

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou
Faculté du Génie de la Construction
Département de Génie Mécanique



Mémoire de Fin d'Études

En vue de l'obtention du Diplôme

De master Professionnel en énergétique

Spécialité : Froid, Chauffage, Climatisation

Thème

**DIMENSIONNEMENT D'UN CONDENSEUR D'UN
CONGELATEUR SOLAIRE 314L.**

Proposé par :

E.N.I.E.M

Étudié par :

Mr : Achour Ifrek

Dirigé par:

Mr : H. MOHELLEBI

Promotion 2014/2015



Remerciements

En premier lieu je remercie Dieu le tout puissant.

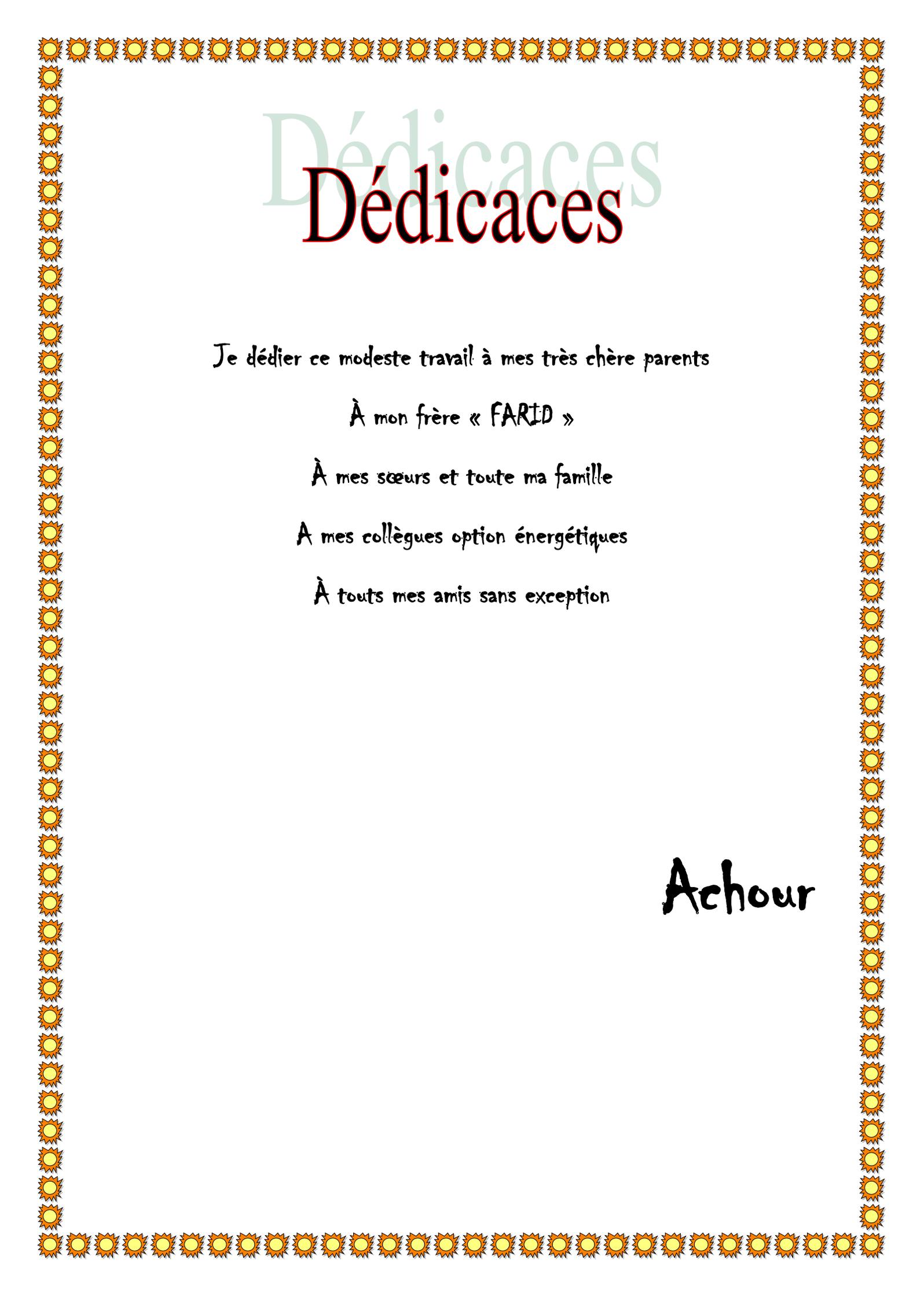
En second, mes chers parents et grand frère m` avoir aidé pour arriver au terme de ce travail qui est le fruit de plusieurs années d`études.

Mes remerciements les plus sincères pour mon promoteur qui représente pour moi le guide et l`exemple du sérieux dans le travail et du savoir dans ce domaine.

Mes remercie tous les membres du département technique de l`unité froid de l`ÉNIÈME, pour leur aide pour leur collaboration et leur soutien indéfectible durant mon stage.

Je n`aurai garde d`oublier dans ces remerciements les membres du jury qui ont bien voulu Examiner ce travail.

J`adresse aussi mes remerciements à tous les enseignants du département de génie Mécanique qui a contribué à notre formation pendant ces longues années.



Dédicaces

Je dédier ce modeste travail à mes très chère parents

À mon frère « FARID »

À mes sœurs et toute ma famille

A mes collègues option énergétiques

À tous mes amis sans exception

Achour

Sommaire.....	i
Lest de figure.....	v
Lest de tableaux.....	i
Nomenclature.....	ii
Indice.....	x
Introduction générale.....	1

Chapitre I : Généralités sur les machines frigorifiques

I.1. Introduction.....	2
I.2. Historique.....	2
I.3. Définition du circuit frigorifique	3
I.4. Composants du circuit frigorifique	4
I.4.1. Évaporateur	4
I.4.2. Compresseur	4
I.4.3. Condenseur	4
I.4.4. Détendeur	5
I.5. Classification des machines frigorifiques	5
I.5.1. Machine à absorption.....	5
I.5.2. Machine à éjection	6
I.5.3. Machine à compression.....	6
I.6. Principe de fonctionnement de la machine frigorifique à compression.....	7
I.7. Cycle d'une machine frigorifique à compression	8
I.7.1. Cycle théorique	10
I.7.2. Cycle parfait	10
I.7.3. Cycle réel	11
I.8. COP d'une machine frigorifique	11
I.9. Configuration des systèmes frigorifiques	12
I.9.1. Les systèmes directs.....	12
I.9.2. Les systèmes indirects.....	13
I.10. Fluides frigorigènes	13
I.11. Isolation thermique	17
I.12 Conclusion	18

Chapitre II: Les condenseurs

II.1. Introduction	19
II .2. Définition	19.
II.3.Classification des échangeurs de chaleur	19
II.3.1. Classification selon le critère technologique	19
II.3. 2. Classification suivant le sens relatif des écoulements des deux fluides	19
II.3. 3. Classification suivant le sens fonctionnel	21
II.4. Condenseurs	21
II.4.1. Définition	21
II.4.2. Classification des condenseurs	21
II.4. 2.1. Condenseurs refroidi par air	21
II.4.2. 2. Condenseurs refroidi par l'eau	23
II.4.3. Les avantages et inconvénients des condenseurs à air et à eau	29
II.4.4. Processus dans le condenseur	29
II.4.5. Phénomène de condensation	30
II.4.5.1. Condensation en film	31
II.4.5.1 .1. Condensation en film à l'intérieur des tubes verticaux	32
II.4.5.1.2. Condensation en film à l'intérieur des tubes horizontaux	32
II.4.6. Fonction du Condenseur d'air	33
II. 5 Conclusion	36

Chapitre III: Méthodes de Calcul d'un condenseur

III.1.introduction	37
III.2. Mode de transfert de chaleur dans un échangeur	37
III.2.1. La conduction.....	37
III .2 .2 Rayonnement	38
III.2.3. Convection	38
III.3. Transfert de chaleur lors de la condensation	40
III.4. Distribution de la température dans l'échangeur.....	42
III .5 . Dimensionnement d'un échangeur thermique	42
III.6. Logique de la phase de dimensionnement d'un échangeur.....	42
III.7. Méthodes de calcul.....	43

III 7.1. Méthode numérique.....	44
III.7 .1 .1 . Méthode du diagramme température-enthalpie	44
III .7 .1 .2. Méthodes des volumes finis	44
III 7.2. Méthode analytique	45
III 7.2 .1 Méthode D T M L	45
III .7 .2 .2. Méthode du NUT	50
III.8 L`ailette	51
III.8.1. Définition d'une ailette	51
III.8.2. Types d'ailette qui sont employée dans les échangeurs.....	51
III.8.3. Rendement de l`ailette.....	52
III.8.4. Expression du coefficient d`échange convectif de la surface ailette	52
III.9 Calcul hydraulique	52
III.10 Conclusion	54

Chapitre IV : Dimensionnement du condenseur

IV.1.Introduction.....	55
IV.2.Caractéristique du Congélateur solaire 314L.....	55
IV.2 .1.Description générale	55
IV.2.3. Représentées du logiciel SOL KANE 8	58
IV.2.4.Cycle théorique de congélateur solaire 314L.....	60
IV.3 Bilan thermique du congélateur	63
IV.4.Débit massique du fluide frigorigène.....	71
IV.5.Calcul du condenseur	71
IV.5.1.Présentation des composants de condenseur	71
IV.5.2.Données géométrique de condenseur	72
IV.5.3 Calcul du flux de chaleur cédé par le condenseur de congélateur	72
IV.5.3.1.Cycle de référence de machine frigorigène	72
IV.5.3.2.Calcul la quantité de chaleur cédée par le condenseur du congélateur	74
IV.5.4. Bilan thermique du condenseur.....	77
IV.5.4.1. Calcul du flux évacué par l`ailette	77
IV.5.4.2. Efficacité de l`ailette	79

IV.5.4.3. Zone de désurchauffé	80
IV.5.4.3.1. Calcul de la puissance thermique échangée	80
IV.5.4.3.2. Calcul de la différence moyenne logarithmique de température	80
IV.5.4.3.3. Détermination du coefficient d'échange globale dans la zone de désurchauffe	81
IV.5.4.3.3.A. Détermination du coefficient d'échange par convection côté air	82
IV.5.4.3.3.B. Détermination du coefficient d'échange convection à l'intérieur du tube	84
IV.5.4.4. Zone de condensation	85
IV.5.4.4.1. Détermination de l'expression du coefficient d'échange globale	85
IV.5.4.4.2. Evaluation du coefficient d'échange convectif côté R134a :(tube verticale)	85
IV.5.4.4.3. Détermination de la surface d'échange relative a zone de condensation.....	87
IV.5.5. Résultats	87
IV.5.5.1. Zone de désurchauffe	87
IV.5.5.1.1. Calcul de l'efficacité de l'ailette	88
IV.5.5.1.2. Calcul du coefficient d'échange convection intérieur du tube (R134a) ..	88
IV.5.5.1.3. Calcul du coefficient d'échange par convection côté air	88
IV.5.5.1.4. Calcul du coefficient d'échange global dans la zone de désurchauffe	90
IV.5.5.1.5. Calcul la surface d'échange de zone de désurchauffe	90
IV.5.5.2. Zone de condensation	90
IV.5.5.2.1. l'expression du coefficient d'échange globale	90
IV.5.5.2.2. Calcul du coefficient d'échange par convection côté air	90
IV.5.5.2.3. Calcul du coefficient d'échange convectif côté R134a (tube verticale) ..	91
IV.5.5.2.4. Calcul la surface d'échange de zone de condensation	93
IV.6 Méthode de conception de condenseur à tube et fils	93
IV.7. Interprétation des résultats	98
IV.8 Conclusion.....	98
Conclusion générale.....	99
Annexes.....	100
Références bibliographique	

Liste des figures

Figure	Titre	Page
Figure I.1	schéma de principe d`une machine frigorifique	7
Figure I.2	Principe de fonctionnement d`une machine a absorption	9
Figure I.3	Principe de fonctionnement d`une machine a éjection	9
Figure I.4	Principe de fonctionnement d'une machine à compression	10
Figure I.5	Principe de fonctionnement de la machine frigorifique à compression	10
Figure I.6	Le cycle frigorifique de référence	12
Figure I.7	Cycle théorique d`une machine frigorifique	13
Figure I.8	Les cycles frigorifiques	14
Figure II.1	Condenseur a circulation d`air naturel	21
Figure II.2	Condenseur à air forcé	21
Figure II.3	Condenseur à air a convection forcée vertical	22
Figure II.4	Condenseur à air a convection forcée horizontal	22
Figure II.5	Schéma d`un condenseur à immersion horizontal	23
Figure II.6	Condenseurs à serpentín horizontal	23
Figure II.7	Tubes concentriques	24
Figure II.8	Les condenseurs coaxiaux à contre –courant	25
Figure II.9	Condenseur multitubulaire horizontal	26
Figure II.10	Condenseur multitubulaire horizontal	27
Figure II.11	Condenser multitubulaire en U	27
Figure II.12	Condenser multitubulaire à eau mer	28
Figure II.13	Condensation en gouttes	31
Figure II.14	Condensation à l`intérieur d`un tube horizontal	32
Figure II.15	Les différents écoulements de condensation à l`intérieur d`un tube horizontal	33
Figure II.16	fonctionnement condenseur à air à convection force	34
Figure II.17	Fonctionnement de condenseur a côte air	35
Figure II.18	Représenter l`évolution de l`air sur le condenseur et la température de condensation	35
Figure III.1	Conduction	38
Figure III.2	Distribution des températures dans un évaporateur et un condenseur	42

Liste des figures

Figure III.3	Logique de la phase de dimensionnement thermique	43
Figure III.4	Schéma d'un échangeur Co-courant	46
Figure III.5	Schéma d'un échangeur Contre-courant	46
Figure III.6	Distribution des températures dans un condenseur	49
Figure III.7	Ailettes longitudinales	51
Figure IV.1	Condenseur verticale	55
Figure IV.2	Schéma d'un machine frigorifique solaire électrique á compression de vapeur	57
Figure IV.3	Panneau solaire	58
Figure IV.4	Calcul les paramètres thermodynamiques de cycle de machine frigorifique un seul étage	59
Figure IV.5	Calcul la propriété de fluide frigorifique	59
Figure IV.6	présentation du Diagramme (p, h)	60
Figure IV.7	paramètres thermodynamiques du cycle idéal de congélateur	62
Figure IV.8	Cycle idéal du congélateur 314L	63
Figure IV.9	Plan de congélateur solaire	64
Figure IV.10	Les apports de chaleur du congélateur	
Figure IV.11	Transfert de chaleur à travers une paroi du congélateur	65
Figure IV.12	Cycle frigorifique de référence de machine frigorifique	73
Figure IV.13	paramètres thermodynamiques du cycle référence du congélateur	74
Figure IV.14	Cuve extérieure	75
Figure IV.15	Représentation de l'aillette	77
Figure IV.16	Disposition de l'aillette	77
Figure IV.17	La propreté de R134a a 52. 525°C	88
Figure IV.18	Condenseur Tube et fils	94
Figure IV.19	Condenseur Tube et fils final	97

Liste des tableaux

Tableau	Titre	Page
Tableau I.1	Les propriétés physiques du R134a	18
Tableau II.1	Classification des condenseurs [2/1]	28
Tableau II.2	Représente avantages et inconvénients des condenseurs air et eau	29
Tableau III.1	Comparaison entre les méthodes de ΔT_{mL} et de NUT	51
Tableau IV.1	Données sur l'isolant	55
Tableau IV.2	Donnes sur la condition de fonctionnement(ENIEM)	62
Tableau IV.3	paramètres thermodynamiques du cycle idéal de congélateur	62
Tableau IV.4	Flux thermique traversant la paroi de congélateur solaire	70
Tableau IV.5	Caractéristiques générales de tube de condenseur	71
Tableau IV.6	Données géométriques du condenseur	72
Tableau IV.7	Paramètre thermodynamique du condenseur de congélateurs	74
Tableau IV.8	Le flux de chaleur de chaque zone	74
Tableau IV.9	résultats de Zone de désurchauffé	90
Tableau IV 10	Propriété de R134a à la température 48.75°C	92
Tableau IV 11	résultats de Zone de condensation	94
Tableau IV 12	dimensions standard de condenseur à tube et fils	96

NOMENCLATURE

Symbole	désignation	Unité
C_p	Chaleur spécifique a pression constante	J/Kg. K
C_v	Chaleur spécifique a volume constant	J/kg. k
h_c	Coefficient moyen d`échange convectif	W/m ² . °C
h_r	Coefficient moyen d`échange par rayonnement	W/m ² . °C
N_a	Nombre d`ailettes	
R_e	Nombre de Reynolds	
Pr	Nombre de Prandtl	
G_1	Vitesse massique au sommet de tube	Kg/h.m ²
G_2	Vitesse massique à la sortir du tube	Kg/h.m ²
Nu	Nombre de Nusselt	
σ	Tension superficielle	(N · m-1)
G_r	Nombre de Grshoff	
L	Longueur du tube	m
h_c	Coefficient d`échangé convectif	W/m ² .K
h_c	Coefficient d`échangé par rayonnement	W/m ² .K
A_a	Surface de l` ailette	m ²
g	Accélération gravitationnelle	
G	Vitesse massique	Kg/s.m ²
h	Enthalpie massique	KJ/kg
COP	Coefficient de performance de la machine	
K	Coefficient d`échange globale	W/m ² .K
P	Pression, Périmètre, puissance	Bar, mW
S	Surface d`échange	m ²
T	Température	K
ΔTLM	Différence de température logarithmique moyenne	°C
Q	Quantité de chaleur	J
S_a	Section de passage	m ²
T	Température	K ou °C
\emptyset	Le flux de chaleur	W

NOMENCLATURE

W	travail	j
ΔP	Pert de charge	bar
n_f	Nombre de file	
ρ	Masse volumique	Kg/m^3
β	Coefficient de dilatation volumique	K^{-1}
μ	Viscosité dynamique	$\text{Kg}/\text{m}\cdot\text{s}$
λ	Conductivité thermique	$\text{w}/\text{m}^2\cdot\text{k}$
σ	Constante de Stefan	$\text{w}/\text{m}^2\cdot\text{k}^4$
ε	Emissivity	
ν	Viscosité dynamique	m^2/s
C	coefficient de transmission linéique	$\text{W}/\text{m}\cdot\text{k}$
Fr	Nombre de foudre	
ρ_v	Masse volumique vapeur	Kg/m^3

Indice

a	ailette
c	Cond, convectif
e	Entrée, extérieur, épaisseur
c	Chaud ou condensation u convection
des	désurchauffe
f	Froid ou film ou fils
FF	Fluide frigorigène
HP	Haute pression
i	intérieure
m	moyen
T	Totale
s	Sortir, isentropique
l	liquide
v	vapeur
cr	critique
v	vitesse
m	Moyenne
g	gaz
p	Paroi
n	Nombre
r	Rayonnement, renouvellement d'air
j	joint
<i>eff</i>	effective

Introduction Générale

Les machines frigorifiques ont connu depuis les années soixante un développement important suite à leur utilisation pour les besoins de froid.

Le froid trouve de nombreuses applications dans des domaines très variés (industrie, agroalimentaire, confort thermique...) et c'est dans le domaine alimentaire que le froid occupe une place prépondérante, car il permet de limiter les gaspillages et de prolonger la durée de vie des produits, ce qui permet un élargissement des échanges.

Le travail porte sur le dimensionnement du condenseur du congélateur 314l et Ce dimensionnement nécessite l'établissement d'un bilan thermique sur un élément constitué de la paroi mère constituée par un tube et d'un fil appelé ailette.

La résolution de l'équation différentielle du second degré, obtenue à partir de bilan thermique permet de calculer l'efficacité de l'ailette et le rendement de la surface ailette, ce qui permettra de calculer les surfaces des tubes et ailettes.

Le tracé de cycle frigorifique de congélateurs solaire et le calcul des propriétés de R134a, les températures, enthalpique et le débit massique du fluide frigorigène sont obtenus par le logiciel SOLKANE 8.

Le mémoire comporte quatre chapitres :

Le premier chapitre est consacré aux généralités sur les machines frigorifiques.

Au second chapitre, des définitions sont présentées, concernant le condenseur et son rôle dans l'installation frigorifique et sa classification, ainsi que sa fonction.

Au troisième chapitre, on présente les différents modes de transfert de chaleur et quelques corrélations pour calculer le coefficient d'échange convectif lors de la condensation et les méthodes de calculs.

Le dernier chapitre comporte trois parties :

La première partie présente les caractéristiques du congélateur 314l où nous avons donné les caractéristiques générales et la description des composantes principales du congélateur ainsi que le cycle théorique du congélateur 314l.

Dans la deuxième partie, nous avons établi le bilan thermique du congélateur et calculé le débit du fluide frigorigène.

Dans la dernière partie, nous avons exposé la méthode de dimensionnement de condenseur du congélateur avec application numérique.

I. Introduction

Fournir du froid à un milieu, c'est lui extraire de la chaleur ce qui se traduit par un abaissement de sa température et aussi, bien souvent, par des changements d'états: condensation, solidification,...etc. L'échange de chaleur s'effectue spontanément dans un sens parfaitement déterminé, de la source chaude vers la source froide; c'est la transformation irréversible. « La chaleur ne peut passer spontanément d'un corps froid vers un corps chaud », c'est l'énoncé de CLAUSIUS du second principe de thermodynamique.

Lorsque le but recherché est l'extraction de chaleur à un corps, ou un milieu, pour le refroidir ou le maintenir à une température inférieure à celle d'ambiance, c'est-à-dire lorsqu'il s'agit de produire du froid, le système thermodynamique qui effectue cette opération prend naturellement le nom de machine frigorifique.

I.1 Historique :

Produire du froid est un procédé relativement récent à l'échelle historique. Durant l'antiquité, les Grecs et les Romains conservaient le froid hivernal sous forme de neige ou de glace stockée dans des abris souterrains isolés à l'aide de paille ou de foin, ce qui permettait de rafraîchir les boissons et la nourriture même pendant l'été. C'est durant cette même période de l'histoire que l'on découvrit que l'on pouvait obtenir des températures plus basses en mélangeant de la glace pilée et du sel marin.

Plus récemment, au XIXème siècle, la production de froid se développa très rapidement avec l'avancement des connaissances en électricité.

Les Mésopotamiens se servaient de fosses remplies de glace pour conserver la viande.

Les Grecs et les Romains entassaient de la glace et de la neige en hiver dans des fosses profondes, recouvertes par de la paille. La viande gardée dans ces glaciers primitives restait fraîche jusqu'à l'été, sans qu'il soit nécessaire de la saler ou de la fumer.

- 1805 - La première machine frigorifique à compression d'éther est inventée
- 1844 -Création de la machine frigorifique à air
- 1859 - Apparition de la première machine frigorifique à absorption
- 1913 - Le premier réfrigérateur domestique fait son apparition
- 1913 -Le Démêler, fabriqué à Chicago, est le premier réfrigérateur domestique fonctionnel.

- 1919 -La marque Frigidaire fait son apparition
- 1928 - Découverte des molécules de CFC 12 par Medley&Henné de la division Frigidaire de Général Motors.
- 1931 - La fabrication industrielle commence avec Electrolux
- 1938 - premier groupe frigorifique mécanique pour remorque : le Modèle (A) par la société Thermo King.
- 1939 - premier réfrigérateur à deux températures, qui permettait de conserver des aliments congelés dans l'un des compartiments.
- 1944 - machine frigorifique à absorption - Le réfrigérateur à absorption a été mis au point par la société suisse Sabir.
- 1964 - Les réfrigérateurs à deux (2) portes font leurs apparitions
- Années 70 : Les appareils s'accessoirisent : lumière, différents compartiments
- Années 80:Apparitions des premiers réfrigérateurs combinés et des appareils bimoteurs
- Années 90 : De nouveaux gaz plus propres sont utilisés
- 1998 - le réfrigérateur-congélateur de la société Daewoo est équipé d'une porte à cristaux liquides. Cette transparence temporaire de la porte permet de réaliser des économies en énergie en évitant toute déperdition de froid.
- 1999 - Création d'un prototype de réfrigération solaire à adsorption ; plusieurs frigos solaires de ce type sont utilisés en Afrique
- Années 2000 : Le véritable défi devient l'environnement

I.3 Définition de circuit frigorifique :

Le circuit frigorifique est un réseau à l'intérieur d'une machine frigorifique composé de tous les éléments techniques générant du froid.

Le circuit frigorifique est généralement constitué de liaisons de fluide frigorigène et des équipements frigorifiques tels le compresseur, le condenseur, l'évaporateur et le détendeur.

Le circuit frigorifique est souvent attribué à la climatisation et la réfrigération. [1]

Le schéma du principe de son fonctionnement est présenté par la figure (I.1)

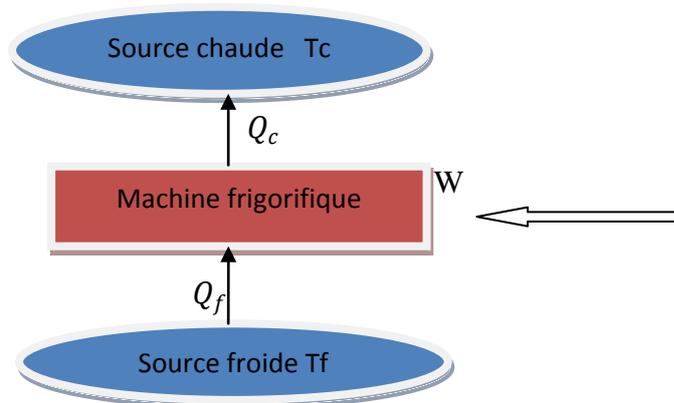


Figure I .1: schéma de principe d`une machine frigorifique

I.4 Les composants de circuit frigorifique :

Le cycle frigorifique compression, condensation, détente, évaporation est un principe thermodynamique utilisant les propriétés physiques d'un fluide pour assurer un transfert de chaleur ou d'énergie.

Les principaux composants du circuit frigorifique sont les suivants:

Le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur.

I.4.1.Évaporateur

Placé à l'intérieur du local à refroidir, on l'appelle unité intérieure.

L'évaporateur est lui aussi un échangeur de chaleur, le fluide liquide provenant du détendeur va entrer en ébullition dans l'évaporateur en absorbant de la chaleur au fluide extérieur, (l'eau, l'air..) c'est la phase d'évaporation. Le gaz est ensuite aspiré par le compresseur pour un nouveau cycle.

I.4.2 Compresseur :

Le compresseur aspire le gaz à basse pression et à basse température, l'énergie mécanique du compresseur va permettre une élévation de la pression et de la température.

I.4.3 Condenseur :

Les gaz chauds à haute pression et haute température venant du compresseur se dirigent vers le condenseur où ce dernier est un échangeur qui permettra aux gaz de se

condenser par échange avec un fluide extérieur (l'eau, l'air..) à température et pression constante, c'est la phase de condensation, la vapeur se transforme en liquide.

I.4.4 Détendeur :

Le liquide formé dans le condenseur est détendu par abaissement brusque de la pression au passage du détendeur.

Il est de petite taille. Il s'agit en général d'un robinet dont la position de la soupape fait varier la perte de charge (chute de pression) et donc le débit de fluide frigorigène.

Remarque :

En effet, en plus des quatre principaux éléments qui sont le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur, une machine peut également comporter les éléments suivants :

- Un sous-refroidisseur est un échangeur placé à la sortie du condenseur qui cède de la chaleur à une source de température intermédiaire entre celle de la source chaude et celle de la source froide. Cet élément améliore la performance du système.
- Un surchauffe est un échangeur placé à la sortie de l'évaporateur, qui permet la surchauffée du gaz avant l'aspiration du compresseur. Cette surchauffe est assurée par le sous-refroidissement du liquide chaud sortant du condenseur.

I.5 Classification des machines frigorifiques :

I.5.1 Machine à absorption:

Le frigorigène, dont l'évaporation produit l'effet frigorifique, repasse à l'état liquide selon un processus en trois phases (absorption par un solvant, distillation, condensation) équivalant à une compression.

Ces installations ont l'avantage d'être silencieuses et bon marché, quoique le rendement soit plus petit que les machines à compression. [2]

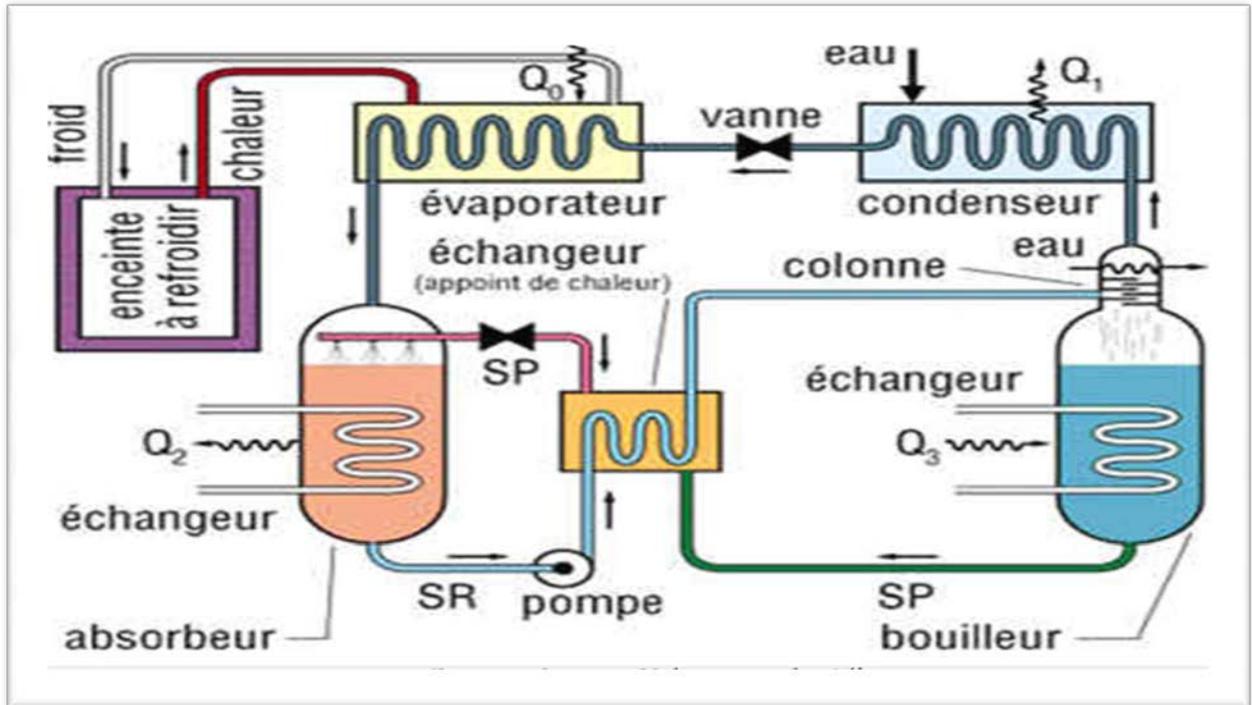


Figure I.2: Principe de fonctionnement d'une machine à absorption.

I.5.2 Machine à éjection:

Dans ce type de machines frigorifiques, le compresseur mécanique est remplacé par un éjecteur. Il est composé d'une chambre de mélange où arrive la vapeur motrice à travers une tuyère et la vapeur aspirée, mais aussi d'un diffuseur où le mélange se comprime et est éjecté vers le condenseur.

Ces installations se différencient selon les fluides chlorofluorés ou de la vapeur d'eau qu'on emploie. [2]

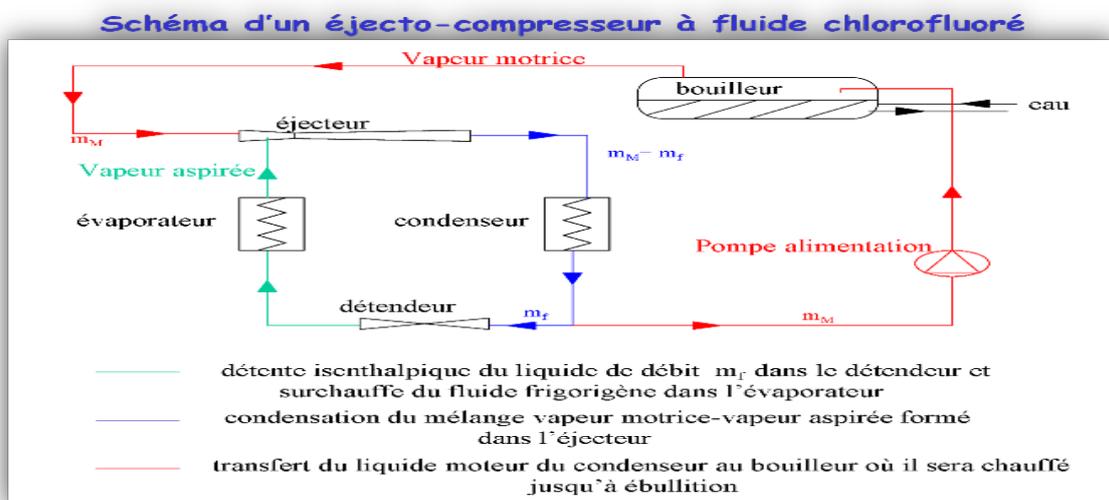


Figure I.3 : principe de fonctionnement d'une machine à éjection.

I.5.3 Machine à compression:

La vapeur issue de l'évaporateur est aspirée par un compresseur. En raison de leur simplicité et de leur efficacité, ces machines sont les plus utilisées. Elles sont dites mono-étagées si elles utilisent un seul étage de compression. Mais si les températures à produire sont plus basses, les cycles mono-étagés présentent divers inconvénients, notamment la

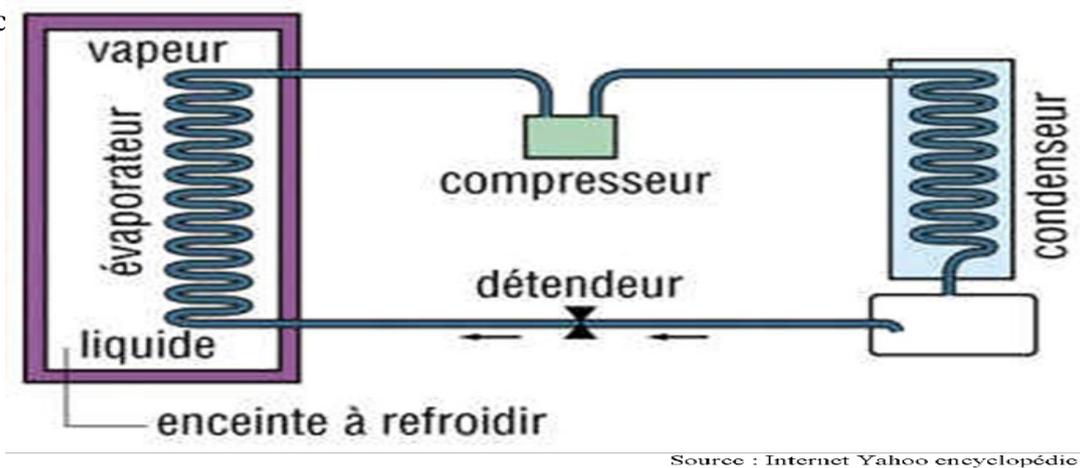


Figure I.4 : principe de fonctionnement d'une machine à compression.

