الديمقراطية الجمهورية الجزائرية
الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
جامعة الشهيد الشيخ العربي التبسي - تبسة

Mémoire

Présentée pour obtenir le diplôme de

Master

Spécialité : Energétique

Filière : Génie mécanique

Implantation d'un système de refroidissement d'un échangeur de chaleur destiné à un laboratoire pédagogique

Présenté par :

Mekhaznia Mohamed Abdelkader

Mémoire soutenu le 11 / 06 / 2025 devant le jury composé de :

Président :	BOUAFFANE Abd Elkarim	MCA
Encadreur :	AGGOUN Rabah	MCB
Examinateur :	ZAIDI Latifa	MAA

Année universitaire :2024/2025

Remerciements

Avant tout, nous remercions Allah le Tout-Puissant de nous avoir donné la force et la volonté pour accomplir ce travail.

Nous tenons à exprimer nos plus vifs remerciements et notre profonde gratitude au Docteur AGGOUN Rabah, pour avoir encadré ce mémoire de master, pour son aide précieuse et ses conseils avisés qui nous ont permis de mener à bien ce travail.

Nous exprimons également notre reconnaissance à M. Zoubeir Nadjlawi pour son accompagnement technique et ses orientations précieuses lors du processus d'installation de la pompe à chaleur, une étape essentielle dans notre projet.

Nous remercions aussi toutes les personnes qui nous ont offert leur aide avec bienveillance tout au long de la réalisation de ce travail.

Enfin, un grand remerciement est adressé à tous les membres du département de génie mécanique pour leur encadrement, leur disponibilité et les connaissances transmises durant notre parcours académique

اهداء

أهدي هذا العمل إلى روح والدي الغالي، رحمه الله وأسكنه فسيح جناته، الذي كان نور دربي وسندي في كل خطوة، ولن تغيب ذكراه أبدًا عن قلبي. وإلى أمي الحبيبة، نبض حياتي وعزوتي التي لا تنضب، أقدم لك كل حبي وامتناني، فأنتِ ملهمتي ودعمي الدائم في رحلتي

دون ان ننسى روح الفقيد زميلي كريم بكايري رحمة الله عليه

Table des matières

Résumé

Nomenclature

Liste des figures

Liste des tableaux

Numéro	Titre	Page
Chapitre I	Généralités sur les échangeurs de chaleur	02
I.1	Définition	03
I.2	Classification des échangeurs thermiques	03
I.2.1	Échangeurs à tubes co-axiaux	04
I.2.1.a	Parallèle à co-courant	04
I.2.1.b	Parallèle à contre-courant	05
I.2.2	Échangeurs à faisceaux tubulaires (tube et calandre)	05
I.2.3	Échangeur de chaleur (en forme U)	06
I.2.3.a	Échangeurs 1-2 (tube en U)	06
I.2.3.b	Échangeurs 1-4 (tube en U)	07
I.2.3.c	Échangeurs 2-4 (tube en U)	07
I.2.4	Échangeurs tubulaires à courants croisés (Liquide-Gaz)	08
I.2.5	Échangeurs à ailettes	08
I.3	Classification selon les critères techniques	09
I.4	Échangeur du laboratoire	11
I.4.1	Présentation	11
I.4.2	Mode de transfert	12
I.4.2.a	Échangeur à co-courant	12
I.4.2.b	Échangeur à contre-courant	13
I.4.3.	Relations mathématiques	13
I.4.3.a	Expression du coefficient d'échange global moyen	13
I.4.3.a.1	Co-courants	13
I.4.3.a.2	Contre-courants	14
I.4.3.b	Efficacité thermique et autres	15
I.4.3.b.1	Débit chaud < froid	15
I.4.3.b.2	Débit froid < chaud	15
Chapitre II	Systèmes de refroidissement	17
II.1	Bref Historique du froid	16
II.2	Production de froid	18
II.3	Définition d’une machine frigorifique	18
II.4	Détermination du COP	19
II.5	Schéma thermodynamique à compression de vapeur	19
II.6	Cycle de réfrigération mécanique	23
II.6..	Coefficient de performance	23

II.6.2	Rendement exergétique	24
II.7	Composants d'une machine frigorifique	24
II.7.1	Compresseurs	24
II.7.1.a	Compresseurs hermétiques	24
II.7.1.b	Compresseurs semi-hermétiques	24
II.7.1.c	Compresseurs volumétriques	26
II.7.2	Condenseurs	28
II.7.2.a	Condenseurs à air	28
II.7.2.b	Circulation naturelle	28
II.7.2.c	Circulation forcée	29
II.7.3	Évaporateurs	29
II.7.3.a	Types d'évaporateurs	29
II.7.3.b	Circulation naturelle	30
II.7.3.c	Plaques eutectiques	30
II.7.3.d	Circulation forcée	30
II.7.4	Détendeur	31
II.7.4.a	Capillaires	31
II.7.4.b	Thermostatiques	32
II.7.4.c	Électroniques	32
II.7.5	Fluides frigorigènes	33
Chapitre III	Dimensionnement du système	36
III.1	Introduction	37
III.2	Description du système	37
III.3	Étapes de l'étude	37
III.3..	Mesure de la puissance	37
III.3.2	Données économiques	38
III.3.3	Choix des températures	38
III.4	Coefficient de l'évaporateur	39
III.5	Coefficient du condenseur	42
III.5.1	Surface des ailettes	43
III.5.2	Surface des tubes	43
III.5.3	Surface totale d'échange	43
III.5.4	Coefficients de transfert	43
III.6	Expressions de la puissance calorifique échangée au niveau du condenseur	46
III.7	Calcul de la puissance du compresseur	47
III.8	Méthodologie numérique et lien avec la structure du programme III	48
III.8.1	Initialisation des données constantes	48
III.8.2	Boucle « température d'évaporation »	48
III.8.3	Détermination des propriétés thermophysiques	48
III.8.4	Détermination coefficient de transfert thermique côté évaporateur	48
III.8.5	Calcul du coefficient de transfert thermique côté condenseur	49
III.8.6	Calculs thermodynamiques	49
III.8.7	Évaluation économique	49

III.8.8	Détermination de Tc en fonction de Tf	49
III.8.9	Extraction des résultats optimaux	49
III.9	Organigramme de code	50
III.10	Résultats de code	51
III.11	Analyse des résultats	51
III.12	Calcul de la longueur du détendeur capillaire	52
III.12.1	Pressions et perte de charge	53
III.12.2	Détermination de la masse volumique moyenne du fluide frigorigène	53
III.12.3	Détermination de la viscosité dynamique moyenne	54
III.12.4	Débit massique	55
III.12.5	Vitesse moyenne de fluide frigorigène	55
III.12.6	Nombre de Reynolds	55
III.12.7	Facteur de frottement	55
III.12.8	Application numérique	56
III.12.8.a	Titre de vapeur	56
III.12.8.b	La masse volumique	56
III.12.8.c	Viscosité dynamique	56
III.12.8.d	Débit massique	56
III.12.8.e	Vitesse moyenne de l'écoulement	56
III.12.8.f	Nombre de Reynolds	56
III.12.8.g	Facteur de frottement	56
III.12.8.h	Longueur du détendeur	56
Chapitre IV	Architecture et fonctionnement du système	57
IV.1	Introduction	58
IV.2	Acquisition des composants principaux	58
IV.2.1	Compresseur	58
IV.2.2	Évaporateur	59
IV.2.3	Condenseur	59
IV.2.4	Détendeur capillaire	60
IV.2.5	Fluide frigorigène – R134a	61
IV.3	Éléments secondaires	61
IV.3.1	Capteur de température (Capteur–Dexelle)	61
IV.3.2	Filtre déshydrateur (Filtre de protection)	62
IV.4	Assemblage du système et installation des composants	62
IV.4.1	Étape de soudage des plaques du réservoir	63
IV.4.1.a	Étape de mise en place de l'isolation	63
IV.4.2	Fixation de l'évaporateur à l'intérieur du réservoir	64
IV.4.3	Installation du condenseur et du compresseur	65
IV.4.4	Raccordement des composants	65
IV.4.5	Opérations de brasage et de fixation	66
IV.4.5.a	Brasure des connexions	66

IV.4.5.b	Fixation mécanique	66
IV.4.5.c	Mise sous vide du circuit	66
IV.4.6	Chargement du fluide frigorigène	67
IV.4.8	Essais et mise en service	67
IV.5	Raccordement du système de pompe à chaleur à l'échangeur thermique	68
IV.5.1	Spécifications de la pompe VORTEX HZ 601-DN25	69
IV.6	Entretien périodique et recommandations opérationnelles	71
IV.6.1	Exigences de maintenance	71
IV.6.2	Recommandations d'exploitation	71
IV.7	Perspectives futures de développement du système	72

Résume

Face aux défis croissants liés à la consommation énergétique et à son coût, il devient nécessaire d'adopter des solutions techniques permettant d'améliorer l'efficacité des systèmes thermiques et de réduire les pertes énergétiques. C'est dans ce contexte qu'est née l'idée de développer un système intégré basé sur une pompe à chaleur, ayant pour objectif de refroidir l'eau sortant de l'échangeur thermique situé dans le laboratoire de mécanique des fluides du département de génie mécanique. Cela permettrait de réutiliser cette eau dans le cycle thermique de l'échangeur, réduisant ainsi les pertes en eau et en énergie.

Pour réaliser cette approche, un programme a été développé sous MATLAB, permettant de calculer le coefficient d'échange par convection au niveau de l'évaporateur et du condenseur. Ce programme est utilisé pour déterminer les surfaces d'échange thermique nécessaires, ce qui permet une évaluation précise des coûts et le choix de la solution la plus appropriée sur le plan économique. De plus, le programme nous a permis de déterminer le point de fonctionnement optimal, c'est-à-dire l'état dans lequel le meilleur prix total est obtenu avec le coût le plus bas possible, ce qui constitue un indicateur clé pour évaluer l'efficacité globale du système.

ملخص

في ظل التحديات المتزايدة المرتبطة باستهلاك الطاقة وتكلفتها، أصبح من الضروري تبنّي حلول تقنية تساهم في تحسين كفاءة الأنظمة الحرارية وتقليل الفاقد الطاقوي. انطلاقًا من هذه المعطيات، ظهرت فكرة تطوير نظام مدمج يعتمد على مضخة حرارية، تهدف إلى تبريد الماء الخارج من المبادل الحراري الموجود في مخبر ميكانيك الموائع الخاص بقسم الهندسة الميكانكية ، مما يتيح إعادة استخدامه داخل الدورة الحرارية للمبادل وتقليل الخسائر المائية والطاقوية .

ولتعزيز هذا التوجه، تم تطوير برنامج باستخدام بلغة MATLA يُمكّن من حساب معامل انتقال الحرارة بالحمل على مستوى كل من المبخر والمكثف .يُستخدم هذا البرنامج لتحديد المساحات الحرارية اللازمة لتبادل الحرارة، مما يساعد على تقدير التكلفة بدقة واختيار الحل الأمثل من الناحية الاقتصادية .كما مكننا البرنامج من تحديد نقطة التشغيل المثلى، وهي الحالة التي يتم فيها تحقيق أفضل أداء حراري بأقل تكلفة ممكنة، وهو ما يُعد مؤشرًا مهمًا لتقييم فعالية النظام ككل.

Summary

In the face of growing challenges related to energy consumption and its cost, it has become essential to adopt technical solutions that enhance the efficiency of thermal systems and reduce energy losses. In this context, the idea was conceived to develop an integrated system based on a heat pump, aimed at cooling the water exiting the heat exchanger located in the Fluid Mechanics

Laboratory of the Mechanical Engineering Department. This would allow the water to be reused within the thermal cycle of the exchanger, thereby reducing both water and energy losses.

To implement this approach, a program was developed using MATLAB to calculate the convective heat transfer coefficients at the evaporator and condenser. This program is used to determine the required heat exchange surfaces, enabling accurate cost evaluation and the selection of the most economically suitable solution. Moreover, the program allowed for the determination of the optimal operating point—i.e., the state at which the best overall cost is achieved at the lowest possible expense—which serves as a key indicator for assessing the system's overall efficiency.

Nomenclature

1. Lettre latine

Symbole	Désignation	Unité
c_1	Coût de la consommation électrique	DA/kWh
c_2	Prix du compresseur	DA/kW
c_3	Prix de la surface du condenseur	DA/m²
c_4	Prix de la surface de l'évaporateur	DA/m²
COP	Coefficient de performance	-
Cpc	Capacité calorifique du fluide chaud	J/kg·K
Cpf	Capacité calorifique du fluide froid	J/kg·K
ddt	Diamètre du détendeur	m
dev	Diamètre extérieur de l'évaporateur	m
dt	Diamètre des tubes	m
f	Coefficient de frottement	-
Gr	Nombre de Grashof	-
h_1	Enthalpie massique à l'entrée du compresseur	J/kg
h_2	Enthalpie massique à la sortie du compresseur	J/kg
h_3	Enthalpie massique à l'entrée du détendeur	J/kg
h_4	Enthalpie massique à l'entrée de l'évaporateur	J/kg
hcd	Coefficient de transfert thermique au niveau du condenseur	W/m²·K
h_{ev}	Coefficient de transfert thermique de l'évaporateur	W/m²·K
h_{ail}	Coefficient de transfert au niveau des ailettes	W/m²·K
hg	Coefficient global d'échange thermique	W/m²·K
hl	Enthalpie massique du liquide saturé	kJ/kg
ht	Coefficient de transfert au niveau des tubes	W/m²·K
hv	Enthalpie de la vapeur saturée	kJ/kg
Lc	Largeur caractéristique des ailettes	m
Lev	Longueur de l'évaporateur	m
Lt	Longueur des tubes	m

Nomenclature

$\dot{m}f$	Débit massique du fluide froid	kg/s
$\dot{m}f°$	Débit massique du fluide frigorigène	kg/s
$\dot{m}c$	Débit massique du fluide chaud	kg/s
NUT	Nombre d'unité de transfert thermique	-
Nu_{ail}	Nombre de Nusselt au niveau des ailettes	-
Nu_{ev}	Nombre de Nusselt au niveau de l'évaporateur	-
Nu_{t}	Nombre de Nusselt au niveau des tubes	-
P	Puissance électrique	W
Pc	Pression en amont (condenseur)	Pa
Pf	Pression en aval (évaporateur)	Pa
Pr_{ail}	Nombre de Prandtl au niveau des ailettes	-
Pr_{t}	Nombre de Prandtl au niveau des tubes	-
Pr	Nombre de Prandtl au niveau de l'évaporateur	-
Qc	Chaleur rejetée dans le condenseur	W
Qf	Chaleur absorbée dans l'évaporateur	W
Qf_0	Puissance thermique prélevée à la source froide	W
Ra	Nombre de Rayleigh	-
R	Résistance électrique mesurée	Ω
Re_{ail}	Nombre de Reynolds au niveau des ailettes	-
Re_{t}	Nombre de Reynolds au niveau des tubes	-
S	Surface moyenne d'échange	m²
S_{ail}	Surface totale des ailettes	m²
Sbords	Surface des bords latéraux	m²
Scd	Surface d'échange thermique du condenseur	m²
Sev	Surface d'échange thermique de l'évaporateur	m²
Sfaces	Surface des faces avant et arrière	m²
$S_{tu}b_{es}$	Surface totale des tubes	m²

Nomenclature

Sch	Surchauffe	°C
SR	Sous-refroidissement	°C
Tc	Température du fluide au niveau du condenseur	°C
Tc_e	Température du fluide chaud à l'entrée	°C
Tc_s	Température du fluide chaud à la sortie	°C
T_{ev}	Température du fluide frigorigène (évaporateur)	°C
Tf_e	Température du fluide froid à l'entrée	°C
Tf_s	Température du fluide froid à la sortie	°C
Tmc	Température moyenne air/fluide frigorigène	°C
Tmf	Température moyenne de l'air	°C
Tsc	Température de la source chaude (air)	°C
Tsf	Température de la source froide (eau)	°C
τ	Taux de circulation	-
V_{air}	Vitesse de l'air	m/s
v_m	Vitesse moyenne du fluide frigorigène	m/s
W	Travail fourni au système	J
Wc	Puissance thermique du fluide chaud	W
Wf	Puissance thermique du fluide froid	W
x	Titre massique en vapeur	-
ΔHcycle	Variation d'enthalpie sur un cycle complet	J

2. Lettres grecques

Symbole	Désignation
β	Coefficient de dilatation volumique du fluide [K^{-1}]
ε	Efficacité thermique
η_{ex}	Rendement exergétique de la machine frigorifique
λ	Conductivité thermique [W/m·K]
μ	Viscosité dynamique [Pa·s]

Nomenclature

μ_3	Viscosité dynamique à la sortie du condenseur [Pa·s]
μ_4	Viscosité dynamique à l'entrée de l'évaporateur [Pa·s]
ν	Viscosité cinématique [m^2/s]
ν_e	Viscosité cinématique de l'eau [m^2/s]
ρ	Masse volumique [kg/m^3]
ρ_3	Masse volumique en sortie du condenseur [kg/m^3]
ρ_4	Masse volumique en entrée de l'évaporateur [kg/m^3]
ρ_v	Masse volumique de la vapeur saturée [kg/m^3]
ρ_l	Masse volumique du liquide saturé [kg/m^3]
Φ	Flux de chaleur [W]

Liste des Figures

Numéro de la figure	Titre de la figure	Page
I.Figure 1.a	Principe Parallèle à co-courant	05
I.Figure 1.a	Principe Parallèle à co-courant	05
I.Figure 2.a.	Principe Parallèle à contre-courant	05
I.Figure 2.b	Principe Parallèle à contre-courant	05
I.Figure 3	Principe d'un échangeur de chaleur 1-1	06
I.Figure 4	Schématisation d'un échangeur de chaleur multitubulaire	06
I.Figure 5	Principe d'un échangeur de chaleur 1-2 (en forme U)	07
I.Figure 6	Principe d'un échangeur de chaleur 1-4 (en forme U)	07
I.Figure 7	Principe d'un échangeur de chaleur 2-4 (en forme U)	08
I. Figure 8	Principe des échangeurs tubulaires à courants croisés	08
I. Figure 9	Principe des échangeurs à ailettes	09
I. Figure 10	L'échangeur de chaleur du laboratoire est classé comme échangeur de chaleur parallèle	12
I. Figure 11.a	Échangeur à co-courant	12
I. Figure 11.b	Diagramme Échangeur à co-courant	12
I. Figure 12.a	Échangeur à contre-courant	13
I. Figure 12.b	Diagramme Échangeur à contre-courant	13
II. Figure 1	Gaz réfrigérants	18
II. Figure 2	Schéma de principe de réfrigération	19

Liste des figures

II. Figure 3	Système frigorifique à compression mécanique de vapeur	22
II. Figure 4	Cycle thermodynamique réel de réfrigération à compression de vapeur dans le diagramme Mollier (P, H)	23
II. Figure 5	Compresseur hermétique à piston	25
II. Figure 6	Compresseur semi-hermétique à piston	25
II. Figure 7	Compresseurs ouverts	25
II. Figure 8	Compresseur alternatif à piston, simple effet	26
II. Figure 9	Compresseur alternatif à piston, double effet	26
II. Figure 10	Compresseur rotatif à palettes	27
II. Figure 11	Compresseur à monovis	27
II. Figure 12	Compresseur à double vis	27
II. Figure 13	Condenseur à air à circulation naturelle	28
II. Figure 14	Condenseur à air à circulation forcée	29
II. Figure 15	Schéma de fonctionnement d'un évaporateur	29
II. Figure 16	Évaporateur à plaque eutectique	30
II. Figure 17	Évaporateurs à circulation forcée	31
II. Figure 18	Détendeurs capillaires	31
II. Figure 19	Détendeurs thermostatiques	32
II. Figure 20	Détendeurs électroniques	33
III.Figure 1	Multimètre Metrix	38
III.Figure 2	Schéma du condenseur à utiliser	42
III.Figure 3	Anémomètre	45

Liste des figures

III.Figure 4	Résultats obtenus avec MATLAB	51
Figure 1	Compresseur de marque GMCC	58
Figure 2	Tube de cuivre	59
Figure 3	Condenseur composite à ailettes et ventilateur	60
Figure 4	Détendeur capillaire	60
Figure 5	Fluide R134a	61
Figure 6	Capteur de température (Capteur–Dexelle)	62
Figure 7	Filtre déshydrateur	62
Figure 8	Schéma du réservoir destiné à contenir l'eau à refroidir	63
Figure 9	Soudage des plaques du réservoir	63
Figure 10.a	Couche d'isolation de polyester	64
Figure 10.b	Couche d'isolation de bois	64
Figure 11	Forme finale du réservoir	64
Figure 12	Fixation du tuyau en cuivre à l'intérieur du réservoir	65
Figure 13	Installation du condenseur et du compresseur	65
Figure 14	Raccordement des composants	66
Figure 15	Pompe à vide	67
Figure 16	Manomètre frigorifique	67
Figure 17	Pompe VORTEX HZ 601-DN25	69
Figure 18.a	Pompe à chaleur avant son raccordement à l'échangeur	70
Figure 18.b	Pompe à chaleur avant son raccordement à l'échangeur	70
Figure 19	Pompe à chaleur après son raccordement à l'échangeur	71

Liste des figures

Liste des tableaux

N°	Titre du tableau	Page
Tableau (I.01)	Classification des échangeurs de chaleur	(10 ; 11)
Tableau (II.01)	Comparatif des principaux types de fluides frigorigènes	(34 ; 35)
Tableau (III.01)	Prix des composants	(38)
Tableau (IV.01)	Caractéristiques de la pompe VORTEX HZ 601-DN25	(69)

Introduction Générale

Introduction Générale

Dans ce cadre, le présent travail vise à concevoir et à réaliser un système de refroidissement basé sur une pompe à chaleur, destiné à refroidir l'eau sortant du circuit froid d'un échangeur de chaleur à tubes coaxiaux, installé au laboratoire d'énergétique et de mécanique des fluides du département de génie mécanique. Une approche numérique et technique a été adoptée afin d'analyser les performances du système et de déterminer les conditions de fonctionnement optimales assurant un coût minimal. Cela se fait en déterminant les températures de fonctionnement optimales permettant de minimiser le coût global, en s'appuyant sur une analyse numérique et algorithmique.

