

**République Algérienne Démocratique et Populaire**  
**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la**  
**recherche scientifique**

**UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA**

**Faculté de Technologie**

**Département de Génie Mécanique**

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installation énergétique et turbomachine

Par :

BOUARICHE Sabrina

TIGHZERT Kaissa

**Thème**

---

***Dimensionnement d'une installation de refroidissement  
d'huile CEVITAL Bejaia***

---

Soutenu le 02/072019 devant le jury composé de:

Mr.BOUTALBI

Président

Mr. DJARRADA. A

Rapporteur

Mr. BENSLIMANE. A

Examineur

Année Universitaire 2018-2019

## Remerciement

*Nous tenons tout d'abord à remercier le bon Dieu qui nous a donné santé et courage pour arriver au terme de ce travail.*

*Nous tenons à exprimer toute notre reconnaissance à notre encadreur de mémoire **Mr DJARRADA**. Pour sa patience, sa disponibilité et surtout ses judicieux conseils, qui ont contribué à alimenter notre réflexion. Nous le remercions de nous avoir encadré, orienté et aidé.*

*Nous désirons aussi remercier les membres de jury, qui ont accepté sans réserve, de juger et d'évaluer ce travail. Qu'il soit assuré de nos profondes reconnaissances.*

*Nous tenons à remercier spécialement le président d'avoir accepté de présider ce travail.*

*Nous tenons à remercier aussi les ingénieurs de la raffinerie d'huile du complexe Cevital, particulièrement notre encadreur **Mr ABD-ELGHANI** pour ses collaborations et conseils durant notre stage pratique.*

*Enfin, nous remercions nos chers parents, qui ont toujours été là pour nous, « Vous avez tout sacrifié pour vos enfants n'épargnant ni santé ni efforts. Vous nous avez donné un magnifique modèle de labeur et de persévérance. Nous sommes redevables d'une éducation dont nous sommes fières ».*

*Nous présentons nos remerciements, nos respects et nos gratitude.*

## *DEDICACES*

### *Je dédie ce travail à.....*

*Mes chers parents, (Nacer, Saïda) pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières tout au long de mes études, que dieu vous garde*

*A mes chères sœurs Nesserine, Friel, Chanez pour leurs encouragements permanents, et leur soutien moral,*

*A mon cher frère, Oussama pour son appui et son encouragement,*

*A mon cher fiancé Elhadî pour son encouragements, et son soutien moral,*

*A toute ma famille pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire et mes amies ayda et ma binom kaïssa*

*Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux tant allégués, et le fruit de votre soutien infailible,*

*Merci d'être toujours là pour moi.*

*BOUARICHE Sabrina*

## *Dédicaces*

*Je dédie ce modeste travail :*

*A mes parents qui m'ont aidé et  
soutenu tout au long de ma  
vie, que Dieu les bénisse. A mon frère  
et mes sœurs et mes amis Samir et  
Ayda et ma binome*

*Sabrina m'ont beaucoup et toujours  
aidé.*

*A tous les amis qui ont toujours été là  
à mes côtés, m'ont énormément  
soutenu et encouragé.*

*A mon promoteur M. Djerrada  
et à toute personne ayant contribué  
de près  
ou de loin à l'élaboration de ce travail.*

*TIGHZERT Kayssa*

## Nomenclature

Symboles	Définitions	Unités (SI)
$C_c$	Coefficient de déperdition thermique	$W/K$
$C_f$	Coefficient de transmittance thermique	$W/K$
$c_c$	Capacité calorifique massique du fluide chaud	$J/kg \cdot K$
$c_f$	Capacité calorifique massique du fluide froid (échangeur)	$J/kg \cdot K$
$c_f'$	Capacité calorifique massique du fluide froid (aéroréfrigérant)	$J/kg \cdot K$
$D_{exT}$	Diamètre extérieur de tube	$m$
$D_{inT}$	Diamètre intérieur de tube	$m$
$D_{inC}$	Diamètre intérieur de la calandre	$m$
$D_{exC}$	Diamètre extérieur de la calandre	$m$
$D_h$	Diamètre hydraulique	$m$
$e_c$	Épaisseur de la calandre	$m$
$h_f$	Coefficient d'échange coté froid	$W/m^2 \cdot K$
$h_c$	Coefficient d'échange chaud	$W/m^2 \cdot K$
$K$	Coefficient d'échange globale	$W/m^2 \cdot K$
$L_T$	Longueur des tubes	$m$
$\dot{m}_f$	Débit massique du fluide froid	$Kg/s$
$\dot{m}_{f1}$	Débit massique du fluide froid (échangeur à plaque I)	$kg/s$
$\dot{m}_{f2}$	Débit massique du fluide froid (échangeur à plaque II)	$kg/s$
$\dot{m}_{f3}$	Débit massique du fluide froid (échangeur tube et calandre)	$kg/s$
$\dot{m}_c$	Débit massique du fluide chaud	$kg/s$
$\dot{m}_T$	Débit massique dans un tube	$kg/s$
$\dot{m}_{can}$	Débit massique dans la canalisation	$kg/s$
$\dot{m}_{eauT}$	Débit de l'eau totale	$kg/s$

