

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA

FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

N° :.....



DOMAINE : SCIENCE TECHNIQUE
FILIERE : GENIE MECANIQUE
OPTION : ENERGETIQUE

Mémoire présenté pour l'obtention
Du diplôme de Master Académique

Par : REBAHI Noureddine

MISSAOUI Ismail

Intitulé

**ETUDE ENERGETIQUE DES CONDENSEURS A
TUBES COAXIAUX.**

**UTILISATION Du FREON R-134a AMI DE
L'OZONE**

Soutenu devant le jury composé de :

IHADDEDENE Razika	Université de M'sila	Président
BEDDA Abdelmalik	Université de M'sila	Rapporteur
AMIRAT Belkacem	Université de M'sila	Examineur

Année universitaire : 2016/2017

Remerciements

*Tout d'abord, nos remercions dieu le tout puissant, pour la volonté et la santé qu'il nous a donné durant tous ces années d'études. Nous tenons évidemment à débiter mes remerciements à mon Promoteur : **M. BEDDA Abdelmalik** pour la confiance qu'il nous a accordé en nous confiant ce sujet, pour les discussions fructueuses tout au long du travail, pour sa disponibilité et pour la relecture de ce manuscrit.*

Nous remercions également tous les enseignants de l'université de m'sila, faculté de technologie, département de mécanique.

Nous remercions aussi à tous nos parents, nos frères, et nos sœur, nos amis et nos collègues.

Nos remerciements, vont également aux membres de jury, pour avoir bien voulu accepter de juger ce travail.

Rebahi Nouredine et Missaoui Ismail

Dédicaces

*Je dédie ce travail à mes chers parents, ma grand-mère et ma femme
pour leur soutien morale, pour leurs encouragements et les
sacrifices qu'ils ont endurés dans les moments les plus ardu*

A Mes enfants (Fatima Zohra, Khadija et Mohamed)

A mes sœurs

*A tous les cadres et les ouvriers de **SONELGAZ de BERHOUM***

A toute la famille Rebahi

A mes collègues de la promotion (2016/2017)

Rebahi Noureddine

Dédicaces.

Je dédie ce travail à mes chers parents et ma grand-mère pour leur soutien morale, pour leurs encouragements et les sacrifices qu'ils ont endurés dans les moments les plus ardues

A Mes frères

A mes sœurs

A toute ma famille missaoui

A toute les amés

A mes collègues de la promotion (2016/2017)

Missaoui Ismail

Sommaire

INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE : I Généralités et Définitions sur la condensation.....	2
I.1 Présentation générale.....	2
I.2 histoire de la condensation.....	2
I.3 Types de condensation.....	4
I.3.1 Condensation en film.....	4
I.3.2 Condensation en gouttes.....	4
I.3.3 Condensation mixe.....	5
I.4 Transferts de chaleur lors de changements de phase.....	6
I.4.1 Pression de vapeur saturante, température de saturation.....	6
I.4.2 Rapport de mélange. Humidité absolue et relative.....	6
I.4.3 Chaleur latente de vaporisation.....	7
I.4.4 Tension Superficielle.....	7
I.4.5 Coefficient de condensation.....	7
I.5 Transferts de la chaleur lors de la condensation.....	8
I.5.1 Condensation pelliculaire sur des surfaces planes verticales.....	8
I.5.1.1 Condensation de la vapeur en repos ou en mouvement.....	9
I.5.1.2 Condensation de la vapeur en mouvement relatif par rapport à la surface	
de transfert de chaleur.....	11
I.5.2 Condensation pelliculaire sur des surfaces cylindriques horizontales.....	11
I.5.2.1 Condensation en repos ou en mouvement libre.....	11
I.5.2.2 condensation en mouvement relatif à l'extérieur des tubes horizontaux.....	12
I.5.3 Influences sur le transfert de chaleur lors de la condensation de la vapeur.....	13
I.5.3.1 Influence du sur chauffage de la vapeur.....	13
I.5.3.2 Influence de l'emplacement de la surface de transfert thermique.....	14

I.5.3.3	Influence des gaz non condensables et autres impuretés.....	15
I.6	Transmission de la chaleur a l'évaporation.....	16
I.6.1	Evaporation au voisinage d'une nappe d'eau en l'absence de convection.....	16
I.6.1.1	Description du phénomène.....	16
CHAPITRE : II.	ÉCHANGEURS DE CHALEUR	17
Introduction		17
II.1.1	Définition	17
II.1.1	Principe de fonctionnement	18
II.1.3	Types de contact	18
II.1.4	Disposition des écoulements.....	18
II.1.5	Distribution des températures	19
II.2	Régimes d'écoulement	20
II.2.1	Régime laminaire	20
II.2.2	Régime turbulent.....	20
II.3	Classification des échangeurs	20
II.4	Echangeurs tubulaires.....	21
II.4.1	Echangeur monotube	21
II.4.2	Echangeurs tubulaires coaxiaux.....	21
II.5	Echangeur multitubulaire	22
II.5.1	Echangeur à tubes séparé	22
II.5.2	Echangeurs à tubes et calandre.....	22
II.6	Bilan énergétique des échangeurs concentriques	24
II.6.1	Coefficient d'échange global de transfert	25
II.6.2	Résistance thermique (ANALOGIE ELECTRIQUE)	27
II.6.3	Expression du flux échangé.....	28
II.6.4	Efficacité d'un échangeur	30
II.6.5	Flux thermique maximum d'un échangeur.....	30
II.6.6	Nombre d'unité de transfert NUT	32

II.6.7 Evolution de l'efficacité en fonction de (C, NUT).....	32
II.6.8 Méthode ΔTLM	36
II.6.8.1 Hypothèses de calcul.....	36
II.6.8.2 Echangeur à courants parallèles	37
II.6.8.3 Echangeur à contre-courants	39

CHAPITRE : III

III. Introduction	40
III.1 Hypothèses	40
III.2 Description du condenseur étudié	40
III.3 Calcul du condenseur	41
III.3.1 Calcul thermique.....	41
III.3.1.1 Evaluation de K	44
III.3.1.2 Calcul de h_e	44
III.3.1.3 Calcul de h_i	45
III.3.2 Calcul de perte de charge.....	48
III.3.2.1. Fluide extérieur.....	48
III.3.2.2 Fluide intérieur	50
III.4 Développement du code de calcul.....	51
III.4.2 le programme principal.....	51
III.4.3 Les sous-programmes	53
III.4.3.1 Sous-programme DESUR [Zone de désurchauffe]	53
III.4.3.2 le sous-programme CONDEN [Zone de condensation]	53
III.4.3.3 le sous-programme SOUSREF [Zone de sous-refroidissement]	54
III.4.3.4 Les sous-programme Fonction	54

CHAPITRE : VI INTERPRETATION DES RESULTATS	55
VI.1. L'évolution des températures en fonction de la longueur du condenseur	56
IV.2. Evolution du coefficient d'échange global en fonction de la longueur	57
IV.3. L'évolution de la puissance en fonction de la longueur du condenseur.....	58
IV.4. Evolution de la puissance par maille en fonction de la longueur du condenseur	59
IV.5. Evolution du débit condensé en fonction de la longueur du condenseur	60
IV.6. Evolution de la puissance en fonction de la longueur du condenseur	61
IV.7. Evolution de la température du fréon en fonction de la longueur du condenseur.....	62
IV.8 Evolution de la température du fréon en fonction de la longueur du condenseur	63.
IV.9. Evolution de la température du fréon en fonction de la longueur du condenseur pour des températures de condensation variables.....	64
Conclusion générale	65

Bibliographique

Annexe I

Annexe II

Résumé

Liste de figures

CHAPITRE I

Figure I.1 Exemple de condensation en gouttes sur une plaque plane verticale.....	4
Figure I.2. Equilibre entre une vapeur et sa phase liquide	8
Figure I.3. Pellicule de condensat formée sur une plaque verticale.....	9
Figure I.4. Pellicule liquide de condensat.....	10
Figure I.5. Formation de la pellicule de condensat sur des tubes horizontaux	12
Figure I.6. Condensation sur des faisceaux de tube.....	13
Figure I.7. Position inclinée de la surface de transfert thermique.....	14
Figure I.8. Influence des gaz non condensables sur la qualité du transfert thermique.....	15

CHAPITRE II

Figure II.1. Différents modes de circulation.....	19
Figure II.2. Distribution des températures dans les échangeurs à une seule passe.....	19
Figure II.3. Echangeur monotube.....	21
Figure II.4. Echangeur tubulaire coaxial.....	22
Figure II.5. Echangeur à tubes séparés	22
Figure II.6. Principales technologies d'échangeurs à tube calandre.....	23
Figure II.7. Echangeur à tube coaxial (concentrique).....	24
Figure II.8. Description d'un dispositif d'échangeur.....	25
Figure II.9. Les deux modes de fonctionnement couramment utilisés.....	25
Figure II.10. Représentation schématique du transfert thermique au travers des différents milieux composant un échangeur de chaleur.....	26
Figure II.11. Circuit thermique du transfert thermique dans un échangeur.....	28

Figure II.12. L'évaluation de l'efficacité en fonction du NUT et C_r	35
Figure II.13. Evaluation de l'efficacité avec le NUT et ($C_r=0.75$)	36
Figure II.14. Evolution de la température le long d'un échangeur de chaleur à co-courant.....	37
Figure II.15. Evolution de la température le long d'un échangeur de chaleur à contre-courant.....	39

CHAPITRE III

Figure III.1. Circulation contre-courant.....	40
Figure III.2. Profil de section vertical.....	43
Figure III.3. Diagramme de pression en fonction de (T,S).....	46
Figure III.4.Division en mailles du condenseur.....	51

CHAPITRE IV

Figure VI.1.Variation des températures en fonction de la longueur du condenseur	58
Figure IV.2.Variation du coefficient d'échange global en fonction de la longueur	59
Figure IV.3.Variation de la puissance en fonction de la longueur du condenseur.....	60
Figure IV.4.Variation de la puissance par maille en fonction de la longueur du condenseur.....	61
Figure IV.5. Variation du débit condensé en fonction de la longueur du condenseur.....	62
Figure IV.6. Variation de du coefficient d'échange global en présence et absence de l'encrassement.....	63
Figure IV.7. Variation de la température du fréon en fonction de la longueur du condenseur et débit de l'eau.....	64
Figure IV.8 Variation de la température du fréon en fonction de la longueur du condenseur et du débit de fréon.....	65
Figure IV.9. Variation de la température du fréon en fonction de la longueur du condenseur pour des températures de condensation variables.....	66

Liste des tableaux

CHAPITRE II

Tableau II.1. Résistance thermique analogie électrique.....	27
Tableau II.2. Ordres de grandeurs du coefficient global de divers échangeurs.....	30

INTRODUCTION

Les radicaux libres de chlore libérés sont spéculés pour épuiser la couche d'ozone stratosphérique terrestre par un mécanisme de réaction en chaîne lors du contact avec les molécules d'ozone. Cette théorie a d'abord été proposée par Molina et Rowland.

Des études scientifiques récentes indiquent une faible réduction dans l'ozone au cours des 15 dernières années. À la suite de ces découvertes, un accord a été conclu appelé Protocole de Montréal. Ce protocole appelle à la réglementation de la consommation de CFC et de halons qui épuise la couche d'ozone.

Afin d'aider les concepteurs et les opérateurs de la réfrigération et de la climatisation, les propriétés thermo physiques en corrélations ou en tables thermodynamiques du R-134a ont été mis en évidence.

Ce travail porte sur l'implantation des corrélations du fréon R134a choisis pour les trois zones : Désurchauffe, condensation et sous refroidissement.

Un programme de calcul des propriétés d'un condenseur à deux tubes coaxiaux écrit en fortran Power station V04 utilisent ces propriétés 'qu'on a intégrées sous forme de fonctions.

Notre travail est composé de :

Un premier chapitre qui comporte des rappels sur les condenseurs et les phénomènes de condensation.

La deuxième partie est consacrée à des rappels sur les échangeurs thermiques. Cette partie décrit les formules et les corrélations utiliser par le code du calcul.

La troisième partie décrit le code de calcul, les trois Sous-programme et les fonctions qui composent le code de calcul.

Les résultats ainsi que leurs interprétations sont présentés dans la quatrième partie, et on termine par une conclusion générale.

CHAPITRE I. Généralités et Définitions sur la condensation

I.1. Présentation générale

La condensation joue un rôle important dans les installations motrices à vapeur, les installations frigorifiques, de chauffage ou de conditionnement de l'air et aussi dans de nombreux processus naturels.

Lorsqu' une vapeur se trouve a son point de rosé ou en contact avec une surface dont la température est inférieure a la température de saturation de la vapeur (point de rosé), il y a changement de phase vapeur-liquide donnant naissance a un transfert de chaleur important , le changement de phase de l'état vapeur a l'état liquide est désigné par la condensation .

La condensation apparaît dans un espace où la température de la vapeur baisse sous sa valeur de saturation. Le processus de condensation de surface se produit au contact entre la vapeur et une surface froide .son importance pratique est liée tant au besoin d'obtention de la phase liquide d'une substance qu'a la réalisation d'un transfert thermique d'une intensité élevée. [1]

Elle peut apparaître dans un espace tout entier, suite a une baisse de température ou a une hausse de pression, mais aussi quand la vapeur saturée vient en contact direct avec une surface ayant une température plus basse que la température de saturation lors de ce processus, la chaleur latente de condensation est dégagée et elle est prélevée par la surface froide sur laquelle se produit l'écoulement de la phase liquide qui en résulte. Le liquide oppose une résistance plus grande au passage de la chaleur entre la vapeur et la surface froide. [1]

I.2. Histoire de condensation

Le phénomène de la condensation des vapeurs circulant autour d'un tube condenseur est d'importance pratique dans les usines à haute pression électriques thermique et chimiques processus industries.

En 1916, Nusselt qui est le pionnier de la recherche en condensation en film, supposée nulle cisaillement à l'interface liquide-vapeur. Le débit de vapeur externe crée cisaillement inter facial qui peut améliorer le coefficient de transfert de chaleur de condensation en fonction de la direction d'écoulement de la vapeur .Certaines enquêtes importantes sur externe flux de vapeur au-dessus du tube de condenseur sont par plusieurs chercheurs (Shekariladge et Gomeluri,1966; Fujji et Al, 1979; Lee et Al,1984; et Michael et Al (1989). Ces enquêteurs s'occupent

principalement de l'estimation de coefficients de transfert de chaleur de condensation de l'état isotherme de la paroi du tube.

En 1972, Fujii et Al ont étudié expérimentalement avec la distribution périphérique de la paroi du flux de chaleur et a proposé une équation valable pour les cas limites de petites et grandes survient vitesse de la vapeur. Dans une étude ultérieure, Rose en 1984 a examiné l'effet de la pression gradient de condensation par convection forcée du film laminaire sur un tube horizontal et proposé une équation pour le coefficient de transfert de chaleur moyen.

Ce pendant, dans toutes ces investigations étudié expérimentalement condensation en film vers le bas de gamme R113-vapeur pour gammes de vitesse de la vapeur, de condensat différence de température et les équations de conception ont été proposées.

Les données expérimentales de Michael et Al. (1989) sur la condensation de la vapeur avec des vitesses d'écoulement élevées ne peut pas être corrélée de manière satisfaisante par aucun des théories mentionnées ci-dessus. Il est en outre suggéré que l'une des raisons possibles de l'écart pourrait être du au fait que le film de condensat peut être sous régime turbulent pour certaines gammes de paramètre du système.

Pour la condensation en film turbulent sur un cylindre horizontal, Sarma et Al.(1998) Utilisé le modèle de diffusivité turbulente de Kato dans le film de condensat avec une hypothèse que la contrainte de cisaillement à l'interface liquide-vapeur est du même ordre que l'on attend pour écoulement monophasique. Une équation empirique a été proposée pour un transfert de chaleur moyen coefficient qui est en bon accord avec les données expérimentales de Honda et Al.(1986) Lin et Yang (2004) traite le tube du réfrigérant elliptique avec paroi variable température. La température non uniforme a un effet appréciable sur la chaleur locale du film mais son influence sur le coefficient de transfert de chaleur moyen est minime. Yang Lin (2005) considéré comme la condition de non-isotherme pour le mur tubercules et inter visage diffusivité turbulente. On n'observe que l'inclusion de l'effet de diffusivité turbulente diminue le coefficient de transfert de chaleur moyen d'augmentation de l'amplitude de variation de température mur.

En 2006, Hu et Al a étudié la condensation en film turbulent sur un vélo elliptique inclinée isotherme tube en termes de l'épaisseur du film de condensat locale et les caractéristiques de transfert de chaleur.

En 2007, Hu et Al a étudié l'influence de différents modèles de diffusion turbulente et proposé un nouveau modèle de cisaillement film locale qui produit un transfert de chaleur plus élevée moyenne coefficients .cependant, les études mentionnées ci-dessus se concentrer sur l'isotherme et non uniforme cas température de la paroi.par conséquent ,la présente étude vise a la formulation du turbulent processus de condensation en film avec l'état adiabatique de flux de chaleur constant attribué a la paroi du tube .

On distingue deux types de condensation : en mode film, en mode gouttelettes et s'ajoute le mode mixte.

I.3. Types de condensation

On distingue trois sortes de condensation, en film, en gouttes, ou dans un mode mixte.

I.3.1. Condensation en film

Dans le mode de condensation en film sur une paroi verticale, le condensat mouille entièrement la surface, l'épaisseur du film croit et le film s'écoule le long de la surface, il existe un gradient de température dans ce film, il représente alors une résistance en terme de transfert de chaleur[3].

I.3.2. Condensation en gouttes

Dans le mode de condensation en gouttelettes, la vapeur se condense sur une surface qui n'est pas mouillée par le condensat.

Le condensat ne s'étale pas mais forme sur la surface des gouttes discrètes (*figure I.1*), La condensation en gouttes, 10 à 15 fois plus efficace que celle en film [3].

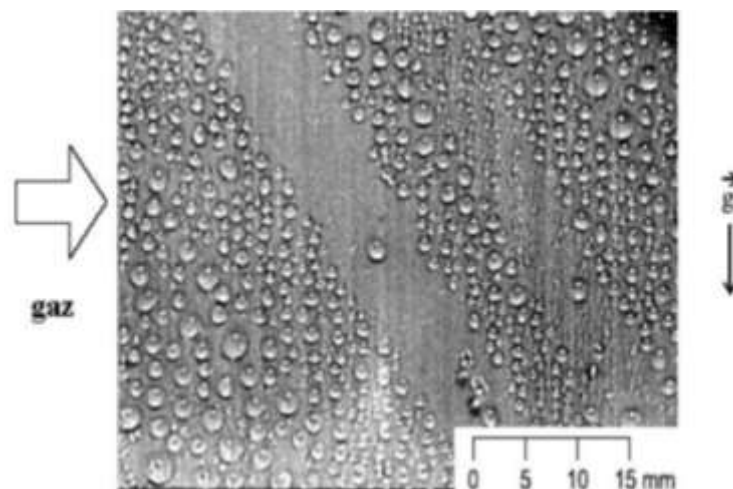


Figure I.1. Exemple de condensation en gouttes sur une plaque une plaque plane verticale [4]

La condensation en gouttelettes sur surface froide est le résultat d'une combinaison de plusieurs mécanismes. La surface nue est continuellement exposée:

- à la vapeur
- à l'apparition de goutte sur un point particulier de la surface (impureté, défaut, trou, rayure,...) nommé site de nucléation
- à la coalescence des gouttes entre elles.
- à l'action du balayage des gouttes ayant atteint une taille critique qui s'écoule par gravité et/ou par l'action des forces de cisaillement exercées par l'écoulement convectif du fluide chaud. Il est à noter dans ce mode qu'il n'y a quasiment pas de barrière thermique s'interposant au flux de chaleur entre la vapeur et la surface de condensation.

En considérant que la condensation de vapeur sur une paroi froide est d'autant plus important que la quantité de condensat est faible, le renouvellement de surface libre (obtenu sous l'effet du balayage de la paroi par les grosses gouttes, lors de leur écoulement) est la raison essentielle pour laquelle la condensation en goutte est plus efficace que celle en film. Les coefficients de transfert de chaleur lors de la condensation en gouttelettes sont alors beaucoup plus grands que ceux trouvés en condensation en film. Les gouttes ont des diamètres moyens de l'ordre de 100 μm et couvrent jusqu'à 60% de la surface froide.

En effet, le coefficient de transfert de chaleur en condensation de vapeur pure est trente voire quarante fois plus grand que pour la condensation en film à la pression atmosphérique, hannemann et mikic [4].

Cependant, la présence même infime de gaz incondensable réduit considérablement le transfert de chaleur et affecte le transfert de masse [4]

Ce caractère avantageux de la condensation en gouttelettes pour le transfert de chaleur conduit à essayer de créer ou de maintenir ces conditions au moyen de traitement de surface (à base d'agents hydrophobes: silicone,...). Ces mécanismes sont cependant difficiles à mettre en œuvre industriellement en raison de leurs piètres résistances à l'oxydation.

I.3.3. Condensation mixte

Il existe un troisième mode de condensation qui est la condensation mixte, il préexiste alors à la surface de condensation des gouttes isolées et un film de condensat. Ce mode de condensation

peut avoir lieu lors de la transition entre la condensation en gouttelettes dans un premier temps et la condensation en film.

I.4. Transferts de chaleur lors de changements de phase

Comporte trois parties consacrées à l'étude des transferts de chaleur ayant lieu pendant :

- L'ébullition (ou vaporisation) d'un liquide
- La condensation d'une vapeur
- L'évaporation d'un liquide au contact d'un gaz.

Dans les deux premiers cas il s'agit d'un phénomène mettant essentiellement en jeu un liquide et sa vapeur, tandis que dans le dernier on est en présence d'un mécanisme de diffusion d'une vapeur dans un gaz, à partir d'une surface liquide.

En plus des grandeurs entrant en jeu dans l'étude de la convection, les phénomènes de transfert thermique avec changement de phase font intervenir de nouvelles variables caractérisant, soit le passage d'un fluide d'une phase à une autre, soit une propriété de frontière entre ces deux phases. Nous commencerons donc par un rappel de quelques définitions utiles pour la suite.

I.4.1. Pression de vapeur saturante, température de saturation

Si l'on enferme un liquide et sa vapeur dans une enceinte préalablement vidée dont on contrôle la pression ou la température, on constate que, pour chaque température, il existe une valeur de la pression à laquelle les phases liquide et vapeur coexistent en équilibre[2].

Cette pression, notée p_{sat} , s'appelle pression de vapeur saturante ou encore tension de vapeurs saturante. C'est la pression maximum de vapeur à laquelle le liquide peut se vaporiser dans l'enceinte, à une température donnée.

La vapeur en équilibre avec le liquide qui lui a donné naissance porte le nom de vapeur saturante.

Réciproquement, si l'on fixe la valeur de la pression, (à condition que celle-ci reste inférieure à une certaine limite appelée pression critique), l'équilibre entre les phases liquide et vapeur a lieu pour une valeur de la température, notée T_{sat} (dépendant de la pression), et qu'on appelle température de saturation ou température d'ébullition.

Il existe des formules empiriques et des tables fournissant la relation $P_{\text{sat}}=f(T)$ pour un certain nombre de fluides, pour l'eau, on pourra consulter par exemple les tables météorologiques internationales, O.M.M., Genève, 1966.

I.4.2. Rapport de mélange. Humidité absolue et relative

On définit le rapport de mélange, ou humidité absolue, d'un mélange gaz + vapeur d'eau comme le rapport entre la masse de vapeur d'eau et la masse de la phase gazeuse contenues dans un même volume quelconque. On l'exprime en kg/kg ou en g/kg[2].

L'humidité relative est le rapport P_v/P_{sat} , à la température considérée. On l'exprime en %.

I.4.3. Chaleur latente de vaporisation

La chaleur latente de vaporisation est la quantité d'énergie qu'il faut fournir à l'unité de masse d'un corps pour faire passer celui-ci de l'état liquide à l'état gazeux en restant à température constante[2].

On la note L_V , (pour l'eau à 100 °C, $L_V=2250$ J/kg). La même quantité d'énergie est libérée par le fluide dans la transformation inverse (condensation).

I.4.4. Tension superficielle

La tension superficielle, ou énergie superficielle, résulte des phénomènes d'attraction moléculaire au sein d'un liquide. Elle est égale à l'énergie qu'il faut dépenser pour accroître d'une unité la surface libre du liquide, en transférant des molécules de l'intérieur du liquide vers sa surface. C'est aussi la force située dans le plan de la surface libre du liquide et qui s'exerce sur l'unité de longueur d'une ligne quelconque tracée à la surface libre du liquide.[2]

Cette grandeur est notée habituellement σ (on veillera à ne pas la confondre avec la constante de STEFAN-BOLTZMANN).

Si dW est l'énergie correspondant à un accroissement dS de la surface libre du liquide, ou si dF est la force s'exerçants sur une longueur dL de la surface libre du liquide, on a donc :

$$\sigma = dW/dS = dF/dL. \sigma \text{ se mesure par conséquent indifféremment en } J/m^2 \text{ ou en } N/m.$$

La tension superficielle dépend de la nature du liquide considéré et du milieu contact, ainsi que de la température. Pour l'eau en contact avec l'air, on a :

$$\sigma = (128 - 0,185.T) \cdot 10^{-3} \text{ N/m}$$

Soit $\sigma = 0,059$ N/m à 100°C.

I.4.5. Coefficient de condensation

Le changement de la vapeur en liquide s'accompagne de la libération d'une certaine quantité de chaleur "r" qui transite vers la paroi froide[3]. Il faut bien organiser un emprunt de chaleur de

cette paroi pour que le régime de condensation soit permanent. C'est à dire l'intensification de la condensation et du transfert de chaleur dépend des processus suivant:

- de la condensation
- de l'emprunt de chaleur dégagée lors de la condensation a partir de la surface solide à travers une nappe de condensat (film liquide)

I.5. Transferts de la chaleur lors de la condensation

Une vapeur pure est en équilibre avec sa phase liquide si sa pression et sa température correspondent aux conditions de saturations P_{sat} correspondant et T_{sat} . Si une vapeur a l'état (P_v, T) vient en contact avec une paroi dont la température T_p est inférieure a celle de saturation T_{sat} correspondant a P_v , une certaine masse de liquide se dépose sur la paroi froide.