Le premier chapitre est consacré aux principes généraux des échangeurs de chaleur, en mettant l'accent sur leurs différentes classifications, les mécanismes de transfert thermique, ainsi que sur les méthodes de calcul du coefficient global de transfert de chaleur. Des notions thermodynamiques fondamentales y sont également abordées pour mieux comprendre le comportement de ces systèmes.

Le deuxième chapitre traite le système de réfrigération (pompe à chaleur). Il présente ses principaux composants, leurs fonctions respectives et leur interaction dans le processus global de refroidissement. Une classification des différents types de pompes à chaleur et leurs applications énergétiques y est aussi présentée.

Dans le troisième chapitre, un programme a été développé en MATLAB, permettant de modéliser les aspects thermiques du système. Ce programme permet de calculer les coefficients de transfert de chaleur au niveau de l'évaporateur et du condenseur, de déterminer la puissance nécessaire du compresseur, ainsi que la longueur du tube de l'évaporateur. Cette modélisation numérique a pour but de préciser les valeurs optimales du système correspondant à la réduction de la consommation énergétique et le coût global, en fournissant ainsi une base rationnelle pour le choix du design.

Enfin, le quatrième et dernier chapitre décrit l'intégration pratique du système, en se basant sur les résultats issus de la modélisation numérique pour orienter l'assemblage de la pompe à chaleur avec l'échangeur de chaleur. Cette démarche vise à recycler l'eau sortante de l'échangeur au lieu de la rejeter, ce qui permet de réduire les pertes énergétiques et d'améliorer le rendement global du système.

Chapitre I

Généralités
Sur les échangeurs de chaleur

I.1. Définition

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs thermiques permettant le transfert d'énergie thermique entre deux fluides de températures différentes, sans qu'il y ait de contact direct ou de mélange entre ces fluides.

À l'intérieur de ces appareils, les trois mécanismes fondamentaux de transfert de chaleur peuvent intervenir :

La conduction thermique : il s'agit d'un transfert d'énergie se produisant par agitation moléculaire, à travers un milieu solide ou entre plusieurs milieux solides en contact, sans déplacement global de matière.

La convection : ce mode combine la conduction et le déplacement de fluide. La chaleur est transmise par des particules fluides en mouvement, qui absorbent l'énergie thermique au contact d'une surface chaude, puis la transportent et la cèdent à une surface plus froide.

Le rayonnement thermique : il correspond à un transfert d'énergie sous forme d'ondes électromagnétiques, pouvant se propager dans le vide. Tout corps émet une certaine quantité de rayonnement en fonction de sa température, laquelle peut être absorbée partiellement ou totalement par un autre corps. Cependant, dans les échangeurs de chaleur, l'effet du rayonnement est généralement négligeable. (1)

I.2. Classification des échangeurs thermiques

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon plusieurs critères, en fonction de leur conception, de leur principe de fonctionnement et de leur domaine d'application. Les principaux critères de classification sont les suivants :

- La nature des fluides en présence : fluide liquide, gazeux, ou impliquant un changement de phase tel que la condensation ou l'évaporation
- Les caractéristiques technologiques : échangeurs à tubes, à plaques, à canaux, à caloducs, etc.
- Le mode de circulation des fluides : en co-courant, contre-courant, ou en courant croisé
- Le mode de transfert thermique prédominant : par convection, par rayonnement ou une combinaison des deux

- La présence ou non d'un contact direct entre les deux fluides : échangeurs à contact direct ou indirect
- La possibilité de stockage temporaire de la chaleur : échangeurs à régénération ou à récupération
- L'application spécifique : industrielle, domestique, automobile, etc.

En fonction de la variation d'état des fluides, on distingue deux grandes catégories d'échangeurs

- Échangeurs sans changement de phase : le transfert thermique se fait uniquement sous forme de chaleur sensible.
- Échangeurs avec changement de phase : ils impliquent le transfert de chaleur latente, auquel peut s'ajouter un apport de chaleur sensible. Parmi eux, on distingué:
    - Les évaporateurs : dans lesquels le fluide froid subit une évaporation
    - Les condenseurs : où le fluide chaud se condense.

Parmi les types les plus courants, on retrouve les échangeurs continus.

Dans ce type d'échangeurs, les deux fluides circulent de manière continue et simultanée de part et d'autre de la surface d'échange thermique qui les sépare. (2)

I.2.1. Échangeurs à tubes co-axiaux

Les échangeurs à tubes co-axiaux représentent l'une des configurations les plus simples parmi les échangeurs thermiques. Ils sont constitués de deux tubes cylindriques disposés l'un à l'intérieur de l'autre, permettant ainsi le passage de deux fluides à contre-courant ou en co-courant, chacun circulant dans un tube distinct. (3)

Ce type d'échangeur se caractérise par :

- Une simplicité de conception, facilitant sa fabrication, son entretien et son nettoyage
- Une surface d'échange relativement importante, en raison du contact prolongé entre les deux fluides sur la longueur du tube.

I.2.1.a. Parallèle à co-courant

Les échangeurs à tubes co-axiaux sont utilisés pour le transfert de chaleur entre liquides, notamment dans les combinaisons eau/eau, huile/eau et eau surchauffée/eau. Leur conception les

rend adaptés aux systèmes de chauffage, de refroidissement et aux applications industrielles nécessitant un contrôle thermique précis.

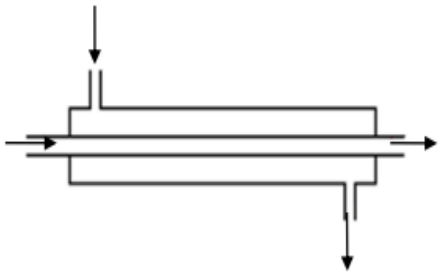


Figure (I.1.a) Principe Parallèle à co-courant

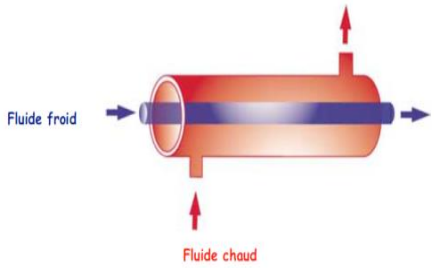


Figure (I. 1.b) Principe Parallèle à co-courant

I.2.1.b. Parallèle à contre-courant

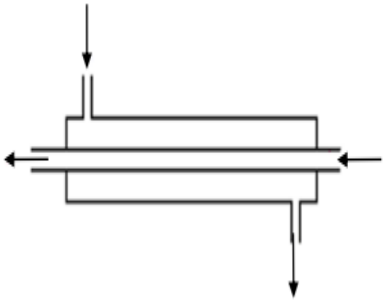


Figure (I.2.a) Principe Parallèle à contre-courant

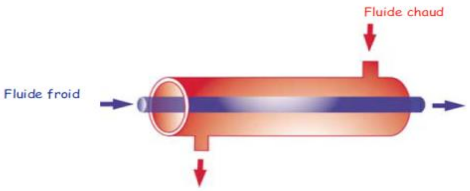


Figure (I.2.b) Principe Parallèle à contre-courant

I.2.2. Echangeurs à faisceaux tubulaires (tube et calandre)

Les échangeurs à faisceaux tubulaires, également appelés échangeurs à tubes et calandre, sont largement utilisés dans les applications industrielles en raison de leur grande efficacité et de leur flexibilité d'utilisation. Ils se composent d'un ensemble de tubes (faisceau tubulaire) placé à l'intérieur d'une enveloppe cylindrique appelée calandre. Un fluide circule à l'intérieur des tubes tandis que l'autre s'écoule dans la calandre autour des tubes. (3)

Ce type d'échangeur présente plusieurs avantages :

- Une compacité élevée, atteignant jusqu'à 500 m^2/m^3, ce qui permet une grande surface d'échange dans un volume réduit
- Une turbulence importante dans l'écoulement, favorisant l'augmentation du coefficient de transfert thermique.

Cependant, il présente aussi certains inconvénients, notamment :

- Des pertes de charge importantes, dues à la complexité de l'écoulement, en particulier du côté calandre.
- Les échangeurs à tubes co-axiaux sont utilisés pour le transfert thermique entre fluides, notamment dans les échanges liquide/liquide (eau/eau, huile/eau, eau surchauffée/eau) et gaz/liquide (vapeur/eau). La configuration 2-1, avec une seule passe dans la calandre et dans les tubes, offre un échange efficace adapté aux systèmes thermiques industriels...

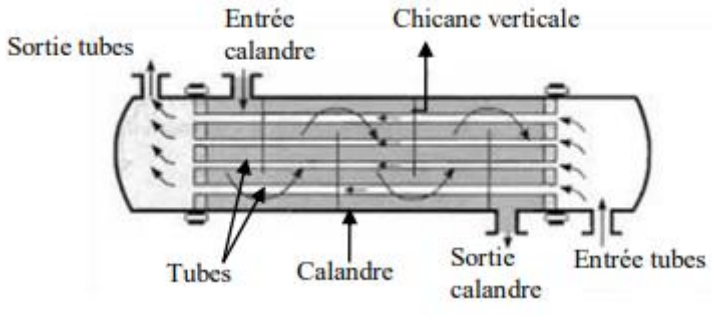


Figure (I.3) : Principe d'un échangeur de chaleur 1-1

Le principe des échangeurs à faisceaux tubulaires repose sur un ou plusieurs tubes enfermés dans une calandre. L'ajout de chicanes dans la calandre permet d'accroître la turbulence du fluide, améliorant ainsi l'efficacité du transfert thermique.

Les chicanes remplissent deux fonctions principales :

1. Renforcer la stabilité mécanique du faisceau
2. Augmenter la vitesse du fluide pour optimiser l'échange.

Le fluide chaud circule généralement dans des tubes métalliques (acier, cuivre, inox), limitant ainsi les pertes thermiques.



Figure (I.4) : Schéma d'un échangeur multitubulaire démonté pour test de pression**.**

I.2.3. Echangeur de chaleur (en forme U)

L'échangeur à tubes en U est composé d'un faisceau tubulaire courbé en forme de U, logé dans une enveloppe extérieure. Le fluide s'écoule dans un sens à l'aller, puis change de direction au niveau de la courbure pour revenir en sens inverse, assurant ainsi un échange thermique efficace. (3)

I.2.3.a. Echangeurs 1-2 (tube en U)

Une passe dans la calandre

Deux passes dans les tubes

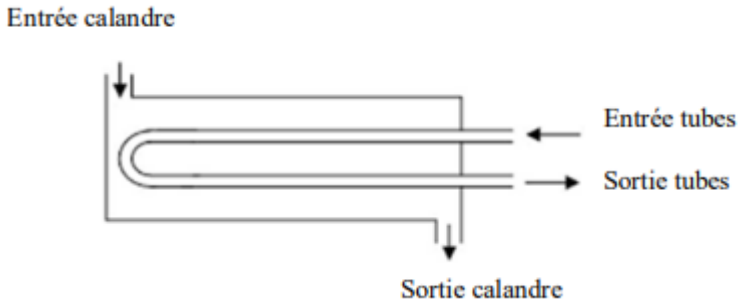


Figure (I.5) : Principe d'un échangeur de chaleur 1-2 (en forme U)

I.2.3.b. Echangeurs 1-4 (tube en U)

Une passe dans la calandre

Quatre passes dans les tubes

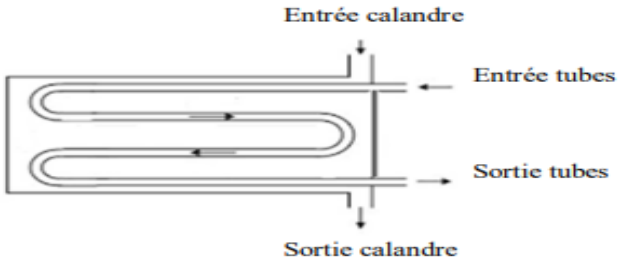


Figure 6) : Principe d'un échangeur de chaleur 1-4 (en forme U)

2.3.c. Echangeurs 2-4 (tube en U)

Deux passes dans la calandre

Quatre passes dans les tubes

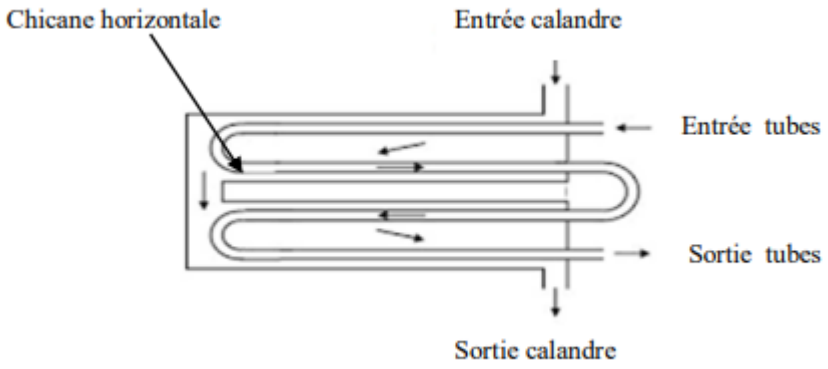


Figure (I.7) : Principe d'un échangeur de chaleur 2-4 (en forme U)

I.2.4. Echangeurs tubulaires à courants croisés (Liquide-Gaz)

Les échangeurs à courants croisés sont conçus pour assurer le transfert thermique entre un gaz circulant à l'intérieur de la calandre et un liquide circulant dans les tubes, où l'écoulement du fluide autour des tubes est presque perpendiculaire à leur orientation. (4)

Précision:

- Non brassé : le fluide circule dans des canaux parallèles distincts et de petite section.
- Brassé : le fluide ne circule pas dans des canaux parallèles distincts de petite section.

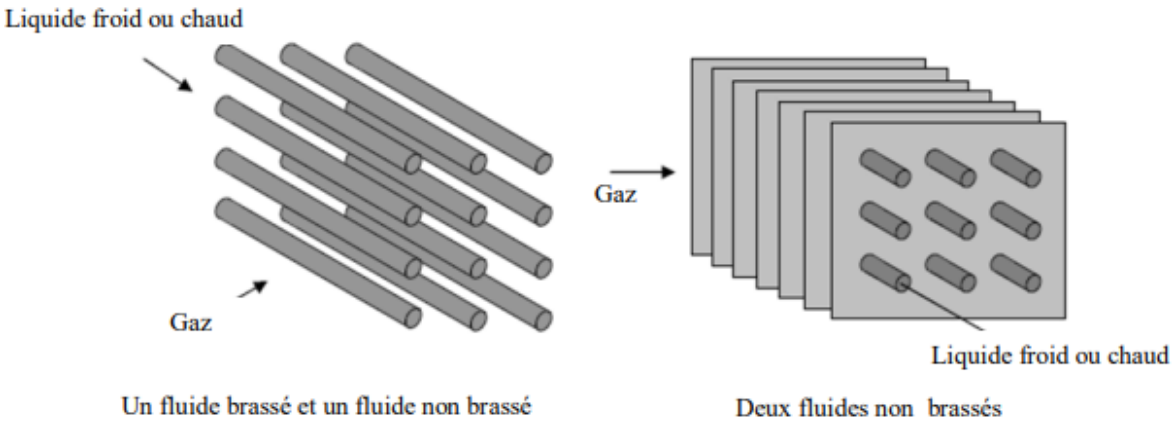


Figure8) : Principe des échangeurs tubulaires à courants croisés

I.2.5. Echangeurs à ailettes

Les échangeurs à ailettes, également appelés batteries à ailettes, sont des échangeurs tubulaires couramment employés dans les systèmes d'évaporateurs et de condenseurs à air. Ils se distinguent par une compacité maximale pouvant atteindre 1000 m^2/m^3, bien que leur

dimensionnement soit complexe. Ces dispositifs sont principalement utilisés pour des transferts thermiques entre un liquide et un gaz, comme dans les applications eau-air ou huile-air. (4)

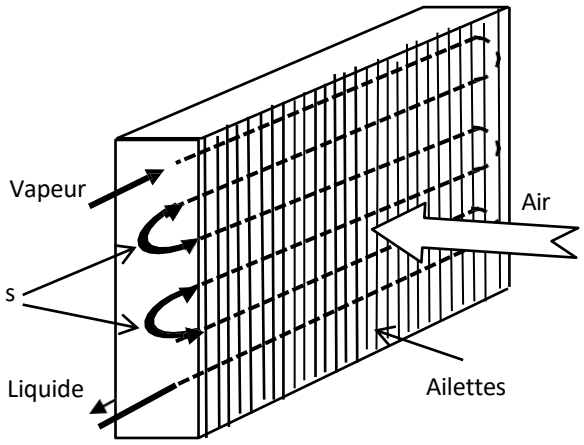


Figure (I.9) : Principe des échangeurs à ailettes

I.3. Classification des échangeurs de chaleur selon les critères techniques

Classification des échangeurs de chaleur peut se faire selon plusieurs critères techniques et de construction. Le tableau suivant illustre une présentation structurée des différentes classifications :(5)

Selon	Type des échangeurs de chaleur	Exemples
Procédé du transfert	Contact direct	
	Contact indirect	• Transfert direct • Stockage • lit fluidisé
Compacité de la surface	Compacte	
	Non compacte	
Construction	Tubulaire	• Double pipe • Tube et calandre • Tube spiral
	A plaque	• À joint • Spiral, • Lamelle
	Surface étendue	• Plaque ailette, • Tube ailette,
	Régénérative	• Disque rotatif • Tambour rotatif • Matrice fixée
Arrangement de l'écoulement	Une passe	• Écoulement parallèle • Contre écoulement • Écoulement croisé
	Multi passe	• Surface étendue à travers un contre écoulement, • Surface étendue à travers un écoulement parallèle, • Calandre et tube en écoulement parallèle • /contre-courant mélangé, • Calandre et tube en écoulement séparé, • Calandre et tube en plaque d'écoulement divisé

Nombre de fluides	Deux fluides
	Trois fluides
	Plusieurs fluides
Transfert de chaleur	Mécanisme de convection dans une phase sur les côtés
	Convection d'une phase d'un côté et convection de deux phases à l'autre
	Convection de deux phases sur les deux côtés
	Combinaison du transfert de chaleur convectif et radiatif

Tableau (I.1) : Classification des échangeurs de chaleur.