$\phi$	Flux de chaleur	$W$
$\phi_1$	Flux de chaleur dans l'échangeur à plaque I	$W$
$\phi_2$	Flux de chaleur dans l'échangeur à plaque II	$W$
$\phi_3$	Flux de chaleur dans l'échangeur tube et calandre	$W$
$Q$	Puissance thermique d'un tour de refroidissement ouvert	$W$
$\dot{m}_{eau\ évaporée}$	Débit d'eau évaporée	$kg/s$
$R_{ec}$	Résistance d'encrassement coté chaud	$m^2 \cdot k/W$
$R_{ef}$	Résistance d'encrassement coté froid	$m^2 \cdot ^\circ C/W$
$R_{inC}$	Rayon intérieur de la calandre	$m$
$S_{pT}$	Section de passage dans un tube	$m^2$
$S_{tT}$	Section totale dans un tube	$m^2$
$S_{pF}$	Section de passage du faisceau	$m^2$
$S_{tF}$	Section de tous le faisceau	$m^2$
$S_{pC}$	Section de passage de la calandre	$m^2$
$S_{tC}$	Section totale de la calandre	$m^2$
$R_s$	Rapport de surface	-
$S$	Surface d'échange	$m^2$
$S_T$	Pas transversale	-
$S_L$	Pas longitudinale	-
$T_{se}$	Température de sortie de l'eau	$K$
$T_{ee}$	Température d'entrée de l'eau	$K$
$T_{fe}$	Température d'entrée du fluide froid	$K$
$T_{fs}$	Température de sortie du fluide froid	$K$
$T_{ce}$	Température d'entrée du fluide chaud	$K$
$T_{cs}$	Température de sortie du fluide chaud	$K$
$T_{mc}$	Température moyenne du fluide chaud	$K$

$T_{mf}$	Température moyenne du fluide froid	$K$
$\Delta T_{LM}$	L'écart de température logarithmique moyen	$K$
$\Delta T_{LM3}$	L'écart de température logarithmique moyenne (tube et calandre)	$K$
$\Delta T_{LM1}$	L'écart de température logarithmique moyenne (à plaque I)	$K$
$\Delta T_{LM2}$	L'écart de température logarithmique moyenne (à plaque II)	$K$
$\Delta T$	L'écart de température (aéroréfrigérant)	$K$
$V_T$	Vitesse du fluide dans un tube	$m/s$
$V_C$	Vitesse du fluide dans la calandre	$m/s$
$P$	Pression	$Pa$
$V^*$	volume massique	$m^3/Kg$
$r$	constante du gaz	$J/mol.K$
$T$	Température absolue	$K$
$r_e^s$	Humidité spécifique à l'entrée	$\frac{kg\ d'eau}{Kg\ d'air\ sec}$
$r_s^s$	Humidité spécifique à la sortie	$\frac{kg\ d'eau}{Kg\ d'airs\ ec}$
$H_e^s$	Enthalpie spécifique à l'entrée	$\frac{KJ}{Kg\ d'air\ sec}$
$H_s^s$	Enthalpie spécifique à la sortie	$\frac{KJ}{Kg\ d'air\ sec}$
$V_s^s$	Volume spécifique à l'entrée	$\frac{m^3}{Kg\ d'air\ sec}$
$V_s^s$	Volume spécifique à la sortie	$\frac{m^3}{Kg\ d'air\ sec}$
$P_a$	pression de l'air sec	$(Pa)$
$V_a^*$	Volume massique	$(m^3/kg)$
$P_v$	Pression de vapeur d'eau	$(Pa)$
$V_v^*$	Volume massique de la vapeur d'eau	$(m^3/kg)$
$C_r$	Rapport des débits de capacité thermique	-
$E$	Efficacité	-
$E_1$	Efficacité de l'échangeur à plaque I	-
$E_2$	Efficacité de l'échangeur à plaque II	-

$E_3$	Efficacité de l'échangeur tube et calandre	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
NUT	Nombre d'unités de transfert	-
Pr	Nombre de Prandtl	-
Re	Nombre de Reynolds	-
$\Psi$	Humidité relative	-
$\pi$	Constant	

