électrique et Electronique). Elle est spécialisée dans la production, le montage et la commercialisation de divers produits électroménagers. Elle assure également le service après-vente de ses appareils. Elle possède les deux certifications : ISO 9001 et ISO 14001.

2.2 Implantation géographique

- **Le siège social** : il est implanté au chef-lieu de la wilaya de Tizi-Ouzou
- **Les unités** : de production, prestation technique et commerciale se trouvent au niveau de la zone industrielle Aissat Idir à Oued Aissi commune de Tizi Rached à environ 10 km à l'est de la wilaya de Tizi Ouzou.
- **La filiale** : L'ENIEM possède une filiale de fabrication de lampes FILAMP, située à Mouhamadia wilaya de Mascara.

2.3 Objectifs de l'ENIEM

Malgré qu'elle n'ait pas connu uniquement que des moments de gloire, l'ENIEM reste une entreprise qui a acquis de longues années d'expérience dans le domaine de la fabrication de l'électroménager. Et comme toute entreprise, elle s'est fixée des objectifs à atteindre, d'ailleurs elle brigue à :

- Renforcer sa position sur le marché national et international et prouver davantage la qualité de ses produits.
- Répondre aux besoins et aux exigences du client.
- Augmenter la qualité des produits.
- Augmenter les capacités d'études et de développement.
- Améliorer le design de sa gamme de produits et concevoir de nouveaux modèles électroménagers.
- Orienter le volume de production en corrélation avec les variations de la demande.
- Maîtriser les coûts de production.

Par ailleurs, elle veille à la protection de l'environnement en respectant la norme ISO 14001 tout en visant à :

- Prévenir les risques de pollution.
- Mesurer les rejets atmosphériques conformément à la réglementation.
- Réduire les stocks morts de produits chimiques de 2%.
- Rationaliser la consommation des énergies et fluides.
- Sensibiliser les parties intéressées.
- Former le personnel sur l'environnement.

2.4 Organigramme de l'ENIEM

2.4.1 Organigramme générale

La figure ci-dessous représente l'organigramme de l'ENIEM et met en évidence l'unité Froid ou se trouve l'objet d'étude :

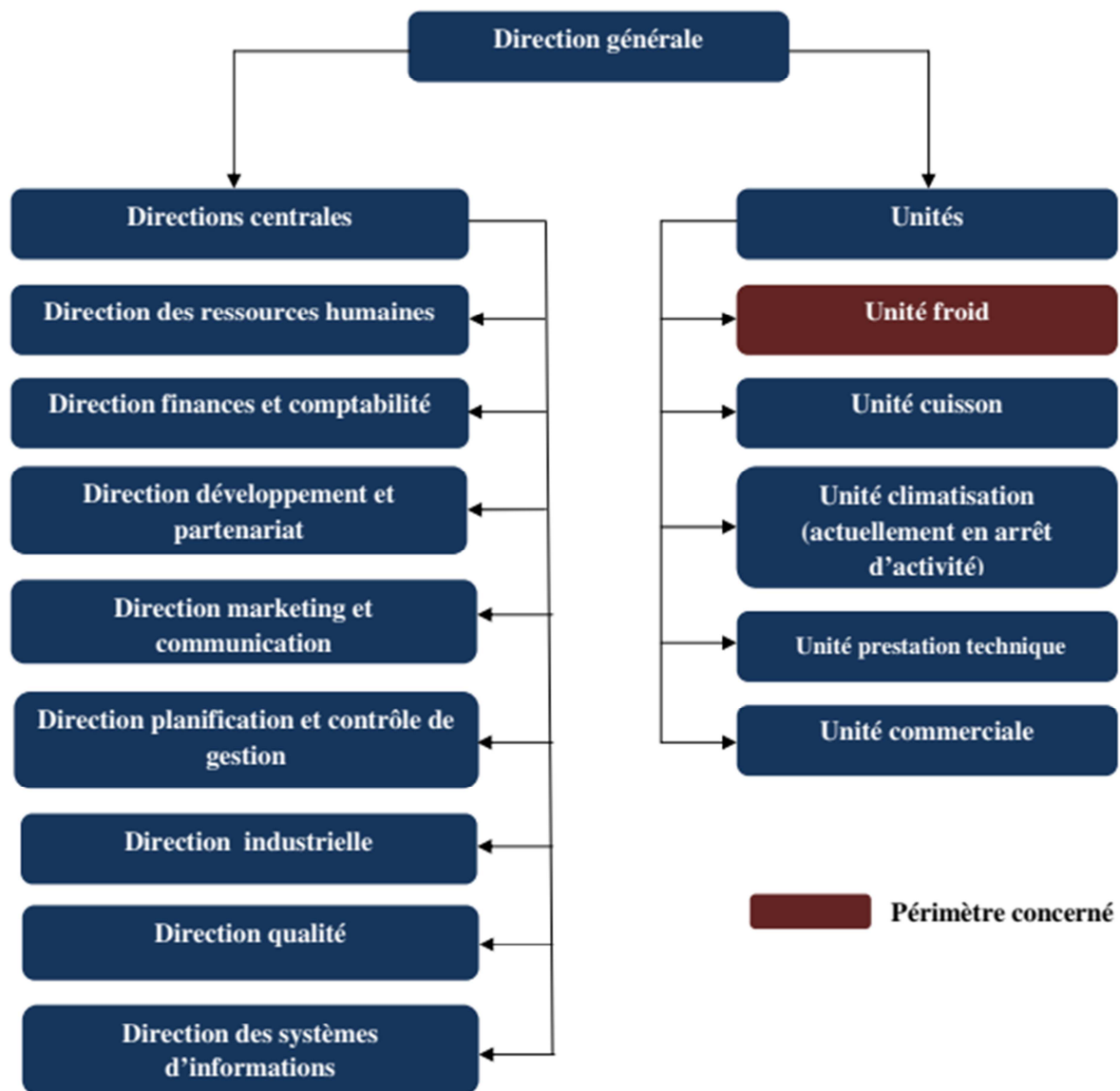


Figure 4 – Organigramme de l'ENIEM

2.4.2 Organigramme de l'unité froid

La figure ci-dessous représente l'organigramme de l'unité Froid et met en évidence le département technique où l'étude sera assurée et supervisée.

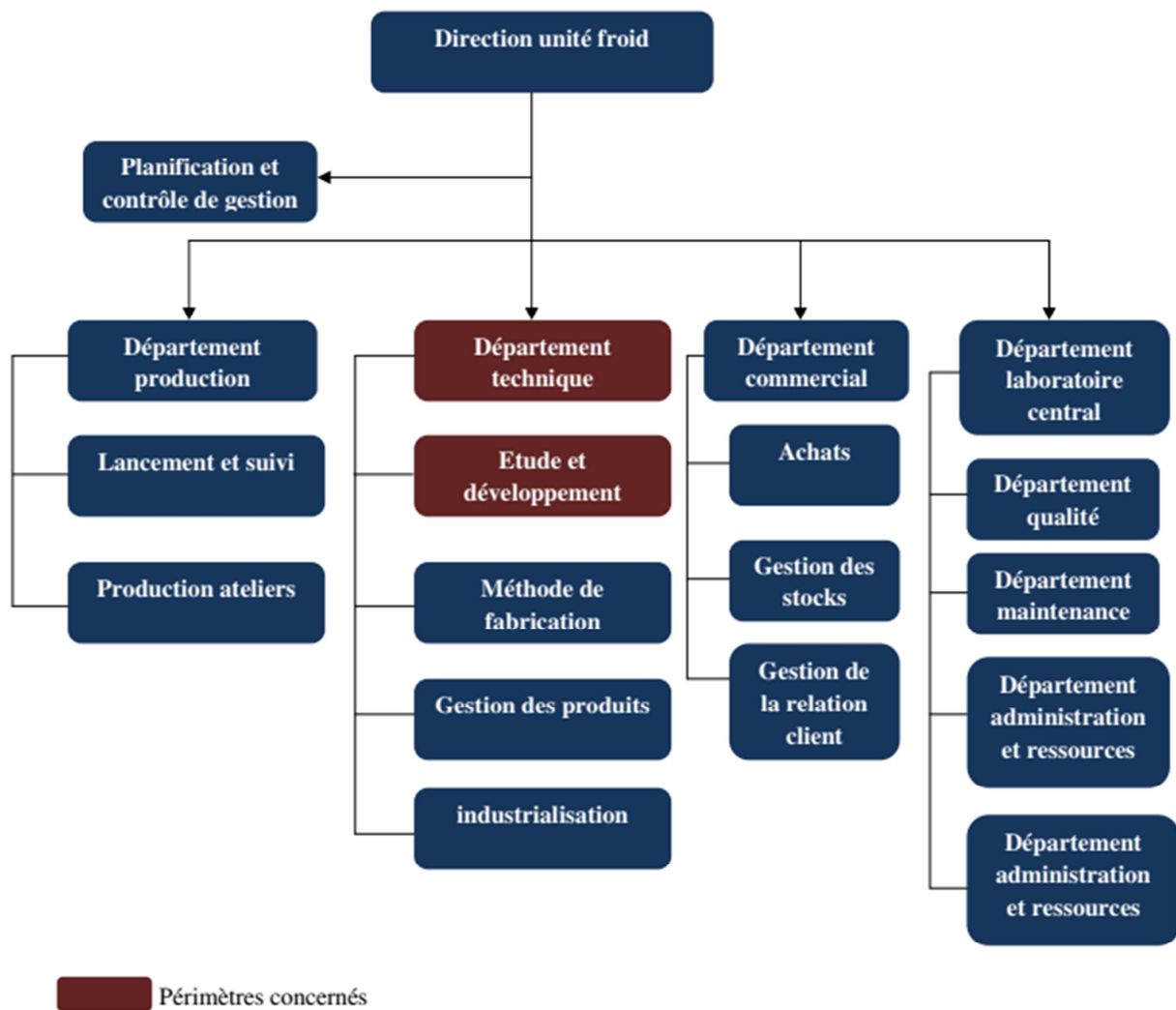


Figure 5 – Organigramme de l'unité froid.

2.5 Missions majeurs et activités de l'entreprise

L'organisme de l'ENIEM est composé de directions centrales et d'unités, qui mènent différentes missions afin d'assurer le bon déroulement des activités de l'entreprise comme le montre les tableaux suivants :

2.5.1 Directions

Tableau 3 - Les rôles et missions des directions de l'ENIEM

Directions	Rôles et missions
Direction générale	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Responsable de la stratégie de l'entreprise et assure le développement de cette dernière. ➤ Elle exerce son autorité hiérarchique et fonctionnelle sur l'ensemble des directions et des unités.
Direction des ressources humaines	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Elle accroît la mobilisation et la valorisation du personnel. ➤ Elle pilote le recrutement, l'accueil, l'information et gère le plan de carrière du personnel. ➤ Elle supervise la gestion administrative et légale pour le personnel.
Direction finance et comptabilité	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Elle analyse les équilibres financiers de l'entreprise. Gérer la trésorerie (recettes et dépenses). ➤ Elle assure la comptabilisation dans les délais de toutes les opérations permettant l'établissement des bilans, des comptes de résultat et des déclarations fiscales de l'entreprise. ➤ Elle définit la politique bancaire et l'orientation budgétaire.
Direction développement et partenariat	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Elle assure l'étude et le développement du produit fini ainsi que des actions de partenariat et de sous-traitance. ➤ Elle participe au développement des processus de fabrication et de modernisation de l'outil de production ainsi qu'à la définition de l'organisation de la production dans l'objectif d'atteindre plus de flexibilité, et de réduire les coûts de fabrication.
Direction marketing et communication	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Elle assure des politiques commerciales et des communications, et les met en œuvre par la conception et l'élaboration des méthodes et outils de gestion nécessaires.
Direction planification et contrôle de gestion	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Responsable du contrôle de gestion, l'établissement et le suivi des activités liées au budget de l'entreprise. ➤ Elle exploite les résultats de l'audit finance, les interprète, et fait les recommandations nécessaires.
Direction industrielle	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Elle développe et met en place les moyens et l'organisation industrielle nécessaires à la production en agissant sur les approvisionnements ainsi que les moyens et les techniques de production.
Direction qualité	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Elle conçoit, définit, avec la direction générale, et met en œuvre et suit la politique qualité de l'entreprise. Ses activités contribuent au développement de nouveaux marchés et représentent un enjeu important au niveau de la compétitivité de l'entreprise.
Direction des systèmes informatiques	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Elle gère le système d'information qui prend en charge les fonctions : achat, gestion des stocks et gestion de production ainsi que le travail technique

2.5.2 Unités

Tableau 4 - Les missions et activités des unités de l'ENIEM

Les unités	Missions et activités
<p align="center">Unité Froid</p>	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Elle est spécialisée dans la fabrication et le développement des produits qui assurent le refroidissement des aliments ; réfrigérateurs, congélateurs, armoires vitrées... <p>Elle a pour activité :</p> <ul style="list-style-type: none"> ✓ Transformation de la tôle. ✓ Traitement et revêtement de surface (peinture en poudre), ✓ Injection plastiques, ➤ Assemblage des réfrigérateurs/congélateurs.
<p align="center">Unité Cuisson</p>	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Elle est chargée de la production et du développement des produits de cuisson (cuisinières, Plaques de cuisson...). <p>Elle a pour activité :</p> <ul style="list-style-type: none"> ✓ Transformation de la tôle. ✓ Traitement et revêtement de surface (émaillage, zingage, chromage). ✓ Assemblage de la cuisinière.
<p align="center">Unité Prestation Technique</p>	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Elle est chargée de fournir et d'exploiter les moyens techniques communs ainsi que la gestion de la totalité des infrastructures communes (bâtiments, éclairages etc...). ➤ Elle assure la réalisation des pièces de recharges pour la production, la conception et la fabrication d'outillage (moules, outils etc...),
<p align="center">Unité Commerciale</p>	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Elle assure la commercialisation des produits finis des unités de production, elle joue donc un rôle fondamental dans la vie de l'entreprise, à savoir la détermination des besoins du marché. <p>Elle a pour activités:</p> <ul style="list-style-type: none"> ✓ Le Marketing. ✓ La vente (à travers ses moyens propres et un réseau d'agents agréés). ✓ D'assurer le service après-vente. ✓ La Gestion des stocks des produits finis ENIEM. ✓ La distribution et l'exportation des produits ENIEM.

Chapitre 3

Généralités sur le froid et les machines frigorifiques

3.1 Historique

Depuis l'antiquité, c'est le froid naturel qui a toujours été exploité pour la conservation des aliments et cela par le biais de procédés artisanaux. D'ailleurs, en hiver les romains avaient recours à la neige et à glace qu'ils stockaient dans des caves souterraines isolées à l'aide de paille ou de foin, ce qui permettait de garder la nourriture bien au froid même en pleine période estivale. Comme ils utilisaient également des aqueducs qui permettaient de faire circuler de l'eau froide à l'intérieur des murs des foyers de citoyens aisés afin de rafraîchir leurs habitations. Par ailleurs, il y avait aussi les Perses qui ont réussi à stocker de la glace en plein désert même en été et cela grâce à une structure ayant la forme conique appelée yakhtchal qui pouvait faire jusqu'à près de 20 m de hauteur.

Le yakhtchal était essentiellement constitué de murs (d'argile, de sable, de laine et de blancs d'œuf) de 2 m d'épaisseur et de l'eau était placée au centre. L'air chaud s'engouffrait par la base de l'édifice et montait au sommet de celui-ci. Ainsi, la pression baisse considérablement à la base, ce qui entraînait une évaporation de l'eau contenue dans la cuve centrale. C'est cette évaporation qui absorbait la chaleur contenue dans l'air et provoquait d'une part le refroidissement de l'air et d'une autre celui de l'eau de la cuve. Une ouverture à la base du bâtiment permettait à l'air frais d'entrer et de se répandre dans les sous-sols où les aliments étaient conservés.

C'est avec la révolution industrielle, que le concept du froid artificiel est apparu ; plusieurs machines industrielles ont été inventées de manière successive commençant en 1856 par la machine à compression mécanique de vapeurs liquéfiables. Ensuite, vient celle à absorption ammoniac-eau en 1859. Puis celle à cycle à air en 1862 et la machine à vaporisation d'eau sous

vide en 1866. C'est grâce à ces inventions que plusieurs réfrigérateurs et congélateurs ont vu le jour et à qui les ingénieurs ont apporté au fil des années modifications et améliorations pour des appareils plus performants.



Figure 6 – Un yakhtchal d'Iran.

Enfin, depuis les années 2000 ; les spécialistes du domaine ne cessent de donner de plus en plus d'importance à l'aspect environnemental d'une part en encourageant l'exploitation de l'énergie solaire comme source d'alimentation pour les appareils frigorifiques d'où le concept de la réfrigération solaire, la congélation solaire et de la climatisation solaire et d'une autre part en utilisant des réfrigérants non toxiques et qui ont une faible influence voire une influence nulle sur la couche d'ozone et l'effet de serre.

3.2 Notions physiques

3.2.1 Chaleur

C'est une forme de l'énergie. C'est la sensation perçue par nos organes des sens lorsque nous sommes placés devant un foyer en activité ou un corps incandescent par exemple. La vie terrestre est tributaire d'une des principales sources de chaleur : le soleil. La chaleur se manifeste également lors du passage d'un courant électrique dans une résistance, lors de la compression brusque d'un gaz, lors de certaines réactions chimiques, etc.

3.2.2 Froid

C'est la sensation que fait éprouver l'absence, la perte ou la diminution de la chaleur. Par comparaison, le froid est à la chaleur ce que l'obscurité est à la lumière. Froid et obscurité sont des termes négatifs. Ils indiquent simplement l'absence ou la diminution, soit de la chaleur, soit de la lumière [11].

3.2.3 Froid industriel

Il regroupe tous les systèmes permettant d'obtenir et de maintenir un produit ou un local par exemple à une température inférieure à celle du milieu environnant. Par ailleurs, Le domaine du froid comporte deux branches distinctes :

Réfrigération : qui s'intéresse à la production et au maintien des températures plus basses que la température de l'ambiance.