I.6 Principe de fonctionnement de la machine frigorifique à compression

Toute installation frigorifique à compression se compose de quatre parties principales (fig. I.5), qui sont l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et le détendeur, ces différents éléments sont reliés entre eux par un réseau de tuyauterie adéquat, ce circuit est rempli d'un liquide facilement vaporisable : le fluide frigorigène.

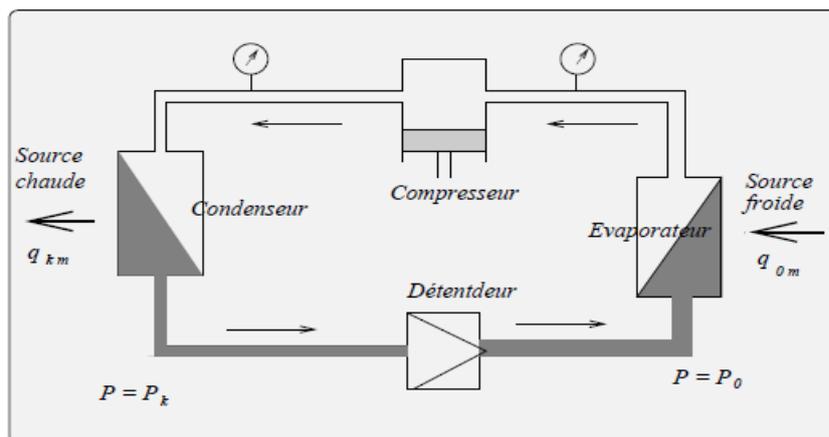


Figure 1.5 : Principe de fonctionnement de la machine frigorifique à compression.

La chaleur q_{0m} cédée au fluide frigorigène par la source froide entraîne la formation de la vapeur par changement d'état du fluide frigorigène.

La quantité de chaleur extraite à l'évaporateur, augmentée de l'équivalence calorifique de l'énergie de compression W , est évacuée par le condenseur vers le milieu extérieur qui l'entoure et qui par conséquent s'échauffe.

Dans le condenseur, le fluide cède sa chaleur tout d'abord sous forme sensible (désurchauffe) puis sous forme latente (condensation) et se liquéfie.

La détente du fluide frigorigène liquéfié depuis la pression de condensation jusqu'à la pression d'évaporation s'effectue généralement par laminage dans l'organe de réglage.

Dans toute détente s'accompagnant d'un refroidissement, la chaleur libérée par le fluide va servir à vaporiser une partie du fluide frigorigène liquide. Le mélange de fluide liquide froid et de vapeur détendus est renvoyé à l'évaporateur et lui permet de recommencer un nouveau cycle.

I.7 Cycle d'une machine frigorifique à compression

Par définition un cycle en physique est une évolution d'un système au terme de laquelle il revient à son état initial. Ceci suppose que la transformation s'accompagne d'une variation selon la loi générale de la physique des corps impliqués. Le cas le plus simple et le plus courant est celui où le système ne contient qu'un seul corps (fluide pur) ou composant simple assimilable à un corps pur (mélange azéotropique). [3]

Le calcul d'une machine frigorifique s'effectue sur la base du tracé du cycle frigorifique de la machine.

Les principaux paramètres permettant d'effectuer le tracé de ce cycle frigorifique sont les suivants :

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

Le régime de fonctionnement d'une machine frigorifique est défini par :

- ❖ La température de condensation.
- ❖ La température d'évaporation
 - Cycle frigorifique de référence

Les différentes évolutions du fluide frigorigène dans la machine frigorifique sont représentées sur le diagramme enthalpique, il s'agit du cycle frigorifique de la machine communément appelé cycle de référence ou cycle pratique par les frigoristes. [4]

Le fluide frigorigène (FF) circulant dans le circuit frigorifique suit les évolutions suivantes :

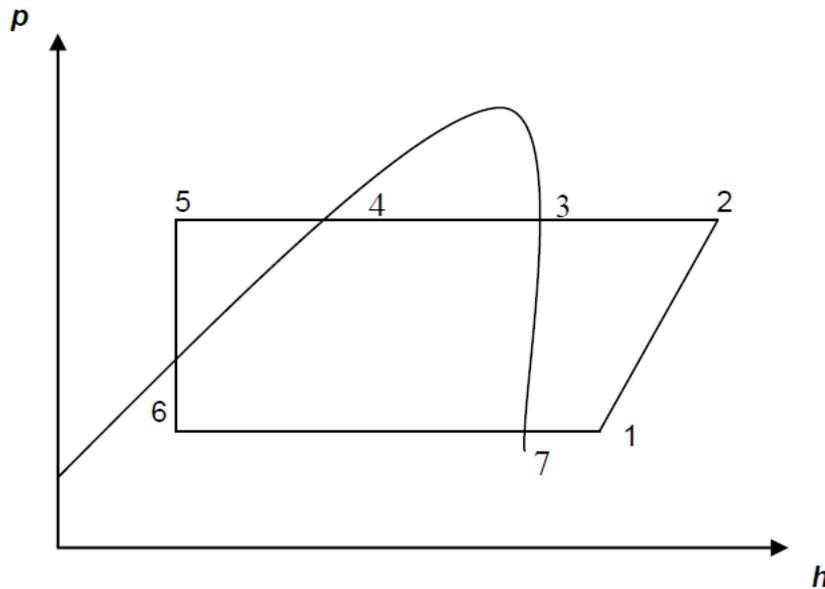


Figure I.6 : Le cycle frigorifique de référence.

- ❖ Entre 1 et 2 : compression des vapeurs de FF qui passent d'un niveau de basse pression (BP) à un niveau de haute pression (HP).
- ❖ Entre 2 et 3 : désurchauffe des vapeurs de FF (HP).
- ❖ Entre 3 et 4 : condensation des vapeurs de FF (HP) qui deviennent du FF liquide (HP).
- ❖ Entre 4 et 5 : sous refroidissement du FF liquide (HP).
- ❖ Entre 5 et 6 : détente du FF liquide (HP) qui devient un mélange de liquide (BP) et d'une faible quantité de vapeurs (BP).
- ❖ Entre 6 et 7 : évaporation du FF liquide (BP) qui devient des vapeurs de FF (BP).
- ❖ Entre 7 et 1 : surchauffe des vapeurs de FF (BP).

Le cycle frigorifique de référence (cycle pratique) permet d'effectuer l'étude et le dimensionnement des machines frigorifiques avec une précision acceptable.

En pratique, ce cycle est tracé sur les bases suivantes :

- Compression isentropique.
- Détente isenthalpique.
- Surchauffe de 5°C (pour étude de conception) ou SC mesurée.
- Sous-refroidissement de 5°C (pour étude de conception) ou SR mesuré.

Le cycle frigorifique de référence (cycle pratique) permet de s'affranchir des cycles frigorifiques proposés par la théorie de la thermodynamique appliquée à savoir :

- Le cycle théorique.
- Le cycle parfait.
- Le cycle réel.

Néanmoins, ces cycles présentent un grand intérêt pour l'étude théorique des systèmes thermodynamiques. [5].

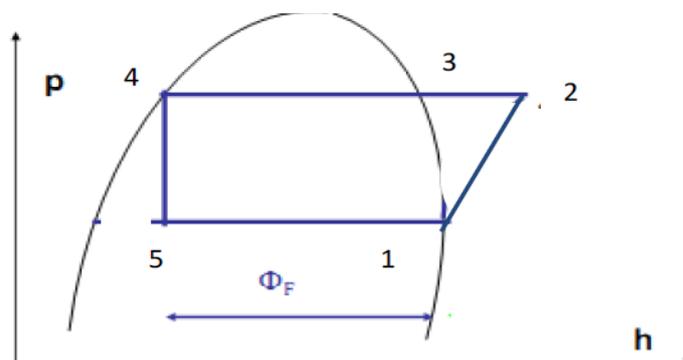
I.7.1 Le cycle théorique :

Ce cycle qui est représenté par les points 1-2-3-4-5 est établi sur la base suivante : [5]

- Pas de perte de charges dans les tubulures.
- Pas de SC au niveau de l'évaporateur.
- Pas de SR au niveau du condenseur.

Les transformations thermodynamiques subies par le FF à l'intérieur de la machine sont les suivantes :

- Compression isentropique du FF vapeur entre les points 1 et 2.
- Condensation isothermique entre les points 2 et 4
- Détente isenthalpique entre les points 4 et 5
- Évaporation isothermique entre les points 5 et 1.



I.7 : Cycle théorique d'une machine frigorifique.

I.7.2 Cycle parfait:

Ce cycle qui est représenté par les points 1'-2'-3'-4' est établi sur la base suivante :

- Pas de perte de charges dans les tubulures.
- SC au niveau de l'évaporateur.
- SR au niveau du condenseur

Les transformations thermodynamiques subies par le FF à l'intérieur de la machine sont les suivantes :

- ❖ Compression isentropique entre les points 1' et 2'.
- ❖ Condensation iso thermique entre les points 2' et 3.
- ❖ SR du FF à la sortie du condenseur entre les points 3 et 3'.
- ❖ Détente isenthalpique entre les points 3' et 4'.
- ❖ Evaporation isothermique entre les points 4' et 1.
- ❖ SC du FF à la sortie de l'évaporateur entre les points 1 et 1'

I.7.3 Cycle réel :

Ce cycle qui est représenté par les points 1''-2'''-3'-4' est établi sur la base suivante.

– La compression est poly tropique, le point 1' se translate au point 1'' (l'intégralité du travail de compression n'est pas transmise au FF à cause des échanges thermiques entre le système et le milieu extérieur).

– Le point 2' devient 2''' pour tenir compte de:

- L'énergie perdue (notion de rendement indiqué).
- Pertes mécaniques.

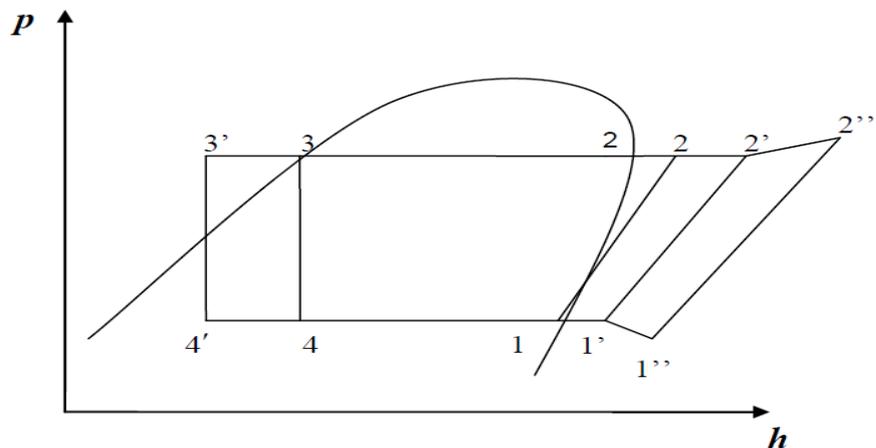


Figure I.8 : Les cycles frigorifiques.

1.8 COP d'une machine frigorifique :

La machine frigorifique est énergétiquement efficace si elle demande peu d'énergie pour atteindre les performances souhaitées, son efficacité est quantifiée par le COP, coefficient of Performance, Ce coefficient est défini comme le rapport entre la quantité de chaleur Q_f absorbée par l'évaporateur et l'équivalence calorifique d'énergie totale absorbée par cette machine.

$$\text{COP} = \frac{\text{chaleur prélevée à la source froide}}{\text{travail fourni}}$$

Le premier principe de la thermodynamique permet d'écrire pour un système réversible dont la température des deux sources sont constante ;

$$W + Q_f = Q_c \quad \text{I.1}$$

$$\text{D'où ; } W = Q_c - Q_f \quad \text{I.2}$$

Le second principe de la thermodynamique permet d'écrire pour ces mêmes systèmes :

$$\frac{Q_f}{T_f} - \frac{Q_c}{T_c} = 0 \quad \text{I.3}$$

T_f : est la température de source froide

T_c : est la température de source chaude

A partir de la relation (I-2) et (I-1) on aboutit à :

$$\text{COP idéal} = \frac{Q_f}{W} = \frac{T_f}{T_f - T_c}$$

Le rendement frigorifique est alors défini par :

$$\eta_{\text{Th}} = \frac{\text{cop}_{\text{th}}}{\text{cop}_{\text{idéal}}} \quad \text{I.4}$$

Remarque:

- Nous travaillons avec un diagramme enthalpique- pression qui permet de connaître directement la quantité de chaleur Φ .
- Il existe deux diagrammes enthalpique :

Le diagramme h, p également appelé diagramme de molle, qui porte des enthalpies en abscisses et les la pression en ordonnées en échelle arithmétique.

Le diagramme h .lg P dont l'axe des abscisses porte toujours les enthalpies en échelle arithmétique, mais dont l'axe des ordonnées porte la pression en échelle logarithmique.

I.9 configuration des systèmes frigorifiques :**I.9.1 Les systèmes directs:**

Un système direct est une installation dont le transfert de chaleur est réalisé par le réfrigérant, on le prévoit généralement pour une petite machine frigorifique dont le condenseur et le compresseur sont placés à l'extérieur du milieu à refroidir et dont l'évaporateur est placé dans ce même milieu. L'air est alors directement refroidi par le fluide frigorigène en circulation dans l'évaporateur.

I.9.2 les systèmes indirects:

Les systèmes indirects sont utilisés dans des installations de grandes tailles, le transport du froid s'effectue par un frigoporteur et la quantité de réfrigérant nécessaire est fortement réduite. [6]

I.10 fluides frigorigènes :

I.10.1 Définition de fluide frigorigène : Un fluide frigorigène est une substance qui évolue dans le circuit d'une machine frigorifique, et qui, grâce à un phénomène endothermique consistant en un changement d'état faisant passer la substance de l'état liquide à l'état gazeux dans un évaporateur, permet de produire du froid par retrait de chaleur, celle-ci étant évacuée hors de la machine par un phénomène exothermique consistant en un changement d'état inverse du précédent. C'est-à-dire faisant passer la substance de l'état gazeux à l'état liquide. [6]

Dans un circuit frigorifique, le fluide frigorigène véhicule deux éléments :

- Les calories. Celles-ci sont captées au niveau de l'évaporateur et du compresseur. Elles sont ensuite évacuées au niveau du condenseur.
- L'huile du compresseur, ou encore appelé cum (en anglais). En effet, l'huile du compresseur est utile pour les autres organes du circuit frigorifique afin d'améliorer l'étanchéité du circuit

I.10.2 différentes catégories de fluide frigorigène :

On distingue parmi les gaz réfrigérants des différentes catégories de molécules :

- les chlorofluorocarbures(CFC)
- les hydro chlorofluorocarbures(HCFC)
- les hydrofluorocarbures (HFC)

- les per fluorocarbures(*PFC*) ou hydrocarbures perfluorés ;
- les hydrocarbures sont des composés organiques ne faisant pas partie des catégories précédemment citées ;
- les composés inorganiques comme l'ammoniac ;
- le CO_2 , abandonné lors de la découverte des gaz fluorés et de leurs propriétés, mais il est de nouveau utilisé aujourd'hui.

I.10.3 fluides frigorigènes utilisés avant 1929:

Les principaux gaz utilisés avant 1929 pendant la première période du froid artificiel étaient :

- le dioxyde de soufre(SO_2)
- le chlorométhane (CH_3Cl)
- le dioxyde de carbone (CO_2)
- le chloroéthane (C_2H_5Cl)
- L'ammoniac (NH_3).

Tous ces fluides avaient des propriétés thermodynamiques intéressantes mais ils présentaient tous un inconvénient, par exemple un danger pour l'homme de par leur toxicité ou du fait qu'ils étaient combustibles ou demandent des tubes et compresseurs à très haute pression (CO_2)

I.10.4 fluides frigorigènes utilisés entre 1929 et le Protocole de Montréal:

En 1929, un savant américain, Thomas Midgley et son équipe produisent les premières molécules de Dichlorodifluorométhane(CCl_2F_2)ou R12. Le R12 et les fluides frigorigènes de la même famille ont la propriété d'être relativement inoffensifs pour l'homme et d'être intéressants du point de vue thermodynamique.

Ils furent fabriqués industriellement à partir de 1932 (R12 et R11) sous le nom de fréon. Ces fluides frigorigènes sont des dérivées du pétrole.

I.10.5 Classification des fluides frigorigènes:

Les fluides frigorigènes obéissent à une classification qui permet une désignation précise de chaque fluide.

Cette classification est effectuée sur la base de critères différents suivant la famille ou la sous-famille de fluides considérés.

Les fluides frigorigènes sont divisés en deux grandes familles qui sont :

-Les composés inorganiques

-Les composés organiques

I.10.5.1 : Les composés inorganiques:

Les fluides de cette famille sont ceux de la série 700.

Le fluide le plus utilisé de cette famille est l'ammoniac (NH_3) et il est désigné par R717.

R: désigne Réfrigérant

Le 7 des centaines désigne la série 700

Le 17 représentant les deux derniers chiffres, désigne la masse molaire du corps (14 pour l'azote « N » et 3 pour l'hydrogène « H »).

Autres exemples de composés inorganiques :

L'eau (H_2O) : R718

Le dioxyde de carbone (CO_2) : R744

1.10.5.2: Les composés organiques:

Les composés organiques sont des dérivées du méthane (CH_4) et de l'éthane (C_2H_6).

Ils se divisent en trois sous-familles :

-Les corps purs

-Les mélanges (de corps purs)

-Les hydrocarbures

A / Les corps purs:

❖ Les corps purs se regroupent en trois sous-groupes suivant leur composition chimique :

-Les C F C (chlorofluorocarbone) – exemple le R12

-Les H C FC (hydro chlorofluorocarbone) – exemple le R22

-Les HFC (hydrofluorocarbure) – exemple le R134a

La caractéristique principale d'un corps pur est qu'il se condense et s'évapore à température et pression constante.

Les molécules des C F C sont complètement halogénées.

Ceux des HFC ne contiennent aucun atome de chlore.

B/Les mélanges:

Les mélanges de corps purs se regroupent en deux sous-groupes que sont :

Les mélanges azéotropiques qui se comportent comme des corps purs.

Les mélanges des fluides azéotropiques sont des fluides frigorigènes de la série 500, exemple : R 502

Les mélanges azéotropiques qui ne sont pas des corps purs.

Les mélanges des fluides azéotropiques sont des fluides frigorigènes de la série 400.

Exemple : R 404 a (mélange de 52% de R143a, de 44% de R125 et de 4% de R 134a).

C/ Les hydrocarbures:

Les fluides frigorigènes du type hydrocarbure proviennent essentiellement du raffinage du pétrole mais également du dégazolinage (récupération de l'hydrocarbure liquide) du gaz Naturel.

Ce sont essentiellement le R600 (butane), le R600a (isobutane) et le R290 (propane) qui est le plus utilisé.

Contrairement aux autres fluides frigorigènes, les hydrocarbures sont hautement inflammables [7].

I.10.6 Critères de choix d'un frigorigène

Les critères à considérer lors du choix d'un frigorigène sont :

- Chaleur latente de vaporisation très élevée
- Faible rapport de pression
- Faible volume massique de la vapeur saturée
- Température critique très élevée
- Composition chimique stable dans les conditions de fonctionnement de la machine frigorifique
- compatibilité avec les matériaux de l'installation
- coût peu élevé et approvisionnement facile

Les critères de choix sont si nombreux qu'aucun fluide ne les possède tous, le choix ayant alors sur celui qui en possède le plus [8]

Le R134a a été choisi par l'ENIEM pour la machine frigorifique qui porte le condenseur dimensionné dans le quatrième chapitre.

I11 isolation thermique :

Isoler thermiquement une enceinte consiste à garnir ces parois d'un matériau mauvais conducteur de la chaleur et qui, de ce fait, limitera les entrées de chaleur en provenance ou vers l'extérieur [9].

Les isolants utilisés dans l'industrie frigorifique sont des matériaux souvent constitués d'un nombre de cellules fermées contenant un gaz, à très faible conductivité thermique tels que le CO_2 , le R11 et le R113.

L'industrie frigorifique utilise un grand nombre des matériaux isolants, les principaux sont :

- ❖ d'origine inorganique :
 - Fibre de verre
 - Verre cellulaire
- ❖ d'origine organique :
 - Liège.
- ❖ Isolants de synthèses :
 - Polystyrène expansé
 - Mousse de polyuréthane expansée

▪ **Caractéristiques générales des isolants :**

Un matériau isolant de qualité doit être :

- non toxique
 - résistant à la pression et au choc
 - ne pas servir d'aliment aux rongeurs et aux parasites
 - léger et non hygroscopique
 - ininflammable et ignifuge
- **mousse de polyuréthanes expansée pure**

Les mousses rigides de polyuréthane constituent une catégorie de matériaux isolants qui connaissent un important développement en isolation frigorifique. La conductivité thermique de ces matériaux est la plus faible de tous les isolants couramment employés ($\lambda=0,0215\text{w/m.k}$).

Formule chimique	unité	CH ₂ FCF ₃
Poids moléculaire	[kg/mol]	102
Point d'ébullition à 1.013 bars	[°C]	-26.1
Température critique	[°C]	101.1
Pression critique	[bar]	40.6
Viscosité du liquide saturé	[mPa s]	0.332
Viscosité du liquide saturé	[m Pas]	0.197
Viscosité de la vapeur saturée	[m Pas]	0.012
Conductivité thermique du liquide saturé	[W/ (m. k)]	0.101
Conductivité thermique du liquide saturé	[W/ (m.k)]	0.084
Conductivité thermique de la vapeur saturée	[W/ (m. k)]	0.014
Chaleur massique spécifique du liquide saturé Cp	[kJ/ (kg K)]	1.425
Chaleur massique spécifique de la vapeur saturée Cp	[kJ/ (kg K)]	1.011
Ratio c_p/c_v (vapeur saturée)	[-]	1.23
Densité du liquide saturé	[kg/m ³]	1206
Densité de la vapeur saturée	[kg/m ³]	32.35
Enthalpie d'évaporation	[kJ/kg]	177.5
Limites d'inflammabilité dans l'air	[% par vol.]	aucune

Tableau I.1 : Les propriétés physiques du R134a

I.12 Conclusion

Ce chapitre donne une idée sur les composantes du circuit frigorigène, le fluide frigorigène et la machine frigorifique à compression. On s'y intéresse à la machine de compression de vapeur et de cycle frigorifique de référence.

II.1. Introduction

Les échangeurs de chaleur sont présents dans plusieurs secteurs industriels (chimie, transformation de l'énergie, agroalimentaire...). Dans l'industrie du chauffage et du froid, ces appareils jouent un rôle essentiel pour la majorité de leur application, où ils doivent garantir une grande surface d'échange de chaleur pour un volume externe le plus réduit possible.

Dans ce chapitre, nous nous intéressons à la définition et la description d'un type particulier d'échangeurs de chaleur : le condenseur, et à son rôle dans une installation frigorifique et son fonctionnement et sa classification et enfin au phénomène de condensation.

II.2. Définition

Un échangeur de chaleur est un appareil qui permet de transmettre la chaleur d'un fluide à un autre séparés par une paroi à travers laquelle les échanges se font par conduction. La transmission de chaleur (fluide-paroi) se fait par convection, le rayonnement n'intervient d'une manière sensible que s'il existe des différences de température très importantes entre un fluide semi-transparent et la paroi.

Dans certains appareils, l'échange de chaleur est associé à un changement de phase de l'un des fluides, le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, etc. [10]

II.3. Classification des échangeurs de chaleur

II.3.1. Classification selon le critère technologique

- A tube : monotube, multitubulaire, coaxiaux et tube à ailettes.
- A plaque : à surface primaire ou à surface secondaire.
- Autres types : contact direct...

II.3.2. Classification suivant le sens relatif des écoulements des deux fluides

Il existe :

- Les échangeurs à courant parallèle anti-méthodique : l'écoulement parallèle des deux fluides s'effectue dans le même sens.
- Les échangeurs à contre-courant ou échangeurs méthodiques : l'écoulement parallèle des deux fluides s'effectue en sens contraire.

- Les échangeurs à courant-croisé avec ou sans brassage : les lignes de courant des fluides sont perpendiculaires les une par rapport aux autres, cependant la configuration à courant-croisé peut être à Co-courant ou à contre-courant.

II.3.3. Classification suivant le sens fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase ; dans ce cas, on dit que l'écoulement est monophasique ou diphasique.

On rencontre alors les différents cas suivants :

- les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapora-condenseurs.
- Un fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs. [11]

II.4. Condenseurs

II.4.1. Définition

Le condenseur est un échangeur thermique qui récupère le fluide frigorigène venant du compresseur à l'état gazeux sous haute pression pour le refroidir, afin de le rendre à l'état liquide saturé, en cédant de la chaleur.

II.4.2. Classification des condenseurs

II.4.2.1. Condenseurs refroidis par l'air

Il existe deux types de condenseurs :

- **Condenseurs à circulation d'air naturel**

On distingue les condenseurs à tubes lisses et les condenseurs à tubes à ailettes. L'air au contact du faisceau à ailette (ou du faisceau de tube) s'échauffe et s'élève laissant la place à l'air le plus frais. Ces condenseurs ne nécessitent aucune énergie pour la circulation de l'air mais le coefficient d'échange thermique global est faible. Ils ne sont utilisés que pour les installations à de très faibles puissances (armoires, meubles ménagères ou appareils similaires).[12]

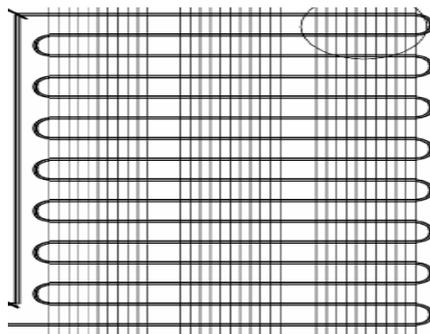


Figure II.1 : Condenseur à circulation d'air naturel.

- **Condenseurs à circulation d'air forcé**

Pour des puissances frigorifiques supérieures à celles installées sur des armoires ou meubles ménagers, il est indispensable d'utiliser des condenseurs à circulation d'air forcé afin que les appareils utilisés soient d'un encombrement compatible. Avenant, ces condenseurs sont utilisés pour des groupes frigorifiques dit groupes commerciaux.

Ils sont alors placés sur le socle du groupe compresseur et l'hélice de ventilation est montée sur la poulie du moteur d'entraînement du compresseur, s'il s'agit d'un compresseur entraîné par courroies.

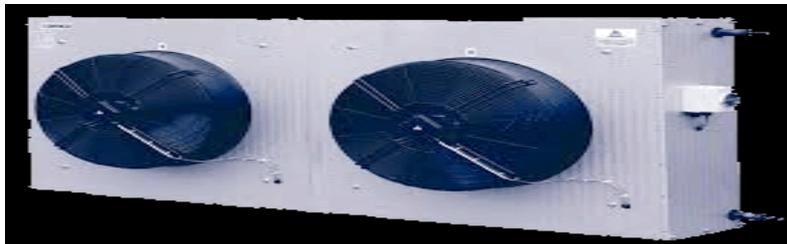


Figure II.2 : Condenseur à air forcé.

- **Condenseurs à air à convection forcée verticaux :**

Ils sont utilisés pour les petites et moyennes puissances, la vapeur surchauffée entre par le collecteur supérieur et le liquide sous-refroidi sort par le collecteur inférieur.



Figure II. 3 : Condenseur à air à convection forcée vertical.

➤ Condenseurs à air à convection forcée horizontaux :

Ils sont utilisés pour des puissances supérieures, les sections sont disposées en parallèle qui permettent un meilleur équilibre thermique. La vitesse moyenne de l'air est comprise entre et 4 m/s pour limiter les pertes de charge et le niveau sonore.

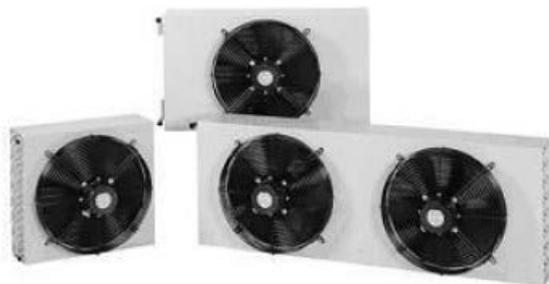


Figure II.4 : Condenseur à air a convection forcée horizontal.

Les condenseurs sont généralement constitués :

- Soit d'acier inoxydable (tube et ailettes)
- Soit de tubes en acier inoxydable et d'ailettes en aluminium.

II.4.2. 2. Condenseurs refroidis par l'eau :

L'eau comme l'air, absorbe le flux calorifique du fluide frigorigène sous forme de chaleur sensible, ce qui se traduit par échauffement de l'eau servant à la condensation. [12]

➤ **Condenseurs à tubes :**

• **Condenseurs à immersion :**

Ce sont les plus anciens condenseurs à eau réalisés. Ils sont néanmoins toujours utilisés sous une forme permettant de combiner condenseurs et réservoir de liquide. Ils peuvent être réalisés en version horizontale ou verticale.

Dans la version horizontale, le condenseur comporte une bouteille en tôle acier roulée et soudée ou constituée par un tube d'acier étiré sans soudure ; fermé par deux fonds emboutis soudés. Le fluide se condense à l'extérieur du serpentín de circulation d'eau constitué par un tube en cuivre lisse ou à ailettes extrudées enroulées en spirale à axe horizontal. Le fluide condensé est recueilli dans la base de la bouteille à puissance calorifique égale. Ils le sont plus que dans la version verticale, aussi leur capacité de condensation ne dépasse guère 8000W.

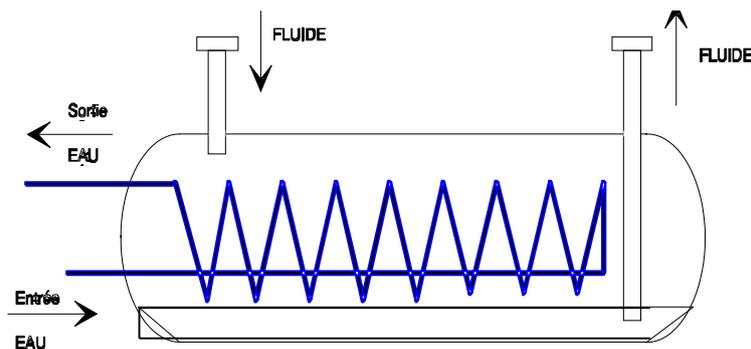


Figure II .5 : schéma d'un condenseur à immersion horizontale.

En version verticale, ils assurent la continuité des premiers en ayant une gamme de capacité de condensation d'ordre de 12000à 70000 W et le principe fonctionnel reste le même, la circulation d'eau à l'intérieur des tubes de cuivre à ailettes extrudées et la condensation du fluide à l'extérieur du faisceau de tubes enroulés en hélice à axe vertical, la bouteille en acier sert également de réservoir de liquide.

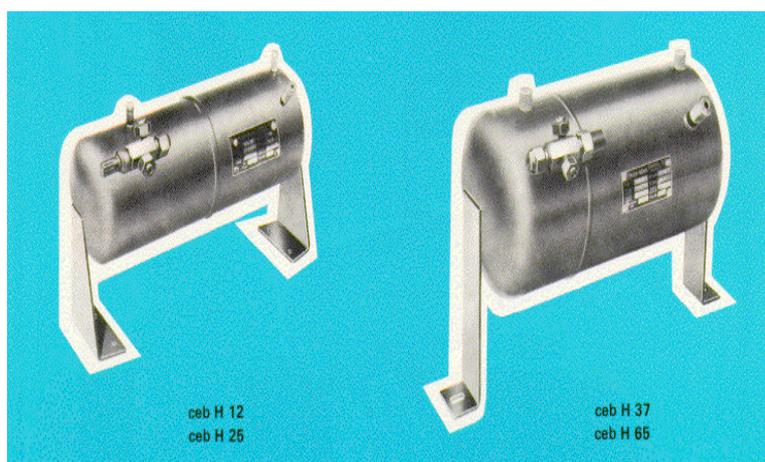


Figure II.6 : condenseurs à serpentín horizontal.

- **Condenseurs coaxiaux à contre-courant**

Conception : Afin d'augmenter la vitesse de l'eau au contact de la paroi du tube dans lequel circule le fluide, on a recours à une solution simple consistant à placer concentriquement deux tubes. Le fluide circule dans l'espace annulaire et l'eau dans le tube intérieur, il est alors possible de faire circuler les deux fluides à contre-courant qui donne un meilleur échange de chaleur.

Pour des puissances modérées, ces condenseurs sont généralement de forme spiroïdale.

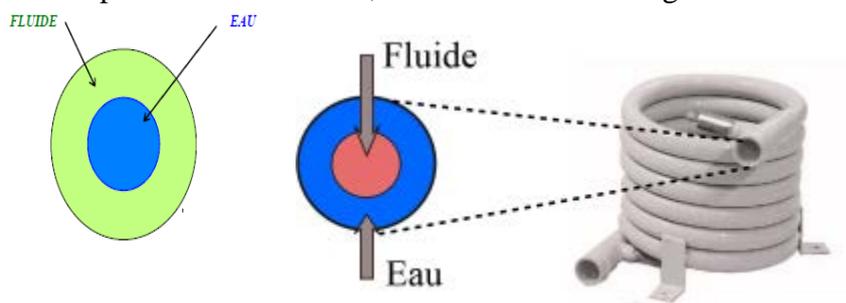


Figure .II. 7 : Tubes concentriques.