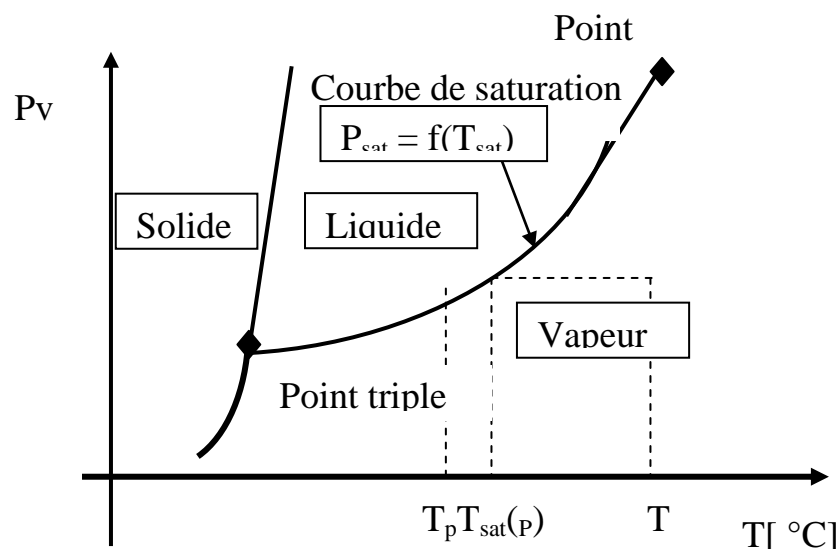


Figure I.2. Equilibre entre une vapeur et sa phase liquide [2]

Si le liquide mouille cette surface, le condensat forme un film continu ce type de condensation est le plus fréquent. Si le liquide ne mouille pas la surface, il se produit une condensation en gouttes

Le changement de phase s'accompagne de la libération d'une certaine quantité de chaleur qui transite vers la paroi froide a travers l'épaisseur du condensat.[2].

I.5.1. Condensation pelliculaire sur des surfaces planes verticales

Le phénomène qui a lieu dans le cas des plaques ou des tubes verticaux est représenté schématiquement dans la figure (I.3). Au contact de la vapeur saturée avec la surface plus froide, apparaissent les premières gouttes de condensat réparties discrètement sur la surface ; au fur et a

mesure de leur développement, elles se transforment en une pellicule mince qui s'écoule sous l'influence de la gravité. Sur la partie supérieure de la plaque, la vitesse et l'épaisseur de la pellicule liquide sont petites et le régime d'écoulement est laminaire.[1]

Avec l'agrandissement de l'épaisseur et de la vitesse de la pellicule apparaissent de petites vagues et le régime d'écoulement devient turbulent[1].

Où δ est l'épaisseur de la pellicule.

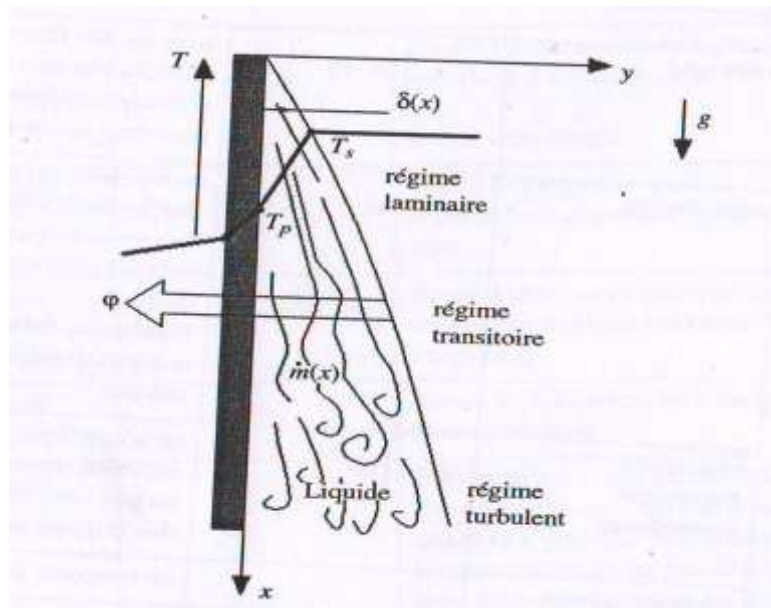


Figure I.3. Pellicule de condensat formée sur une plaque verticale

I.5.1. Condensation de la vapeur en repos ou en mouvement

La vapeur qui condense sur la surface de transfert thermique peut être en repos ou en mouvement par rapport à celle-ci. On considère que la vapeur est en mouvement quand son déplacement conduit à l'apparition de certaines forces de frottement à l'interface liquide-vapeur, forces pouvant modifier le régime hydrodynamique et thermique de la pellicule.

a) Régime laminaire

Pour ce cas, Nusselt a fait une analyse approfondie de la couche limite de la pellicule de condensat, en proposant un modèle analytique du phénomène. Les hypothèses qui ont été faites sont les suivantes:[2,5]

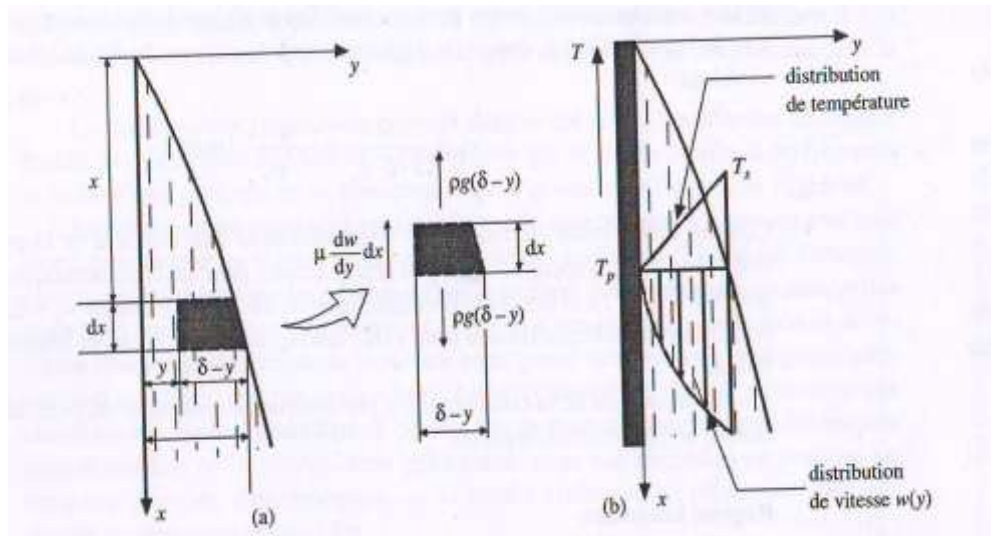


Figure I.4. Pellicule liquide de condensat.

(a) équilibre des forces agissent sur un élément de volume

(b) distribution de température et de vitesse.

- La pellicule liquide a un mouvement laminaire et ses caractéristiques physiques sont constantes.
- Le courant de vapeur est constitué de vapeur pure ayant une température uniforme égale à sa température de saturation T_{Sat} .
- Les forces de frottement sont négligeables à l'interface vapeur –liquide, ainsi que les forces d'inertie.

Pour l'écoulement laminaire de la pellicule, le coefficient de transfert thermique "h" peut être déterminé analytiquement en exprimant l'équilibre des forces qui agissent sur un élément de volume de liquide (Figure I.4)

b) Régime turbulent

Une approche analytique du coefficient de transfert de chaleur pour le régime turbulent est difficile à cause de la grande complexité du phénomène. Par conséquent, il y a des méthodes approximatives de calcul pour ce coefficient.

Dans l'intervalle $1500 \leq R_{e\delta} \leq 69000$. La température de référence étant la température moyenne de la pellicule.

Le coefficient moyen de transfert de chaleur rapporté à la hauteur totale de la plaque tient compte du fait que sur la première partie de celle-ci la pellicule en formation a un régime d'écoulement laminaire.

- Pour $Re_\delta < Re_{\delta cr}$ on applique les relations valables pour le régime laminaire
- Pour $Re_\delta > Re_{\delta cr}$ recommandées pour le régime turbulent

I.5.1.2. Condensation de la vapeur en mouvement relatif par rapport à la surface de transfert de chaleur

Ce type de condensation accompagné par le mouvement de la vapeur par rapport à la surface de transfert thermique représente le cas pratique de la condensation à l'intérieur des tubes. Si les tubes sont très long, l'écoulement de la vapeur est orienté, sa vitesse est considérable et les quantités de condensat importantes. Le processus sera fortement influencé par le frottement entre la vapeur et la surface de la pellicule.

En fonction du sens de l'écoulement de la vapeur, on a des conséquences différentes sur la qualité du transfert thermique et donc sur la valeur du coefficient qui le caractérise. Ainsi:

- Si l'écoulement de la vapeur va le même sens que l'écoulement de la pellicule de condensat, le frottement qui apparaît à leur interface produit une accélération de la pellicule donc le coefficient de transfert s'agrandit
- Si les deux sens d'écoulement sont opposés, le mouvement de la pellicule est ralenti, le coefficient de transfert se réduit.

Dans le cas où la croissance de la vitesse de la vapeur dépasse une certaine limite, peut apparaître l'entraînement de la pellicule et sa séparation en particules de liquide dispersées ensuite dans le courant de vapeur, avec comme conséquence une intensification du transfert de chaleur.

L'effet du frottement à l'interface se manifeste donc différemment en fonction de la position du tube-verticale, horizontale ou inclinée- et du sens d'écoulement de la vapeur.

I.5.2. Condensation pelliculaire sur des surfaces cylindriques horizontales

I.5.2.1. Condensation en repos ou en mouvement libre

La condensation sur des tubes horizontaux conduit à la formation d'une pellicule dont l'épaisseur grandit autour du tube. Le régime d'écoulement dans la pellicule mince de liquide est laminaire et la variation du coefficient de transfert est une fonction directe de l'épaisseur de celle-ci ((Figure I.5)

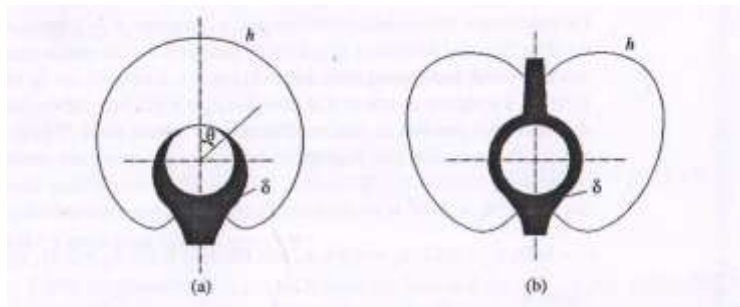


Figure I.5. Formation de la pellicule de condensat sur des tubes horizontaux

(a) tube singulaire

(b) tube remplacé au-dessous d'un autre tube

I.5.2.2. condensation en mouvement relatif a l'extérieur des tubes horizontaux

Ce type de condensation se rencontre dans les condenseurs des différentes installations, où la vapeur se déplace à l'extérieur des tubes horizontaux. Le transfert de chaleur subit une influence importante du mouvement de la vapeur: plus la vitesse de déplacement de celle-ci est grande, plus la pellicule s'amincit, la résistance thermique diminue et le transfert s'accroît.

Dans le cas de la condensation de la vapeur sur des tubes disposés en faisceau, il y a des différences par rapport au cas de la condensation sur un seul tube. Ces différences sont déterminées par deux facteurs:

- l'agrandissement de l'épaisseur de la pellicule qui se forme successivement sur les tubes disposés les uns sur les autres, comme le montre la figure (I.6)
- la réduction de la vitesse de la vapeur comme conséquence directe de sa condensation partielle

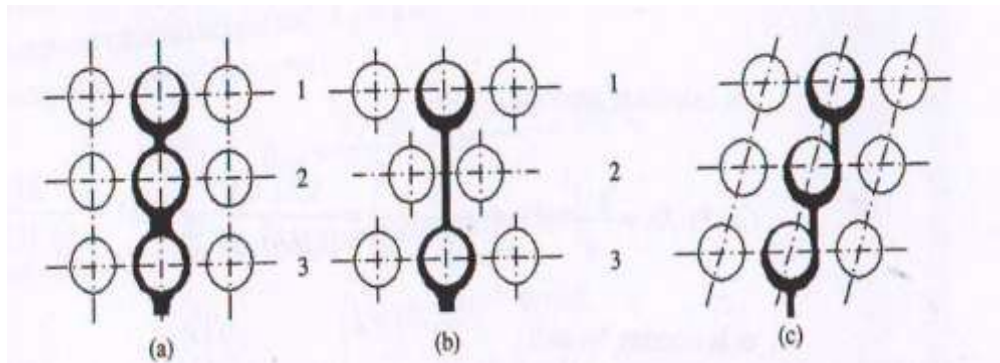


Figure I.6. Condensation sur des faisceaux de tube

a) emplacement en couloir

b) emplacement en échiquier ;

c) emplacement ginabat

Ces deux facteurs produisent une diminution du transfert de chaleur, mais un emplacement judicieux des tubes, conduisant à la formation d'une pellicule plus mince que possible, peut améliorer cette dépréciation.

I.5.3. Influences sur le transfert de chaleur lors de la condensation de la vapeur

I.5.3.1. Influence du sur chauffage de la vapeur

Dans le cas où la vapeur est surchauffée et la température de la paroi T_P est supérieure à la température de saturation T_S , la condensation ne se produit pas, le phénomène étant remplacé par un écoulement forcé ou libre de la phase vapeur qui se refroidit.

Si la température de la paroi T_P est inférieure à la température de saturation T_S , il y a refroidissement de la vapeur surchauffée et ensuite sa condensation.

I.5.3.2. Influence de l'emplacement de la surface de transfert thermique

Si la surface de transfert thermique est inclinée avec un angle θ face à la verticale (figure I.7) la force de la gravité est remplacée par sa composante sur la direction de l'écoulement $g_x = g \cos \theta$. Ainsi, dans le régime laminaire, le coefficient de transfert de la chaleur lors de la condensation est:

$$h_\theta = h(\cos \theta)^{1/4}$$

Dans la situation où la surface a partout la même hauteur d'écoulement de la pellicule, le coefficient h_0 pour la position inclinée a une valeur plus réduite par rapport à la position verticale. Il est aussi intéressant de faire la comparaison entre les valeurs du coefficient h dans les cas de condensation à l'extérieur des tubes verticaux ou horizontaux.

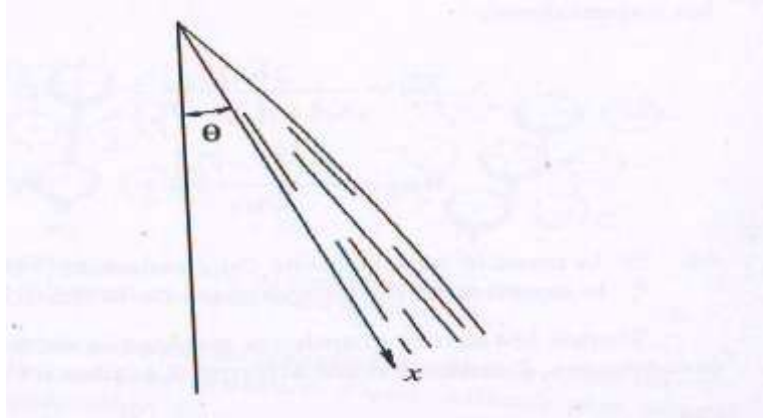


Figure I.7. Position inclinée de la surface de transfert thermique

En considérant l'écoulement de la pellicule de condensat en régime laminaire pour les deux cas, on peut écrire que le rapport entre les coefficients h_0 (pour la position horizontale) et h_v (pour la position verticale) est égale:

$$h_0/h_v = 0.728(H/D)^{1/4}/0.943$$

L'analyse de cette relation conduit aux suivantes remarques :

- pour $H/D = 2.82$, les coefficients $h_0 = h_v$;
- pour $H/D < 2.82$, $h_0 < h_v$;
- pour $H/D > 2.82$, $h_0 > h_v$

Evidemment, le choix de l'emplacement en position horizontale ou verticale des tubes d'un condenseur tient compte de ces remarques.

I.5.3.3. Influence des gaz non condensables et autres impuretés

La présence de gaz non condensables dans le courant de vapeur conduit à une réduction considérable de l'intensité de transfert de chaleur lors de la condensation. Les gaz non condensables en mélange avec la vapeur ne peuvent pas diffuser par la pellicule de condensat formé sur la surface froide de la paroi ayant la température $T_p[1]$. Alors elles s'accumulent dans

le voisinage de la pellicule formant une couche d'épaisseur δ_g (figure I.8) où la pression des gaz croît pendant que la pression de la vapeur baisse ainsi leur somme reste constante: $P_g + P_v = c^{ste}$.

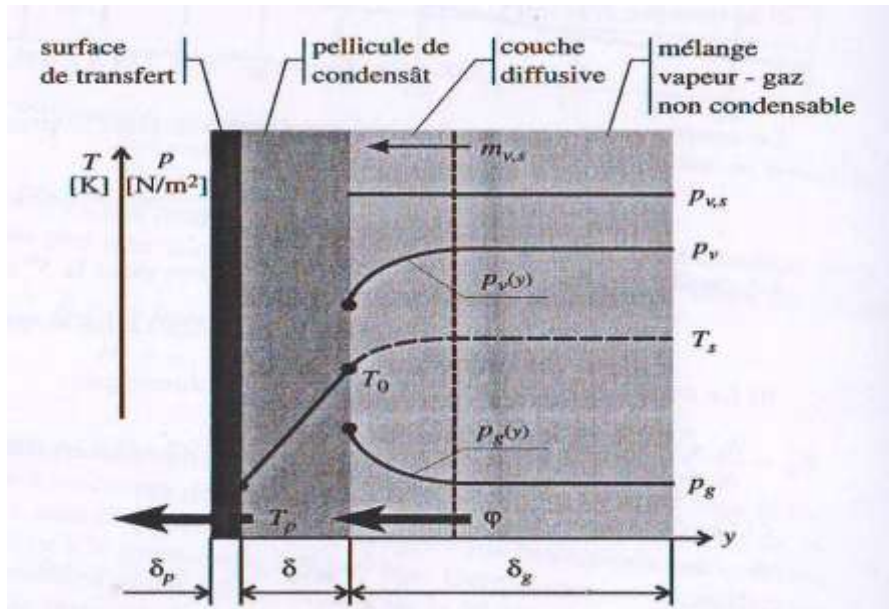


Figure I.8. Influence des gaz non condensables sur la qualité du transfert thermique

Dans cette couche, il y a aussi une chute de la température de saturation T_s , Ce processus est très complexe; il implique un transfert combiné de chaleur et de masse au sein de ce système biphasique et bi composant. Il conduit à la réduction de l'intensité du transfert de chaleur, à cause de l'existence d'une résistance thermique supplémentaire créée par la couche de gaz non condensable:

$$1/h = 1/h_{vp} + 1/h_{gaz}$$

Où h_{vp} : le coefficient de transfert thermique condensation de la vapeur pure;

h_{gaz} : le coefficient de transfert thermique à travers la couche de gaz.

Même une quantité de gaz non condensable peut réduire la valeur du coefficient h .

La présence d'impuretés dans le courant de vapeur qui condense peut avoir le même effet. Par exemple, dans les condenseurs des installations industrielles, des particules d'huile

peuvent être dispersées dans la vapeur. Elle forment aussi une pellicule qui représente une résistance supplémentaire au transfert de la chaleur.

I.6. Transmission de la chaleur a l'évaporation

I.6.1. Evaporation au voisinage d'une nappe d'eau en l'absence de convection

I.6.1.1. Description du phénomène

Considérons une éprouvette contenant de l'eau à la température T . soit l la distance entre le niveau de l'eau et l'extrémité supérieure de l'éprouvette et P_{VO} la pression partielle de la vapeur d'eau en ce point.

On admet qu'à la surface de l'eau, il y a équilibre entre la vapeur d'eau et l'eau liquide.

La pression partielle de la vapeur d'eau est donc égale à la pression de vapeur saturante à la température T , soit $P_{sat}(T)$.

On constate qu'il se produit un transfert de masse de phase liquide vers l'extérieur, transfert qui s'effectue en deux temps :

Premier temps : déplacement des molécules de vapeur d'eau dans la phase gazeuse, dû au gradient de pression partielle : c'est un phénomène de diffusion en phase gazeuse.

Deuxième temps : transformation liquide-vapeur, au niveau de la surface de l'eau, pour maintenir l'équilibre entre l'eau liquide et sa vapeur, équilibre perturbé par le mouvement de diffusion. C'est un phénomène de vaporisation.

Dans l'ensemble de ces deux phénomènes, qui constituent l'évaporation de l'eau, le premier est le moteur de l'opération, le second n'est qu'une conséquence du premier.

Le but pratique d'une étude de l'évaporation est de déterminer le débit d'eau évaporée en fonction de la température de l'eau, de la pression partielle de l'air ambiant, des propriétés physiques des fluides en présence, et de la configuration géométrique du système.

Cette diffusion étant accompagnée de vaporisation en surface, l'évaporation est toujours associée au transfert de la chaleur nécessaire pour cette vaporisation et provenant, soit du liquide, soit de l'air, soit d'une source extérieure.

En effet, pour vaporiser 1 kg d'eau à la température T , il faut lui fournir $L_v(T)$ étant la chaleur latente de vaporisation (à 20 °C, $L_v(T) = 2454$ kJ/kg)[2].

Introduction

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans les installations thermiques et énergétique. On rencontre au moins un échangeur de chaleur dans une installation thermique.

L'échangeur consiste essentiellement à transmettre la chaleur d'une source chaude à une autre source de plus faible température. Il est caractérisé par une grande diversité géométrique.

La transmission de chaleur dans ses appareils est réalisée par:

L'échange de chaleur entre le fluide primaire (le plus chaud) et la paroi séparatrice par convection de chaleur, l'échange de chaleur par conduction thermique dans la paroi et l'échange de chaleur entre la paroi séparatrice et le fluide secondaire par convection de chaleur à la différence des autres appareils thermiques, l'échangeur de chaleur ne contient aucune pièce mécanique mobile.

Dans un échangeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases (cas des condenseurs et des évaporateurs).

L'étude de ce dispositif est complexe, on doit connaître exactement, sa géométrie (surface d'échange et section de passage des fluides). Ses caractéristiques thermo physiques, les vitesses d'écoulement des fluides, les températures d'entrées des fluides, etc...

Le domaine des échangeurs de chaleurs peut être considéré comme une synthèse des domaines suivants: transferts thermiques, mécanique des fluides, corrosion, encrassement, etc...

II.1.1 Définition

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides ou plus. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés par une paroi bien adaptée et par principe la transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid.

II.1.1 Principe de fonctionnement

Dans un changeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut être conservé son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases (cas des condenseurs et des vaporiseurs) [6]

II.1.3 Types de contact

➤ Échangeurs à contact direct

Le type le plus simple comprend un récipient (ou canalisation) dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

Exemples :

- les réchauffeurs d'eau (injection de vapeur d'eau sous pression).
- les dé réchauffeurs industriels et les condenseurs à injection (centrale thermique).

➤ Échangeurs à contact indirect

En principe, pour les échangeurs les plus répandus dans l'industrie, les deux fluides, désignés par 1 et 2, s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison, à faible inertie thermique. La chaleur que le fluide 1 cède à la paroi, par convection le long de la surface de contact, traverse l'épaisseur de la paroi par conduction et est cédée au fluide 2 par convection le long de l'autre face.

Les processus de transfert présentent une réciprocity: convection (1) conduction (paroi), convection (2). Le flux de chaleur échangé s'exprime par le produit d'une conductance globale constante le long de l'échangeur, et de la différence entre les températures moyennes T_1 et T_2 des fluides [2].

II.1.4 Disposition des écoulements

Ce classement est réalisé à partir de la géométrie de l'échangeur et du sens relatif de l'écoulement des deux fluides. Dans ce qui suit, on représente uniquement les circulations des fluides les plus souvent rencontrées.

Dans les échangeurs à fluide séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories :

Ou bien les vecteurs vitesses des écoulements sont approximativement parallèles :

- S'ils sont de même sens les écoulements sont « co-courants ».
- S'ils sont de sens contraire, les écoulements sont « à contre-courant ».

Ou bien les vecteurs vitesses sont en moyenne perpendiculaire l'un à l'autre ; il s'agit cette fois de « courant croisés » [9].

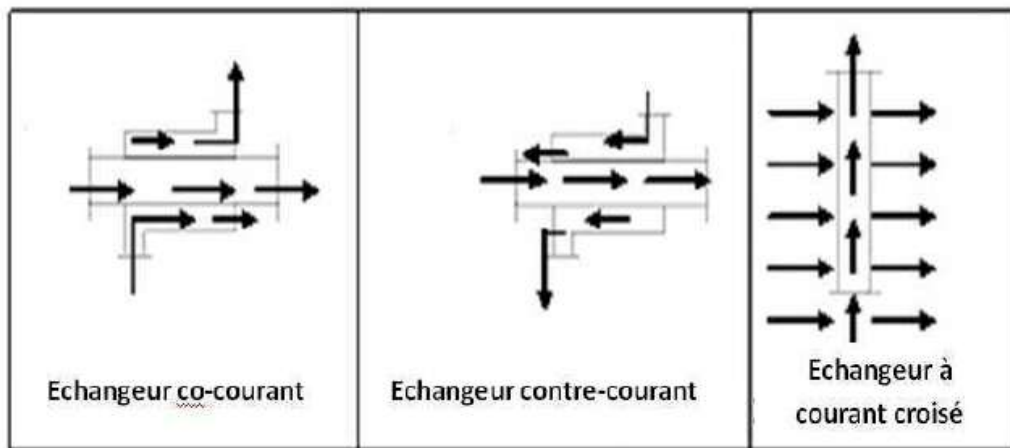


Figure II.1. Différents modes de circulation.