Cryogénie : science qui étudie le comportement de la matière aux très basses températures.

3.2.4 Température

C'est le « niveau » auquel la chaleur (énergie calorifique) se trouve dans un corps. Elle caractérise l'action plus ou moins énergique de la chaleur sur nos sens. C'est la température qui nous permet de dire qu'un corps est plus ou moins chaud qu'un autre.

3.2.5 Transmission de chaleur

La chaleur peut se transmettre d'un corps à un autre par trois modes de transmission différents qui sont les suivants [11] :

3.2.5.1 Par conduction

La transmission de chaleur par conduction a lieu dans un seul et même corps lorsque ses parties présentent des températures différentes, ou d'un corps à un autre si ces deux corps ayant des températures différentes sont en contact. Ce mode de transmission se fait spontanément d'une région de température élevée vers une région de température plus basse. Cette loi dite de Fourier établit que la densité de flux de chaleur est proportionnelle au gradient de température. Dans un gaz ou un liquide, l'énergie se propage par contact direct entre molécules au gré des

chocs aléatoires à l'échelle microscopique. Dans les solides, la conduction thermique est assurée par les électrons de conduction et les phonons, autrement dit les vibrations du réseau cristallin. Ces phonons interagissent avec les électrons libres, ce qui explique que la conductivité thermique et la conductivité électrique soient liées.

3.2.5.2 Par convection

La transmission de chaleur par convection a lieu au sein d'un fluide en mouvement ou entre un fluide en mouvement et une paroi solide. Ce transfert d'énergie est réalisé par deux modes de transfert élémentaire combinés que sont l'advection et la diffusion. On distingue deux types de convection :

- ✓ **Convection forcé** : lorsque le mouvement du fluide est dû à l'action d'un organe artificiel (pompe, turbine, ventilateur...).
- ✓ **Convection naturelle** : lorsque le mouvement du fluide est provoqué par des différences de densité, elles-mêmes dues à des différences de température existant dans le fluide. On peut citer l'exemple du radiateur qui chauffe une pièce par convection, l'air servant de véhicule à la chaleur. Un évaporateur refroidit une chambre froide de façon similaire.

3.2.5.3 Par rayonnement

Les rayons calorifiques se propagent en ligne droite dans l'espace, et émis par un corps à température élevée ils sont absorbés partiellement par les corps plus froids qui forment écran à leur propagation, la partie non absorbée est réfléchi d'une façon identique à la réflexion des rayons lumineux par un miroir. Le rayonnement solaire est un bon exemple.

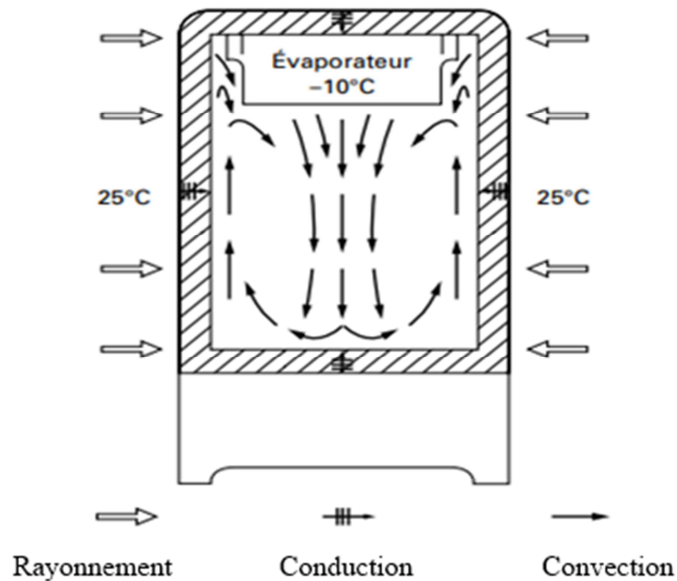


Figure 7 – Transmission de la chaleur à travers les parois d’un réfrigérateur.
Association des trois modes de transmission [11].

3.3 Procédés de production du froid

Produire du froid, c’est tout simplement absorber de la chaleur à une température inférieure à la température ambiante. Ainsi, le refroidissement d’un corps quelconque en dessous de la température ambiante nécessite l’utilisation d’un mécanisme endothermique. La chaleur alors extraite du corps est ensuite rejetée dans le milieu ambiant. Parmi les nombreux procédés qui permettent d’obtention du froid, les principaux peuvent être cités [12]:

3.3.1 Procédés thermodynamiques

- Dissolution d’un sel dans de l’eau ou la glace.
- Détente d’un gaz comprimé.
- Évaporation, fusion et sublimation.

3.3.2 Procédés électriques et magnétiques

- Refroidissement thermoélectrique par effet Peltier.
- Désaimantation magnétique.

3.4 Modes de production du froid

Les différents procédés de production de froid évoqués précédemment se réalisent selon deux modes : en circuit ouvert ou en circuit fermé.

3.4.1 Réfrigération en circuit ouvert

Dans ce type de réfrigération, le produit à refroidir est mis en contact thermique direct ou indirect avec le fluide frigorigène (fluide qui subit la transformation endothermique de production du froid) qui est ensuite évacué vers l'air libre sans être recyclé.

3.4.2 Réfrigération en circuit fermé

Dans ce type de réfrigération, le produit à refroidir ne peut pas être mis en contact direct avec le fluide frigorigène. Celui-ci circule dans un circuit fermé qui constitue la machine frigorifique proprement dite. C'est le cas des machines à compression à l'intérieur desquelles le fluide frigorigène est successivement comprimé, condensé, détendu et vaporisé. Ainsi, le produit peut être refroidi ou en contact avec les parois de l'évaporateur ou par l'intermédiaire d'un fluide secondaire (fluide frigoporteur ou frigorigère) qui assure le transport du froid entre l'évaporateur de la machine frigorifique et le produit à refroidir.

3.5 Machines Frigorifiques

La machine frigorifique représente un système thermodynamique qui permet, moyennant un apport énergétique, d'extraire de la chaleur au milieu à refroidir à la température T_f et la rejeter dans le milieu ambiant à une température plus élevée T_c accompagnée de l'équivalent thermique de l'énergie reçue [13]. Le schéma classique de principe d'une machine frigorifique est représenté par la Figure 8 :

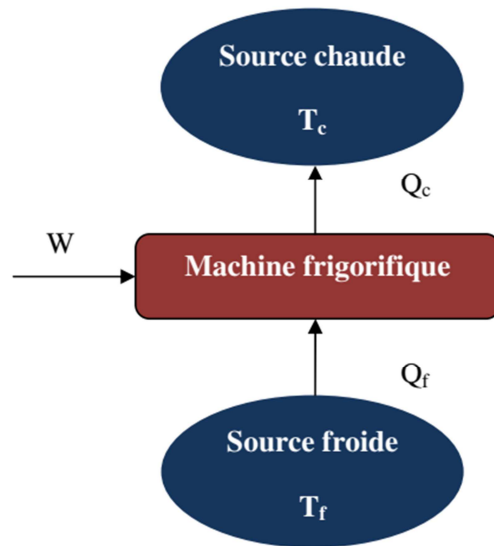


Figure 8 – Le schéma de principe d'une machine frigorifique.

Son principe de fonctionnement repose sur la production du froid en prenant de la chaleur.

3.5.1 Circuit frigorifique

Le circuit frigorifique est un réseau qui se trouve à l'intérieur d'une machine frigorifique ; il regroupe l'ensemble des éléments techniques générant du froid dont le fluide frigorigène et les équipements frigorifiques (condenseur, évaporateur, détendeur et compresseur). Les principaux composants d'un circuit frigorifique sont :

- ↳ **Compresseur** : Ce dispositif a pour rôle de comprimer la vapeur surchauffée qui sort de l'évaporateur allant d'une pression P_a à une pression P_b ($P_a < P_b$) avec élévation de la température tout en consommant un travail reçu W .
- ↳ **Condenseur** : cet échangeur de chaleur a pour rôle de restituer au fluide frigorigène son état liquide par le biais d'une transformation qui est la condensation en évacuant une quantité de chaleur Q_1 augmentée de l'équivalence calorifique de l'énergie de compression W . Comme il est constitué de trois zones : zone de désurchauffe, zone de condensation et zone de sous-refroidissement.
- ↳ **Détendeur** : c'est un composant qui est inséré entre le condenseur et l'évaporateur étant donné la différence de pression observée entre ces deux échangeurs ; il a pour rôle d'abaisser la pression du fluide qui sort du condenseur jusqu'à la pression initiale P_a ainsi ce fluide frigorigène liquide va subir une vaporisation partielle afin que sa température diminue. De ce fait ce dispositif permet de moduler et réguler le débit et la surchauffe du réfrigérant.

↳ **Evaporateur** : il est placé juste après le détendeur, sa fonction est de transformer le fluide frigorigène d'un état de liquide saturée à un état de vapeur surchauffée par l'intermédiaire d'une transformation qui est l'évaporation avec élévation de température tout en consommant une quantité de chaleur Q_1 .

3.5.2 Classification des machines frigorifiques

3.5.2.1 Machines à absorption

Dans ce type de machines, on fait intervenir deux fluides ayant une très grande affinité ; l'un étant un fluide frigorigène volatil dit absorbât et l'autre étant un absorbant. Ces machines sont constituées d'un condenseur, d'un évaporateur, d'un détendeur, d'un bouilleur (désorbeur), d'un absorbeur et d'une pompe [14].

Au niveau du bouilleur, se trouve une solution riche en fluide frigorigène ; on porte ce dernier à ébullition grâce à une source de chaleur (résistance, brûleur à gaz, etc.) donc il va s'évaporer et ainsi se séparer de l'absorbant. La vapeur dégagée va se diriger directement vers le condenseur pour obtenir un liquide sous-refroidi qui passera ensuite par le détendeur pour subir une détente puis il va s'évaporer dans l'évaporateur et ainsi se transformer en vapeur qui va être dissoute dans l'absorbant pour retrouver de nouveau la solution riche en fluide frigorigène qui sera par la suite pompée pour que le cycle se reproduise. Cependant, bien que ces machines ne soient pas onéreuses et qu'elles ne possèdent que peu de pièces tournantes ce qui limite les pannes, elles restent moins performantes que les machines à compression.

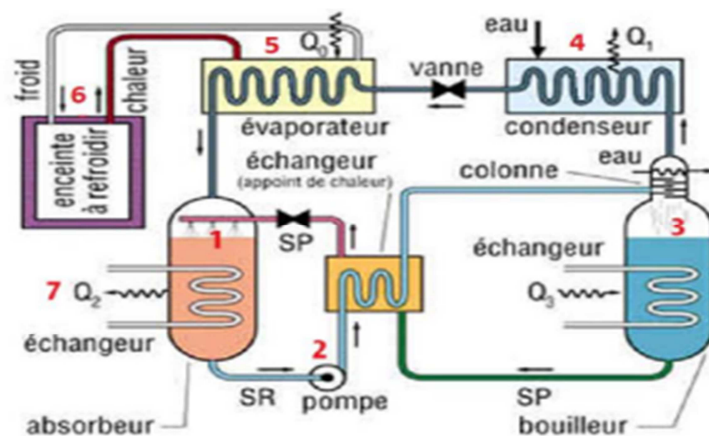


Figure 9 – Schéma du fonctionnement d'une machine à absorption.

A la différence des machines à compression, les machines à absorption ne possèdent pas de compresseur. Néanmoins la compression est assurée par les 3 étapes : d'absorption, de distillation et de condensation.

3.5.2.2 Machines à éjection

Les machines à éjection ne possèdent pas de compresseur, mais à la place elles sont dotées d'un éjecteur qui est composé d'un convergent, d'une chambre de mélange et d'un divergent. En plus de l'éjecteur, ces machines sont constituées aussi d'un bouilleur (générateur de vapeur), d'un condenseur, d'une pompe, d'un détendeur et d'un évaporateur.

La vapeur motrice (vapeur primaire) qui provient du bouilleur va subir une détente au niveau du convergent de l'éjecteur qui a servi à l'accélérer et c'est ainsi que la vapeur aspirée (vapeur secondaire) sera aspirée par la chambre du mélange, par la suite le divergent va refouler le mélange en le ralentissant et l'amenant à la pression voulue. Le mélange vapeur motrice-vapeur aspirée va se diriger vers le condenseur pour se condenser après avoir subi une désurchauffe. Une partie du liquide qui va sortir de l'échangeur va être pompée vers le bouilleur où elle sera portée à ébullition pour former la vapeur motrice. Par ailleurs, l'autre partie va cheminer vers le détendeur et ainsi faire baisser la pression du fluide pour qu'il s'évapore à la fin dans l'évaporateur et la vapeur qui en résultera va représenter la vapeur secondaire.

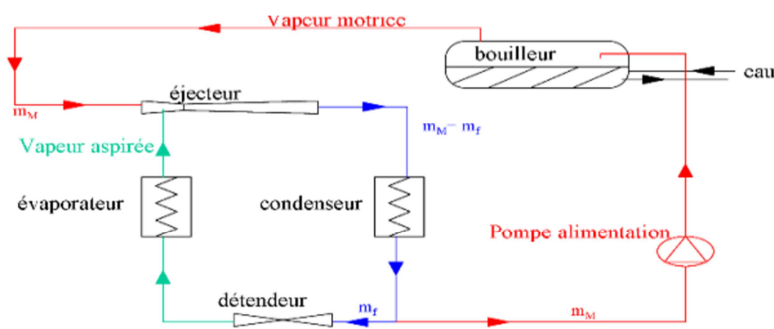


Figure 10 – Schéma du fonctionnement d'une machine à éjection.

3.5.2.3 Machines à compression

Les machines à compression, en raison de leur grande performance représentent le système frigorifique classique le plus utilisé. En plus de l'évaporateur, du condenseur et du détendeur et comme leur nom l'indique, elles sont dotées aussi d'un compresseur.

Le fluide frigorigène à l'état de vapeur surchauffée qui sort de l'évaporateur va se diriger vers le compresseur pour être comprimé d'une pression P_a jusqu'à une pression P_b avec élévation de la température. Ensuite, la vapeur comprimée sera envoyée au condenseur où elle va être évacuée à la source chaude une quantité de chaleur Q_1 augmentée de l'équivalence calorifique de l'énergie de compression W au début sous forme sensible (désurchauffe) puis sous forme latente (condensation) puis elle va se liquéfier et sous-refroidir. Le fluide frigorigène liquéfié sortant sera détendu dans le détendeur jusqu'à la pression P_a et subira une vaporisation partielle. Le mélange liquide-vapeur va être par la suite renvoyé vers l'évaporateur où il y aura évaporation totale afin de former la vapeur surchauffée tout en consommant une quantité de chaleur Q_1 cédée par la source froide et ainsi le cycle se reproduira.

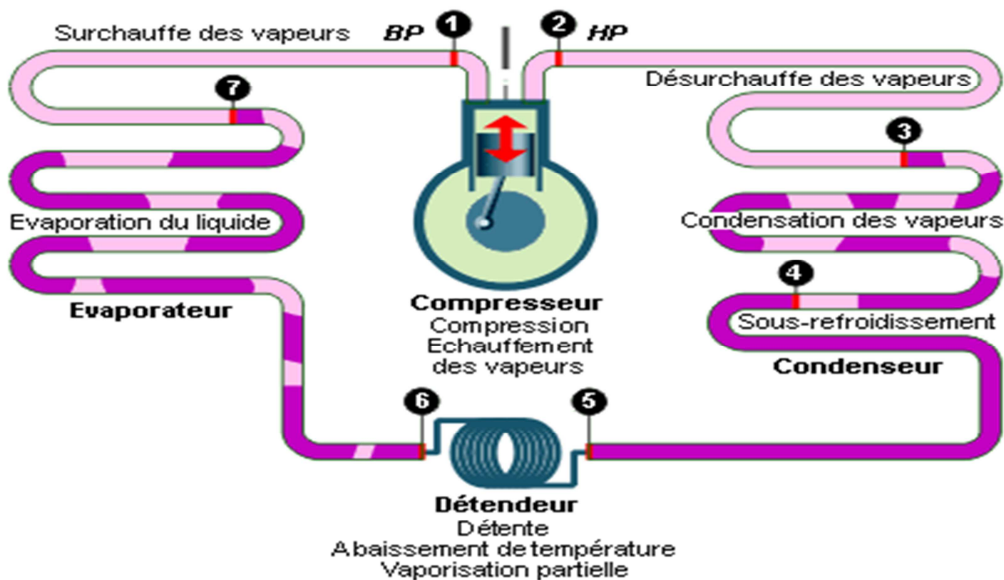


Figure 11 – Schéma du fonctionnement d'une machine à compression.

3.5.3 Cycles des machines frigorifiques

Un cycle en thermodynamique est l'enchaînement de deux transformations physiques successives allant d'un système thermodynamique dans un état donné, le transforme et le reconduit à son état initial de sorte à ce que le cycle reprenne ; si la première transformation est la condensation qui se passe après la compression du fluide frigorigène (FF) à l'état gazeux, alors la deuxième représentera l'évaporation qui amènera le FF à son état initial (gazeux) après avoir été détendu à l'état liquide et ainsi le cycle peut recommencer. Par ailleurs, Son tracé est d'une grande

importance car il permet d'effectuer une partie des calculs destinés à l'étude d'une machine frigorifique. Pour assurer ce tracé, différents paramètres doivent être pris en compte à savoir :

- La température de condensation (pression de condensation).
- La température d'évaporation (pression d'évaporation).
- La surchauffe des vapeurs de fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur.
- Le sous-refroidissement du fluide frigorigène liquide à la sortie du condenseur.