Dans leurs conceptions pour les machines commerciales, ces condenseurs peuvent être exécutés en tubes de cuivre d'une seule longueur. Les deux tubes placés l'un dans l'autre sont ensuite cintrés, ce qui évite tout coude rapporté. La surface de ces condenseurs est évidemment limitée par la longueur droite des tubes dont on dispose pour les fabriquer.

Pour les machines industrielles, les tubes dans lesquels circule le fluide sont réunis entre eux par des manchettes soudées, ces tubes étant eux-mêmes soudés à leurs extrémités sur les tubes de circulation d'eau.

Quel que soit le modèle utilisé, les condenseurs coaxiaux nécessitent en général la présence sur le circuit d'une bouteille réservoir de liquide. Cette bouteille permet d'accumuler une certaine quantité de liquide frigorigène qui, sans la présence de celle-ci, engorge les dernières spires du condenseur et diminue d'autant la surface libre pour la condensation du fluide.

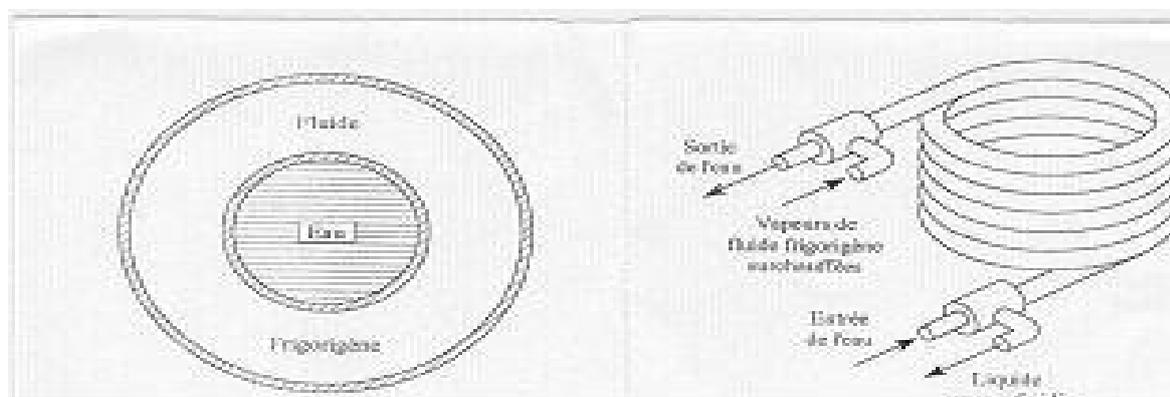
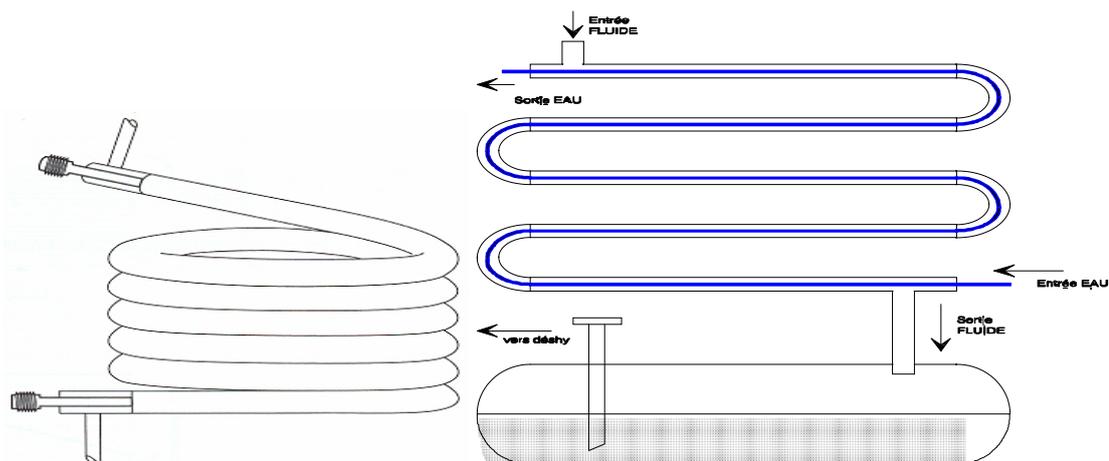


Figure II.8 : Les condenseurs coaxiaux à contre-courant.

➤ Condenseurs multitubulaires :

Ils sont l'aboutissement logique des condenseurs à double tube et à contre-courant. Afin d'éviter de mettre en parallèle de nombreux éléments du condenseur double tube, qui a pour inconvénient de multiplier les joints, on a groupé en parallèle à l'intérieur d'une virole de grand diamètre tous les tubes de circulation d'eau. La condensation du fluide se fait à l'extérieur des tubes d'eau, et la partie inférieure de la virole peut servir de réserve de liquide condensé.

a- Condenseurs multitubulaires horizontaux :

❖ Tube lisses :

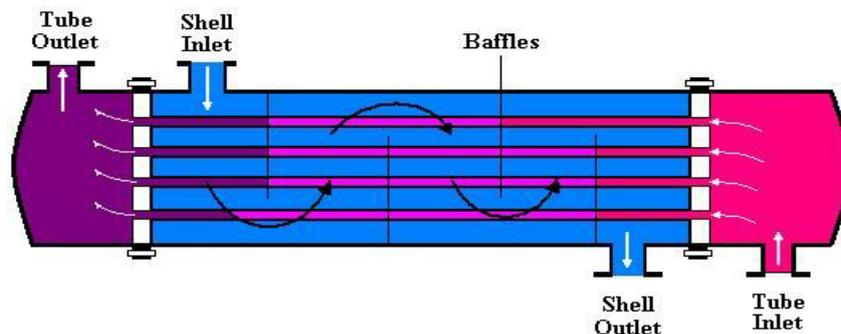


Figure II.9 : Condenseur multitubulaire horizontal.

Ils comprennent :

- Corps cylindrique appelé calandre et réalisé en tube d'acier étiré sans soudure où, si le diamètre est trop important, par une virole en tôle d'acier roulée et soudée.
- Aux extrémités de la calandre deux plaques de fond en acier soudées sur la calandre et comportant autant de trous que le faisceau tubulaire qui comporte de tubes.
- Un faisceau à tubulures réalisé en tubes lisses mandrinés ou soudés sur les plaques fond.
- Les tubulures d'entrée et de sortie du fluide frigorigène.
- Des fonds en fonte ou formés chacun par bride en acier et fond en acier embouti sur la bride.

Ces fonds comportent les chicanes permettant de mettre en parallèle un nombre de tubes d'eau où la vitesse dans chacun d'eux soit comprise entre 1 et 2,5 m/s assurant ainsi un bon coefficient de transmission globale. Ils portent les tubulures d'entrée E et de sortie S. L'ensemble du condenseur peut être en acier inoxydable.

Pour réduire dans toute la mesure du possible le diamètre, on utilise des tubes à ailettes laminées dans la masse et qui pour des dimensions analogues à celles des tubes lisses du commerce, présentent par mètre linéaire des surfaces d'échanges trois à cinq fois supérieures. La surface d'échange côté fluide étant considérablement augmentée, les dimensions générales de l'appareil seront réduites d'autant.

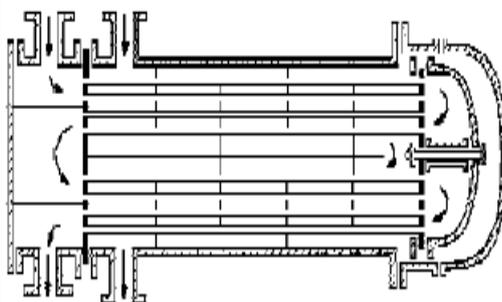


Figure II. 10 : condenseur multitubulaire horizontal.

(Tube à ailettes extrudées)

❖ A tubes en U et à ailettes extrudées :

Afin de supprimer une plaque de fond, certains des tubes à ailettes extrudées sont réalisés comme suit :

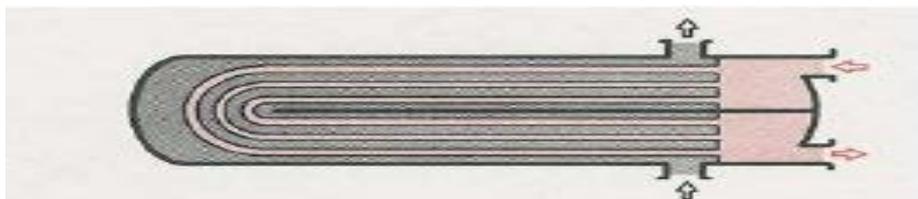


Figure II .11 : Condenser multitubulaire en U.

Le faisceau de condensation est constitué de tubes cintrés «épinglés» en formant chacun un U, les deux extrémités libres sont mandrinées dans la plaque de fond sur laquelle est soudée. La virole en acier est obturée à l'arrière du condenseur par un fond embouti également en acier. Le fond cloisonné comporte les tubulures d'entrée E et de sortie d'eau S assurant, par son cloisonnement, à l'eau en circulation le nombre de passes désiré sur le faisceau.

Dans cette disposition et pour des raisons exposées ci-dessus, nous obtenons un encombrement beaucoup plus faible à puissance égale à celle d'un condenseur à faisceau droit à tubes lisses.

Condenseurs spéciaux :

Nous désignons par cette appellation les condenseurs alimentés par de l'eau saumâtre, par de l'eau de mer, ainsi que ceux fonctionnant avec des fluides agressifs ou des ambiances corrosives, ils ne sont différents en rien au point de vue de conception des condenseurs à tubes que nous venons de décrire, par contre toutes les parties en contact avec l'eau sont usinées dans des alliages cuivreux ou en acier inoxydable ou revêtues d'une résine synthétique.



Figure II.12 : Condenser multitubulaire à eau mer.

Les matières premières utilisées peuvent être :

- Faisceau tubulaire : alliages cuivreux précités, cupronickel, acier inoxydable.
- Plaques de fond : laiton, bronze, cupronickel, acier plaques inox.
- Virole : tube ou tôle acier.
- Boîte à eau : laiton, bronze, cupronickel.

Remarque

Le condenseur qu'on doit dimensionner est un condenseur refroidi à l'air à convection naturelle.

Condenseurs à chaleur sensible	à air	à circulation d'air naturel
		à circulation d'air forcé
	à eau	à immersion
		à double tube et contre-courant
		à calandres (multitubaire horizontaux)

Tableau II .1 Classification des condenseurs [2/1]

II.4.3. Les avantages et inconvénients des condenseurs à air et à eau

Le tableau suivant donne les avantages et les inconvénients de chacune des deux familles.

Type de condenseur	Avantages	Inconvénients
Condenseurs à air	Air disponible en quantité illimitée entretien simple et réduit	Coefficients globaux d'échange thermique relativement faibles plus imposants et plus lourds Températures de condensation élevées dans les pays chauds
Condenseurs à eau	Coefficients globaux d'échange thermique plus élevés. Plus compacts et moins encombrants à puissance égale Température de condensation stables et de bas niveau Fonctionnement moins bruyant Possibilité de récupération d'énergie	Gaspillage d'eau pour les condenseurs à eau perdue Nécessité de mise en place d'un système de refroidissement de l'eau

Tableau II.2 : avantages et inconvénients des condenseurs air et eau. [13]

II.4.4. Processus dans le condenseur :

Le condenseur comprend trois zones :

- Captation de chaleur.
- Condensation.
- Sur refroidissement.

Les chutes de pression ne seront pas prises en considération lors des observations suivantes, Les trois zones sont ainsi soumises à la même pression.

➤ La zone de captation de chaleur :

Le fluide frigorigène arrive sous forme gazeuse (surchauffé) dans le condenseur, il subit à ce niveau une captation de chaleur, lors de cette opération, la température du fluide frigorigène diminue pour atteindre la température de condensation.

La zone de captation de chaleur renferme un courant gazeux pur malgré une importante différence de température motrice et l'écoulement diphasique, en raison de la faible densité du fluide frigorigène. La valeur surfacique de la zone de captation de chaleur est d'environ 10 à 15%.

➤ **La zone de condensation :**

La phase de condensation commence dès que le fluide frigorigène est refroidi à la température de condensation. La pression régnante détermine la température de condensation. Cette température reste constante pendant la condensation. La captation de la chaleur conduit à un changement de phase et non pas à un abaissement de la température. Le transfert de chaleur est optimal dans cette zone.

➤ **La zone de refroidissement :**

Le sur-refroidissement débute avec une perte de chaleur supplémentaire dès que le fluide frigorigène ne renferme plus de vapeur, dès lors, le changement de phase de l'état gazeux à l'état liquide est achevé, toute évacuation de chaleur conduit à une diminution de la température.

Le transfert thermique est très mauvais en raison de la faible vitesse de débit du fluide frigorigène. Le fluide frigorigène doit être liquide avant le détendeur. [14]

II.4.5. Phénomène de condensation

Par définition, la condensation désigne la transformation par changement d'état produite lorsqu'une vapeur saturée se trouve au contact d'une surface à vapeur saturée en liquide au contact d'un milieu froid. La condensation se fait à température inférieure ou égale à la température de saturation, elle se déroule de façon isotherme et isobare.

La chaleur latente de la vapeur est libérée, cette chaleur est transmise à la paroi, un condensât se forme. [15]

Si la surface est grasse ou oxydée, le condensât se dépose sous forme d'un film liquide (pelliculaire) qui forme l'écran entre la vapeur à condenser et la surface froide, le coefficient de convection n'est pas très élevé dans ce cas.

En revanche, sur une surface parfaitement propre et lisse, le condensat se dépose sous forme de gouttelettes qui ne recouvrent que très partiellement la surface d'échange, permettant à la vapeur d'être en contact direct avec la surface froide, dans ce cas, le coefficient de convection peut être jusqu'à dix fois plus grand que dans le cas précédent.

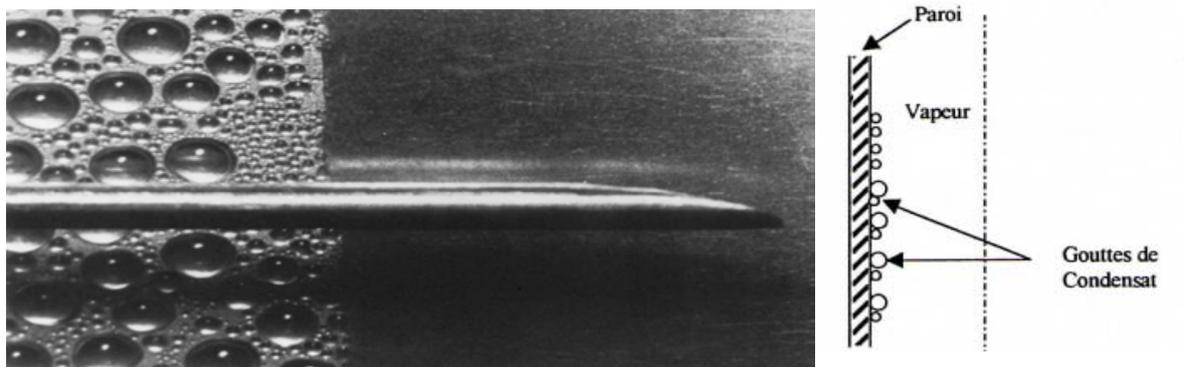


Figure II.13 : Condensation en gouttes.

II.4.5. 1 : Condensation en film

Lors de la condensation sur une paroi un film liquide se forme sur la surface refroidie. L'épaisseur du film liquide résulte de l'interaction entre l'écoulement du liquide et celui de la vapeur en fonction de la géométrie de la surface solide.

Dans la pratique industrielle, les surfaces d'échanges utilisées sont souvent très complexes et ne se prêtent pas facilement à l'analyse théorique du phénomène de la condensation.

Les phénomènes tels que les vagues sur la surface de film de condensât ou l'arrachement des gouttelettes et l'inondation compliquent davantage l'analyse.

▪ La théorie du Nusselt

Nusselt a établi en 1916 les relations théoriques pour le calcul des coefficients d'échange de chaleur, le cas de la condensation en couches minces de vapeur pure sur des tubes ou des plaques, sur la base des hypothèses suivantes :

- ❖ La vapeur est pure, au repos, saturée à la température de saturation T_{sat} correspondant à la pression d'alimentation PC (du condenseur).
- ❖ Est la température TP de la paroi froide est constante sur toute sa surface et le phénomène est permanent (aucune grandeur ne dépend du temps).
- ❖ Le film liquide s'écoule vers le bas sous l'effet de la pesanteur et son épaisseur reste assez faible pour que le régime d'écoulement dans le film soit laminaire.

- ❖ En se condensant, la vapeur libère sa chaleur latente de vaporisation et le liquide formé est refroidi à une température inférieure à T_{sat} . La chaleur ainsi dégagée se transmet à la paroi.

II.4.5 .1 .1 : Condensation en film à l'intérieur des tubes verticaux

Lors de la condensation de vapeur à l'intérieur d'un tube vertical, le condensât se forme sur la paroi interne et la vapeur s'écoule dans la partie centrale.

Ainsi, on peut qualifier l'écoulement comme un écoulement annulaire dans lequel le débit de la vapeur diminue selon la longueur du tube et l'épaisseur du film de condensât augmente.

On peut calculer le coefficient de transfert de chaleur lors de la condensation dans les tubes verticaux en appliquant la corrélation de CARPENTER-COLUBRIN [16]

$$\frac{h\mu_1}{\lambda_1\rho_1^{1/2}} = 0.065 \text{Pr}_1^{1/2} \text{Fr}^{1/2} \quad (\text{II.1})$$

$$\text{Fr} = f \frac{G_m^2}{2\rho_v} \quad (\text{II.2})$$

f : Coefficient de frottement de Canning pour l'écoulement à travers un tuyau évalué à la vitesse massique moyenne de vapeur G_m

$$f: \text{ Est évalué à } (Re_v)_m = \frac{D_i G_m}{\mu_v} \quad (\text{II.3})$$

$$G_m = \sqrt{\frac{G_1^2 + G_1 G_2 + G_2^2}{3}} [\text{Kg/h. m}^2] \quad (\text{II.4})$$

III.4.5 .1.2 : Condensation en film à l'intérieur des tubes horizontaux

Du fait du ruissellement du condensât sur la paroi interne d'un tube horizontal, il peut y avoir une accumulation du condensât dans la partie basse du tube comme le montre la figure suivante :

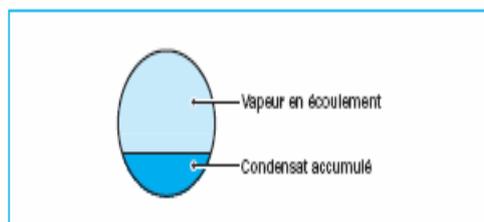


Figure II.14 : Condensation à l'intérieur d'un tube horizontal.

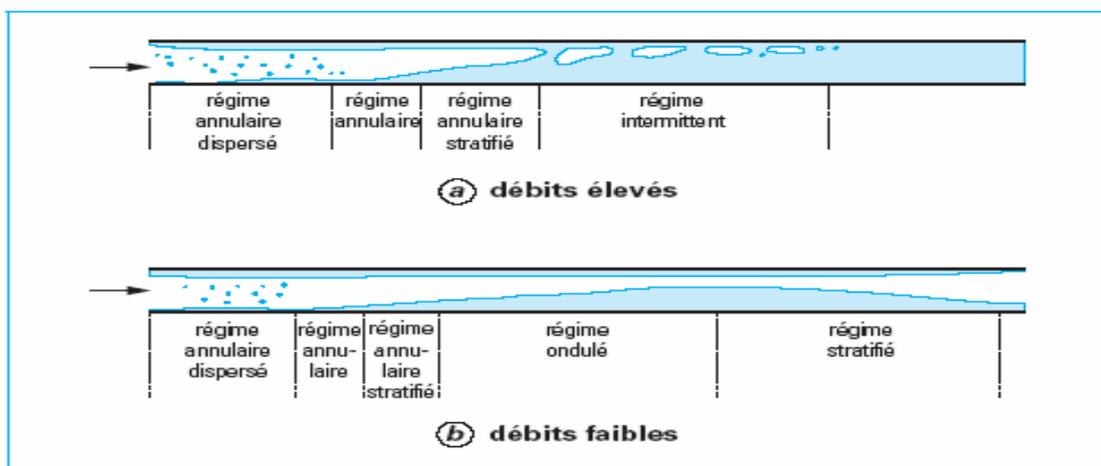


Figure II.15 : Les différents écoulements de condensation à l'intérieur d'un tube horizontal.

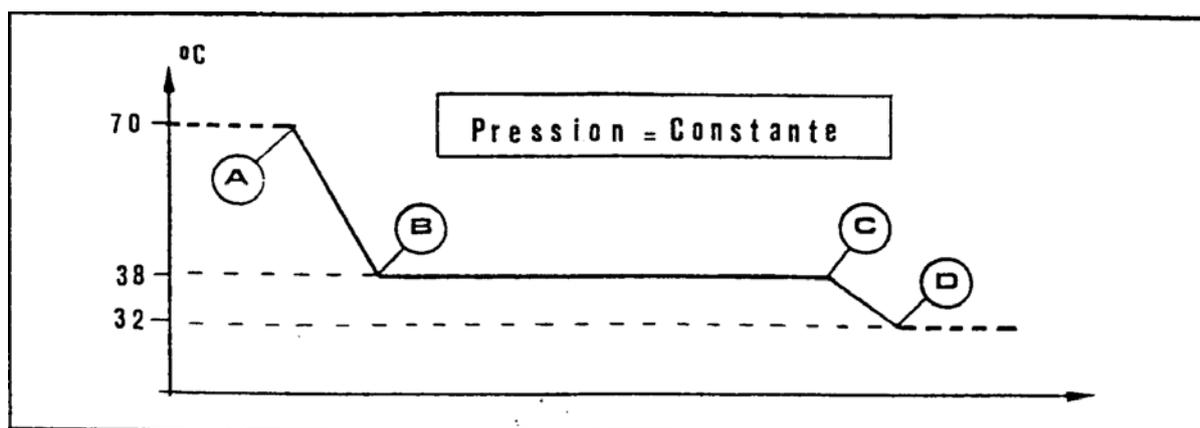
On peut calculer le coefficient de transfert de chaleur lors de la condensation dans les tubes horizontaux par la corrélation de *CHATO* [17]

$$\bar{h} = 0.555 \left[g \rho_l (\rho_l - \rho_v) \lambda_f^3 \frac{L_v}{\mu_l (T_{sat} - T_p) d_i} \right]^{1/4} \quad (\text{II.5})$$

II.4 .6.Fonction du condenseur d'air

A. Côté du fluide frigorigène :

Nous pouvons représenter l'évolution du R 22 dans le condenseur de la manière suivante :



De A à B :

Désurchauffe des vapeurs de 70 et 38°C (A-B est la zone de désurchauffe du condenseur).

De B à C :

La condensation du R22 à 38°C et 14,6 bars (B-C est la zone de condensation du condenseur).

De C à D :

Sous refroidissement du liquide R22 de 38 à 32°C (C-D est la zone de sous refroidissement du condenseur).

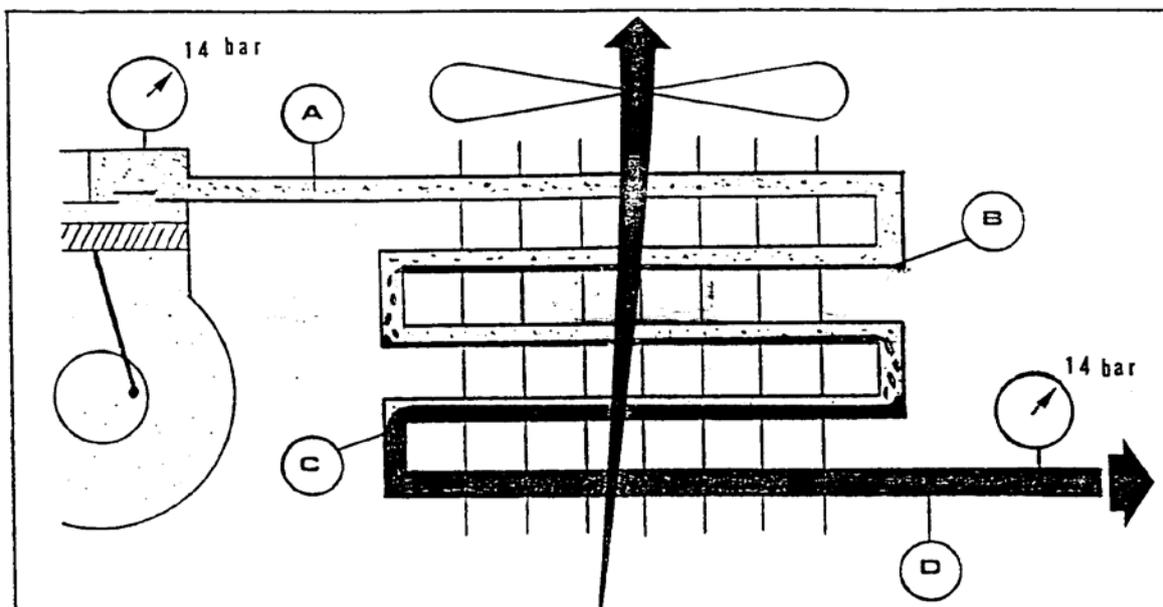


Figure II. 16 : fonctionnement condenseur à air à convection forcé

- Au point A :

Le fluide frigorigène (R22 pour notre exemple) est refoulé par le compresseur à une pression

- Entre le point A et B :

Les vapeurs se désurchauffent, à pression constante, passent d'une température de 70°C à la sortie du compresseur à 38°C aux point 2 à 14,6 bars à l'état de vapeur pour rentrer dans le condenseur.

- Au point B :

La première goutte de condensation du liquide apparaît, le processus de changement d'état du fluide démarre toujours à pression et température constantes, pour notre exemple 14,6 bar avec une température de 38°C (chaleur latente).

- Entre le point B et C :

La condensation du fluide frigorigène s'effectue, il y a de plus en plus de liquide et de moins en moins de vapeur.

Toujours à pression et température constantes.

- Au point C :

Il n'y a plus de vapeur mais 100% de liquide, à pression et température constante, la dernière molécule de gaz se condense au point 3.

- Entre le point C et D :

L'air qui rentre dans le condenseur refroidit le fluide à l'état liquide, c'est la zone de sous-refroidissement où la température passe de 38°C à 32°C.

- Au point D :

Le liquide sort du condenseur à une pression de 14,6 bars et à une température de 32°C.

B. Côte de l'air :

L'air qui arrive sur le condenseur à 25°C se réchauffe jusqu'à 31°C en absorbant la chaleur dégagée par le fluide frigorigène. [18]

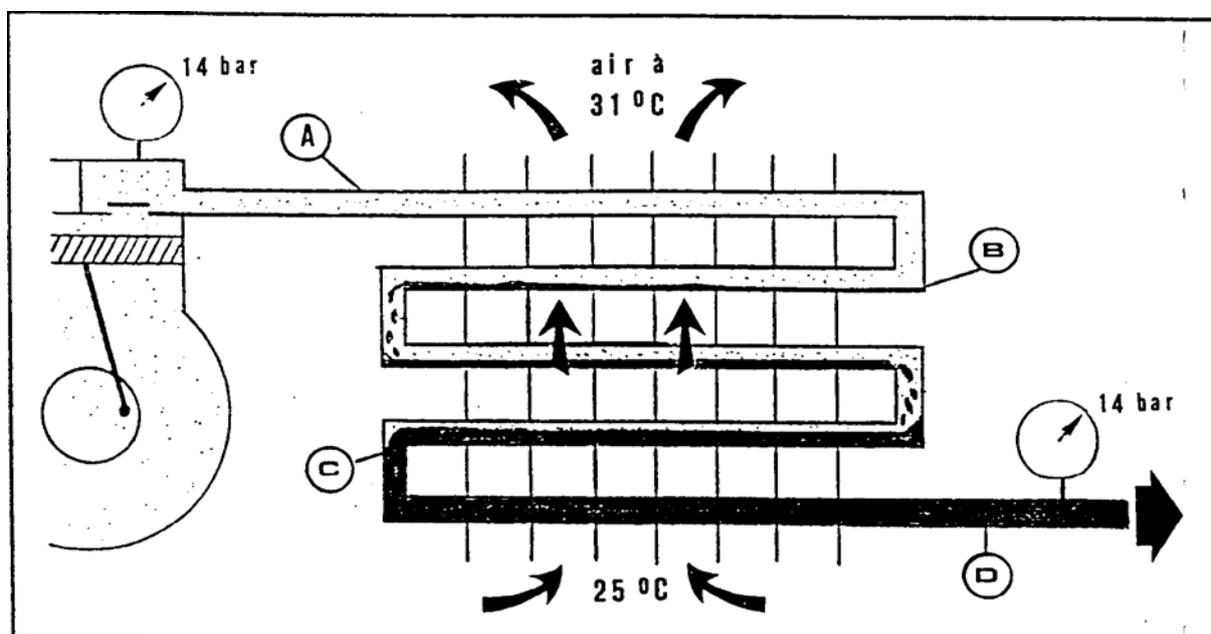


Figure II.17 : Fonctionnement de condenseur a côte air

Nous pouvons représenter l'évolution de l'air sur le condenseur et la température de condensation résultante sur le graphe suivant :

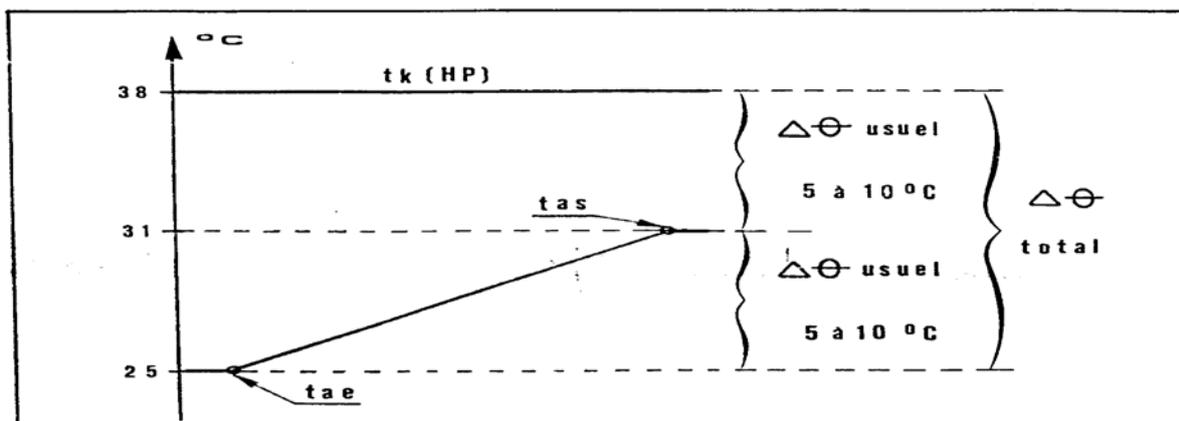


Figure II.18 : l'évolution de l'air sur le condenseur et la température de condensation.

T_{ae} : Température de l'air à l'entrée condenseur.

T_{as} : Température de l'air à la sortie condenseur.

T_k : Température de condensation, lu eaux manomètres HP.

$\Delta\theta$: Différence entre les 2 températures.

On rencontre généralement sur le condenseur à l'air un $\Delta\theta$ sur l'air ($T_{as}-T_{ae}$) de l'ordre de 5 à 10°C (6°C dans l'exemple ci dessus).

De même, le $\Delta\theta$ entre la température de condensation et la température des sortie d'air du condenseur est lui aussi de l'ordre de 5 à 10 °C.

C'est-à-dire que le $\Delta\theta$ totale ($T_k - T_{ae}$) peut être compris entre 10 et 20°C, (13°C dans l'exemple ci dessus).

II.5. Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté les condenseurs d'une manière générale ; leurs principes de fonctionnement, et enfin une classification selon divers critères utilisés, ainsi leurs phénomènes de condensation.

III. 1 Introduction

La conception et le dimensionnement d'un échangeur de chaleur évaporateur ou condenseur sont déterminées par un certain nombre de propriétés thermodynamiques et thermocinétiques (Titre de vapeur, température de saturation, densité de flux thermique,...etc.) et la procédure de calcul nécessite l'utilisation des corrélations pour les calculs thermiques.

Dans ce chapitre, nous présentons les différentes méthodes de dimensionnement d'un échangeur de chaleur et nous donnerons une corrélation pour le calcul du coefficient d'échange de transfert de chaleur lors condensation de film intérieur de tube verticale, enfin on s'intéresse à la définition d'ailette et calcul hydraulique.

III.2 .Mode de transfert de chaleur dans un échangeur

On appelle « transfert de chaleur », le déplacement de la chaleur d'une région à une autre suite à une différence de température, ce déplacement peut se produit entre deux corps en contact (solide-solide, solide-fluide, fluide-fluide).

L'énergie interne du système échangée au cours du déplacement de la chaleur en produisant :

- Le flux thermique transmis.
- La répartition de la température a l'intérieur du milieu considéré

III.2.1 conduction:

La conduction est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur provoquée par La différence de température entre deux régions d'un milieu solide, liquide ou gazeux.

Encore entre deux milieux en contact physique; le milieu n'est le siège d'aucun mouvement macroscopique interne (sans déplacement appréciable des particules de ce corps).

Elle se fait par interaction directe de particules voisines et agitation (transfert de mouvement de molécule à molécule), C'est un transfert lent. (La conduction se fait dans les solides et les fluides fixes (au repos)).

La conduction est régie par la loi de fourrier :

$$\Phi = - \lambda . S . \frac{dT}{dx} \quad (\text{III .1})$$

Avec :

Le signe (-) intervient puisque la chaleur s'écoule vers la température la plus basse.

Alors si un corps à la température T_1 est raccordé à un corps à la température T_2 par l'intermédiaire thermique de section S et épaisseur e

Le flux de chaleur qui écoule entre les deux corps est donné par relation :

$$\phi = \lambda \cdot S \frac{(T_1 - T_2)}{e} \quad (\text{III.2})$$

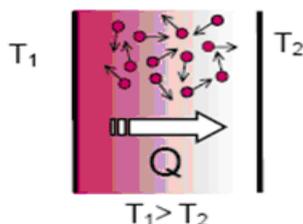


Figure .III .1. : Conduction

III .2 .2 Rayonnement :

C'est l'échange de chaleur entre deux parois séparées par un milieu transparent. Les matériaux ont la propriété d'énergie emportée par un photon (ou des quantités d'énergie). l'énergie emportée par le photon est prélevée sur l'état d'énergie du corps et réciproquement l'énergie d'un photon absorbé est souvent transformée en chaleur.