II.1.5 Distribution des températures

Les températures des fluides pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase, auquel cas sa température reste constante. Les figures donnent l'allure de quelques distributions de températures des échangeurs très simple. On a porté en abscisses l'aire de la surface d'échange, variant depuis zéro, à l'entrée de l'appareil (extrémité où rentre le fluide chaud), jusqu'à sa valeur totale s , à la sortie du fluide chaud. Les températures sont repérées à l'aide d'indices (e) signifiant entrée et (s) sortie, (c) désignent le fluide chaud et (f) le fluide froid [2].

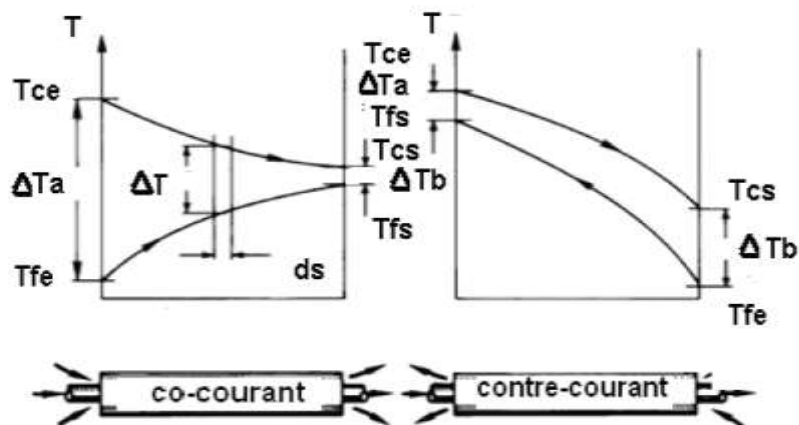


Figure II.2. Distribution des températures dans les échangeurs à une seule passe

II.2 Régimes d'écoulement

L'expérience de Reynolds relative à un écoulement dans une conduite cylindrique met en évidence deux régimes d'écoulement et un paramètre caractéristique du phénomène.

Pour les faibles débits l'écoulement est dit laminaire. Et turbulent pour les débits importants. Le débit d'écoulement se caractérise par le nombre de Reynolds.

II.2.1 Régime laminaire

Les filets fluides sont parallèles, les échanges s'effectuent entre les couches qui sont d'origine moléculaire (conduction).

L'écoulement reste laminaire tant que le nombre de Reynolds reste inférieur à 2300.

II.2.2 Régime turbulent

L'écoulement est perturbé, le mouvement des particules fluides est aléatoire et tridimensionnel. Le régime d'écoulement est considéré comme turbulent si le nombre de Reynolds atteint ou dépasse 10000.

Le régime correspondant au nombre de Reynolds compris entre 2300 et 10000 est dit transitoire.

II.3 Classification des échangeurs

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés de multiples façons [8], ainsi dans ce qui suit, on ne cite que les groupes qui nous paraissent importants.

- **Classification selon leurs procédés de transfert thermique** selon leurs procédés de transfert, les échangeurs de chaleur sont classés en deux types: à contact direct et à contact indirect.
- **Classification selon la compacité de surface.** Cette autre classification, arbitraire, se base sur le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur et se divise en deux catégories : Échangeurs compacts et non-compacts.
- **Classification suivant la construction** Échangeurs de chaleur tubulaires :
coaxial, multitubulaire, tube et calandre, double tubes coaxiaux et calandre
Échangeurs de chaleur à plaques-étanches, bobine de tôle en spirale, lamelles, etc.
- **Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange**
 1. les échangeurs métalliques : en acier, cuivre, aluminium,...
 2. Les échangeurs non métalliques : en plastique, céramique,...
- **Classification selon le nombre de fluide**
- **Classification selon le sens de l'écoulement**

➤ **Classification suivant le mécanisme de transfert de chaleur**

II.4 Echangeurs tubulaires

Les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement [3], toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée :

II.4.1 Echangeur monotube

Dans cet échangeur de chaleur le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín (figure II.3)[3].

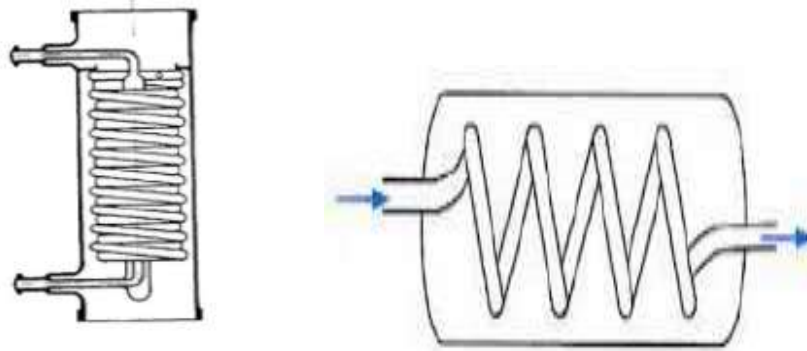


Figure II.3.Echangeur monotube

II.4.2 Echangeurs tubulaires coaxiaux

Dans cette configuration, l'un des fluides circule dans le tube central tandis que l'autre circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes. On distingue deux types de fonctionnement selon que les 2 fluides circulent dans le même sens ou en sens contraire. Dans le premier cas on parle de configuration en co-courant (parfois appelé à tort en parallèle). Dans le deuxième cas, on parle de configuration en contre-courant. On trouve assez souvent ce type d'échangeurs dans l'industrie frigorifique en particulier pour les condenseurs à eau ou encore les groupes de production d'eau glacée.

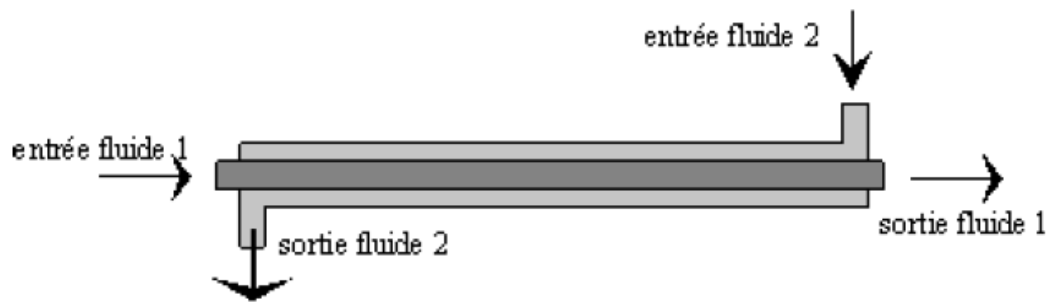


Figure II.4. Echangeur tubulaire coaxial

II.5 Echangeur multitubulaire

II.5.1 Echangeur à tubes séparés

A l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé (figure II.5) [3].

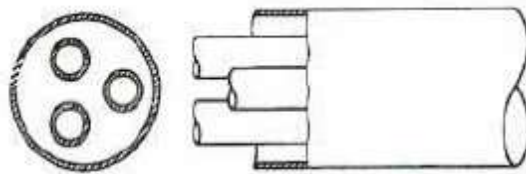


Figure II.5. Echangeur à tubes séparés

II.5.2 Echangeurs à tubes et calandre

Les principales technologies d'échangeurs à tubes et calandre sont représentées sur la figure (II.6), l'encrassement et l'écart de température entre les deux fluides sont deux paramètres qui différencient les principales technologies [3].

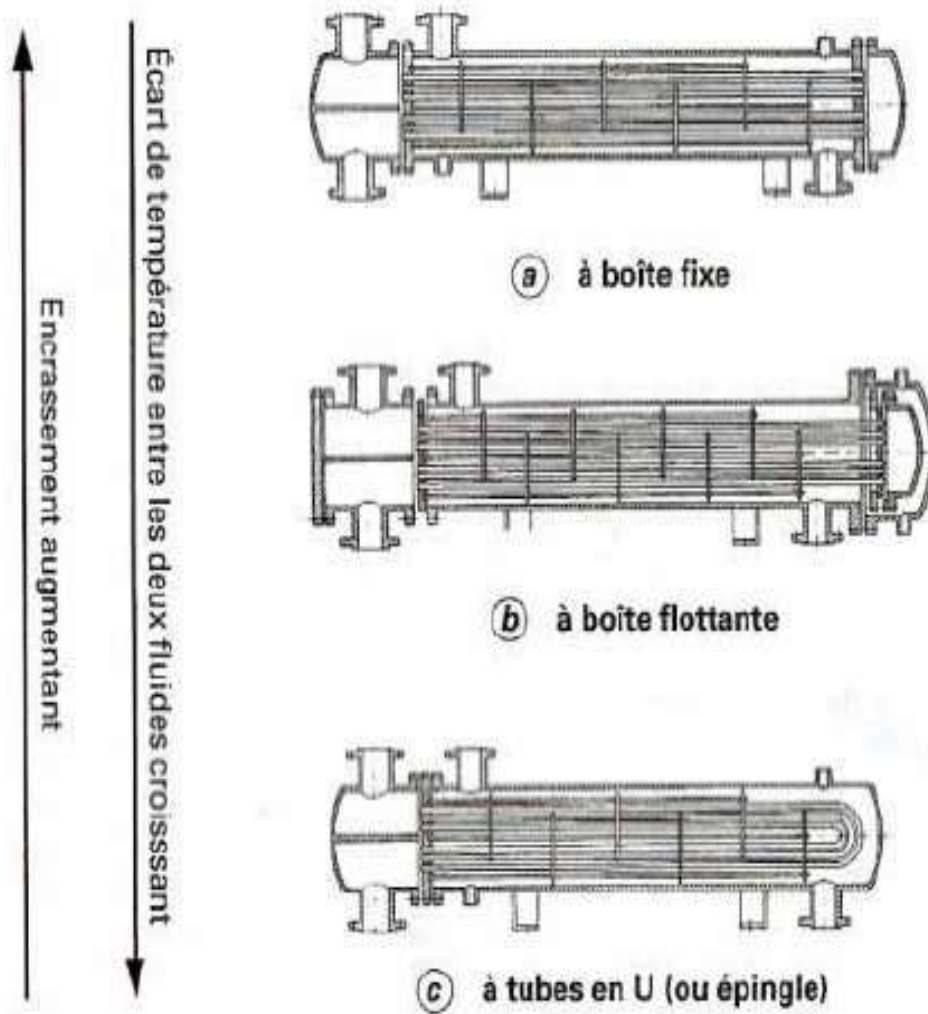


Figure II.6. Principales technologies d'échangeurs a tube calandre

II.6 Bilan énergétique des échangeurs concentriques

Un échangeur de chaleur est un système qui permet de transférer un flux d'un fluide chaud à un fluide froid à travers une paroi sans contact direct entre les deux fluides.

Exemples : radiateur d'automobile, évaporateur de climatiseur...

Dans notre étude nous allons traiter le type le plus simple des échangeurs tubulaires c'est l'échangeur à tube coaxial. [10]

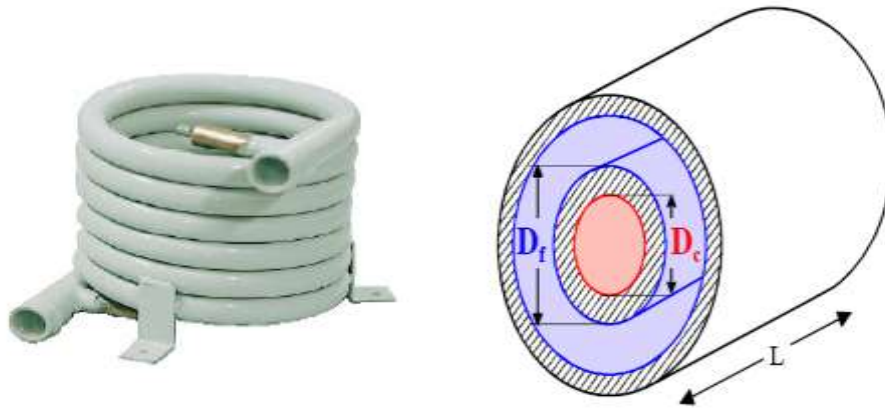


Figure II.7. Echangeur à tube coaxial (concentrique)

Avec :

D_e : Diamètre chaud

D_f : Diamètre froid

Description :

Un échangeur tubulaire simple est constitué de deux cylindriques coaxiaux. Un fluide (généralement le chaud) circule dans le tube intérieur, l'autre dans l'espace compris entre les deux tubes. Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s'effectue à travers la paroi que constitue le tube intérieur [10].

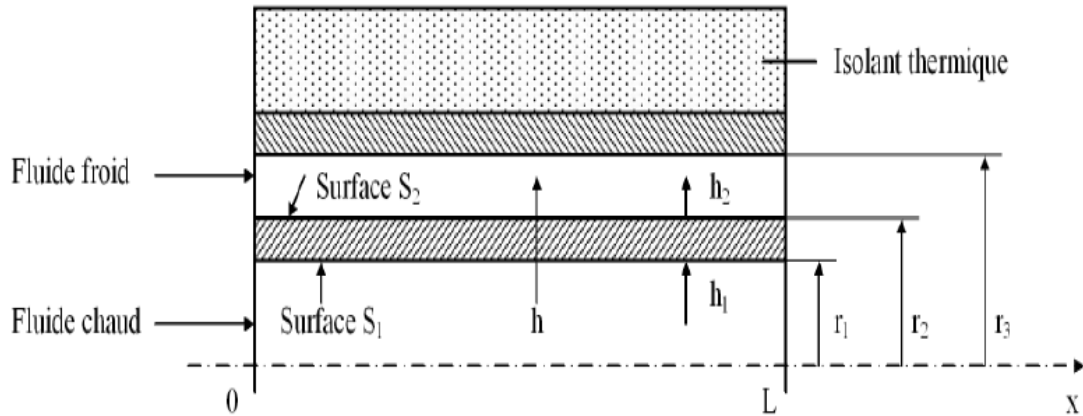


Figure II.8 Description d'un dispositif d'échangeur

Conventions

Le fluide chaud entre dans l'échangeur à la température T_{ce} et en sort à T_{cs} , Le fluide froid entre à T_{fe} et sort à T_{fs} .

Deux modes de fonctionnement sont réalisables :

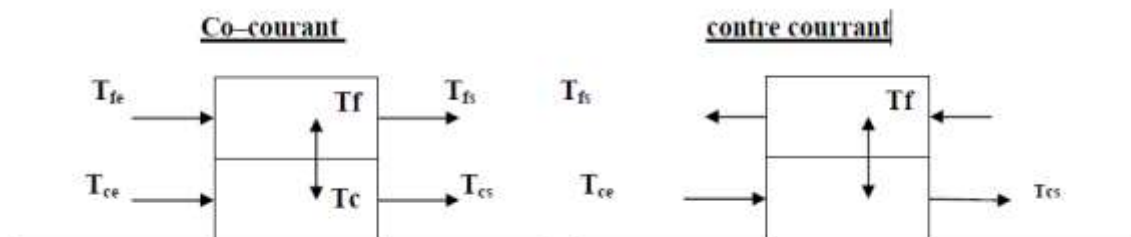


Figure II.9 Les deux modes de fonctionnement couramment utilisés

II.6.1 Coefficient d'échange global de transfert

Le transfert thermique qui a lieu au sein d'un échangeur fait intervenir le mode **Conducator** au travers de la paroi séparant les deux fluides et le mode **convectif** dans chacun de ces derniers, généralement le rayonnement intervient peu et sera, de toute façon, négligé [11].

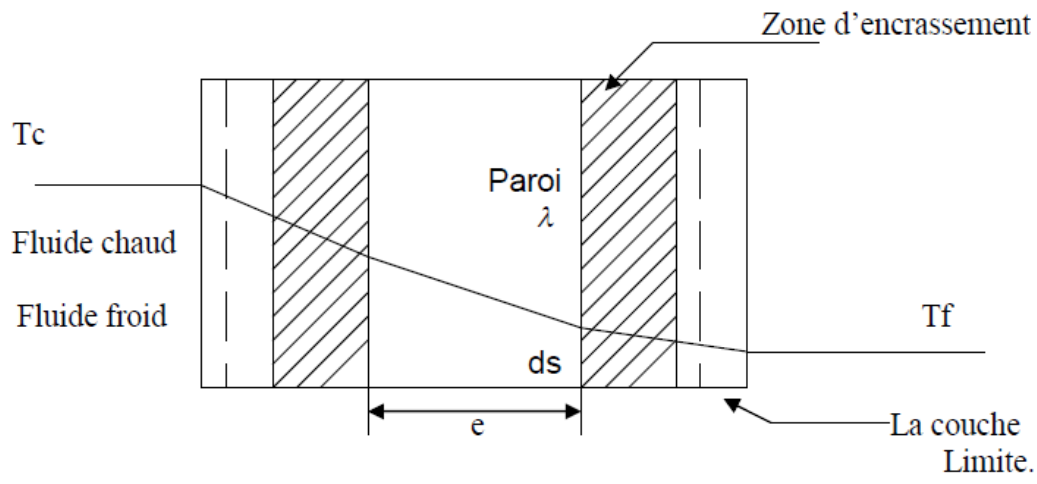


Figure II.10. Représentation schématique du transfert thermique au travers des différents milieux composant un échangeur de chaleur.

Conductivité thermique (λ)

La conductivité thermique est une grandeur physique caractérisant le comportement des matériaux lors du par conduction. Cette constante apparait par exemple dans la loi de Fourier Elle représente la quantité de chaleur transférée par unité de surface et par une unité de temps sous un gradient de température.

La conductivité thermique est exprimée en watts par mètre, ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) où :

- Le watt est l'unité de puissance.
- Le mètre est l'unité de longueur.
- Le kelvin est l'unité de température.
- La conductivité dépend principalement.
- La nature du matériau.
- La température.

D'autres paramètres comme l'humidité, la pression intervient également. La conductivité thermique évolue avec la température.

danc :

La conductivité thermique caractérise l'aptitude du matériau à transmettre la chaleur. Mathématiquement, la conductivité thermique λ peut dont s'écrire : [12]

Le fluide chaud à T_c subit une première diminution de température due à la convection avec la paroi par le biais d'un coefficient h_c vient ensuite une inévitable zone d'encrassement due, soit à l'accumulation de particules apportées par le fluide en circulation, soit par dépôt de tartre ou bien de micro-organismes d'origine biologique, soit encore par apparition de

corrosion sur la surface d'échange. Ce phénomène se caractérise alors par **une résistance thermique** supplémentaire (par unité de surface) due à cet encrassement et que l'on notera ici $r_{e,c}$ la température diminue ensuite par conduction (**conductivité** λ) au travers de la paroi d'échange e .

Au-delà et en direction du fluide froid à T_f , on retrouve à nouveau une résistance thermique D' d'encrassement notée $r_{e,f}$ et un transfert convectif caractérisé par h_f . [11]

II.6.2 Résistance thermique (ANALOGIE ELECTRIQUE)

La loi de Weidman et Franz énonce que le rapport des conductivités thermique et électrique est le même pour tous les métaux à température donnée.

La loi de Fourier pour être considérée comme complètement analogue à la loi d'Ohm :

Thermique			Electricité	
Loi de Fourier	$T = -(L/\lambda.S).P$	\Leftrightarrow	$V = R.I$	Loi d'Ohm
Conductivité thermique	$\lambda(T)$	\Leftrightarrow	$\mu(T)$	Conductivité électrique
Température	T	\Leftrightarrow	V	Potentiel électrique
Puissance thermique	P	\Leftrightarrow	I	Intensité de courant
Résistance thermique	$L/\lambda.S$	\Leftrightarrow	R	Résistance électrique

Tableau II.1. Résistance thermique analogie électrique

Analogie électrique :

La représentation analogique équivalente est faite dans la figure où sont insérées en série les 5 résistances thermiques.

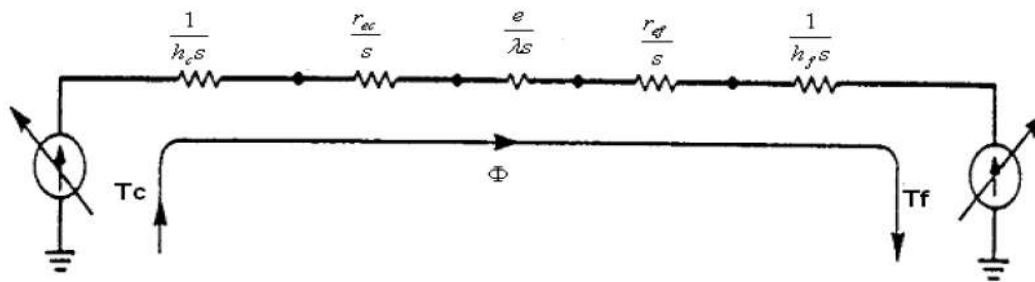


Figure II.11.Circuit thermique du transfert thermique dans un échangeur

II.6.3 Expression du flux échangé

Une première expression du flux de chaleur transféré dans un échangeur peut être déterminée en écrivant qu'il est égal au **flux de chaleur perdu** par le **fluide chaud** et au **flux de chaleur gagné** par le **fluide froid** pendant leur traversée de l'échangeur :

$$\Phi = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_{cs} - T_{ce}) = \dot{m}_f \cdot C_{p_{pf}} \cdot (T_{fe} - T_{fs}) \quad (\text{II.1})$$

Ou :

C_{p_c} et $C_{p_{pf}}$: sont les chaleurs massiques de fluide chaud et froid en (J/kg.k).

\dot{m}_c et \dot{m}_f : sont les débits massiques de fluide chaud et froid en (kg/s).

Les produits $C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p_c}$ et $C_f = \dot{m}_f \cdot C_{p_{pf}}$ sont appelé les capacités calorifiques des deux fluides.

Le flux de chaleur peut donc finalement s'écrire : [10]

$$\Phi = C_c \cdot (T_{cs} - T_{ce}) = C_f \cdot (T_{fe} - T_{fs}) \quad (\text{II.2})$$

Par ailleurs, le flux de chaleur Φ transmis d'un fluide 2 à la paroi d'un tube cylindriques'écrit:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Phi = U \cdot S \cdot (T_c - T_f) \\ \Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{S \cdot h_c} + \frac{r_{ec}}{s} + \frac{e}{\lambda \cdot s} + \frac{r_{ef}}{s} + \frac{1}{S \cdot h_f}} \end{array} \right. \quad (\text{II.3})$$

Ou :

$U=K_G$:

est appelé Coefficient d'échange global.

Dans l'expression $\Phi = U.S.(T_c - T_f)$ le Coefficient d'échange global U est rapporté à la surface d'échange S , Dans le cas de la plaque plane cette surface est identique de chaque côté de la paroi.

Pour le cas d'une paroi cylindrique U doit être rapporté à l'une des deux surfaces. Ainsi si on suppose un écoulement de deux fluides (chaud au centre et froid dans l'espace annulaire) le flux échangé entre les deux fluides est de la forme :

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{S_c h_c} + \frac{r_{er}}{S_c} + \frac{\ln\left(\frac{D_f}{D_c}\right)}{2\pi\lambda L} + \frac{r_{ef}}{S_f} + \frac{1}{S_f h_f}} \quad (II.4)$$

Avec :

D_c : diamètre chaud.

D_f : diamètre froid.

Selon le choix de l'une ou l'autre des surfaces choisies comme référence, le flux s'écrit :

$$\Phi = U_c.S_c.(T_c - T_f) = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c} + r_{ec} + \frac{D_c \ln\left(\frac{D_f}{D_c}\right)}{2\lambda} + \frac{r_{ef} D_c}{D_f} + \frac{1}{h_f} \frac{D_c}{D_f}} \quad (II.5)$$

Avec : $S_c = \pi.D_c.L$.

Ou bien:

$$\Phi = U_f.S_f.(T_c - T_f) = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c} \frac{D_f}{D_c} + r_{ec} \frac{D_f}{D_c} + \frac{D_f \ln\left(\frac{D_f}{D_c}\right)}{2\lambda} + r_{ef} + \frac{1}{h_f}} \quad (II.6)$$

Avec : $S_f = \pi .D_c.L$

Quel que soit ce choix, U_c et U_f satisfont de toute façon à $U_c S_c$ et $U_f S_f$ dont le flux de chaleur est indifféremment donné par : [8]

$$\Phi = U_c.S_c.(T_c - T_f) = U_f.S_f.(T_c - T_f) \quad (II.7)$$

Généralement dans les échangeurs de chaleur, on choisit de rapporter le flux de chaleur échangé à la surface $S_f = \pi .D_c.L$ soit d'écrire $\Phi = U.S_f. \Delta T$

Le coefficient global de transfert U d'un échangeur de chaleur s'écrit donc :

$$U = \left[\frac{Df}{2 \cdot hc \cdot \frac{Dc}{2}} + \frac{Df \cdot \ln\left(\frac{Df}{Dc}\right)}{2 \cdot \lambda \cdot L} + \frac{1}{hf} + R_{en} \right]^{-1} \quad (\text{II.8})$$

Ren : est une résistance thermique due à l'encrassement.