3.5.3.1 Cycle de référence

Le cycle de référence appelé aussi cycle pratique par les frigoristes est un cycle frigorifique représenté par un diagramme enthalpique qui met en évidence les différentes évolutions du fluide frigorigène dans la machine frigorifique. Et comme tout cycle thermodynamique, il permet d'assurer le dimensionnement des systèmes frigorifiques avec obtention de résultats satisfaisants. Comme, il permet aussi d'éviter d'avoir recours aux cycles proposés par la thermodynamique appliquée à savoir : le cycle théorique, le cycle parfait et le cycle réel. Les évolutions du FF qui s'écoule le long du circuit frigorifique sont représentées par la Figure 12.

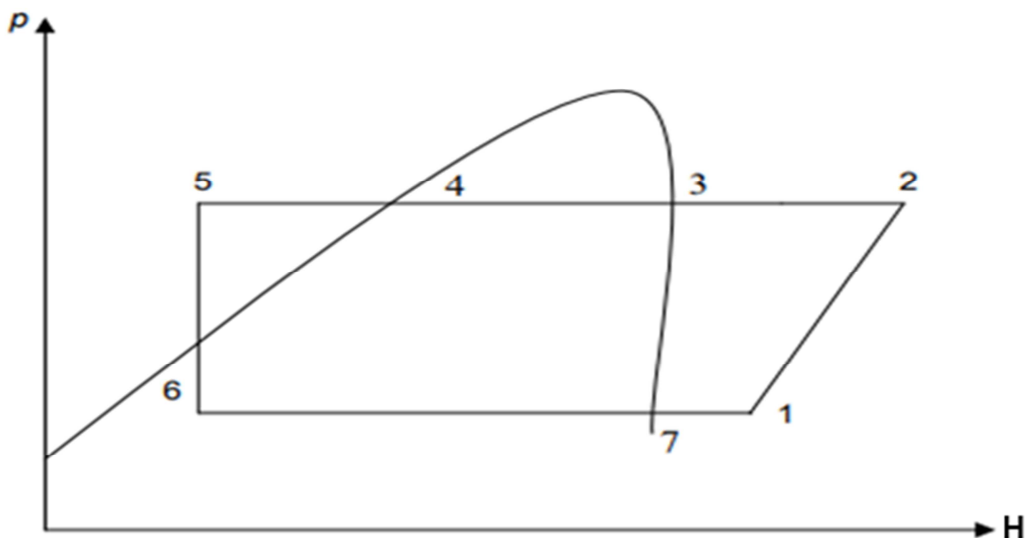


Figure 12 – Cycle frigorifique de référence

L'interprétation du diagramme enthalpique est comme suit :

- Entre 1 et 2 : compression des vapeurs de FF qui passent d'un niveau de basse pression (BP) à un niveau de haute pression (HP).
- Entre 2 et 3 : désurchauffe des vapeurs de FF (HP).

- Entre 3 et 4 : condensation des vapeurs de FF (HP) qui deviennent du FF liquide (HP).
- Entre 4 et 5 : sous refroidissement du FF liquide (HP).
- Entre 5 et 6 : détente du FF liquide (HP) qui devient un mélange de liquide (BP) et d'une faible quantité de vapeurs (BP).
- Entre 6 et 7 : évaporation du FF liquide (BP) qui devient des vapeurs de FF (BP).
- Entre 7 et 1 : surchauffe des vapeurs de FF (BP).

3.5.3.2 Autres cycles frigorifiques issus de la théorie de la thermodynamique appliquée

Comme cela a été mentionné précédemment, il y en a trois cycles : théorique, parfait et réel. Par ailleurs, l'évolution du FF dans chacun de ces cycles est représentée par la Figure 13.

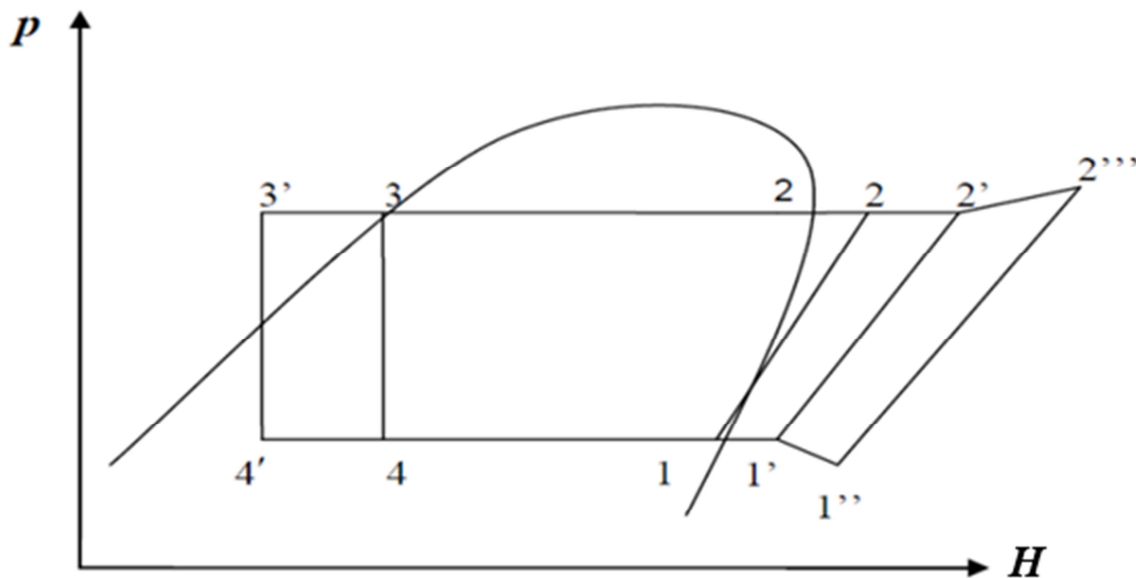


Figure 13 – Cycles frigorifiques : théorique, parfait et réel.

L'interprétation du diagramme enthalpique de chaque cycle est résumée dans le tableau suivant :

Tableau 5–Interprétation des diagrammes enthalpiques

Le cycle	Les bases sur lesquelles il est établi	Les transformations thermodynamiques subies par le FF
Le cycle théorique (représenté par les points 1-2-3-4)	<ul style="list-style-type: none"> ↪ Pas de perte de charges dans les tubulures. ↪ Pas de SC au niveau de l'évaporateur. ↪ Pas de SR au niveau du condenseur. 	<ul style="list-style-type: none"> ↪ 1-2 : Compression isentropique du FF vapeur. ↪ 2-3 : Condensation isothermique. ↪ 3-4 : Détente isenthalpique. ↪ 4-1 : Evaporation isothermique.
Le cycle parfait (représenté par les points 1'-2'-3'-4')	<ul style="list-style-type: none"> ↪ Pas de perte de charges dans les tubulures. ↪ SC au niveau de l'évaporateur. ↪ SR au niveau du condenseur. 	<ul style="list-style-type: none"> ↪ 1'-2' : Compression isentropique. ↪ 2'-3' : Condensation isothermique. ↪ 3-3' : SR du FF à la sortie du condenseur. ↪ 3'-4' : Détente isenthalpique. ↪ 4'-1 : Evaporation isothermique. ↪ 1-1' : SC du FF à la sortie de l'évaporateur.
Le cycle réel (représenté par les points 1''-2'''-3'-4')	<ul style="list-style-type: none"> ↪ La compression est polytropique, le point 1' se translate au point 1'' (transfert partiel du travail de compression au FF à causes des échanges avec le milieu environnant) ↪ Le point 2' devient 2''' pour tenir compte de: <ul style="list-style-type: none"> ✓ L'énergie perdue (notion de rendement indiqué). ✓ Pertes mécaniques. 	<ul style="list-style-type: none"> ↪ 1''-2''' : Compression polytropique. ↪ 2'''-3 : Condensation isothermique. ↪ 3-3' : SR du FF à la sortie du condenseur. ↪ 3'-4' : Détente isenthalpique. ↪ 4'-1 : Evaporation isothermique. ↪ 1-1'' : SC du FF à la sortie de l'évaporateur.

3.1 Fluides frigorigènes

Un fluide frigorigène dit réfrigérant est un fluide qui grâce à ses caractéristiques physiques assure la mise en marche des machines frigorifiques (réfrigérateur, congélateur, climatiseur, chambre froide ...). Au sein de ces appareils, son rôle repose sur un transfert thermique ;

d'ailleurs il a la capacité d'absorber la chaleur à basse température et basse pression, puis de la libérer à une température et une pression plus élevées par le biais d'un changement d'état. Comme il joue le rôle aussi de refroidisseur d'huile du compresseur. Il peut être pur ou être un mélange de fluides purs pouvant se présenter en phase liquide, gazeuse ou les deux à la fois en fonction de la température et de la pression de celui-ci.

3.1.1 Classification des fluides frigorigènes

Les fluides frigorigènes sont classés en quatre grandes familles **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**:

- Les fluides inorganiques purs tels que l'eau, l'ammoniac et le CO₂.
- Les hydrocarbures tels que le butane, l'isobutane, le propane et le propylène.
- Les hydrocarbures halogénés tels que le chlorofluorocarbures (CFC), les hydrofluorocarbures (HFC), les hydrochlorofluorocarbures (HCFC) et les perfluorocarbures (PFC).
- Autres fluides utilisés de façon assez rare tels que les éthers oxydes, les alcools, les composés trihalogénés et les fluorés et chromés.

3.1.2 Critères de choix d'un fluide frigorigène

Le choix du fluide frigorigène n'est pas l'une des tâches des plus évidentes car face aux nombreux critères il n'y a pas le fluide modèle qui coche toutes les cases, de ce fait certains critères seront plus privilégiés que d'autres. Alors afin de choisir le réfrigérant le plus adéquat à une installation frigorifique, il faut tenir en compte des caractéristiques suivantes [15] :

- Un fluide frigorigène à effet frigorifique maximal (COP).
- Un fluide frigorigène avec une faible influence sur l'ozone (ODP) et une faible influence sur l'effet de serre (GWP) et aussi sur les composants de l'installation.
- Un fluide frigorigène avec un faible taux de compression.
- Un fluide frigorigène à basse pression supérieure à la pression atmosphérique en fonctionnement normal.
- Un fluide frigorigène avec une faible température de fin de compression (une température élevée n'est pas favorable à la stabilité chimique de l'huile et du fluide frigorigène).

- Un fluide frigorigène miscible dans l'huile. La miscibilité huile fluide frigorigène est indispensable pour assurer le retour de l'huile au compresseur donc la bonne sélection de l'huile est primordiale surtout dans le cas des installations sèches des évaporateurs.
- Un fluide frigorigène disponible et bon marché.
- Un fluide frigorigène non-inflammable, non-explosif et avec une très faible toxicité.

L'expression permettant de calculer l'effet frigorigène est la suivante :

$$\text{COP} = \frac{\text{Puissance frigorigène}}{\text{Puissance électrique absorbée}} \quad 3-1$$

Il y a certains fluides frigorigènes très intéressants mais qui présentent un potentiel d'effet de serre global (GWP) élevé, de ce fait ils sont à éviter. Cependant, l'utilisation des FF ayant un GWP supérieur à 2500 est déconseillée voire interdite.

3.1.3 R134a

C'est le fluide frigorigène utilisé par l'ENIEM pour la conception de ses différentes gammes d'appareils frigorifiques domestiques et commerciales. Comme il est utilisé ailleurs dans les applications industrielles, ainsi que dans celles du conditionnement d'air et du refroidissement des liquides. Ce fluide est miscible dans une huile polyolester (POE) ; il est non dangereux, non toxique et ininflammable et dont les caractéristiques générales sont les suivantes [15] :

- HFC hydrofluorocarbone.
- Fluide pur de formule chimique : $\text{CH}_2\text{F}-\text{CF}_3$.
- Couleur : incolore.
- Odeur : légèrement étherée.
- Température critique : 101°C.
- Pression critique : 40,59 bars.
- Température d'ébullition sous la pression atmosphérique normale : -26,08°C.
- Solubilité de l'eau dans le produit : 0,097% en masse.
- Chaleur massique du liquide : 1,425 kJ/kg.K.
- Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone ODP = 0.
- Potentiel d'effet de serre à 100 ans GWP = 1430.

Chapitre 4

Présentation du prototype

4.1 Conception générale

Le but de cette étude étant la conception d'un nouvel appareil de type congélateur horizontal solaire avec porte vitrée et une autre isolante. L'idée consiste à obtenir un appareil frigorifique qui conserve le mieux et consomme le moins sans avoir pour autant recours à un grand investissement. Il est donc judicieux de garder les dimensions de congélateurs bahut existants, préalablement fabriquée par L'ENIEM, et d'en apporter si nécessaire certaines modifications pour en faire le produit voulu. De ce fait, il y aura une combinaison entre deux congélateurs bahut petit et grand format telle que la cuve intérieure sera celle du bahut petit format et la cuve extérieure celle du bahut grand format donc le processus de fabrication ne sera que légèrement modifié, par conséquent l'investissement sera réduit.

Le prototype du congélateur conçu actuellement par L'ENIEM a été retenu pour la présente étude et sur lequel on apporte les modifications suivantes :

- ↳ Remplacer l'ancien compresseur par un autre dédié aux installations frigorifiques solaires après avoir calculé la fréquence frigorifique effective.
- ↳ Changement des épaisseurs d'isolation étant donné que les bahuts petit et grand format ont été combinés.

4.2 Description de l'appareil

Le congélateur solaire est un appareil frigorifique à un seul compartiment d'une capacité de 360 litres. Il assure la conservation des produits entreposés à une température de -18°C . L'appareil est constitué de deux cuves, une intérieure et une autre extérieure, séparées par une couche d'isolant (polyuréthane expansé).

4.2.1 Cuve intérieure

La cuve intérieure (Figure 14) est en aluminium embossé de 99,5% de pureté, de 0,5 mm d'épaisseur autour de laquelle est enroulé un tube évaporateur.

4.2.2 Cuve extérieure

Elle est revêtue (Figure 15) par des parois en tôle d'acier galvanisé à chaud, d'épaisseur 0,8 mm et revêtue d'une couche de peinture blanche.

4.2.3 Isolant

L'isolation thermique du conservateur est réalisée par injection de la mousse de polyuréthane expansée (Figure 14) entre les cuves constituant l'armoire frigorifique.

Les caractéristiques de la mousse sont consignées dans le tableau :

Tableau 6- Caractéristiques du polyuréthane expansé.

Caractéristique	Grandeur
Densité	42 Kg/m ³
Résistance à la compression	1,8 - 2 g/cm ²
Conductivité thermique moyenne	0,0201 W/m.K

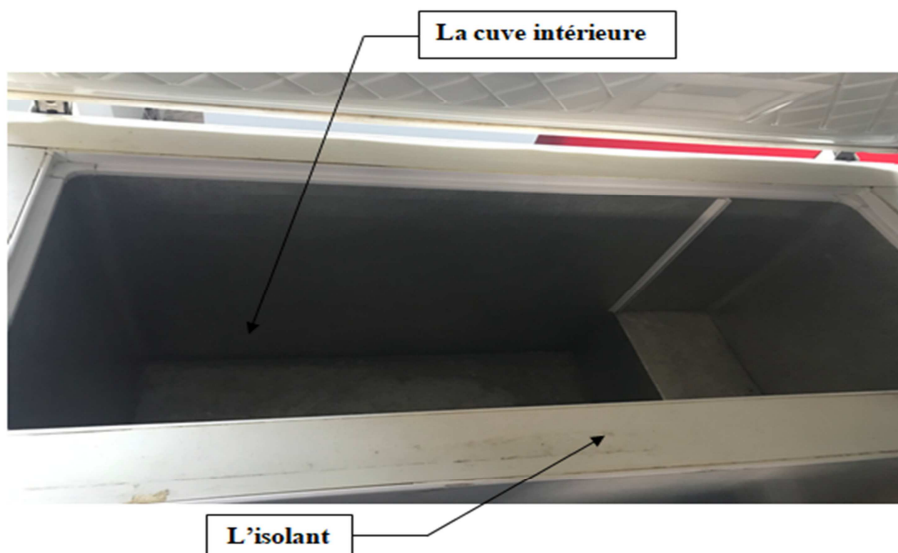


Figure 14 - Une vue d'intérieur du congélateur solaire 360 L

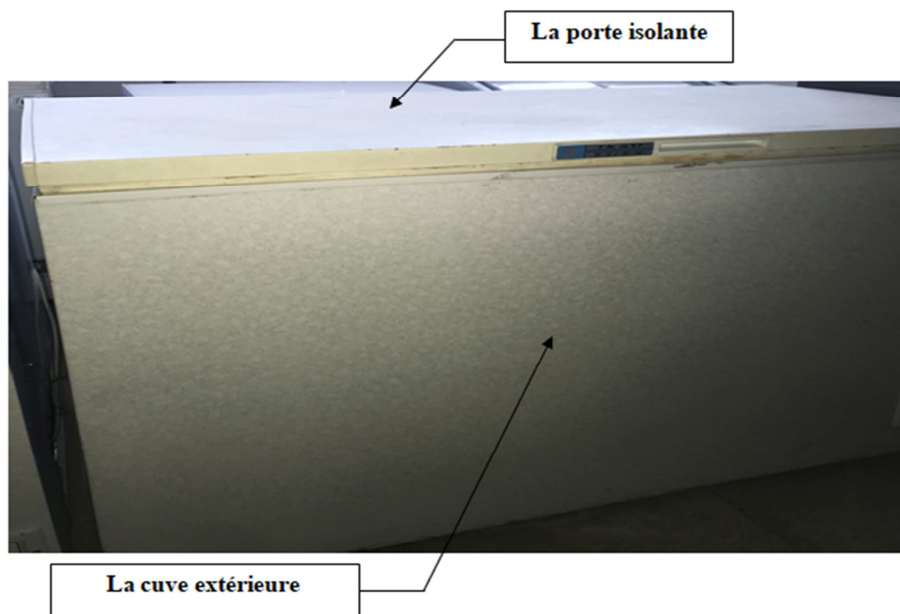


Figure 15- Une vue d'extérieur du congélateur solaire 360 L

4.2.4 Groupe frigorifique du congélateur solaire

La Figure 16 montre le groupe frigorifique du conservateur, il comporte :

- ↷ Un évaporateur constitué d'un tube enroulé autour de la cuve intérieure et maintenu accolé à la paroi avec un ruban adhésif.
- ↷ Un condenseur de type serpentin plaqué sur trois faces de la cuve extérieure du côté de la mousse. La disposition des passes est verticale.
- ↷ Un compresseur volumétrique hermétique de type alternatif à piston.
- ↷ Un détendeur de type tube capillaire.
- ↷ Un accumulateur placé à proximité du compresseur, son but, empêcher l'aspiration accidentelle du liquide par le compresseur.
- ↷ Filtre déshydrateur ayant pour but de maintenir la quantité d'eau présente dans le fluide frigorigène au-dessous d'une valeur maximale qui vaut, pour le R134a, 10ppm.
- ↷ Un ventilateur de faible puissance pour le refroidissement du compresseur.