### **Symboles grecques**

$\lambda$	Conductivité thermique	$W/m.k$
$\mu$	Viscosité dynamique	$Pa.s$
$\rho$	Masse volumique	$kg/m^3$

### **Indices :**

c	Chaud
ce	Entrée du fluide chaud
cs	Sortie du fluide chaud
e	Entrée
ex	Extérieur
f	Froid
fe	Entrée du fluide froid
fs	Sortie du fluide froid
in	Intérieur
min, max	Minimum et maximum
s	Sortie

## Nomenclature

Symboles	Définitions	Unités (SI)
$C_C$	Capacité thermique du fluide chaud	$W/°C$
$C_f$	Capacité thermique du fluide froid	$W/°C$
$c_C$	Capacité calorifique du fluide chaud	$J/kg.°C$
$c_f$	Capacité calorifique du fluide froid (échangeur)	$J/kg.°C$
$c'_f$	Capacité calorifique du fluide froid (aéroréfrigérant)	$J/kg.°C$
$D_{ext}$	Diamètre extérieur de tube	$m$
$D_{int}$	Diamètre intérieur de tube	$m$
$D_{inC}$	Diamètre intérieur de la calandre	$m$
$D_{exc}$	Diamètre extérieur de la calandre	$m$
$D_h$	Diamètre hydraulique	$m$
$e_C$	Épaisseur de la calandre	$m$
$h_f$	Coefficient d'échange coté froid	$W/m^2.°C$
$h_c$	Coefficient d'échange chaud	$W/m^2.°C$
$K$	Coefficient d'échange globale	$W/m^2.°C$
$L_T$	Longueur des tubes	$m$
$\dot{m}_f$	Débit massique du fluide froid	$kg/s$
$\dot{m}_{f1}$	Débit massique du fluide froid (échangeur à plaque I)	$kg/s$
$\dot{m}_{f2}$	Débit massique du fluide froid (échangeur à plaque II)	$kg/s$
$\dot{m}_{f3}$	Débit massique du fluide froid (échangeur tube et calandre)	$kg/s$
$\dot{m}_c$	Débit massique du fluide chaud	$kg/s$
$\dot{m}_T$	Débit massique dans un tube	$kg/s$
$\dot{m}_{can}$	Débit massique dans la canalisation	$kg/s$
$\dot{m}_{eauT}$	Débit de l'eau totale	$kg/s$
$\phi$	Flux de chaleur	$W$
$\phi_1$	Flux de chaleur dans l'échangeur à plaque I	$W$

$\Phi_2$	Flux de chaleur dans l'échangeur à plaque II	$W$
$\Phi_3$	Flux de chaleur dans l'échangeur tube et calandre	$W$
$Q$	Puissance thermique d'un tour de refroidissement ouvert	$KW$
$\dot{m}_{eau\ évaporéé}$	Quantité d'eau évaporée	$kg/s$
$R_{ec}$	Résistance d'encrassement coté chaud	$m^2 \cdot ^\circ C/W$
$R_{ef}$	Résistance d'encrassement coté froid	$m^2 \cdot ^\circ C/W$
$R_{inC}$	Rayon intérieur de la calandre	$m$
$S_{pT}$	Section de passage dans un tube	$m^2$
$S_{tT}$	Section totale dans un tube	$m^2$
$S_{pF}$	Section de passage du faisceau	$m^2$
$S_{tF}$	Section de tous le faisceau	$m^2$
$S_{pC}$	Section de passage de la calandre	$m^2$
$S_{tC}$	Section totale de la calandre	$m^2$
$R_S$	Rapport de surface	-
$S$	Surface d'échange	$m^2$
$S_T$	Pas transversale	-
$S_L$	Pas longitudinale	-
$T_{se}$	Température de sortie de l'eau	$^\circ C$
$T_{ee}$	Température d'entrée de l'eau	$^\circ C$
$T_{fe}$	Température d'entré du fluide froid	$^\circ C$
$T_{fs}$	Température de sortie du fluide froid	$^\circ C$
$T_{ce}$	Température d'entré du fluide chaud	$^\circ C$
$T_{cs}$	Température de sortie du fluide chaud	$^\circ C$
$T_{mc}$	Température moyenne du fluide chaud	$^\circ C$
$T_{mf}$	Température moyenne du fluide froid	$^\circ C$
$\Delta T_{LM}$	L'écart de température logarithmique moyen	$^\circ C$
$\Delta T_{LM3}$	L'écart de température logarithmique moyenne (tube et calandre)	$^\circ C$
$\Delta T_{LM1}$	L'écart de température logarithmique moyenne (à plaque I)	$^\circ C$
$\Delta T_{LM2}$	L'écart de température logarithmique moyenne (à plaqueII)	$^\circ C$