Type d'échangeur	Coefficient global de transfert h ($W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$)
Liquide-liquide	100-2000
Liquide gaz	30-300
Condenseur	300-5000

Tableau II.2. Ordres de grandeurs du coefficient global de divers échangeurs

II.6.4 Efficacité d'un échangeur

Définition

On définit l'efficacité d'un échangeur comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides dans un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant à contre-courant

$$E = \frac{\Phi_{reel}}{\Phi_{max}} \quad (\text{II.9})$$

III.6.5 Flux thermique maximum d'un échangeur

La puissance maximum d'échange est obtenue lorsque l'un des fluides subit un changement de température égal au gradient de température maximum existant dans l'appareil, qui est la différence entre les températures d'entrée des fluides chaud et froid

$$\Delta T_{max} = T_{ce} - T_{fe} \quad (\text{II.10})$$

Le Flux thermique maximum transférable par un échangeur est atteint dans un échangeur contre-courant infiniment long. Dans une telle configuration l'un des fluides subit le changement de température le plus élevé (le fluide qui a le plus petit débit thermique unitaire accuse le changement de température le plus important).

$$\Phi_{max} = C_{min} \cdot \Delta T_{max} = (\dot{m} \cdot C_p)_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.11})$$

- Si on est dans le cas où $C_c < C_f$ cet écart de température est atteint par le fluide chaud qui voit sa température évoluer de T_{ce} vers T_{fe} . Le Flux thermique maximal est alors donné par :

$$\Phi_{\max} = \dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) = C_c \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.12})$$

- Si au contraire on se trouve dans le cas où $C_c > C_f$, c'est dans ce cas le fluide froid qui subit le plus grand écart de température de T_{fe} vers T_{ce} , conduisant au flux de chaleur maximal :

$$\Phi_{\max} = \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) = C_c \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.13})$$

Ainsi, de façon générique, Le Flux maximal s'exprime dans tous les cas par :

$$\Phi_{\max} = \dot{m}_{\min} \cdot C_{p\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) = C_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.14})$$

- La notion d'efficacité découle de cette dernière valeur puisqu'elle caractérise le rapport entre le flux effectivement transmis, au flux maximum transférable et s'écrit :

$$E = \frac{\Phi_{\text{reel}}}{\Phi_{\max}} = \frac{\dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{\dot{m}_{\min} \cdot C_{p\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{\dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{ce} - T_{cs})}{\dot{m}_{\min} \cdot C_{p\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} \quad (\text{II.15})$$

Avec :

- Si $\dot{m}_c \cdot C_{pc} < \dot{m}_f \cdot C_{pf} \rightarrow C_{\min} = \dot{m}_c \cdot C_{pc}$ et $E = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$
- Si $\dot{m}_c \cdot C_{pc} > \dot{m}_f \cdot C_{pf} \rightarrow C_{\min} = \dot{m}_f \cdot C_{pf}$ et $E = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})}$

Avec :

C_{\min} : La capacité calorifique minimum

Dans tous les cas, quelque soit le modèle d'échangeur on voit aisément qu'aucun des fluides ne peut subir une variation de température supérieure à $T_{ce} - T_{fe}$, car alors il faudrait que le fluide froid sorte à une température supérieure à T_{ce} , ou que le fluide chaud sorte à une température inférieure à T_{fe} ce qui est physiquement impossible.

- Ainsi, à condition de connaître l'efficacité de l'échangeur, on peut déduire la puissance réellement échangée par la relation :

$$\Phi_{\max} = E \cdot C_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.16})$$

II.6.6 Nombre d'unité de transfert NUT

En calculant les écarts de températures d'entrée-sortie dans les échangeurs à courants parallèles, nous avons vu apparaître les rapports $\frac{U.S}{C_c}$ et $\frac{U.S}{C_f}$ dont on vérifie aisément qu'ils sont dimension.

Ces nombres, représentatifs du pouvoir d'échange de l'appareil, sont appelés «**nombre d'unité de transfert** » et notés par **NUT** (sans indice) :

$$\text{NUT} = \frac{U.S}{C_c}; \quad \text{NUT} = \frac{U.S}{C_f} \quad (\text{II.17})$$

Le nombre d'unité de transfert relatifs au fluide qui possède le plus petit débit thermique unitaire C_{\min} est habituellement désigné par NUT (sans indice) : [13]

$$\text{NUT} = \frac{U.S}{C_{\min}} \quad (\text{II.18})$$

III.6.7 Evolution de l'efficacité en fonction de (C, NUT)

Considérons le cas d'un échangeur tubulaire simple fonctionnant à contre-courant et supposons que le fluide chaud commande le transfert $C_c < C_f$ donc :

$$E = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad (\text{II.19})$$

- On a rapport de capacité calorifique est $\frac{C_{\min}}{C_{\max}}$, il est noté par C
- Posons $C = \frac{C_c}{C_f} < 1$ et $\Delta T_{\max} = T_{ce} - T_{fe}$

$$\text{NUT}_c = \frac{U.S}{C_c} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Delta T_s - \Delta T_e} \quad (\text{II.20})$$

Exprimant $\Delta T_e, \Delta T_s$ en fonction de ΔT_{\max} et E, nous pouvons écrire :

$$\Delta T_s = T_{ce} - T_{fe} = T_{ce} - T_{ce} + T_{ce} - T_{fe} = -E\Delta T_{max} + \Delta T_{max} = \Delta T_{max}(1-E)$$

$$\Delta T_e = T_{ce} - T_{fe} = T_{ce} - T_{fe} + T_{fe} - T_{fe} = \Delta T_{max}(T_{ce} - T_{cs}) = \Delta T_{max}(1-C.E)$$

Nous en déduisons l'expression du NuT en fonction de ΔT_{max} et de E :

$$NUT_C = \frac{E \Delta T_{max}}{\Delta T_{max}(1-E) - \Delta T_{max}(1-C.E)} \ln \left[\frac{\Delta T_{max}(1-E)}{\Delta T_{max}(1-C.E)} \right] = \frac{1}{(1-C)} \ln \left[\frac{(1-C.E)}{(1-E)} \right] \quad (II.21)$$

En reprenant ce calcul dans le cas où le fluide froid commande le transfert puis pour un fonctionnement à contre-courant nous obtenons les relations générales suivantes :

Co-courant Contre-courant

$$NUT_{max} = \frac{-\ln[1-(1+C)E]}{(1+C)} \quad NUT_{max} = \frac{1}{(C-1)} \ln \left[\frac{(E-1)}{(C.E-1)} \right] \quad (II.22)$$

Avec:

$$NUT_{max} = \frac{U.S}{C_{min}} \quad \text{et} \quad C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (II.23)$$

Pour tous les types d'échangeurs :

$$E = 1 - e^{(-NUT_{max})} \quad \text{et} \quad NUT_{max} = -\ln[(1-E)] \quad \text{si} \quad C=0 \quad (II.24)$$

Pour l'échangeur à contre-courant :

$$E = \frac{NUT_{max}}{NUT_{max}+1} \quad \text{et} \quad NUT_{max} = \frac{E}{E+1} \quad \text{si} \quad C=1 \quad (II.25)$$

L'utilisation de ces formules a permis d'établir des abaques.

Donc Les formules pour la méthode de l'efficacité sont :

- **Co-courant** : $E = \frac{1 - e^{(-NUT_{\max}(1+C))}}{1+C}$ (II.26)

- **Contre-courant** : $E = \frac{1 - e^{(-NUT_{\max}(1-C))}}{1 - C \cdot e^{(-NUT_{\max}(1-C))}}$ (II.27)

Avec : $0 \leq E \leq 1$ (E est sans dimensions)

- il est à noter que sous l'une ou l'autre forme, la définition de **E** prend en compte trois des quatre températures concernées. En d'autres termes, trois quelconques des températures d'entrée-sortie suffisent à caractériser **E**, par ailleurs, $E_{\max} = 1$ est atteint si l'échangeur est à contre-courant infiniment long et sans pertes.

Introduisons deux nouvelles grandeurs sans dimension :

- Efficacité relative cotée fluide chaude : $E_c = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$ (II.28)

- Efficacité relative cotée fluide froide : $E_f = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})}$ (II.29)

Il existe une relation simple entre E_c et E_f soit R le rapport des débits thermiques unitaires, que l'on appelle encore « facteur de déséquilibre ».

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

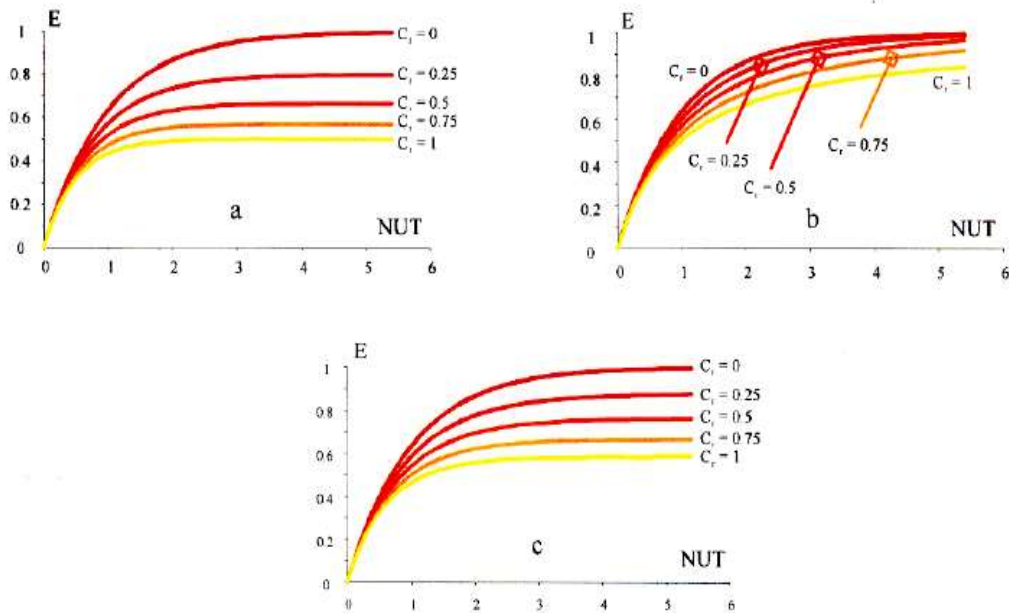
L'ensemble des cas possibles se subdivise en deux :

- Ou bien $C_{\max} = C_c$ alors, d'après la relation s on a :

$$E = E_c = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{E_f}{C} \quad \text{et} \quad C = \frac{E_f}{E_c} = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad \text{(II.30)}$$

- Ou bien $C_{\max} = C_f$ et l'efficacité vaut :

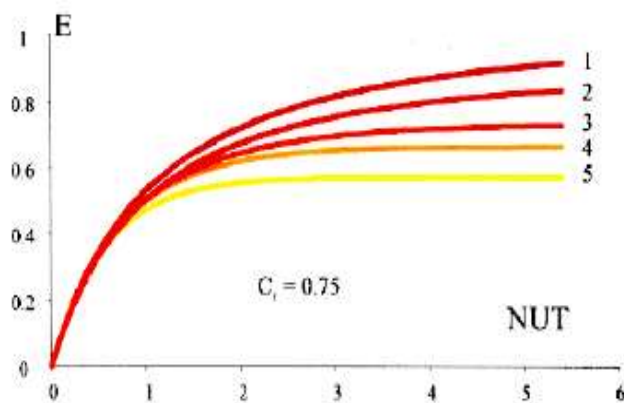
$$E = E_f = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{E_c}{C} \quad \text{et} \quad C = \frac{E_c}{E_f} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad \text{(II.31)}$$



L'évaluation de l'efficacité pour différentes valeur de C_r dans le cas

- a) D'un échangeur co-courant.
- b) D'un échangeur contre-courant.
- c) D'un échangeur à une calandre et à un multiple de 2 passes de tubes.

Figure II.12. L'évaluation de l'efficacité en fonction du NUT et C_r



Evaluation de l'efficacité avec le NUT et ($C_r=0.75$) pour différentes configuration d'échangeurs

- 1) Co-courant.
- 2) Contre-courant.
- 3) Courant croisé, fluides non brassés.

- 4) Courant croisé, fluides à C_{\max} brassés.
- 5) Une calandre et multiple de 2 passes de tubes.

Figure II.13. Evaluation de l'efficacité avec le NUT et ($C_r=0.75$)

II.6.8 Méthode ΔTLM

L'aspect thermique de l'étude consiste en fait à évaluer à évaluer principalement les performances thermiques c'est-à-dire le flux de chaleur dégagé. Avant d'aborder les méthodes de calcul il fait voir les hypothèses de calcul.

Si T_c et T_f sont les températures des deux fluides au droit de l'élément dS de la surface d'échange, le flux $d\Phi$ d'échange entre les deux fluides à travers dS

$$d\phi = K_G \cdot dS \cdot (T_c - T_f) \quad (\text{II.32})$$

III.6.8.1 Hypothèses de calcul

Les hypothèses admises sont :

- La chaleur massique des fluides caloporteurs est constante.
- Le coefficient d'échange global est constant tout le long de la surface.
- L'échange est sans perte.

II.6.8.2 Echangeur à courants parallèles

L'analyse sera faite dans le cas des échangeurs de type à co-courant dans ces conditions, le flux de chaleur $d\Phi$ transmis du fluide chaud au fluide froid à travers l'élément dS .

$$d\Phi = -\dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot dT_c = \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot dT_f \quad (\text{II.33})$$

\dot{m}_c et \dot{m}_f : sont les débits massiques respectifs des deux fluides chaud et froid (kg/s).

C_{pc} et C_{pf} : sont leurs chaleurs massiques à pression constante (J/kg.C°).

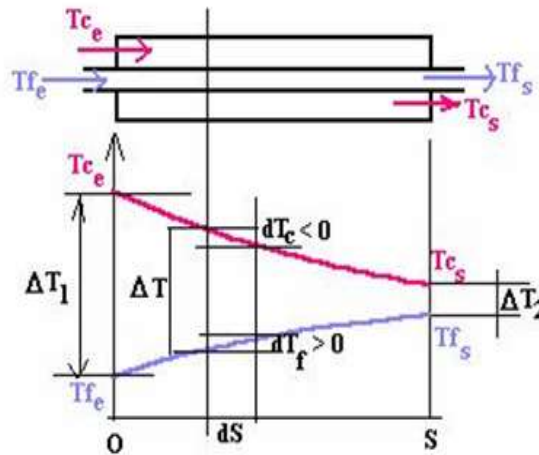


Figure II.14. Evolution de la température le long d'un échangeur de chaleur à co-courant

De l'équation (II.33) on tire :

$$dT_c = -\frac{d\Phi}{(\dot{m}_c \cdot C_{pc})} \quad , \quad dT_f = \frac{d\Phi}{(\dot{m}_f \cdot C_{pf})} \quad (II.34)$$

D'où la différence :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{(\dot{m}_c \cdot C_{pc})}\right) + \left(\frac{1}{(\dot{m}_f \cdot C_{pf})}\right) \cdot d\Phi \quad (II.35)$$

Si on remplace $d\Phi$ par son expression générale introduite en (II.32), on obtient :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -\left(\frac{1}{(\dot{m}_c \cdot C_{pc})}\right) + \left(\frac{1}{(\dot{m}_f \cdot C_{pf})}\right) \cdot K_G \cdot ds \quad (II.36)$$

Puisque K_G reste constant tout le long de l'échangeur, on peut intégrer l'équation différentielle ci-dessus depuis $S=0$ jusqu'à la valeur maximale, il vient alors :

$$[\ln(T_c - T_f)]_{s=0}^s = -\left(\frac{1}{(\dot{m}_c \cdot C_{pc})} + \frac{1}{(\dot{m}_f \cdot C_{pf})}\right) \cdot K_G \cdot S \quad (II.37)$$

- à l'entrée de l'échangeur ($s=0$), on a : $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$
- à la sortie de l'échangeur ($s=S$), on a : $T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$

D'où la relation :

$$\ln\left(\frac{(T_{ce}-T_{fs})}{(T_{ce}-T_{fe})}\right) = -\left(\frac{1}{(\dot{m}_c.C_{pc})} + \frac{1}{(\dot{m}_f.C_{pf})}\right).K_G.S \quad (\text{II.38})$$

On peut également exprimer le flux total échangé en fonction des températures d'entrée et de sortie du fluide, ce qui s'écrit:

$$\Phi = \dot{m}_c.C_{pc}.(T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f.C_{pf}.(T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{II.39})$$

En remplace dans l'équation (II.38) les expressions de \dot{m}_c et \dot{m}_f tirées de l'équation (II.39), on obtient :

$$\Phi = K_G.S.\frac{(T_{cs}-T_f)-(T_{ce}-T_{fe})}{\ln\left(\frac{(T_{cs}-T_{fs})}{(T_{ce}-T_{fe})}\right)} \quad (\text{II.40})$$

Si on introduit la différence entre les températures des fluides chaud et froid dans une section donnée de l'échangeur. Ainsi l'indice 1 et 2 pour désigner les deux extrémités de l'échangeur :

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fe} \text{ et } \Delta T_2 = T_{cs} - T_{fs}$$

D'où :

$$d\Phi = K_G.S.\Delta TLM \quad (\text{II.41})$$

Avec:

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (\text{II.42})$$

ΔTLM : est la moyenne logarithmique de température globale entre deux fluides, encore appelée différence de température logarithmique moyenne. Le flux de chaleur d'exprime sous la forme suivante :

$$\Phi = K_G.S.\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = K_G.S.\frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (\text{II.43})$$

II.6.8.3 Echangeur à contre-courants

De la même façon, des calculs absolument analogues aux précédents conduisent à la relation qui donne la puissance thermique totale échangée dans le cas d'un échangeur à contre-courant :

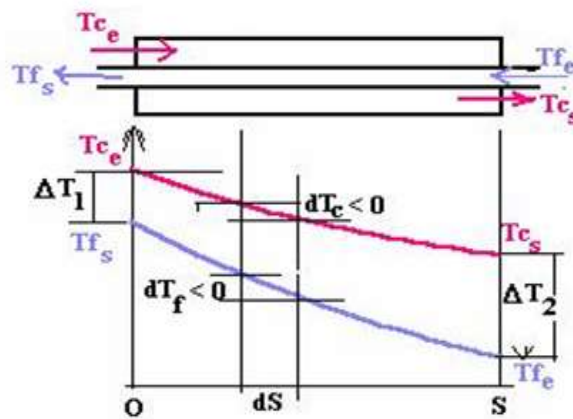


Figure II.15. Evolution de la température le long d'un échangeur de chaleur de chaleur à contre-courant

$$\Phi = K_G \cdot S \cdot \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)} \tag{II.44}$$

Ou:

$$\Delta T_1 = (T_{ce} - T_{fe}) \text{ et } \Delta T_2 = (T_{cs} - T_{fs}) \tag{II.45}$$

La formule s'écrit donc :

$$\Phi = K_G \cdot S \cdot \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \tag{II.46}$$

$K_G = U$: coefficient d'échange global suppose constant.

S : la surface d'échange.

III. Introduction

Dans ce chapitre on établit la démarche de calcul du condenseur étudié, on va calculer notamment les coefficients de transmission par convection, le coefficient d'échange de chaleur global afin d'évaluer les températures, le flux de chaleur et la perte de charge.

III.1 Hypothèses

Pour cette étude on se base sur les Hypothèses suivantes :

- Le régime de fonctionnement est permanent.
- Les caractéristiques physiques des matériaux sont constantes le long du condenseur.
- Les sections de passage sont constantes.
- Les profils de vitesses sont invariables ($v_e = v_s$).
- Les pertes thermiques sont supposées nulles (système isolé).
- La vapeur est pure (sans présence des incondensables).
- On considère que le Fréon commence à se condenser lorsque sa température moyenne égale à la température de condensation.

III.2 Description du condenseur étudié

Le condenseur qu'on va étudier est constitué de deux tubes concentriques à circulation contre-courant (fig III.1).

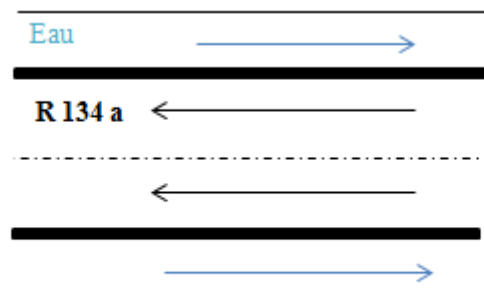


Figure III.1. Circulation contre-courant

Ou :

- Les deux tubes ont une même longueur **L**
- Le diamètre intérieur du tube intérieur **d_i**
- Le diamètre extérieur du tube intérieur **d_e**
- Le diamètre intérieur du tube extérieur **D**

Le fluide frigorigène se condense à l'intérieur du tube intérieur et l'eau circule la partie annulaire.

III.3 Calcul du condenseur

III.3.1 Calcul thermique

a) L'équation d'échange local

Le flux échangé entre deux fluides dont les températures sont T_c , T_f à travers un élément de surface dS est donné par [14,2,18] :

$$d\phi = K.S.(T_c - T_f) \quad \text{(III.1)}$$

Avec :

K : Coefficient d'échange global en $(W/m^2.C)$, il peut varier le long de l'échangeur, il représente la conductance thermique.

b) Paramètres adimensionnels utilisés dans cette étude

- **Le nombre de Reynolds :**

Le nombre de Reynolds est le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité. il est donné par la formule :

$$Re = \frac{\rho.v.D_h}{\mu} = \frac{G.D_h}{\mu} \quad \text{(III.2)}$$

Avec :

ρ: Masse volumique en $[Kg/m^3]$.

μ: La viscosité dynamique en $[Kg/m s]$.

V: Viscosité d'écoulement du fluide en [m/ s].

G : Vitesse massique du fluide en [kg/m². s].

D_h: diamètre hydraulique en [m]

➤ **Le nombre de Prandlt**: [18]

Le nombre de prandlt est le rapport de la viscosité cinématique à la diffusivité thermique .il met en évidence les constantes physiques de la matière. Il est donné par :

$$\mathbf{Pr} = \frac{\mu.Cp}{\lambda} = \frac{v}{a} \quad (\text{III.3})$$

Avec :

Cp: Chaleur massique à pression constante du fluide en [J/kg.C].

λ: Conductivité thermique du fluide en [w/m². C].

v : viscosité cinétique de fluide donné $v = \frac{\mu}{\rho}$ en [m² /s].

a : diffusivité thermique [m²/s].

➤ **Nombre de Nusselt**: [14,18]

Le nombre de Nusselt est le rapport entre la quantité de chaleur échangée par convection et la quantité de chaleur échangée conduction.il est donné par :

$$\mathbf{Nu} = \frac{h.D_h}{\lambda} = \frac{\Phi.D_h}{\lambda.\Delta T} \quad (\text{III.4})$$

Avec :

Φ : densité du flux de chaleur en [w/m²].

c) **Diamètre hydraulique** [19]

Le diamètre hydraulique D_hest donné en(m) par :

$$\mathbf{D}_h = \frac{4.Sp}{p_m} \quad (\text{III.5})$$

Avec :

S_p : Section de passage en (m^2).

P_m : Périmètre mouillé en (m).

Fluide frigorigène

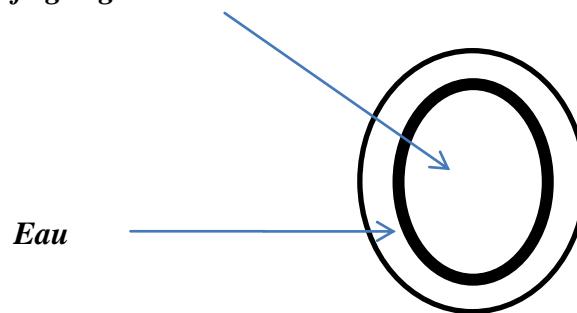


Figure III.2 Profil de section vertical

Dans notre cas pour l'eau (dans la section annulaire) voir(figureIII.2) :

$$S_p = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_e^2)$$

$$P_m = \pi.(D + d_e)$$

$$D_{he} = \frac{4 \cdot \frac{\pi}{4}(D^2 - d_e^2)}{\pi.(D + d_e)}$$

$$\Rightarrow D_{he} = D - d_e \quad \text{(III.6)}$$

Pour le fluide frigorigène (passant par section du tube intérieur) on a :

$$S_p = \frac{\pi}{4} d_i^2$$

$$P_m = \pi .d_i$$

$$D_{hf} = \frac{4 \cdot \frac{\pi}{4} (d_i^2)}{\pi .d_i}$$

$$\Rightarrow D_{hf} = d_i \quad (\text{III.7})$$

III.3.1.1 Evaluation de K [15,16]

Le problème majeur préalable est de déterminer le coefficient d'échange de chaleur global K. Il est donné, rapporté à la surface extérieure, selon l'équation (II.8) par :

$$K_G = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{D_e}{h_i D_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\lambda} + \frac{D_e}{D_i} Ri + Re} \quad (\text{III.8})$$

III.3.1.2 Calcul de h_e

On utilise la corrélation de **Gnielinski**[15] pour les régimes transitoire et turbulent :

$$Nu = \frac{r}{8} \cdot \frac{(Re-103)Pr}{\left[1+12.7\left(\frac{r}{8}\right)^{0.5}\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)\right]} \left[1 + \left(\frac{Dh}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \quad (\text{III.9})$$

Cette corrélation est utilisable pour :

$$0.6 < Pr < 2000$$

$$2300 < Re < 10^6$$

Avec :

r : coefficient de perte de charge de Darcy donné par :

- pour $2300 < Re < 10^6$:

On utilise la formule de **Blasius** donnée par :

$$r = 0.3164 * Re^{-0.25} \quad (\text{III.10})$$

- Pour $10^5 < Re < 10^6$:

On utilise la formule de Herman donnée par :

$$r = 0.0054 + 0.3964 * Re^{-0.3} \quad (\text{III.11})$$

Après le calcul de Nusselt, on peut calculer h_e par :

$$(\text{III.4}) \Rightarrow h_e = \frac{\lambda \cdot Nu}{D_h} \quad (\text{III.12})$$

III.3.1.3 Calcul de h_i [2,1]

a) Monophasique :(Zone de désurchauffe + sous refroidissement)

On utilise la corrélation (III.9) pour les mêmes conditions.

b) Bi-phasique :(zone de condensation)

Pour la détermination de h_i de cette zone on calcule d'abord le coefficient de convection du liquide qui est supposé circuler tout seul avec le débit total. On doit passer par les nombres adimensionnels suivants :

➤ Nombre de Reynolds liquide

Le nombre de Reynolds liquide est donné par : [16]

$$Re = \frac{G \cdot d_i}{\mu_l} \quad (\text{III.13})$$

G : flux massique total en ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$).

μ_l : Viscosité dynamique de liquide en ($\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$).

d_i : Diamètre intérieur de tube en (m).

➤ Nombre de Prandtl liquide [14]

Le nombre de Prandtl est donné par :

$$Pr_l = \frac{\mu_l \cdot C_{p_l}}{\lambda_l} \quad (\text{III.14})$$

C_{pl} : chaleur massique à pression constante de liquide en (J/Kg.C).