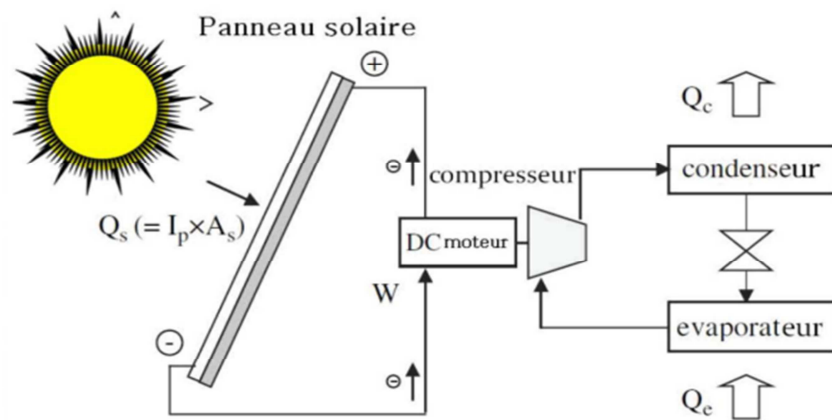


Figure 16- schéma d'une machine frigorifique solaire électrique à compression de vapeur

4.3 Concept de la congélation solaire

4.3.1 Description du système de congélation solaire

La congélation solaire est une technique qui permet de produire du froid en alimentant le congélateur au solaire pour qu'il soit en mesure de conserver des produits frais à une température allant jusqu'à -18°C dans les zones dépourvues du réseau électrique. Le volume du congélateur dépend de la quantité à conserver (80 à 400 litres) et leur faible consommation rend le système de congélation solaire idéal pour les sites isolés [16].

4.3.2 Fonctionnement d'un système de congélation solaire

Le congélateur solaire fonctionne grâce à l'énergie solaire. Son principe de fonctionnement est similaire à celui d'un congélateur classique. Le fluide frigorigène est élevé en pression par un compresseur électrique (DC/AC) et il peut ainsi générer du froid et assurer la conservation des produits qu'il contient.

4.3.3 Choix d'un congélateur solaire

Afin d'assurer le bon fonctionnement d'un système de congélation, les facteurs suivants doivent être pris en compte :

- ↪ La géo localisation du site.
- ↪ La taille du village.

- ↳ L'absence de connexion au réseau électrique.
- ↳ L'absence de concurrence dans la zone.

D'autres facteurs sont liés à la durabilité des technologies à savoir :

- ↳ La qualité du congélateur.
- ↳ Le rapport qualité/ prix.
- ↳ La disponibilité d'un stock de rechange (technologies et accessoires).
- ↳ L'offre d'un service après-vente par le fournisseur.

4.3.4 Avantages et inconvénients d'un système de congélation solaire

La congélation solaire comme toute nouvelle technique possède des avantages et des inconvénients qui sont les suivants :

4.3.4.1 Avantages

Les avantages d'un congélateur solaire sont :

- ↳ Fonctionnement par source d'énergie renouvelable et gratuite.
- ↳ Idéal pour développer des activités dans les zones dépourvues du réseau électrique.
- ↳ Préserve l'environnement et aucune répercussion sur la santé de l'utilisateur.

4.3.4.2 Inconvénients

Parmi les inconvénients d'un congélateur solaire, les suivants sont cités:

- ↳ Technologie nouvelle.
- ↳ Coût élevé de l'investissement.
- ↳ Disponibilité de l'énergie intermittente donc nécessite des mesures d'adaptation en fonction des produits à congeler.
- ↳ Risque de vol des panneaux photovoltaïques s'ils ne sont pas bien sécurisés.
- ↳ Risque d'augmentation du temps de congélation si le système est sous-dimensionné.

4.4 Présentation du logiciel SOLKANE 8

Pour mener à terme une étude d'une installation frigorifique, la connaissance des paramètres thermodynamiques du fluide frigorigène utilisé est indispensable car le calcul du débit du réfrigérant et le dimensionnement des échangeurs reposent précisément sur ces paramètres.

Ces propriétés thermodynamiques peuvent être déterminées ou grâce aux tables thermodynamique ou grâce au logiciel SOLKANE 8 [17]. Cependant, l'utilisation du logiciel est plus recommandée car d'une part il donne des résultats plus précis et d'une autre il est très facile à manipuler tout en simplifiant la démarche.

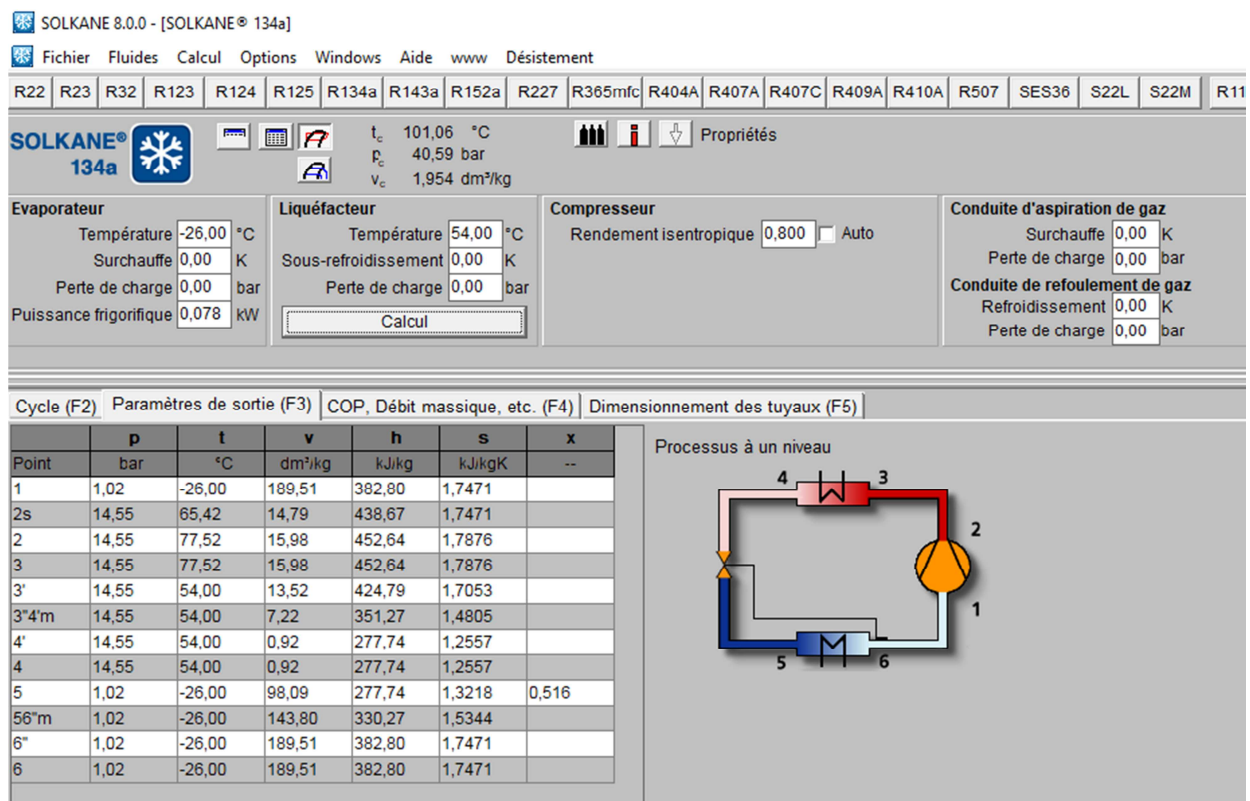


Figure 17- Paramètres thermodynamiques du cycle du congélateur solaire 360 L à un seul étage

SOLKANE 8 est un programme très puissant, qui permet principalement de calculer les paramètres thermodynamiques les propriétés de transport de plusieurs fluides frigorigènes. Comme il permet aussi :

- ↳ D'afficher le diagramme P. H ou T .S des fluides frigorigènes SOLKANE 8.

↳ D'assurer dans une fenêtre d'aide de Windows, une information complète sur les fluides frigorigènes SOLKANE 8 depuis les propriétés physiques jusqu'au transport et à la garniture.

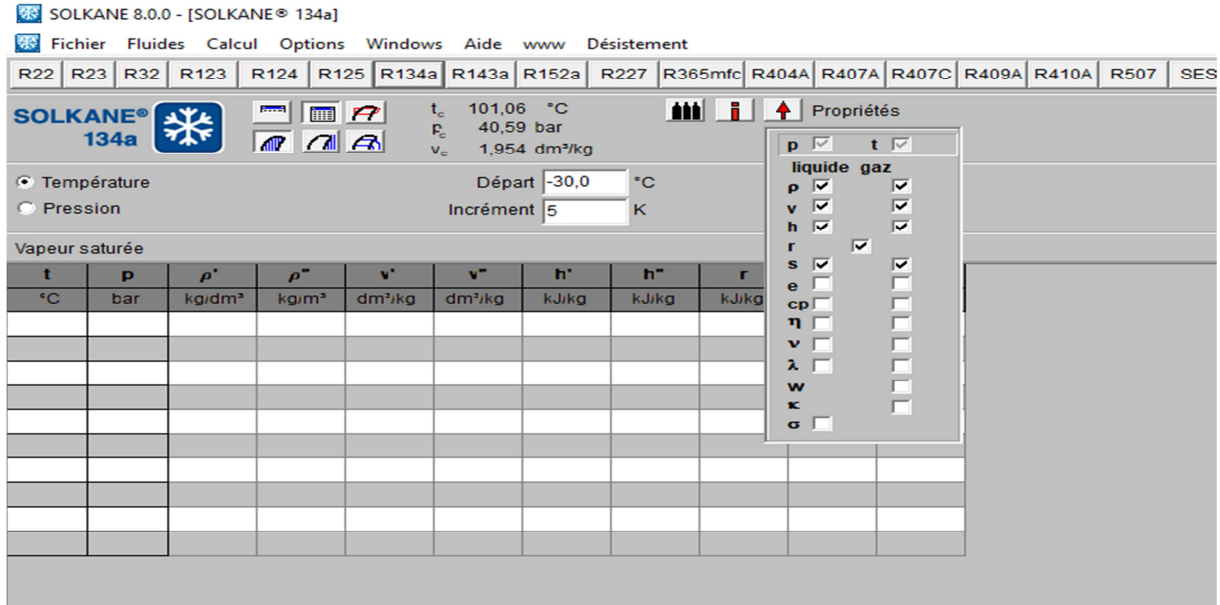


Figure 18- Calcul des propriétés du FF (R134a)

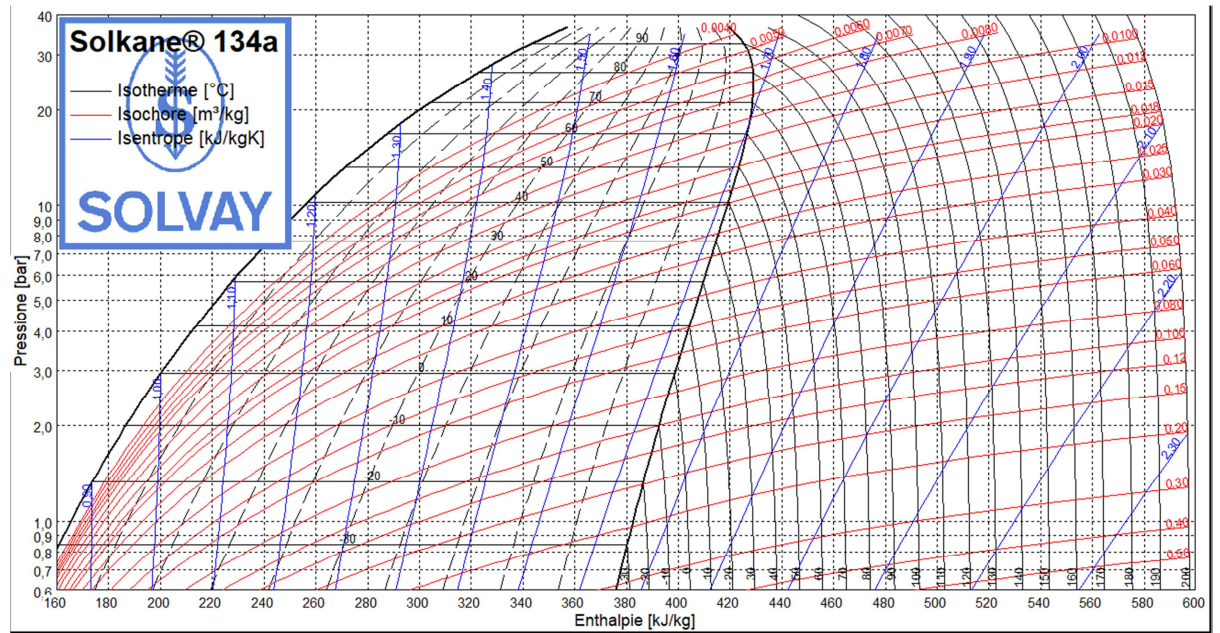


Figure 19- Diagramme P.H du R134a

Remarque :

Les paramètres thermodynamique du R134a telles que les enthalpies peuvent être données par le tableau de la Figure 17 comme elles peuvent être relevées à partir du diagramme P.H de la Figure 19.

4.5 Cycle théorique du congélateur solaire

Les transformations subies par le fluide frigorigène R134a qui décrit un cycle qu'on suppose idéal sont représentées par le logiciel SOLKANE 8 sur le diagramme enthalpique (P, H) comme le montre Figure 20 et cela dans les conditions de fonctionnement suivantes :

- ↪ Température de condensation est de 54 °C
- ↪ Température d'évaporateur est de -26°C.
- ↪ Température moyenne du congélateur : -18°C.
- ↪ Température de l'ambiance : + 43°C.

A partir de la Figure 17, les paramètres thermodynamiques du cycle idéal du congélateur solaire L peuvent être résumés dans le tableau suivant :

Tableau 7- Les paramètres thermodynamique du cycle idéal du congélateur solaire 360 L

Point	1	2S	2	3	4	5	6
P (bar)	1,02	14,55	14,55	14,55	14,55	1,02	1,02
H (kJ/kg)	382,8	438,67	452,64	424,79	277,74	277,74	382,8
T (°C)	-26	65,42	77,52	54	54	-26	-26

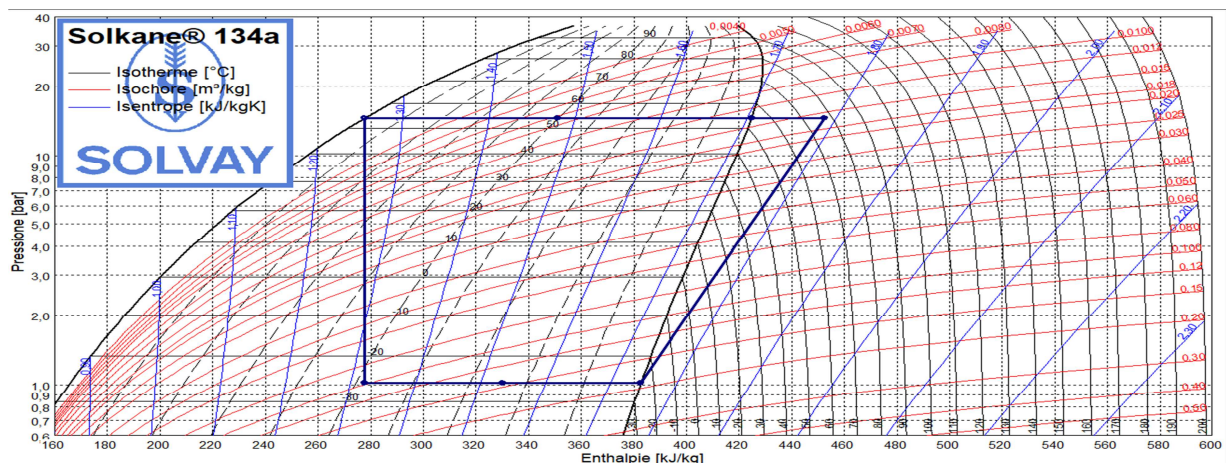


Figure 20- Cycle idéal du congélateur solaire 360 L

Les transformations subies par le FF qui décrit un cycle supposé idéal sont les suivantes :

↳ **1-2** : Le compresseur aspire les vapeurs provenant de l'évaporateur et restitue au refoulement des vapeurs comprimées et surchauffées. Le travail fourni au compresseur par unité de masse est égal à la différence des enthalpies du fluide entre le point de refoulement et le point d'aspiration, soit :

$$W = H_{2s} - H_1 \quad 4-1$$

$$W = 438,67 - 382,8 = 55,87 \text{ kJ/K}$$

↳ **2-3** : Les vapeurs comprimées à température relativement élevée pénètrent dans le condenseur, après leur désurchauffe jusqu'à la température de saturation, elles sont à température constante en cédant de la chaleur au milieu extérieur. La température de condensation est $T_3 = 54^\circ\text{C}$.