Cette propriété d'émission dépend donc de la température du milieu. il s'agit d'un transfert à distance quasi –instantané sans nécessité de support.

Donc, dans la transmission de chaleur par rayonnement, le transfert thermique s'effectue par des vibrations électromagnétiques entre deux surfaces sans aucun contact entre elle par le déplacement d'ondes dans l'espace qui se propage en ligne droite sans aucun support. [19]

La loi de Stefan Boltzmann, pour le rayonnement s'énonce comme suite :

$$q = \varepsilon \sigma T^4 \quad (\text{III. 3})$$

III.2.3 Convection :

Convection est un mode de transport d'énergie par action combinée de la conduction moléculaire et le mouvement du fluide, la convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un fluide.

Lorsque le mouvement de fluide est dû simplement à la différence de densité résultant des gradients de température, la convection est dit naturelle ou libre, par contre si le mouvement de fluide est provoqué par une action externe, la convection est dites forcée.

Au niveau de condenseur on doit dimensionner on distingue :

La convection forcée dans laquelle le mouvement du fluide est influencé par le travail de compression, ainsi le coefficient d'échangeur de chaleur est élevé, elle se fait du fluide frigorigène vers la surface intérieure du tube.

La convection naturelle ou l'échange de chaleur résulte de la différence de densité, elle se manifeste de la surface extérieure du condenseur vers le milieu extérieur. Cependant, le coefficient d'échangeur de chaleur est faible devant celui obtenu en convection forcée.

Le flux de chaleur transmis par convection entre une surface et un fluide peut être évalué par la relation proposée par NEWTON:

$$\Phi_c = h_c S \Delta T \quad (\text{III.4})$$

La valeur numérique de \bar{h}_c , dans un système, dépend de la forme géométrique de la surface, de la vitesse, des propriétés et souvent même de la différence de température.

Dans la pratique, le coefficient d'échangeur de chaleur par convection est généralement calculé à partir des équations empiriques obtenues en établissant une corrélation, fonction des nombres de Reynolds et Prandtl.

❖ **Le nombre de Reynolds R_e :**

Permet de mesurer le degré de turbulence dans un fluide.

Il exprime le rapport entre les effets dus au mouvement du fluide et les effets dus aux frottements :

$$R_e = \frac{\rho V D_H}{\mu} = \frac{V D_H}{\nu} \quad (\text{III.5})$$

Lorsque le frottement visqueux est prépondérant, le régime d'écoulement est laminaire.

Lorsque les effets dus au mouvement l'emportent, le régime d'écoulement devient turbulent.

❖ **Le nombre de Prandtl :**

Ce nombre adimensionnel est en fait une propriété physique de fluide, c'est le rapport entre la diffusivité moléculaire (viscosité cinématique) et la diffusivité thermique, il représente la relation entre le gradient de vitesse et le gradient de température dans fluide en mouvement à travers duquel est transférée la chaleur.

$$P_r = \frac{\left[\frac{\mu}{\rho} \right]}{\left[\frac{\lambda}{\rho c_p} \right]} = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (\text{III.6})$$

Où $\frac{\mu}{\rho}$: est la viscosité cinématique et $\frac{\lambda}{\rho c_p}$ la diffusivité thermique.

❖ **Le nombre de Nusselt Nu:**

Est le rapport du gradient de température dans le fluide en contact immédiat avec la paroi au gradient de température de référence. [20]

$$Nu = \frac{\bar{h}_c L}{\lambda} \quad (\text{III.7})$$

Le nombre Nusselt est en fonction de deux nombres adimensionnels Re et Pr

III.3. Transfert de chaleur lors de condensation

La condensation est un phénomène physique qui produite lorsque `une phase gazeuse se refroidit en dessous de sa température de saturation.

Coefficient de l'échange lors de la condensation a l'intérieur d'un tube verticale :

- CALLINI et ZECCHIM: analysent les résultats expérimentaux de différents chercheurs et proposent la relation empirique suivante pour des vapeurs de fluide : [21]

$$Nu_m = 0.05 Pr_l^{0.33} \left[Re_v \frac{\mu_v}{\mu_l} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{\frac{1}{2}} + Re_l \right]_m^{0.8} \quad (\text{III-8})$$

m : Indice représentant la moyenne entre l'entrée et la sortie du tube

- IVASHCHENKO et AL: proposent d'utiliser un coefficient correcteur par rapport au nombre de Nusselt pour la condensation de vapeur stagnante donnée par : [22]

$$Nu_0 = \frac{h_{0D}}{\lambda_l} = 0.925 Re_l^{-0.28} Ga^{\frac{1}{3}} \quad (\text{III.9})$$

avec :

$$Re_l = \frac{qL}{L_v \mu_l}, \quad Ga = \frac{gD^3}{\nu_l^2} .$$

- SHAH: adopte la correction de Dittus- Boelter et considère que l'échange thermique lors de sa condensation s'effectue à travers l'écoulement monophasique du film liquide, l'analyse des résultats expérimentaux de différents chercheurs lui permet de déterminer des correcteurs en fonction du titre vapeur et de la pression réduite, ainsi il propose l'équation empirique suivante : [23]

$$h_m = \left[0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{\lambda_l}{D} \right] \left[(1 - x_m)^{0.8} + \left(\frac{3.8(1-x_m)^{0.04} (x_m)^{0.76}}{\left(\frac{p}{p_{cr}} \right)^{0.38}} \right) \right] \quad (\text{III.10})$$

Avec :

x_m : Titre moyen entre et la sortie [%]

P_{cr} : Pression critique du fluide [bar]

\dot{M} : Débit masse totale à l'entrée du tube est du liquide [kg/s]

$$Re_l = \frac{MD}{\mu_l S} \quad s = \frac{\pi D^2}{4}$$

Expliqué la relation précédent:

Pour une température de la paroi constante et pour une faible vitesse de la vapeur le coefficient d'échange est déterminé par la relation fondamentale du Nusselt. Dans le cas d'un écoulement laminaire du film liquide on a [10]

$$Nu = 0,943 \left[\frac{\rho_1 (\rho_1 - \rho_g) L_v L^3}{\mu_1 (T_{con} - T_p) \lambda_1} \right]^{1/4} \quad (III.11)$$

L_v Tient compte du refroidissement du condensat.

$$\dot{L}_v = L_v + 0,68 c_{p1} (T_{con} + T_p)$$

L : longueur de tube

L_v : Chaleur latent de vaporisation.

Si de l'ondulation (vagues) apparaissent le long du film liquide, l'équation (III-11) est multipliée par

$$a = 0,8 \left(\frac{Re_T}{4} \right)^{0,11} \quad (III.12)$$

$$Re_T = \frac{4\Gamma(z)}{\mu_1} \quad (III.13)$$

$\Gamma(z)$: Débit masse de condensat à la cote Z

$$Nu = Nu_l \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{Pr^{0,38}} \right] \quad (III.14)$$

Ou :

$$Pr = \frac{p}{P_c}$$

Pr : Pression réduite locale.

P_c : Pression critique

Nu_l : Nombre de Nusselt donne par l'équation de Dittus- Boelter pour la phase liquide:

$$Nu_l = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4}$$

Où :

$$Re_l = \frac{(1-x).G.D}{\mu_l}$$

$$Pr_l = \frac{\mu_l C_{pl}}{\mu_l}$$

$$Nu = \frac{h_c D_i}{\lambda_l}$$

Donc :(III-10)

$$h_m = \left[0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{\lambda_l}{D} \right] \left[(1 - x_m)^{0.8} + \left(\frac{3.8(1-x_m)^{0.04}(x_m)^{0.76}}{\left(\frac{p}{p_{cr}}\right)^{0.38}} \right) \right]$$

III. 4 Distribution de la température dans échangeur

- **Échangeurs à fluide isotherme:**

Dans l'échangeur isotherme la température de l'un des fluides est constante. Cela se produit généralement lorsque le fluide subit un changement de phase, c'est-à-dire dans les condenseurs ou les évaporateurs. On a ainsi, $T_c = \text{constante}$ dans un condenseur et $T_f = \text{cte}$ dans un évaporateur.

La distinction d'être, écoulements de type Co-courant ou contre courant n'a plus ici de raison d'être, cas de sens de circulation du fluide non isotherme, est maintenant sans importance.

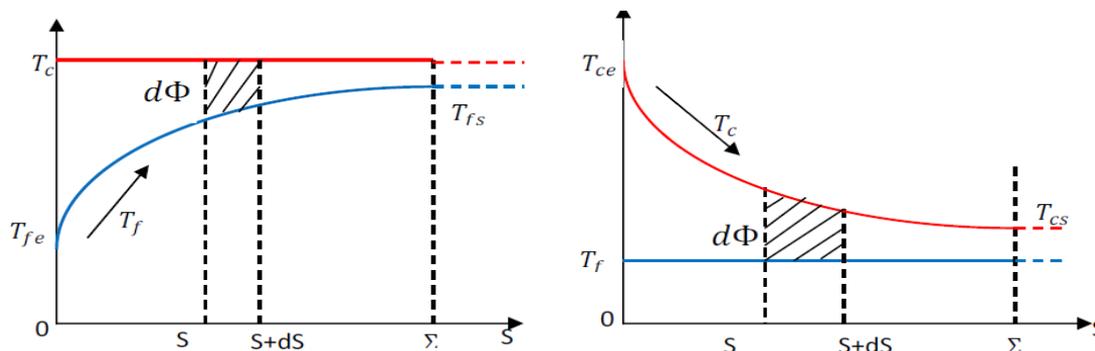


Figure III .2: Distribution des températures dans un évaporateur et un condenseur.

III .5 Dimensionnement d'un échangeur thermique :

Le dimensionnement thermique des échangeurs de chaleur c'est un problème très complexe. La complexité vient de plusieurs facteurs qui soient :

- La grande diversité des appareils (échangeurs tubulaires, à plaques, etc.)
- La variété des régimes d'écoulement : simple phase en régime laminaire ou turbulent, avec ou sans effet de convection naturelle.
- Le nombre important des configurations d'écoulement pouvant aller bien au-delà de deux fluides dans le cas d'un échangeur compact, par exemple.

III.6 Logique de la phase de dimensionnement d'un échangeur:

Le problème du dimensionnement thermique dans installation commence tout, d'abord, par la section du type d'échangeur adapté au problème posé, puis vient la phase de

dimensionnement thermique proprement dite, elle est destinée à fixer par le calcul de la surface d'échange nécessaire au transfert de puissance sur les fluides considérés.

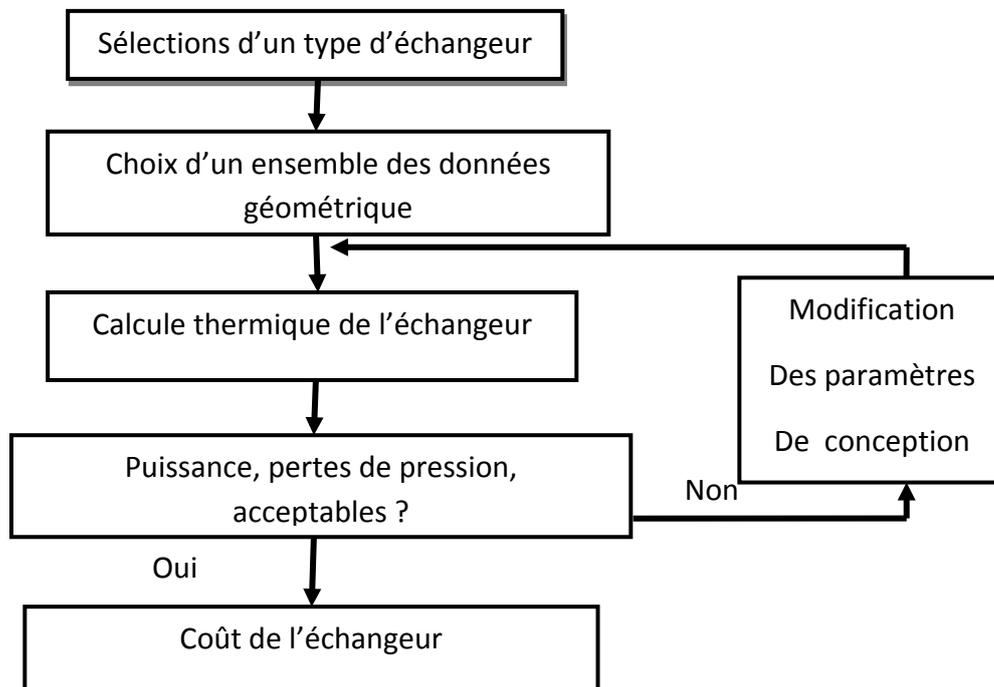


Figure III .3: logique de la phase de dimensionnement thermique

La phase de dimensionnement thermique peut être manuelle ou effectuée d'un outil informatique dans les deux cas, l'enchaînement itératif conduisant à répéter le calcul thermique après modification de certains paramètres géométrique ou et thermo-physiques, cette phase de dimensionnement thermique permet d'arriver au dessin final du l'échangeur comme condenseur.

On a recours à trois étapes pour faire le calcul thermique du condenseur:[24]

- Les données nécessaires : données géométrique, de fonctionnement et propriétés physiques des fluides.
- La phase thermique proprement dite : comprenant des calculs géométriques (sections de passage des fluides, diamètres hydrauliques, etc.), puis des calculs de transfert de chaleur et de pertes de pression, nécessitant tous les deux l'appel à des corrélations adéquates.
- Les résultats, sous forme succincte (puissance thermique échangée et surface échangée, etc.) ou sous forme plus détaillée (nombres adimensionnels, etc.)

III.7 Méthodes de calcul:

Pour le dimensionnement thermique d'un échangeur, il existe deux méthodes:

- Méthode analytique : Telle que la méthode logarithmique ou la méthode d'efficacité, en supposant un coefficient d'échange constant, le long de l'échangeur et pas de pertes de charge.
- Méthode numérique : Elle permet de préciser le calcul en décomposant le phénomène physique mis en jeu et en prenant en compte la nature de l'écoulement. [24]

III .7.1 Méthode numérique : il existe deux types

III.7 .1 .1 Méthode du diagramme température-enthalpie :

La principale étape de la méthode est la vérification de la performance, à partir de la connaissance de la géométrie complète de l'échangeur, les conditions de fonctionnement à l'entrée et à la sortie, la puissance qui doit être échangée ainsi que les propriétés physiques des fluides.

Les principales étapes de la méthode sont les suivantes :

- Construction du graphe température-enthalpie.
- Évaluation des coefficients de l'échange thermique en fonction de la géométrie et les conditions locales de l'écoulement.
- Calcul de la surface nécessaire pour l'échangeur, la puissance imposée.

L'obtention du critère de dimensionnement thermique, la comparaison entre la surface géométrique réelle de l'échangeur et la surface nécessaire.

Cette méthode du diagramme température- enthalpie est réalisée par des logiciels CEPAJ, TRIO, TRICOT.

III .7 .1 .2 Méthodes des volumes finis :

C'est une méthode de simulation, elle suppose connaître la géométrie exacte de l'appareil qu'on désire modéliser, ainsi que, les caractéristiques du fluide à l'entrée de l'appareil et une bonne idée de la configuration de l'écoulement c.-à-d. le champ de vitesse des fluides à l'intérieur de l'appareil.

Il est axé sur la simulation de la performance des échangeurs, elle repose sur la principale suivante :

- ❖ On décompose l'échangeur en un nombre de volumes de contrôle ou de maille.
- ❖ On effectue sur chacune de ces cellules un bilan énergétique en supposant que la température du fluide est constante à l'intérieur du volume.

Cette méthode a été appliquée dans son principe pour la réalisation du logiciel CETUC.

III .7.2 Méthode analytique :

Telles que la méthode de l'écart moyen logarithmique D T L M, ou la méthode de l'efficacité N U T. elles présentent du fait de leurs hypothèses, certaines limitations :

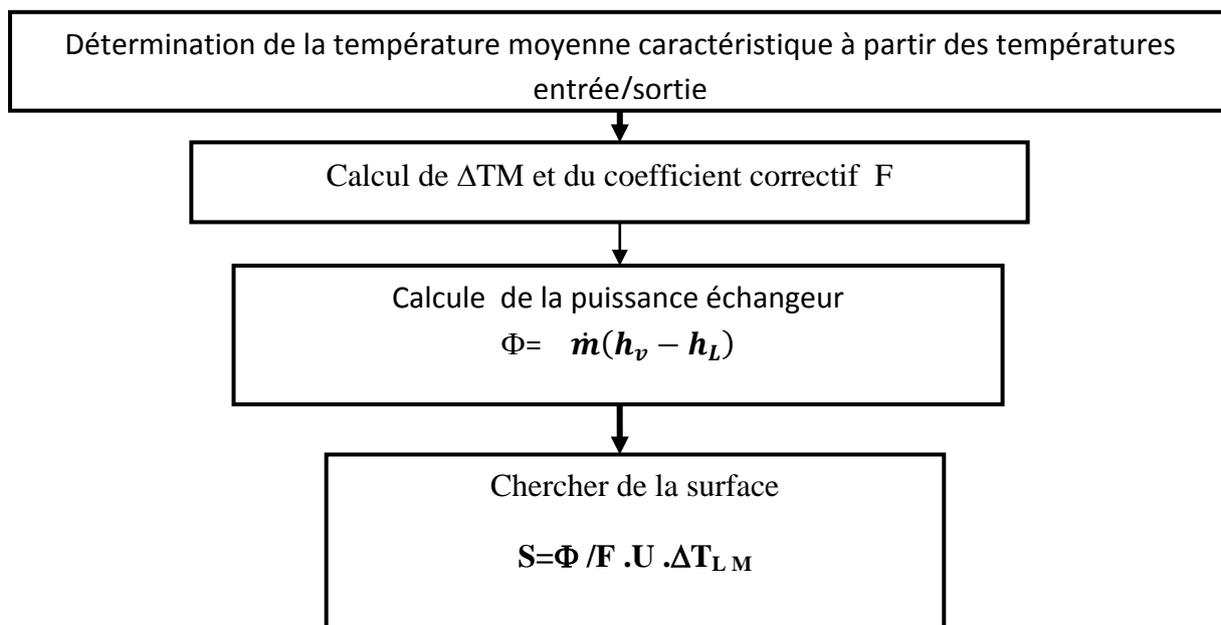
- ❖ Elles supposent un coefficient d'échange constant le long du condenseur pour permettre une intégration analytique des équations.
- ❖ Elles n'offrent pas la possibilité de dégrader l'influence des paramètres géométriques, car les corrélations sont obtenues à partir des résultats globaux sur des appareils standards.
- ❖ Elles nécessitent une bonne connaissance pratique de ces échangeurs dès que l'on s'éloigne des dimensions standards.

III .7 .2 .1 Méthode D T M L:

D M L T : Différence Moyenne Logarithmique de Température.

L` utilisation de cette méthode nécessite la connaissance des températures des deux fluides à l'extrémité de l'échangeur.

Le déroulement de calcul peut être schématiquement le suivant :



- ❖ **Cas général de l'échangeur:**

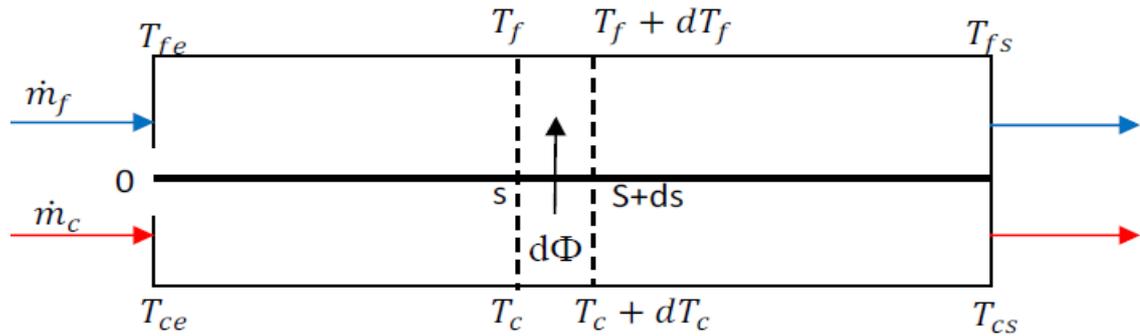


Figure III.4 : Schéma d'un échangeur Co-courant

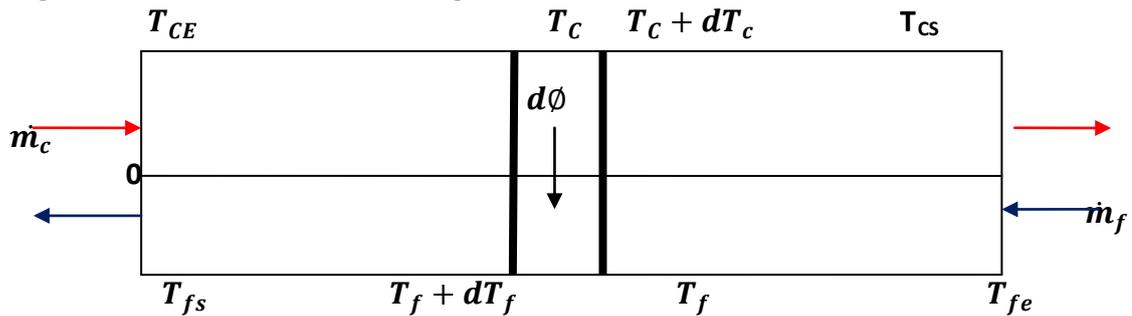


Figure III.5: Schéma d'un échangeur Contre-courant

L'expression du flux de chaleur à travers un élément d_s de surface de l'échange :

$$d\phi = K(T_c - T_f)ds \tag{III.15}$$

($d\phi$) est aussi la variation de l'enthalpie de l'écoulement entre S_x et $S_x + ds$ soit :

Pour un fluide chaud ($dT_c < 0$) :

$$d\phi = -\dot{m}_c c_{pc} dT_c \tag{III.16}$$

Pour un fluide froid ($dT_f > 0$)

$$d\phi = \dot{m}_f c_{pf} dT_f \tag{III.17}$$

Si: $c_c = \dot{m}_c c_{pc}$ et $c_f = \dot{m}_f c_{pf}$ alors les équations (III - 15) et (III. 16) s'écrivent :

$$d\phi = -C_c dT_c = -C_f dT_f \tag{III. 18}$$

De (III-15) et (III-16) il vient :

$$\frac{dT_c}{T_c - T_f} = \frac{-K ds}{C_c}$$

$$\frac{dT_f}{T_c - T_f} = \frac{-K}{C_f} ds$$

En soustrayant

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -\left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f}\right) K ds$$

Avec l'hypothèse que le coefficient d'échange K est constant le long de l'échangeur : alors ;

Pour: $S_X = 0$, $T_C - T_f = T_{ce} - T_{fs}$ d'où :

$$\frac{T_C - T_f}{T_{ce} - T_{fs}} = \text{Exp} \left[- \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f} \right) KS \right] \quad (\text{III.19})$$

À la sortie de l'échangeur $T_C - T_f = T_{cs} - T_{fe}$ et $S_x = S$ surface totale d'échange de sortie que:

$$\frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} = \text{Exp} \left[- \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f} \right) KS \right] \quad (\text{III.20})$$

Les équations précédentes permettent d'écrire, (avec $\ll + \gg$ en co - courant et - en contre-courant) :

$$\frac{T_c - T_f}{\Delta T_a} = \text{Exp} \left[- \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right) KS_f \right] \quad (\text{III.21})$$

Par conséquent :

$$d\Phi = K \Delta T_a \text{Exp} \left[-K \left(\frac{1}{C_c} \mp \frac{1}{C_f} \right) S_x \right] ds \quad (\text{III.22})$$

L'intégration de l'équation précédente à entrée et la sortie de l'échangeur donne:

$$d\Phi = k \Delta T_a \int_0^S \text{Exp} \left[- \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right) k S_x \right] dS$$

OU :

$$\Phi = \Delta T_a \frac{1 - \text{Exp} \left[- \left(\frac{1}{C_c} \mp \frac{1}{C_f} \right) KS \right]}{\frac{1}{C_c} \mp \frac{1}{C_f}}$$

A L'extrémité b ou $S_x = S$ et $T_c - T_f = \Delta T_a$ et d'après il vient ;

$$\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} = \text{exp} \left[- \left(\frac{1}{C_c} \mp \frac{1}{C_f} \right) KS_X \right] \quad (\text{III.23})$$

$$\frac{1}{C_c} \mp \frac{1}{C_f} = \frac{1}{KS} \ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} \quad (\text{III.24})$$

Les expressions (III.10), (III.9) portées dans (III) Permettent d'obtenir :

$$\Phi = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\frac{1}{KS} \ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \quad (\text{III.25})$$

Ceci s'écrit habituellement comme suite :

$$\Phi = K S \Delta T_{LM} \quad (\text{III.26})$$

$$\text{L'expression de } \Delta T_{LM} \text{ est: } \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \quad (\text{III.27})$$

Pour un échangeur à Co- courant:

$$\Delta T_a = T_{cs} - T_{fs}$$

$$\Delta T_b = T_{cs} - T_{fe}$$

Pour un échangeur à Contre -Courant:

$$\Delta T_a = T_{ce} - T_{fs}$$

$$\Delta T_b = T_{cs} - T_{fe}$$

Cette méthode de calcul ne se limite pas uniquement à la configuration des types courants parallèles et contres- courants, elle est utilisable pour tous les types d'écoulements.

Pour cela, ΔT_{LM} est calculée comme s'il s'agit d'un échangeur à contre- courant pur, est corrigée par l'introduction d'un facteur F tenant compte de véritables configurations des écoulements de sorte que.

$$\Phi = K S F \Delta T_{LM} \quad (\text{III.28})$$

Les valeurs de F sont données, sous forme d'abaque, pour les pluparts des configurations d'écoulement.

❖ Dans le cas condenseur :

Méthode D L T M sur le condenseur croisé :

Nous considérons un condenseur à un seul passage à courant croisé où circule deux fluides, l'un chaud (la vapeur se condense) et l'autre froid, pour le calcul on admet que :

- Le régime est stationnaire.
- Le coefficient d'échange thermique global est constant.
- La chaleur massique des deux fluides reste constante.
- Le condenseur est considéré adiabatique.

On pose :

T_{ec} : Température d'entrée du fluide chaud [°C]

T_{sc} : Température de sortie du fluide chaud [°C]

T_{fe} : Température d'entrée du fluide froid [°C]

L'extrémité chaud : $\Delta T_c = T_c - t_{fs}$ [°C]

L'extrémité froide : $\Delta T_f = T_c - t_{fe}$ [°C]

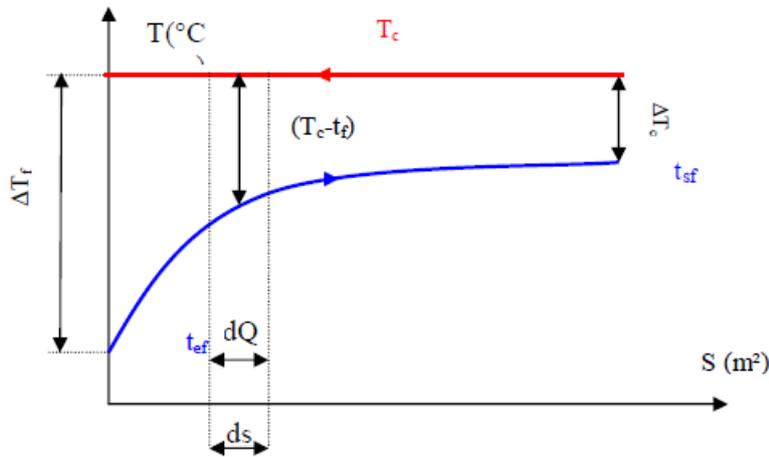


Figure. III.6: Distribution des températures dans un condenseur

En prenant un élément de la surface du condenseur (dS), (T) et (t) seraient respectivement : les températures des fluides chaud et froid dans cet élément.

Le flux de chaleur échangé entre les fluides le long de la surface(S) est :

$$Q = k S (D M L T) \quad [W] \tag{III .29}$$

Et le flux de chaleur échangé dans l'élément (dS) est :

$$dQ = F k ds (T-t) \tag{III.30}$$

T-t : la pente de la droite (ΔT_c , ΔT_f)

Alors :

$$T-t = \frac{d(T-t)}{dQ} \implies dQ = \frac{d(T-t)}{T-t} \tag{III.31}$$

Et aussi

$$T-t = \frac{(\Delta T_c) - (\Delta T_f)}{Q}$$

Après (III .30) et (III .31) et (III.33) on obtient :

$$ds = \frac{dQ}{(Fk)(T-t)} = \frac{(Q)}{(Fk)((\Delta T_c) - (\Delta T_f))} \frac{d(T-t)}{T-t} \tag{III .33}$$

Et donc :

$$S = \int_0^S ds \frac{Q}{Fk(\Delta T_c - \Delta T_f)} \int_{\Delta T_f}^{\Delta T_c} \frac{d(T-t)}{T-t}$$

$$S = \frac{Q}{Fk(\Delta T_c - \Delta T_f)} \times \ln(T-t) \Big|_{\Delta T_f}^{\Delta T_c}$$

$$\implies S = \frac{Q}{Fk(\Delta T_c - \Delta T_f)} \ln \frac{\Delta T_c}{\Delta T_f} \tag{III .34}$$

$$\implies Q = F K S \frac{(\Delta T_c - \Delta T_f)}{\ln \frac{\Delta T_c}{\Delta T_f}} \tag{III .35}$$

Ce facteur F est généralement donné par des graphes.

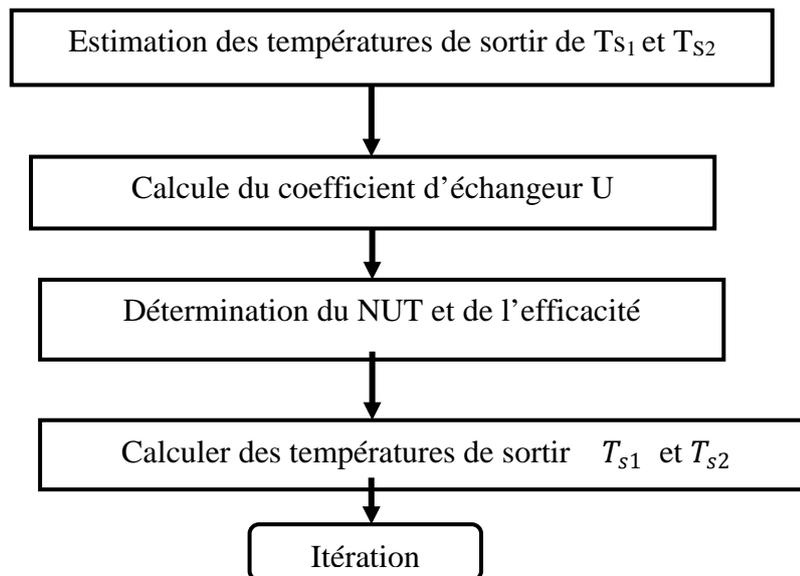
Remarque:

On applique la méthode D L T M dans la zone de condensation pour un condenseur parce que dans cette zone il dégage 80 % de chaleur.

III .7.2 .2. Méthode du N ut:

NUT : nombre d'unité de transfert

Le déroulement du calcul peut être schématisé dans le diagramme suivant:



La méthode de calcul utilisant DMLT est employée quand les températures des fluides aux extrémités du condenseur sont connues. Il existe pourtant de nombreux exemples où les températures des fluides qui quittent d'échangeur le condenseur ne sont pas connues, dans ces cas il est préférable d'utiliser la méthode de calcul du Nombre d'Unité de Transfert NUT.

- ❖ On appelle nombre d'unité de transfert noté NUT, le rapport adimensionnel : $\frac{US}{C_{min}}$
- ❖ La méthode de NUT- ϵ est lors de la détermination la puissance thermique l'échange et température des sorties des fluides à partir des température et la surface d'échangé, cette démarche correspond a la simulation du fonctionnement, après section d'un échange existant
- ❖ La méthode NUT est typiquement utilisée pour l'analyse des échangeurs de chaleur. Elle repose sur définition du flux de chaleur Maximal et de l'efficacité de l'échangeur.
- ❖ Pour voir utiliser cette relation, il est indispensable de connaître :
 - La surface d'échange
 - La température d'entrée
 - Les débits des deux fluides
 - L'écoulement des fluides

- Le coefficient d'échange global U

Méthode ΔT_{mL}	Méthode de l'efficacité
1. Evaluer le coefficient d'échange Global pour une géométrie factitive	1. Calcul du coefficient d'échange K
2. Calcul de ΔT_{Lm}	2. Evaluer $m_1 c_{p1}$, $m_2 c_{p2}$ et $Z \leq 1$
3. Calcul du coefficient de correction F.	3. Evaluer $NUT = K S / (m c_p)_{\min}$
4. Calcul de la surface d'échange $S = \frac{\phi}{K, F, \Delta T_{ml}}$	4. Calcul de l'efficacité η
5. Calcul de nouveau K	5. Calcul du flux de chaleur $\phi = \eta (m c_p)_{\min} \Delta T_{max}$
6. Comparaison de niveau K avec son ancienne valeur. Si l'écart est inadmissible, on refait nos calculs a partir de troisième étape.	6. Calcul des températures de sortir

Tableau III.1: comparaison entre les méthodes de ΔT_{mL} et de NUT

III.8. L'ailette

III.8.1. Définition de l'ailette:

Une ailette est un dispositif thermique à augmenter la surface de contact avec un fluide extérieur pour augmenter les échanges convectifs et donc le transfert thermique.

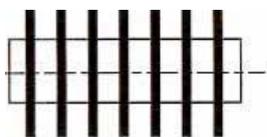


Figure III.7 : Ailettes longitudinales

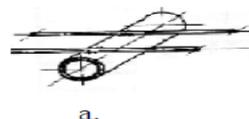


Figure III.8 : Ailette linaires

III .8.2 : Types d'ailette qui sont employées dans les échangeurs:

Ils entrent dans deux larges catégories:

1. ailettes longitudinales: ceux-ci peuvent être droites, spirales, etc....
2. ailettes transversales: ceux-ci peuvent être radiales, hélicoïdales, ou spirales

D'une façon générale, les ailettes longitudinales posées à l'extérieur d'un tube sont employées Pour un écoulement axial tandis que les ailettes transversales sont pour un écoulement croisé

III.8.3 Rendement de l'ailette:

Le rendement de la surface ailette note est défini étant le rapport de flux de réellement échange par la surface totale S_t du tube pourvu d'ailette au flux maximal qu'elle échangerait si elle était à la température uniforme T_p

La surface de l'ailette de tube de condenseur S_t est somme de la surface non ailette S_p et de la surface totale des ailettes ($n_a S_a$).