λ_l : conductivité thermique de liquide en (w/m².C)

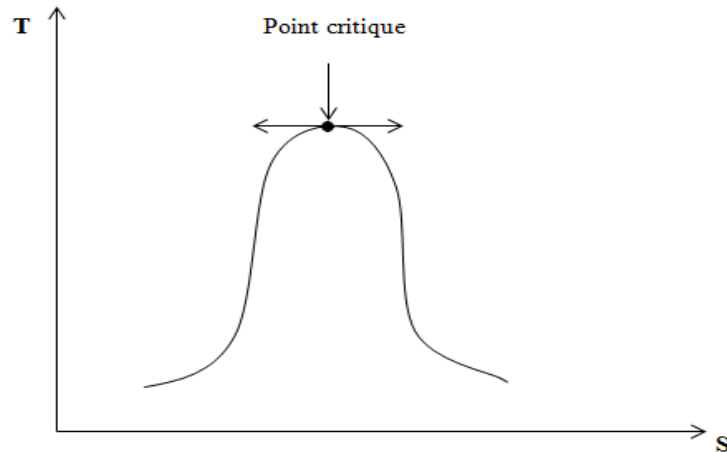


Figure.III.3 Diagramme de pression en fonction de (T,S).

➤ **Pression réduite de la vapeur**

Pression réduite de la vapeur est donné par :

$$P_r = \frac{P_v}{P_c} \quad (\text{III.15})$$

P_v : pression de vapeur en (bar).

P_c : pression critique (bar).

La pression critique est la pression au point critique. Au point critique les états de liquide saturé et de vapeur saturée sont identiques et il ne se produit pas de vaporisation à température constante. on constate que ce point est un point d'inflexion où la pente est nulle (**figureIII.3**).

Pour le fréon **R134a** sa valeur est de : **$P_c = 40.59 \text{ bar}$**

➤ **Coefficient de condensation** [14,19]

On utilise la méthode de **M.M.Shah** qui est valable pour les conditions suivantes : [16]

$$100 < Re_l < 63000$$

$$1 \leq Pr \leq 13$$

$$21^\circ\text{C} \leq T_{\text{sat}} \leq 310^\circ\text{C}$$

$$0.002 \leq Pr \leq 0.44$$

Le coefficient d'échange par condensation est donné par :

$$h_c = \frac{Nu Nu_l \lambda_l}{d_i} \left[(x-1)^{0,8} + \frac{3.8x^{0,76}(x-1)^{0,04}}{(Pr)^{0,38}} \right] \quad (\text{III.16})$$

Avec:

Nu_l : Nusselt du liquide donné par la corrélation de Gnielinski [15]

$$Nu_l = \frac{r(Re_l - 103)Pr}{8.1 + 12.7\left(\frac{1}{8}\right)^{0.5} (Pr_l Pr_l^{\frac{2}{3}})} \left[1 + \left(\frac{Dh}{L}\right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (\text{III.17})$$

Où :

r : coefficient de perte de charge de Darcy donné par l'équation (III.10, III.11).

Re_l : Reynolds donné par l'équation (III.13).

Pr_l : Prandlt du liquide donné par l'équation (ii14).

X : titre massique local de vapeur ($0 \leq x \leq 1$).

Le titre massique local de vapeur diminue de 1 vers 0 suivant le sens d'écoulement dans un condenseur, il est donné par :

$$X = \frac{\text{débit massique local de la vapeur}}{\text{débit massique total}}$$

Remarque :

Si les variations des propriétés thermo-physiques de la phase liquide sont négligeables le long de l'élément du tube considéré, [16] le coefficient moyen d'échange par condensation est donné par :

$$h_c = \frac{Nu_l \lambda_l}{d_i} \left[0.55 + \frac{2.09}{(Pr)^{0.38}} \right] \quad (\text{III.18})$$

III.3.2 Calcul de perte de charge [19]

Afin d'évaluer la puissance de pompage des deux fluides (intérieure extérieure) dans notre condenseur, on doit calculer les pertes de charge dues à l'écoulement des deux fluides.

Ce calcul, nous aidera à connaître les performances de l'appareil étudié qui sont un compromis entre le flux de chaleur échangé et la perte de charge engendrée lors de l'écoulement des deux fluides.

III.3.2.1. Fluide extérieur [19]

$$\Delta P_t = \Delta P_c + \Delta P_r + \Delta P_e \quad (\text{III.19})$$

Avec :

ΔP_e : Perte de charge due l'effet d'entrée et de sortie du fluide.

ΔP_r : Perte de charge régulière (par frottement).

ΔP_c : Perte de charge singulière due aux coudes.

➤ **Perte de charge due in l'entrée et à la sortie du fluide [19]**

La perte de charge due à la sortie du fluide est donnée par :

$$\Delta P_e = \frac{3}{2} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = \frac{3}{2} \cdot \frac{\rho^2 \cdot V^2 \cdot S_p^2}{\rho \cdot S_p^2}$$

$$\Rightarrow \Delta P_e = \frac{3}{4} \cdot \frac{m^2}{\rho \cdot S_p^2} \quad (\text{III.20})$$

Avec :

m : débit massique en (kg/s).

ρ : masse volumique en (kg/m³).

S_p : section de passage en (m²).

➤ **La perte de charge par frottement** [19]

La perte de charge par frottement est donnée par :

$$\Delta P_r = \Gamma \cdot \frac{L}{2 \cdot D_h} \cdot \frac{m^2}{\rho \cdot S_p^2} \left(\frac{\mu_p}{\mu} \right)^{0.14} \quad (\text{III.21})$$

Avec :

Γ : Coefficient de perte de charge de Darcy donné par les équations (II.10),(II.11).

➤ **La perte de charge due aux coudes** [19]

La perte de charge due aux coudes est donnée par : [17]

$$\Delta P_c = \xi \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}$$

$$\Rightarrow \Delta P_c = \xi \cdot \frac{m^2}{2 \cdot \rho \cdot S_p^2} \quad (\text{III.22})$$

Avec :

ξ : Coefficient de la perte de charge singulière donné par :

$$\xi = \sin^2 \frac{\beta}{2} + 2 \cdot \sin^4 \frac{\beta}{2} \quad (\text{III.23})$$

β : angle entre la direction initiale et la direction finale du tube. Dans notre cas ($\beta=0^\circ$)

$$\xi = \sin^2 \frac{0}{2} + 2 \cdot \sin^4 \frac{0}{2}$$

$$\Rightarrow \xi = 0 \Rightarrow \Delta P_c = 0 \quad (\text{III.24})$$

Donc la perte de charge totale est :

$$\Delta P_T = \frac{3}{4} \cdot \frac{m^2}{2 \cdot \rho \cdot S_p^2} + \Gamma \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{m^2}{2 \cdot \rho \cdot S_p^2} \left(\frac{\mu_p}{\mu} \right)^{0.14}$$

$$\Delta P_T = \frac{m^2}{2 \cdot \rho \cdot S_p^2} \left[\frac{3}{2} + \Gamma \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{m^2}{2 \cdot \rho \cdot S_p^2} \left(\frac{\mu_p}{\mu} \right)^{0.14} \right] \quad (\text{III.25})$$

III.3.2.2 Fluide intérieur [19]

Pour ce fluide on utilise la même corrélation (ii.25) dans la zone de désurchauffe et de sous refroidissement.

Pour la zone de condensation on utilise la corrélation de BOPIERRE [10] donnée par :

$$\Delta P_T = \left(f_m + \frac{di}{L_C} \right) L \cdot V_m \left(\frac{m}{S_p} \right)^2 \frac{1}{d_i} \quad (\text{III.26})$$

Avec : **di** : diamètre intérieur du tube.

L_C : longueur de condensation.

L : longueur du condenseur.

S_p : section de passage.

m : débit massique.

V_m : volume spécifique moyen donné par :

$$V_m = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_v} + \frac{1}{\rho_l} \right) \quad (\text{III.27})$$

f_m : coefficient de frottement moyen donné par :

$$f_m = 0,0185 \left(\frac{Re_{1,L}}{0.1020067 \cdot L_C \cdot \Delta H} \right) \quad (\text{III.28})$$

Avec :

Re₁ : Reynolds du liquide.

ΔH : Chaleur latente.

III.4 Développement du code de calcul

III.4.1 le modèle

Le logiciel est constitué d'un programme principal et de dix-sept sous programmes, trois **subroutines** et quatorze **fonctions**.

Le logiciel «CONDENS» est écrit en **Fortran 90**. (Fortran power station v.4)

III.4.2 le programme principal

Le programme principal traite un écoulement permanent dans un condenseur à double enveloppe. Les propriétés thermo-physiques dépendent de la température et de la pression. Elles sont calculées par des procédés itératifs.

Le condenseur a été divisé en volumes incrémentales de longueur ΔX (**figure III.4**), en minimisant cette longueur, le calcul sur l'élément approxime de près la vraie distribution de la température (le calcul devient plus précis).

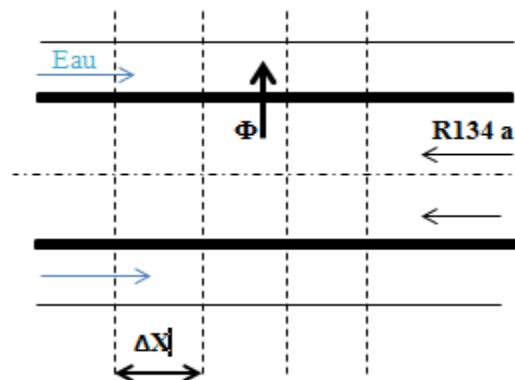


Figure III.4 Division en mailles du condenseur

Au premier lancement du programme on doit insérer les données géométriques qui sont les diamètres des deux tubes et leur longueur, le logiciel affiche ces données sous forme d'un tableau et demande la vérification et la correction si c'est nécessaire.

Une fois les données géométriques sont vérifiées, le logiciel passe aux données thermo-physiques qui sont les températures d'entrée des deux fluides, leurs débits massique, la

température de condensation, la pression d'entrée d'eau et le type du métal. Le logiciel affiche ces données sous forme d'un tableau et demande la vérification et la correction si c'est nécessaire.

Après la vérification et la correction des données, le logiciel impose une valeur provisoire pour la température de sortie du fluide externe. Cette valeur sera insérée dans les calculs, puis, à la fin, vérifiée et incrémentée d'un pas si la température du fluide extérieur calculée diffère de sa valeur donnée de 1%.

Le programme principal, après initialisation et chargement des variables intermédiaires, calcule le coefficient d'échange de chaleur par convection du fluide externe. Puis fait l'appel à l'un des trois sous programmes de calcul du coefficient d'échange de chaleur par convection ou par condensation « DESUR », « CONDEN », « SOUSREF » selon le test effectué.

Après avoir calculé les coefficients d'échange de chaleur par convection à l'intérieur et à l'extérieur, il calcule les coefficients global d'échange de chaleur « K », le rapport des capacités calorifiques « Z », le nombre d'unité de transfert NUT, l'efficacité « E », puis les températures inconnues, ces températures seront comparées avec les températures précédentes (calculées l'itération précédente).

Les températures inconnues dans ces calculs sont celle de sortie du fluide intérieur et celle d'entrée du fluide extérieur.

Si les températures calculées différant des températures précédentes de plus de 1%, le calcul se refait en prenant des nouvelles températures moyennes de chaque fluide qui permettent d'approximer de près les vraies valeurs des propriétés thermo-physiques.

Le calcul ne s'arrêtera que si la différence entre les températures calculées entre deux itérations successives ne dépassent pas 1%.

Après cela, le logiciel calcule la longueur de chaque zone L_d , L_c et L_s le débit du condensat « X_{mc} » et la puissance échangée.

Ensuite, il passe à la tranche suivante en prenant comme données les températures calculées à la tranche précédente et on incrémentant la longueur d'un pas « ΔX ».

Ce même procédé se répète tranche par tranche tout le long du condenseur.

La valeur de la température d'entrée du fluide extérieur calculée sera comparée à celle déjà donnée.

Si la différence entre les deux températures (donnée et calculée) est supérieure à 1%, toutes les étapes précédentes des calculs seront refaites avec une approche de la température de sortie du fluide extérieur d'un pas.

La convergence est assurée par ce processus, le calcul de la perte de charge est fait après la convergence.

III.4.3 Les sous-programmes

III.4.3.1 Sous-programme DESUR [Zone de désurchauffe]

Ce sous programme calcule le coefficient d'échange par convection pour la zone de désurchauffe. Il fait l'appel à des fonctions qui lui permettent, à chaque fois, d'avoir les propriétés thermo-physiques de R134a vapeur pour des conditions de températures bien précises.

Le sous-programme « DESUR » calcule tout d'abord les nombres de Reynolds et de Prandls, puis exprime le nombre de Darcy en utilisant des expressions pour deux intervalles de valeurs du nombre de Reynolds, puis il calcule le nombre de Nusselt.

Si le nombre de Reynolds ou le nombre de Prandls sont hors domaine d'utilisation, le logiciel l'indiquera précisément.

En fin, il calcule le coefficient d'échange par convection.

III.4.3.2 Sous-programme CONDEN[Zone de condensation]

Dans ce sous-programme on calcule le coefficient d'échange par condensation pour la zone de condensation. Il fait l'appel, à son tour, à des fonctions qui lui permettent, à chaque fois, d'avoir les propriétés thermo-physiques pour des conditions de températures bien précises.

Le sous-programme « CONDEN » calcule tout d'abord les nombres de Reynolds et de Prandlt du liquide, puis la pression réduite et en fin le coefficient d'échange par condensation.

Si le nombre de Reynolds ou de Prandlt ou la pression réduite sont hors domaine d'utilisation le logiciel l'indiquera précisément.

III.4.3.3 Sous-programme SOUSREF [Zone de sous-refroidissement]

Ce sous-programme calcule le coefficient d'échange par convection pour la zone de sous-refroidissement. Il fait, à son tour, l'appel à des fonctions qui permettent, à chaque fois, d'avoir les propriétés thermo-physiques pour des conditions de températures bien déterminées.

Ce sous-programme suit les mêmes étapes que celui du sous-programme « DESUR » mais pour R134a liquide.

III.4.3.4 Les sous-programme Fonction

Ces sous programmes sont au nombre de quatorze, ils calculent pour :

a) Le réfrigérant R134a

- La pression de vapeur saturante (P_v). [20]

$$P_v = 2,93554 + 0,106194 \cdot T + 0,00147189 \cdot T^2 + 8,9522 \times 10^{-8} \cdot T^3 + 2,12766 \times 10^{-8} \cdot T^4$$

➤ Cas de liquide de R134a

- la masse volumique (R_l) : [20]

$$R_l = (1,296547 - 3,28683 \times 10^{-3} \cdot T - 7 \times 10^{-6} \cdot T^2 - 2,5417 \times 10^{-8} \cdot T^3 - 1,12536 \times 10^{-9} \cdot T^4) \cdot 1000$$

- Viscosité dynamique (V_l) : [21]

$$V_l = \exp\left(-218,06 + \frac{5879,3}{T} + 36,883 \cdot \log T - 0,068 \cdot T\right)$$

- Conductivité thermique (C_l) : [21]

$$C_l = 0,2091 - 0,00042844 \cdot T$$

- Chaleur massique(C_{Pl}) :[21]

$$C_{Pl} = -18310 + 205,33 \cdot T - 0,072617 \cdot T^2 + 0,00087152 \cdot T^3$$

- Chaleur latente (XL) :[21]

$$XL = (-9,97570308 \times 10^{-8} \cdot T^4 + 8,56535847 \times 10^{-5} \cdot T^3 - 2,80200039 \times 10^{-2} \cdot T^2 + 3,52784660 \cdot T + 1,35346723 \times 10^2) \cdot 10^3$$

➤ Cas de la vapeur de R134a

- la masse volumique (R_v):[20]

$$R_v = 14,9159 + 0,526964 \cdot T + 5,66156 \times 10^{-3} \cdot T^2 + 3,4835 \times 10^{-5} \cdot T^3 + 1,0439 \cdot 10^{-6} \cdot T^4$$

- Viscosité dynamique(V_v) :[21]

$$V_v = 6,1024 \times 10^{-7} \frac{T^{0,60914}}{\left(1 + \frac{174,14}{T}\right)}$$

- Conductivité thermique (C_v) :[21]

$$C_v = 2,2692 \frac{T^{-0,30342}}{\left(1 - \frac{141,07}{T} + \frac{2679400}{T^2}\right)}$$

- Chaleur massique(C_{pv}) :[21]

$$C_{pv} = 57507 + 118850 \left[\frac{\frac{1259,8}{T}}{\sinh\left(\frac{1259,8}{T}\right)} \right]^2 + 92860 \left[\frac{\frac{585,85}{T}}{\cosh\left(\frac{585,85}{T}\right)} \right]^2$$

b) L'eau

- la masse volumique (**RE**) : [22]

$$RE = -0,4879268 \times 10^{-7} \cdot T^4 + 0,27819864 \times 10^{-4} \cdot T^3 - 0,7525276 \times 10^{-2} \cdot T^2 + 0,111546 \cdot T + 999,085$$

- la chaleur massique (**C_{PE}**) : [22]

$$C_{PE} = (4,18674 + 0,44876 \times 10^{-3} \cdot T - 0,943717 \times 10^{-5} \cdot T^2 + 0,749972 \times 10^{-7} \cdot T^3) 10^3$$

- La conductivité thermique (**CE**) : [22]

$$CE = (-7,857 \times 10^{-3} \cdot T^2 + 1,88857 \cdot T + 569) \cdot 10^{-3}$$

- la viscosité dynamique (**VE**) : [22]

$$VE = 10^{-6} \cdot 10^{(3,250108 - 1,4188 \times 10^{-2} \cdot T + 0,9597 \times 10^{-4} \cdot T^2 - 0,34612 \times 10^{-6} \cdot T^3)}$$

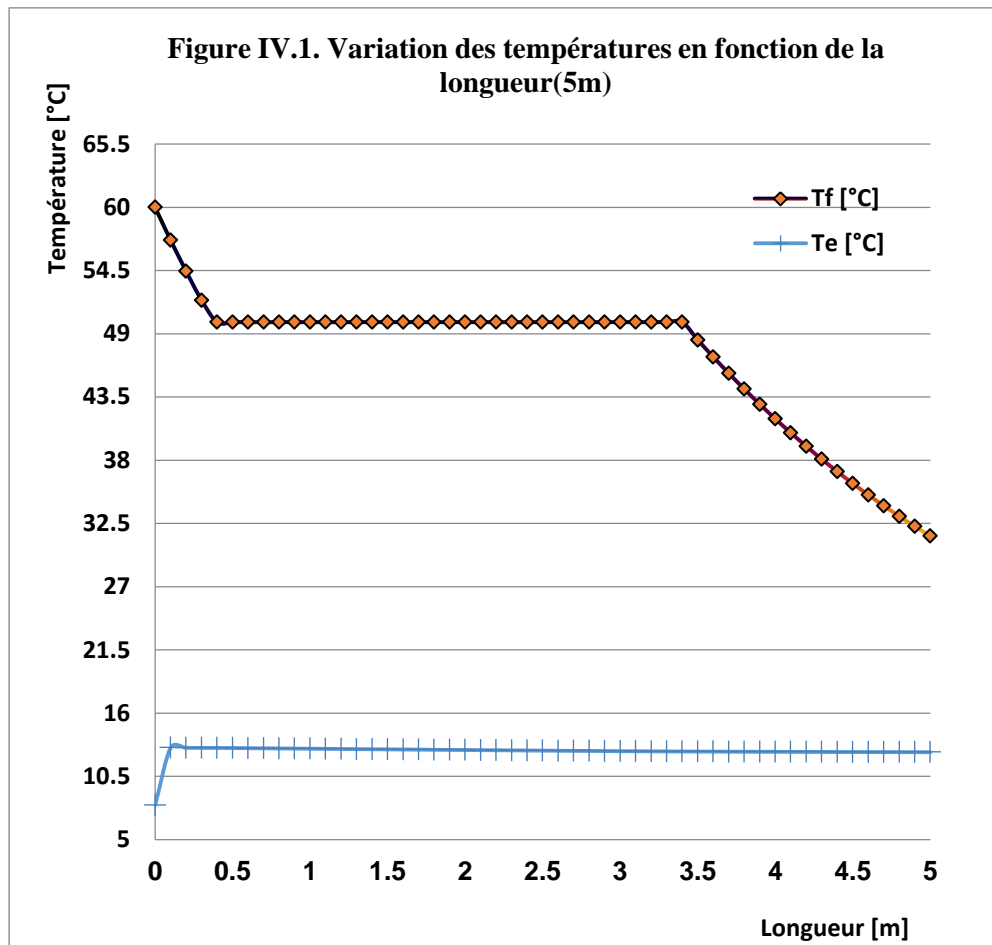
$$VE = \frac{10^{(3,250108 - 1,4188 \times 10^{-2} \cdot T + 0,9597 \times 10^{-4} \cdot T^2 - 0,34612 \times 10^{-6} \cdot T^3)}}{10^{-6}}$$

Interprétation des résultats

Les résultats trouvés pendant l'exécution de ce programme vont être présentés sous forme de graphes. Ceci nous permet de mieux distinguer l'évolution de différents paramètres pour différentes configurations tel que

- L'évolution des températures en fonction de la longueur du condenseur
- L'évolution du coefficient d'échange global en fonction de la longueur du condenseur
- L'évolution de la puissance en fonction de la longueur du condenseur
- L'évolution de la puissance par maille en fonction de la longueur du condenseur
- L'évolution du débit condensé en fonction de la longueur du condenseur
- L'évolution du coefficient d'échange global en fonction de la longueur du condenseur et de l'encrassement
- L'évolution de la température du fréon en fonction de la longueur du condenseur et du débit de l'eau
- L'évolution de la température du fréon en fonction de la longueur du condenseur et du débit de fréon
- L'évolution des longueurs des zones en fonction de la température de condensation

VI.1. Evolution des températures en fonction de la longueur du condenseur



Cette figure représente la variation des températures des deux fluides en fonction de la longueur du condenseur.

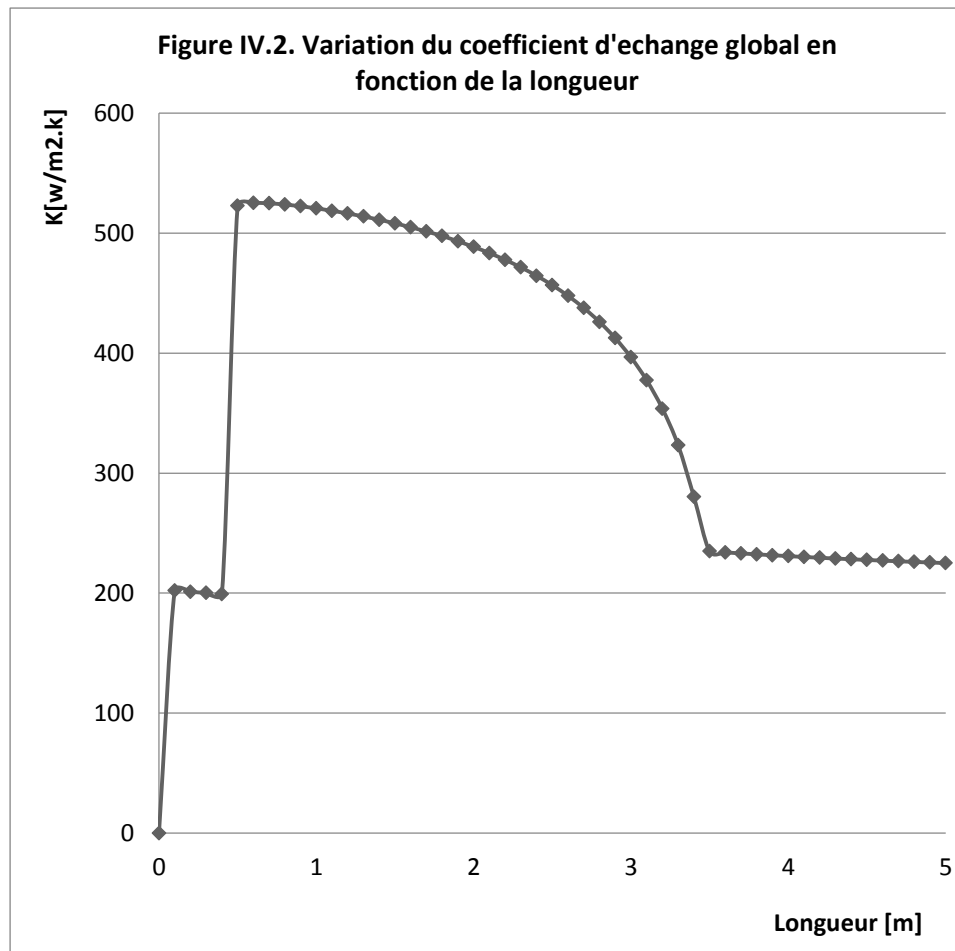
En remarque que le graphe de la température en forme trois zones:

- La première zone c'est la zone de désurchauffe (0 au 0.3 m)
- La deuxième zone c'est la zone de condensation (0.4m au 3.4m)
- La troisième zone c'est la zone de sous refroidissement a partir de 3.5m

Nous concluons que :

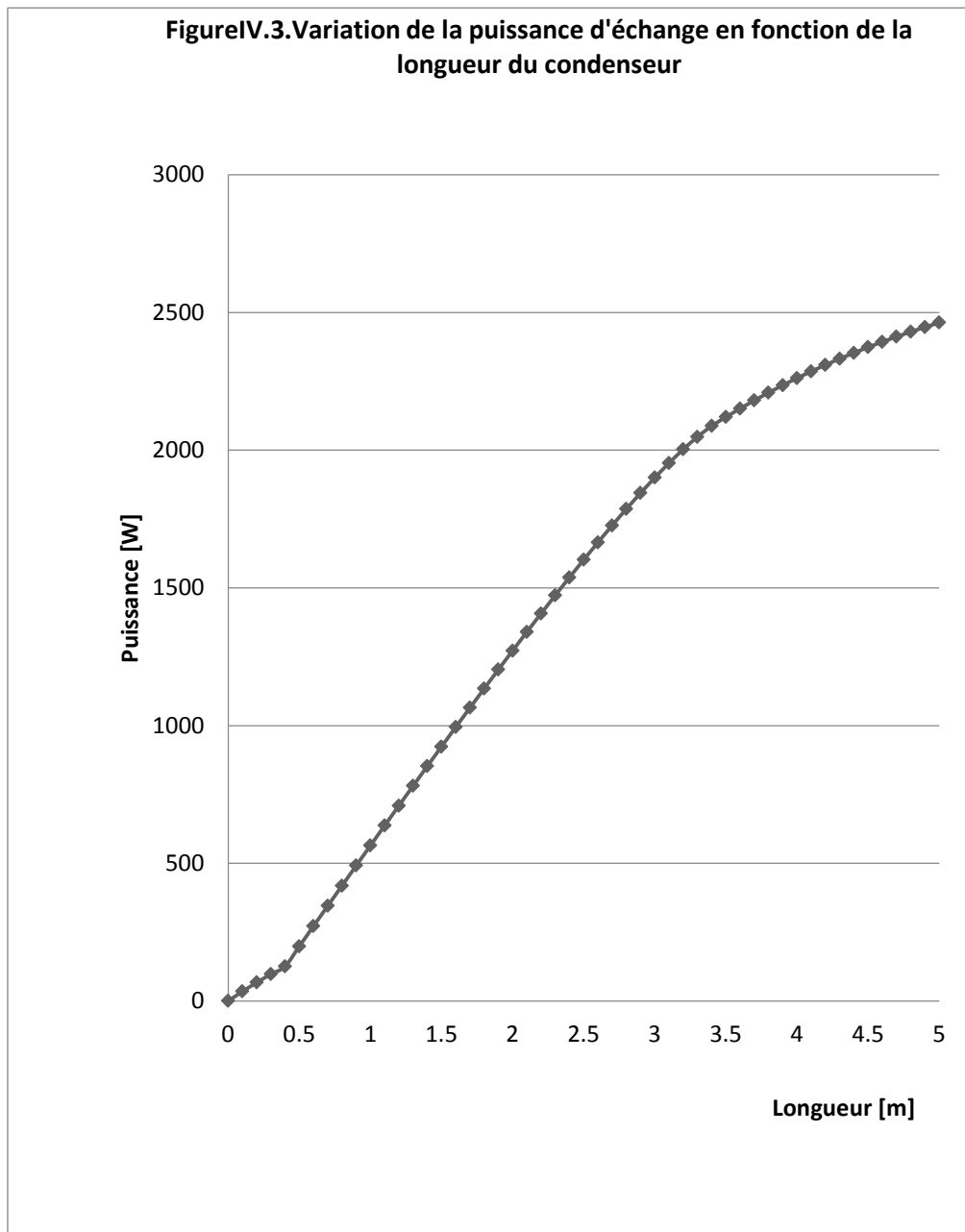
- Le fréon commande le transfert parce qu'il possède la plus petite capacité calorifique.
- L'élévation assez faible de la température d'eau est due à sa chaleur massique élevée.