La quantité de chaleur évacuée du condenseur est égale à celle absorbée à l'évaporateur plus le travail de compression, soit (La quantité de chaleur dégagée lors de la condensation d'un kilogramme de vapeur dans le mélange) :

$$Q_c = Q_v + W = Q_v + (H_{2s} - H_1) \quad 4-2$$

Avec : $Q_v = H_1 - H_4$

D'où :

$$Q_c = H_{2s} - H_4 = 438,67 - 277,74 = 160,93 \text{ kJ/kg}$$

Au point 4 : Le fluide frigorigène entre dans le tube capillaire subit une chute de pression, ceci provoque d'une part, la vaporisation partielle de celui-ci et d'autre part le refroidissement du frigorigène jusqu'à la température de vaporisation du liquide restant. La détente du fluide est une détente isenthalpique. Soit :

$$H_4 = H_5 = 277,74 \text{ kJ/kg}$$

↳ **5-1** : Le mélange liquide-vapeur provenant du détenteur se vaporise totalement dans l'évaporateur par ébullition à une température constante $T = -26^\circ\text{C}$. Cette vaporisation provoque une absorption d'une quantité de chaleur du milieu à refroidir. La vaporisation du liquide contenu dans le mélange absorbe par kilogramme la quantité de chaleur Q_v telle que

$$Q_v = H_1 - H_5$$

Soit :

$$Q_v = H_1 - H_5 = 382,8 - 277,74 = 105,06 \text{ kJ/kg}$$

Chapitre 5

Elaboration du bilan thermique et choix du compresseur

5.1 Elaboration du bilan thermique du congélateur solaire 360 L

Durant l'étude de tout type de machines frigorifiques tel que les congélateurs, l'énergéticien fait face principalement à un phénomène de transfert de chaleur ; c'est pour cela que l'élaboration du bilan thermique s'avère primordiale et indispensable car elle permet d'interpréter ce problème de transfert thermique sous forme d'équations mathématiques et ainsi éluder toute ambiguïté.

Grace à cette démarche et en ayant tous les paramètres nécessaires du cycle thermodynamique de la machine ; le débit du fluide frigorigène pourra être facilement déterminé. Par la suite, ce débit permettra à l'étude de progresser car sa valeur est très décisive dans le dimensionnement des échangeurs (condenseur et évaporateur) et le choix du compresseur et détenteur.

Les différents apports thermiques sont représentés sur la Figure 21 :

- ↖ Q_1 : apport calorifique par les parois avant.
- ↖ Q_2 : apport calorifique par la paroi latérale droite.
- ↖ Q_3 : apport par la paroi latérale gauche.
- ↖ Q_4 : apport de chaleur par la paroi du dessus (porte).
- ↖ Q_5 : apports par les parois arrière de l'armoire..
- ↖ Q_6 : apport par les parois du dessous (fond).
- ↖ Q_7 : apport par les parois de l'espace confiné.
 - Q_{7-1} : apport par la paroi horizontale de l'espace confiné.
 - Q_{7-2} : apport par la paroi verticale de l'espace confiné.

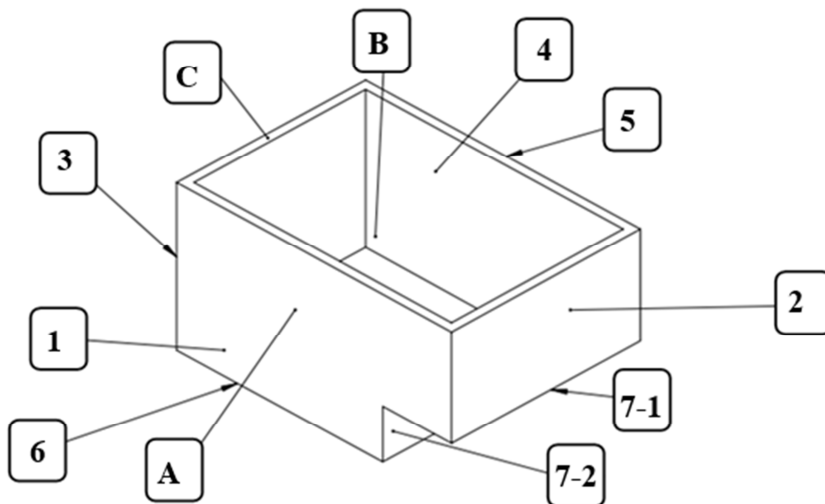
↳ Q_j : apport à travers le joint.

Q_{div} : apport dû au renouvellement et aux infiltrations de l'air.

D'où l'apport calorifique total peut être donné par l'expression :

$$Q_T = \sum_{i=1}^7 Q_i + Q_j + Q_{div}$$

5-1



- 1 : Apport calorifique par la paroi avant
- 2 : Apport calorifique par la paroi latérale droite
- 3 : Apport calorifique par la paroi latérale gauche
- 4 : Apport calorifique par la porte du congélateur
- 5 : Apport calorifique par la paroi arrière
- 6 : Apport calorifique par la paroi inférieure (fond)
- 7-1 : Apport calorifique par la paroi horizontale du logement du compresseur (espace confiné)
- 7-2 : Apport calorifique par la paroi verticale du logement du compresseur (espace confiné)
- A : Cuve extérieure
- B : Cuve intérieure
- C : Isolant

Figure 21 –Les différents apports calorifiques provenant du milieu extérieur et autres représentations

5.2 Caractéristiques géométriques de l'armoire frigorifique

Les dimensions de l'armoire frigorifiques sont représentées sur la Figure 22.

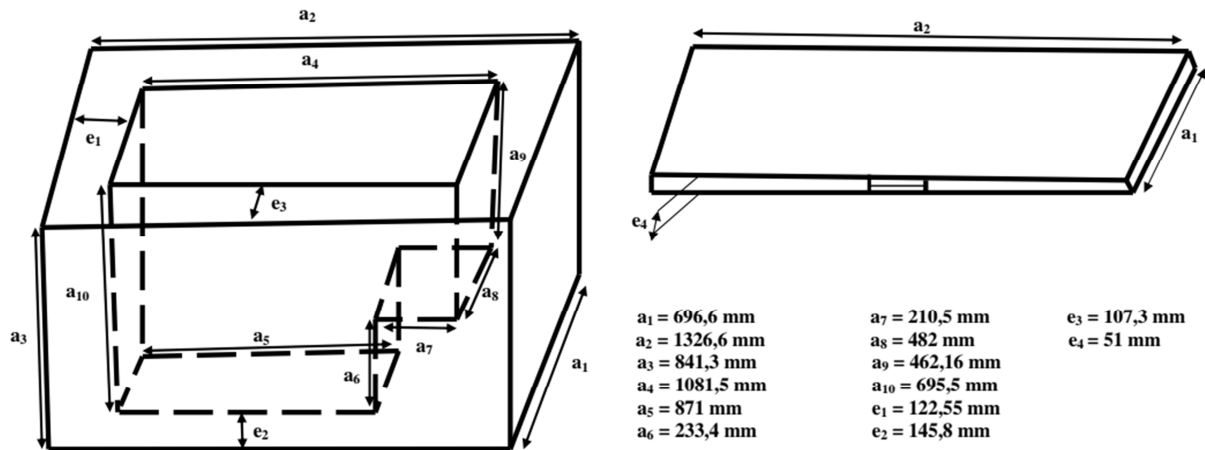


Figure 22 –Les dimensions du congélateur solaire 360 L

5.3 Transmission de chaleur à travers une paroi du conservateur

La Figure 23 représente une paroi plane homogène du congélateur de conductivité thermique λ et d'épaisseur 'e' qui se trouve entre deux ambiances, une ambiance intérieure à une température ' T_i ' et d'indice i et une autre extérieure à une température T_e et d'indice e.

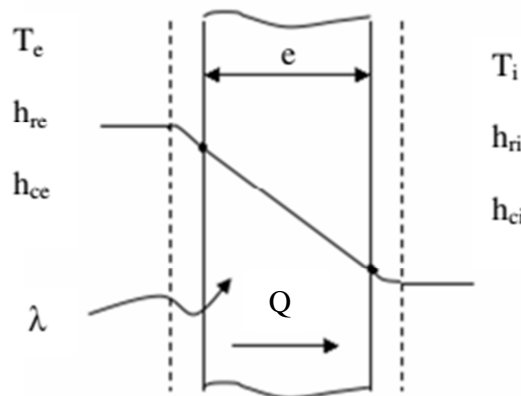


Figure 23 –Transfert de chaleur à travers une paroi du congélateur solaire.

Le flux traversant cette paroi est donné par l'expression :

$$Q = K \cdot \Delta T \quad 5-2$$

Avec :

- ↪ $\Delta T = T_e - T_i$: L'écart de température entre les deux ambiances ($^{\circ}\text{K}$).
- ↪ K : Le coefficient d'échange global ($\text{w/m}^2.\text{K}$).

5.3.1 Expression du coefficient d'échange global

Le coefficient d'échange global entre les deux fluides est donné par l'expression

$$K = \frac{1}{\frac{1}{S_i h_i} + \frac{e}{\lambda S_m} + \frac{1}{S_e h_e}} \quad 5-3$$

Avec:

- ↪ h_i : coefficient d'échange superficiel de l'ambiance intérieure ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$).
- ↪ h_e : coefficient d'échange superficiel de l'ambiance extérieure ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$).
- ↪ S_e : surface extérieure de la paroi (m^2).
- ↪ S_i : surface intérieure de la paroi (m^2).
- ↪ S_m : surface moyenne donnée par l'expression dans le cas d'une paroi plane :

$$S_m = \frac{S_e + S_i}{2}$$

5.3.1.1 Calcul de conductivité thermique de l'isolant λ

La conductivité thermique de l'isolant λ est donnée par la relation suivante

$$\lambda_m = aT_m + b \quad 5-4$$

Avec :

- ↪ b : la conductivité de l'isolant à $T_m = 0$ [$\text{kcal/h. m. }^\circ\text{C}$].
- ↪ a : Coefficient thermique de l'isolant.
- ↪ λ_m : Température moyenne des surfaces extérieures et intérieures.

Pour la mousse de polyuréthane rigide : $b=0.016$ et $a=0.00012$, donc

$$\lambda_{\text{isol}} = \left(0,016 \times \left(\frac{4185}{3600} \right) \right) + \left(0,00012 \times \left(\frac{(43 - 18)}{2} \right) \right) = 0,0201 \text{ W/m. K}$$
$$\lambda_{\text{isol}} = 0,0201 \text{ W/m. K}$$

Tableau 8- Les propriétés caractéristiques de l'isolant et des deux parois : intérieure et extérieure

	Paroi intérieure	Isolant				Paroi extérieure	unité
Conductivité thermique (λ)	45,7	0,0201				45,7	W/m. K
Épaisseur (e)	0,0005	0,1073	0,12255	0,051	0,1458	0,0008	m

Pour toute valeur de l'épaisseur de l'isolant on aura :

$$\frac{e_{iso}}{\lambda_{iso}} \gg \frac{e_{pe}}{\lambda_e} + \frac{e_{pi}}{\lambda_i}$$

Donc les résistances des parois extérieures et intérieures sont négligées et ça donne

$$K = \frac{1}{\frac{1}{S_i h_i} + \frac{e_{isol}}{\lambda_{isol} S_m} + \frac{1}{S_e h_e}} \quad 5-5$$

Avec :

- ↳ λ_{isol} : La Conductivité thermique de l'isolant (W/m. K)
- ↳ e_{isol} : L'épaisseur de la paroi(m).
- ↳ h_i : coefficient d'échange superficiel de l'ambiance intérieure (W/m² .K).
- ↳ h_e : coefficient d'échange superficiel de l'ambiance extérieure (W/m² .K).

5.3.1.2 Coefficient d'échange superficiel

Le coefficient d'échange superficiel entre une paroi et un fluide dans lequel elle se trouve s'exprime par l'expression :

$$h = h_c + h_r \quad 5-6$$

Avec : h_c et h_r des coefficients d'échange superficiels dû respectivement à la convection et au rayonnement.

a) Coefficient d'échange convectif

Grace aux corrélations sur lesquelles repose l'analyse dimensionnelle, l'estimation des coefficients d'échange convectifs internes et externes peut se faire aisément et cela pour des parois de géométrie diverses et de dispositions variées. Le coefficient d'échange moyen est donné par l'expression :

$$\overline{h_c} = \frac{\lambda \overline{Nu}}{L} \quad 5-7$$

Avec :

- ↳ λ : Conductivité thermique du fluide (W/m. °C)
- ↳ L : longueur caractéristique (m).
- ↳ \overline{Nu} : Nombre de Nusselt moyen.

Le nombre de Nusselt moyen est donné par l'expression

$$\overline{Nu} = C \cdot (Pr \cdot Gr)^m \quad 5-8$$

Avec :

- ↳ C et m : deux constantes qui dépendent du régime d'écoulement et des caractéristiques du fluide.

Remarque:

- ↳ Les propriétés de l'air sont évaluées à la température de film T_f tel que : $T_f = \frac{T_i + T_e}{2}$
- ↳ Les nombres adimensionnels et la longueur caractéristique sont explicités dans l'annexe.
- ↳ On utilise les tables thermodynamiques de l'annexe pour estimer les propriétés thermodynamiques de l'air.

Dans cette étude, les différents cas de figures géométriques rencontrés sont résumés dans le tableau suivant :

Tableau 9–Les différents cas de figures rencontrés durant l'étude

Géométrie de la plaque	L'expression de \overline{Nu}
Plaque verticale	<p>Régime laminaire : $\overline{Nu} = 0,59 \cdot (Pr \cdot Gr)^{\frac{1}{4}} ; 10^4 < Pr \cdot Gr < 10^9$</p> <p>Régime turbulent : $\overline{Nu} = 0,13 \cdot (Pr \cdot Gr)^{\frac{1}{3}} ; 10^9 < Pr \cdot Gr < 10^{13}$</p>
Plaque horizontale	<p>Flux descendant : $\overline{Nu} = 0,27 \cdot (Pr \cdot Gr)^{\frac{1}{4}} ; 3 \cdot 10^5 < Pr \cdot Gr < 10^{10}$</p> <p>Flux ascendant :</p> <ul style="list-style-type: none"> • Régime laminaire : $\overline{Nu} = 0,54 \cdot (Pr \cdot Gr)^{\frac{1}{4}} ; 10^5 < Pr \cdot Gr < 10^7$ • Régime turbulent : $\overline{Nu} = 0,14 \cdot (Pr \cdot Gr)^{\frac{1}{3}} ; 2 \cdot 10^7 < Pr \cdot Gr < 3 \cdot 10^{10}$
Espace confiné (une plaque verticale et une plaque horizontale)	<p>↳ Dans un volume fermé, comme c'est le cas pour l'intérieur de la cuve, dans le cas de l'air, le coefficient d'échange peut être évalué par la corrélation suivante :</p> $\overline{Nu} = 0,13 \cdot (Pr \cdot Gr)^{\frac{1}{3}} ; Pr \cong 0,7$

b) Coefficient d'échange radiatif

Le coefficient d'échange radiatif entre deux surfaces grises, une surface S_1 à la température T_1 d'émissivité ε_1 et une surface S_2 à la température T_2 d'émissivité ε_2 est donnée par l'expression :

$$h_r = \varepsilon \cdot \sigma (T_p^2 + T_{amb}^2) (T_p + T_{amb}) \quad 5-9$$

Avec :

- ↳ ε : L'émissivité de surface de la paroi du congélateur.
- ↳ σ : Constant de Stephan Boltzmann : $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$
- ↳ T_p : Température à la paroi du congélateur.
- ↳ T_{amb} : Température de l'ambiance.

5.4 Apport calorifique à travers le joint

L'apport calorifique à travers le joint est donné par l'expression

$$Q_j = K \cdot S (T_e - T_i) \quad 5-10$$

Avec :

- ↳ T_e et T_i : Elles sont respectivement les températures des deux ambiances, extérieure et intérieure.
- ↳ $K.S$: coefficient de transmission de chaleur global du joint, il est donné par la formule suivante : $K.S = C.L_j$
- ↳ C : Constante déterminée en fonction de la nature du joint utilisée, dans le cas de cette étude elle vaut $C = 0,054$.
- ↳ L_j : Longueur du joint et elle vaut $L = 3970 \text{ mm}$.

5.5 Pertes par infiltration et par renouvellement d'air

L'apport par renouvellement est traduit par la fréquence d'ouvertures des portes, par contre les pertes par infiltrations quant à elles, dépendent de l'étanchéité. Cependant, le calcul de ces deux apports est ardu et n'est pas forcément évident. Mais pour les prendre en compte une majoration sur les apports pénétrant à travers les parois est appliquée à hauteur de 10 à 20% selon l'importance du service. Pour le présent cas on prendra 10% d'où

$$Q_{div} = 0,1 \cdot \sum_{i=1}^7 Q_i \quad 5-11$$

5.6 Puissance frigorifique effective

Pour assurer la longévité et la bonne tenue de l'installation, la puissance frigorifique est calculée pour un temps de marche moyen pris entre 12 et 18 heures sur 24 heures, et ce pour les installations commerciales. Pour la présente étude, c'est un temps de marche de 18 heures qui a été adopté et la puissance effective est donnée par la formule

$$Q_{eff} = \frac{Q_T}{18} \quad 5-12$$

5.7 Conditions de fonctionnement

Les conditions de fonctionnement imposées par le cahier des charges sont :

- ↳ Une température de l'ambiance extérieure correspondant à un climat tropical avec des conditions de températures défavorables de + 43°C.
- ↳ Une température à l'intérieure du conservateur de -18°C.
- ↳ Une température de condensation de + 54 °C.
- ↳ Une température d'évaporateur de -26°C.

5.8 Hypothèses simplificatrices de calcul

Afin de simplifier les calculs, on prend en considération les hypothèses suivantes :

- ↳ Le rayonnement solaire est négligé car le congélateur sera à l'abri du soleil ; d'ailleurs dans le cas contraire si le calcul des pertes dû au rayonnement va se faire ; ces dernières seront très négligeable devant l'apport calorifique total.
- ↳ L'épaisseur de la tôle est négligée.
- ↳ La température de la paroi extérieure est inférieure de 1,5°C de celle de l'ambiance extérieure.
- ↳ La température de la paroi intérieure est supérieure de 1,5°C de celle de l'évaporateur et inférieure à celle de l'ambiance intérieure.