Le flux réel a pour expression:

$$\phi_{\text{reel}} = h S_p (T_p - T_m) + h n_a \epsilon S_a (T_p - T_{am}) \quad (\text{III.36})$$

Le flux maximal échangeable est :

$$\phi_{\text{max}} = h (S_p + n_a S_a) (T_p - T_{am}) \quad (\text{III.37})$$

D'où le rendement de l'ailette est donné par expression suivante:

$$\eta = \frac{\phi_{\text{reel}}}{\phi_{\text{max}}} = \frac{S_p + \epsilon n_a S_a}{S_p + n_a S_a}$$

$$\eta = 1 - \frac{n_a S_a}{S_t} (1 - \epsilon) \quad (\text{III-38})$$

III.8.4: Expression du coefficient d'échange convectif de la surface ailette :

Le flux réel échangé par le tube ailette avec le coefficient d'échangé h peut être décomposé en flux échangé par la surface sans ailette du tube avec le coefficient h et un flux échangé par les ailettes avec même coefficient h .

$$\phi = h (S_p + n_a S_a) (T_p - T_{am}) = h S_p (T_p - T_m) + h n_a \epsilon S_a (T_p - T_{am}) \quad (\text{III.39})$$

Donc : $h (S_p + n_a S_a) = n_a \epsilon S_a h + h S_p$

$$H = \frac{h (S_p + \epsilon n_a S_a)}{S_p + n_a S_a} = \eta h \quad (\text{III.40})$$

III.9 Calcul hydraulique

Le calcul des pertes de charges dans un tube devient compliqué lorsque le fluide subit un changement d'état physique « cas condensation dans les tubes de condenseur ».

La chute de pression (pertes de charges), dans un tube droit pour un écoulement biphasé, est la somme de trois termes qui sont :

- ❖ les pertes statiques (ΔP_s)
- ❖ les pertes dues aux frottements sur la paroi (ΔP_f)

❖ les pertes dynamiques (ΔP_a).

Il existe des pertes dus à des courbures ou des coudes, on doit les ajouter aux pertes dynamiques]

$$\Delta P_T = \Delta P_a + \Delta P_f + \Delta P_s \quad (\text{III.41})$$

❖ **Les pertes dues à pression statique :**

$$\text{Elles sont calculées à partir de : } \Delta P_s = (\varepsilon \rho_v + (1 - \varepsilon) \rho_l) \sin \theta \quad (\text{III.42})$$

ε : Taux de vide, est calculé par la relation suivant :

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_v} \left[\left(1 + 0.12(1-x) \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1.18(1-x)(g\sigma(\rho_l - \rho_v))^{0.25}}{\dot{m} \rho_l^{0.5}} \right)^{-1} \right] \quad (\text{III.43})$$

σ : Tension superficielle données en fonction de la température de saturation et de la température critique par la relation suivant :

$$\sigma = \sigma_0 \left(1 - \frac{T_{sat}}{T_c} \right)^{11/9} \quad \text{et} \quad \sigma_0 = 61.23 \times 10^{-3} \text{ (N/m)}$$

❖ **Les pertes dues à accélération**

$$\text{Elle calculée d'après : } \Delta P_a = \dot{m}^2 \left[\frac{x^2}{\rho_v \varepsilon} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\varepsilon)} \right] \quad (\text{III.44})$$

ε : Le taux de vide.

Les pertes dues à frottements :

On distingue deux modèles pour calculer les pertes des charges dues aux frottements et nous allons citer ici les corrélations les plus importantes.

A. **Modèle homogène :** Dans le modèle homogène ; les deux phases sont considérées comme un seul fluide ayant une vitesse unique et dont les propriétés moyennes doivent être déterminées. Correctement l'écoulement est traité par analogie avec un fluide monophasique, le terme de chute de pression due frottement s'exprime comme suite :

[25]

$$\Delta P_f = 2f \frac{\dot{m}^2}{\rho_l d_i}$$

$$f = \frac{0.079}{Re_l^{0.025}}$$

$$Re_l = \frac{\dot{m}(1-x)d_i}{\mu_l}$$

f : Le coefficient de perte de charge

Re_l : Nombre de Reynolds de la phase liquide

B- Modèle à Phase Séparées :

L'Écoulement est considéré comme composé de deux phases s'écoulant séparément et avec des vitesses différentes.

Méthode de Muller 8- Steinhoger Et Heck :

Cette méthode, nous avons :

$$\Delta P_f = F(1 - x)^{\frac{1}{3}} + \Delta P_v x^2$$

$$F = \Delta P_l + 2(\Delta P_v + \Delta P_l) x$$

$$\Delta P_f = 4f_l \left(\frac{L}{d_i} \right) \left(\frac{G^2}{2\rho_l} \right)$$

$$\Delta P_v = 4f_v \left(\frac{L}{d_i} \right) \left(\frac{G^2}{2\rho_v} \right)$$

$$f_l = \frac{0.079}{Re_l^{0.025}}$$

$$f_v = \frac{0.079}{Re_v^{0.025}}$$

ΔP_f : Le terme de chute de pression due aux frottements

ΔP_v : Les termes de chute de pression due aux frottements des deux phases : liquide et vapeur

f_l, f_v : Les coefficients des pertes de charge due aux frottements des deux phases : liquide et Vapeur.

F : La somme des pertes de charge.

CONCLUSION

Les méthodes les plus utilisées pour dimensions d'un condenseur sont les suivantes :

Méthode de NUT (nombre d'unité de transfert) et D T L M méthode de (différence de température logarithmique moyenne).

Dans notre travail on a utilisée la méthode ΔTLM car on comme données les températures de fluide frigorigène et la température ambiante.

IV.1 Introduction :

Dans ce chapitre nous allons décrire une méthode de calcul d'un condenseur à air à circulation naturelle et qui doit perdre une puissance frigorifique Q_c .

Cette chaleur sera cédée à un médium de refroidissement de l'air ambiant. Ce calcul nécessite l'analyse des échanges thermiques intervenant lors du fonctionnement du condenseur.

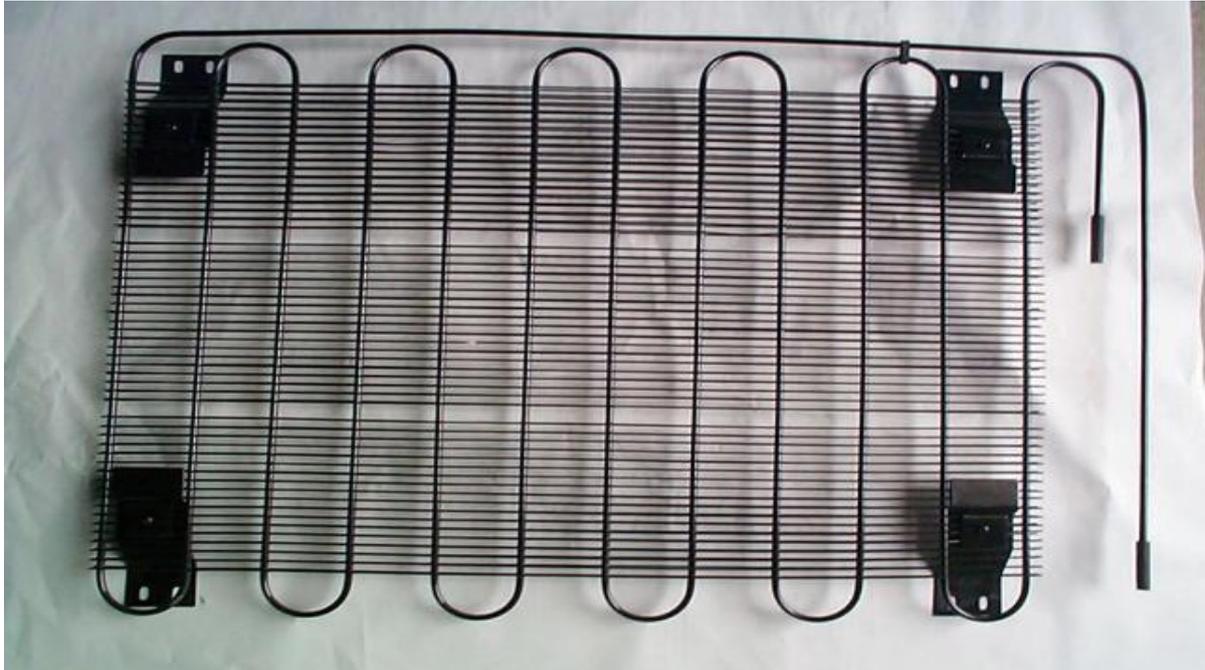


Figure IV.1 : condenseur vertical

IV.2 Caractéristiques du congélateur solaire 314L

IV.2.1 Description générale

Le congélateur est une machine frigorifique à compression non étagée. Il a une armoire frigorifique d'un seul compartiment d'une capacité de 314 litres, il assure la conservation ou la congélation des produits entreposés à une température de -18°C . L'armoire est constituée de deux cuves, une intérieure et une autre extérieure, séparées par une couche d'isolant (polyuréthane expansé).

Caractéristiques	grandeurs
Densité	42 kg/m^3
Résistance à la compression	(1.8 - 2) Kg/m^2
Conductivité thermique moyenne	0.0215 $\text{W}/\text{m}.\text{C}$

Tableau IV.1 : données sur l'isolant

IV.2 .2 Description des composants principaux du congélateur solaire 314L

L'appareil est composé de :

1. Un compresseur :

Le congélateur solaire 314L a un compresseur volumétrique hermétique de type alternatif, il a les caractéristiques suivantes (annexe V) :

1. Type de compresseur : 102Z30216
2. Refroidissement à l'huile
3. Charge d'huile : 125 c m³
4. Charge réfrigérante maximale: 400g
5. Tension 220V /fréquence 50 Hz

Remarque

Dans le compresseur volumétrique, la compression se fait par la réduction du volume contenant le gaz à comprimer.

Dans le compresseur centrifuge, la compression du fluide s'effectue grâce à la force centrifuge.

2. Un détendeur :

C'est un tube en cuivre de diamètre intérieur choisi entre 0,6 et 2,8 mm et de longueur parfaitement déterminée pour créer une perte de charge (c'est-à-dire une chute de pression du fluide admis à l'évaporateur) suffisante pour équilibrer la différence de pression entre le refoulement et l'aspiration du compresseur.

Le rôle d'un détendeur : situé entre la haute pression (pression de condensation) et la basse pression (pression d'évaporation), il fait subir au fluide frigorigène la perte de charge nécessaire et assure l'alimentation de l'évaporateur en fluide frigorigène à l'état liquide.

3. Un évaporateur :

Fabriqué à partir d'une tôle en aluminium suivant le procédé « Roll Bond », il a pour rôle d'assurer le passage du flux thermique du milieu à refroidir au fluide frigorigène.

4. Un condenseur :

Un condenseur est un échangeur de chaleur de type à circulation d'air naturel, fabriqué à partir de tube d'acier doux de diamètre intérieur 4.15 mm et de diamètre extérieur 5 mm sous forme de serpentin sur lequel sont soudés des fils en cuivre ronds de diamètre 1.4 mm.

Il est placé verticalement derrière l'armoire frigorifique et sert à l'évacuation du flux thermique du fluide frigorigène au milieu extérieur.

5. Un accumulateur : placé à proximité du compresseur, son but est d'empêcher l'aspiration accidentelle du liquide par ce dernier.

6. Filtre deshydrateur : ayant pour but de maintenir la quantité d'eau présente dans le fluide frigorigène au-dessous d'une valeur maximale qui vaut, pour le R134a, 10ppm.

7. Un panneau solaire : utilisé pour produire l'électricité nécessaire pour cette machine frigorifique

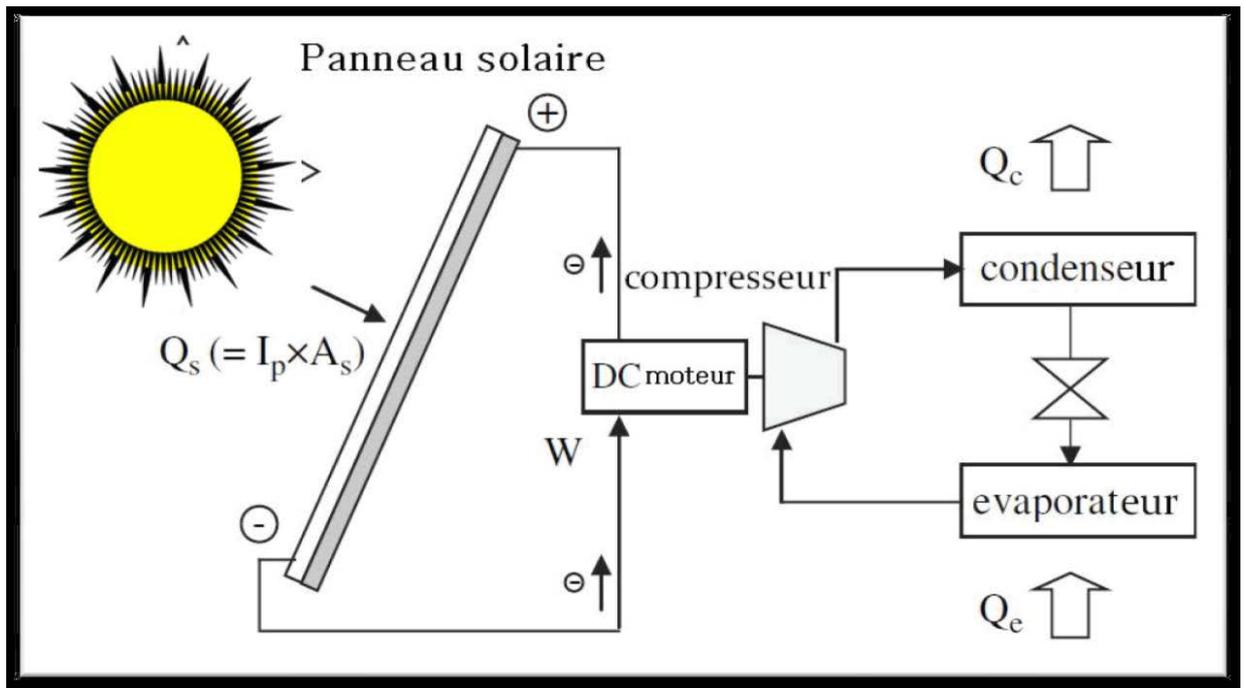


Figure IV .2 : schéma d'une machine frigorifique solaire électrique à compression de vapeur

Le panneau solaire est composé des cellules photovoltaïques.

Les photopiles ou cellules photovoltaïques sont des composants optoélectroniques qui transforment directement la lumière solaire en électricité. Elles sont réalisées à l'aide de matériaux semi-conducteurs, c'est-à-dire ayant des propriétés intermédiaires entre les conducteurs et les isolants.

Le module est l'élément principal d'une installation photovoltaïque. Il est composé de plusieurs cellules qui sont reliées entre elles par un circuit électrique.

La cellule individuelle, unité de base d'un système photovoltaïque, ne produit qu'une très faible puissance électrique, typiquement de 1 à 3 W avec une tension de moins d'un volt.

Pour produire plus de puissance, les cellules sont assemblées pour former un module (ou panneau).



Figure IV.3 : panneau solaire

Remarque :

Le fluide frigorigène utilisé dans le congélateur est le R134a de formule chimique $\text{CF}_2\text{-CHF}_2$ du type HFC de masse molaire 102.08g /mol.

Les propriétés physiques et caractéristiques thermodynamiques du R134a sont consignées en annexes V et peuvent être obtenues par SONKLANE 8.

IV.2.2. Présentation du logiciel SOL KANE 8 :

Le logiciel SOL KANE 8 est utilisé pour :

1. calculer les paramètres thermodynamiques des substances et les propriétés de transport de tous les fluides frigorigènes SOLKANE8.
2. Afficher le diagramme P. H ou T .S des fluides frigorigènes SOLKANE8.
3. Assurer dans une fenêtre d'aide de Windows, une information complète sur les fluides frigorigènes SOLKANE 8 depuis les propriétés physiques jusqu'au transport et à la garniture.

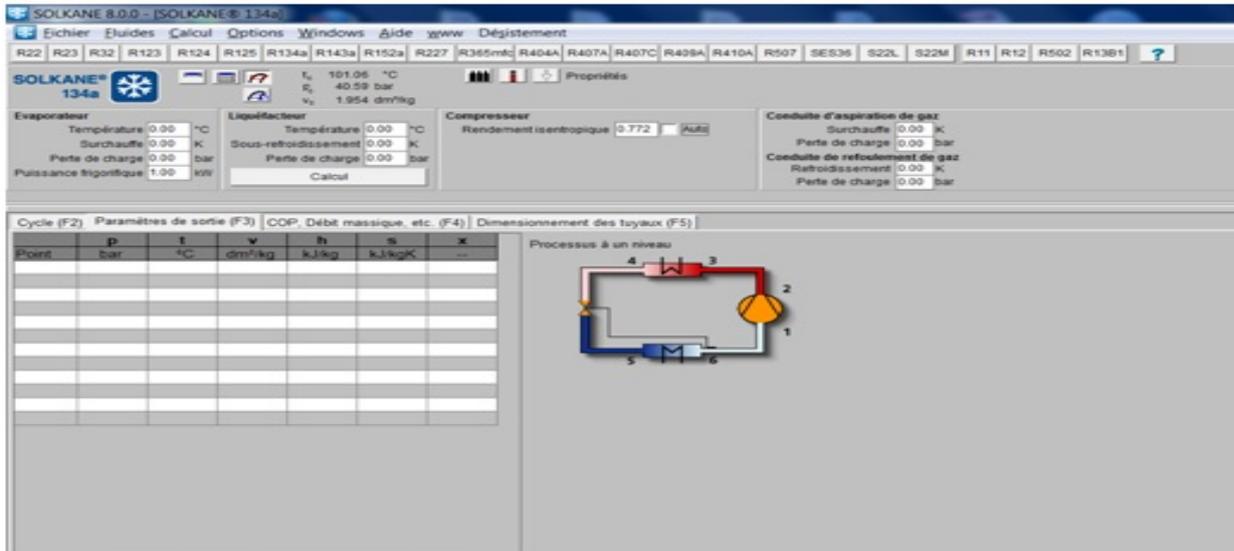


Figure IV.4 : calcul des paramètres thermodynamiques de cycle de machine frigorifique un seul étage

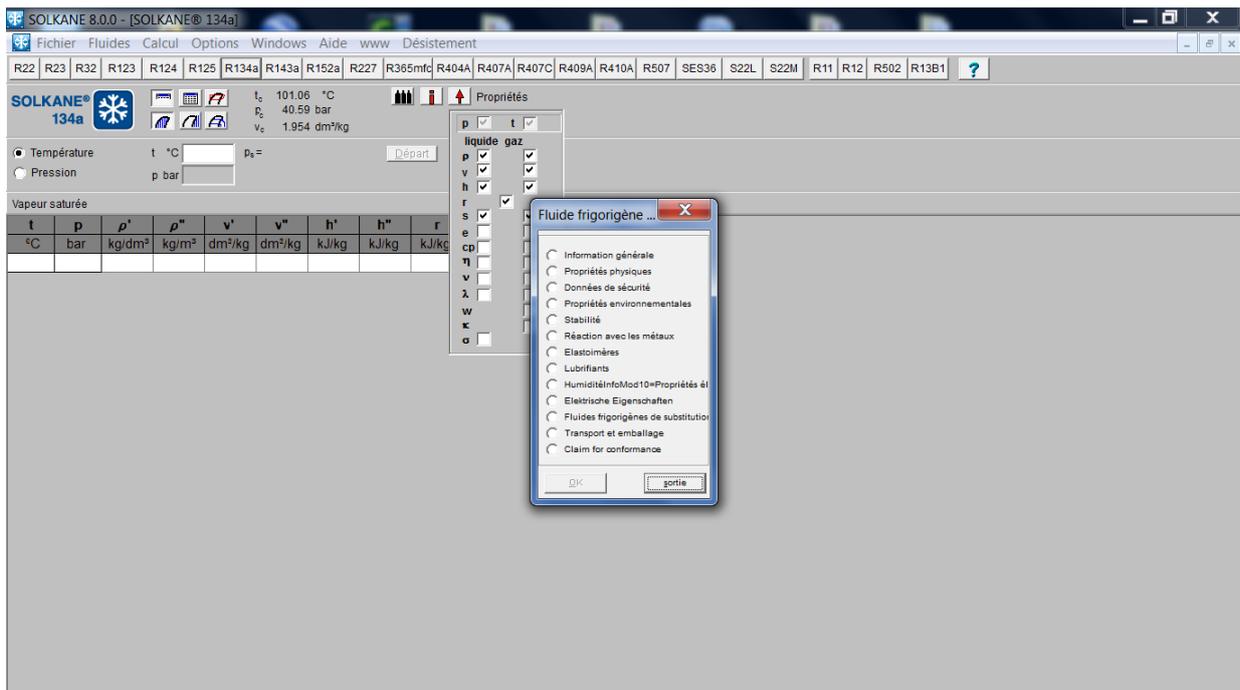


Figure IV.5 : calcul de la propriété de fluide frigorigère

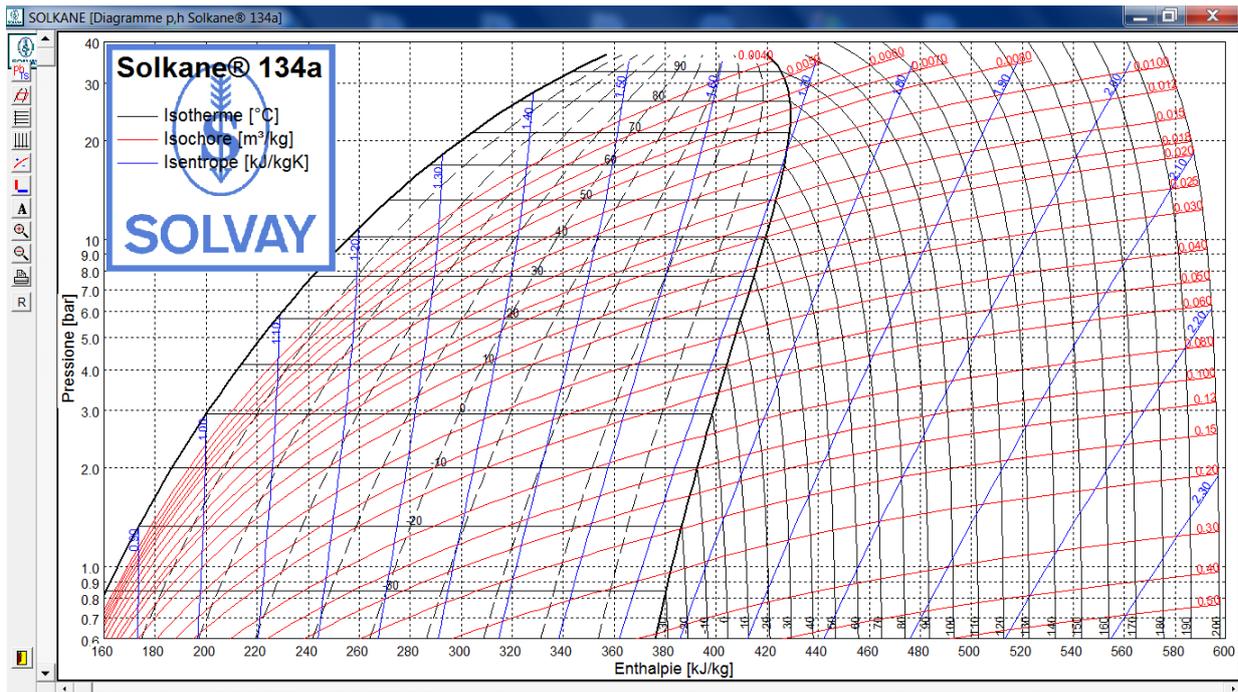


Figure IV.6 : présentation du diagramme p .h

IV. 2.3. Cycle théorique du congélateur solaire 314L

Les transformations subies par le fluide frigorigène R134 a lorsqu'il décrit un cycle qu'on suppose idéal sont représentées par le logiciel de SOLKANE 8 sur le diagramme enthalpique (P, h). La température de condensation est de 54.5 °C et la température d'évaporation est de -23.3°C.

▪ Evolution 1→2

Le compresseur aspire les vapeurs provenant de l'évaporateur et restitue au refoulement des vapeurs comprimées et surchauffées.

Le travail fourni au compresseur par unité de masse est égal à la différence des enthalpies du fluide entre le point de refoulement et le point d'aspiration, soit : $w = h_{2s} - h_1$ (IV .1)

h_1 et h_{2s} sont lus à partir du diagramme (log p, h) fourni par logiciel SOLKANE 8

$$W = 438.01 - 384.73 = 53.28 \text{ kJ/kg}$$

▪ Evolution 2→3

Les vapeurs comprimées à température relativement élevée pénètrent dans le condenseur, après leur désurchauffe jusqu'à la température de saturation, elles sont à température constante en cédant de la chaleur au milieu extérieur.

La température de condensation est $T_3 = 54,5^\circ\text{C}$

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

$$Q_c = Q_v + W = Q_v + (h_{2s} + h_1)$$

avec :

$$Q_v = h_1 - h_4 \quad (\text{IV. 2})$$

Finalement:

$$Q_c = h_{2s} - h_4 = 160 \text{ kJ/kg}$$

▪ **Evolution 4**

Le fluide frigorigène entre dans le tube capillaire subit une chute de pression, ceci provoque d'une part, la vaporisation partielle de celui-ci et d'autre part le refroidissement du frigorigène jusqu'à la température de vaporisation du liquide restant. La détente du fluide est une détente isenthalpique, soit : $h_4 = h_5 = 278.4 \text{ kJ/kg}$ (IV.3)

▪ **Évolution 5→1**

Le mélange liquide-vapeur provenant du détendeur se vaporise totalement dans l'évaporateur par ébullition à une température constante $T = -23.3 \text{ °C}$. Cette vaporisation provoque une absorption d'une quantité de chaleur du milieu à refroidir.

La vaporisation du liquide contenu dans le mélange absorbe par kilogramme la quantité de chaleur Q_v telle que $Q_v = h_1 - h_5 = h_1 - h_4$ (IV. 4)

Soit :

$$Q_v = h_1 - h_5 = 105.94 \text{ kJ/kg}$$

IV.2.3.1. Condition de fonctionnement

Lieu	Température
Température moyenne de congélateur	-18 °C
température d'évaporateur	-23.3 °C
Température de condensation	54.5°C
Température d'ambiante	43°C

Tableau IV .2: données sur la condition de fonctionnement(ENIEM)

Point	1	2S	2	3'	4	5	6
P (bar)	1.15	14.73	14.73	14,73	14,73	1,15	1,15
h (kJ /kg)	384.47	438.01	451.32	424,96	278,53	278,53	384.47
t(C°)	-23.3	65.17	76.68	54.5	54.5	-23.3	-23.3

Tableau IV.3: paramètres thermodynamiques du cycle idéal de congélateur solaire 314L

Le processus décrit précédemment est résumé dans le tableau ci-dessus :

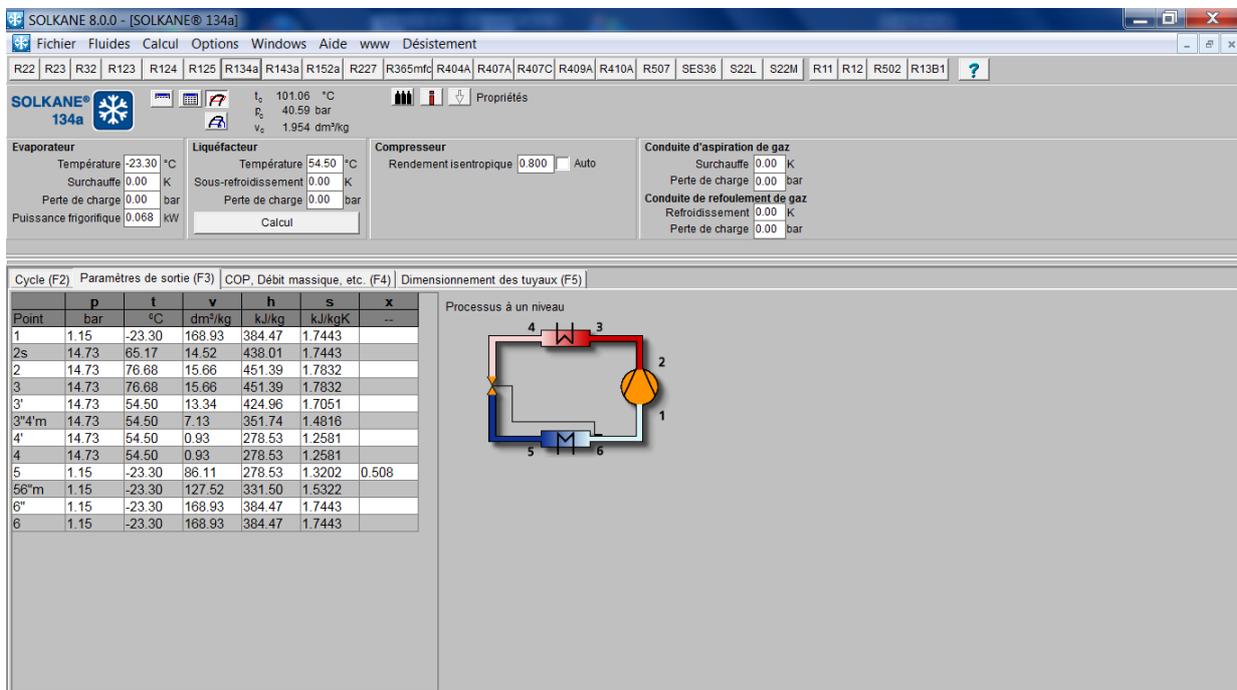


Figure iv.7: paramètres thermodynamiques du cycle idéal de congélateur solaire 314L

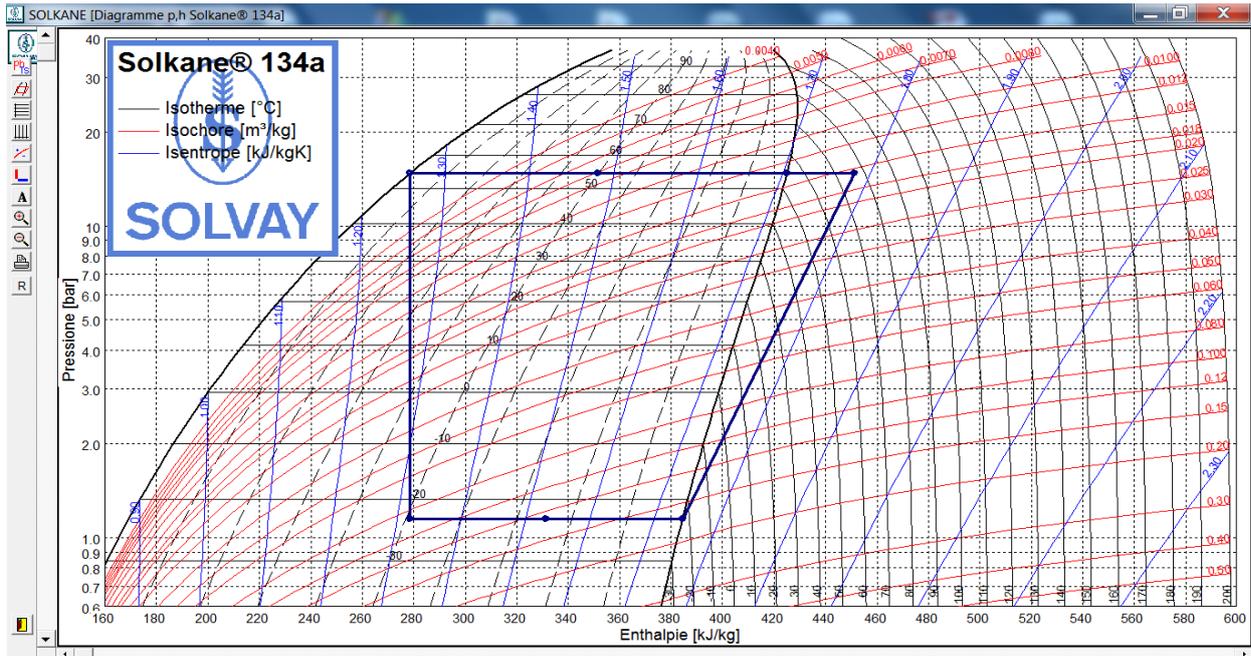


Figure IV.8 : Cycle idéal du congélateur 314L

IV.3 Bilan thermique du congélateur :

Un bilan thermique est mis en équation d'un problème de transfert de chaleur. Dans notre cas, ce bilan consiste à déterminer toute la dissipation et tous les apports thermiques en provenance de l'extérieur. Cela permettra par la suite d'estimer la quantité de chaleur à l'extérieur de l'enceinte du congélateur que l'on veut maintenir à une certaine température. de plus, connaissant les paramètres du cycle thermodynamique de la machine, on pourra aisément déterminer le débit du frigorigène, qui est une caractéristique importante pour le dimensionnement du condenseur de congélateur.

la machine étant destinée à la congélation et au stockage essentiellement de produit provenant de la chaîne du froid, donc pré-froidis. Par conséquent le bilan thermique ne tient pas compte de la chaleur dégagée par les denrées. Il s'agit donc de calculer les apports de chaleur (pertes frigorifiques) qui est une caractéristique importante pour le dimensionnement du condenseur de congélateur.