I.4. Echangeur de chaleur du laboratoire du Département de Génie Mécanique

I.4.1. Présentation

L'appareil est constitué de deux tubes coaxiaux métalliques. le fluide chaud (eau) circule à l'intérieur du tube central, tandis que le fluide froid s'écoule dans l'espace annulaire entre les deux tubes.

Le tube externe est entouré d'un isolant thermique efficace qui empêche les pertes de chaleur vers l'ambiance extérieure, assurant ainsi que l'énergie thermique transférée depuis l'eau chaude soit presque entièrement absorbée par l'eau froide.

La température est mesurée à l'entrée, au milieu et à la sortie de chaque fluide à l'aide de six (6) thermomètres, et le débit de chaque fluide est détecté par deux débitmètres de type rotamètre (voir Figure 10).

Les deux fluides séparés par une paroi en cuivre solide, dotée d'une conductivité thermique élevée, qui empêche tout mélange direct entre eux permet un transfert de chaleur uniquement par conduction thermique à travers cette paroi.

Le système comprend également un réservoir équipé d'une résistance électrique chauffante permettant de porter l'eau à une température souhaitée avant son entrée dans le dispositif, garantissant ainsi des conditions expérimentales contrôlées.

Quant à l'eau froide, elle provient d'un robinet. Une fois qu'elle a absorbé l'énergie thermique lors de son passage dans l'échangeur, sa température augmente et elle devient inutilisable dans l'état pour une nouvelle opération, ce qui entraîne un gaspillage d'eau et d'énergie, nécessitant son remplacement par une nouvelle quantité d'eau froide.

À partir de cette constatation, l'idée de développer un système intégrant **une pompe à chaleur** a émergé. Cette pompe vise à refroidir l'eau froide sortant de l'échangeur, permettant ainsi sa réutilisation et réduisant les pertes énergétiques et hydriques. Cette approche s'inscrit dans une démarche d'amélioration de la performance thermique et économique du système.





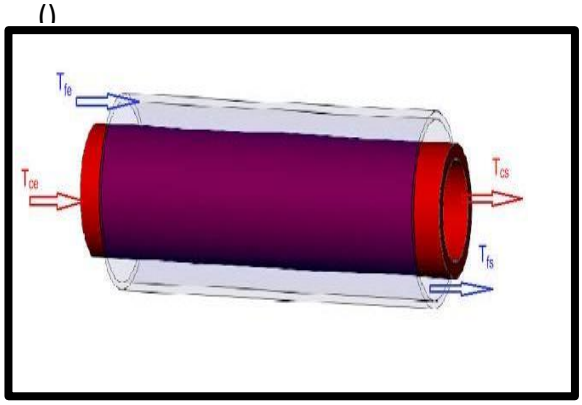
Figure (I.10) : Échangeur de chaleur du laboratoire de type parallèle.

I.4.2. Mode de transfert

I.4.2.a. Échangeur à co-courant

Il y a un échange de chaleur entre deux liquides se déplaçant dans le même sens, où la température du liquide chaud diminue et la température du liquide froid augmente, de sorte que la température des deux liquides dans ce dernier est proche l'une de l'autre (la surface de l'échangeur très grande)

()



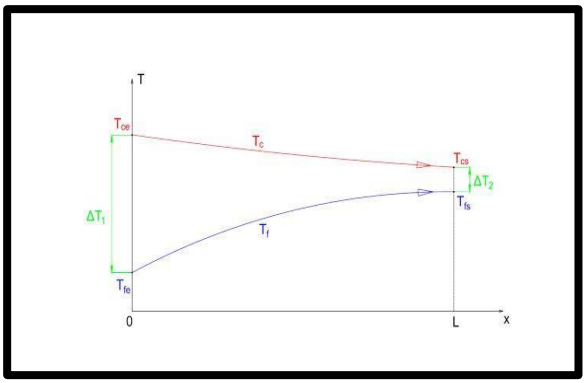


Figure (I.11.a) Échangeur à co-courant

Figure (I.11.b) diagramme Échangeur à co-courant

I.4.2.b. Échangeur à contre – courant

Il y a un échange de chaleur entre deux liquides se déplaçant dans des sens opposés où la température du liquide chaud diminue et la température du liquide froid augmente pour être égale ou supérieure à celle du liquide chaud à la sortie de l'échangeur (grande surface).

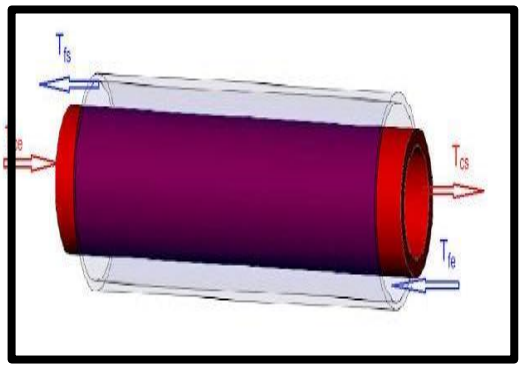


Figure (I.12.1) Échangeur à conter –courant

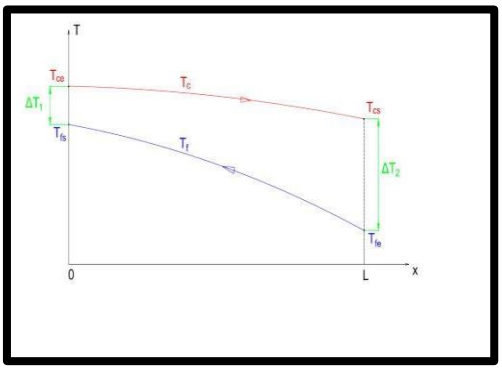


Figure (I.12.2) diagramme Échangeur à conter courant

I.4.3. Relations mathématiques (6)

I.4.3.a. Expression du coefficient d'échange global moyen h_g

I.4.3.a.1. Co-courants

$d\phi = -\dot{m}_c\, Cp_c\, dT_c = \dot{m}_f\, Cp_f\, dT_f$

$dTc = \frac{-d\phi}{\dot{m}c\ Cpc}$ $\qquad dT_f = \frac{-d\phi}{\dot{m}f\ Cpf}$

$dTc - dT_f = \frac{-d\phi}{\dot{m}c\ Cpc} - \frac{-d\phi}{\dot{m}f\ Cpf} = -\left[\frac{d\phi}{\dot{m}c\ Cpc} + \frac{d\phi}{\dot{m}f\ Cpf}\right]$

$dTc - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left[\frac{1}{\dot{m}c\ Cpc} + \frac{1}{\dot{m}f\ Cpf}\right] d\phi$

$d\phi = h_g\, ds\, (T_c - T_f)$

$\frac{d(Tc-Tf)}{(Tc-Tf)} = -\left[\frac{1}{\dot{m}c\ Cpc} + \frac{1}{\dot{m}f\ Cpf}\right] h_g\, ds$

$\int_0^L dTc - dT_f = \int_0^L d(Tc-Tf) = -\int_0^L \left[\frac{1}{\dot{m}c\ Cpc} + \frac{1}{\dot{m}f\ Cpf}\right] h_g\, ds\ (Tc - Tf)$

$(x = 0) \Rightarrow T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$

$(x = L) \Rightarrow T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$

$$\ln (T_{cs} - T_{fs}) - \ln (T_{ce} - T_{fe}) = - [\frac{1}{\dot{m}c \times Cpc} + \frac{1}{\dot{m}f \times Cpf}] \ h_g \ S$$

$$\ln\frac{(Tce - Tfe)}{(Tcs - Tfs)} = [\frac{1}{\dot{m}c \times Cpc} + \frac{1}{\dot{m}f \times Cpf}] \ h_g \ S$$

$$\ln\frac{(Tcs - Tfs)}{(Tce - Tfe)} = [\frac{1}{\dot{m}c \times Cpc} + \frac{1}{\dot{m}f \times Cpf}] \ h_g \ S$$

$$h_g = \frac{\ln\frac{(Tce - Tfe)}{(Tcs - Tfs)}}{[\frac{1}{\dot{m}c\ Cpc} + \frac{1}{\dot{m}f\ Cpf}] S} \text{.....I-1}$$

I.4.3.a.2- Contre-courants

$d\phi = -\dot{m}_c \ Cp_c \ dT_c = \dot{m}_f \ Cp_f \ dT_f$

$$dTc = \frac{-d\phi}{\dot{m}c\ Cpc} \qquad dT_f = \frac{-d\phi}{\dot{m}f\ Cpf}$$

$$dTc - dT_f = \frac{-d\phi}{\dot{m}c\ Cpc} - \frac{-d\phi}{\dot{m}f\ Cpf} = - [\frac{d\phi}{\dot{m}c\ Cpc} - \frac{d\phi}{\dot{m}f\ Cpf}]$$

$$dTc - dT_f = d(Tc - Tf) = - [\frac{1}{\dot{m}c\ Cpc} - \frac{1}{\dot{m}f\ Cpf}] \ d\phi$$

$d\phi = h_g \ ds \ (Tc - Tf)$

$$\frac{d(Tc - Tf)}{(Tc - Tf)} = - [\frac{1}{\dot{m}c\ Cpc} + \frac{1}{\dot{m}f \times Cpf}] \ h_g \ ds$$

$$\int_0^L dTc - dT_f = \int_0^L d(Tc - Tf) = - \int_0^L \left[\frac{1}{\dot{m}c \times Cpc} + \frac{1}{\dot{m}f \times Cpf}\right] h_g \ ds \ (Tc - Tf)$$

$(x = 0) \Rightarrow T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$

$(x = L) \Rightarrow T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$

$$\ln (T_{cs} - T_{fs}) - \ln (T_{ce} - T_{fe}) = - [\frac{1}{\dot{m}c\ Cpc} - \frac{1}{\dot{m}f\ Cpf}] \ h_g \ S$$

$$\ln\frac{(Tcs - Tfs)}{(Tcs - Tfs)} = -[\frac{1}{\dot{m}c\ Cpc} - \frac{1}{\dot{m}f\ Cpf}] \ h_g \ S$$

$$\ln\frac{(Tce - Tfe)}{(Tcs - Tfs)} = [\frac{1}{\dot{m}c\ Cpc} - \frac{1}{\dot{m}f\ Cpf}] \ h_g \ S$$

$$hg = \frac{\ln\frac{(Tce - Tfs)}{(Tcs - Tfe)}}{[\frac{1}{\dot{m}c \times Cpc} + \frac{1}{\dot{m}f \times Cpf}] S} \text{.....I-2}$$

Où :

$m^o c \ Cpc = W_c$: Débit calorifique du fluide chaud (w / °c)

$m^o f\ CpF$ = W_f : Débit calorifique du fluide froid (w / °c)

Tce : Température du fluide chaud à l'entrée (°c)

Tfe : Température du fluide froid à l'entrée (°c)

Tcs : Température du fluide chaud à la sortie (°c)

Tfs : Température du fluide froid à la sortie (°c)

S : Surface moyenne d'échange entre les deux fluides (m^2)

I.4.3.b -Efficacité thermique, Taux de circulation, Nombre d'unité de transfert (7)

I.4.3.b.1- Débit calorifique chaud inférieur à celui de fluide froid

Si Wc < Wf, le fluide chaud commande le transfert de chaleur. Dans ce cas, l'échangeur de chaleur joue son rôle de chauffage. ($\Delta T_{f<} \Delta T_c$)

L'efficacité thermique (<1) s'écrit :

$$\varepsilon = \frac{\Phi reel}{\Phi max} \Rightarrow \varepsilon = \frac{(Tce - Tcs)}{(Tce - Tfe)} \quad \text{I-3}$$

Le taux de circulation est défini par :

$$\tau = \frac{Wmin}{wmax} = \frac{Wc}{Wf} \quad \text{I-4}$$

Le nombre d'unité de transfert s'exprime par :

$$NUT = \frac{hg\ S}{Wmin} = \frac{hg\ S}{Wc} \quad \text{I-5}$$

I.4.3.b.2- Débit calorifique froide inférieure à celui de fluide chaud

Si Wf < Wc,le fluide froid commande le transfert de chaleur. Dans ce cas, l'échangeur de chaleur joue son rôle de refroidissement. ($\Delta T_c < \Delta T_f$)

L'efficacité thermique (<1) s'écrit :

$$\varepsilon = \frac{\Phi reel}{\Phi max} \quad \Rightarrow \quad \varepsilon = \frac{(Tfs - Tfe)}{(Tce - Tfe)} \quad \text{I-6}$$

Le taux de circulation est défini par :

$$\tau = \frac{Wmin}{wmax} = \frac{Wf}{Wc} \quad \text{I-7}$$

Le nombre d'unité de transfert s'exprime par :

$$NUT = \frac{hg\ S}{Wmin} = \frac{hg\ S}{Wf} \quad \text{.....I-8}$$

Chapitre II

Systèmes de refroidissement

Machines Frigorifiques et Pompes à Chaleur

II.1. Bref Historique du froid

La production de froid remonte à plusieurs siècles. Déjà en 1600, des scientifiques avaient constaté que le mélange de neige et de sel permettait d'abaisser suffisamment la température de l'eau pour induire la formation de glace. Par la suite, en 1834 à Londres, **Jacobs Perkins** inventa la première machine de réfrigération à compression, exploitant l'éther comme fluide réfrigérant. (8)

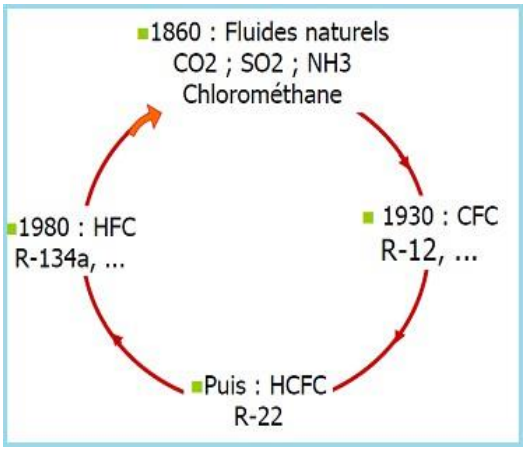


Figure (II.1) Gaz réfrigérants.

Ferdinand Carre est reconnu comme un pionnier dans le domaine des machines frigorifiques. En 1857, il réalisa la première machine frigorifique à compression, puis, en 1860, il met au point la première machine à absorption en fonctionnement continu. Il se distingue également en étant le premier à utiliser l'ammoniaque comme fluide frigorigène.

En 1876, Charles Tellier propose une application concrète en aménageant le premier navire équipé de cales réfrigérées, permettant le transport de viandes conservées en parfait état sur la liaison Rouen–Buenos Aires.

Un bond majeur dans l'industrie du froid survient en 1931 avec l'introduction des gaz réfrigérants R12, suivi par le R22 en 1935 et le R502 en 1961. Par la suite, l'évolution de la réglementation conduit à l'apparition de nouveaux gaz, comme le R134, utilisé dès R19

II.2. Production de froid

La production de froid correspond, en réalité, au déplacement de chaleur d'un milieu relativement isolé vers un environnement extérieur, conformément au principe naturel selon lequel la chaleur se déplace du milieu le plus chaud vers celui le plus froid.

On distingue deux domaines principaux dans ce secteur :

- La réfrigération, qui vise à produire et à maintenir une température inférieure à celle de l'environnement ambiant ;
- La cryophysique, étude des propriétés de la matière à très basses températures (de l'ordre de quelques kelvins). (9)

II.3. Définition d'une machine frigorifique

Une machine frigorifique est un dispositif conçu pour générer l'effet de « froid » par un cycle thermodynamique. Pour ce faire, elle extrait une quantité de chaleur Qf depuis la source froide (par exemple, l'air intérieur d'un réfrigérateur) et rejette une quantité de chaleur QC vers la source chaude (tel que l'air ambiant de la cuisine), tout en absorbant un travail W provenant de l'utilisateur. (10)

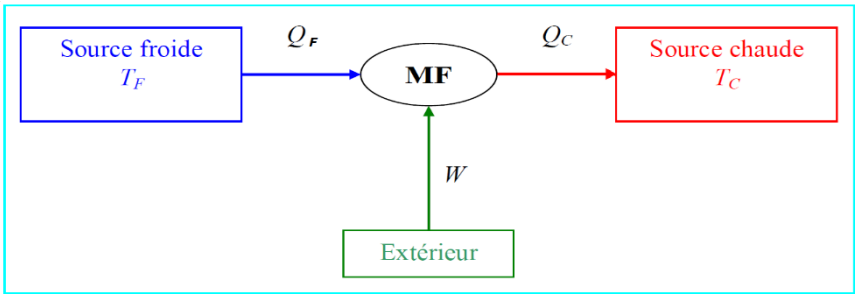


Figure (II.2) Schéma de principe de réfrigération

Qc désigne la chaleur allant du système vers la source chaude (milieu ambiant), Qf la chaleur allant de la source froide (local à refroidir) vers le système. Le fonctionnement

Le fonctionnement de cette machine requiert l'apport d'une énergie mécanique, notée W. Ces dispositifs exploitent un fluide, soigneusement isolé de l'environnement, qui évolue suivant un cycle thermodynamique. L'application du premier principe de la thermodynamique à un système réalisant un cycle s'énonce comme suit : (11)

$$\Delta H_{cycle} = W + Q_c + Q_f = 0 \quad \text{.....II-1}$$

- ΔH_{cycle}: la variation totale de l'enthalpie du système pendant un cycle complet.
- W : le travail échangé entre le système et l'extérieur (peut être positif ou négatif selon le sens).

- Q_c : la chaleur rejetée dans le condenseur (généralement négative, car perdue vers l'extérieur).
- Q_f : la chaleur absorbée dans l'évaporateur ou la source chaude (généralement positive dans une pompe à chaleur).