↳ La température de l'ambiance extérieure est supérieure à 43 °C du côté : de la paroi arrière, du fond et de l'espace confiné car le condenseur et le compresseur dégagent de la chaleur.

5.9 Calculs numériques

Afin d'aboutir aux résultats finaux de calculs du bilan thermique, il est indispensable de passer par les étapes de calculs suivantes :

5.9.1 Calcul des propriétés de l'air

Grâce à la table thermodynamique de l'annexe les propriétés thermodynamique de l'air ont pu être déterminées à des températures de film extérieures et intérieures et sont données par le Tableau 10 suivant :

Tableau 10–Les propriétés thermodynamiques de l'air à $T_{f,ext}$ et $T_{f,int}$

N°	T_f		coefficient de dilatation volumique β (K^{-1})		Viscosité cinématique ν (m^2/s)		Conductivité thermique λ (W/m.K)		Pr	
	T_{fe}	T_{fi}	T_{fe}	T_{fi}	T_{fe}	T_{fi}	T_{fe}	T_{fi}	T_{fe}	T_{fi}
1	42,5	-21,25	$3,17.10^{-3}$	$3,97.10^{-3}$	$1,72.10^{-5}$	$1,18.10^{-5}$	0,02679	0,02219	0,72	0,74
2	42,5	-21,25	$3,17.10^{-3}$	$3,97.10^{-3}$	$1,72.10^{-5}$	$1,18.10^{-5}$	0,02679	0,02219	0,72	0,74
3	42,5	-21,25	$3,17.10^{-3}$	$3,97.10^{-3}$	$1,72.10^{-5}$	$1,18.10^{-5}$	0,02679	0,02219	0,72	0,74
4	42,5	-21,25	$3,17.10^{-3}$	$3,97.10^{-3}$	$1,72.10^{-5}$	$1,18.10^{-5}$	0,02679	0,02219	0,72	0,74
5	43,25	-21,25	$3,16.10^{-3}$	$3,97.10^{-3}$	$1,73.10^{-5}$	$1,18.10^{-5}$	0,02686	0,02219	0,72	0,74
6	43,25	-21,25	$3,16.10^{-3}$	$3,97.10^{-3}$	$1,73.10^{-5}$	$1,18.10^{-5}$	0,02686	0,02219	0,72	0,74
7-1	43,75	-21,25	$3,157.10^{-3}$	$3,97.10^{-3}$	$1,738.10^{-5}$	$1,18.10^{-5}$	0,02689	0,02219	0,72	0,74
7-2	43,75	-21,25	$3,157.10^{-3}$	$3,97.10^{-3}$	$1,738.10^{-5}$	$1,18.10^{-5}$	0,02689	0,02219	0,72	0,74

5.9.2 Calcul des nombres adimensionnels

Les nombres adimensionnels et la longueur caractéristique sont explicités dans l'annexe B et leurs valeurs sont données par le Tableau 11 suivant :

Tableau 11–Longueurs caractéristiques des parois et nombres adimensionnels

N°	Longueur Caractéristique $L_c \times 10^{-3}$ (m)		Nombre de Grashof Gr		Le nombre de Nusselt Nu	
	L_{ce}	L_{ci}	à T_{fe}	à T_{fi}	à T_{fe}	à T_{fi}
1	841,3	695,5	$9,5 \cdot 10^7$	$1,4 \cdot 10^8$	49,52	55,59
2	462,16	462,16	$1,6 \cdot 10^7$	$4,2 \cdot 10^7$	31,6	40,9
3	841,3	695,5	$9,5 \cdot 10^7$	$1,4 \cdot 10^8$	49,52	55,59
4	1011,6	1011,6	$1,7 \cdot 10^8$	$4,4 \cdot 10^8$	26,02	33,69
5	841,3	695,5	$9,4 \cdot 10^7$	$1,4 \cdot 10^8$	49,33	55,59
6	845	676,5	$9,6 \cdot 10^7$	$1,3 \cdot 10^8$	51,42	58,38
7-1	515	346	$2,1 \cdot 10^7$	$1,8 \cdot 10^7$	31,16	30,14
7-2	379	233,4	$8,5 \cdot 10^6$	$5,4 \cdot 10^6$	27,06	34,5

5.9.3 Résultats finaux de calcul du bilan thermique

Grâce aux formules et corrélations citées précédemment, les apports de chaleurs ainsi que la puissance frigorifique effective peuvent être calculés et les résultats obtenus sont consignés dans le Tableau 12 suivant :

Tableau 12–Résultats finaux du calcul du bilan thermique

Paroi N°	S _{int} (m ²)	S _{ext} (m ²)	S _{moy} (m ²)	Δ T (°K)	h _i (W/m ² .K)	h _e (W/m ² .K)	e (m)	K (W/m ² k)	Flux (W)
1	0,703	1,12	0,721	61	1,91	1,71	0,1073	0,11151367	8,5631951
2	0,233	0,322	0,2775	61	2,12	1,99	0,12255	0,03912933	2,38688901
3	0,335	0,586	0,4605	61	1,91	1,71	0,12255	0,06328794	3,86056414
4	0,924	0,924	0,924	61	0,79	0,75	0,051	0,1798901	10,9732958
5	0,606	0,836	0,721	62	1,91	1,71	0,1073	0,11151367	8,70357535
6	0,42	0,692	0,556	62	2,1	1,82	0,1458	0,06678211	4,14049088
7-1	0,101	0,232	0,1665	62,5	2,08	1,77	0,1458	0,01970006	1,23125371
7-2	0,112	0,264	0,188	62,5	2,51	2,081	0,12255	0,02644918	1,65307396
Perte totale des parois:								Q _p = 41,5 W	
Perte du joint:								Q _j = 13,077 W	
Pertes par Infiltration et par Renouvellement d'air :								Q _{div} = 4,15 W	
Perte totale:								Q _T = 58,73 W	
Puissance frigorifique effective:								Q _{eff} = 78,3 W	

5.10 Débit théorique du fluide frigorigène

Le débit massique \dot{m} du fluide se calcule en écrivant le bilan énergétique de l'évaporateur devant absorber la puissance frigorifique Q_0 c'est à dire :

$$Q_{eff} = \dot{m} (H_1 - H_4) \quad 5-13$$

Donc

$$\dot{m} = \frac{Q_{eff}}{(H_1 - H_4)} \quad 5-14$$

Avec :

↳ H_1 et H_4 sont respectivement les enthalpies massiques de sortie et d'entrée du fluide dans l'évaporateur. Ces valeurs sont relevées sur le cycle frigorifique de la machine et valent :

$$H_1 = 382,8 \text{ KJ/Kg}, \quad H_4 = 277,74 \text{ KJ/Kg}$$

Le calcul donne :

$$\dot{m} = 2,68 \text{ kg/h}$$

5.11 Choix du compresseur

Afin de choisir le compresseur adéquat, la connaissance des données suivantes est indispensable :

- ↳ La température d'évaporation T_{evap} .
- ↳ La température de condensation T_{cond} .
- ↳ La puissance frigorifique effective Q_{eff} .

Pour la présente étude :

$$Q_{\text{eff}} = 78,3 \text{ W}$$

$$T_{\text{evap}} = -26^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{cond}} = +54^{\circ}\text{C}$$

Le compresseur est choisi selon la norme ASHRAE sur les catalogues de DANFOSS qui propose des compresseurs pour applications solaires.

Ses caractéristiques sont :

- ↳ Désignation : SECOP BD350GH 24 VDC.
- ↳ Cylindrée : 5,08 cm³.
- ↳ Puissance frigorifique : 126 W.
- ↳ Refroidissement : à l'huile.
- ↳ Détente : capillaire.

Chapitre 6

Dimensionnement du condenseur

6.1 Objectif du dimensionnement d'un condenseur

Afin que le condenseur puisse évacuer la chaleur absorbée au niveau de l'évaporateur augmentée de l'équivalent thermique du travail de compression, il doit être dimensionné avec précision et cela ne pourra se faire qu'après l'élaboration du bilan thermique du congélateur et le calcul du débit du fluide frigorigène.

6.2 Classification des condenseurs

Un condenseur est un dispositif indispensable pour la mise en marche d'une machine frigorifique. Parmi les différents types de condenseurs, trois d'entre eux sont communément utilisés et sont les suivants [18] :

6.2.1 Condenseur à air

Le condenseur à air est le plus répandu car le médium de refroidissement (air) est une source naturelle et gratuite. Son dimensionnement repose sur la température moyenne du milieu environnant (l'air).

Par ailleurs, cette classe fonctionne en utilisant une grande quantité de fluide frigorigène car l'air n'est pas un bon médium de refroidissement ce qui va diminuer des performances énergétiques du système et engendrer une élévation de la consommation électrique surtout dans le cas où il y a une hausse de température extérieure.

6.2.2 Condenseur à eau

Les condenseurs à eau sont utilisés dans quelques applications particulières. Ils se démarquent avec un coefficient d'échange global élevé. Cependant, la cherté de l'eau et de son traitement oblige à limiter le débit à fournir au condenseur aux dépens des performances de la machine.

6.2.3 Condenseur évaporatif

Les condenseurs évaporatifs sont fréquemment rencontrés dans les applications de réfrigération et d'air conditionné de grandes capacités. Ils combinent un spray d'eau tombant sur les tubes de condensation avec un écoulement d'air. Cela permet de diminuer la température de condensation de 8 à 12 K par rapport à la température obtenue dans un condenseur à air. Ainsi, les systèmes équipés de cette technologie ont de plus hautes performances énergétiques et de plus grandes capacités de réfrigération qu'un système à air. L'énergie économisée peut atteindre 10 à 25%. Cependant ces condenseurs, généralement installés en extérieur, nécessitent une surveillance et une maintenance régulière car la stagnation d'eau dans ces condenseurs peut être favorable au

6.3 Méthodes de calcul analytique d'un condenseur

6.3.1 Méthode DTLM

Dont le nom complet est : Différence Moyenne Logarithmique de Température. Cette méthode nécessite la connaissance des températures des deux fluides aux extrémités du condenseur. La démarche de calcul peut être schématisée comme suit :

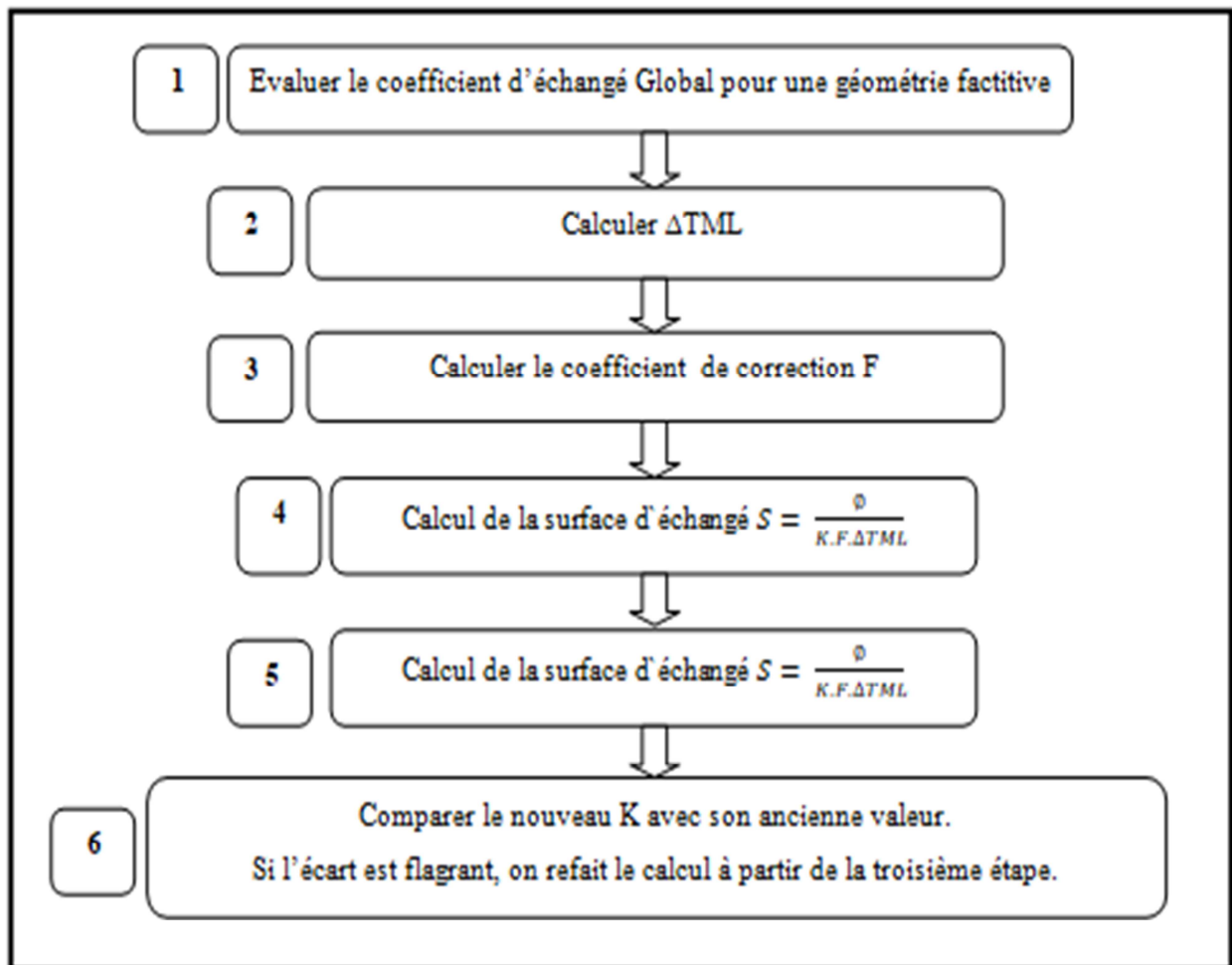
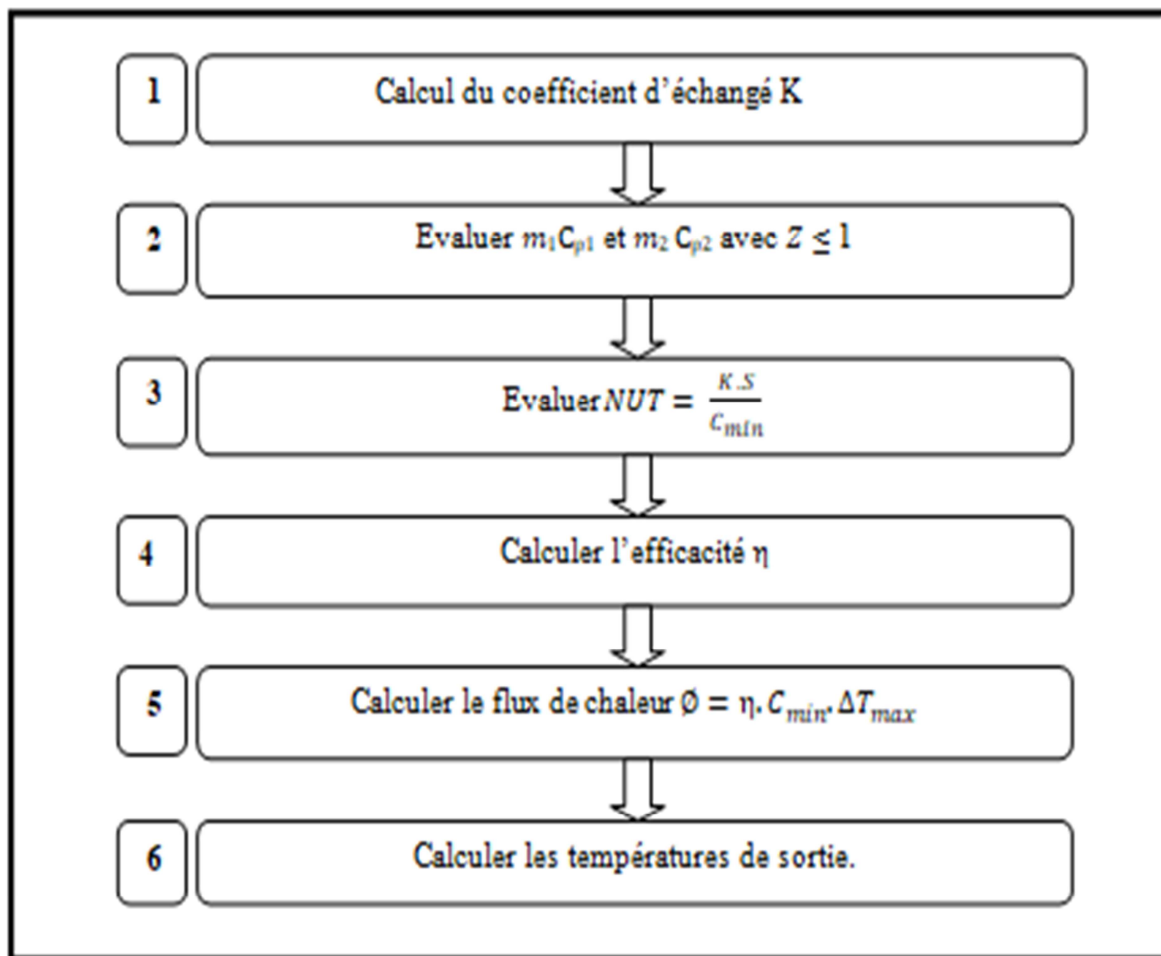


Figure 24- Les étapes de calculs selon la méthode DTML

6.3.2 Méthode NUT :

Cette méthode est à adopter dans le cas où les températures des deux fluides aux extrémités du condenseur sont inconnues. La démarche de calcul peut être schématisée comme suit :



A

Figure 25- La démarche de calcul selon la méthode NUT

Remarque :

- ↳ Le C_{min} est Le débit de capacité thermique massique minimale.
- ↳ C'est la méthode de calcul DTLM qui sera utilisée pour le dimensionnement du condenseur.