Les différents apports sont représentés sur la figure (IV.9),

où :

ϕ_1 : Apport calorifique par la paroi inférieure du congélateur

ϕ_2 : Apport calorifique par la paroi arrière de l'armoire

ϕ_3 : Apport calorifique par la paroi latérale droite

ϕ_4 : Apport de chaleur par la paroi avant

ϕ_5 : Apport par la paroi latérale droit

ϕ_6 et ϕ_8 : Apports par les parois du logement du compresseur

ϕ_7 : Apport thermique par la porte de congélateur

ϕ_r : Apport par renouvellement de l'air

$$\phi_t = \sum_{i=8}^{i=1} (\phi_i) + \phi_j + \phi_r$$

(Congélateur fermé) $\implies Q_r = 0$

Donc :

$$\phi_t = \sum_{i=8}^{i=1} (\phi_i) + \phi_j \quad (IV.5)$$

IV.3.1. Caractéristiques géométriques de l'armoire frigorifique

Les dimensions de l'armoire frigorifique sont représentées sur figure (IV.10.)

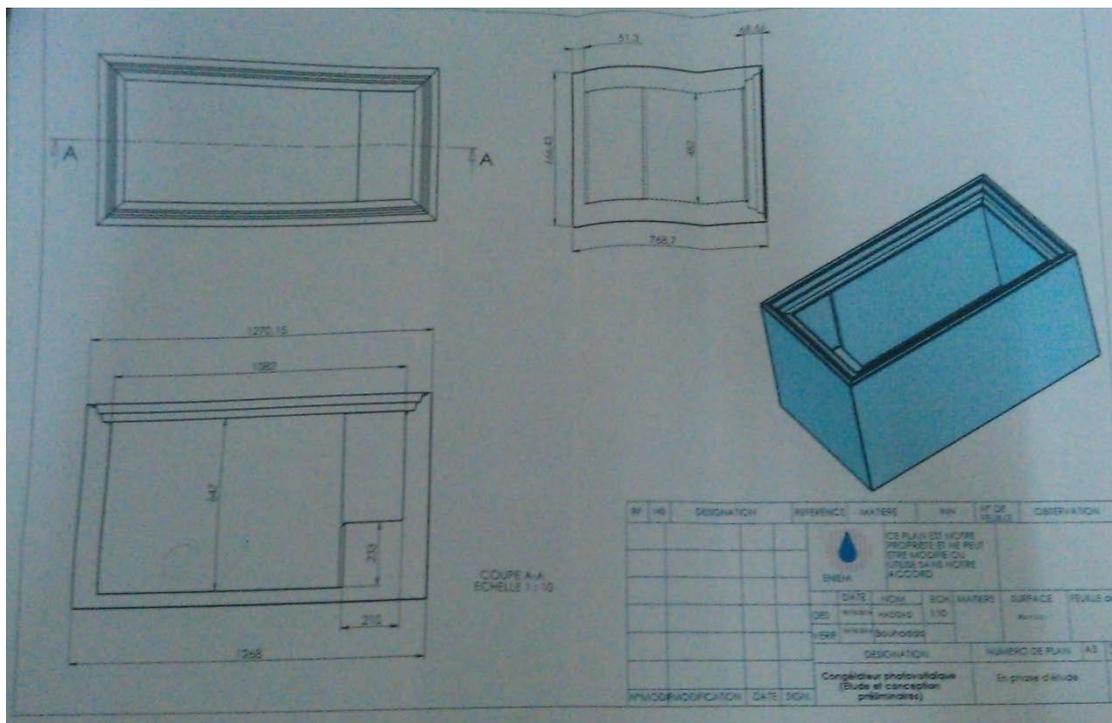


Figure IV.10 : plan de congélateur solaire

IV.3.2. Transmission de chaleur à travers une paroi du congélateur :

La figure (IV.11) représente une paroi plane homogène du congélateur de conductivité thermique λ d'épaisseur E baignées par deux ambiances, une ambiance intérieure d'indice i et une autre extérieure d'indice e . De part et d'autre de la paroi règnent deux conditions de températures T_i et T_e

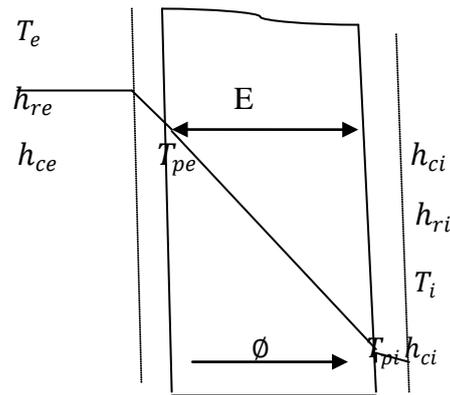


Figure.(IV.11) :transfert de chaleur à travers une paroi du congélateur

Le flux traversant cette paroi est donné par :

$$\Phi = K \Delta T \quad (IV.6)$$

$\Delta T = T_e - T_i$: écart de température entre les deux ambiances (K)

K : coefficient d'échangeur global ($W/m^2 \cdot K$)

IV.3.2.1 Expression du coefficient d'échange global

Le coefficient d'échange global entre les deux fluides a pour expression :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i S_i} + \frac{e}{\lambda S_m} + \frac{1}{h_e S_e}} \quad (IV.7)$$

Avec :

h_i : Coefficient d'échange superficiel de l'ambiance intérieure

h_e : Coefficient d'échange superficiel de l'ambiance extérieure

S_e : Surface extérieure de la paroi

S_i : Surface intérieure de la paroi

S_m : Surface moyenne, elle vaut pour une paroi plane : $S_m = \frac{S_e + S_i}{2}$

IV.3.2. 1.1 Calcul de conductivité thermique de l'isolant λ :

λ est donnée par la relation suivante : [34]

$$\lambda_m = b + a T_m \quad (IV.8)$$

b : la conductivité de l'isolant à $0^\circ C$ [$kcal/h \cdot m^2 \cdot ^\circ C$]

a : Coefficient thermique de l'isolant

T_m : Température moyenne des surfaces extérieures et intérieures

Pour la mousse de polyuréthane rigide :

$b=0.016$ et $a=0.00012$

$$\lambda_{isol} = 0,016 \left(\frac{4185}{3600} \right) + 0.00012 \times \frac{43-18}{2} = 0,0201 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\lambda_{isol} = 0,0201 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

	Paroi intérieure	Isolant	Paroi extérieure	Unité
Conductivité thermique(λ)	45.7	0.0201	45.7	w.
Épaisseur(m)	0.007	0.11	0.0005	M

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

Donc, on néglige les résistances de la paroi intérieure et extérieure

$$k = \frac{1}{\frac{1}{S_i h_i} + \frac{e_{is}}{\lambda_{is} S_m} + \frac{1}{S_e h_e}}$$

λ_{is} : Conductivité thermique d'isolant (W/m. K)

e_{is} : Épaisseur de la paroi(m)

h_i : Coefficient d'échange de chaleur de la surface extérieure de parois

h_e : Coefficient d'échange de chaleur de la surface intérieure des parois

Pour simplifier le calcul, nous supposons que la température de la paroi extérieure est inférieure de 2°C par rapport à l'ambiance et la température des parois internes est supérieure de 2°C par rapport à la température intérieure.

IV.3.2. 1.2 Coefficient d'échange superficiel :

Le coefficient d'échange superficiel entre une paroi et un fluide la baignant s'exprime par :

$$h = h_c + h_r \quad (\text{IV.9})$$

où h_c et h_r traduisent respectivement l'influence de la convection et du rayonnement.

A. Coefficient d'échange convectif :

La littérature fournit, par le biais de l'analyse dimensionnelle un ensemble de corrélations pour l'évaluation des coefficients d'échange convectifs internes et externes pour différentes parois de géométrie diverses et de dispositions variées. Le coefficient d'échange moyen est donné par :

$$\bar{h}_c = \frac{\lambda}{L} \overline{Nu} \quad (\text{IV.10})$$

où :

λ : Conductivité thermique du fluide (W/m.°C)

L : longueur caractéristique(m)

\overline{Nu} : Nombre de Nusselt moyen

La forme générale du nombre de Nusselt moyen est :

$$\overline{Nu} = C(Gr.Pr)^m \quad (IV.11)$$

C et m sont des constantes qui dépendent du régime d'écoulement et des caractéristique du fluide.

$Gr = \frac{\beta \cdot g \Delta T L^3}{\nu^2}$ est nombre de Grashoff

Et $Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$ est le nombre de Prandtl

ΔT : représente l'écart de température entre la paroi et le milieu extérieur de l'armoire.

β : Représente le coefficient de dilatation volumique de l'air, qui vaut $\frac{1}{T_f}$ si ce dernier est assimilé à un gaz parfait.

$$\text{Avec : } T_{fi} = \frac{(T_{pi} + T_i)}{2} \quad (IV.12)$$

$$\text{Avec : } T_{fe} = \frac{(T_{pe} + T_{amb})}{2} \quad (IV.13)$$

Les propriétés de l'air sont évaluées à la température de film T_f

On utilise les équations des annexes II pour calculer les propriétés de l'air.

Remarque :

Le nombre adimensionnel et la longueur caractéristique sont explicites dans l'annexe III

Dans cette étude les différents cas de figures rencontrés sont :

1. Plaques verticales [26]

$$\overline{Nu} = 0,59(Gr.Pr)^{1/4} \quad 10^4 < Gr.Pr < 10^9$$

$$\overline{Nu} = 0,13(Gr.Pr)^{1/3} \quad 10^9 < Gr.Pr < 10^{13}$$

2. Plaques horizontales : on distingue deux cas : [26].

1. Flux descendant : face supérieure plus froide ou face inférieure plus chaude par rapport au fluide.

$$\overline{Nu} = 0,27(Gr.Pr)^{1/4} \quad 3 \cdot 10^5 < Gr.Pr < 10^{10}$$

2. Flux ascendant : face inférieure plus froide ou face supérieure plus chaude par rapport au fluide.

$$\overline{Nu} = 0,54(Gr.Pr)^{1/4} \quad 10^5 < Gr.Pr < 2 \cdot 10^7$$

$$\overline{Nu} = 0,14(Gr.Pr)^{1/3} \quad 2 \cdot 10^7 < Gr.Pr < 3 \cdot 10^{10}$$

B. Calcul coefficient d'échangé par rayonnement :

$$h_r = \varepsilon \cdot \sigma (T_p^2 + T_{am}^2) (T_p + T_{am}) \quad (\text{IV.14})$$

σ : Constante de Stephan Boltzmann : $\sigma: 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$

ε : Émissivité de surface paroi congélateur ε

a. **Calcul du coefficient d'échangé extérieur**

- Calcul du coefficient d'échangé convectif : h_{ce}

On utilise les équations des annexes IV pour calculer les propriétés thermodynamiques de l'air à température de film extérieur avec :

$$T_{fe} = \frac{(T_{pe} + T_{amb})}{2} = \frac{41 + 43}{2} = 42^\circ\text{C} = 315,15 \text{ K}$$

	Valeur	unité
Masse volumique(ρ)	1,12	Kg/m^{-3}
Viscosité cinématique(ν)	$1,11705 \cdot 10^{-5}$	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
Conductivité thermique du fluide (λ)	0.0273	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Chaleur massique à pression constante (c_p)	1006,18	$\text{J} \cdot \text{Kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Coefficient de dilatation volumique(β)	$31,746 \cdot 10^{-4}$	K^{-1}
Viscosité dynamique(ν)	$1.9 \cdot 10^{-5}$	$\text{Kg/m} \cdot \text{s}$

On utilise les formules précédentes pour calculer le coefficient d'échange convectif extérieur. Les résultats obtenus sont dans sur le tableau suivant :

h_{c1}	h_{c2}	h_{c3}	h_{c4}	h_{c5}	h_{c6}	h_{c7}	h_{c8}
0.847	1.94	1.94	1.94	2.15	2.44	1.64	1.06

- Calcul du coefficient d'échangé par rayonnement extérieur

$$h_r = \varepsilon * \sigma (T_{pe}^2 + T_{am}^2) (T_{pe} + T_{am})$$

σ : Constante de Stephan Boltzmann : $\sigma: 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$

ε : Émissivité de surface de la paroi du congélateur ε (laque blanche)

ε	σ	T_{pe}	T_{am}	h_{re}
0.87	$5.67 \cdot 10^{-8}$	314 K	316. K	$6,16 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

b. **Calcul du coefficient d'échange intérieur h_{int}**

La transmission thermique de la surface intérieure est la somme de la transmission thermique par convection et la transmission thermique par rayonnement. Elle est donnée par la relation suivante :

$$h_i = h_{ci} + h_{ri} \quad (\text{IV.15})$$

- Calcul de transmission thermique par rayonnement h_{ri}

$$h_{ri} = \varepsilon \sigma (T_{pi}^2 + T_i^2) (T_{pi} + T_i) \quad (\text{IV.16})$$

σ : Constante de Stephan Boltzmann : $\sigma: 5.67 \times 10^{-8} \text{ w/m}^2 \text{ k}^4$

ε : Émissivité de surface intérieure du congélateur $\varepsilon: 0.63$ (*acier, galvanise ancien*)

ε	σ	T_{pi}	T_i	h_{re}
0.63	$5.67 \cdot 10^{-8}$	255K	257K	$2.4 \text{ w/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

b. Calcul du coefficient d'échange convectif intérieur h_{int}

On utilise les équations des annexes III pour calculer les propriétés thermodynamiques de l'air à température de film extérieur avec :

$$T_{fe} = \frac{(T_{pi} + T_i)}{2} = \frac{-18 - 16}{2} = -17^\circ\text{C} = 256\text{k}$$

	Valeur	unité
Masse volumique(ρ)	1.378	Kg/m^3
Viscosité dynamique(ν)	$1,18 \cdot 10^{-5}$	$\text{m}^2 \text{ s}^{-1}$
Conductivité thermique du fluide (λ)	0.0227	$\text{w. m}^{-1} \cdot \text{k}^{-1}$
Chaleur massique à pression constante (c_p)	1004.74	$\text{j. Kg}^{-1} \cdot \text{k}^{-1}$
Coefficient de dilatation volumique β	$39.06 \cdot 10^{-4}$	k^{-1}

On utilise les formules précédentes pour calculer le coefficient d'échange convectif intérieur.

Les résultats obtenus sont dans sur le tableau suivant :

h_{c1}	h_{c2}	h_{c3}	h_{c4}	h_{c5}	h_{c6}	h_{c7}	h_{c8}
2.07	2.1	2.1	2.1	2.35	2.71	1.83	2.44

IV.3.3. Les pertes frigorifiques par les parois

Température intérieure : -18°C

Température extérieure : 43°C

On pose la température des parois intérieure et extérieure du congélateur :-16°C, 41°C

Le tableau ci-dessous représente les valeurs obtenues après les calculs des coefficients de l'échange et les pertes thermiques pour différentes parois du congélateur.

face	S_i (m ²)	S_{moy} (m ²)	S_e (m ²)	$T_{ex} - T_{in}$	ΔT (°C)	h_i (w/m ² K)	ΔT_{ext} (°C)	h_e (w/m ² K)	e (m)	flux W	
1	0,420	0,564	0,709	61	2	4,48	2	7,00	0,0513	11,60	
2	0,651	0,788	0,926	61	2	4,51	2	8,1	0,11	8,22	
3	0,311	0,412	0,514	61	2	4,51	2	8,1	0,11	4,38	
4	0,651	0,788	0,926	61	2	4,51	2	8,1	0,11	8,22	
5	0,199	0,268	0,336	61	2	4,76	2	8,31	0,11	2,79	
6	0,101	0,120	0,140	61	2	4,85	2	7,21	0,11	1,25	
7	0,521	0,685	0,849	61	2	4,24	2	7,8	0,17	4,71	
8	0,112	0,133	0,155	61	2	5,12	2	8,6	0,11	1,39	
$\sum \phi$				42,58w							

Tableau IV.4 : flux thermique traversant la paroi de congélateur solaire

IV.3.4 Apports calorifiques à travers le joint:

L'apport calorifique à travers le joint est donné par : [27]

$$\phi_j = CL(T_e - T_i) \tag{IV.17}$$

T_e et T_i sont respectivement les températures des deux ambiances, extérieure et intérieure

L : Longueur totale des arêtes

C : coefficient de transmission linéique (W/m.s)

ΔT : écart de température de part et d'autre de la paroi (K)

L	C	T_{int}	T_{ext}
3.128	0.054	-18	43
ϕ_j	10.30W		

IV.3.5 Apport total :

$$\phi_t = \phi_p + \phi_j \tag{IV.18}$$

$$\phi_t = (42.97 + 10.30) = 52.88 \text{ W}$$

IV.3.5 Puissance frigorifique effective

Pour assurer la longévité du matériel et la bonne tenue de l'installation, la puissance frigorifique est calculée pour un temps de marche moyen pris entre 14 et 16 heures sur 24 heures, et ce pour les installations commerciales et domestiques. [28]

$$\Phi_{eff} = \Phi_t * \frac{24}{15} = 84.6 \text{ W}$$

$$\Phi_{eff} = 84.6 \text{ W}$$

IV.4. Débit massique du fluide frigorigène

Le débit théorique du fluide frigorigène est donné par le rapport de la puissance frigorifique effective par la quantité de chaleur soutirée par l'évaporateur

$$\Phi_0 = \dot{m}(h_1 - h_5) \text{ et } \Phi_{eff} = \Phi_0$$

$$\dot{m} = \frac{\Phi_{eff}}{h_1 - h_5} \quad (\text{IV. 19})$$

$$(h_1 - h_5) = 384.37 - 278.45 = 105.92 \text{ KJ/kg}$$

$$\dot{m} = 2,89 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m} = 2,89 \text{ kg/h}$$

IV.5. Calcul du condenseur:

Le condenseur doit être dimensionné avec précision, il doit évacuer la chaleur absorbée à l'évaporateur. Elle augmente de l'équivalent thermique du travail de compression.

IV.5.1. Présentation des composants de condenseur :

Le tube : c'est un tube long serpentin avec un diamètre interne de 4,15 mm et un diamètre extérieur de 5 mm et le diamètre qui sépare les deux passages du tube est égale à 50 mm.

La nature du métal de fabrication de tube est en acier.

Les caractéristiques générales de l'acier utilisé (Proposées par l'E.N.I.E.M) sont données dans le tableau ci-dessous.

Masse volumique (K_g/m^3)	7.85
Température de fusion T_f (°C)	1400
Conductivité thermique λ_t (w/m. k)	45.7
Coefficient de dilatation linéaire ($\times 10^6$)	11.7
Chaleur massique Cp_t (J/kg. k)	447
Résistance à la traction R_t (N/mm^2)	415-510
Limite d'élasticité (N/mm^2)	240
Allongement (%)	23

Tableau IV.5 : caractéristiques générales de tube de condenseur

IV.5.3 Calcul du flux de chaleur cédé par le condenseur de congélateur :

1. Cycle de référence de machine frigorigène :

On utilise le logiciel SOLKANE 8 pour tracer le cycle de référence frigorifique de la machine en s'appuyant sur les considérations suivantes :

	Températures
Température d'évaporation	-23,3°C
Température de condensation	54,5 °C
Une détente isenthalpique dans le détendeur	
surchauffe	5°C
Sous-refroidissement du liquide,	5°C

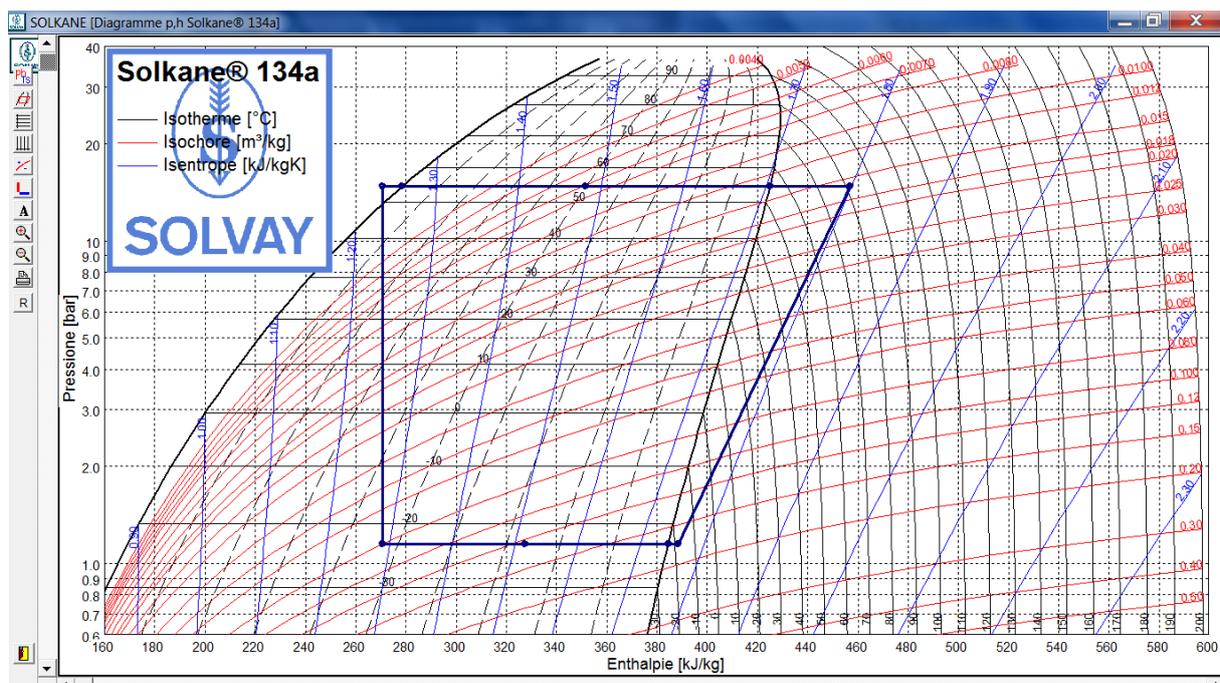


Figure IV.12: cycle frigorifique de référence de machine frigorifique

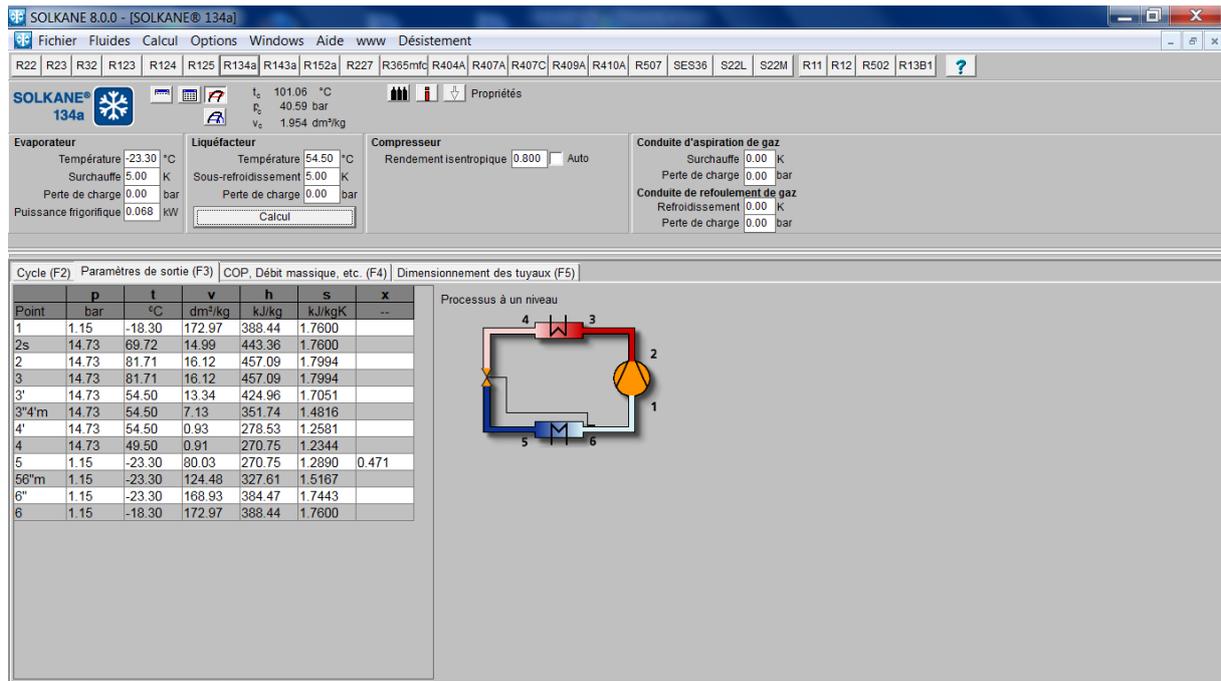


Figure IV.13: paramètres thermodynamiques du cycle de référence du congélateur

	2s	3	4	5
Enthalpie (KJ/kg)	443.42	424.96	278.53	270.60
température°C	69.72	54.5	54.5	49.5

Tableau IV.7: Paramètres thermodynamiques de condenseur

2. Calcul de la quantité de chaleur cédée par le condenseur du congélateur :

En général, un condenseur réalise les trois opérations suivantes :

Une zone de désurchauffe

Une zone de condensation

Une zone de sous-refroidissement

Encore :

Le flux de chaleur cédée par le fluide frigorigène à l'air est la somme des flux mis en jeu dans les zones, de désurchauffe, de condensation, et de sous-refroidissement.

$$\Phi_T = \Phi_{des} + \Phi_c + \Phi_{sr}$$

$$\Phi_T = \dot{m} (h_{rec} - h_{rsd}) + \dot{m} L_c + \dot{m} (h_{resr} - h_{rsc}) \tag{IV. 20}$$

Φ_l : Le flux de chaleur total

$\Phi_{des} = \dot{m}(h_{2s} - h_3) = \dot{m} (h_{rec} - h_{rsd})$: le flux de chaleur cédée lors de la désurchauffe

$\Phi_c = \dot{m}(h_3 - h_4) = \dot{m} L_c$: le flux de chaleur cédée lors de condensation

$\Phi_{sf} = \dot{m}(h_4 - h_5) = \dot{m} (h_{rec} - h_{rsd})$: le flux de chaleur cédé lors du sous-refroidissement :

	Zone de désurchauffe	Zone de condensation	Zone de sous-refroidissement	Le flux de chaleur total
Le flux de chaleur(w)	14.82	117,55	6.35	138,72

Tableau IV.8 : le flux de chaleur de chaque zone

Après les résultats dans le tableau, le flux de chaleur cédé de la zone de sous-Refroidissement est 5,40% par rapport au flux perdu de la zone de condensation. Donc on néglige ce flux.

Dans le condenseur à tube et fils des appareils électroménagers, on néglige la zone de sous-refroidissement.

Remarque :

1. La surface d'échange totale du condenseur est la somme relative aux zones de désurchauffe, de condensation.

$$S_t = S_{ds} + S_c \quad (IV.21)$$

S_d : Surface nécessaire à désurchauffe

S_c : Surface nécessaire a la de condensation

2. La figure IV.14 représente les dimensions de la paroi extérieure de la cuve du congélateur 314L. Le condenseur que l'on propose est sous forme de tube serpentin, il est placé verticalement derrière sur le cuve avec des ailettes horizontales, utilisant un tube en acier de diamètre intérieur 4.15 mm et diamètre extérieur 5 mm.

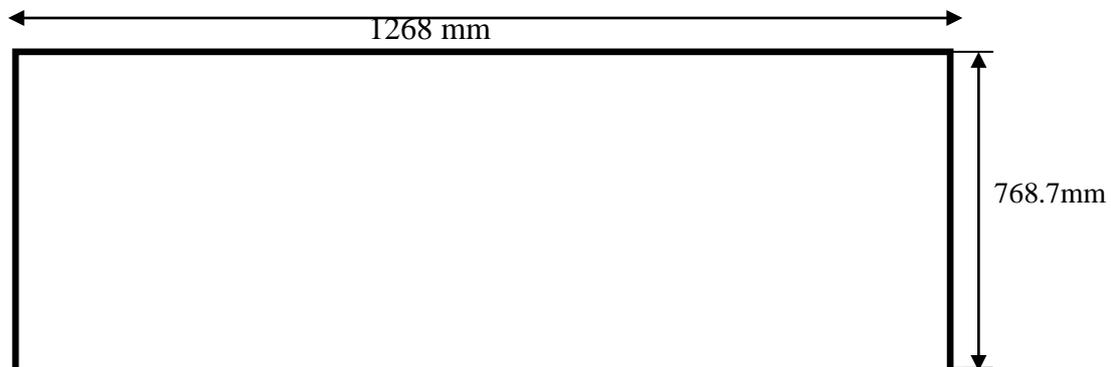


Figure IV.14 : Cuve extérieure

On suppose que ce condenseur soit sans ailettes, et on détermine la longueur maximale du tube disposé sur la cuve.

1. La longueur maximale disposée sur la cuve

Nombre de passe :

$$N_{Max} = \frac{l}{2L_a} = \frac{1268}{50} = 26$$

▪ Si la longueur de passe max : 768.7 mm

Largeur (L):

$$s_1 = \pi d_e N_t L$$

$$s_1 = 0.314 m^2$$

Longueur de tube : 19.99m

Si la longueur de passe : 625 mm

• Longueur de tube : 16.25m

2. La longueur du tube selon la quantité de chaleur

La majorité de la puissance à évacuer par le condenseur correspond à celle dissipée dans la zone de condensation.

Pour un condenseur à tube et fils, à convection naturelle, le coefficient d'échange global K est tel que : 9 à 13 k cal/hm²(°C)(27). On adoptera une valeur k=15.11 w/m².k(valeur max)

Le flux cédé par la surface de

La surface correspondante sera alors : condenseur dans la zone de condensation est égale à ϕ , soit :

$$\phi = k S_c \Delta T = \dot{M}(h_3 - h_4)$$

$$S_c = \frac{\dot{M}(h_3 - h_4)}{K \Delta T}, S_c = 0.676 m^2$$

$$L_c = \frac{S_c}{\pi d_e} \rightarrow L_c = 43,06 m$$

3. Comparaison :

$$S_1 < S_c$$

$$L_c > L_1$$

Pour diminuer la longueur du tube, on place les ailettes sur le serpentins du tube du condenseur. (Augmenter la surface d'échange implique l'augmentation du transfert thermique).

Remarque :

Si la longueur du tube est très grande:

La perte de charge est grande

IV.5.4. Bilan thermique du condenseur

IV.5.4. Détermination du flux évacué par l'ailette

Dans ce cas, les ailettes sont des fils (en cuivre) fins brassés de part et d'autre sur le tube, le calcul est basé sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- La température de l'air extérieur est supposée constante tout au long du condenseur.
- La température est supposée constante dans chaque section de l'ailette
- Le coefficient d'échange entre l'ailette et l'air est le même que celui entre la surface extérieure du tube et l'air.
- La conductivité thermique de l'ailette est supposée constante.
- Au point contact M, la température d'ailette est supposée la même que celle de la surface extérieure du tube.
- Il s'agit d'une ailette dont les deux extrémités sont maintenues à la même température, donc un problème symétrique, soit elle existe un plan adiabatique $\frac{dT}{dx} = 0$

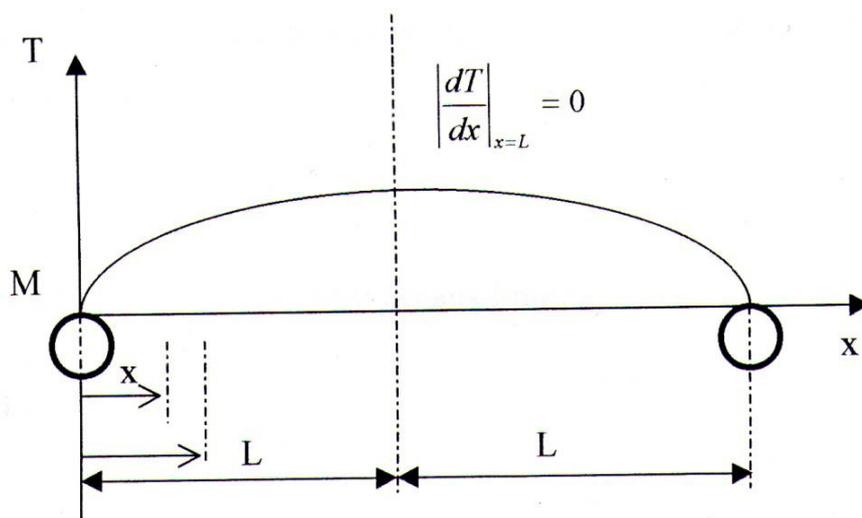


Figure IV.15 : représentation de l'ailette

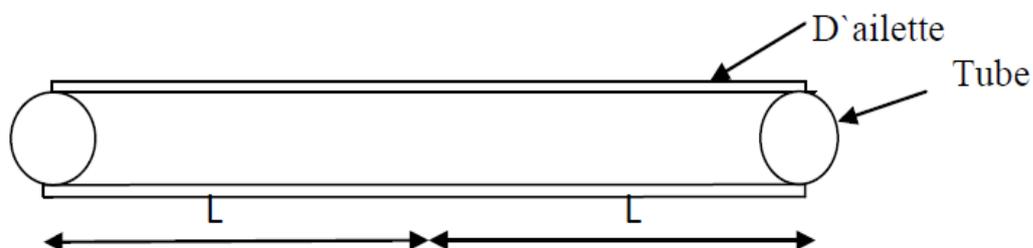


Figure IV.16: Disposition de l'ailette

Le bilan thermique s'établit comme suit :

Flux qui entre par l'abscisse (x) = flux qui sort par l'abscisse (x+dx) (*conduction*) + flux évacué par la surface latérale de l'ailette (*convection*) en négligeant le flux évacué par rayonnement :

$$\phi \Big|_x = \phi \Big|_{x+dx} + h_e P_a dx (T_x - T_{amb}) \quad (IV.22)$$

P_a : périmètre de l'ailette

$$\Phi \Big|_x = -\lambda_a S_a \frac{dT(x)}{dx} \Big|_x$$

$$\Phi \Big|_{x+dx} = -\lambda_a S_a \frac{dT(x)}{dx} \Big|_{x+dx}$$

Le bilan thermique devient :

$$\lambda_a S_a \left(\frac{dT(x)}{dx} \Big|_{x+dx} - \frac{dT(x)}{dx} \Big|_x \right) = h_e P_a dx (T_x - T_{amb})$$

P_a : perimetre de l'ailette

S_a : Section de l'ailette

En divisant les deux membres par $\lambda_a S_a dx$ on obtient :

$$\frac{\frac{T(x)}{dx} \Big|_{x+dx} - \frac{T(x)}{dx} \Big|_x}{dx} = \frac{(h_e P_a [T(x) - T_{amb}])}{\lambda_a S_a}$$

$$\lim_{x \rightarrow \infty} \left(\frac{\frac{dT(x)}{dx} \Big|_{x+dx} - \frac{dT(x)}{dx} \Big|_x}{dx} \right) = \frac{d^2 T(x)}{dx^2} = \frac{d^2 [T(x) - T_{amb}]}{dx^2} = \frac{h_e P_a [T(x) - T_{amb}]}{\lambda_a S_a}$$

$$\text{On se pose : } \alpha^2 = \frac{h_e P_a}{\lambda_a S_a}$$

$$\theta = [T(x) - T_{amb}]$$

D'où

$$\frac{d^2 \theta(x)}{dx^2} - \alpha^2 \theta(x) = 0 \quad (IV.23)$$

On obtient une équation différentielle de second membre.