II.4. Détermination du coefficient de performance

Pour évaluer les performances d'un cycle frigorifique, nous utilisons le coefficient de performance (COP). Par définition, il est le rapport entre l'énergie thermique utile et la dépense énergétique. (11)

$$COP = \frac{(\text{énergie themique utile})}{(\text{dépense énergétique})} \quad \text{……..II-2}$$

Dans le cas d'une machine frigorifique, le fluide reçoit de la chaleur de la source froide ($Qf > 0$), fournit de la chaleur à la source chaude ($Qc < 0$) et reçoit du travail de la part de l'extérieur ($W > 0$). (11)

Par définition, le coefficient de performance froid (COPf) d'une machine frigorifique théorique, qui décrit le cycle idéal, est exprimé comme le rapport entre la quantité de chaleur extraite de la source froide et le travail nécessaire pour effectuer ce processus. (11)

$$COP_F = \frac{Qf}{W} \quad \text{……..II-3}$$

D'après la relation (1), on peut écrire :

$$COP_F = \frac{-Q_f}{Q_f \mp Q_c} \text{……..II-4}$$

Lequel devient :

$$COP_F = \frac{-1}{\frac{Qc}{Qf}+1} \text{……..II-5}$$

II.5. Schéma thermodynamique d'une machine frigorifique à compression de vapeur

Les machines frigorifiques à compression mécanique simple figurent parmi les systèmes les plus répandus. Le cycle à compression de vapeur repose sur au moins quatre composants essentiels :

- Un système de compression
- Deux échangeurs de chaleur
- Un système de détente

Notons que le système ne peut fonctionner qu'avec un fluide frigorigène

• L'évaporateur permet la vaporisation du fluide frigorigène. La vapeur sortante de l'échangeur doit être légèrement surchauffée pour ne pas détériorer le compresseur. L'évaporation s'effectue à pression constante (en négligeant les pertes de charge), et donc à température constante pour des fluides purs.

• Le compresseur qui aspire la vapeur surchauffée provenant de l'évaporateur la comprime jusqu'à atteindre la pression de fonctionnement du condenseur. (HP)

• Le condenseur assure la condensation du fluide frigorigène. Le liquide éjecté est à l'état légèrement sous-refroidi. (10°C en pratique)

• Le détendeur alimente l'évaporateur en abaissant la pression du liquide, permettant ainsi au fluide de subir une détente de la pression de condensation à la pression d'évaporation. (BP)

Remarque :

Ce système ne peut fonctionner de manière totalement réversible. Même si la compression se réalise de façon isentropique, l'échange de chaleur entre les vapeurs surchauffées et la source chaude se fait sous un écart de température non négligeable. De plus, dans la majorité des cas, le détendeur est constitué d'une simple vanne de laminage, de sorte que la détente s'opère sans récupération d'énergie mécanique.

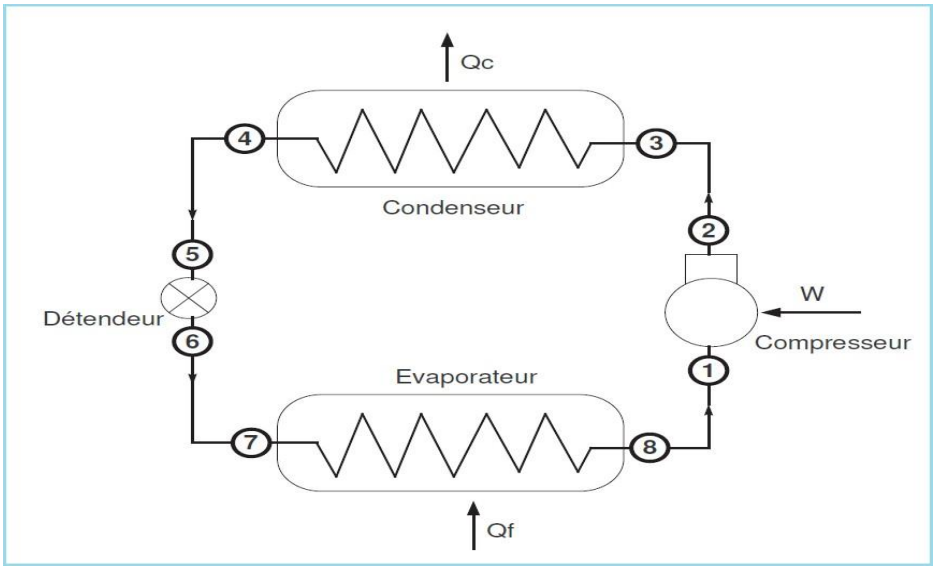


Figure (II.3) Système frigorifique à compression mécanique de vapeur.

II.6. Cycle thermodynamique de réfrigération à compression mécanique de vapeur

Les étapes de transformations se résument comme suit :

1 → 2 surchauffe isobare

2→ 3 : compression adiabatique réversible : au point 2, le liquide est entièrement vaporisé (vapeur sèche)

3 → 4 : désurchauffe isobare des vapeurs + condensation isotherme et isobare. La différence d'enthalpie entre 3 et 4 représente la quantité de chaleur cédée par le condenseur au milieu extérieur. (Source chaude)

4→ 5 refroidissements isobare

5 → 6 : détente isenthalpique du liquide frigorigène au travers d'une vanne de laminage.

6→ 1 : évaporation isotherme et isobare qui ramène le fluide à son état initial avant d'être aspiré par le compresseur pour un nouveau cycle (11)

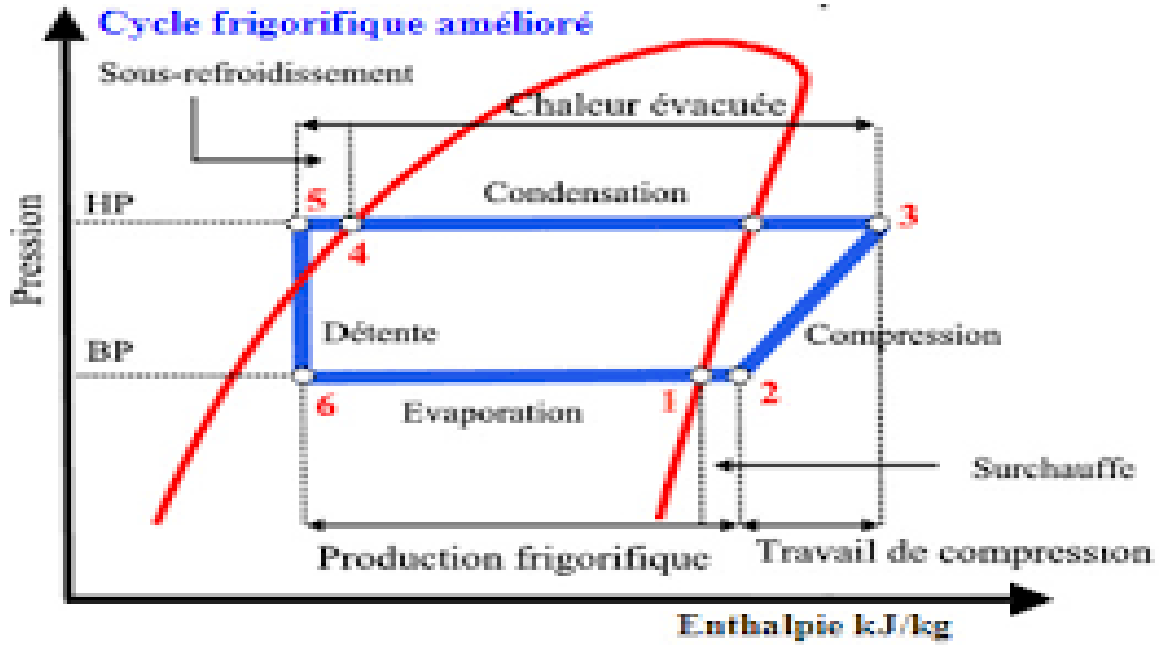


Figure (II.4) Cycle thermodynamique réel de réfrigération à compression de vapeur dans le diagramme Mollier (P, H)

II.6.1. Coefficient de performance

$$COPf\ th = \frac{Qf}{w} = \frac{h1 - h4}{h2 - h1} \text{.....II-6}$$

En faisant intervenir le rendement η du compresseur, le Coefficient de performance réel s'écrit :

$$COPf\ rell = \frac{Qf\,\eta}{w} = \eta\,\frac{h1 - h4}{h2 - h1} \quad \text{……..II-7}$$

II.6.2. Rendement exégétique d'une machine frigorifique

Pour apprécier l'efficacité d'une machine thermique par rapport à la machine idéale de Carnot, on introduit le rendement exégétique ηex défini par (11) :

$$\eta_{ex} = \frac{COPth}{COPCarnot} = \frac{h1 - h4}{h2 - h1}\,\frac{T_f}{T_c - T_f} < 1 \quad \text{……..II-8}$$

II.7 Composants d'une machine frigorifique à compression de vapeur

Les principaux équipements dans les installations frigorifiques et les pompe à chaleur sont

- Les compresseurs.
- Les évaporateurs.
- Les condenseurs.
- Les organes de détente.

Dans cette section nous présentons chacun de ces composants.

II.7.1. **Compresseurs**

Le compresseur constitue l'élément principal de la machine frigorifique ou de la pompe à chaleur, étant le principal organe mécanique mobile. Différents types de compresseurs sont utilisés en fonction des puissances et des besoins spécifiques. (12)

II.7.1.1. Compresseurs hermétiques

Utilisés dans le domaine des petites puissances, ces compresseurs intègrent à la fois le compresseur et le moteur dans une même enveloppe soudée (voir figure (II.5)). La puissance du moteur est généralement limitée à environ 15 kilowatts. (12)

II.7.1.2. Compresseurs semi-hermétiques

Dans ce type, le moteur et le compresseur sont également logés dans la même enveloppe, mais ils sont accessibles et peuvent être démontés (voir figure (II.6)). Le moteur est refroidi par le gaz. La puissance du moteur peut atteindre jusqu'à 50 kilowatts. (12)

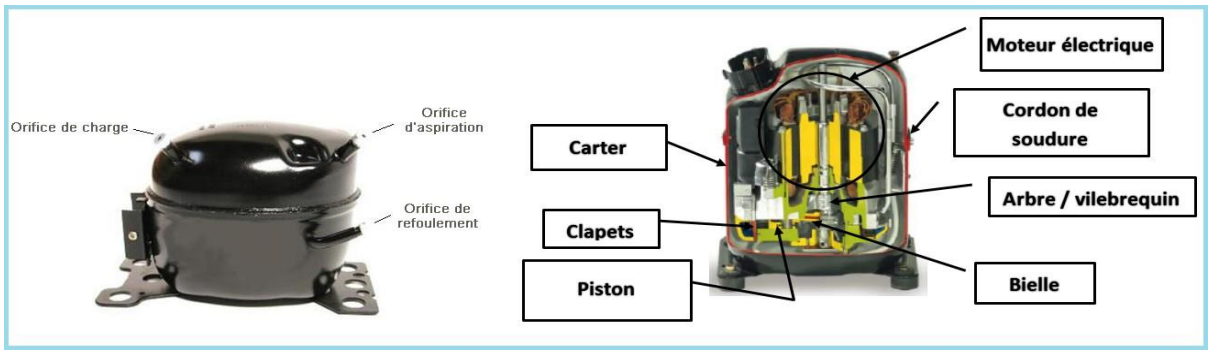


Figure (II.5) Compresseur hermétique à piston.

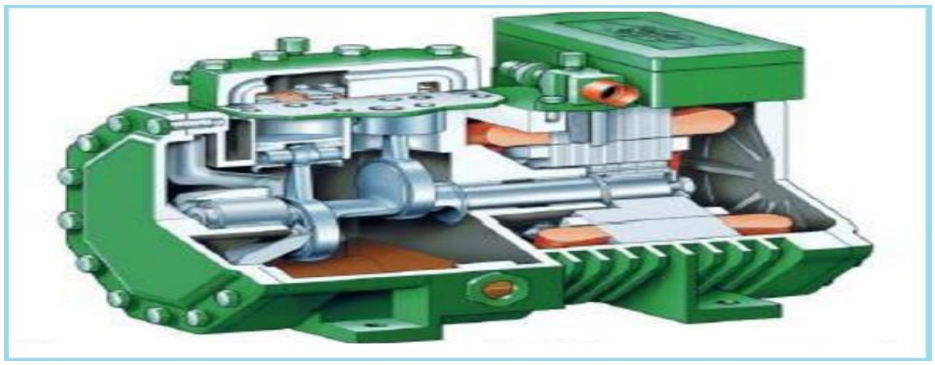


Figure (II.6) Compresseur semi-hermétique à piston

Dans le domaine industriel, les compresseurs sont fréquemment conçus pour être couplés à un moteur indépendant. Ils doivent être reliés soit par accouplement direct, soit par un système poulies-courroies (voir figure (II.7)). Lorsque le fonctionnement se déroule à des températures élevées, des compresseurs ouverts sont nécessaires, car le fluide frigorigène ne peut plus assurer la tâche de refroidissement de manière adéquate. (12)

En pratique, on distingue deux grands types de compresseurs :



Figure (II.7) Compresseurs ouverts.

7.1.3- Compresseurs volumétriques

Les compresseurs volumétriques sont des dispositifs dans lesquels la compression est obtenue par une réduction du volume contenant le gaz à comprimer. Parmi les principaux types de compresseurs utilisés dans cette catégorie, on distingue : (12)

- Alternatifs à pistons, mono-étagés ou bi-étagés, simple ou double effet
  Figures (II.08) et (II.9)
- Rotatifs à palettes (figure (II.10)), rotatifs à vis, mono et double vis
  Figures (II.11) et (II.12).

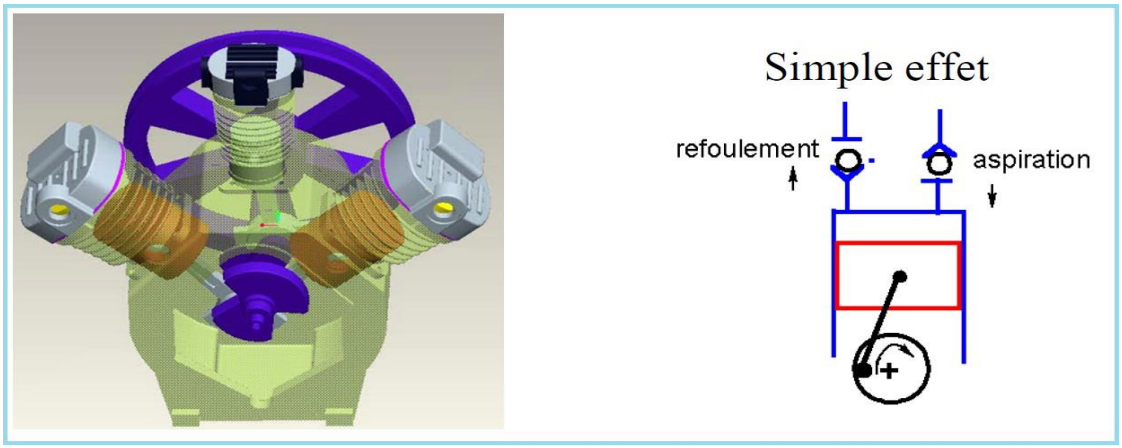


Figure (II.8) Compresseur alternatif à piston, simple effet

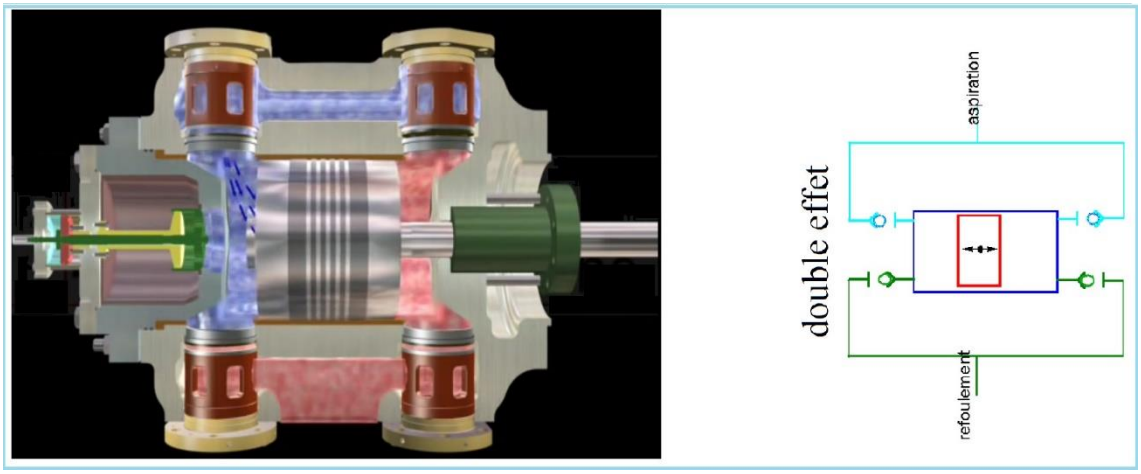


Figure (II.9) Compresseur alternatif à piston, double effet

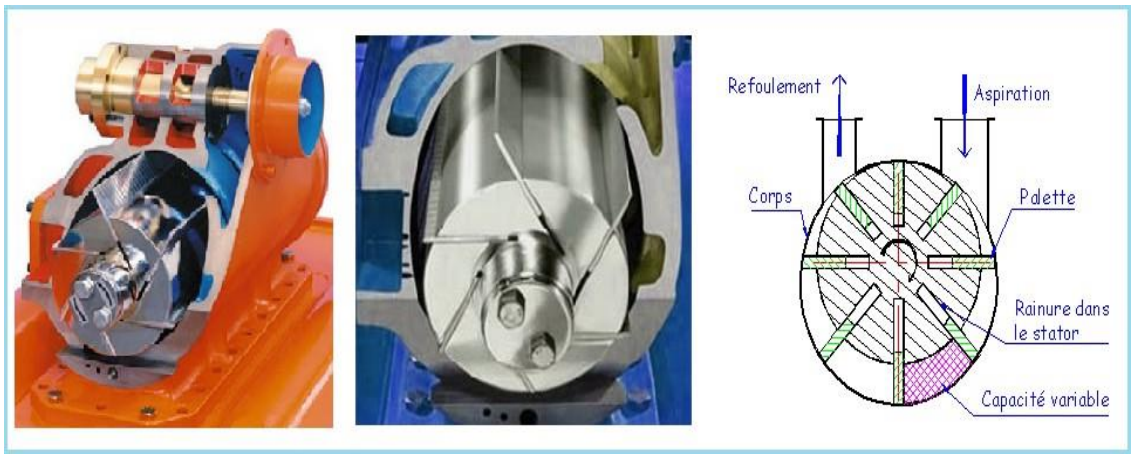


Figure (II.10) Compresseur rotatif à palettes

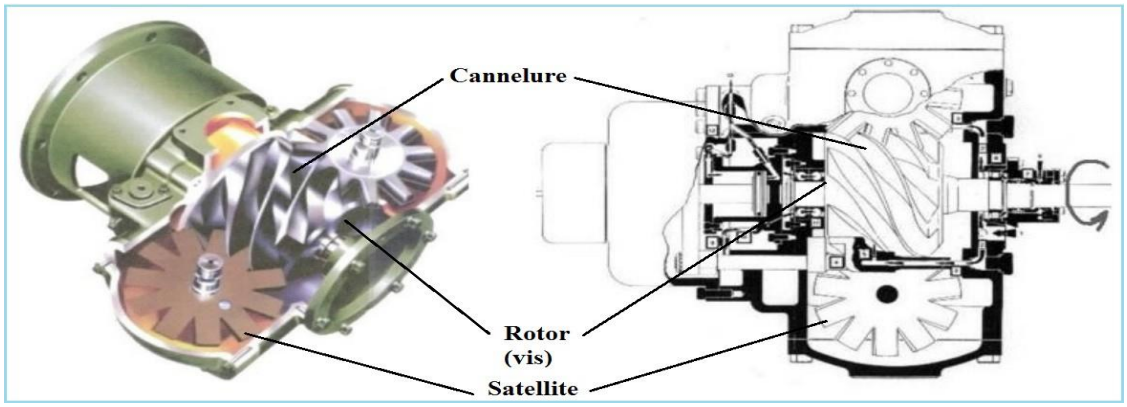


Figure (II.11) Compresseur à monovis

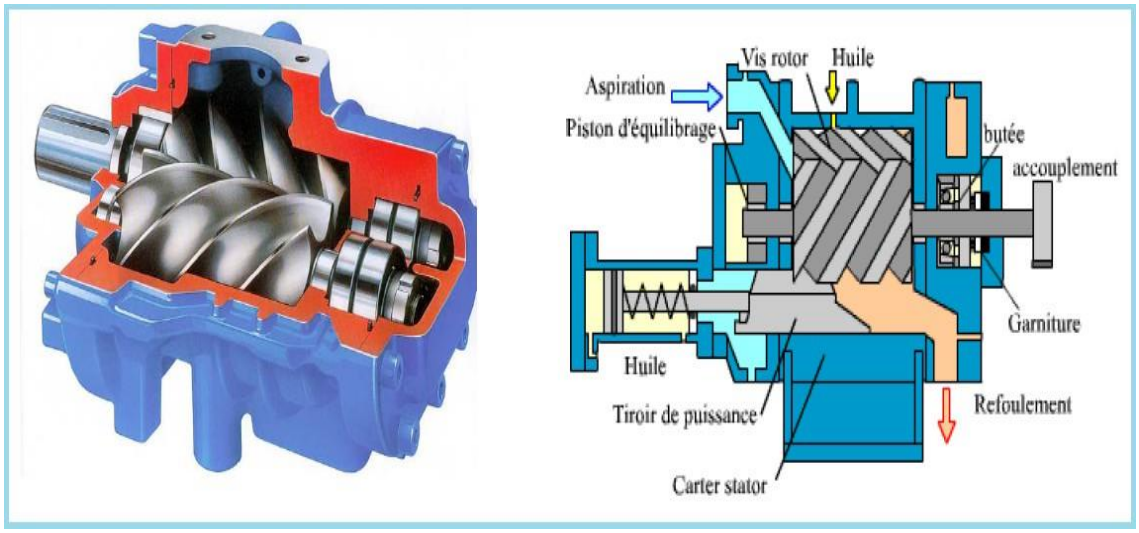


Figure (II.12) Compresseur à double vis.