IV.2. Evolution du coefficient d'échange global en fonction de la longueur



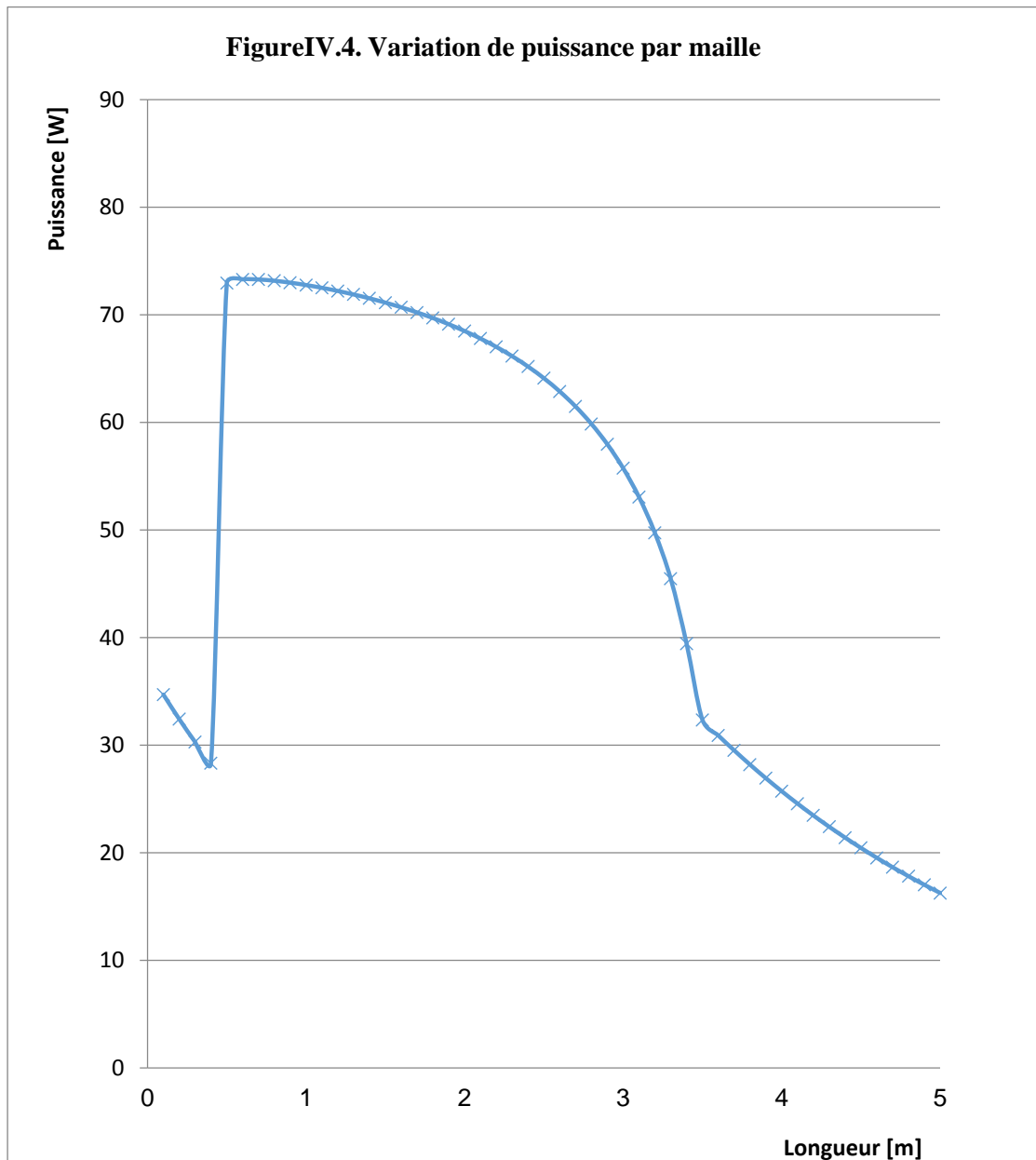
- Elle représente la variation du coefficient d'échange global K en fonction de la longueur du condenseur.
- On remarque une diminution dans la zone de désurchauffe à cause de la diminution de l'écart de température.
- Entre les deux zones, de désurchauffe et de condensation on remarque un saut du coefficient d'échange global dû à une zone de transition. Cette zone mérite d'être étudiée profondément pour des études du haut niveau.
- Pour la zone de condensation, on remarque une augmentation légère du coefficient d'échange global due à l'apparition des premières gouttes de liquide jusqu'à une Valeur maximale, Puis une décroissance qui est due à la formation d'un film de condensat qui représente une résistance supplémentaire à l'échange de chaleur.
- Dans la zone de sous refroidissement, on remarque que K diminue légèrement vue la résistance stable du film de condensat (tout le débit est condensé).

IV.3. Evolution de la puissance en fonction de la longueur du condenseur



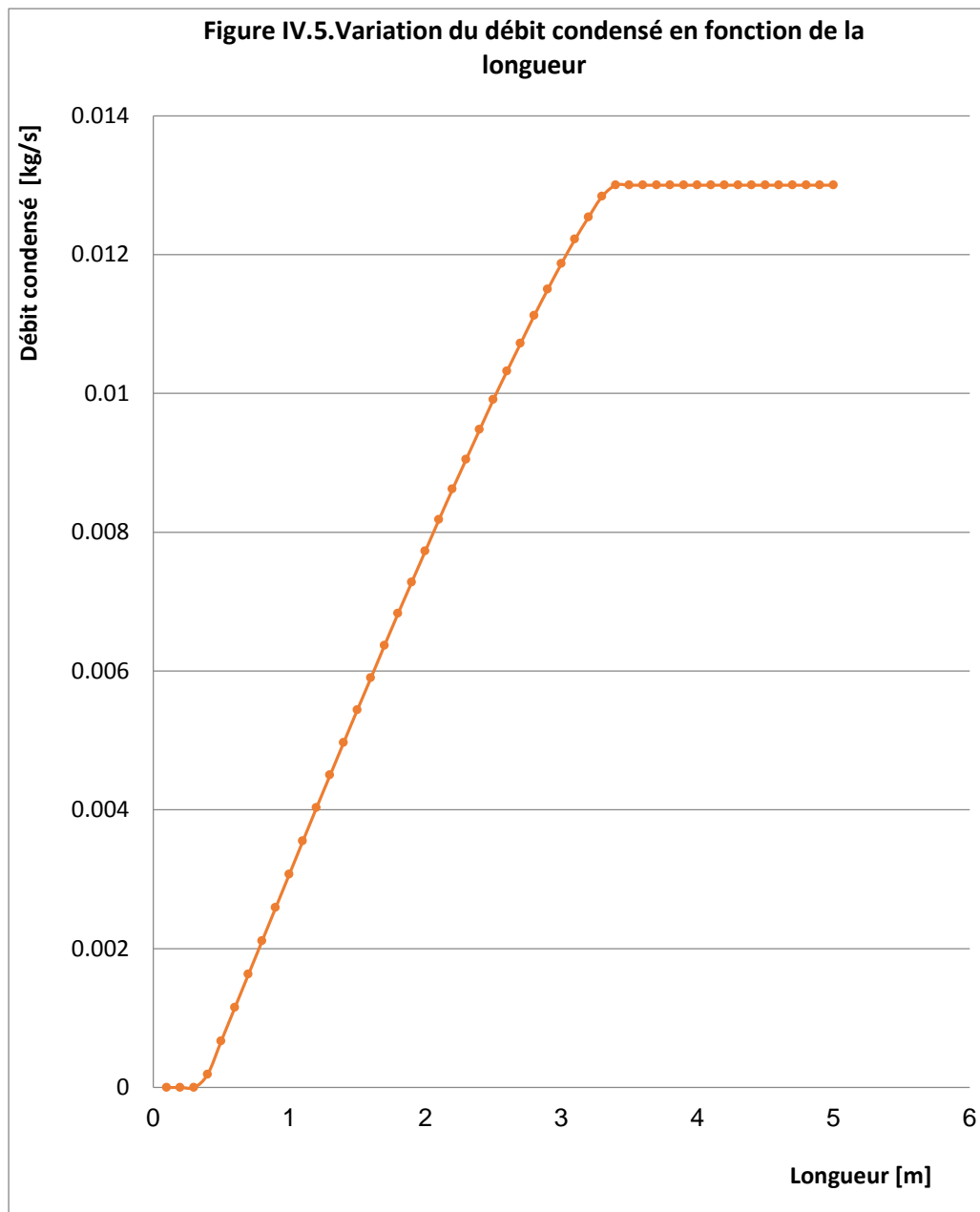
- Cette figure représente l'évolution de la puissance échangée en fonction de la longueur du condenseur.
- On remarque une croissance légère de la puissance échangée dans la zone de désurchauffe puis une augmentation notable pour les deux autres zones.

IV.4. Evolution de la puissance par maille en fonction de la longueur du condenseur



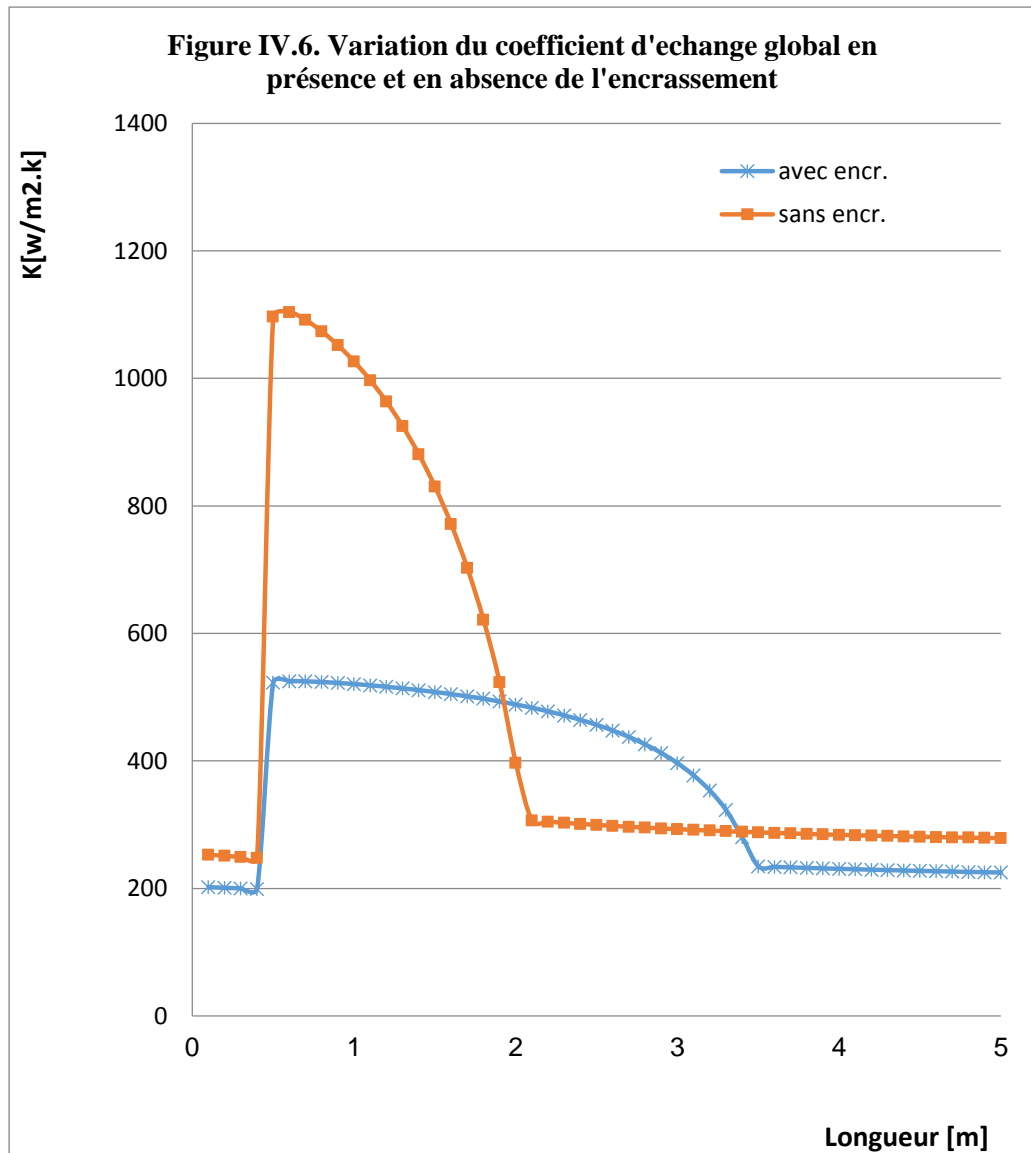
- Cette figure représente l'évolution de la puissance par maille échangée en fonction de la longueur du condenseur.
- La puissance par maille décroît dans les zones de désurchauffe et de sous refroidissement, ceci est dû à la décroissance de l'écart de température.
- Pour la zone de condensation, cette puissance a la même allure que celle du coefficient d'échange global.
- En effet la puissance et le coefficient d'échange global sont liés par un coefficient de proportionnalité.

IV.5. Evolution du débit condensé en fonction de la longueur du condenseur



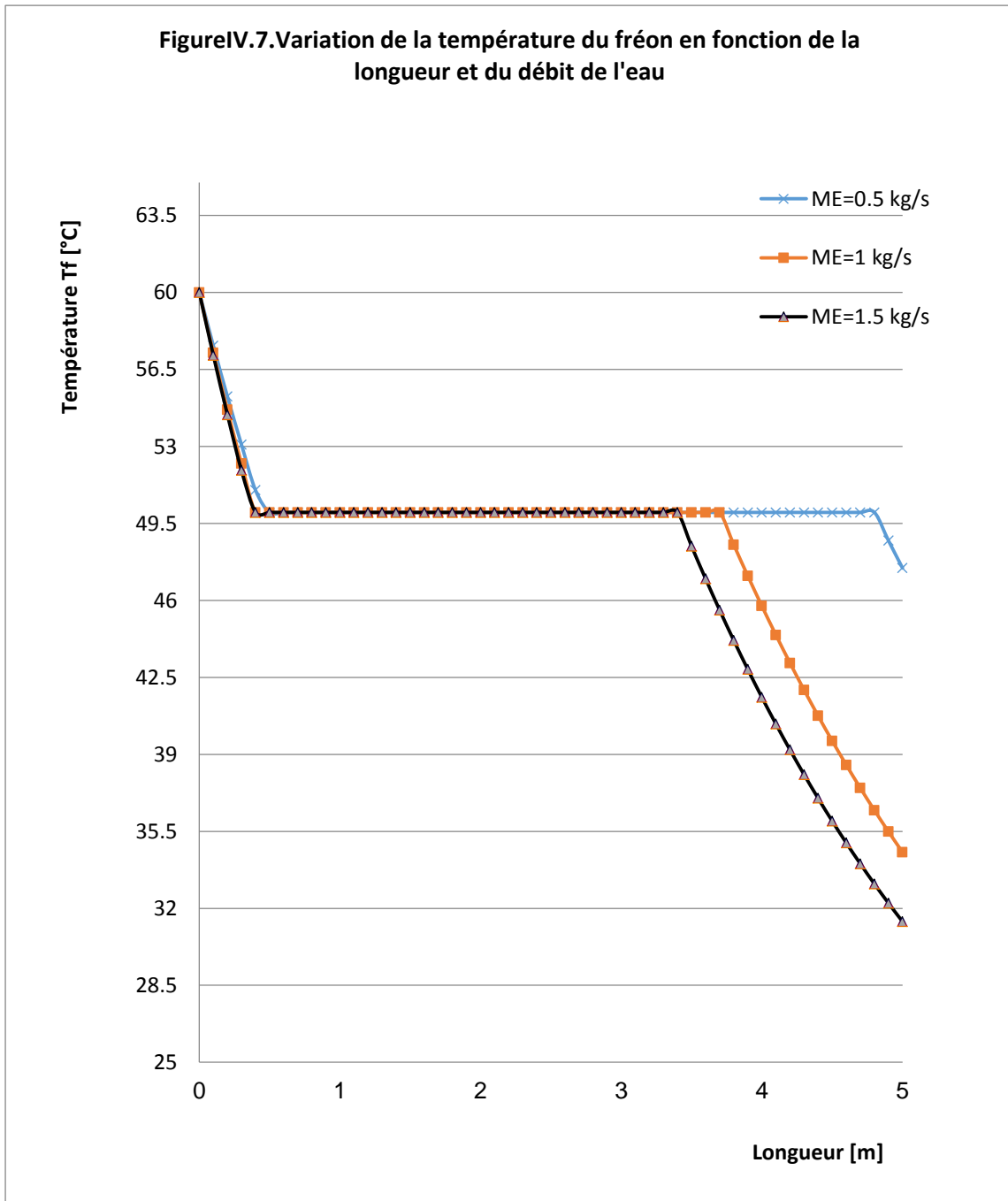
- Ce graphe représente la variation du débit condensé en fonction de la longueur du condenseur
- On constate que pour la zone de désurchauffe rien ne se condense.
- Le débit condensé croît avec la croissance de la longueur de condensation jusqu'à ce que tout le débit se condense, finalement tout le débit subit un sous refroidissement.

IV.6. Evolution du coefficient d'échange global en fonction de la longueur du condenseur et de l'encrassement



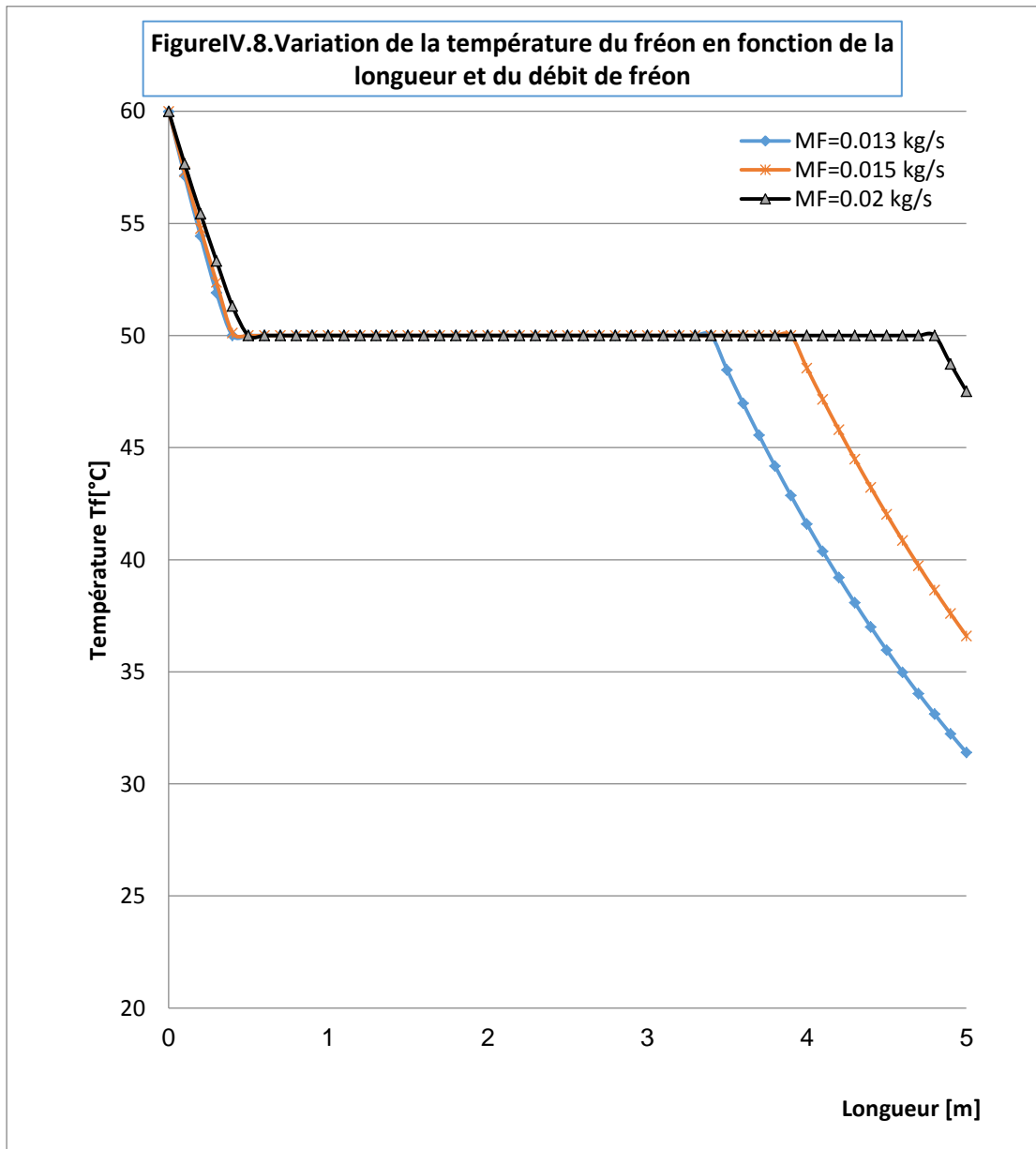
- Ce graphe représente la variation du coefficient d'échange global en fonction de la longueur du condenseur avec l'existence ou l'absence de l'encrassement.
- On voit bien que le coefficient d'échange global propre (sans encrassement) est meilleur que celui avec encrassement pour les zones de désurchauffe et de sous refroidissement.
- On remarque que la longueur de la zone de condensation du propre est plus petite que celle avec encrassement.
- Les deux coefficients se rencontrent en un point unique, à partir de ce point le coefficient d'échange global avec encrassement devient mieux que celui propre à cause de la formation très rapide du film de condensat dans le cas propre.
- Ce film crée une résistance thermique supplémentaire à l'échange de chaleur. L'évolution de cette résistance est très rapide dans le cas propre et devient supérieure aux autres résistances dans le cas encrassé.