$\Delta T$	L'écart de température (aéroréfrigérant)	$^{\circ}C$
$V_T$	Vitesse du fluide dans un tube	$m/s$
$V_C$	Vitesse du fluide dans la calandre	$m/s$
$P$	Pression	$(Pa)$
$V^*$	volume massique	$(m^3/kg)$
$r$	constante du gaz	$(J/kg.K)$
$T$	Température absolue	$(K)$
$r_e^s$	Humidité spécifique à l'entrée	$\frac{Kg}{Kg\ d'air\ sec}$
$r_s^s$	Humidité spécifique à la sortie	$\frac{Kg}{Kg\ d'air\ sec}$
$H_e^s$	Enthalpie spécifique à l'entrée	$\frac{Kg}{Kg\ d'air\ sec}$
$H_s^s$	Enthalpie spécifique à la sortie	$\frac{Kg}{Kg\ d'air\ sec}$
$V_e^s$	Volume spécifique à l'entrée	$\frac{m^3}{Kg\ d'air\ sec}$
$V_s^s$	Volume spécifique à la sortie	$\frac{m^3}{Kg\ d'air\ sec}$
$P_a$	pression de l'air sec	$(Pa)$
$V_a^*$	Volume massique	$(m^3/kg)$
$P_v$	pression de vapeur d'eau	$(Pa)$
$V_v^*$	Volume massique de la vapeur d'eau	$(m^3/kg)$

### Nombres adimensionnel

$C_r$	Rapport des débits de capacité thermique	-
$E$	Efficacité	-
$E_1$	Efficacité de l'échangeur à plaque I	-
$E_2$	Efficacité de l'échangeur à plaque II	-
$E_3$	Efficacité de l'échangeur tube et calandre	-
$Nu$	Nombre de Nusselt	-
$NUT$	Nombre d'unités de transfert	-
$Pr$	Nombre de Prandtl	-

Re	Nombre de Reynolds	-
$\Psi$	Humidité relative	-

### **Symboles grecques**

$\lambda$	Conductivité thermique	$W/m^2.k$
$\mu$	Viscosité dynamique	$kg/m.s$
$\rho$	Masse volumique	$kg/m^3$
$\pi$	Constant	$rad$

### **Indices :**

c	Chaud
ce	Entrée du fluide chaud
cs	Sortie du fluide chaud
e	Entrée
ex	Extérieur
f	Froid
fe	Entrée du fluide froid
fs	Sortie du fluide froid
in	Intérieur
min,max	Minimum et maximum
s	Sortie

## SOMMAIRE

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

### **Chapitre I: Présentation de l'entreprise et de l'installation**

introduction .....	2
I. Présentation générale de l'entreprise .....	2
I.1.Historique.....	2
I.2. Mission et objectifs .....	2
I.3. Activités de Cevital.....	2
I.4. Situation géographique.....	3
I.5. Organigramme du complexe Cevital.....	4
I.6. Unités de production .....	5
I.7. Acides gras.....	5
I.8.titre 9.....	6
I.9. Acides gras libres.....	6
I.10. Détermination de l'humidité .....	6
I. 11 Composantes de l'installation .....	7
I. 11.1. Aéroréfrigérants à tirage mécanique par ventilation.....	7
I. 11.2. Bac de réserve d'eau .....	11
I. 11.3. Tours de refroidissement à circuit ouvert.....	11
I. 11.4. Pompes centrifuges.....	12
Conclusion .....	13

### **Chapitre II: Techniques de refroidissement**

introduction.....	14
II. Techniques de refroidissement industriel .....	14
II.1. Description des tours Aéroréfrigérants .....	14
II.2. Différents types de refroidissement .....	14
II.3. Différents types des tours Aéroréfrigérants .....	15
II.4. Définition des échangeurs de chaleur.....	17
II.4.1. Types des échangeur de chaleur.....	18
II.5. Applications industrielles du froid.....	25
II.5.Conclusion.....	25

### **Chapitre III : Méthodologie de dimensionnement des échangeur et d'une tour de refroidissement**

Introduction .....	26
III.1. Dimensionnement d'un échangeur tubulaire.....	26

III.2. Etude d'un échangeur .....	27
III.2.1. Densité de flux de chaleur .....	27
III.2.2. Méthode $\Delta T_{LM}$ .....	28
III.2.3. Méthode de nombre d'unité de transfert (NUT) .....	29
III.2.4. Détermination du coefficient d'échange globale.....	32
III.2.5. Présentation des informations.....	33
III.2.6. Le facteur de correction F .....	36
III.2.7. Méthode de calcul de la surface d'échange et la longueur du faisceau .....	37
III.3. Méthode de calcul d'un échangeur à plaques à joints .....	37
III.3.1. Nombre d'unité de transfert NUT .....	37
III.3.2. Efficacité de l'échangeur à plaques et joints.....	38
III.4. Méthode de calcul d'une tour de refroidissement .....	38
III.5. Problématique.....	41
III.5.1. Description du circuit d'eau de refroidissement .....	41
III.5.2. Objectif de l'étude.....	41
Conclusion.....	42