II.7.2. Condenseurs

Dans les machines frigorifiques et les pompes à chaleur, le **condenseur** a pour fonction principale de transférer à la source chaude l'énergie contenue dans les vapeurs issues du compresseur. En parallèle, il remplit d'autres fonctions, telles que la désurchauffe des vapeurs et le sous-refroidissement du liquide ou du liquide en ébullition. Les condenseurs varient en fonction du type de fluide chargé de recevoir la chaleur. (13)

Les différents types de **condenseurs** sont :

II.7.2.a. Condenseurs à air

L'air ambiant est utilisé pour absorber la chaleur que le condenseur doit dissiper. Cependant, l'air possède une faible capacité thermique massique (1,02kJ/kg.k).De plus, le coefficient global d'échange thermique K en $W/m^2 \cdot K$ est relativement faible, surtout lorsque l'un ou les deux fluides sont des vapeurs. Ces caractéristiques impliquent que la surface d'échange du condenseur doit être importante, de même que le volume d'air circulant autour du condenseur. Cela entraîne un encombrement rapide des appareils, ce qui les rend adaptés principalement aux installations domestiques et commerciales. On distingue plusieurs types de condenseurs : (13)

II. 7.2.b. Condenseur à air à circulation naturelle :

Ce type de condenseur équipant certaines armoires ménagères est constitué d'un

Serpentin recouvert de treillis de fil métallique soudé ou d'une feuille de tôle ajourée formant des ailettes. (13)

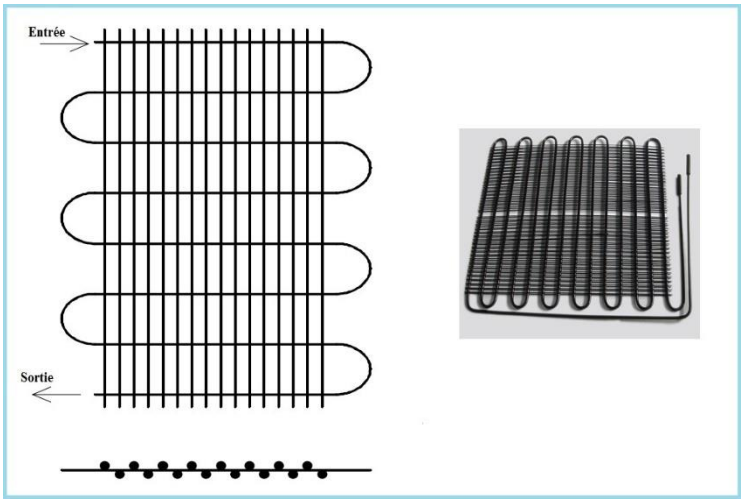


Figure (II.13) Condenseur à air à circulation naturelle

II.7.2.c. Condenseur à air à circulation forcée

Lorsque la surface d'échange du condenseur devient trop grande, il est nécessaire d'utiliser une ventilation pour optimiser son fonctionnement. La structure du condenseur est similaire à celle de l'évaporateur, étant composée de tubes lisses équipés d'une multitude d'ailettes qui augmentent la surface d'échange. Le condenseur est ventilé soit par une hélice montée sur l'arbre pour les groupes ouverts, soit par un ou plusieurs moto ventilateurs pour les groupes hermétiques. (13)

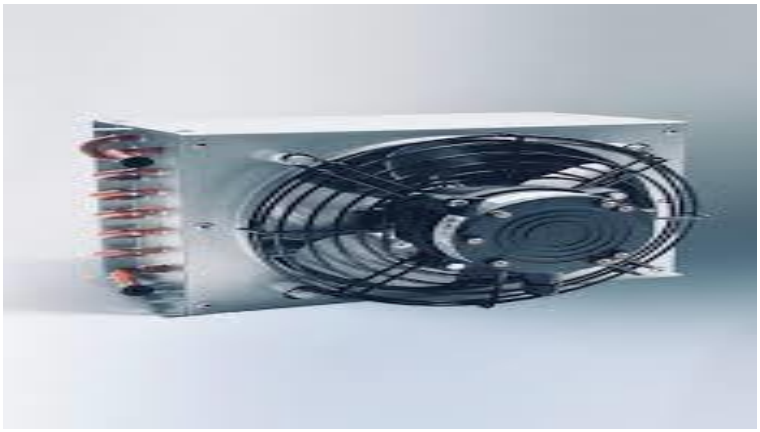


Figure (II.14) Condenseur à air à circulation forcée.

II.7.3. Évaporateurs

L'évaporateur est un échangeur thermique où le fluide frigorigène, après avoir subi une détente, s'évapore à température constante en absorbant la chaleur du milieu à refroidir. Contrairement au condenseur, l'évaporateur ne nécessite pas de zones fonctionnelles spécifiques, car le fluide y est déjà détendu. Le schéma montre un mélange liquide-vapeur dans l'évaporateur, avec une proportion croissante de vapeur à mesure que l'on s'éloigne du point d'injection. (14)

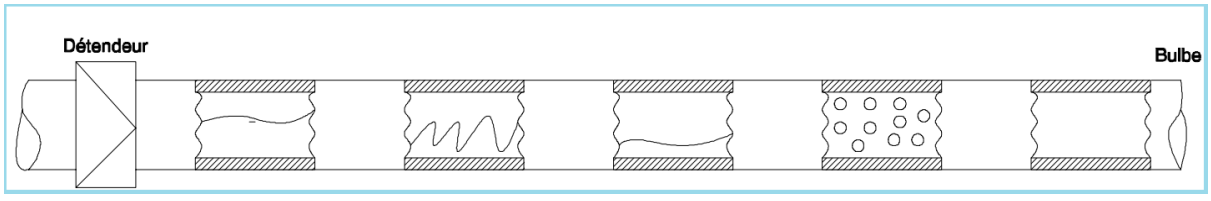


Figure (II.15) Schéma de fonctionnement d’un évaporateur.

II.7.3.a. Principaux types d’évaporateurs

L'évaporateur des machines frigorifiques et des pompes à chaleur capte la chaleur de la source froide en évaporant entièrement le frigorigène, pouvant également le surchauffer. Le fluide frigorigène entre dans l'évaporateur avec un titre de vapeur non nul, tandis que le fluide primaire

peut être sous forme gazeuse, liquide, humide ou en condensation. Il existe plusieurs types d'évaporateurs. (14)

II.7.3.b. Évaporateurs à circulation naturelle

Les évaporateurs à circulation naturelle à batteries de tubes à ailettes sont constitués de tubes lisses équipés de nombreuses ailettes pour augmenter la surface d'échange thermique. (14)

II.7.3.c. Évaporateurs à plaques eutectiques

Les évaporateurs à plaques eutectiques sont fabriqués en aluminium laminé et intègrent un circuit formé par une pâte spéciale, qui est ensuite éliminée. Le circuit est gonflé hydrauliquement pour créer les canaux destinés au passage du fluide. La plaque située entre ces canaux agit comme une ailette, ce qui optimise l'échange thermique**.** (14)

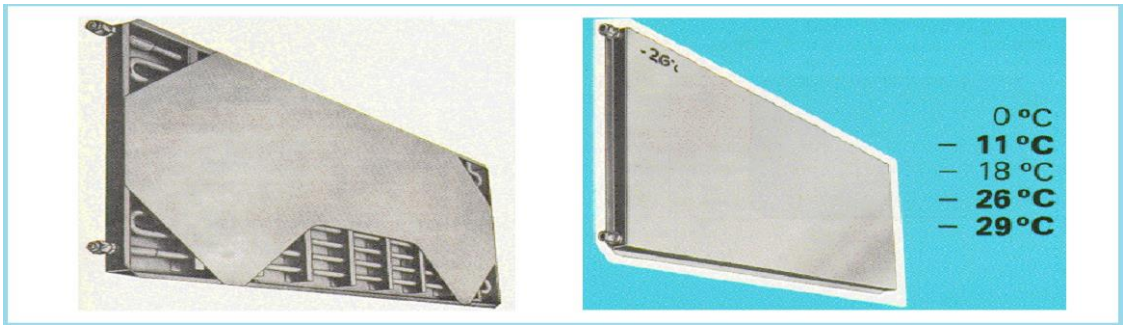


Figure (II.16) Évaporateur à plaque eutectique**.**

II.7.3.d. Évaporateurs à circulation forcée

Les évaporateurs à circulation forcée sont des dispositifs à ailettes équipés d'un ventilateur, lequel augmente le débit d'air circulant sur les ailettes. Cette action permet de réduire la différence de température et d'améliorer le coefficient d'échange global.

Ces évaporateurs sont entièrement carénés, de sorte que l'ensemble du serpentin est influencé par le flux d'air. (14)



Figure (II.17) Évaporateurs à circulation forcée

II.7.4. Détendeur

Le détendeur est un élément essentiel des machines frigorifiques et des pompes à chaleur, placé entre les parties haute et basse pression du système. Il permet de réduire la pression du fluide frigorigène à travers un orifice calibré, entraînant une transformation du fluide en un mélange liquide-vapeur. La détente, étant isenthalpique, provoque une chute de pression et un refroidissement sans récupération de travail, modifiant l'état physique du fluide sans variation d'enthalpie. (15)

II.7.4.a. Détendeurs capillaires

Le détendeur capillaire, souvent constitué d'un tube capillaire, assure la détente du fluide frigorigène par perte de charge régulière et alimente l'évaporateur en fluide détendu. Il relie directement le condenseur à l'évaporateur. Ce système est généralement utilisé dans les installations frigorifiques de faible puissance, où la charge frigorifique est relativement stable et peu variable. (14)



Figure (II.18) Détendeurs capillaires

II.7.4.b. Détendeurs thermostatiques

Les détendeurs thermostatiques, ou à surchauffe constante, ajustent le débit de fluide frigorigène pour garantir que l'évaporation se termine correctement à la sortie de l'évaporateur. Ils empêchent à la fois les risques de "coup de liquide" (liquide non évaporé entrant dans le compresseur) et de surchauffe de la vapeur, assurant ainsi un fonctionnement optimal du système frigorifique.

La baisse de la pression se fait par perte de charge singulière. (14)



Figure(II.19) Détendeurs thermostatiques

II.7.4.c-Détendeurs électroniques

Les détendeurs électroniques utilisent un régulateur électronique couplé à des capteurs de température et de pression pour contrôler précisément le débit de fluide frigorigène. La consigne est ajustée en fonction de la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur, plutôt qu'en se basant uniquement sur la surchauffe des vapeurs. Grâce à cette technologie, ces détendeurs permettent un ajustement fin de la surchauffe (T − Tsat), optimisant ainsi la performance de l'évaporateur. (15)

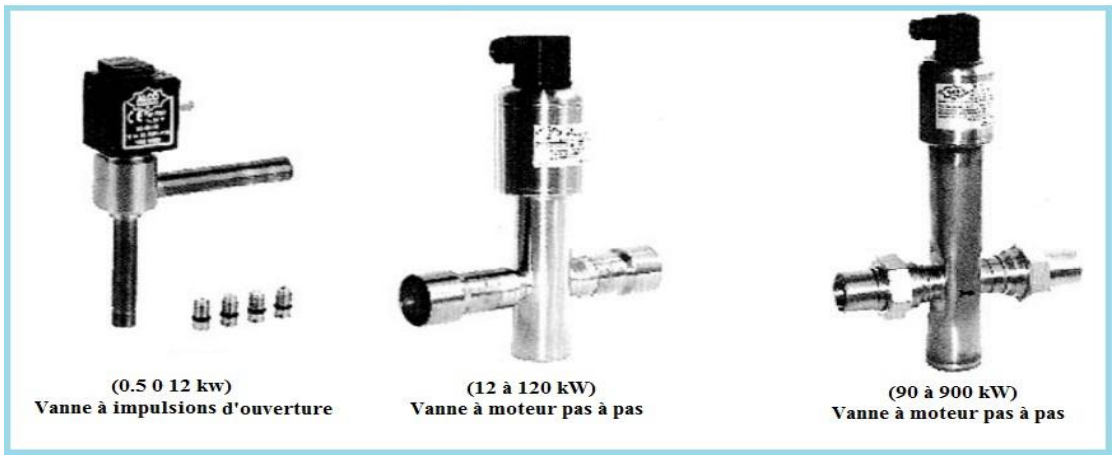


Figure (II. 20) Détendeurs électronique.

II.7.5. Fluides frigorigènes

Les fluides frigorigènes sont des substances utilisées dans les systèmes de réfrigération et de climatisation pour transférer la chaleur d'un endroit à un autre via un cycle de réfrigération fermé. Ces fluides se caractérisent par leur capacité à s'évaporer à des températures et pressions basses, puis à se condenser à des températures et pressions élevées, ce qui leur permet d'absorber la chaleur du milieu à refroidir et de la transférer vers le milieu environnant.

Les fluides frigorigènes sont choisis en fonction de propriétés thermiques et chimiques spécifiques telles que le point d'ébullition, la capacité de transfert de chaleur, la sécurité (toxicité, inflammabilité) et leur impact environnemental (comme l'effet sur la couche d'ozone et les gaz à effet de serre).

Il existe plusieurs types de fluides frigorigènes utilisés dans les systèmes frigorifiques et les pompes à chaleur.

Le tableau suivant montre les principaux types. (16)

Famille de fluide	Exemples courants	Impact environnemental	Sécurité	Domaines d'application	Remarques complémentaires
CFC	R12	Très destructeurs de la couche d'ozone (ODP élevé), PRG très élevé	Non toxiques, non inflammables	Réfrigérateurs domestiques (ancien), climatisation	Interdits par le Protocole de Montréal depuis les années 1990
HCFC	R22	ODP modéré, PRG élevé	Moyennement sûrs, non inflammables	Systèmes de climatisation, pompes à chaleur	Phase de retrait progressive dans de nombreux pays

HFC	R134a, R404A, R410A	Aucun impact sur la couche d'ozone (ODP = 0), PRG élevé (1000–4000)	Généralement sûrs	Réfrigération domestique, industrielle, climatisation automobile	En cours de remplacement par des fluides à faible PRG (HFO, CO_2)
HC	R290 (propane), R600a (isobutane)	ODP nul, PRG très faible	Inflammables (classe A3)	Réfrigérateurs domestiques, petits systèmes de climatisation	Excellents thermiquement, mais exigeants en termes de sécurité
HFO	R1234yf, R1234ze	ODP nul, PRG très faible (<1)	Faiblement inflammables (classe A2L)	Climatisation automobile, nouvelles PAC	Fluide de nouvelle génération, prometteur à long terme
NH_3	R717	ODP nul, PRG quasi nul	Toxique, inflammable à haute concentration	Réfrigération industrielle, congélation	Excellente performance énergétique, exige formation spécifique
CO_2	R744	ODP nul, PRG très faible (~1)	Non toxique, non inflammable – mais pression élevée	Systèmes modernes, supermarchés, pompes à chaleur	Requiert des équipements conçus pour haute pression

Tableau (II.01) comparatif des principaux types de fluides frigorigènes

Chapitre III

Dimensionnement du système de refroidissement

III.1. Introduction

Dans ce chapitre, une conception numérique sera présentée pour traiter un système thermodynamique en utilisant un programme développé avec MATLAB. Cette étude vise à trouver les meilleures conditions de fonctionnement possibles, conduisant à réduire le coût énergétique du système. Cette étude repose sur la variation de variables thermiques principales telles que la température du condenseur et la température de l'évaporateur, afin d'évaluer la performance du système thermique en termes d'efficacité énergétique et de coût.

III.2. Description du système étudié

Le système étudié est une machine de réfrigération ou de pompe à chaleur contenant deux échangeurs thermiques (évaporateur et condenseur), dans lesquels la chaleur est échangée avec l'environnement extérieur. Le fluide frigorigène (caloporteur) circule à travers l'évaporateur où il absorbe la chaleur de la source froide (eau) qui sort de l'échangeur, puis est comprimé et transféré au condenseur où la chaleur absorbée est rejetée vers la source chaude (air du laboratoire). Les propriétés thermiques de l'eau et de l'air sont utilisées pour calculer les coefficients d'échange thermique.

III.3. Étapes réalisées dans l'étude

III.3.1. Mesure de la puissance de chauffage de l'échangeur thermique

- Nous avons mesuré la résistance électrique de chauffage à l'aide des instruments appropriés.
- Après avoir mesuré la résistance, la puissance électrique de chauffage a été calculée en appliquant la formule suivante :

$$P = \frac{U^2}{R} \quad \text{.....III-1}$$

Où :

- P est la puissance électrique (en watts)
- U est la tension électrique appliquée (en volts)
- R est la résistance électrique mesurée (en ohms)

On trouve : P = 2.7 kw

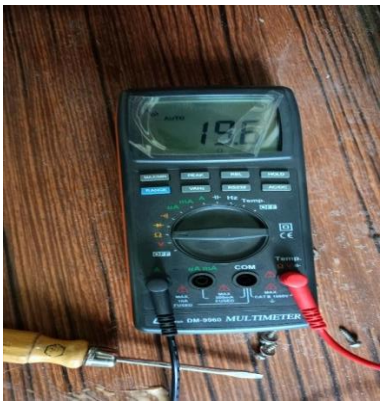


Figure (III.01) Multimètre Metrix

III.3.2. Collecte des données sur les prix des composants et de l'énergie électrique

- Les prix des principaux composants du système sur le marché algérien ont été recherchés et collectés comme suit : (21)

Symbol	Description	Valeur (DA)
c_1	Coût de la consommation électrique (DA/kwh)	4,17
c_2	Prix du compresseur (DA/kw)	95 238
c_3	Prix de la surface du condenseur (DA/m²)	5 000
c_4	Prix de la surface de l'évaporateur (DA/m²)	23 885

Tableau (III.01) Prix des composants

III.3.3. Choix des températures et conditions de fonctionnement

Dans cette étude, les valeurs suivantes ont été adoptées comme conditions de fonctionnement de base :

- T_{sc} (Température source chaude) : représente la température de la source chaude (la pièce), fixée à 20 °C.
- T_{sf} (Température source froide) : représente la température de la source froide (le tube froid à la sortie de l'échangeur thermique), qui correspond à la température cible, fixée à 10 °C.
- SR (Sous-refroidissement) : choisi égal à 10 °C.
- S_{ch} (Surchauffe) : choisie également égal à 5 °C.