6.4 Présentation du condenseur

C'est un condenseur tubes et fils (120 fils), qui doit être disposé à l'arrière du congélateur de façon à ce qu'il ne déborde pas (pour la sécurité de l'appareil et de celle de l'utilisateur).

a. Le tube : C'est un tube serpentin en acier avec une longueur bien déterminée ayant un diamètre interne de 3,36 mm et un diamètre externe de 4,76 mm et le diamètre qui sépare les

deux passages du tube est égal à 40 mm. Les propriétés de l'acier sont données dans le tableau suivant :

Tableau 13- Caractéristiques générales de tube de condenseur

Caractéristiques générales	Valeurs
Masse volumique (Kg/m^3)	7,85
Température de fusion T_f ($^{\circ}\text{C}$)	1400
Conductivité thermique λ_t (W/m. K)	45.7
Coefficient de dilatation linéaire ($\times 10^6$)	11.7
Chaleur massique C_{pt} (J/kg. K)	447
Résistance à la traction R_t (N/mm^2)	415-510
Limite d'élasticité (N/mm^2)	240
Allongement (%)	23

b. Fils : ils jouent le rôle d'ailettes qui augmentent la surface d'échange du condenseur, c'est une ailette mince en acier revêtue d'une fine couche de cuivre. Elle est sous forme circulaire avec un diamètre de 1.6 mm.

Remarque : La représentation de l'ailette est faite dans l'annexe C.

6.4.1 Données géométriques de condenseur

Les données géométriques du condenseur sont données dans le tableau ci-dessous :

Tableau 14- Données géométriques du condenseur

Désignation	Grandeur
Diamètre interne d_i (mm)	3,36
Diamètre externe d_e (mm)	4,76
Diamètre de l'ailette d_a (mm)	1,6
Longueur d'ailette L_a (mm)	20
Périmètre de l'ailette (P_a) (mm)	5,03
Surface de l'ailette $A = d_a \pi L_a$ (mm^2)	100,53
Longueur de passe L_p (mm)	480

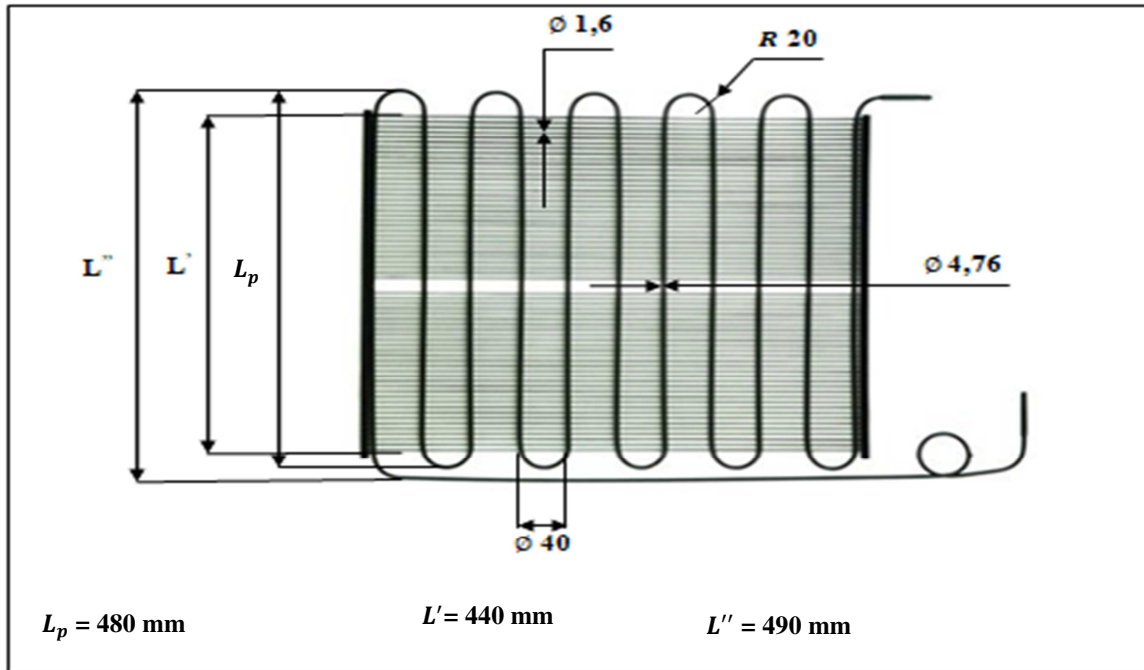


Figure 26- Les données géométriques du condenseur

6.4.2 Calcul du flux de chaleur cédé par le condenseur

6.4.2.1 Cycle de référence de machine frigorifique

Pour tracer le cycle de référence frigorifique de la machine on utilise le logiciel SOLKANE 8 en prenant en considération les conditions suivantes :

- ↪ Température d'évaporateur : -26°C .
- ↪ Température de condensation : $+54^{\circ}\text{C}$.
- ↪ Surchauffe : 5°C .
- ↪ Sous-refroidissement : 5°C .

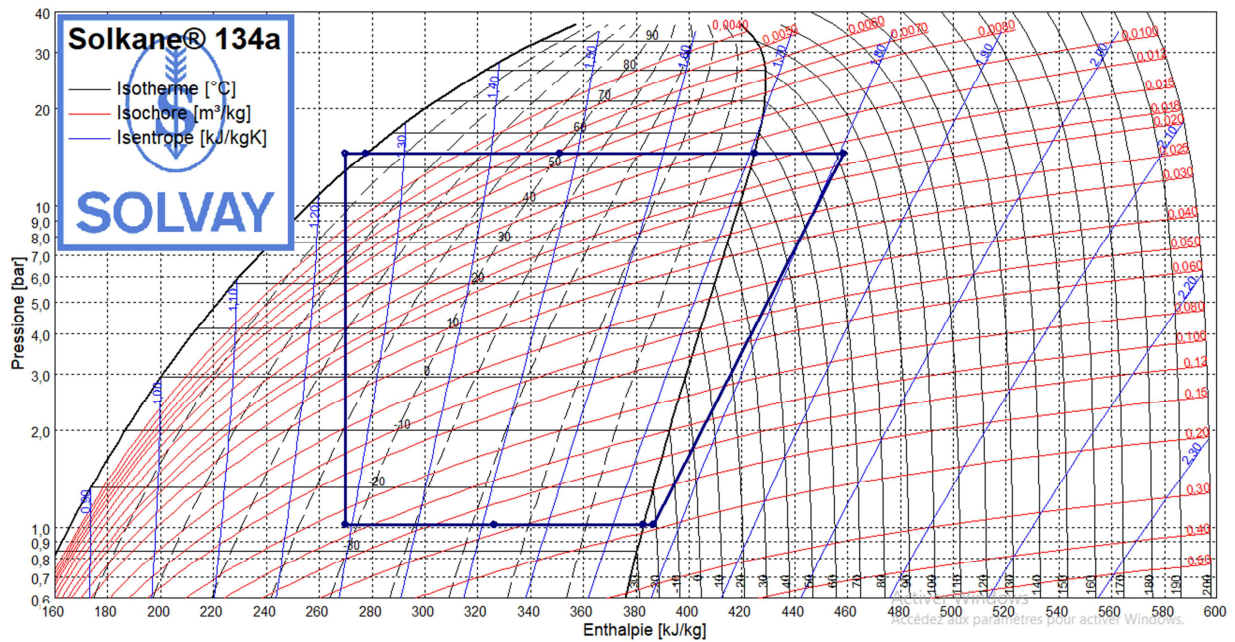


Figure 27- Cycle frigorifique de référence de machine frigorifique

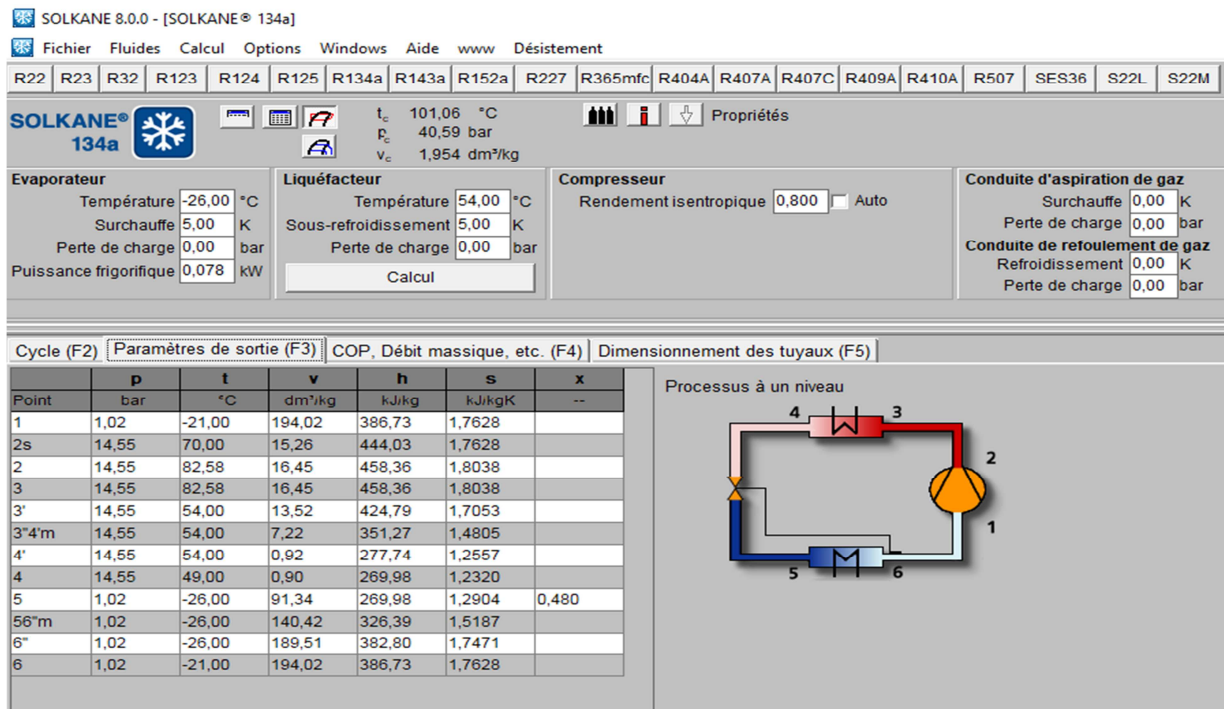


Figure 28- Paramètres thermodynamiques du cycle de référence du congélateur

6.4.2.2 Calcul de la quantité de chaleur cédée par le condenseur du congélateur

Le flux de chaleur cédé par le fluide frigorigène au milieu extérieur (à l'air) est la somme des flux mis en jeu dans les zones : de désurchauffe, de condensation et de sous-refroidissement. Il est donné par la relation suivante :

$$Q_T = Q_{des} + Q_{cond} + Q_{SR} \quad 6-1$$

Les flux : Q_{des} , Q_{cond} et Q_{SR} sont régis par les relations données par le tableau ci-dessous :

Tableau 15- Les flux évacués dans les trois zones du condenseur

Les zones du condenseur	Les flux cédés
Zone de désurchauffe	$Q_{des} = h_{2S} - h_{3'}$
Zone de condensation	$Q_{cond} = h_{3'} - h_{4'}$
Zone de sous-refroidissement	$Q_{SR} = h_{4'} - h_5$

Grâce à la Figure 28, les valeurs des flux des trois zones du condenseur et le flux total sont données dans le tableau ci-dessous :

Tableau 16- Les valeurs tabulées des flux des trois zones et du flux total

	Zone de désurchauffe	Zone de condensation	Zone de sous-refroidissement	Condenseur
Le flux de chaleur (W)	14,32	109,44	5,78	129,54

Après l'analyse des résultats du tableau, le flux évacué dans la zone de sous-refroidissement est négligé car il représente 5,28 % du flux cédé dans la zone de condensation par conséquent la surface d'échange du condenseur sera la somme des deux surfaces relatives aux zones de désurchauffe et de condensation uniquement et elle sera donnée par la relation suivante :

$$S_t = S_{des} + S_c \quad 6-2$$

Avec :

↪ S_{des} : Surface nécessaire à la désurchauffe.

↪ S_c : Surface nécessaire à la condensation.

6.4.3 Calcul du condenseur

6.4.3.1 Hypothèses de calculs

Afin de simplifier les calculs, les hypothèses suivantes sont à prendre en considération :

- ↪ La température de l'air extérieur est considérée comme étant constante tout au long du condenseur.
- ↪ La température est considérée comme étant constante dans chaque section de l'ailette.
- ↪ Il existe un plan adiabatique où $Q = 0$ car les deux extrémités de l'ailette sont maintenues à la même température.
- ↪ Le coefficient d'échange entre l'ailette et l'air est le même que celui entre la surface extérieur du tube et l'air.
- ↪ La conductivité thermique de l'ailette est supposée constante.
- ↪ Au point contact M, la température d'ailette est supposée la même que celle de la surface extérieur du tube.

6.4.3.2 Bilan thermique de la zone de désurchauffe

C'est une zone de turbulence où le fluide est monophasique

Le flux évacué par cette zone est donnée par l'expression :

$$Q_{des} = K \cdot S_{des} \cdot \Delta TLM \quad 6-3$$

D'où

$$S_{des} = \frac{Q_{des}}{K \cdot \Delta TLM} \quad 6-4$$

Avec :

- ↪ S_{des} : La surface d'échange propre à la zone de désurchauffe (m^2).
- ↪ ΔTLM : La différence de température logarithmique moyenne.
- ↪ K : Le coefficient d'échange global propre à la zone de désurchauffe ($W/m^2.K$).

6.4.3.2.1 Détermination de la différence de température logarithmique moyenne

La différence de température logarithmique moyenne est donnée par l'expression suivante :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad 6-5$$

Tel que :

$$\begin{cases} \Delta T_2 = T_3 - T_{amb} \\ \Delta T_1 = T_{2S} - T_{amb} \end{cases}$$

6.4.3.2.2 Détermination du coefficient d'échange global

Le coefficient d'échange global est donné par l'expression suivante :

$$K = \frac{1}{\frac{(L_p \cdot d_e + 2n_f L_a d_a)}{h_i L_p d_i} + \frac{1}{\eta h_e}} \quad 6-6$$

Avec :

- ↪ n_f : Le nombre de fils.
- ↪ h_i : Coefficient d'échange convectif coté fluide frigorigène (W/m².K).
- ↪ h_e : Coefficient d'échange convectif coté air (W/m².K).
- ↪ η : Le rendement de l'ailette.

6.4.3.2.3 Détermination du coefficient d'échange convectif coté air

Le coefficient d'échange coté air est la somme des coefficients d'échange par convection et par rayonnement d'où l'expression suivante :

$$h_e = h_c + h_r \quad 6-7$$

$$\text{Tel que : } \begin{cases} h_c = \frac{\lambda_g \cdot Nu}{L} \\ h_r = \frac{\sigma \varepsilon (T_p^2 + T_{amb}^2)}{60} \cdot (T_p + T_{amb}) \end{cases}$$

Avec :

- ↪ h_c : Le coefficient d'échange par convection ($W/m^2.K$).
- ↪ h_r : Le coefficient d'échange par rayonnement ($W/m^2.K$).
- ↪ σ : La constante de Stefan-Boltzmann qui vaut : $\sigma = 5,671.10^{-8} W/m^2.K$
- ↪ ε : L'émissivité de la surface du condenseur qui vaut : $\varepsilon = 0,93$
- ↪ λ_g : La conductivité de l'air $W/m.K$

Remarque :

- ↪ Le rayonnement n'est pas négligé car le condenseur dégage de la chaleur (il émet un rayonnement).
- ↪ Le condenseur est assimilé à une plaque verticale donc la détermination de Nu va s'appuyer sur les expressions du Tableau 5 (voir chapitre 5).
- ↪ Les autres nombres adimensionnels (Gr et Pr) sont explicités dans l'annexe B.
- ↪ Les propriétés de l'air sont déterminées à partir de la table thermodynamique de l'air de l'annexe B et ils sont évalués à la température du film telle que : $T_f = \frac{T_p + T_{amb}}{2}$

Propriétés de l'air :

Les propriétés de l'air sont déterminées à partir de la table thermodynamique de l'annexe à T_f et sont consignées dans le tableau comme suit :

Tableau 17- Les propriétés de l'air à $T_f = 52^\circ C$

Propriétés	Coefficient de dilatation volumique β (K^{-1})	La viscosité cinématique ν (m^2/s)	La conductivité thermique $W/m.K$
Grandeurs	$3,078 \times 10^{-3}$	$1,818 \times 10^{-5}$	0,0275

6.4.3.2.4 Détermination du coefficient d'échange convectif coté fluide frigorigène

Ce coefficient est évalué á partir de la corrélation établie expérimentalement par Chilton-Colburn [19] destinée à être utilisée dans le cas de la convection forcée monophasique. Elle est donnée comme suit :

$$Nu = \frac{h_i d_i}{\lambda_f} = 0,023. R \square^{0,8}. Pr^{0,3}$$

Sachant que :

$$\left\{ \begin{array}{l} Re = \frac{\dot{m}_f d_i}{S_i \mu_f} = \frac{G d_i}{\mu_f} \\ Pr = \frac{\mu_f \cdot C'_p}{\lambda_f} \end{array} \right.$$

Donc le h_i aura pour expression :

$$h_i = \frac{0,023 \cdot \lambda_f \cdot \left(\frac{G d_i}{\mu_f}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\mu_f \cdot C'_p}{\lambda_f}\right)^{0,3}}{d_i} \quad 6-8$$

Avec :

- ↪ Re : Le nombre de Reynolds.
- ↪ G : La vitesse massique de la vapeur telle que : $G = \frac{\dot{m}_f}{S_i}$ (kg/s.m²)
- ↪ λ_f : La conductivité du fluide frigorigène (W/m².K)
- ↪ μ_f : La viscosité dynamique du FF (kg/m.s)
- ↪ C'_p : La capacité calorifique du FF (J/kg.K)

Propriétés du R134a

Les propriétés du FF (R134a) à l'état gazeux sont déterminées à partir du logiciel SOLKANE 8 à la température de la paroi T_p et sont données par le tableau ci-dessous :

Tableau 18- Les propriétés du R134a à $T_p = 60^\circ C$

Propriétés	La viscosité dynamique μ_g (kg/m.s)	La conductivité thermique λ_g (W/m.K)	Capacité calorifique C_{pg} (J/kg.K)
Grandeurs	$14,54 \times 10^{-6}$	$17,27 \times 10^{-3}$	$1,346 \times 10^3$

6.4.3.2.5 Résultats de calcul

Les résultats finaux de calcul du bilan de la zone de désurchauffe sont consignés dans le Tableau 19 suivant :

Tableau 19-Résultats de calcul de la zone de désurchauffe

ΔTLM	h_e (W/m ² .K)	h_i (W/m ² .K)	K (W/m ² .K)	Q_{des} (W)	S_{des} (m ²)
38,56	10,5	313,33	8,63	14,32	0,04

6.4.3.3 Bilan thermique de la zone de condensation

C'est une zone de turbulence biphasique.