## **Chapitre IV: Calcul des échangeurs et Tour de refroidissement**

Introduction .....	43
IV. Dimensionnement d'un échangeur tubulaire.....	43
IV.1. Dimensionnement d'un échangeur tube et calandre.....	43
IV.1.1. Caractéristiques thermo physiques des deux fluides de l'échangeur .....	43
IV.1.2. Caractéristiques mécaniques de l'échangeur .....	42
IV.1.3. Caractéristiques hydraulique de l'huile et de l'eau .....	42
IV.1.4. Dimensionnement du faisceau .....	46
IV.1.4.1. Détermination de la géométrie du faisceau .....	46
IV.1.5 Détermination de la géométrie de la calandre .....	47
IV.1.6. Dimensionnement thermique et dynamique du faisceau (tube) .....	48
IV.1.7. Dimensionnement thermique et dynamique de la calandre .....	50
IV.1.8. Calcul du facteur d'échange global K .....	52
IV.1.10. Calcul de la surface d'échange S .....	53
IV.1.11. Calcul de la longueur du faisceau (tubes) $L_t$ .....	53
IV.1.12. Calcul du nombre d'unité de transfert NUT.....	54
IV.1.13. Tableau récapitulatif I .....	55
IV.1.14. Discussion des résultats .....	57
IV.2. Dimensionnements des échangeurs à plaques et joints .....	58
IV.2.1. Calcul de l'échangeur à plaques I.....	58
IV.2.1.1. Caractéristiques thermo physiques des deux fluides de l'échangeur à plaques I .....	58

IV.2.2. Calcul des échangeurs à plaques et joints II .....	61
IV.2.2.1. Caractéristiques thermo physiques des deux fluides de l'échangeur à plaques et joints II .....	61
IV.2.3. Tableau récapitulatif II .....	64
IV.2.4. Discussions de résultat .....	65
IV.2.4. Discussions de résultat .....	66
Conclusion .....	70
conclusion générale.....	71
Références bibliographiques .....	72

## LISTE DES FIGURES

<b>Figure I.1:</b> Situation géographique du complexe Cevital .....	(3)
<b>Figure I.2 :</b> Schéma d'un aéroréfrigérant à tirage mécanique.....	(7)
<b>Figure I.3:</b> Corps d'échange avec canaux verticaux.....	(8)
<b>Figure I.4:</b> Corps d'échange type gouttes.....	(8)
<b>Figure I.5:</b> Exemples de pare-gouttelettes en PVC .....	(9)
<b>Figure I.6 :</b> Système de dispersion du fluide à refroidir.....	(9)
<b>Figure I.7:</b> concept d'un ventilateur d'un aéroréfrigérant .....	(10)
<b>Figure I.8 :</b> Bac d'eau industrielle.....	(11)
<b>Figure I.9 :</b> tour de refroidissement.....	(12)
<b>Figure I.10 :</b> Pompe centrifuge.....	(12)
<b>Figure II.1:</b> Tours de refroidissement à circuit ouvert à contre-courant.....	(14)
<b>Figure II.2</b> refroidissement a l'air.....	(15)
<b>Figure II.3:</b> Tour de refroidissement a tirage naturel par cheminée .....	(16)
<b>Figure II.4:</b> réfrigérant par ventilateur .....	(17)
<b>Figure II.5:</b> échangeur tubulaire .....	(18)
<b>Figure II.6:</b> Échangeur monotube en serpentif .....	(18)
<b>Figure II.7:</b> Échangeur coaxial.....	(19)
<b>Figure II.8:</b> Échangeur à tube séparé .....	(19)
<b>Figure II.9 :</b> Échangeur à tube rapproché.....	(20)
<b>Figure II. 10 :</b> Échangeur à tube ailette .....	(20)
<b>Figure II. 11 :</b> Échangeur à tête flottante .....	(21)
<b>Figure II.12:</b> Échangeur à plaque tubulaire fixe.....	(21)
<b>Figure II.13 :</b> Échangeur à tube en U.....	(22)
<b>Figure II.14</b> Echangeur à plaque.....	(23)
<b>Figure II.15 :</b> Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire.....	(23)
<b>Figure II.16 :</b> Échangeur à plaques et joints.....	(24)
<b>Figure III.1 :</b> Evolution de la température dans un échangeur à contre-courant .....	(28)