IV.7. Evolution de la température du fréon en fonction de la longueur du condenseur et du débit de l'eau



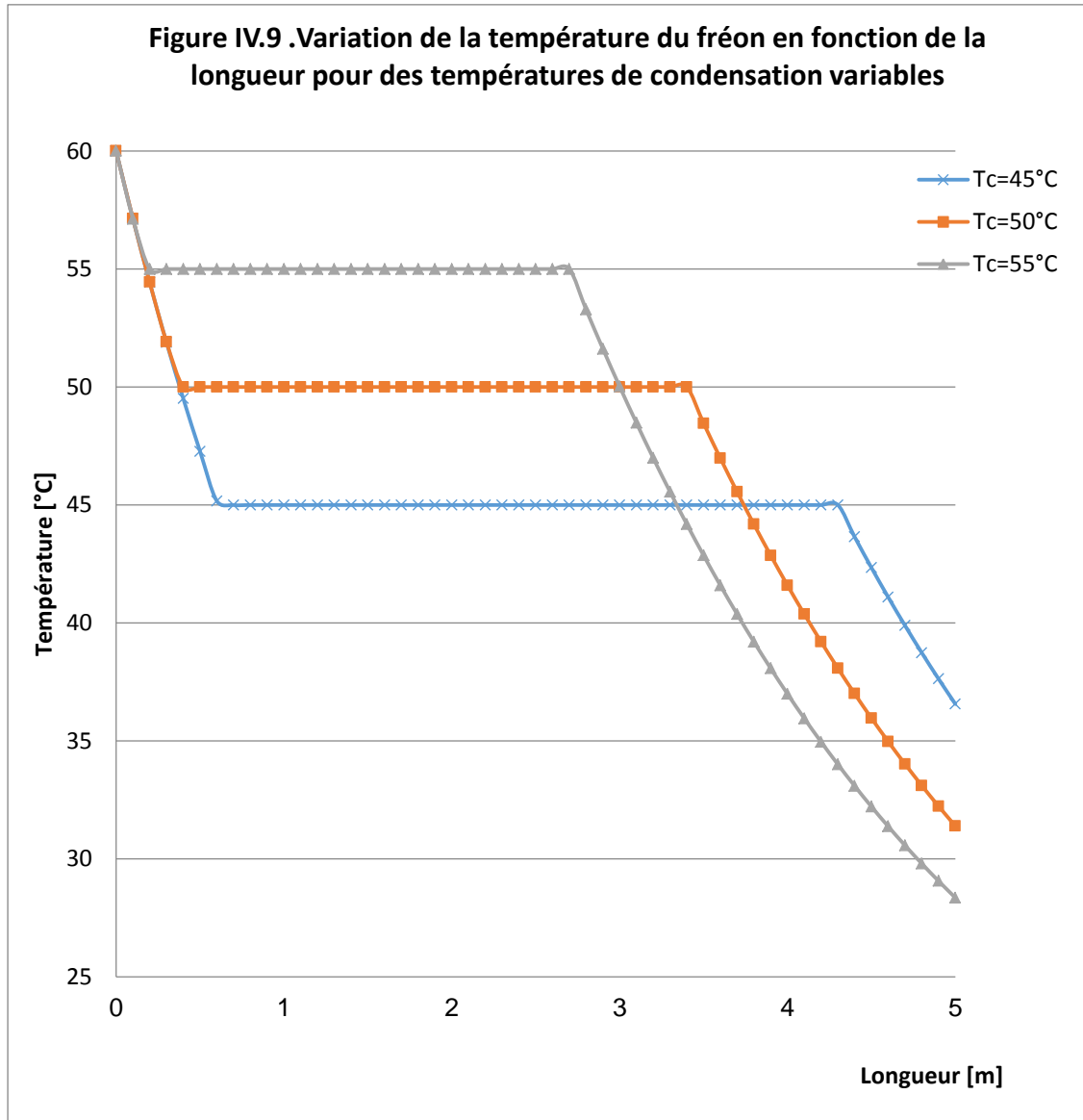
- Ce graphe représente la variation de la température du fréon en fonction de la longueur du condenseur et du débit massique de l'eau.
- On remarque que l'écart entre la température d'entrée et de sortie du fréon croît avec la croissance du débit massique de l'eau d'autre part la longueur de la zone de condensation décroît avec la croissance de débit massique de l'eau.
- Ce graphe nous permet de choisir convenablement le débit massique de l'eau.

IV.8. Evolution de la température du fréon en fonction de la longueur du condenseur et du débit de fréon



- Ce graphe représente la variation de la température du fréon en fonction de la longueur du condenseur et du débit massique du fréon
- On remarque que l'écart entre la température d'entrée et de sortie du fréon croît avec la décroissance du débit massique du fréon.
- D'autre part la longueur de la zone de condensation croît avec la croissance de débit massique de l'eau.
- Ce graphe nous permet de choisir convenablement le débit massique du fréon.

IV.9. Evolution de la température du fréon en fonction de la longueur du condenseur pour des températures de condensation variables



- Cette figure représente la variation de la température du fréon en fonction de la longueur du condenseur et de la température de condensation.
- On voit bien de cette figure que l'écart entre la température d'entrée et de sortie du fréon décroît avec la décroissance de la température de condensation, ce qui nous ramène à choisir des valeurs de températures de condensation se rapprochant de la valeur de température d'entrée du fréon.

Conclusion générale

L'étude présentée dans ce mémoire s'intègre dans le calcul des échangeurs thermiques avec changement de phases. Ce dernier est effectué sur un condenseur à deux tubes concentriques de Cu comme matériau, utilisant un fluide frigorigène le fréon R-134a. L'objectif de cette étude est d'améliorer les connaissances en matière de transfert de chaleur dans les échangeurs tubulaire coaxiaux fonctionnant en régime de changement de phase (condensation).

Le choix du type de condenseurs coaxiaux à tubes et dans le but d'augmenter la vitesse de l'eau au contact de la paroi du tube dans lequel circule le fluide, on a eu recours à une solution simple consistant à placer concentriquement deux tubes.

L'eau circule dans l'espace annulaire et le fluide frigorigène dans le tube intérieur. Il est alors possible de faire circuler les deux fluides à contre-courant qui donne un meilleur échange de chaleur.

Le présent travail a été élaboré dans le but

- D'une part d'étudier numériquement l'influence de la configuration des écoulements eau/fréon sur les transferts globaux de chaleur, en se rappelant que la configuration croisée est la plus souvent rencontrée dans le milieu industriel.
- D'autre part, de proposer, des améliorations aux modélisations de la condensation répertoriées dans la bibliographie qui repose sur l'hypothèse du film de condensat sur les parois refroidies tout en améliorant l'estimation des variables intervenant dans le calcul du taux de disparition de vapeur à la surface.

Les résultats montrent que malgré le faible rendement énergétique obtenu avec le R-134a, on a un bon rendement thermique, c'est-à-dire un coefficient d'échange global de chaleur élevé, et donc des surfaces d'échange moins encombrantes, ce qui reflète l'intérêt économique de ces condenseurs. Les résultats ont montré aussi une augmentation de la température d'entrée, de la vitesse, de l'échauffement du fluide de refroidissement et le pincement, d'où la nécessité de surfaces d'échange plus compactes.

Les valeurs du coefficient d'échange global K est semblable à ce lui des autres fréons tel que le R12 et le R22.

Perspectives :

- Jusqu'à nos jours on continue à utiliser le R-134a. On propose une étude comparative des propriétés du R134a à celle du fréon R22.
- Malgré l'effet non nocif sur la couche d'ozone, l'USA a interdit l'utilisation du R-134a. sur ce contexte on propose l'implantation des propriétés thermo physiques du fréon R134yf qui trouve une large plage d'utilisation dans le domaine de climatisation automobile.

Références Bibliographiques

- [1] **Ana-Maria BIANCHI, Yves FAUTRELLE et Jacqueline ETAY.** « TRANSFERTS THERMIQUES ». Agence universitaire de la francophonie. Presses polytechniques et universitaires Roman des. **Italie 2004**
- [2] **J.F. SACADURA.** « INITIATION AUX TRANSFERTS THERMIQUES ». Edition technique et documentation 1980. 6ième tirage **2000**
- [3] **M.TEBBAL ET V.A.DOROCHENKO** « TRANSFERTS DE CHALEUR LORS DE CHANGEMENTS DE PHASE » Alger: O.P.U, **1995.**
- [4] **AHMED BENIAICHE.** Distribution surfacique du condensat sur une ailette d'échangeur a tube à ailette plane continues: comparaison avec des résultats de simulation numérique. Thèse de Magister Soutenue le 24 Juin **2009** à l'université M'hamed Bougara, Boumerdes.
- [5] **Jurgen Schmidt** « Transmission de la chaleur » Edition OPU Alger **1987.**
- [6] **LAETITIA PEREZ** , développement, étude de performances et intégration de sondes thermiques pour la caractérisation de l'encrassement d'échangeurs tubulaires à courants croisés, Thèse doctorat école nationale supérieure d'arts et métier, Bordeaux, **2003.**
- [7] **KUPPAN, T.** Heat exchanger design handbook, Marcel Dekker, New York, **2000**, 1136p.
- [8] **BOUGRIOU C. ,BAADACHE K.** Shell and double concentric tube heat exchanger, heat mass transfer,46 (2010):315-322.
- [9] **J.padet** . Echangeurs thermique . **Edition Masson**, Paris Milan Bachelone **1994.**
- [10] **Y.JANNOT , P.MEUKARM.** Simplified estimation method for determination of thermal Effusively and thermal conductivity with a low cost hot strip Measurement, science **and technologies**, vol.15, pp.1938, 2004.
- [11] **M.MOUSSA, J.MARIE PERRIERCORNET.** Échangeur de chaleur : échangeur tubulaire et [échangeur à surface raclée, **JEAN CASTAING LASVINOTTES 2002.**
- [12] **C.TRIPES.** Etude du transfert de chaleur et de masse lors de la condensation de vapeur en présence d'incondensable. Thèse, **Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis,**

Valenciennes, **Décembre 1999.**

- [13] **A.MEZMIZ.** Mini projet 1^{er}é post graduation « différent type d'échangeur » de l'université Mentouri Constantine 2006.
- [14] **C. Bougriou.** Calcul et technologie des échangeurs de chaleur. **Office des Publications universitaires. 2012**
- [15] **K. Baadache & C. Bougriou.** Etude numérique d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique en régime permanent (méthodique et anti méthodique). **Revue des énergies renouvelables CER'07 Oujda. 2007**
- [16] **C. Bougriou. M. I. Slimane & A. Bedda.** « Etude de la condensation d'une vapeur pure à l'intérieur des tubes. Application aux échangeurs à deux tubes coaxiaux ». **Mémoire de fin d'étude. Université de Batna 1996.**
- [17] **AmimulAhsan.** Evaporation, Condensation and Heat Transfer. **Published by InTech. 2011**
- [18] **Ramesh K. Shah & Dus̃an P. Sekulic.** fundamentals of heat exchanger design. **John Wiley & Sons, Inc. 2003**
- [19] **W. P. Graebel.** Advanced Fluid Mechanics. **Elsevier Inc. 2007**
- [20] **D.DAIF et A.MALEK.** Simulation des propriétés thermodynamiques du fluide R134a. *Revue des Energies Renouvelables Vol. 10 N°1(2007)101-108*
- [21] **T. MEDIOUNI. YOUNESS ELHAMMAMI.** « Etude numérique des transferts thermique et massique lors de la condensation d'un mélange un film liquide a l'intérieur d'un tube ». Thèse de fin d'étude, Soutenue le 14/09/2010 d'ordre 06/2010.
- [22] **BEDDA ABDELMALIK, BENHAMED CHAREF EDDINE** « Etude de condensation du fréon R22 dans un échangeur de chaleur a deux tube co-axiaux » mémoire de fin d'étude Université de M'sila année 2012/2013.

Annexe I

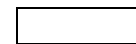
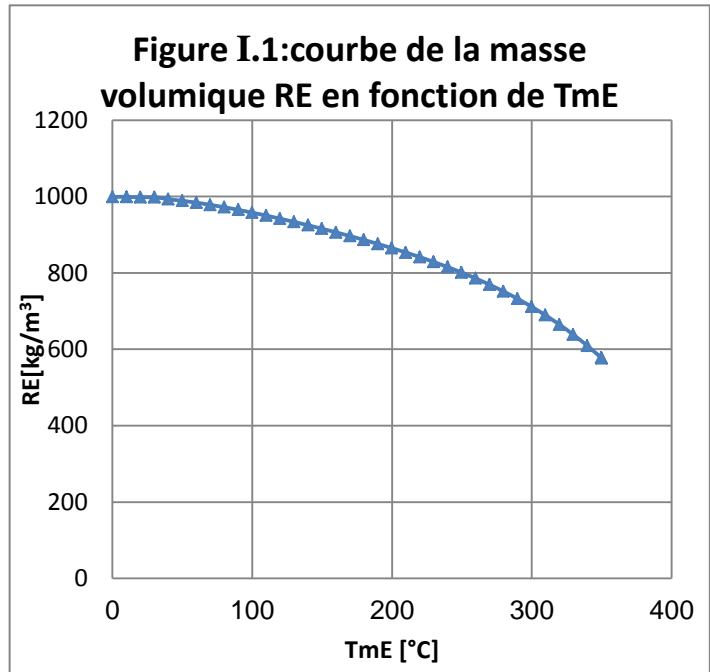
I. Les propriétés thermo-physiques d'eau

TmE: Température moyenne de l'eau liquide.

I-1. La Masse Volumique RE(TmE) en kg/m³

$$RE = a \cdot TmE^4 + b \cdot TmE^3 + c \cdot TmE^2 + d \cdot TmE + e$$

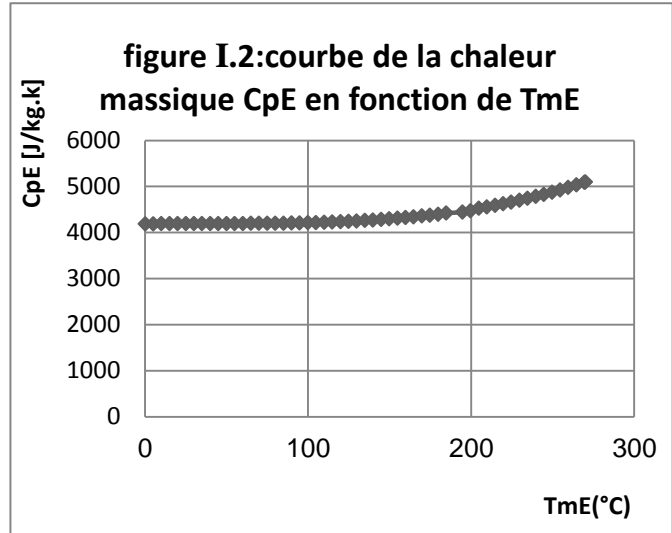
coeff	valeur
a	-4.8792680E-08
b	2.7819864E-05
c	-7.525276E-03
d	0.111546
e	999.085
TmE(°C)	RE [kg/m3]
0.01	999.0861147
10	999.4752643
19.99	998.077686
29.98	998.5221375
39.97	993.1730392
49.96	989.0399014
59.95	984.0901544
69.94	978.4260565
79.93	972.1382023
89.92	965.3055231
99.91	957.9952865
109.9	950.2630968
119.89	942.1528949
129.88	933.6969579
139.87	924.9158999
149.86	915.8186711
159.85	906.4025585
169.84	896.6531855
179.83	886.544512
189.82	876.0388345
199.81	865.0867861
209.8	853.6273362
219.79	841.587791
229.78	828.8837931
239.77	815.4193215
249.76	801.0866919
259.75	785.7665565
269.74	769.327904
279.73	751.6280596
289.72	732.5126851
299.71	711.8157788
309.7	689.3596754
319.69	664.9550464
329.68	638.4008996
339.67	609.4845794
349.66	577.9817667
350	576.8613048



I-2. La chaleur massique $C_{pE}(T_{mE})$ en [J/kg.k]

$$C_{pE} = 1000 \cdot (a \cdot T_{mE}^3 + b \cdot T_{mE}^2 + c \cdot T_{mE} + d)$$

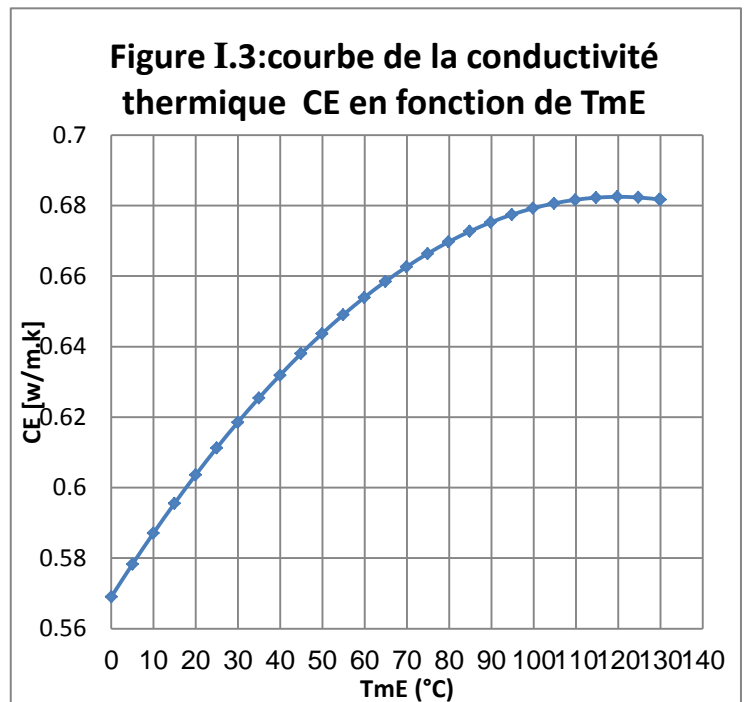
coeff	valeur
a	7.49972E-08
b	-9.43717E-06
c	4.487610E-04
d	4.18674
$T_{mE}(^{\circ}C)$	C_{pE} [J/kg.k]
0.01	4186.744487
5	4188.75725
9.99	4190.356064
14.98	4191.596839
19.97	4192.535487
24.96	4193.227918
29.95	4193.730044
34.94	4194.097775
39.93	4194.387022
44.92	4194.653698
49.91	4194.956713
54.9	4195.342977
59.89	4195.877403
64.88	4196.6129
69.87	4197.605381
74.86	4198.910756
79.85	4200.584937
84.84	4202.683834
89.83	4205.263358
94.82	4208.379422
99.81	4212.087935
104.8	4216.444809
109.79	4221.505955
114.78	4227.327283
119.77	4233.964706
124.76	4241.474134
129.75	4249.911479
134.74	4259.33265
139.73	4269.793561
144.72	4281.35012
149.71	4294.058241
154.7	4307.973833



I-3. La conductivité thermique CE(TmE) en[w/m.k]

$$CE = (a.TmE^2 + b.TmE + c) / 1000$$

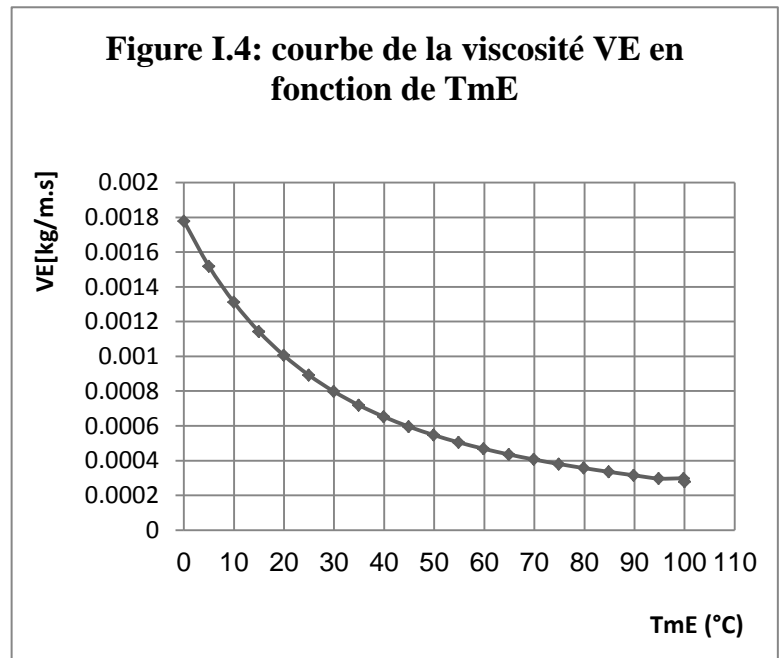
coeff	valeur
a	-7.8570000E-03
b	1.88857
c	569
TmE(°C)	CE[w/m.k]
0.01	0.569018885
5	0.578246425
9.99	0.587082685
14.98	0.595527665
19.97	0.603581364
24.96	0.611243784
29.95	0.618514923
34.94	0.625394782
39.94	0.631883361
44.92	0.63798066
49.91	0.643686678
54.9	0.649001416
59.89	0.653924875
64.88	0.658457053
69.87	0.662597951
74.86	0.666347568
79.85	0.669705906
84.84	0.672672963
89.83	0.67524874
94.82	0.677433237
99.81	0.679226454
104.8	0.680628391
109.79	0.681639047
114.78	0.682258424
119.77	0.68248652
124.76	0.682323336
129.75	0.681768871
130	0.6817308



I-3. La viscosité dynamique VE(TmE) en [kg/m.s]

$$VE=10^{(d+c.TmE+b.TmE^2+a.TmE^3)}/(10^6)$$

coeff	valeur
a	-3.4612000E-07
b	9.60E-05
c	-1.42E-02
d	3.250108
TmE(°C)	CE[w/m.k]
0.01	0.001778141
5	0.001518882
9.99	0.001311
14.98	0.001142731
19.97	0.001005287
24.96	0.000892037
29.95	0.000797929
34.94	0.000719078
39.94	0.00065247
44.92	0.000595744
49.91	0.000547035
54.9	0.000504858
59.89	0.000468019
64.88	0.000435552
69.87	0.000406669
74.86	0.000380723
79.85	0.000357178
84.84	0.000335591
89.83	0.000315594
94.82	0.00029688
99.81	0.00029688
100	0.00027854



Annexe II

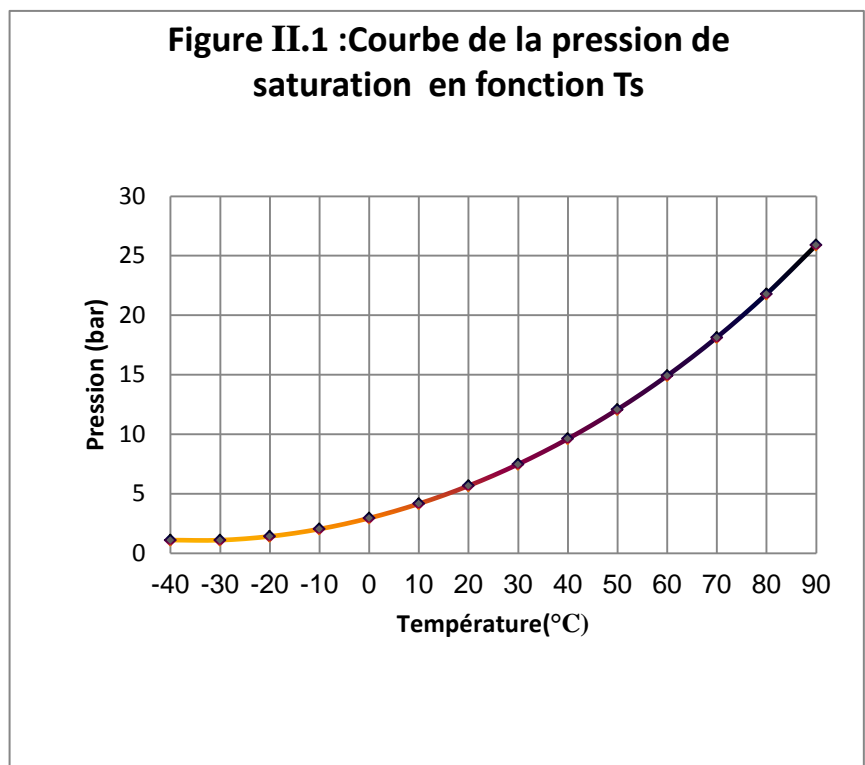
II-Les propriétés thermophysiques du fluide R134a

II-1- pression de saturation

L'équation de la pression de saturation a été développées grace a des méthodes numériques où :

$$P_v = P_1.T_s^4 + P_2.T_s^3 + P_3.T_s^2 + P_4.T_s + P_5$$

coeff	valeur
P1	2.12766E-08
P2	8.9522E-08
P3	0.00147189
P4	0.106194
P5	2.93554
T_s	P_v
-40	1.091542688
-30	1.089237952
-20	1.40310408
-10	2.020912244
0	2.93554
10	4.144971288
20	5.652296432
30	7.46571214
40	9.598521504
50	12.069134
60	14.90106549
70	18.12293821
80	21.7684808
90	25.87652826



II-2- Enthalpie de la phase liquide et de la phase vapeur

a) L'équation de l'enthalpie de la phase liquide a été développée grâce à des méthodes numériques où :

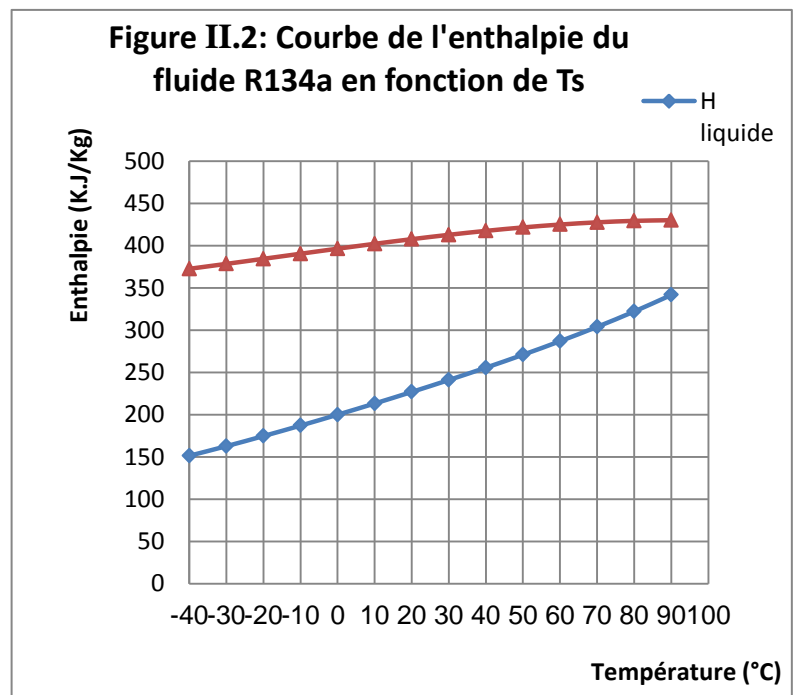
$$H_{liq} = h1.T_s^4 + h2.T_s^3 + h3.T_s^2 + h4.T_s + h5$$

coeff	valeur
h1	1.43312E-07
h2	-1.86962E-06
h3	0.0019844
h4	1.30623
h5	200.041
T_s	H_{liq}
-40	151.4533744
-30	162.8066225
-20	174.7480469
-10	187.1804427
0	200.041
10	213.3013035
20	226.967333
30	241.079463
40	255.712463
50	270.9754975
60	287.0121256
70	304.0003015
80	322.1523741
90	341.7150873

b) L'équation de l'enthalpie de la phase vapeur a été développée grâce à des méthodes numériques où :

$$H_{vap} = hv1.T_s^3 + hv2.T_s^2 + hv3.T_s + hv4$$

coeff	valeur
hv1	-1.70029E-05
hv2	-0.000844368
hv3	0.588189
hv4	396.476
T_s	H_{vap}
-40	372.6856368
-30	378.5294771
-20	384.510496
-10	390.5266761
0	396.476
10	402.2564503
20	407.7660096
30	412.9026605
40	417.5643856
50	421.6491675
60	425.0549888
70	427.6798321
80	429.42168
90	430.1785151