Par conséquent, les conditions thermiques de fonctionnement sont les suivantes :

- $T_c \geq T_{sc}$ + SR où Tc est la température du condenseur
- $T_f \leq T_{sf}$ - Sch où Tf est la température de l'évaporateur

Dans notre cas, on a :

$T_f \leq 10 - 5 = 5$ °C……..III-1

$T_c \geq 20+10 = 30$ °C ……..III-2

II.4. Calcul du coefficient de transfert de chaleur de l'évaporateur

Dans cette étude, les propriétés thermo physiques de l'eau ont été exploitées pour évaluer le coefficient d'échange par convection naturelle de l'évaporateur.

Dans notre cas, l'évaporateur quand veut choisir est constitué d'un tube en cuivre de forme serpentin (présentant plusieurs courbures reliées entre elles), ce qui permet d'augmenter la surface d'échange tout en optimisant l'encombrement de l'espace du réservoir d'eau. Le diamètre extérieur du tube est de 10 mm

Le nombre de Grashof a été évalué pour un cylindre horizontal modélisant l'évaporateur, en appliquant la formule suivante. : (17)

$$Gr = \frac{g \times d^3 \left(T_{sf} - T_f\right) \beta}{ve^2} \text{……..III-3}$$

- g : l'accélération due à la gravité,
- β: le coefficient de dilatation thermique volumique du fluide,
- Tf : la température de fluide frigorigène (surface de l'évaporateur),
- Tsf : la température de l'eau
- d : le diamètre extérieur du tube
- ve: la viscosité cinématique du fluide

Pour déterminer avec précision les propriétés thermo physiques du fluide, telles que la viscosité cinématique, il est nécessaire d'adopter une température de référence représentant l'état moyen entre la température de la surface de l'objet et celle du fluide ambiant. À cet effet, on utilise la température moyenne arithmétique selon l'expression suivante :

$$Tm_f = \frac{T_{SF}+T_F}{2} \text{.....III-4}$$

La température du fluide frigorigène de l'évaporateur, notée Tf, constitue une donnée essentielle dans l'étude thermique du système de réfrigération. Cette température doit être choisi dans ce cas entre -40°C et 5°C, selon les conditions de fonctionnement du système.

La température Tf influence directement le calcul du coefficient de transfert thermique au niveau de l'évaporateur, lequel joue un rôle déterminant dans le dimensionnement de la surface d'échange nécessaire. En effet, le choix de la surface d'échange de l'évaporateur est étroitement lié à la capacité du système à assurer une performance thermique optimale dans des conditions de fonctionnement variables.

Ensuite, le nombre de Rayleigh est calculé en multipliant le nombre de Grashof par celui de Prandtl qui exprime le rapport entre le transfert thermique par convection et par conduction (17)

$$Ra=Gr\ Pr \text{.....III-5}$$

Le nombre de Nusselt a été déterminé en fonction de la valeur du nombre de Rayleigh, selon les relations suivantes : (17)

- Pour le régime laminaire :

$$10^4 < Ra < 10^9 \Rightarrow Nu_{év}=0.53\ Ra^{0.25} \text{.....III-6}$$

- Pour le régime turbulent :

$$10^9 \leq Ra < 10^{12} \Rightarrow Nu_{ev}=0.19\ Ra^{0.33} \text{.....III-7}$$

- Pour les autres cas (transitoire), la formule générale suivante a été utilisée :

$$Nu_{ev}= [0.60 + \frac{0.387\ Ra^{0.166}}{(1+(\frac{0.559}{pr})^{0.562})^{0.296}}]^2 \text{.....III-8}$$

Le nombre de Prandtl représente le rapport entre la diffusion de quantité de mouvement et la diffusion thermique, c'est-à-dire la "vitesse" relative du transfert de quantité de mouvement par rapport au transfert de chaleur dans un milieu donné. (17)

$$Pr= \frac{\rho\ cp\ \nu}{\lambda} \text{.....III-9}$$

- ρ: la masse volumique du fluide [kg/m^3]
- Cp : la capacité calorifique à pression constante [J/kg·K]

- ν: la viscosité cinématique [m^2/s]
- λ: la conductivité thermique [W/m·K]

Le nombre de Nusselt représente la relation entre le transfert thermique par convection naturelle et les propriétés du fluide, et sert à calculer le coefficient de transfert thermique selon :

$$h_{ev} = \frac{Nu\ \lambda}{dev} \text{.....III-10}$$

Où :

- λ: la conductivité thermique du fluide,
- d_{ev} : est le diamètre du tube de l'évaporateur

Pour déterminer la surface d'échange thermique de l'évaporateur, on utilise la relation reliant la puissance thermique extraite de la source froide et le coefficient de transfert thermique par convection naturelle , ainsi que la différence de température entre le tube froid et l'eau. L'expression correspondante est la suivante :

$$S_{ev} = \frac{Q_F}{h_{ev}(Tsf-Tf)} \text{.....III-11}$$

Où:

- S_{ev} : la surface d'échange thermique de l'évaporateur [m^2]
- Q_f : la puissance thermique prélevée à la source froide égale à celle de chauffage de l'échangeur thermique [W]
- h_{ev} : le coefficient de transfert thermique par convection naturelle [$W/m^2 \cdot K$]
- T_{sf} : la température de la source froide [°C]
- T_f : la température d'évaporation du fluide [°C]

Cette expression permet d'estimer la surface d'échange nécessaire pour assurer un transfert de chaleur efficace au sein de l'évaporateur, garantissant ainsi le bon déroulement du processus d'évaporation

À partir de la surface d'échange thermique requise pour l'évaporateur, la longueur nécessaire des tubes de l'évaporateur peut être calculée à l'aide de la relation suivante :

$$S_{ev}=\pi\ d_{ev}\ L_{ev} \text{.....III-13}$$

Où:

- S_{ev} : représente la surface d'échange thermique de l'évaporateur (m^2),
- d_{ev} : le diamètre d'évaporateur (m),
- L_{ev} : la longueur d'évaporateur (m).

Par conséquent, la formule peut être réarrangée pour déterminer la longueur L_{ev} comme suit :

$$L_{ev} = \frac{S_{ev}}{\pi \times dev} \quad \text{.....III-14}$$

Ce calcul est fondamental pour déterminer les dimensions géométriques de l'évaporateur, assurant ainsi que la longueur choisie permet d'atteindre la performance thermique souhaitée du système (évaporation complète et surchauffe).

III.5. Calcul du coefficient de transfert de chaleur au niveau du condenseur

En raison des difficultés liées à la conception et à la fabrication d'un condenseur sur mesure, ainsi que du coût élevé que cela implique, nous avons opté pour l'utilisation d'un condenseur commercial disponible sur le marché sur la base des caractéristiques géométriques de ce condenseur à savoir tubes à ailettes avec ventilateur (Figure 34)

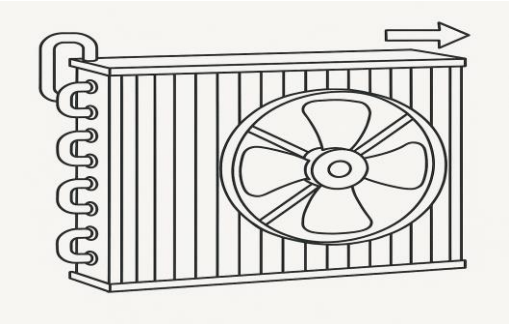


Figure (III.02) Schéma du condenseur à utiliser

Le coefficient de transfert de chaleur par convection forcée a été évalué selon la relation

Suivante : (méthode de superposition)

$$h_{cd} = \frac{(h_{ail} \cdot S_{ail}) + (h_t \cdot S_t)}{S_{sd}} \quad \text{.....III-15}$$

avec:

- h_{ail} : coefficient de transfert de chaleur au niveau des ailettes,
- h_t : coefficient de transfert de chaleur au niveau des tubes,
- S_{ail} : surface totale des ailettes,
- S_t : surface totale des tubes,
- S_{cd} : surface totale d'échange du condenseur.

Remarque : pour obtenir une valeur plus précise du coefficient d'échange, il est nécessaire de simuler le problème ou utiliser une relation empirique (cas d'un échangeur croisé avec des ailettes)

III.5.1. Calcul de la surface des ailettes

Les ailettes utilisées possèdent les caractéristiques suivantes :

- Nombre d'ailettes: 120
- Longueur: 31 cm
- Largeur: 6 cm
- Épaisseur: 1 mm

III.5.1.a. Surface d'une seule ailette

Faces avant et arrière :

$$S_{faces} = 2\,(0{,}31 \times 0{,}06) = 0{,}0372\ m^2 \quad \textbf{……..III-16}$$

Bords latéraux :

$$S_{bords} = 2 \cdot (0{,}001 \cdot 0{,}31) + 2 \cdot (0{,}001 \cdot 0{,}06) = 0{,}00074\ m^2 \quad \textbf{……..……..III-17}$$

III.5.1.b. Surface totale d'une ailette

$$S_{ail} = 0{,}0372 + 0{,}00074 = 0{,}03794\ m^2 \quad \textbf{……..III-18}$$

III.5.1.c. Surface totale des ailettes

$$S_{ail} = 120 \cdot 0{,}03794 = 4{,}5528\ m^2 \quad \textbf{……..III-19}$$

III.5.2. Calcul de la surface des tubes

Les tubes ont les dimensions suivantes :

- Nombre de tubes: 32
- Diamètre: 1 cm
- Longueur: 42 cm

III.5.2.a Surface latérale d'un tube

$$S_{t,} = \pi\, dt\, L_t = \pi \cdot 0{,}01 \cdot 0{,}42 = 0{,}0132\ m^2 \text{.....III-20}$$

III.5.2.b. Surface totale des tubes :

$$S_t = 32 \cdot 0{,}0132 = 0{,}4224\ m^2 \text{.....III-21}$$

III.5.3.d. Surface totale d'échange du condenseur

$$S_{cd} = S_{ail} + S_t = 4{,}5528 + 0{,}4224 = 4{,}9752\ m^2 \text{.....III-22}$$

III.5.4. Calcul des coefficients de transfert de chaleur des ailettes et tubes

En raison de la présence d'un ventilateur au niveau du condenseur, le transfert de chaleur est considéré fait par convection forcée. Cela permet l'utilisation de corrélations basées sur les nombres adimensionnels (Reynolds, Nusselt, Prandtl) pour estimer les coefficients de transfert de chaleur des ailettes et des tubes.

III.5.4.a.- Nombre de Reynolds au niveau des ailettes

La température moyenne peut être utilisée comme référence pour déterminer les valeurs appropriées de la viscosité dynamique et de la masse volumique de l'air, en se basant sur des tableaux expérimentaux ou des relations empiriques.

$$T_{mc} = \frac{Tc + Tsc}{2} \text{.....II-23}$$

T_{mc} : La température moyenne (°C)

Tsc: La température de l'air (source chaude) (°C)

Tc : la température de condensation du fluide frigorigènes (°C)

Le nombre de Reynolds est calculé à l'aide de la relation suivante : (18)

$Re_{ail} = \frac{\text{Lc Vair}}{\text{va}}$……..III-24

Où :

- L_c = longueur caractéristique (largeur de l'ailette),
- v_a: viscosité cinématique de l'air
- V_{air} : vitesse de l'air, (m/s)

Afin de déterminer la vitesse de l'air généré par le ventilateur du condenseur, un **anémomètre** a été utilisé pour mesurer directement la vitesse du flux d'air en sortie.



Figure (III.03) Anémomètre

La valeur obtenue est de 5 m/s. Cette valeur constitue une donnée fondamentale utilisée dans l'analyse des caractéristiques de l'écoulement pour calculer le nombre de Reynolds et celui de Nusselt pour déduire le coefficient de transfert thermique.

III.5.4.b. Nombre de Nusselt au niveau des ailettes

La corrélation suivante relative à un écoulement laminaire a été utilisée : (18)

$Nu_{ail} = 0{,}628\ Re_{ail}^{\ 0,5}\ \text{Pr}^{1/3}$……III-25

Le coefficient de transfert de chaleur est alors donné par : (18)

$$h_{ail} = \frac{Nua\ \lambda air}{Lc} \text{.....III-26}$$

III.5.4.c. Nombre de Reynolds au niveau des tubes

Le nombre de Reynolds basé sur le diamètre extérieur est donné par : (18)

$$Re_t = \frac{d\ Vair}{\nu a} \text{.....III-27}$$

III.5.4.d. Nombre de Nusselt au niveau des tubes

Selon la valeur de Re_t , différentes corrélations seraient utilisées : (18)

- $Re_t < 40$:

$$Nu_t = 0{,}989\ Re_t^{\ 0,33} \cdot Pr^{0,33} \text{.....III-28}$$

- $40 \leq Re_t \leq 2\times10^5$

$$Nu_t = 0{,}683 \cdot Re_t^{\ 0,466}\ Pr^{1/3} \text{.....III-29}$$

- $Re_t > 2\times10^5$

$$Nu_t = 0{,}027\ Re_t^{\ 0,805} \cdot Pr^{1/3} \text{.....III-30}$$

Le coefficient de transfert de chaleur au niveau des tubes est alors :

$$h_t = \frac{Nu_t\ \lambda air}{dt} \text{.....III-31}$$

Le nombre de Prandtl a été fixé à une valeur constante de 0,7 dans les calculs, ce qui représente une valeur approximative couramment utilisée pour l'air dans des conditions normales.

III.6. Expressions de la puissance calorifique échangée au niveau du condenseur

D'après le premier principe de la thermodynamique, la puissance thermique cédée par le fluide frigorigène lors de la condensation est donnée par la relation suivante :

$$\dot{Q}c = \dot{m}\ (h_2 - h_3) \text{ .....III-32}$$

Cette puissance représente la quantité de chaleur transférée du fluide frigorigène vers le milieu environnant à travers le condenseur. D'autre part, selon la loi de Newton du transfert de chaleur par convection, la puissance transmise à la source chaude s'exprime **par :**

$$\dot{Q}c = h_{cd}\, S_{cd}\, (Tc - Tsc) \quad \text{(III-33)}$$

Cette équation peut être utilisée pour calculer la température du fluide frigorigène lors de la condensation Tc qui permet de satisfaire l'égalité suivante.

$$\dot{Q}c = h_{cd}\, S_{cd}\, (Tc - Tsc) = \dot{m}\, (h_2 - h_3) \quad \text{(III-34)}$$

III.7. Calcul de la puissance du compresseur

Pour calculer la puissance du compresseur, on utilise le premier principe de la thermodynamique qui donne :

- $P_{cp} = \dot{m}\, (h_2 - h_1)$ ……..III-35

Où :

- Pcp : Puissance de compression, (w)
- $\dot{m}$:Débit massique du fluide frigorigène du R134a (kg/s)
- h_1 :Enthalpie à l'entrée du compresseur, (J/kg).
- h_2 :Enthalpie à la sortie du compresseur(J/kg).
- h_3 : enthalpie spécifique à la sortie du condenseur (J/kg).

Le débit massique $\dot{m}$ est calculé à partir de la puissance thermique absorbée dans l'évaporateur selon la relation suivante : (19)

- $\dot{m} = \frac{\dot{Q}_f}{h1 - h3}$ ……..III-36
- la puissance réelle consommée (puissance électrique), en tenant compte du rendement du compresseur, est donnée par : (19)
  - $Pcp^* = \frac{Pcp}{\eta}$ ……..III-37

η: rendement du compresseur égal 0,85

- la puissance du compresseur à installer doit être augmentée de 10% (en pratique) : (19)
  - P_{cp}^{**}=Pcp*×1,1……..III-38

- Enfin, pour obtenir la puissance en chevaux, on doit faire la conversion : (19)
  - P_{cp}^{***}(cv)=$\frac{P_{cp}^{**}}{736}$……..III-39

III.8. Méthodologie numérique et lien avec la structure du programme III

Le modèle numérique a été implémenté sur MATLAB selon une approche de balayage structurée, visant à étudier l'influence des températures de fonctionnement sur les performances thermiques et économiques de système de réfrigération., en tenant compte des phénomènes thermiques et des critères de conception économique, selon les étapes suivantes :

III.8.1. Initialisation des données constantes

Les données physiques et géométriques telles que la densité, la capacité thermique, les dimensions des ailettes et des tubes, ainsi que les prix unitaires de coût économique sont initialisées.

Les plages des températures d'évaporation et de condensation sont également définies dans les intervalles conformément aux conditions de fonctionnement.

III.8.2. Boucle « température d'évaporation »

Une boucle externe où la température d'évaporation varie de -40°C jusqu'à la limite supérieure fixée (4°C) avec un pas de 2.

Pour chaque Tf une boucle interne balaye les valeurs de Tc dans la plage définie (30°C-100°C) avec le même pas.

III.8.3. Détermination des propriétés thermophysiques

À chaque itération, les propriétés thermo physiques de l'eau et de l'air sont extraites des tableaux (propriété de l'eau, propriété de l'air.)

III.8.4. Détermination coefficient de transfert thermique côté évaporateur

Les nombres de Rayleigh et Prandtl sont calculés, puis le nombre de Nusselt à l'aide de corrélations empiriques.

Le coefficient de transfert thermique côté évaporateur est alors déterminé selon la relation h=$\frac{Nu\,\lambda}{d}$

En fonction du coefficient d'échange thermique de l'échangeur, on évalue la surface ainsi que la longueur de l'évaporateur « serpentin » d'après les équations (III.11) et III.12)

III.8.5. Calcul du coefficient de transfert thermique côté condenseur

On calcule h ailette et h tube en utilisant des corrélations de convection forcée pour l'air, afin d'évaluer le coefficient d'échange du condenseur

III.8.6. Calculs thermodynamiques

Les enthalpies massiques du fluide frigorigène aux sommets du cycle sont déterminées extraites (tableau A et B).

Le débit massique est obtenu par $m^{o}f = \frac{Qf}{h1-h3}$

La puissance de compression, absorbée et celle du compresseur à installer sont ensuite calculées.

III.8.7. Evaluation économique

- Coût de l'énergie consommée pendant la durée choisie.
- Coût du compresseur.
- Coût des échangeurs (évaporateur et condenseur) à savoir leurs surfaces respectives.
- Somme des coûts pour obtenir le coût global du système.