<b>Figure III.2 :</b> Représentation schématique du transfert thermique au travers des différents milieux composant un échangeur de chaleur .....	(32)
<b>Figure III.3 :</b> Représentation analogique de transfert de chaleur au travers de différentes résistances thermiques.....	(33)
<b>Figure III.4 :</b> Section de veine fluide associée à un tube. Faisceau en quinconce .....	(34)
<b>Figure III.5 :</b> facteur de correction présenté pour un échangeur à double tube et calandre à contre-courant.....	(37)
<b>Figure III.6 :</b> Installation de refroidissement du produit finit.....	(41)

## LISTE DES TABLEAUX

<b>Tableau III.1:</b> Efficacité d'un échangeur tubulaire .....	(30)
<b>Tableau III.2:</b> Efficacité et nombre d'unités de transfert .....	(32)
<b>Tableau III.3:</b> corrélation de Nusselt pour un régime laminaire et turbulent .....	(35)
<b>Tableau IV.1:</b> propriétés thermo physiques des deux fluides (l'eau et l'huile).....	(43)
<b>Tableau IV.2:</b> Paramètres de fonctionnement de l'échangeur .....	(43)
<b>Tableau IV.3:</b> Caractéristiques mécanique imposées .....	(44)
<b>Tableau IV.4:</b> caractéristique de l'eau .....	(44)
<b>Tableau IV.5 :</b> Les valeurs de la résistance d'encrassement des deux fluides.....	(52)
<b>Tableau IV.6:</b> Tableau récapitulatif des résultats .....	(55)
<b>Tableau IV.7:</b> propriétés thermo physiques des deux fluides (l'eau et l'huile).....	(58)

<b>Tableau IV.8:</b> Paramètres de fonctionnement de l'échangeur .....	(58)
<b>Tableau IV.9 :</b> propriétés thermo physiques de fluide chaud ( acide gras).....	(61)
<b>Tableau IV.10:</b> Paramètres de fonctionnement de l'échangeur .....	(61)
<b>Tableau IV.11 :</b> Débit du fluide froid dans les échangeurs.....	(63)
<b>Tableau IV.12 :</b> Tableau récapitulatif des résultats obtenus de l'échangeur et à plaque I et a plaque II .....	(64)

Les échanges thermiques interviennent dans de nombreux secteurs d'activités humaines.

Dans la plupart de ces activités, le transfert de chaleur doit s'effectuer sans altération.

Ce sont des systèmes thermodynamiques présents dans toutes les unités industrielles dont lesquelles interviennent les processus d'extraction de chaleur.

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux. Le même fluide peut conserver son état physique liquide ou gazeux, ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des tours de refroidissement condenseurs, évaporateur ou bouilleurs.

le flux de chaleur échangé s'exprime par le produit d'une conductance globale constante ou non le long de l'échangeur, et de la différence entre les températures moyennes  $T_c$  et  $T_f$  des fluides, 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...

Dans certains cas, l'encrassement peut être considéré comme un paramètre important, on peut choisir un type d'échangeur qui se comportera mieux vis-à-vis des problèmes d'encrassement que les autres types ou parce qu'il sera plus facile à nettoyer.

Le présent mémoire est rédigé de quatre chapitres essentiels :

Dans le premier chapitre nous allons présenter l'une des entreprises les plus connues et nous allons donner ses différentes tâches sur le territoire national et même international, et ensuite nous allons définir les composantes où se concentre notre étude.

Le second chapitre contient une recherche bibliographique sur les échangeurs de chaleurs et leurs classifications ainsi la tour de refroidissement.

Le troisième chapitre est consacré à la méthodologie de calcul et de dimensionnement d'un échangeur tube et calandre, deux échangeurs à plaques et joints et d'une tour de refroidissement et nous allons décrire la raffinerie de l'huile et le système d'eau de refroidissement et on conclura avec l'objectif de notre étude.

Enfin dans le dernier chapitre nous allons établir le calcul d'un échangeur tube et calandre à double passe pour deux fluides circulants et d'un échangeur à plaques et joints à contre-courant ainsi le calcul de la tour de refroidissement.

Les résultats obtenus vont être présentés dans deux tableaux récapitulatifs commentés. L'exploitation de ces résultats et leurs discussions nous mènent à proposer quelques perspectives et enfin nous allons finaliser ce par une conclusion.

## Introduction

Dans ce présent chapitre, nous allons évoquer l'historique et l'évolution de l'entreprise, Cevital et ses multiples activités industrielles, Par la suite, nous décrivons la raffinerie des huiles, et l'installation de refroidissement.