II-3- Entropie de la phase liquide et de la phase vapeur

a) L'équation de l'entropie de la phase liquide a été développées grâce a des méthodes numériques où :

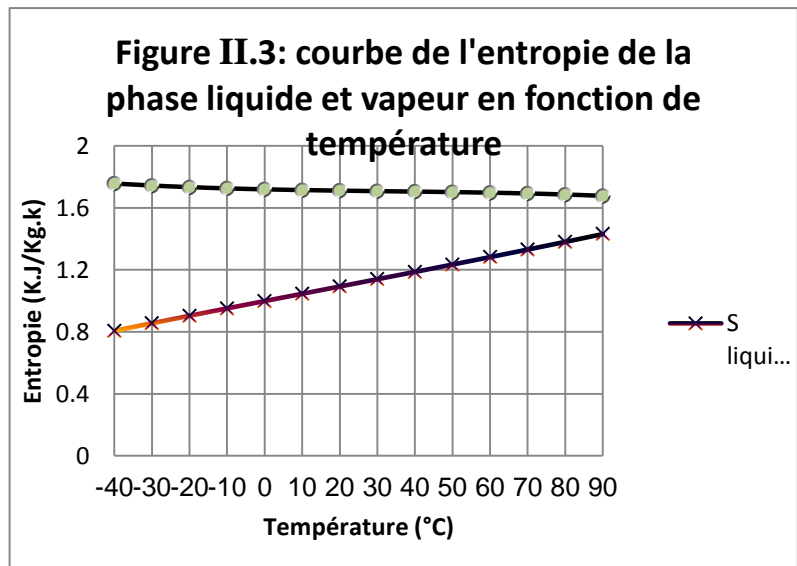
$$S_{liq} = S_{I1}.T_s^3 + S_{I2}.T_s^2 + S_{I3}.T_s + S_{I4}$$

coeff	valeur
S _{I1}	2.58087E-08
S _{I2}	-1.31995E-06
S _{I3}	0.00471104
S _{I4}	1
T _s	S _{liq}
-40	0.807794723
-30	0.85678401
-20	0.90504475
-10	0.952731796
0	1
10	1.047004214
20	1.09389929
30	1.14084008
40	1.187981437
50	1.235478213
60	1.283485259
70	1.332157429
80	1.38164974
90	1.432116547

b) L'équation de l'entropie de la phase vapeur a été développées grâce a des méthodes numériques où :

$$S_{vap} = S_{v1}.T_s^3 + S_{v2}.T_s^2 + S_{v3}.T_s + S_{v4}$$

coeff	valeur
S _{v1}	-7.17036E-08
S _{v2}	7.23032E-06
S _{v3}	-0.000536793
S _{v4}	1.71932
T _s	S _{vap}
-40	1.756949262
-30	1.743867075
-20	1.733521617
-10	1.725482666
0	1.71932
10	1.714603398
20	1.710902639
30	1.707787501
40	1.704827762
50	1.7015932
60	1.697653594
70	1.692578723
80	1.685938365
90	1.677302298



II-4- Entalpie de la vapeur surchauffée

L'équation de l'enthalpie de la phase vapeur surchauffée, est la suivant :
 $H=A T^2+B.T+C$

avec: T température réelle

II-4-1:Pour $T_s=-40$

coeff	valeur
A	0.00084872
B	0.821593
C	403.887
T	H
-40	372.381232
-30	380.003058
-20	387.794628
-10	395.755942
0	403.887
10	412.187802
20	420.658348
30	429.298638
40	438.108672
50	447.08845
60	456.237972
70	465.557238
80	475.046248
90	484.705002
100	494.5335
110	504.531742
120	514.699728



II-4-2:Pour $T_s=0$

coeff	valeur
A	0.00052241
B	0.902526
C	396.699
T	H
0	396.699
10	405.776501
20	414.958484
30	424.244949
40	433.635896
50	443.131325
60	452.731236
70	462.435629
80	472.244504
90	482.157861
100	492.1757
110	502.298021
120	512.524824

II-4-3:Pour $T_s=40$

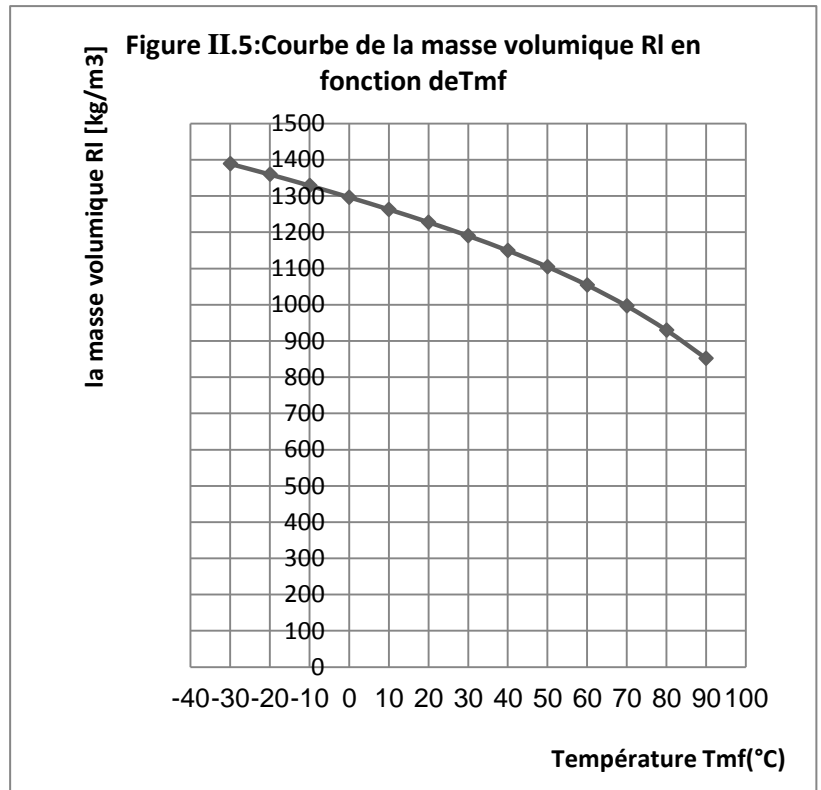
coeff	valeur
A	-0.00048777
B	1.18075
C	371.287
T	H
40	417.736568
50	429.105075
60	440.376028
70	451.549427
80	462.625272
90	473.603563
100	484.4843
110	495.267483
120	505.953112

II-5-Le fréon-R134a Liquide

II-5-1 -Masse volumique RI(Tmf) en [kg/m3]:

$$RI = (a + b \cdot Tmf + c \cdot Tmf^2 + d \cdot Tmf^3 + e \cdot Tmf^4) \cdot 1000$$

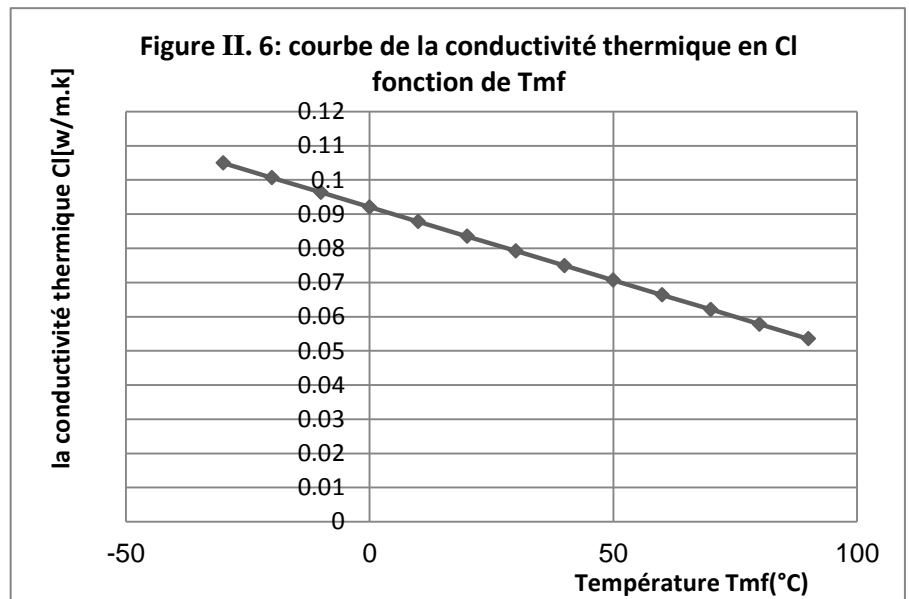
coeff	valeur
a	1.29654700
b	-0.00328683
c	-7.00E-06
d	-2.54170000E-08
e	-1.12536000E-09
Tmf(°C)	RI [kg/m3]
-30	1388.6196
-20	1359.499
-10	1328.7224
0	1296.54
10	1262.935
20	1227.63
30	1190.0602
40	1149.387
50	1104.52138
60	1054.0926
70	996.430975
80	929.69235
90	851.668437



II-5-2- La conductivité thermique Cl(Tmf) en [W/m.k]:

$$Cl = a + b \cdot (Tmf + 273.15)$$

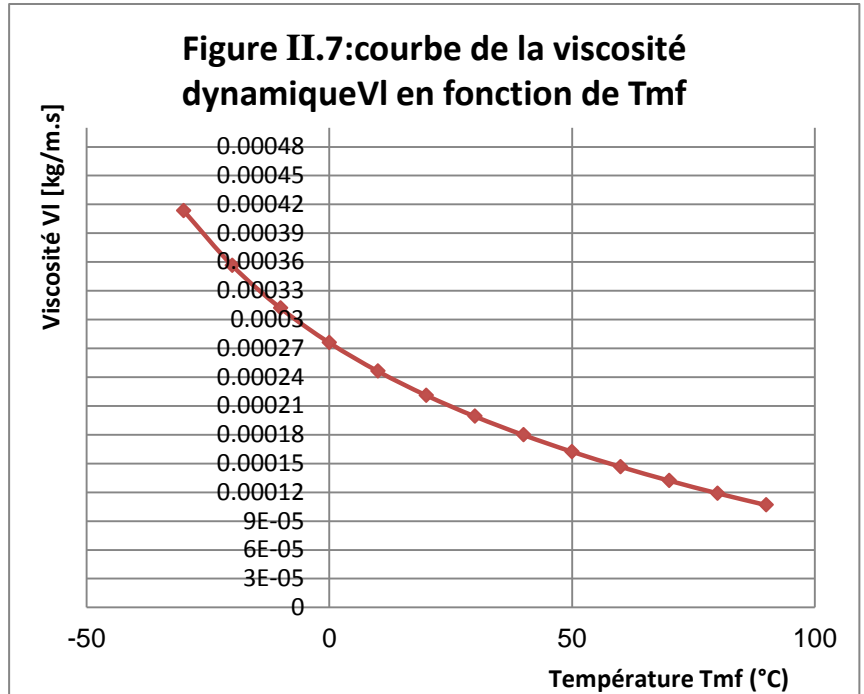
coeff	valeur
a	0.20910000
b	-0.00042844
Tmf(°C)	Cl [w/m.k]
-30	0.10492481
-20	0.10064041
-10	0.09635601
0	0.09207161
10	0.08778721
20	0.08350281
30	0.07921841
40	0.07493401
50	0.07064961
60	0.06636521



II-5-3- La viscosité dynamique $Vl(Tmf)$ en [kg/m.s]:

$$Vl = \exp(a + (b/(Tmf + 273.15))) + (c \cdot \log(Tmf + 273.15)) + d \cdot (Tmf + 273.15)$$

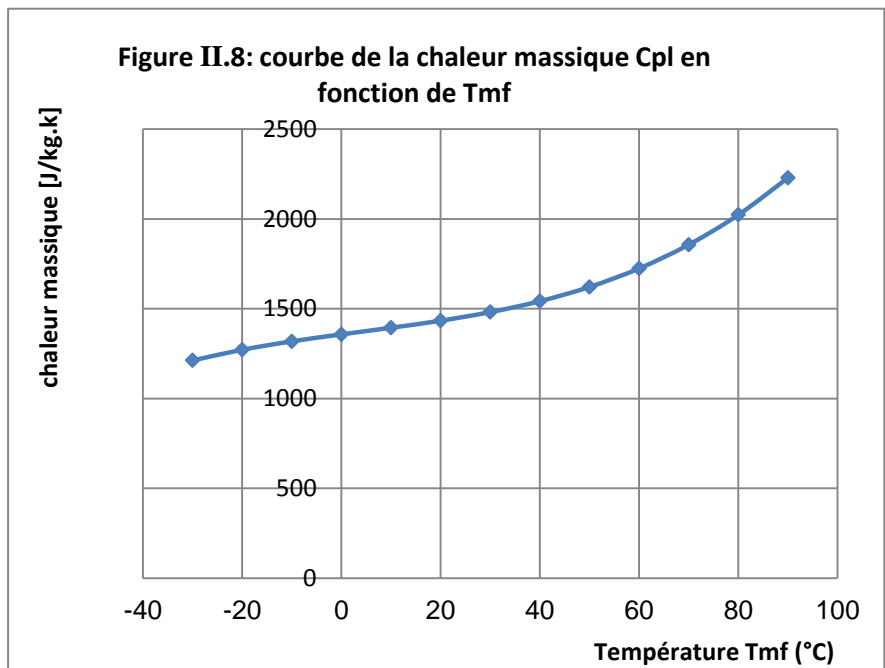
coeff	valeur
a	-218.06000000
b	5879.30000000
c	36.88300000
d	-0.068
Tmf(°C)	Vl [kg/m.s]
-30	0.00041339
-20	0.00035629
-10	0.00031172
0	0.00027583
10	0.00024611
20	0.00022088
30	0.00019898
40	0.00017963
50	0.000162228
60	0.000146532
70	0.000132128
80	0.000118877
90	0.000106648



II-5-4- La chaleur massique $Cpl(Tmf)$ en [J/kg.k]:

$$Cpl = (a + b \cdot (Tmf + 273.15) + c \cdot (Tmf + 273.15)^2 + d \cdot (Tmf + 273.15)^3) / 100$$

coeff	valeur
a	-1831000
b	20533
c	-72.617
d	0.087152
Tmf(°C)	Cpl [J/kg.k]
-30	1211.95484
-20	1271.49581
-10	1318.17796
0	1357.2304
10	1393.88225
20	1433.36263
30	1480.90067
40	1541.72548
50	1621.06618
60	1724.1519
70	1856.21175
80	2022.47485



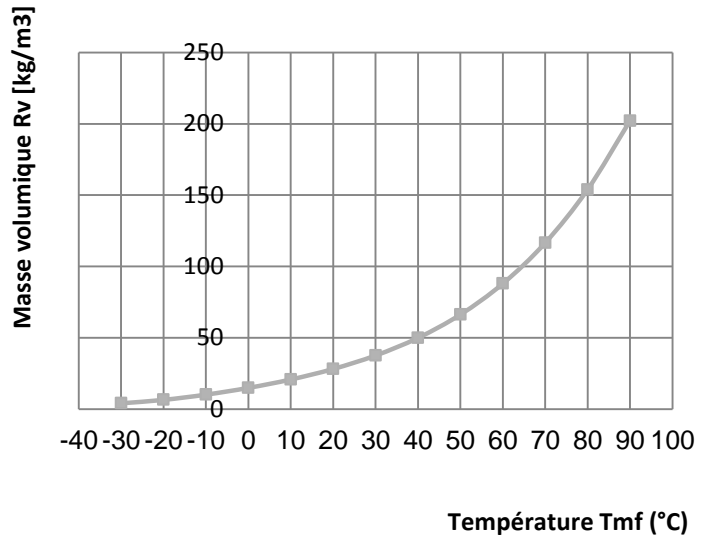
II-6-Le fréon-R134a vapeur :

II-6-1- La Masse Volumique Rv(Tmf) en [kg/m3]:

$$Rv = a + b \cdot Tmf + c \cdot Tmf^2 + d \cdot Tmf^3 + e \cdot Tmf^4$$

coeff	valeur
a	14.91590000
b	0.526964
c	5.661560E-03
d	3.48350000E-05
e	1.04390000E-06
Tmf(°C)	Rv [kg/m3]
-30	4.107398
-20	6.529588
-10	10.18802
0	14.9159
10	20.79697
20	28.16551
30	37.60633
40	49.95478
50	66.29675
60	87.96866
70	116.5575
80	153.9007
90	202.0863

Figure II.9: courbe de la masse volumique Rv en fonction de Tmf

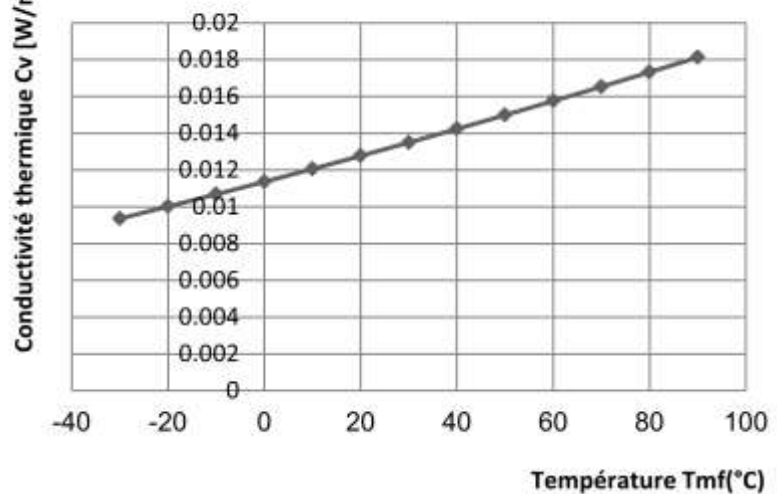


II-6-2- La conductivité thermique Cv(Tmf) en [W/m.k]:

$$Cv = (a \cdot (Tmf + 273.15)^b) / (1 + (c / (Tmf + 273.15)) + (d / (Tmf + 273.15)^2))$$

coeff	valeur
a	2.2692
b	-0.30342
c	-141.07
d	2679400
Tmf(°C)	Cv [W/m.k]
-30	0.009368223
-20	0.010018056
-10	0.010683849
0	0.011365174
10	0.012061608
20	0.012772734
30	0.01349814
40	0.014237417
50	0.014990161
60	0.015755974
70	0.016534458

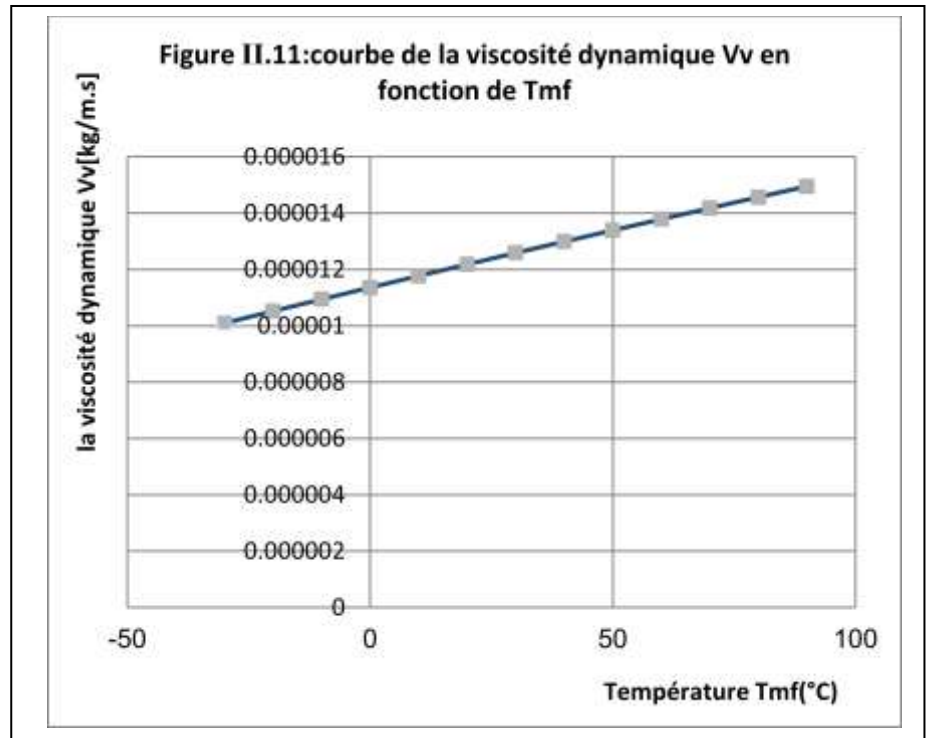
Figure II.10 : courbe de la conductivité thermique Cv en fonction de Tmf



II-6-3 La viscosité dynamique Vv(Tmf) en [kg/m.s]

$$Vv = (a \cdot (Tmf + 273.15)^b) / (1 + (c / (Tmf + 273.15)))$$

coeff	valeur
a	6.102400E-07
b	0.60914
c	174.18
Tmf(°C)	Vv [kg/m.s]
-30	1.009780E-05
-20	1.052230E-05
-10	1.094300E-05
0	1.136010E-05
10	1.177360E-05
20	1.218340E-05
30	1.258970E-05
40	1.299250E-05
50	1.339180E-05
60	1.378770E-05
70	1.418020E-05
80	1.456940E-05
90	1.495530E-05

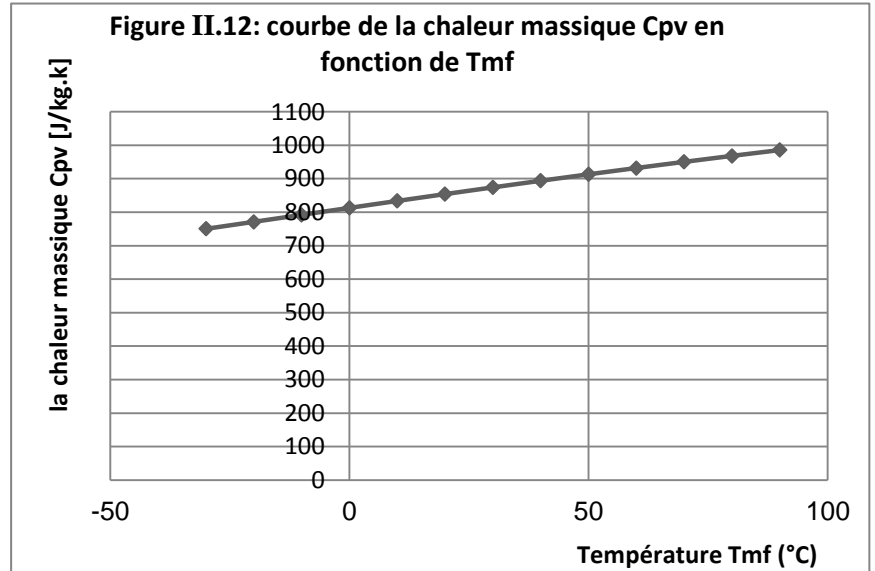


II-6-4- La chaleur massique Cpv(Tmf) en [J/kg.k]:

$$Cpv=(a+b.(c/(Tmf+273.15).sinh(c/(Tmf+273.15)))^2$$

$$+d.(e/(Tmf+273.15).cosh(e/(Tmf+273.15)))^2)/100$$

coeff	valeur
a	57507
b	118850
c	1259.8
d	92860
e	585.86
Tmf(°C)	Cpv [J/kg.k]
-30	750.464121
-20	771.2710242
-10	792.1668432
0	813.0120446
10	833.6917042
20	854.1134605
30	874.205062
40	893.9117628
50	913.1937455



Résumé

Parmi les réglementations des CFC, l'utilisation actuelle du R 22 et le R12 aux États-Unis, les états sont proches de 300 millions de publications par an. Ils ont également un appauvrissement très fort de la couche d'ozone potentiel. Le R-134a (1,1,1,2-tétrafluoroéthane) a jusqu'à présent été un candidat prometteur pour remplacer les fréons R-22 et R-12 dans un grand nombre d'applications.

Le R-134a ne contient pas de chlore et n'a donc aucune influence d'appauvrissement de la couche d'ozone potentiel. On le trouve également raisonnablement stable et ses propriétés thermodynamiques et physicochimiques sont semblables à celles de du R-12.

La présente étude porte sur la condensation du R-134a à travers un échangeur de chaleur à deux tubes concentriques. Les propriétés du fluides frigorigène ont été suivis dans les trois zones : désurchauffe, condensation et sous refroidissement.

Mots clé : R-134a, 1,1,1,2-tétrafluoroéthane, condenseur, échangeur de chaleur à deux tubes concentriques.

ملخص :

من بين لوائح مركبات الكربون الكلوريد فلوري، والاستخدام الحالي لـ R 22 و R 12 في الولايات المتحدة، والدول هي قريبة إلى 300 مليون مطبوعة سنويا. لديهم أيضا نضوب طبقة الأوزون المحتملة قوية جدا.

ويعد R-134a (1,1,1,2-tétrafluoroéthane) حتى الآن مرشح واعد ليحل محل الفريون R-22 و R-12 في مجموعة متنوعة من التطبيقات.

لا يحتوي R-134A على الكلور وليس له أي تأثير على استنزاف طبقة الأوزون. كما أنه مستقرا إلى حد معقول وخصائصه الحرارية والفيزيائية مماثلة لتلك التي يخصص بها الـ R-12.

وتركز الدراسة الحالية على تكثيف R-134 من خلال مبادل حراري مع اثنين من أنابيب بمركز موحد. تم رصد السوائل غازات التبريد العقارات في ثلاث مناطق: تخفيض حراري، والتكثيف وتحت التبريد.

كلمات البحث: R-134a، (1,1,1,2-tétrafluoroéthane) مكثف، مبادل حراري مع اثنين من الأنابيب متحدة المركز.