La quantité de chaleur évacuée par cette zone est donnée par l'expression suivante :

$$Q_c = K. S_c. \Delta T$$

Tel que : $\Delta T = T_{cond} - T_{amb}$

Avec :

- ↳ S_c : La surface d'échange propre à la zone de condensation (m²).
- ↳ ΔT : La différence entre la température de condensation et celle de l'ambiance.
- ↳ K : Le coefficient d'échange global propre à la zone de condensation (W/m².K)

6.4.3.3.1 Détermination du coefficient d'échange global

Le coefficient d'échange global est donné par l'expression suivante :

$$K = \frac{1}{\frac{(L_p \cdot d_e + 2n_f L_a d_a)}{h_x L_p d_i} + \frac{1}{\eta h_e}} \quad 6-9$$

Avec :

- ↳ h_x : Coefficient d'échange convectif coté fluide frigorigène à un certain titre de vapeur (W/m².K).

6.4.3.3.2 Détermination du coefficient d'échange convectif coté air

Le coefficient d'échange coté air est la somme des coefficients d'échange par convection et par rayonnement d'où l'expression suivante :

$$h_e = h_c + h_r$$

$$\text{Tel que : } \begin{cases} h_c = \frac{\lambda_g \cdot \text{Nu}}{L} \\ h_r = \sigma \varepsilon (T_p^2 + T_{\text{amb}}^2) \cdot (T_p + T_{\text{amb}}) \end{cases}$$

Propriétés de l'air

Les propriétés de l'air sont déterminées à partir de la table thermodynamique de l'annexe à T_f et sont consignées dans le tableau comme suit :

Tableau 20- Les propriétés de l'air à $T_f = 48^\circ\text{C}$

Propriétés	Coefficient de dilatation volumique β (K^{-1})	La viscosité cinématique ν (m^2/s)	La conductivité thermique λ ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$)
Grandeurs	$3,12 \times 10^{-3}$	$1,78 \times 10^{-5}$	0,0272

6.4.3.3.3 Détermination du coefficient d'échange convectif coté fluide frigorigène

Ce coefficient peut être déterminé en s'appuyant sur la corrélation de SHAH [20] suivante :

$$h_{\text{cond}} = h_1 [(1-x)^{0,8} + \left(\frac{3,8 x^{0,76} (1-x)^{0,04}}{\text{Pr}^{0,39}} \right)]$$

Sachant que h_1 est donné par la corrélation de Dittus-Boelter [21] suivante :

$$h_1 = 0,023 \cdot \text{Re}_1^{0,8} \text{Pr}_1^{0,4} \frac{\lambda_1}{d_i}$$

Donc le h_x aura pour expression :

$$h_{\text{cond}} = \frac{\lambda_1}{d_i} \cdot 0,023 \text{Re}_1^{0,8} \text{Pr}_1^{0,4} [(1-X)^{0,8} + \left(\frac{3,8 x^{0,76} (1-x)^{0,04}}{\text{Pr}^{0,38}} \right)] \quad 6-10$$

Avec :

↪ $x = 0.5$: Le titre de vapeur moyen.

↪ Re_l : Le nombre de Reynolds pour l'écoulement du FF à l'état liquide tel que : $Re_l = \frac{\dot{m} \cdot d_i}{\mu_l S_i}$

↪ Pr_l : Le nombre de Prandtl pour l'écoulement du FF à l'état liquide tel que : $Pr_l = \frac{C_{pl} \cdot \mu_l}{\lambda_l}$

↪ λ_l : La conductivité du FF à l'état liquide (W/m².K)

↪ μ_l : La viscosité dynamique du FF à l'état liquide (kg/m.s)

↪ C_{pl} : La capacité calorifique du FF à l'état liquide (J/kg.K)

↪ P_r : La pression réduite du FF tel que : $P_r = \frac{P}{P_{cr}}$; avec : $P = 14,55 \text{ bar}$: pression du R134a à la sortie du compresseur et $P_{cr} = 40,59 \text{ bar}$: pression critique du R134a (Figure 28).

Propriétés du R134a

Les propriétés du FF (R134a) à l'état liquide sont déterminées à partir du logiciel SOLKANE 8 à la température de la paroi T_p et sont données par le tableau ci-dessous :

Tableau 21- Les propriétés du R134a à $T_p = 52^\circ\text{C}$

Propriétés	La viscosité dynamique μ_l (kg/m.s)	La conductivité thermique λ_l (W/m.K)	Capacité calorifique C_{pl} (J/kg.K)
Grandeurs	$0,137 \times 10^{-3}$	$71,96 \times 10^{-3}$	$1,58 \times 10^3$

6.4.3.3.4 Résultats de calcul

Les résultats finaux de calcul du bilan de la zone de condensation sont consignés dans le Tableau 22 suivant :

Tableau 22-Les résultats de calcul de la zone de condensation

ΔT	h_e (W/m ² .K)	$h_{x=0,5}$ (W/m ² .K)	K (W/m ² .K)	Q_{cond} (W)	S_{cond} (m ²)
10	9,74	1296,92	9,2	109,44	1,19

6.4.3.4 Détermination de la longueur du tube

On a la relation de la surface d'échange totale du condenseur suivante :

$$S_t = S_{des} + S_c \quad 6-11$$

Soit : $S_t = 1,22 \text{ m}^2$

Sachant que la superficie d'un étage du condenseur est donnée par la relation :

$$S_{étage} = S_f + S_T \quad 6-12$$

Avec :

↳ S_f : La surface des fils d'un étage (m^2).

↳ S_T : La surface du tube d'un étage (m^2).

Soit :

$$S_f = d_a \times \pi \times D \times n_f = 0,0016 \times \pi \times 0,04 \times 120 = 0,024 \text{ m}^2$$

$$S_f = d_e \times \pi \times L_p = 0,00476 \times \pi \times 0,48 = 7,18.10^{-3} \text{ m}^2$$

D'où :

$$S_{étage} = 0,0312 \text{ m}^2$$

$$N_{étages} = \frac{S_t}{S_{étage}} = \frac{1,22}{0,0312} = 39 \text{ étages.}$$

$$L_T = (L_p \times N_{étages}) + (R. \pi. (N_{étages} - 1)) = (0,44 \times 39) + (0,02. \pi. 38) = 19,54 \text{ m.}$$

6.4.4 Discussion des résultats

Le calcul du condenseur de la présente étude a donné 39 étages ce qui correspond à une longueur de tube serpentin de 19,54 m. Cependant, ces valeurs traduisent un condenseur qui déborde car la condition suivante n'est pas vérifiée :

$$N_{étages} \times 0,04 < 1326,6 \text{ mm} \quad 6-13$$

Afin d'y remédier à cette impasse, l'une des trois solutions suivantes est à adopter :

↳ **Programmation** : le recours à un programme informatique est une alternative qui permet d'affiner les calculs. Toutefois, cette méthode ne garantit pas de trouver les résultats tant escomptés ; elle peut se rapprocher du but mais pas l'atteindre.

- ↳ **La batterie condenseur :** elle reflète un condenseur plié qui est placé à proximité du compresseur. Cependant, cette alternative est peu recommandée car elle nécessite l'utilisation d'un ventilateur ce qui va engendrer une hausse de la consommation électrique.

- ↳ **Un condenseur bi-étagé :** pour que l'échangeur ne déborde pas, la superposition de deux condenseurs bien dimensionnés à l'arrière du congélateur (d'où le terme bi-étagé) est la solution d'échange la mieux adaptée.

Conclusion

Ce projet avait pour ambition de réaliser une étude approfondie sur un congélateur solaire, en mettant l'accent sur deux aspects clés : le choix du compresseur et le dimensionnement du condenseur. La réussite de cette étude reposait principalement sur le calcul précis du coefficient d'échange global, indispensable pour déterminer le débit massique du R134a et pour trouver le nombre d'étages théoriques de l'échangeur. Ces calculs étaient complexes et exigeaient une connaissance approfondie des paramètres thermodynamiques de l'air et du FF (fluide frigorigène), ainsi que la prise en compte de certaines hypothèses simplificatrices afin de simplifier le modèle.

Les résultats obtenus suite aux calculs étaient globalement conformes aux normes attendues, à l'exception des résultats relatifs au condenseur. Cependant, ce problème a été résolu en proposant trois solutions potentielles. Après évaluation, la solution recommandée a été celle du condenseur bi-étagé. Cette solution permettait d'optimiser les performances du condenseur et de garantir un échange thermique efficace.

En conclusion, pour pousser les calculs encore plus loin et approfondir cette étude, il serait bénéfique de reprendre ce projet ultérieurement, de préférence par un(e) autre étudiant(e) intéressé(e) par la thématique. Pour enrichir et compléter cette étude, deux programmes informatiques pourraient être développés : l'un dédié au bilan thermique complet du congélateur, et l'autre spécifiquement pour le dimensionnement du condenseur ou de l'évaporateur. Ces programmes permettraient d'affiner les résultats et d'approfondir l'analyse, ouvrant ainsi de nouvelles perspectives pour l'étude du congélateur solaire.

Annexe A

Table thermodynamique de l'air

TABLE A-9							
Properties of air at 1 atm pressure							
Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Density $\rho, \text{kg/m}^3$	Specific Heat c_p $\text{J/kg}\cdot\text{K}$	Thermal Conductivity $k, \text{W/m}\cdot\text{K}$	Thermal Diffusivity $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Dynamic Viscosity $\mu, \text{kg/m}\cdot\text{s}$	Kinematic Viscosity $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Prandtl Number Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Note: For ideal gases, the properties c_p , k , μ , and Pr are independent of pressure. The properties ρ , ν , and α at a pressure P (in atm) other than 1 atm are determined by multiplying the values of ρ at the given temperature by P and by dividing ν and α by P .

Source: Data generated from the EES software developed by S. A. Klein and F. L. Alvarado. Original sources: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198; and Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena, and P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

Figure 29-Table thermodynamique de l'air à 1 atm

Annexe B

Nombres adimensionnels et longueurs caractéristiques

B.1 Nombres adimensionnels

B.1.1 Les nombre de Grashoff et de Nusselt sont donnés dans le tableau suivant :

Tableau 23-Nombres adimensionnels de Grashoff et de Nusselt

Gr et Nu pour l'élaboration du bilan thermique du congélateur	Gr et Nu pour le dimensionnement du condenseur
$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot L_c^3}{\nu^2}$ $Nu = \frac{L_c \cdot h}{\lambda}$	$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot (T_p - T_{amb}) \cdot L_p^3}{\nu^2}$ $Nu = \frac{L_p \cdot h}{\lambda}$

B.1.2 Le nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda}$$

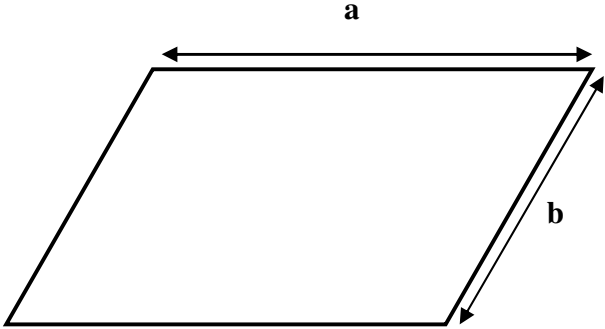
B.1.3 Le nombre de Reynolds pour l'écoulement du fluide frigorigène à l'état liquide :

$$Re_l = \frac{\dot{m}_f \cdot d_i}{\mu_l S_i}$$

B.2 La longueur caractéristique :



Plaque verticale



Plaque horizontale

Les longueurs caractéristiques sont données dans le tableau suivant :

Tableau 24-Longueurs caractéristiques

<i>L_c</i> pour plaque verticale	<i>L_c</i> pour plaque horizontale
$L_c = H$	$L_c = \frac{a + b}{2}$

Annexe C

L'ailette

(Représentation, disposition et rendement)

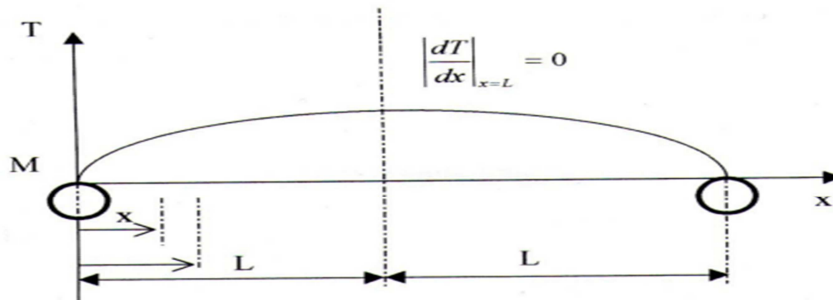


Figure 30- Représentation de l'ailette

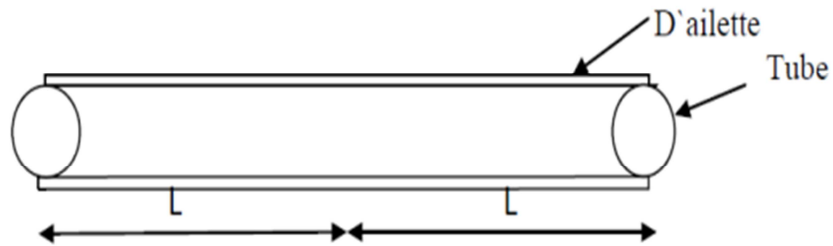


Figure 31- Disposition de l'ailette

Remarque :

Le rendement η de l'ailette vaut 0,9. Il est calculé à partir de l'efficacité ε dont l'expression est en fonction du flux Q_a (évacué par l'ailette) qui est déterminé par la résolution d'une équation différentielle en se basant principalement sur la condition de la Figure 30 où il y a un plan adiabatique (6.4.3.1).

Bibliographie

- [1]. Ministère de l'énergie et des mines Alger, 2016.
- [2]. **AE Rédaction** Sonelgaz : Appel d'offres pour 15 centrales solaires d'une capacité totale de 2000 MW [Revue]. - 28/02/2023
- [3]. Centre National des Technologies de Production plus Propre Ministère de l'aménagement du territoire et de l'environnement, N°08, Mai-Juin 2011. Produire plus propre.
- [4]. **Environnement magazine Victoires Édition, Hors-série pays arabes**, Mai 2010, P 54. HYDROPLUS
- [5]. **Mouhamed Ridah Yaiche Abdellah Bouhanik** Atlas solaire algérien // Dépot légal 2062-2002
- [6]. **Wikipédia** La chronologie de l'énergie solaire photovoltaïque.
- [7]. **Brigand Sylvain** Installations solaires photovoltaïques : Dimensionnement - installation et mise en oeuvre - maintenance [Livre]. - FRANCE : Le Moniteur, 2011
- [8]. **Anne Labouret Michel Villosz** **Energie solaire** photovoltaïque [Livre]. - [s.l.] : Dunod, Le Moniteur, 2009
- [9]. **Adjoulé Aby** Production d'énergie et environnement, l'énergie solaire est la solution [Livre]. - PARIS : Du Pantheon Eds, 2017
- [10]. **Ministère des énergies et des mines d'Alger** Energies nouvelles
- [11]. **Pierre Rapin Patrick Jacquard, Serge Sandre** Formulaire du froid [Livre]. - [s.l.] : DUNOD, 2014
- [12]. **Cristophe Marvillet** Le froid: usages et production [Article]. - 2015. - L'encyclopédie de l'énergie.
- [13]. **DUMINIL Maxime** Théorie des machines frigorifiques [Article]. - Paris : [s.n.], 1996. - Technique de l'ingénieur

- [14]. **Diny Mouad** Etude d'une machine frigorifique à absorption: modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine // Thèse de doctorat. - Nancy : Archive ouverte HAL, 1996
- [15]. **Francis Meunier Paul Rivet, Marie-France Terrier** Froid industriel [Livre]. - [s.l.] : DUNOD, 2010. - Edition 3
- [16]. **Energy 4 growth hub** Système de congélation solaire [Rapport].
- [17]. Free Download Manager [En ligne] // <https://fr.freedownloadmanager.org/Windows-PC/SOLKANE-Refrigerants-GRATUIT.html>. - SOLVAY developer.
- [18]. **TISSOT Julien** Amélioration des performances énergétiques et environnementales des systèmes frigorifiques au moyen de la brumisation des condenseurs à air // Thèse de doctorat Université Henry Poincaré-Université de Nancy . - Nice : [s.n.], 2011.
- [19]. **P.Calburn Allan** A method of correlating forced convection heat-transfer data and a comparison with fluid friction. - 1964 : Pioneer paper in heat and mass transfer. - Vol. 7
- [20]. **Shah M. Mohammed** An Improved and Extended General Correlation for Heat Transfer During Condensation in Plain Tubes // PhD,PE. - 2009
- [21]. **M.SHAH** Chart correlation for saturated boiling heat transfer: Equations and further study [Livre]. - 1982. - Vol. 88