On à $\alpha^2 > 0$ donc la solution d'équation est de la forme suivant :

$$\theta(x) = C_1 e^{-\alpha x} + C_2 e^{+\alpha x}$$

A Cette équation sont associées deux conditions aux limites

$$\text{À } x=0, \theta(x) = \theta(0) = \theta_0 = T_p - T_{amb}$$

$$\text{À } x=L_a, \left. \frac{dT(x)}{dx} \right|_{x=L_a} = 0 \Rightarrow \left. \frac{d\theta(x)}{dx} \right|_{x=L_a} = 0$$

La première condition appliquée à l'équation donne :

$$C_1 + C_2 = T_p - T_{amb}$$

La deuxième condition appliquée à l'équation donne

$$-\alpha C_1 e^{-\alpha L_a} + \alpha C_2 e^{+\alpha L_a} = 0$$

Où

$$C_1 = \frac{\theta e^{2\alpha L_a}}{1 + e^{2\alpha L_a}}$$

$$C_2 = \frac{\theta}{1 + e^{2\alpha L_a}}$$

$$\theta(x) = \frac{\theta e^{2\alpha L_a}}{1 + e^{2\alpha L_a}} e^{-\alpha x} + \frac{\theta}{1 + e^{2\alpha L_a}} e^{+\alpha x}$$

$$\theta(x) = \theta_0 + \frac{ch[\alpha(L_a - x)]}{ch(\alpha L_a)}$$

L'expression de la répartition de température dans l'ailette est :

$$T(x) = [T - T_{amb}] + \frac{th[\alpha(L_a - x)]}{ch(\alpha L_a)}$$

Le flux évacué par l'ailette est :

$$\Phi_a = -\lambda_a S_a \left. \frac{dT(x)}{dx} \right|_{x=0}$$

D'ou:

$$\Phi_a = (P_a h_e \lambda_a S_a)^{1/2} Th(\alpha L_a) (T - T_{amb}) \quad (IV.24)$$

IV.5.4.2 Efficacité de l'ailette

$$\varepsilon = \frac{\Phi_a}{2\pi d_a h_e L_a (T_p - T_{amb})} = \frac{(h_e P_a \lambda_a S_a)^{1/2} th(\alpha L_a) (T - T_{amb})}{2h_e \pi d_a L_a (T_p - T_{amb})}$$

$$\varepsilon = \frac{th(\alpha L_a)}{\alpha L_a} \quad (IV.25)$$

IV.5.4. 3 Zone de désurchauffe

La désurchauffe représente la différence de température entre la température refoulée à la sortie du compresseur, et la température de condensation du fluide dans le condenseur.

On utilise la méthode D T L M pour calculer la surface de la désurchauffe :

$$\Phi_d = K S_d \Delta TLM \quad (IV.26)$$

$$S_{des} = \frac{\Phi_d}{K \Delta TLM} = \frac{\dot{m}(h_{dese} - h_{dess})}{K \frac{(T_{2s} - T_{amb}) - (T_3 - T_{amb})}{\ln \frac{T_{2s} - T_{amb}}{T_3 - T_{amb}}}} \quad (IV.27)$$

K : coefficient globale d'échange thermique

S_d : Surface d'échange dans la zone de désurchauffe

$\Delta T L M$: la différence moyenne logarithmique de température

IV.5.4. 3.1 Calcul de la puissance thermique échangée

L'expression du flux total cédé par le fluide frigorigène en fonction de son enthalpie à l'entrée et à la sortie de désurchauffe est :

$$\Phi_d = \dot{m}_f (h_{2s} - h_3)$$

\dot{m}_f : Débit massique du fluide frigorigène

h_{2s} : Enthalpie massique de fluide frigorigène à l'entrée du condenseur

h_3 : Enthalpie massique à la sortie de la zone de désurchauffe

IV.5.4.3. Calcul de la différence moyenne logarithmique de température

La différence moyenne logarithmique de température est évaluée pour un échangeur à contre-courant.

$$\Delta T L M = \frac{(\Delta T_1) - (\Delta T_2)}{\log \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (IV.28)$$

Avec :

$$\Delta T_1 = T_{ds} - T_{amb} = 54.5 - 43 = 11.6^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{de} - T_{amb} = 69.72 - 43 = 26.72^\circ\text{C}$$

$$\Delta T L M = 18.12^\circ\text{C}$$

IV.5.4. 3.3 Détermination du coefficient d'échange globale dans la zone de désurchauffe.

Dans le calcul thermique des échangeurs de chaleur comme un condenseur d'air, le problème le plus complexe est comment déterminer le coefficient d'échange globale.

On établit un bilan thermique pour la zone de désurchauffe.

■ La Quantité de chaleur échangée entre la paroi du tube S_i et le fluide frigorigène est :

$$\Phi_{des} = h_i S_i (T_m - T_{pi}) \quad (IV.29)$$

■ Cette chaleur se transmet, par conduction, à travers la paroi cylindrique pour être cédée ensuite au fluide secondaire :

$$\Phi_{des} = \frac{2\pi \lambda_t L_{ds}}{\ln \frac{d_e}{d_i}} (T_{pi} - T_{pe}) \quad (IV.30)$$

■ L'échange de chaleur par convection naturelle entre la surface extérieure et air :

$$\Phi_{des} = h_e (T_{pe} - T_{amb}) \times (S_p + A_a n_a \varepsilon)$$

$$\Phi_{des} = \eta h_e S_t (T_{pe} - T_{amb}) \quad (IV.31)$$

S_p : Surface d'échange de tube nu (surface non ailette)

A_a : Surface d'échange de l'ailette.

n_a : Nombre d'ailettes

$\eta = \frac{S_p + A_a n_a \varepsilon}{S_e + A_a n_a}$: rendement de la surface ailette

S_t : Surface d'échangé totale

Le principe de conservation de l'énergie permet la détermination du flux de chaleur échangé entre le fluide frigorigène et l'air et donc du coefficient global d'échangé de chaleur.

$$\Phi_{des} = h_i S_i (T_m - T_{pi}) = \frac{2\pi \lambda_t L_{ds}}{\ln \frac{d_e}{d_i}} (T_{pi} - T_{pe}) = h_e (T_{pe} - T_{amb}) \times (S_p + A_a n_a \varepsilon)$$

$$= h_i S_i (T_m - T_{pi}) = \frac{2\pi \lambda_t L_{ds}}{\ln \frac{d_e}{d_i}} (T_{pi} - T_{pe}) = h_e \times S_t \times \eta (T_{pe} - T_{amb})$$

$$\Phi_{des} = \frac{T_{mv} - T_{amb}}{\frac{1}{h_i S_i} + \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{2\pi L_{ds} \lambda_t} + \frac{1}{h_e [S_p + A_a n_a \varepsilon]}}$$

Ainsi l'expression du coefficient d'échange globale :

$$K_{cs} = \frac{1}{\frac{1}{h_i S_i} + \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{2\pi L d_s \lambda_t} + \frac{1}{h_e [S_p + A_a n_a \epsilon]}}$$

K_g : Coefficient d'échangeur global

Si la résistance thermique de tube est négligée, par rapport au coefficient d'échange convectif ($R_{cf} \gg R_{cd}$), l'expression de ce coefficient d'échange devient :

$$\Phi_{des} = \frac{T_m - T_{amb}}{\frac{1}{h_i S_i} + \frac{1}{h_e [S_p + n_a A_a \epsilon]}} \quad (IV.33)$$

$$\Phi_{des} = K S \Delta T_{Lm} \quad (IV.34)$$

Ainsi l'expression du coefficient d'échange globale. Rapporte à la surface extérieur muni d'ailettes est ;

$$K = \frac{1}{\frac{S_e}{h_i S_i} + \frac{1}{h_e [S_p + n_a A_a \epsilon]}} = \frac{1}{\frac{S_e}{h_i S_i} + \frac{1}{\frac{h_e [S_p + n_a A_a \epsilon]}{S_e}}} = \frac{1}{\frac{S_e}{h_i S_i} + \frac{1}{\eta h_e}} = \frac{1}{\frac{(n \pi L d_e + 2n_f L_a d_a)}{h_i (n \pi L d_i)} + \frac{1}{\eta h_e}}$$

$$K = \frac{1}{\frac{(L d_e + 2n_f L_a d_a)}{h_i L d_i} + \frac{1}{\eta h_e}} \quad (IV.35)$$

$$K = \frac{1}{\frac{(L d_e + 2n_f L_a d_a)}{h_i (L d_i)} + \frac{1}{\eta h_e}}$$

$$S_e = \pi n (L d_e + 2n_f L_a d_a)$$

L: longueur de passé(m)

S_i : Surface intérieure de tube (m^2)

S_p : Surface non ailette : (m^2)

IV.5.4. 3.3. A. Détermination du coefficient d'échange par convection côté air

Le coefficient d'échange côté air est la somme des coefficients d'échange par convection et par rayonnement.

$$h_{ce} = h_c + h_r$$

Calcule h_r :

Sachant que la paroi du condenseur émet un flux thermique par rayonnement donné par la relation suivante :

$$h_r = \sigma \epsilon (T_{pe}^2 + T_{amb}^2) (T_{pe} + T_{amb}) \quad (IV.36)$$

Constante de Stefan-Boltzmann : $\sigma = 5,671 \cdot 10^{-8} \text{W/m}^2 \text{K}$

ε : Emissivité de surface de condenseur(0,93).

❖ **Calcule h_c :**

Pour la convection naturelle en régime d'écoulement turbulent sur une plaque verticale de longueur L.MAC ADAMS recommande pour $Gr > 10^9$ la corrélation suivante :

$$Nu = 0.13(GrPr)^{1/3} \quad (IV.37)$$

Où : Gr est le nombre de Gashoff défini :

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot (T_p - T_{amb}) L^3}{\nu^2}$$

Avec

$$\beta = \frac{1}{T_f} : \text{Coefficient de dilatation}$$

$$T_f : \text{La température moyenne du film} : T_f = \frac{T_p + T_{amb}}{2}$$

$$Pr : \text{est le nombre de Prandtl défini} : Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda_f}$$

Par ailleurs le nombre de Nusselt est donné, on fonction de la longueur caractéristique, du coefficient d'échange convectif et de la conductivité thermique du fluide par :

$$Nu = \frac{h_c \cdot L}{\lambda} \quad (IV.38)$$

En égalisant la relation (IV.38) et (IV.37) on obtient :

$$Nu = 0.13(Gr, Pr)^{1/3} = \frac{h_c L}{\lambda_f}$$

On obtient :

$$h_c = \frac{\lambda_f 0.13(Gr, Pr)^{1/3}}{L}$$

Après remplacement de tous les termes, par leurs expressions respectives celle du coefficient d'échange convectif s'écrit :

$$h_{ce} = 0.13 \left[\frac{\mu_f c_p \cdot g \lambda_f^2 (T_p - T_{amb})}{T_f \nu_f^2} \right]^{1/3} \quad (IV.39)$$

IV.5.4.3.3.B Détermination du coefficient d'échange convection intérieur de tube(R134a)

Ce coefficient est évalué à partir de la corrélation établie expérimentalement par COLUBRIN [29] utilisée pour la convection forcée monophasique dans les tubes. (Température de paroi constante [isotherme]).

$$\frac{h_{des} D_i}{\lambda_g} = Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.6} \quad (IV.40)$$

$G = \frac{\dot{m}}{S_i}$: la vitesse massique de la vapeur

Avec

$$Re = \frac{\dot{m}_f D_i}{S_C \mu_g} = \frac{G D_i}{\mu_g}$$

$$Pr = \frac{\mu_g c_{pg}}{\lambda_g}$$

D'où :

$$h_i = \frac{0.021 \lambda_g \left(\frac{G D_i}{\mu_g} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu_g c_{pg}}{\lambda_g} \right)^{0.6}}{D_i} \quad (IV.41)$$

Les propriétés physiques de R 134a doivent être évaluées à température moyenne, ce dernier est fonction de température de la paroi soit:

$$T_m = \frac{(T_e + T_c)}{2} \quad (IV.42)$$

■ calcul des coefficients d'échange côté fluide frigorigène (propriétés physique de R134a) et côté de l'air exige la connaissance de la température de la paroi du condenseur T_p . (pour déterminer la température de du films, cette dernière est fonction de la température de la paroi), soit :

$$T_{fe} = \frac{T_{pe} + T_{amb}}{2} \text{ à côté de l'air (IV.43)}$$

$$T_p = T_{pi} = T_{pe}$$

Soit :

$$T_p = \frac{T_m + T_{amb}}{2} : \text{Température intrmédiaire entre la température de fluide et celle de l'air}$$

IV.5.4. 4.Zone de condensation :

Une vapeur est en équilibre thermique avec sa phase liquide si sa pression et sa température sont celles de saturation, si la vapeur à cet effet vient en contact avec une surface solide dont la température est inférieure à celle de saturation, une certaine masse de vapeur se transforme en liquide qui se dépose sur la paroi froide, ce phénomène est appelé condensation.

IV.5.4. 4. Détermination de l'expression du coefficient d'échange globale :

Le principe de conservation de l'énergie permet la détermination du flux de chaleur échangé entre le fluide frigorigène et l'air et donc du coefficient global d'échange de chaleur.

$$\dot{m}xL_v = h_x S_i (T_{mv} - T_{pi}) = \frac{2\pi\lambda_t L_{ds}}{\ln \frac{d_e}{d_i}} (T_{pi} - T_{pe}) = h_e (T_{pe} - T_{amb}) \times (S_p + A_a n_a \epsilon)$$

Ainsi l'expression du coefficient d'échange globale :

$$k_{gx} = \frac{1}{\frac{1}{h_x S_i} + \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{2\pi L_{ds} \lambda_t} + \frac{1}{h_e [S_p + A_a n_a \epsilon]}}$$

K_g : Coefficient d'échangeur global

Si la résistance thermique de tube est négligée, par rapport au coefficient d'échange convectif ($R_{cf} \gg R_{cd}$), l'expression de ce coefficient d'échange devient :

$$K_{gx} = \frac{1}{\frac{1}{h_x S_{xi}} + \frac{1}{h_e [S_p + n_a A_a \epsilon]}} \quad (IV.44)$$

Ainsi l'expression du coefficient d'échange rapportée à la surface munie d'ailette est :

$$K_x = \frac{1}{\frac{S_e}{h_x S_i} + \frac{1}{\eta h_e}} = \frac{1}{\left(\frac{L d_e + 2 n_f L a d_a}{h_x d_i L}\right) + \frac{1}{\eta h_e}}$$

• Détermination du coefficient d'échange par convection et par rayonnement

Le coefficient d'échange côté air est somme des coefficients d'échange par convection et par rayonnement :

$$h_e = h_{ce} + h_r$$

• Détermination du coefficient d'échange par convection

Pour la convection naturelle en régime d'écoulement turbulent sur une plaque verticale de longueur, Mac, ADAMS recommande de la corrélation suivante [30] :

$$h_{ce} = 59(Gr \cdot Pr)^{1/4} \frac{h_c L}{\lambda_f}$$

Ou : Gr est le nombre de Gashoff défini :

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot (T_p - T_{amb}) L^3}{\nu^2}$$

Avec

$$\beta = \frac{1}{T_f} : \text{Coefficient de dilatation}$$

$$T_f : \text{La température moyenne du film} : T_f = \frac{T_p + T_{amb}}{2}$$

$$Pr : \text{est le nombre de Prandtl défini} : Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda_f}$$

D`ou :

$$h_{ce} = 0.59 \left[\frac{\mu_f c_p \cdot g \lambda_f^2 (T_p - T_{amb})}{T_f \nu_f^2} \right]^{1/4}$$

Les propriétés de l'air sont évaluées à la température moyenne du film

- Calculer h_r

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_p^2 + T_{amb}^2) (T_p + T_{amb})$$

Evaluation du coefficient d'échange convectif côté R134a :(tube verticale)

Cette zone de l'échangeur sera divisée en petite éléments correspondants une variation de titre Δx pris, á priori, égal á 0.1 (le titre de vapeur x variant de 1 à 0).

■ Evaluation du coefficient d'échange convectif côté R134a (par convection)

On peut calculer le coefficient de transfert de chaleur lors de la condensation dans les tubes verticaux ont appliqué la corrélation de shah suivant pour un coefficient local :

$$h_{cond} = h_l \left[(1 - x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.09}}{P_{red}^{0.39}} \right]$$

On détermine un coefficient de convection thermique de liquide par corrélation Dictus

Beloter :

$$h_l = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.3} \frac{\lambda_l}{D}$$

Don la relation précédent devient :

$$h_{con} = \frac{\lambda_i}{D_i} 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{Pr^{0.38}} \right] \quad (IV.43)$$

$$Re_l = \frac{\dot{M}D}{\mu_l s} \quad S = \frac{\pi D^2}{4}$$

\dot{M} : Débit masse totale à l'entrée du tube est du liquide [kg/s].

Toutefois l'utilisation d'un titre de vapeur moyenné $x=0.5$ dans la corrélation locale, moyennant l'hypothèse que le titre de vapeur évolue linéairement de 100 % à 0% le long du tube, donnés des résultats qui ne s'écartent que de 5% du coefficient d'échange moyen réel. [31]

IV.5.4. 4.2 Détermination de la surface d'échange relative a zone de condensation :

Le flux de chaleur cède par le fluide frigorigène pour titre Δx égale au flux échange par l'élément de surface s_c avec le milieu extérieur s'écrit :

$$\varphi = \dot{m} \Delta x L_v = K_x \Delta S \Delta T \quad (IV.46)$$

$$m(1-x)L_v = K_x \Delta S \Delta T$$

$$\Delta S_x = \frac{\dot{m} L_v (1-x)}{K_x \Delta T} \quad (IV.47)$$

IV.5.5 Résultats numériques

IV.5.5 .1 Zone de désurchauffe

Longueur de passe :

$$L_p = 0.635 - 0.01 = 0.625 \text{ mm}$$

Nombre de fils

$$n_f = \frac{(0.625 - 0.04) \times 2}{0.00676} = 174 \text{ fils}$$

▪ Calcul du coefficient d'échange convection intérieur du tube (R134a)

La détermination du coefficient d'échange convectif cote fluide frigorigène est obtenu à température moyenné :

$$T_m = \frac{T_e + T_c}{2} = \frac{69.6 + 54.5}{2} = 62.05^\circ\text{C}$$

$$T_p = (62.05 + 43) / 2 = 52.525^\circ\text{C}$$

T (°C)	G (kg/m ² .s)	c _{pg} (kj/kg)	λ _g (w/m.k)	μ _g (kg/m.s)
52.525	59.34	1.2431	16.5410 ⁻³	13.84.10 ⁻⁵

Tableau IV : 9 la propreté de R134a a 52,525°C

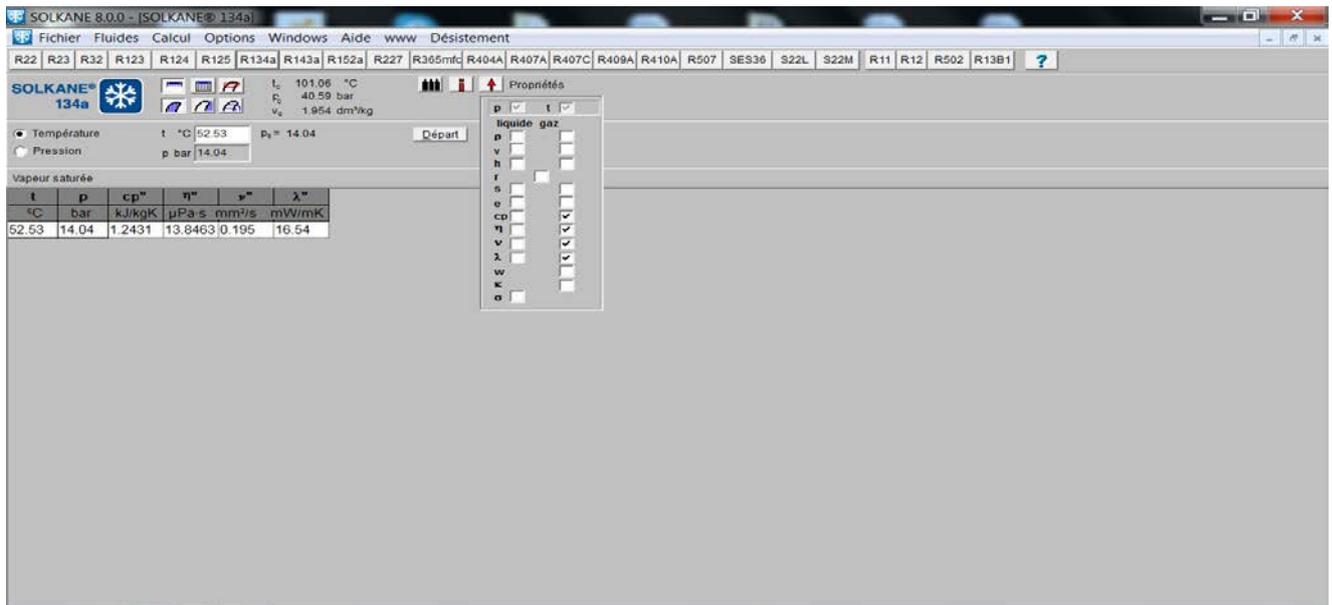


Figure IV 17: la propreté de R134a a 52,525°C

$$h_i = 215.33 \text{ w/m}^2.\text{k}$$

- Calcul du coefficient d' échange par convection côte air :

$$T_p = \frac{T_{amb} + T_M}{2} = \frac{43 + 62}{2} = 52.5^\circ\text{C}$$

$$T_{fe} = \frac{T_p + T_{am}}{2} = 47.5^\circ\text{C}$$

Propretéur de l' air à température de film :

T _{fe}	c _p (kj/kg)	λ(w/m.k)	μ(kg/m.s)
320.5	1006.47	0.02772	1.90 × 10 ⁻⁵

$$h_{ce} = 0.13 \left[\frac{\mu_f c_p \cdot g \lambda_f^2 (T_p - T_{amb})}{T_f \nu_f^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$h_{ce} = 3.13 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$$

$$h_{ce} = 3.13 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$$

$$h_{re} = 6.96 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$$

$$h_{re} = 6.96 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$$

$$h_e = h_r + h_c$$

$$h_e = 10.08 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$$

h_c	h_i	h_r	ε
3,13	215.15	6.96	0.93

Remarque :

$$h_i s_i (T_m - T_p) = h_e (T_p - T_{amb}) (s_p + \varepsilon s_a n_a)$$

Où`

$$T_p = \frac{(h_i s_i T_m + h_e (s_p + \varepsilon n_a s_a) T_{amb})}{h_i s_i + h_e (s_e + \varepsilon n_a s_a)}$$

$$T_p = 52.529^\circ\text{C}$$

$$T_p - T_p = 0.002 < 0.01 \text{ (supposent juste)}$$

Calcule efficacité de l'ailette

$$\varepsilon = \frac{Th \alpha L_a}{\alpha L_a} = 0.97$$

$$\varepsilon = 0.97$$

Calcul le rendement

$$\eta = 1 - (1 - \varepsilon) \frac{S_a}{S_t}$$

S_a : Surface des ailettes en m^2

S_t : Surface totale du tube ailette en m^2

$$\eta = 0.97$$

▪ **Calcul de coefficient d'échange globale dans la zone de désurchauffe**

$$K = \frac{1}{\frac{S_e}{S_i h_i} + \frac{1}{h_e \eta}} = \frac{1}{\frac{(L d_e + 2 n_f L_a d_a)}{h_e L d_i} + \frac{1}{\eta h_e}} = 7.55$$

$$K=7.552 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$$

- **Calcul la surface d`échange :**

$$\Phi_d = K S_d \Delta T_{LM}$$

$$S_d = \frac{\Phi_d}{K \Delta T_{LM}} = \frac{\dot{m} (h_{dese} - h_{dess})}{K \frac{(T_2 - T_{amb}) - (T_3 - T_{amb})}{\ln \frac{T_3 - T_{amb}}{T_2 - T_{amb}}}}$$

$$S_d = 0.105 \text{ m}^2$$

Zone de désurchauffé	
Surface d`échangé S_{des} (m^2)	0,105
Coefficient d`échange h_{des} ($\text{w/m}^2 \cdot \text{k}$)	215.33
Température de paroi (k)	325.525
Coefficient d`échange globale ($\text{w/m}^2 \cdot \text{k}$)	7.55

Tableau IV 9 : résultats de zone de désurchauffé

IV.5.5 .2 Zone de condensation

- ❖ **. l`expression du coefficient d`échange globale**

$$K_{cg} = \frac{1}{\frac{1}{h_x s_x} + \frac{1}{h_e [s_p + n_a A_a \varepsilon]}}$$

Ainsi l`expression du coefficient d`échange globale, rapportée à la surface extérieur à la surface, munie d`ailette.

$$K = \frac{1}{\frac{(L \cdot d_e + 2n_f L_a d_a)}{h_x d_i L} + \frac{1}{\eta h_e}}$$

- ❖ **Calcul le coefficient d`échange par convection côte air**

$$T_p = \frac{T_c + T_{amb}}{2} = \frac{54.5 + 43}{2} = 48.75^\circ\text{C}$$

$$T_{fe} = \frac{T_p + T_{amb}}{2} = \frac{48.75 + 43}{2} = 45.88^\circ\text{C}$$

T_{fe} (k)	c_p (kj/kg)	λ (w/m.k)	μ (kg/m.s)
318.8	1006.40	0.027617	1.926×10^{-5}

- Calculer h_{ce}

$$h_{ce} = 0.59 \left[\frac{\mu_f^{cp} \cdot g \lambda_f^2 (T_p - T_{amb})}{T_f \nu_f^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$h_{ce} = 5.67 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$$

- Calculer h_r

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_p^2 + T_{amb}^2) (T_p + T_{amb})$$

$$h_r = 6.83 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$$

- Calculer h_a

$$h_a = h_c + h_r$$

$$h_e = 12.5 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$$

$$h_a = 6.83 + 6.67 = 12.5 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$$

❖ Calcul le coefficient d'échange convectif côté R134a tube verticale

Pour des vitesses massique de fluide excédents $200 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, h , condition correspondante a note ou $G = 213.65 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$. il est recommande d'utiliser la corrélation de CHAH suivant [31]

$$h_{con} = \frac{\lambda_i}{D_i} 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{\left(\frac{P}{P_{cr}}\right)^{0.38}} \right]$$

La température de paroi :

$$T_p = \frac{T_c + T_{am}}{2} = 48.75^\circ\text{C}$$

Viscosité dynamique (w/m .k)	Chaleur massique (j/kg .k)	Conductivité thermique (pa .s)
14.36×10^{-5}	1557.3	0.07335

Tableau IV.10 : Propriété de R134a température 48.75

$$Re_l = \frac{\dot{m} D}{\mu_l S} = \frac{4 \dot{m}}{\mu_l \pi D_i} = 1715.15$$

$$Pr_l = \frac{c_{pl} \mu_l}{\lambda_l} = 3.04$$

$$\frac{P}{P_{cr}} = \frac{14.73}{40.59} = 0.36$$

Variation du titre de vapeur	Titre de Vapeur moyen	h_i w/m ² .k	h_e w/m ² .k	K_x W/m ² °k
0.1 0.9	0,95	1194,76	12.5	11,44
0.9 0.8	0,85	1180.5	12.5	11.43
0.8 0.7	0.75	1125.68	12.5	11,40
0.7 0.6	0.65	1055.712	12,5	11.35
0.6 0.5	0.55	941.45	12.5	11,26
0,5	0,5	930.16	12.5	11,25
0.5 0.4	0.45	883.37	12.5	11.22
0.4 0.3	0.35	767.13	12.5	11.1
0.3 0.5	0.25	648.18	12.5	10.92
0.2 0.1	0.15	538.276	12.5	10.72
0.1 0	0.05	376.15	12.5	10.21

❖ Toutefois l'utilisation d'un titre de vapeur moyenné $x=0.5$ dans la corrélation locale, moyennant l'hypothèse que le titre de vapeur évolue linéairement de 100 % à 0% le Longus tube, donnés des résultats qui ne s'écartent que de 5% du coefficient d'échange moyen réel. [32]

Pour $X=0.5$

$$h_x=930.16$$

Remarquer

$$s_i(T_m - T_p) = h_e(T_p - T_{amb})(s_p + \epsilon s_a n_a)$$

Où

$$T_p = \frac{(h_i s_i T_m + h_e (s_p + \epsilon n_a s_a) T_{am})}{h_i s_i + h_e (s_e + \epsilon n_a s_a)}$$

$$T_p = 48.753^\circ\text{C}$$

$$T_p - T_p' = 48.753 - 48.750 = 0.003 < 10^{-2} \text{ (accepter)}$$

Calculer:

$$K_x = \frac{1}{\frac{S_e}{h_x S_i} + \frac{1}{\eta h_e}} = \frac{1}{\frac{(L d_e + 2 n_f L a d_a)}{h_x d_i L} + \frac{1}{\eta h_e}} = 11.25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Calculer la surface d'échange de la zone condensation :

$$S_c = \frac{\dot{Q}_c}{K \Delta T} \implies S_c = \frac{117,55}{11,25 \times (54,5 - 43)} = 0,908 \text{ m}^2$$

Zone de condensation	
Surface d'échange S_c (m^2)	0.908
Coefficient d'échange h_c (w/m. k)	930.16
Température de paroi (k)	321.41
Longueur L_c (m)	12.52
Flux de chaleur (W)	117.55

Tableau IV 11 : résultats de zone de condensation

Donc :

$$S_t = S_c + S_{de} = 1.05 \text{ m}^2$$

$$S_t = 1.05 \text{ m}^2$$

6. Méthode de conception de condenseur à tube et fils

La conception du condenseur se fera en tenant compte de la superficie théorique préalablement déterminée par calcul. [27]

Marche à suivre

1. Détermination de la dimension standard du condenseur à tube et fils

Cette opération sera nécessaire pour pouvoir estimer le nombre d'étage du condenseur

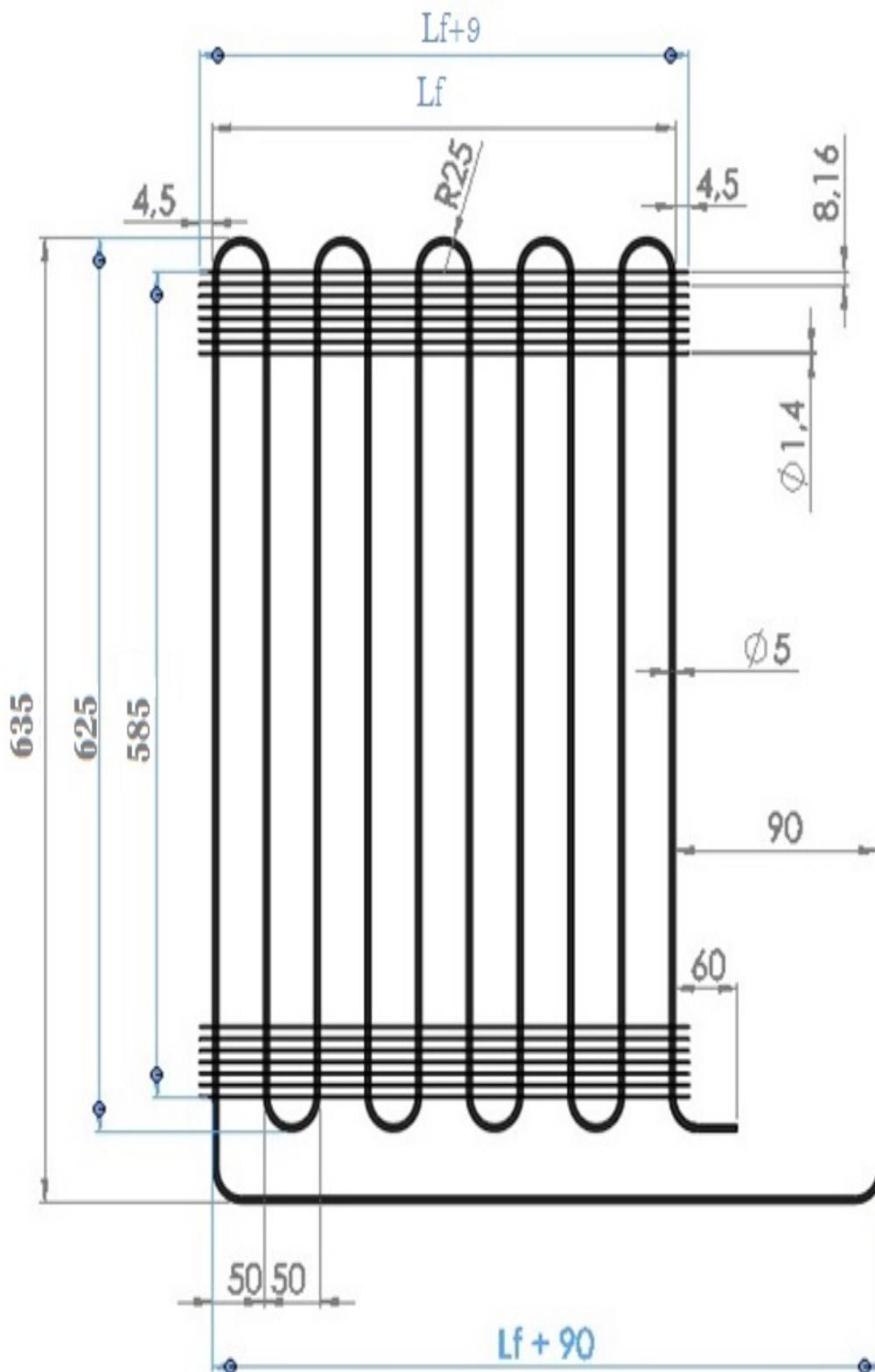


Figure IV.18 : Condenseur tube et fils

rubrique	Dimensions nom nominales	Remarques
Longueur de tube	635 mm	Longueur de l'armoire :-100 mm Cette longueur a été adoptée en considération du critère suivant : Le tube ne doit pas déborder les parois. Le tube ne doit pas entraver nettoyage de l'armoire.
Espacement de tube part et d'autre des coudes	50 mm	L'espacement standard de TOSHIBA
Nombre de fils	174	Nombre optimum ayant été déterminé suivant la longueur de tube (635 mm) et en tenant compte des spécifications de l'installation de fabrication.
Diamètre de tube	4.15 mm	Il s'agit de dimensions
Diamètre de fil	1.4 mm	Economique tenant compte des cotes le plus courant de pièces analogue en vente

Tableau 12: dimensions standard de condenseur à tube et fils

2. Le calcul de superficie d'un étage (passe) de condenseur à tube et fils.

Surface fils :

$$S_F = 0.0014 \times \pi \times 0.05 \times 174 = 0.0382 m^2$$

Surface Tube :

$$S_T = 0.005 \times \pi \times 0.625 = 0.0098 m^2$$

Surface d'étage

Surface totale d'étage :

$$S_{et} = 0.048 m^2$$

3. Fixation du nombre d'étage (passe) du condenseur a tube et fils.

$$N_e = \frac{1.05}{0.048} \cong 22 \text{ étage}$$

Longueur totale de tube serpentin

$$L_T = (0.585 \times 22) + (0.025 \times \pi \times 21) = 14.51 \text{ m}$$

4. la calcul de la superficie totale des 22 étages passe de condenseur à tube et fils.