## I. Présentation générale de l'entreprise

### I.1. Historique

L'entreprise Cevital, est parmi les entreprises algériennes qui ont vu le jour dès l'entrée de notre pays en économie de marché. Elle a été créée par des fonds privés en 1998. Son complexe de production se situe dans le port de Bejaïa et s'étend sur une superficie de 45000 m<sup>2</sup>.

Cevital contribue largement au développement de l'industrie agroalimentaire nationale, elle vise à satisfaire le marché national et exporter le surplus, en offrant une large gamme de produits de qualité [1].

En effet les besoins du marché national sont de 1200T/J d'huile, l'équivalent de 12 litres par personne et par an. Les capacités actuelles de Cevital sont de 1800T/J, soit un excédent commercial de 600T/J.

Les nouvelles données économiques nationales dans le marché de l'agroalimentaire, font que les meilleurs sont ceux qui maîtrisent d'une façon efficace et optimale les coûts, les charges et ceux qui offrent le meilleur rapport qualité / prix. Ceci est nécessaire pour s'imposer sur le marché que Cevital négocie avec les grandes sociétés commerciales internationales, ces produits se vendent dans différentes villes africaines (Lagos, Niamey, Bamako, Tunis, Tripoli...).

### I.2. Mission et objectifs

L'entreprise a pour mission principale, de développer la production et d'assurer la qualité et le conditionnement des huiles, des margarines et du sucre à des prix nettement plus compétitifs, et cela dans le but de satisfaire le client et le fidéliser. Les objectifs visés par Cevital peuvent se présenter comme suit :

- L'extension de ses produits sur tout le territoire national.
- L'importation de graine oléagineuse pour l'extraction directe des huiles brutes.
- L'optimisation de ses offres d'emploi sur le marché du travail.
- L'encouragement des agriculteurs par des aides financières pour la production locale de graines oléagineuses.
- La modernisation de ses installations en termes de machine et technique pour augmenter le volume de sa production.
- Le positionnement de ses produits sur le marché étranger par leurs exportations.

### I.3. Activités de Cevital

Lancé en mai 1998, le complexe Cevital a débuté son activité par le conditionnement d'huile en décembre 1998. En février 1999, les travaux de génie Civil de la raffinerie ont débuté, cette dernière est devenue fonctionnelle en Août 1999. L'ensemble des activités de Cevital est concentré sur la production et la commercialisation des huiles végétales, de margarine et du sucre, ces activités se déclinent comme suit :

- Raffinage des huiles (1800 tonnes/jour).

- Conditionnement d'huile (1400 tonnes/heure). ➤ Production de margarine (600 tonnes/jour).
- Fabrication d'emballage (PET) : poly-Éthylène-Téréphtalate (9600 unités/heure).
- Raffinage du sucre (3000 tonnes/jour).
- Stockage des céréales (120000 tonnes).
- Minoterie et savonnerie en cours d'étude.