III.8.8- Détermination de Tc en fonction de Tf

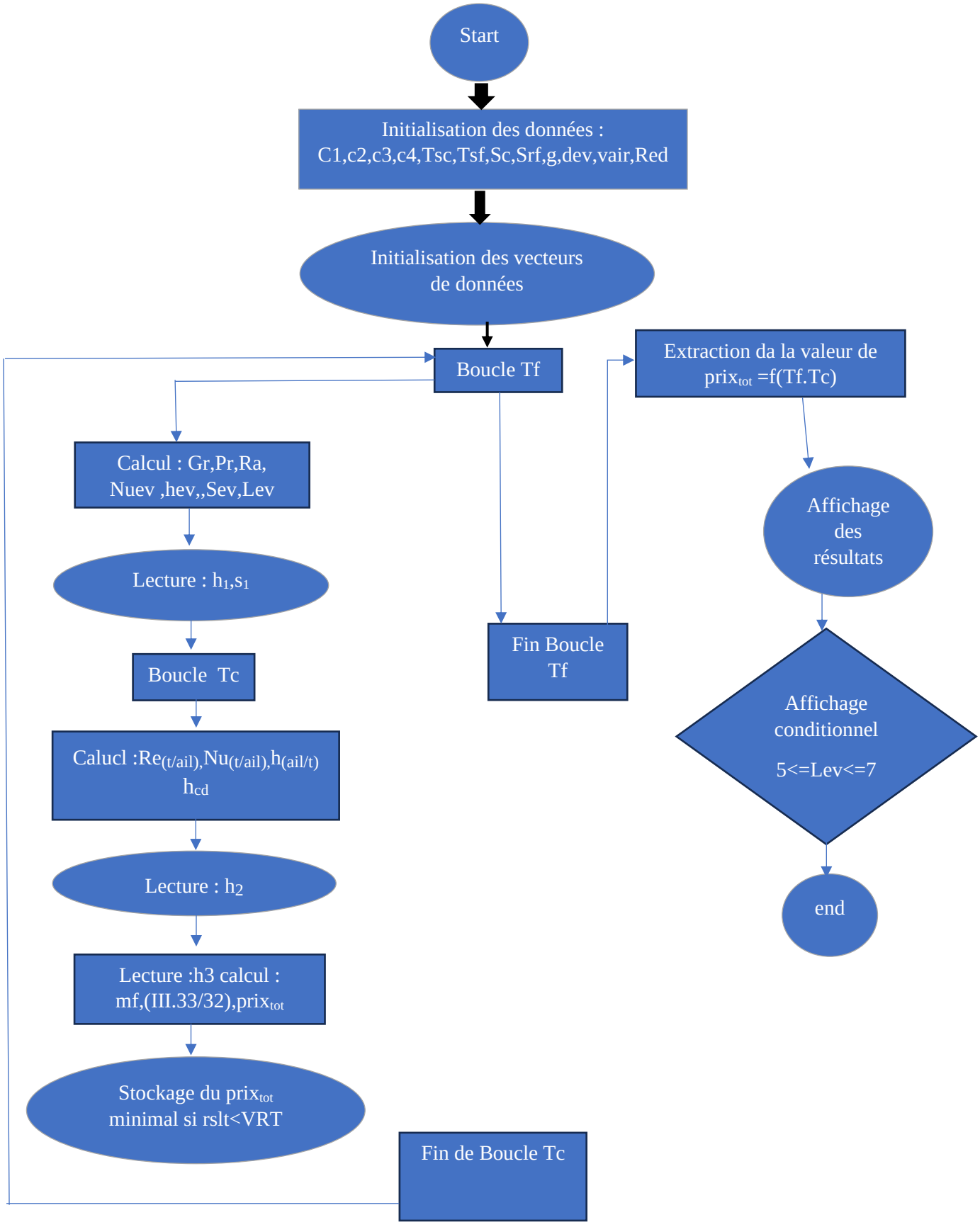
Le programme calcule l'écart entre les valeurs de la chaleur thermique au niveau du condenseur calculées d'après les équation (III32) et (III.33)

Les combinaisons de Tf et Tc qui minimisent simultanément cet écart et le coût global sont identifiées et conservées.

III.8.9. Extraction des résultats optimaux

À la fin des itérations, le programme détermine les valeurs optimales de Tf et Tc qui donne un coût total minimal.

III.9. Organigramme de code



III.10. Résultats de code

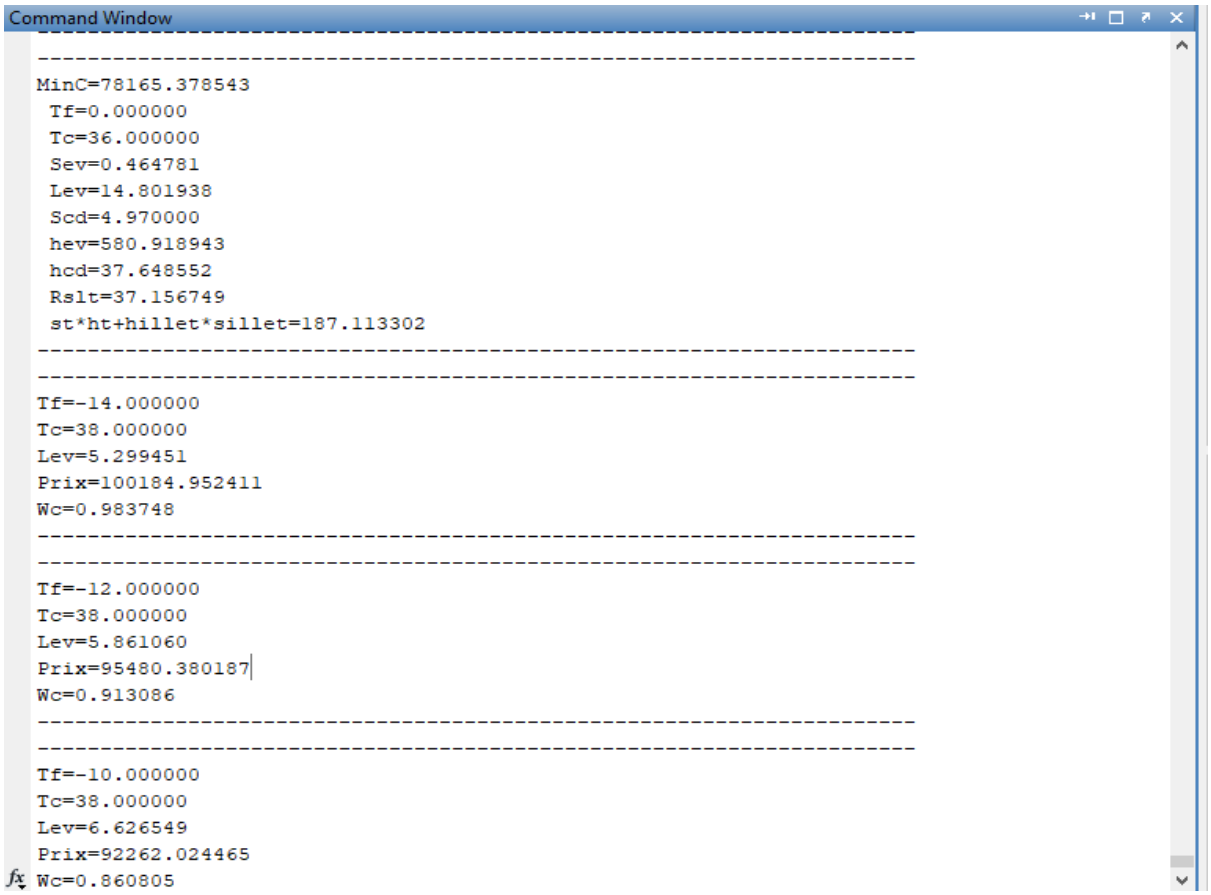


Figure (III.04) : Résultats obtenus avec MATLAB

III.11. Analyse des résultats

Les résultats du programme ont montré la possibilité de déterminer les valeurs optimales, avec une température du condenseur de 36°C et une température de l'évaporateur égale 0°C Sur la base de ces résultats, une longueur optimale du tube de l'évaporateur a été obtenue, estimée à 14,8 mètres, avec un coût total de 78 200 DA

Cependant, cette grande longueur rend difficile l'enroulement du tube en forme de serpentin et son installation à l'intérieur du réservoir (30x30x60 cm^3). Nous avons donc décidé d'opter pour un tube de 6 mètres de longueur, afin de faciliter le montage. Ce choix a légèrement augmenté le coût optimal, qui a atteint 95 500 DA, tandis que la température du condenseur est passée à 38°C avec une température de l'évaporateur égale à -12°C. Dans ce cas, la puissance nécessaire du compresseur à installer est de 0,913 cheval.

Il convient de noter que le compresseur installé dans le système une puissance nominale de 1,5 cheval vapeur, soit environ 1,1 kW, puisque on le possède.

III.12. Calcul de la longueur du détendeur capillaire

Pour assurer une différence de pression adéquate entre les pressions de condensation et d'évaporation du fluide à travers le détendeur capillaire, il est nécessaire de dimensionner correctement sa longueur en fonction du diamètre intérieur.

La perte de charge régulière à travers le détendeur peut être notée par : (19)

$$\Delta P = Pc - P_f \quad \text{.....III-40}$$

- ΔP: la perte de charge à travers le détendeur [Pa]
- Pc : la pression (HP) à la sortie du condenseur [Pa]
- P_f : la pression (BP) en amont de l'évaporateur) [Pa]

Dans le cas d'un écoulement dans un conduit cylindrique, la perte de charge peut s'exprimer par la formule de Darcy-Weis Bach :

$$\Delta P = \frac{1}{2} f \rho \frac{v^2 L_{dt}}{d_{dt}} \quad \text{.....III-41}$$

Où:

- f : Coefficient de frottement [-]
- ρ: Masse volumique du fluide [kg/m^3]
- v :Vitesse moyenne de fluide frigorigène [m/s]
- L_{dt} : Longueur du détendeur [m]
- d_{dt} : Diamètre intérieur du détendeur [m]

On peut déduire la longueur L du détendeur comme suit :

$$L_{dt} = \frac{2\Delta P\, d_{dt}}{f \rho v^2} \quad \text{.....III-42}$$

III.12.1. Pressions et perte de charge

Selon les résultats obtenus à partir de l'algorithme développé, les températures caractéristiques du cycle sont : (19)

- Température du condenseur : T_c = 38°C
- Température de l'évaporateur : T_f = -12°C

Les pressions correspondantes aux températures de saturation sont (tableau R134a):

- Pression de condensation : P_c =9,63 bars
- Pression d'évaporation: P_f =1.36 bar

La différence de pression à travers le détendeur est donc :

$$\Delta P = P_c - P_f = 9{,}63 - 1.36 = 8.27 \text{ bar} \quad \text{III-43}$$

Ou en pascals :

$$\Delta P = 8.27 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Cette valeur représente la perte de charge à laquelle est soumis le fluide frigorigène au passage par le détendeur, et elle sera utilisée dans le dimensionnement du diamètre ou de la longueur de ce dernier.

III.12.2. Détermination de la masse volumique moyenne du fluide frigorigène

Afin de déterminer la masse volumique moyenne du fluide frigorigène entre la sortie du condenseur (entrée du détendeur) et l'entrée de l'évaporateur, on utilise l'approximation suivante :

$$\rho_{moy} = \frac{\rho 3 + \rho 4}{2} \quad \text{III-44}$$

- ρ3: masse volumique du fluide en sortie du condenseur, c'est-à-dire à l'entrée du détendeur (état liquide saturé ou légèrement sous-refroidi),
- ρ4: masse volumique du fluide en entrée de l'évaporateur, correspondant à un mélange diphasique (liquide + vapeur) après détente isenthalpique.

La valeur ρ4 est calculée en tenant compte de la qualité du mélange x et des propriétés thermodynamiques du fluide :

$$\rho_4 = \rho_l + x(\rho_v + \rho_l) \quad \text{III-45}$$

- ρ_4: masse volumique du mélange diphasique au point 4[Pa·s]
- x : titre massique en vapeur (entre 0 et 1)
- ρ_v: masse volumique de la vapeur saturée à T_f
- ρ_l: masse volumique du liquide saturé à T_f

Le titre massique est obtenu à partir de la conservation de l'enthalpie lors de la détente isenthalpique, en supposant que :

$$x = \frac{h3 - hl}{hv - hl} \quad \text{.....III-46}$$

- h_3 : enthalpie du fluide à la sortie du condenseur (entrée du détendeur)
- h_v : enthalpie de la vapeur saturée à Tf
- hl : enthalpie du liquide saturé à Tf
-

III.12.3. Détermination de la viscosité dynamique moyenne

Afin de déterminer la viscosité dynamique moyenne du fluide frigorigène entre la sortie du condenseur (entrée du détendeur) et l'entrée de l'évaporateur, on utilise l'approximation suivante :

$$\mu_{moy} = \frac{\mu 3 + \mu 4}{2} \quad \text{.....III-47}$$

- μ_3 : viscosité dynamique du fluide en sortie du condenseur, c'est-à-dire à l'entrée du détendeur (état liquide saturé ou légèrement sous-refroidi),
- μ_4 : viscosité dynamique du fluide en entrée de l'évaporateur, correspondant à un mélange diphasique (liquide + vapeur) après détente isenthalpique.

La valeur ρ_4 est calculée en tenant compte de la qualité du mélange x et des propriétés thermodynamiques du fluide :

$$\mu_4 = \mu_l + x(\mu_v + \mu_l) \quad \text{.....III-48}$$

- μ_4: viscosité dynamique du mélange diphasique au point 4 [kg/m^3]
- x : titre massique en vapeur (entre 0 et 1)
- μv: viscosité dynamique de la vapeur saturée
- μ_l: viscosité dynamique du liquide saturé à

Le titre massique x est obtenu à partir de la conservation de l'enthalpie lors de la détente isenthalpique, en supposant que :

$$x = \frac{h3 - hl}{hv - hl} \text{.....III-49}$$

- h3 : enthalpie du fluide à la sortie du condenseur (entrée du détendeur)
- hv : enthalpie de la vapeur saturée
- hl : enthalpie du liquide saturé

III.12.4. Débit massique

La valeur du débit massique $\dot{m}$, calculée précédemment à partir de l'équation (III.35), a été adoptée pour être utilisée dans les calculs thermiques ultérieurs dans le cadre de l'étude des performances du système.

III.12.5. Vitesse moyenne de fluide frigorigène

La **vitesse** moyenne dans le tube est calculée à partir du débit volumique et de la section transversale du tube

$$v = \frac{4\dot{m}}{\pi d_{dt}^{\,2} \rho} \text{.....III-50}$$

Où d_{dt} est le diamètre intérieur du détendeur égal à 1.65 mm

III.12.6. Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds Re est ensuite calculé afin de caractériser le régime d'écoulement (laminaire ou turbulent) :

$$Re_{dt} = \frac{\mu \rho v}{D} \text{.....III-51}$$

12.7-Facteur de frottement

Lorsque le nombre de Reynolds indique un écoulement turbulent le facteur de frottement est évalué à l'aide de la relation empirique de Blasius : (19)

$$f = \frac{0.316}{R_{dt}^{0.25}} \text{.....III-52}$$

III.12.8. Application numérique

III.12.8.a. Titre de vapeur

x = 0.264

III.12.5.b. La masse volumique

ρ_3 =881.057 (kg/m^3)

ρ_4 =933.075 (kg/m^3)

ρmoy =907.075 (kg/m^3)

III.12.8.c. Viscosité dynamique

μ_3=171×10^{-6} (Pa.s)

μ_4=232×10^{-6} (Pa.s)

μmoy=201.565×10^{-6} (Pa.s)

III.12.8.d. Débit massique

$\dot{m}$=0.018 m^2/s

III.12.8.e. Vitesse moyenne de l'écoulement

vm=9.28m/s

III.12.8.f. Nombre de Reynolds

Re_{dt} =68906.46

III.12.8.g. Facteur de frottement

F=0.019

III.12.8.h. longueur du détendeur

Ldt= 1.96 m

Bibliographie

IV.1. Introduction

Dans cette section, nous présentons une description détaillée du système de réfrigération basé sur une pompe à chaleur. L'analyse porte sur la structure du système, les principaux composants tels que le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur, ainsi que sur le circuit frigorifique dans son ensemble. Nous expliquons également le principe de fonctionnement de la pompe à chaleur en mode réfrigération, en mettant en évidence les échanges thermiques entre les différentes parties du système. Cette étude est essentielle pour évaluer les performances énergétiques et optimiser le fonctionnement du système.

IV.2. Acquisition des composants principaux

L'acquisition des composants essentiels constitue une étape cruciale dans la construction d'un système à pompe à chaleur. En effet, la qualité de ces éléments et leurs caractéristiques techniques influencent directement les performances, l'efficacité énergétique et la stabilité à long terme du système. Ce qui suit est une présentation détaillée de chaque composant principal utilisé dans ce projet :

IV.2.1.Compresseur

Un compresseur de marque GMCC (avec bouteille anti-coup) d'une puissance de 1,5 CV (environ 1,1 kW) a été choisi. Il s'agit d'un compresseur rotatif, couramment utilisé dans les systèmes de climatisation et de réfrigération domestiques. Ce type de compresseur se distingue par son efficacité élevée, sa compacité, ainsi que par un faible niveau sonore comparé aux compresseurs alternatifs (à piston). Il est également compatible avec le fluide frigorigène R134a, ce qui a été un critère essentiel dans le choix.



Figure (IV.01) Compresseur de marque GMCC

La puissance du compresseur a été sélectionnée de manière à correspondre au volume du réservoir et à la température de l'eau à refroidir, car un compresseur sous-dimensionné ou surdimensionné pourrait entraîner une baisse de performance ou une surconsommation d'énergie.

Remarque technique : Il est essentiel de vérifier la compatibilité du compresseur avec le type de fluide frigorigène utilisé, ainsi que de s'assurer que les pressions de fonctionnement restent dans les limites de sécurité pour les autres composants (tuyauterie, condenseur, etc.).

IV.2.2.Evaporateur

Un tube en cuivre de 10 mm de diamètre extérieur et de 6 mètres de longueur totale a été utilisé pour former l'évaporateur immergé dans le réservoir d'eau. Le cuivre a été choisi pour sa très bonne conductivité thermique, ce qui le rend idéal pour les échanges de chaleur.

Contrairement aux conceptions classiques en spirale, le tuyau a été façonné en forme de U et U inversé, puis courbé à l'intérieur pour créer le trajet souhaité. Cette géométrie permet un contact direct et étendu avec l'eau, améliorant ainsi l'efficacité de l'échange thermique.



Figure (IV.02) Tube de cuivre

IV.2.3. Condenseur

Un condenseur muni d'ailettes de refroidissement et d'un ventilateur intégré a été acquis, similaire à ceux utilisés dans les climatiseurs domestiques. Il permet la dissipation de la chaleur du fluide frigorigène après compression, en le transformant de l'état gazeux à l'état liquide.

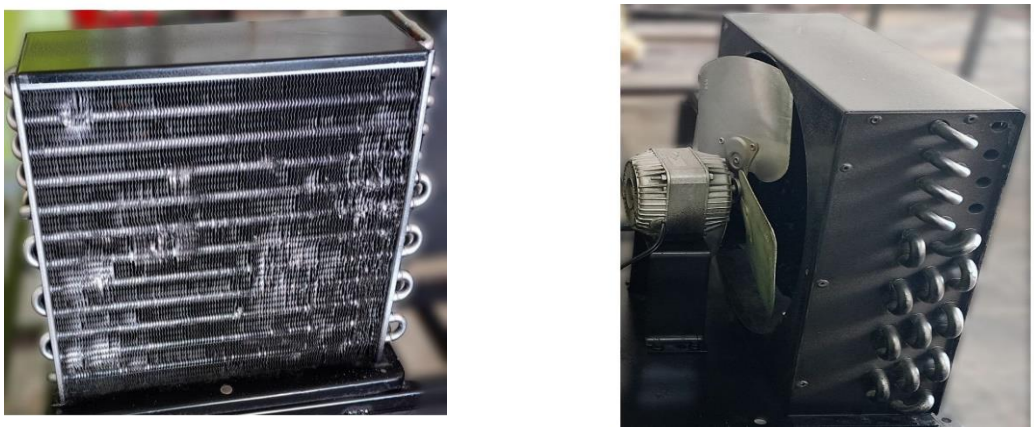


Figure (IV.03) Condenseur composite à ailettes et ventilateur

Le condenseur a été monté horizontalement au sommet de la structure du système, de manière à ce que le ventilateur assure un flux d'air efficace à travers les ailettes, améliorant ainsi la capacité de refroidissement du compresseur.