- Fils

$$S_f = 0.0014 \times \pi \times 1.109 \times 174 = 0.848 \text{ m}^2$$

- Tube

$$S_t = 0.585 \times 0.005 \times \pi \times 22 + 21 \times 0.025 \times \pi^2 \times 0.005 + 0.005 \times 0.06 \times 0.025 \times 0.0025 \times \pi^2 = 0.228 \text{ m}^2$$

❖ Longueur de tube avec t

- Tube :

$$L_t = 0.585 \times 22 + 0.025 \times \pi \times 21 + (0.025 \times \pi) / 2 + 0.035 + (0.025 \times \pi) / 2 + (0.3 + 1.19) = 16.11 \text{ m}$$

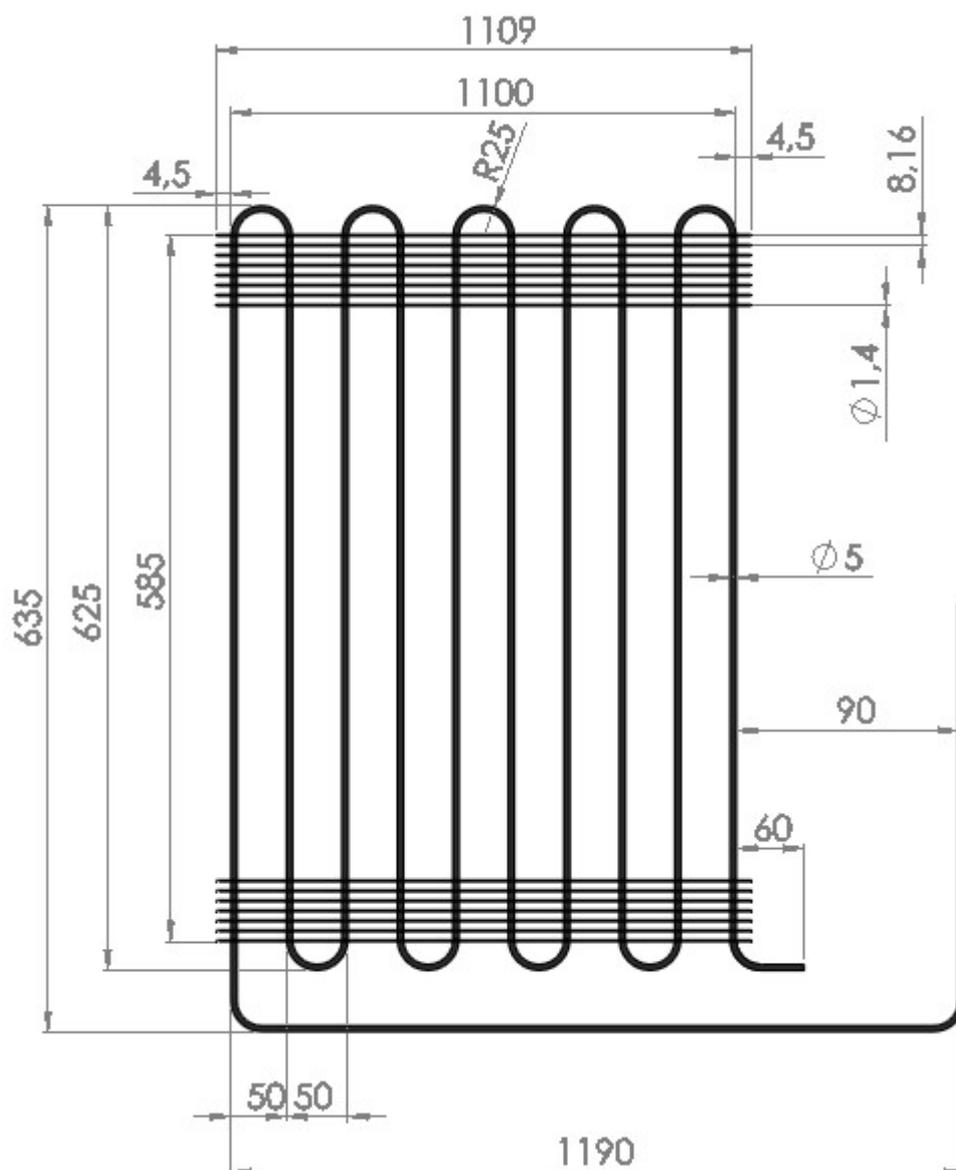


Figure 19 : Condenseur tube et fils état finale

Remarque :

La différence entre le condenseur sans ailettes (supposé) et condenseur avec ailettes est la longueur du tube.

$$\Delta L = L_c - L_t = 43.06 - 14.51 = 28.55 \text{ m}$$

Donc

Dans le condenseur avec ailette on gagne beaucoup d'énergie (diminue les pertes par frottement et les pertes dynamiques)

Il permet au tube de ne pas déborder au-delà de paroi.

Interprétation des résultats

Le calcul de condenseur est basé sur l'ensemble des formules et des corrélations et modélisation mathématique des surface ailettes, citées dans les chapitres III et IV.

Ces chapitres nous ont permis de calculer la longueur des tubes ou le nombre d'étage nécessaire de condenseur pour libérer le flux chaleur.

Conclusion

Les problématiques et les difficultés de calcul du condenseur existant sont liées directement aux choix et l'application des corrélations pour un système donnés.

Conclusion Générale

L'objectif assigné à cette étude est la conception d'un condenseur à tube et fils d'un nouveau produit de type congélateur solaire.

Tenant compte des dimensions du congélateur, des données thermiques imposées par le constructeur ; le condenseur choisi pour équiper ce dernier est de type à tubes et fils ; les tubes, disposés en serpentins sur une nappe, sur laquelle sont soudés les fils constituant les ailettes (figure IV.19).

Les caractéristiques dimensionnelles du condenseur sont :

- ✓ Longueur de tube : 14.58m
- ✓ Diamètre intérieur de tube : 4.15 mm
- ✓ Diamètre extérieur de tube : 5 mm
- ✓ Diamètre de l'ailette : 1.4 mm
- ✓ Longueur de l'ailette : 25 mm
- ✓ Nombre de fils : 174
- ✓ Nombre de passe : 22
- ✓ Longueur de fil : 1109 mm
- ✓ Surface des fils : $0.848 m^2$

Le travail complété par le calcul des pertes des charges générées sans le tube afin d'estimer la puissance du compresseur.

Annexes

Historique :

L'entreprise Nationale des industries de l'électroménager (ENIEM) est Issue de la restructuration organique de SONELEC (société nationale de fabrication et de montage de commercialisation des produits électroménagers) et disposait à sa création de :

- ❖ Complexe d'appareils Ménagers (CAM) de Tizi-Ouzou, entrée en Production en juin 1977.
- ❖ Unité lampes de Mohammedia (ULM), entrée en production en février 1979.
- ❖ En 1989, l'entreprise ENIEM est devenue une société par actions au capital de 40.000.000 DA

➤ Avec un capital de 2.957500.000 DA, détenu en totalité par la société de gestion de participation « industries Electrodomestique ». Son siège social est à Tizi-Ouzou, ses unités de production issues de l'ex CAM sont implantées au niveau de la zone industrielle « Aissat-Idi ». Son unité commerciale est située également à la zone industrielle « aissat – idir ». Sa filiale Lampe est implantée à Mohammedia.

➤ Les champs d'activité de l'entreprise ENIEM consiste en la conception, la fabrication et la commercialisation des produits électroménagers, ainsi que la prise en charge de la fonction service après-vente.

❖ Actuellement, l'entreprise ENIEM est constituée de :

- Direction général (D G)
- L'unité de froid (U F)
- L'unité cuisson (U Cuis)
- L'unité climatisation (U C L)
- L'unité commerciale (U C)
- L'unité sanitaire (U S)
- L'unité prestation technique (U P T)
- La filiale FILAMP

L'effectif de l'entreprise (hors FILAMP et l'unité sanitaire) est 2830 agents au 31 décembre 2003.

L'entreprise ENIEM aujourd'hui à une importante gamme de production, ces produits sont :

- Les réfrigérateurs petit et grand modèle (RPM et RGM)
- Le congélateur vertical.
- Le combiné
- Cuisinières à 4 et à 5 feux.

- Climatiseurs type fenêtre et split-système

Ces produits sont destinés au grand public et la distribution se fait par des agents agréés.

II. Principales Missions Et Activités De L'entreprise :

a) Direction générale:

La direction générale est responsable de la stratégie et du développement de l'entreprise. Elle exerce son autorité hiérarchique et fonctionnelle sur l'ensemble des directions et des unités.

b) Unité froid :

La mission globale de l'unité est de produire et développer les produits froids domestiques. Ses activités sont :

- Transformation des tôles,
- Traitement et revêtement de surface (peinture, plastification), Injection plastique et polystyrène,
- Fabrication de pièces métalliques,
- Thermoformage,
- Assemblage.
- Isolation,

c) Unité cuisson:

La mission principale de l'unité est de produire et développer la cuisson à gaz, électrique ou mixte et tout produit de technologie similaire, ses activités sont :

- Transformation de la tôle.
- Traitement et revêtement de surface (Zingage, Chromage)
- Assemblage

d) Unité climatiseur:

La mission globale de l'unité est de développer les produits de climatisation. Ses activités sont:

- Traitement et revêtement de surface (peinture).
- Assemblage

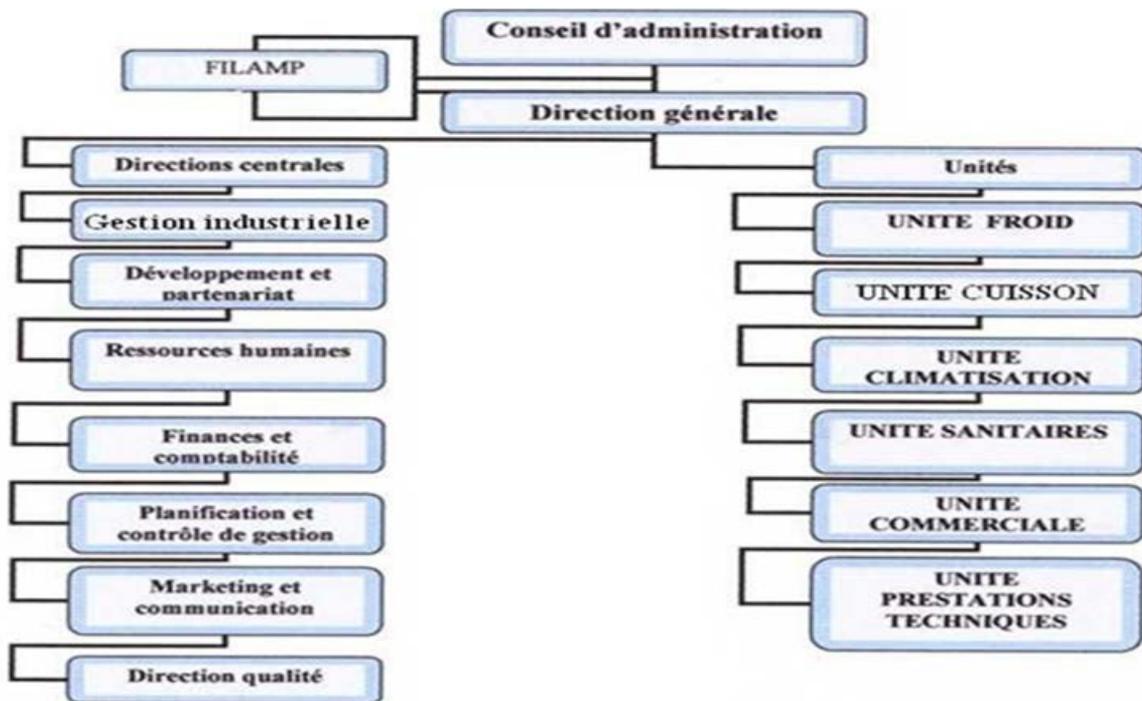
e) Unité sanitaire :

L'unité sanitaire de Miliana est acquise par l'entreprise ENIEM en l'an 2000. Elle n'entre pas dans le champ de certification de l'entreprise.

La mission globale de l'unité est de produire et développer les produits sanitaires (baignoires, lavabos ...).

f) Filiale Filamp :

L'Unité Lampes de Mohammedia (ULM) qui a démarré en février 1979 pour fabriquer des lampes d'éclairage domestique ainsi que des lampes de réfrigérateurs est devenue filiale à 100% ENIEM le 01/01/1997. Cette filiale est dénommée «FIL AMP».



Organisation générale de l'ENIEM



Annexe 1

massim

Température °C	Capacité thermique massique			Conductivité thermique		Viscosité dynamique		Tensions superficielle m.N/m	Température °C
	KJ/(kg.K)			m.W/(m.K)		μ Pa.s ou μ kg/(m.s)			
	Liquide C°	Vapeur C°	C°	Liquide λ	Vapeur λ°	Liquide μ	Vapeur μ		
100	18.8	23.8	1.19	43.5	31.9	54.4	30.8	0.048	100
98	6.87	9.02	1.16	46.8	29.4	62.7	26.8	0.163	98
96	4.57	5.79	1.15	48.9	28.9	68.5	24.6	0.297	96
94	3.62	4.39	1.13	50.6	26.8	73.5	23.0	0.443	94
92	3.10	3.61	1.10	52.1	25.9	77.5	21.8	0.599	92
90	2.77	3.11	1.09	53.4	25.1	82.1	20.9	0.762	90
88	2.54	2.76	1.08	54.6	24.4	86.1	20.0	0.392	88
86	2.38	2.50	1.06	55.7	23.8	89.9	19.3	1.11	86
84	2.25	2.30	1.05	56.8	23.2	93.6	18.7	1.29	84
82	2.15	2.14	1.04	57.8	22.7	97.2	18.2	1.47	82
80	2.07	2.01	1.03	58.8	22.2	101.	17.7	1.66	80
78	2.00	1.90	1.02	59.8	21.8	104.	17.3	1.86	78
76	1.94	1.81	1.01	60.7	21.4	108.	16.9	2.06	76
74	1.89	1.73	1.00	61.6	21.0	111.	16.5	2.26	74
72	1.85	1.66	0.994	62.5	20.6	115.	16.2	2.46	72
70	1.81	1.60	0.994	63.4	20.2	118.	15.9	2.67	70
68	1.78	1.54	0.986	64.3	19.9	122.	15.6	2.88	68
66	1.74	1.50	0.977	65.2	19.5	125.	15.3	3.09	66
64	1.72	1.45	0.969	66.0	19.2	129.	15.1	3.31	64
62	1.69	1.41	0.961	66.9	18.9	132.	14.9	3.53	62
60	1.67	1.38	0.953	67.7	18.6	136.	14.7	3.75	60
58	1.65	1.34	0.945	68.5	18.3	139.	14.5	3.97	58
56	1.63	1.31	0.938	69.4	18.0	143.	14.3	4.20	56
54	1.61	1.28	0.931	70.2	17.7	146.	14.1	4.43	54
52	1.59	1.26	0.923	71.1	17.4	150.	13.9	4.66	52
50	1.57	1.23	0.916	71.9	17.2	153.	13.8	4.89	50
48	1.56	1.21	0.910	72.7	16.9	157.	13.6	5.12	48
46	1.54	1.19	0.903	73.5	16.7	160.	13.5	5.36	46
44	1.53	1.17	0.896	74.4	16.4	164.	13.3	5.60	44
42	1.52	1.15	0.890	75.2	16.2	168.	13.2	5.84	42
40	1.51	1.13	0.883	76.0	15.9	171.	13.1	6.08	40
38	1.49	1.12	0.877	76.9	15.7	175.	13.0	6.32	38
36	1.48	1.10	0.870	77.7	15.5	179.	12.8	6.57	36
34	1.47	1.09	0.864	78.5	15.2	182.	12.7	6.82	34
32	1.46	1.07	0.858	79.3	15.0	186.	12.6	7.06	32
30	1.45	1.06	0.852	80.2	14.8	190.	12.5	7.31	30
28	1.44	1.04	0.846	81.0	14.6	193.	12.4	7.57	28
26	1.43	1.03	0.840	81.9	14.4	197.	12.3	7.82	26
24	1.42	1.02	0.934	82.7	14.1	204.	12.4	8.07	24
22	1.42	1.01	0.828	83.5	13.9	209.	12.3	8.33	22
20	1.41	0.996	0.822	84.4	13.7	214.		8.59	20
18	1.40	0.985	0.816	85.2	13.5	219.		8.85	18
16	1.39	0.974	0.811	86.1	13.3	224.		9.11	16
14	1.39	0.964	0.905	87.0	13.1	230.		9.37	14
12	1.38	0.954	0.799	87.8	12.9	235.		9.63	12
10	1.37	0.944	0.794	88.7	12.7	241.		9.89	10
8	1.37	0.935	0.788	89.5	12.5	247.		10.2	8
6	1.36	0.926	0.782	90.4	12.3	253.		10.4	6
4	1.35	0.917	0.777	91.3	12.2	260.		10.7	4
2	1.35	0.908	0.771	92.2	12.0	266.		11.0	2
0	1.34	0.899	0.765	93.1	11.8	273.		11.2	0
-2	1.33	0.891	0.760	93.9	11.6	280.		11.5	-2
-4	1.33	0.883	0.754	94.8	11.4	287.		11.8	-4
-6	1.32	0.875	0.749	95.7	11.2	295.		12.1	-6
-8	1.32	0.867	0.743	96.6	11.0	302.		12.3	-8
-10	1.31	0.859	0.738	97.5	10.9	310.		12.6	-10
-12	1.31	0.851	0.732	98.5	10.7	319.		12.9	-12
-14	1.30	0.844	0.727	99.4	10.5	327.		13.2	-14
-16	1.29	0.836	0.721	100.	10.3	336.		13.4	-16
-18	1.29	0.829	0.716	101.	10.1	345.		13.7	-18
-20	1.28	0.822	0.710	102.	9.96	355.		14.0	-20
-22	1.27	0.815	0.705	103.	9.78	365.		14.3	-22
-24	1.27	0.808	0.700	104.	9.61			14.6	-24
-26	1.26	0.801	0.694	105.	9.43			14.9	-26
-28	1.25	0.794	0.689	106.	9.26			15.1	-28
-30	1.24	0.787	0.683	107.	9.09			15.4	-30
-32	1.23	0.780	0.678	108.	8.91			15.7	-32

Annexe 1

T °C	Pression Absolue P Bar	Volume		Densité		Enthalpie		Chaleur de vapeur h"-h' Kj/kg	Entropie	
		Vapeur V' dm3/kg	Vapeur V'' m3/kg	Liquide ρ' kg/dm3	Vapeur ρ'' kg/m3	Liquide H' Kj/kg	Vapeur H'' Kj/kg		Liquide S' Kj/ (k.g.k)	Vapeur S'' Kj/ (k.g.k)
-10	0,5318	0,7045	0,36463	1,420	2,888	155,9	371,7	215,7	0,827	1,752
-35	0,6802	0,7113	0,2750	1,406	3,637	161,0	374,8	213,9	0,848	1,746
30	0,8608	0,7185	0,2204	1,392	4,537	166,1	377,9	211,8	0,869	1,741
25	1,078	0,7260	0,1783	1,377	5,608	171,4	381,1	209,6	0,891	1,736
20	1,336	0,7338	0,1454	1,363	6,876	176,8	384,1	207,3	0,913	1,731
15	1,646	0,7420	0,1195	1,348	8,367	182,4	387,2	204,8	0,934	1,727
10	2,008	0,7505	0,09893	1,332	10,11	188,1	390,2	202,1	0,956	1,724
5	2,431	0,7595	0,08243	1,357	12,13	194,0	393,2	199,2	0,978	1,721
0	2,920	0,7690	0,05910	1,300	14,47	200,0	396,2	196,1	1,000	1,718
5	3,484	0,7790	0,05825	1,284	17,17	206,2	399,0	192,8	1,022	1,715
10	4,129	0,7895	0,04335	1,267	20,26	212,5	401,8	189,3	1,045	1,713
15	4,863	0,8007	0,04203	1,249	23,79	219,0	404,6	185,8	1,067	1,711
20	5,694	0,8126	0,03594	1,231	27,82	225,7	407,3	181,6	0,090	1,709
25	6,630	0,8252	0,03085	1,212	32,41	232,5	409,9	177,4	1,113	1,708
30	7,678	0,8388	0,02658	1,192	37,62	239,6	412,4	172,9	1,136	1,706
35	8,843	0,8533	0,02297	1,172	43,54	246,8	414,8	168,0	1,159	1,705
40	10,15	0,8690	0,01990	1,151	50,25	254,3	417,2	162,9	1,183	1,703
45	11,58	0,8861	0,01728	1,129	57,86	261,9	419,3	157,4	1,207	1,702
50	13,17	0,9047	0,01504	1,105	66,51	269,8	421,4	151,5	1,231	1,700
55	14,91	0,9252	0,01310	1,081	76,36	278,0	423,2	145,3	1,256	1,698
60	16,81	0,9480	0,01141	1,055	97,62	285,4	424,9	138,5	1,280	1,696
65	18,88	0,9737	0,009946	1,027	100,5	295,1	426,3	131,2	1,306	1,694
70	21,13	1,003	0,008659	0,9970	115,5	304,0	427,4	123,3	1,331	1,691
75	23,58	1,037	0,007522	0,9643	132,9	313,4	428,1	114,6	1,358	1,687
80	26,21	1,078	0,006510	0,9278	153,6	323,1	428,4	105,1	1,385	1,683
85	29,06	1,128	0,005604	0,8662	178,5	333,3	428,1	94,5	1,413	1,677
90	32,11	1,196	0,004777	0,8363	209,3	344,5	426,9	82,3	1,443	1,669

Annexe II : Propriétés thermodynamiques de l'air

T	ρ	μ	ν	C_p	λ	Pr
K	kg . m ⁻³	Kg .m ⁻¹ .s ⁻¹	m ² s ⁻¹	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	W.m ⁻¹ .K ⁻¹	-
250	1,413	1,60×10 ⁻⁵	0,949×10 ⁻⁵	1005	0,0223	0,722
300	1,177	1,85×10 ⁻⁵	1,57×10 ⁻⁵	1006	0,0262	0,708
350	0,998	2,08×10 ⁻⁵	2,08×10 ⁻⁵	1009	0,0300	0,697
400	0,883	2,29×10 ⁻⁵	2,59×10 ⁻⁵	1014	0,0337	0,689
450	0,783	2,48×10 ⁻⁵	2,89×10 ⁻⁵	1021	0,0371	0,683
500	0,705	2,67×10 ⁻⁵	3,69×10 ⁻⁵	1030	0,0404	0,680
550	0,642	2,85×10 ⁻⁵	4,43×10 ⁻⁵	1039	0,0436	0,680
600	0,588	3,02×10 ⁻⁵	5,13×10 ⁻⁵	1055	0,0466	0,680
650	0,543	3,18×10 ⁻⁵	5,85×10 ⁻⁵	1063	0,0495	0,682
700	0,503	3,33×10 ⁻⁵	6,63×10 ⁻⁵	1075	0,0523	0,684
750	0,471	3,48×10 ⁻⁵	7,39×10 ⁻⁵	1086	0,0551	0,686
800	0,441	3,63×10 ⁻⁵	8,23×10 ⁻⁵	1098	0,0578	0,689
850	0,415	3,77×10 ⁻⁵	9,07×10 ⁻⁵	1110	0,0603	0,692
900	0,392	3,90×10 ⁻⁵	9,93×10 ⁻⁵	1121	0,0628	0,696
950	0,372	4,02×10 ⁻⁵	10,8×10 ⁻⁵	1132	0,0653	0,699
1000	0,352	4,15×10 ⁻⁵	11,8×10 ⁻⁵	1142	0,0675	0,702
1100	0,320	4,40×10 ⁻⁵	13,7×10 ⁻⁵	1161	0,0723	0,706
1200	0,295	4,63×10 ⁻⁵	15,7×10 ⁻⁵	1179	0,0763	0,714
1300	0,271	4,85×10 ⁻⁵	17,9×10 ⁻⁵	1197	0,0803	0,722

Annexe II : Propriétés thermodynamiques de l'air

Approximation polynomiales établies a partir des tables des propriétés thermodynamiques et physique de l'air :

Viscosité dynamique :

$$\nu = -1.363528 \cdot 10^{-14} \cdot T^3 + 1.00881778 \cdot 10^{-10} \cdot T^2 + 3.452139 \cdot 10^{-8} \cdot T - 3.400747 \cdot 10^{-6}$$

Chaleur massique :

$$C_p = 1.9327 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 - 7.9999 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 1.1407 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 - 4.4890 \cdot 10^{-1} \cdot T + 1.0575 \cdot 10^3$$

Conductivité thermique :

$$\lambda = 1.5207 \cdot 10^{-11} \cdot T^3 - 4.857 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 + 1.0184 \cdot 10^{-4} \cdot T - 3.9333 \cdot 10^{-4}$$

T: Température en [Kelvin]

C_p : Chaleur spécifique en $J.kg^{-1}.K^{-1}$

Annexe III

Nombre sans dimensions

Les nombres adimensionnels utilisés dans cette étude sont:

- Nombre de NUSSELT :
$$Nu = \frac{hL}{\lambda}$$
- Nombre de REYNOLDS :
$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$
- Nombre de PRANDTL :
$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} = \frac{v}{a}$$
- Nombre de GRAS OFF :
$$Gr = \frac{\beta \cdot g L^3 \Delta T}{\mu^2}$$

Avec $\beta = \frac{1}{T}$ (pour un gaz parfait)

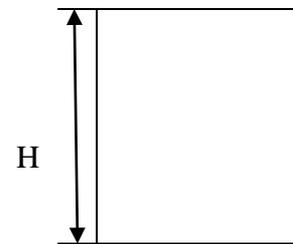
- Nombre de RAYLEIGH :
$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{\beta \cdot g L^3 \Delta T}{\nu a}$$

Où :

Cette longueur qui apparait dans l'expression des nombres de NUSSELT, de REYNOLDS Et de GRAS OFF, diffère selon les géométries et la disposition des parois.

Plaque verticale :

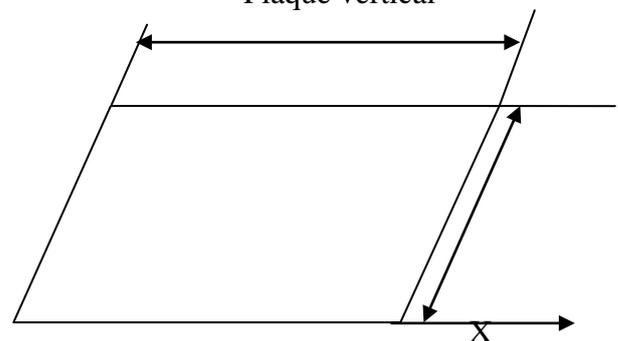
$$L=H$$



Plaque vertical

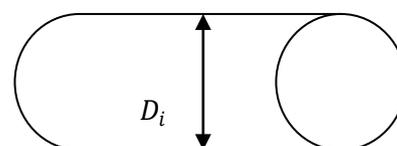
Plaque horizontale :

$$L=(X + Y)/2$$



Plaque horizontale

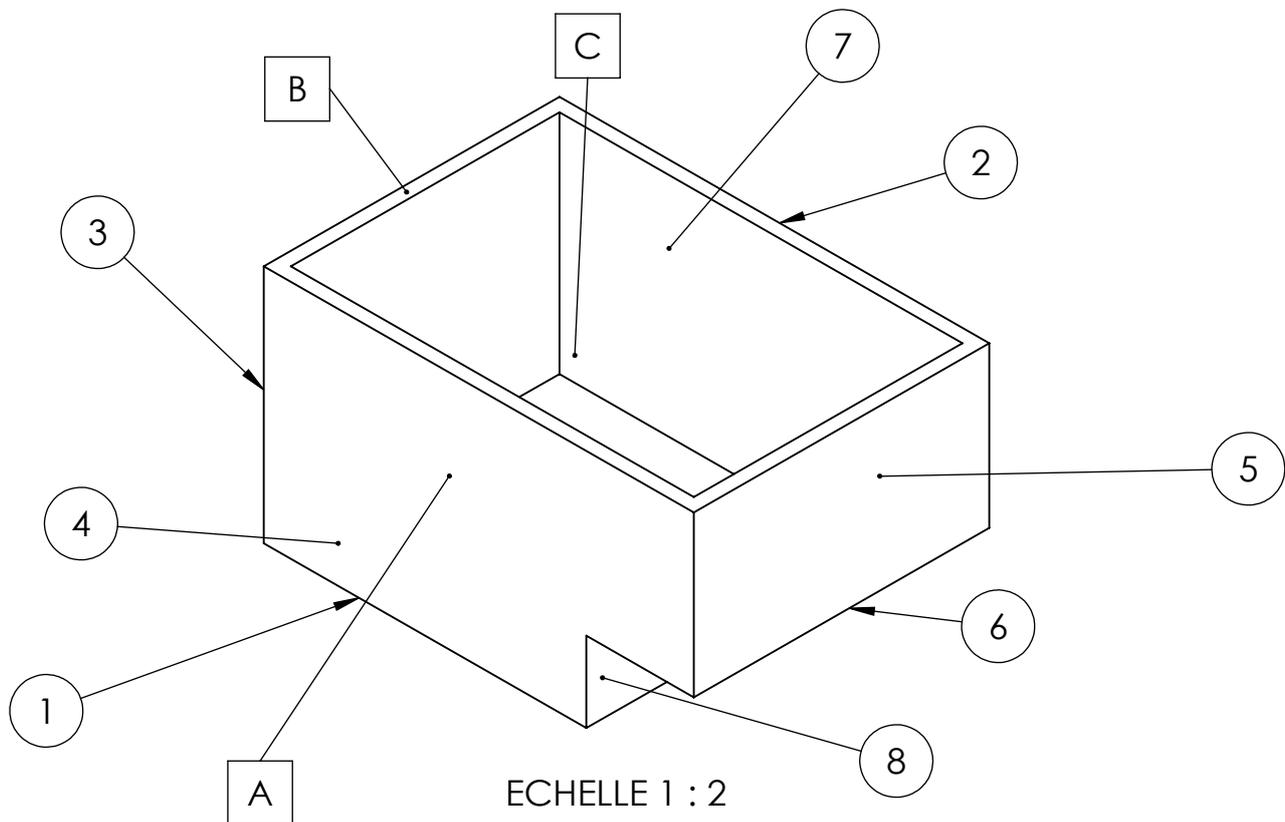
Conduite a section circulaire : $L=D_i$



Conduite à section circulaire

Propriétés thermophysiques du R134a

Propriétés	Unité	
Formule chimique		CH ₂ F-CF ₃
Nom chimique		1,1,1,2-Tetrafluoroethane
Masse molaire	g.mol ⁻¹	102.08
Point de fusion	°C	-101
Point d'ébullition (sous 1.013bar)	°C	-26.4
Masse volumique du liquide à 25 °C	Kg.dm ⁻³	1.212
Masse volumique de la vapeur saturante Au point d'ébullition	Kg.dm ⁻³	5.29
Tension de vapeur à : 25°C 50°C	bar	6.63 13.2
Température critique	°C	101
Pression critique	bar	40.7
Masse volumique critique	Kg.dm ⁻³	0.512
Chaleur latente de vaporisation au point d'ébullition	Kj.Kg ⁻¹	201.3
Conductivité thermique à 25 °C Liquide Vapeur (sous 1.013bar)	W.m ⁻¹ .K ⁻¹	0.087 0.0148
Tension superficiel à 25 °C	mN.M ⁻¹	7.9
Solubilité du fluide frigorigène dans l'eau à 25°C et 1.013bar Eau dans le fluide frigorigène	%.weigth	0.09 0.097
Viscosité à 25 °C Liquide Vapeur sous 1.013bar	Mpa	0.21 0.0124
Chaleur massique du liquide	Kj.Kg ⁻¹ .K ⁻¹	1.46
Chaleur massique de la vapeur sous 1.013 bar à 25 °C	Kj.Kg ⁻¹ .K ⁻¹	0.874
Rapport des chaleurs massiques Cp/Cv à 25 °C et 1.013 bar	Kj.Kg ⁻¹	1.118
Limite d'inflammabilité		aucune
Point éclair		aucune
Coefficient d'action sur l'ozone (ODP)		0
Coefficient d'effet de serre (HGWP)		0.3



8	apport par les parois du logement du compresseur	
7	apport thermique par la porte de congélateur	
6	apport par les parois du logement du compresseur	
5	apport par la paroi laterale avant	
4	apport de chaleur par la paroi avant	
3	apport calorifique par la paroi laterale droite	
2	apport calorifique par la paroi arriere de l'armoire	
1	apport calorifique par la paroi inferieur du congélateur	
C	cuve interieur	alluminium
B	isolant	mousse polyuréthane
A	cuve exterior	AC galvanisé
Rep	Désignation	matière

ECHELLE: 1 : 2	apports de chaleur du congélateur solaire 314 L	MEMOIRE
A4	UNIVERSITE MOULOU D MAMERI TIZI OUZOU	11/10/2015