IV.2.4.Détendeur

Un tube capillaire de 2 mètres de long et de 1,65 mm de diamètre intérieur a été utilisé comme dispositif de détente. Ce type de détendeur est souvent employé dans les systèmes de petite capacité (notre cas) pour sa simplicité et son efficacité à créer une chute de pression entre le condenseur et l'évaporateur.

Il permet de maintenir constante la différence pression du fluide frigorigène entrant dans l'évaporateur, et contribue ainsi indirectement au bon fonctionnement thermique du système.



Figure (IV.04) Détendeur capillaire

IV.2.5. Fluide frigorigène–R134a

Le fluide R134a a été choisi en raison de ses caractéristiques avantageuses :

- Bonne efficacité thermique à température de fonctionnement modérée
- Non inflammable
- Facile à se procurer sur le marché local
- Non nocif à la couche d'ozone

Le fluide R134a joue le rôle de caloporteur dans le cycle, en passant par des changements d'état (liquide ↔ gaz) tout au long de la boucle thermodynamique.



Figure (IV.05) Fluide R134a

IV.3. Éléments secondaires

IV. 3.1. Capteur de température (Capteur–Dexelle)

Un capteur numérique Dexelle a été installé pour mesurer la température de l'eau dans le réservoir. Ce capteur contrôle le fonctionnement du compresseur en coupant l'alimentation électrique dès qu'une température cible est atteinte 10°C dans notre cas), et en relançant le système lorsque la température augmente (12°C). Cela permet de maintenir la température stable tout en réduisant la consommation d'énergie.

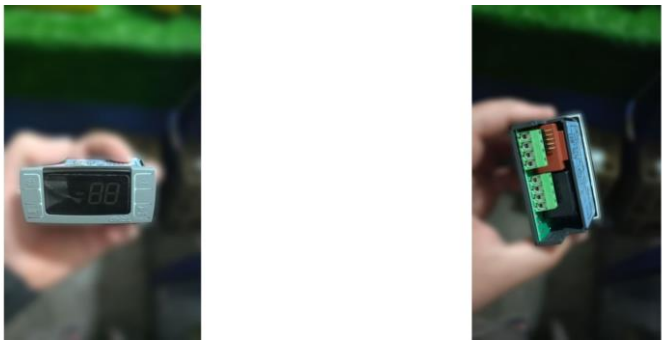


Figure (IV.06) Capteur de température. (Capteur–Dexelle)

IV.3.2. Filtre déshydrateur (Filtre de protection)

Un filtre déshydrateur a été installé juste avant l'entrée du tube capillaire, afin de :

- Filtrer les impuretés
- Absorber l'humidité susceptible de geler dans le tube capillaire

Par conséquent, il protéger le compresseur et les composants sensibles contre l'endommagement



Figure (IV.07) Filtre déshydrateur

IV.4- Assemblage du système et installation des composants

Après l'acquisition de tous les composants principaux, l'étape de l'assemblage a été entamée. Elle nécessite une grande précision afin de garantir la sécurité du système et son efficacité thermique. L'installation comprend le raccordement des tuyauteries, la fixation des composants à leurs emplacements appropriés, et l'assurance de l'étanchéité de toutes les connexions.

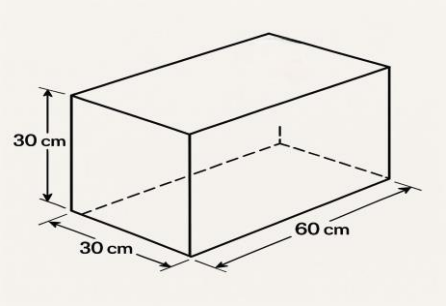


Figure (IV.08) Schéma du réservoir destiné à contenir de l'eau à refroidir

IV.4.1-Étape de soudage des plaques du réservoir

Cette étape consiste à souder les différentes plaques métalliques constituant le réservoir, afin d'assurer son étanchéité et sa solidité structurelle**.**

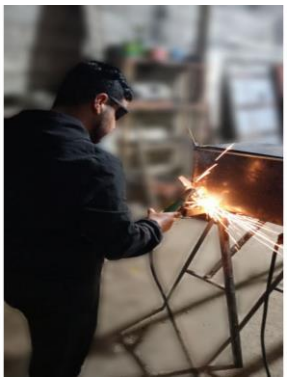


Figure (IV.09) soudage des plaques du réservoir

IV.4.1.a. Étape de mise en place de l'isolation

Une couche d'isolation composée de polyester et de bois mince a été mise en place afin de limiter les pertes thermiques et d'assurer une meilleure efficacité énergétique du système**.**



Figure (IV.10.a) couche d'isolation de polyester



Figure (IV.10.b) couche d'isolation de bois

Le réservoir thermique en métal a été fabriqué aux dimensions 30 cm × 30 cm × 60 cm, à partir de plaques d'acier soudées avec précision. Ce réservoir contient de l'eau refroidie par l'évaporateur immergé. Pour réduire les pertes de chaleur, une isolation en polystyrène expansé (EPS) de 2 cm d'épaisseur a été appliquée.



Figure (IV.11) Forme finale du réservoir

La mise en place de l'isolation thermique demande une précision particulière afin d'éviter les ponts thermiques, qui pourraient provoquer des pertes calorifiques et réduire ainsi l'efficacité globale du système.

IV.4.2. Fixation de l'évaporateur à l'intérieur du réservoir

Le tube en cuivre (jouant le rôle d'évaporateur). Il a été formé en forme de U inversé à l'intérieur pour maximiser la surface d'échange thermique avec l'eau.



Figure (IV.12) Fixation de l'évaporateur dans le réservoir

IV.4.3. Installation du condenseur et du compresseur

Le compresseur et le condenseur ont été montés sur une base métallique rigide pour réduire les vibrations pendant le fonctionnement. Le condenseur a été placé en hauteur pour faciliter son refroidissement par l'air ambiant ou avec un ventilateur intégré. Quant au compresseur, il a été fixé en bas pour abaisser le centre de gravité et garantir une stabilité mécanique au système.



Figure (IV.13) Installation du condenseur et du compresseur

IV.4.4. Raccordement des composants

Le compresseur a été relié au condenseur par un tube en cuivre, puis le condenseur au détendeur capillaire, et enfin à l'évaporateur situé dans le réservoir, complétant ainsi le circuit fermé du fluide frigorigène. Les raccords ont été réalisés en minimisant les coudes et les angles vifs afin de réduire les pertes de charge et assurer un écoulement fluide.





Figure (IV.14) Raccordement des composants

IV.4.5. Opérations de brasage et de fixation

IV.4.5.a. Brasure des connexions

Toutes les connexions en cuivre ont été brasées à l'aide d'un chalumeau à gaz spécial.

Cette technique permet d'obtenir une jonction solide et étanche.

Remarque technique : Pendant le brasage, un gaz inerte (tel que l'azote) a été injecté dans les tuyaux pour éviter l'oxydation interne, ce qui permet de préserver la propreté du circuit et de prolonger sa durée de vie.

IV.4.5.b. Fixation mécanique

Les tubes ont été fixés à l'aide de colliers métalliques et d'isolants en caoutchouc aux points critiques pour atténuer les vibrations et éviter la transmission du bruit à la structure du système.

IV.4.5.c. Mise sous vide du circuit

Avant le chargement en fluide frigorigène, le système a été soumis à une mise sous vide complète à l'aide d'une pompe à vide pour :

- Éliminer l'air et l'humidité présents dans le circuit.
- Prévenir le gel du détendeur et la corrosion interne.
- Garantir un environnement propre pour le fluide frigorigène.

La mise sous vide a duré environ 45 minutes, avec un suivi de pression jusqu'à -30 in Hg, indiquant une bonne qualité de vide.



Figure (IV.15) Pompe à vide

4.6-Chargement du fluide frigorigène

Une fois le vide réalisé, le système a été chargé en fluide R134a à l'aide d'un raccord de service au niveau du compresseur. Une balance électronique a permis d'introduire une quantité (entre 400g et 500 g).



Figure (IV.16) Manomètre frigorifique

Remarque pratique : Le chargement a été effectué en phase gazeuse, ce qui est adapté aux systèmes de petite capacité.

IV.4.8. Essais et mise en service

Le compresseur a démarré pour la première fois, avec un suivi rigoureux :

- Surveillance de la température de l'eau,
- Contrôle de la pression d'aspiration,

- Évaluation du bruit et de la consommation électrique.

Une baisse de température de 26°C à 10°C en 25 minutes, indique une bonne performance thermique du système. La nuisance sonore ainsi que les émissions thermiques étaient également acceptables.

IV.5. Raccordement du système de pompe à chaleur à l'échangeur thermique et mise en marche du cycle de refroidissement

Dans le cadre de la mise en service du système de pompe à chaleur, celui-ci a été raccordé à un échangeur thermique, puis à un réservoir de stockage d'eau, dans le but de refroidir l'eau en sortie de l'échangeur de chaleur en utilisant l'énergie thermique extraite par le cycle frigorifique. Le système comprend un réservoir d'eau qui sert à stocker l'eau chaude avant de la refroidir.

Le processus commence par l'accumulation de l'eau provenant de l'échangeur thermique dans un réservoir de stockage conçu avec une isolation thermique et une capacité appropriée, afin de garantir une bonne performance du système. Ensuite, le fluide frigorigène circule vers l'évaporateur, où il s'évapore à basse pression en absorbant la chaleur de l'eau stockée. Par conséquent, la température de l'eau diminue progressivement jusqu'à atteindre la valeur souhaitée, ce qui permet de réutiliser l'eau refroidit comme applications.

Une fois l'eau refroidie, elle est pompée vers l'échangeur de chaleur, où elle entre en contact thermique avec un autre fluide (eau), afin d'absorber la chaleur de ce milieu. Ce processus permet un transfert thermique efficace, contribuant à abaisser la température du fluide cible, grâce à la différence de température entre celui-ci et l'eau refroidie.

La performance globale de cette étape dépend de plusieurs facteurs, notamment : le débit d'eau, la différence de température entre les deux fluides, la conception de l'échangeur thermique, ainsi que les propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène. Cette partie du système joue un rôle essentiel dans le maintien de la continuité et de l'efficacité du cycle de réfrigération.





Figure (IV.17) pompe VORTEX HZ 601-DN25

IV.5.1-Spécifications de la pompe VORTEX HZ 601-DN2

Dans ce contexte, les spécifications techniques de la pompe VORTEX HZ 601-DN25 seront présentées ci-après. Cette pompe a été choisie pour le système étudié en raison de ses caractéristiques techniques adaptées aux exigences de fonctionnement, notamment en termes de débit, de hauteur manométrique et de consommation énergétique.

Spécification	Valeur
Modèle	HZ 601-DN25
Fabricant	Deutsche Vortex GmbH & Co.KG – Allemagne
Pays de fabrication	Hongrie (Made in Hungary)
Type	Circulateur à rotor noyé (Wet rotor circulator)
Tension	230 V ~
Fréquence	50 Hz
Courant maximal	0,3 A
Courant aux trois vitesses	0,26 / 0,17 / — A
Puissance absorbée (P1)	de 36 W à 70 W
Vitesse (n)	930 / 1600 / 2400 tr/min
Indice de protection	IP 44
Classe d’isolation	Classe F
Pression de service maximale	10 bars (1000 kPa)

Température du fluide	de -10°C à +110°C
Débit maximal	jusqu'à 3,6 m³/h
Hauteur manométrique maximale	jusqu'à 5,4 m
Entraxe	180 mm

Tableau (IV. 01) : Caractéristique de la pompe VORTEX HZ 601-DN25

.



Figure (IV.18.a):Pompe à chaleur avant son raccordement à l'échangeur



Figure (IV.18.b) Pompe à chaleur avant son raccordement à l'échangeur



Figure (IV.19) Pompe à chaleur après son raccordement à l'échangeur

IV.6. Entretien périodique et recommandations opérationnelles

IV.6.1- Exigences de maintenance

Bien que le système soit de conception simple, il nécessite un programme de maintenance périodique afin de préserver ses performances et sa stabilité :

- Vérification des fuites : tous les 3 à 6 mois à l'aide d'une solution moussante.
- Nettoyage du condenseur et du ventilateur : pour éliminer la poussière et améliorer l'échange thermique.
- Surveillance de la pression du fluide frigorigène : pour s'assurer de l'absence de sous-charge ou de surcharge affectant l'efficacité.
- Inspection des câbles électriques et des capteurs : afin de garantir le bon fonctionnement de l'automatisation.

IV.6.2. Recommandations d'exploitation

Il est recommandé de faire fonctionner le système dans un environnement bien ventilé afin de faciliter le refroidissement du condenseur.

La température de consigne du capteur ne doit pas dépasser **55°C** afin d'éviter une pression excessive sur le compresseur.

Il est conseillé de ne pas faire fonctionner le système de manière continue pendant de longues périodes (plus de deux heures consécutives) afin de protéger les composants mécaniques.

IV.7. Perspectives futures de développement du système

À la lumière des résultats obtenus avec le système actuel et du succès initial de la mise en service de la pompe à chaleur à des fins de refroidissement, plusieurs pistes de développement futur apparaissent en vue d'améliorer les performances thermiques, de réduire la consommation énergétique et d'optimiser le contrôle de la température. Les principales perspectives peuvent être résumées comme suit :

- Amélioration du coefficient de performance (COP) grâce à l'utilisation de compresseurs plus performants de type Scroll ou Inverter, qui offrent une meilleure réponse dynamique à la demande thermique et réduisent la consommation énergétique durant les différentes phases de fonctionnement.
- Redésigner l'évaporateur en adoptant des tubes de petit diamètre (micro-tubes) ou une géométrie hélicoïdale multicouche, afin d'augmenter la surface d'échange thermique avec le milieu à refroidir (eau), ce qui améliore la rapidité et l'efficacité du refroidissement.
- Renforcement de l'isolation thermique des composants exposés aux pertes de chaleur, en particulier le réservoir, en utilisant des matériaux isolants hautement performants comme le polyuréthane ou la laine de verre, dans le but de réduire les charges thermiques indésirables en provenance de l'environnement externe.
- Intégration de technologies de contrôle intelligent telles que les automates programmables (PLC) ou les microcontrôleurs Arduino, permettant une surveillance précise de la température et de la pression dans le circuit, ainsi qu'un pilotage adapté du compresseur et du ventilateur, contribuant à l'optimisation globale des performances et à la stabilité du fonctionnement.
- Alimentation du système par énergie solaire, à l'aide de panneaux photovoltaïques pour faire fonctionner le compresseur ou le système de contrôle, contribuant ainsi à rendre le système plus écologique et à réduire les coûts d'exploitation à long terme, notamment dans les régions à fort ensoleillement.
- Utilisation d'un détendeur électronique (EEV) en remplacement du capillaire, afin de permettre un contrôle plus précis du débit du fluide frigorigène, en particulier lors des variations des conditions de fonctionnement ou des températures extérieures.

- Augmentation de la capacité du système pour permettre le refroidissement de volumes plus importants (grands réservoirs d'eau), nécessitant une refonte de la capacité du compresseur, des longueurs de tuyauterie, ainsi que des dimensions de l'évaporateur et du condenseur.

Conclusion

Conclusion

Dans le cadre de ce travail, une pompe à chaleur performante a été installée pour refroidir l'eau sortant de l'échangeur thermique, dans le but d'améliorer l'efficacité énergétique du système et d'assurer un refroidissement durable et équilibré dans le circuit froid. Cette démarche vise à préserver la quantité d'eau utilisée et à réduire considérablement sa consommation. Cela contribue ainsi à renforcer la durabilité environnementale par le recyclage de l'eau et la réduction des pertes, limitant ainsi le gaspillage et préservant les ressources hydriques du système.

Les résultats du programme développé en MATLAB ont montré la possibilité de déterminer les valeurs optimales, avec une température du condenseur de 36°C et une température de l'évaporateur égale 0°C Sur la base de ces résultats, une longueur optimale du tube de l'évaporateur a été obtenue, estimée à 14,8 mètres, avec un coût total de 78 200 DA

Cependant, cette grande longueur rend difficile l'enroulement du tube en forme de serpentin et son installation à l'intérieur du réservoir (30x30x60 cm^3). Nous avons donc décidé d'opter pour un tube de 6 mètres de longueur, afin de faciliter le montage. Ce choix a légèrement augmenté le coût optimal, qui a atteint 95 500 DA, tandis que la température du condenseur est passée à 38°C avec une température de l'évaporateur égale à -12°C. Dans ce cas, la puissance nécessaire du compresseur à installer est de 0,913 cheval.

Il convient de noter que le compresseur installé dans le système une puissance nominale de 1,5 cheval vapeur, soit environ 1,1 kW, puisque disponible sur le marché Algérien.

Malgré le succès de la phase de mise en service, des améliorations et développements supplémentaires restent nécessaires pour optimiser les performances dans des conditions de fonctionnement variées, notamment en ce qui concerne la conception de la pompe à chaleur, le choix de composants plus performants, ainsi que l'intégration de techniques de contrôle intelligentes.

Bibliographie

Bibliographie

1- **Chapman, A. J.** (1994). Transferts de chaleur (4e éd.). Éditions Dunod.

2 **-Lemonnier, D. (2001).** Thermique - Transferts d'énergie (2e éd.). Dunod.

3- **Kakac, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012).** Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design (3rd ed.). CRC Press.

4- **Kays, W. M., & London, A. L. (1984).**

Compact Heat Exchangers (3rd ed.). Krieger Publishing Company.

5- **Kakac, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012).** Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design (3rd ed.). CRC Press t

6- **Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th or 7th Edition,**
John Wiley & Sons, ISBN: 978-0471457282

7- **Transferts thermiques**, 6e édition,
De Boeck Supérieur, ISBN : 978-2804148791

8- ASHRAE Journal, Vol. 42, No. 8, August 2000.

Refrigeration: A Brief History.

9- **D. Van Wylen, G. Sonntag, C. Borgnakke**,
Fundamentals of Classical Thermodynamics, 5th Edition, Wiley, 1994.

10- **D. Van Wylen, G. Sonntag, C. Borgnakke**,
Fundamentals of Classical Thermodynamics, 5th Edition, Wiley, 1994.

11- F. R. Bosché, "Thermodynamique appliquée," Dunod, Paris, 2012.

Bordas, F., & Sérié, E. (2015). Thermodynamique appliquée aux machines

12- frigorifiques. Dunod.

13- ASHRAE Handbook — Refrigeration (2018).
American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

Bibliographie

14- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). Thermodynamics:
An Engineering Approach (8th Edition). McGraw-Hill Education.

15- Arora, C.P. Refrigeration and Air Conditioning, 2nd Edition,
Tata McGraw-Hill Education, 2001.

16- **R. Yadav, New Age International Publishers, 2017**

Refrigeration and Air Conditioning

17- **Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2011).**
Fundamentals of Heat and Mass Transfer (7th ed.).

18- **Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2007).**
Fundamentals of Heat and Mass Transfer" (6th Edition). John Wiley & Sons.

19- Serge Laroche – Dunod, 2016.

Thermodynamique – Cours et exercices corrigés

20- Jean-Claude Boudenne – Dunod

Mesures et instruments : Principes, techniques, applications

21- Souk Algérie

22- Google