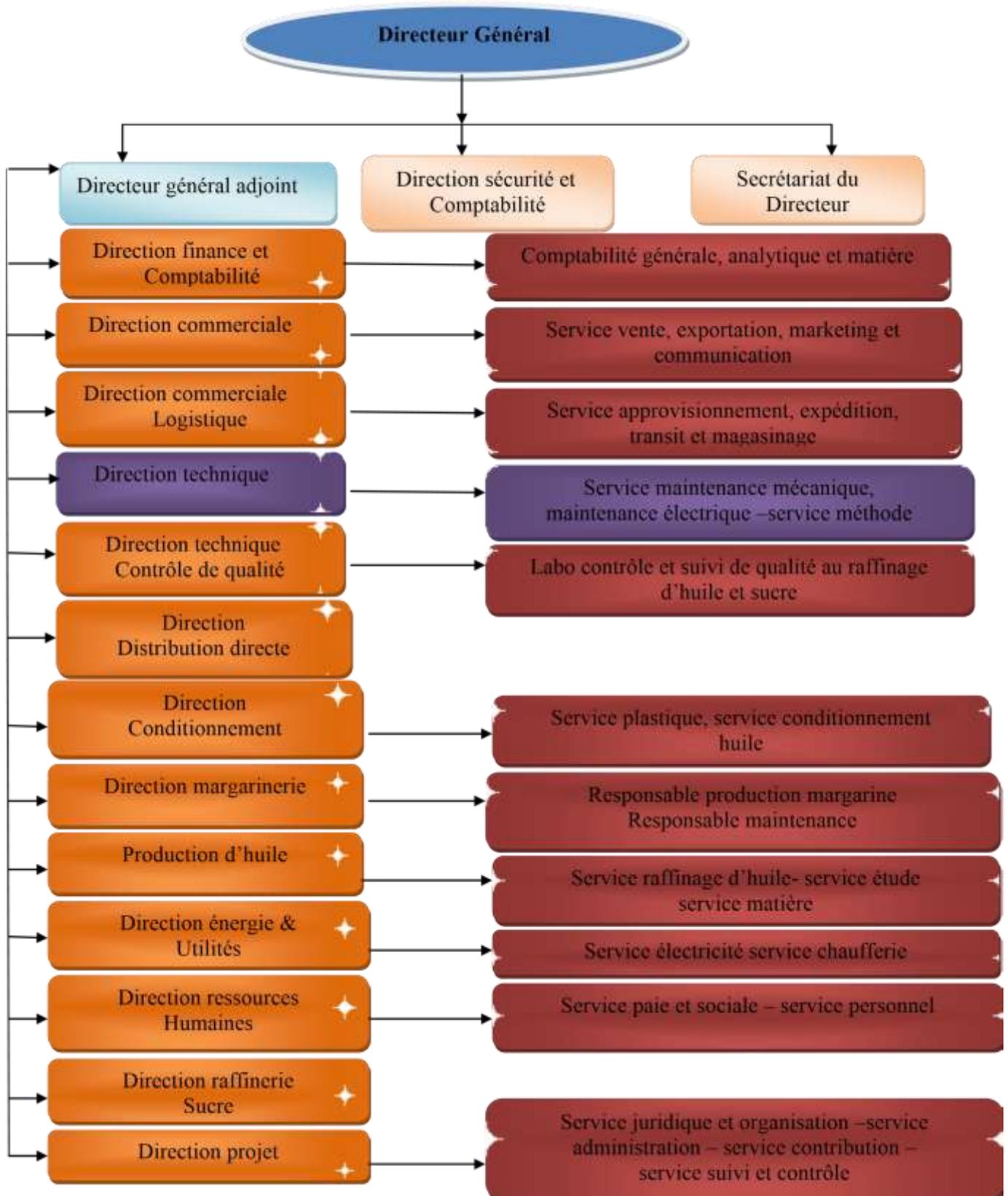
#### I.4. Situation géographique

Cevital, est implanté au niveau du nouveau quai du port de Bejaïa, à 3 Km du sud-ouest de cette ville. Cette situation géographique de l'entreprise, lui a beaucoup profité étant donné qu'elle lui confère l'avantage de proximité économique. En effet elle se trouve proche du port et l'aéroport, et elle s'étend sur une superficie de 14 hectares.



Figure I.1 : Situation géographique du complexe Cevital

I.5. Organigramme du complexe Cevital



## I.6. Unités de production

Le complexe Cevital, est composé de plusieurs unités de production agro-alimentaire :

- **Raffinerie d'huile** Elle a été mise en chantier en mai 1998, la raffinerie d'huile du complexe CEVITAL est entièrement automatique, elle est parmi les plus modernes au monde elle couvre les besoins nationaux et a permis à l'Algérie de passer d'importateur à exportateur d'huiles végétales raffinées.
- **Raffinerie Margarinerie**

Mise en chantier en mars 2000, puis rentrée en production en juillet 2001. Cette margarinerie construite par le groupe lui-même représente une offensive considérable sur le marché à grand public. Sa capacité de production est de 100 T/J pour chaque chaîne de production qui sont au nombre de six.

- **Raffinerie de sucre**

Elle est mise en chantier en octobre 2000, devenue fonctionnelle en octobre 2002. Elle est dotée d'un équipement industriel très modernisé qui répond aux besoins du marché, sa capacité de production actuellement est de 1600 T/J. cette dernière couvrira les besoins nationaux en sucre blanc.

Une nouvelle raffinerie de sucre d'une capacité de production de 3000T/J est actuellement en service.

- **. Stockage de la matière première**

Les silos de stockage sont opérationnels depuis juin 2003, ce sont de gigantesques récipients cylindriques construits en béton, destinés au stockage des céréales et des graines oléagineuses.

Au nombre de 24, la capacité de stockage de chaque cellule est de 5000 tonnes, ce qui offre une capacité de 120000 tonnes (la plus grande capacité de stockage en Afrique).

## I.7. Différents produits du groupe Cevital

Les produits de Cevital disponibles sur le marché sont :

### ➤ **Huile**

- Fleurial : 100% tournesol commercialisé depuis août 1999.
- Soya : 100% colza commercialisé depuis septembre 1999.
- Fridor : huile végétale : 100% équilibré.

Canda

Oléol

élio1 élio2

### ➤ **Margarine :**

- Fleurial.
- Matina.
- Schourteningue.
- La parisienne.

### ➤ **Sucre :**

- Blanc, cristallin et liquide

### I.8. Acides gras

Les acides gras sont des molécules organiques qui se distinguent les unes des autres en fonction du nombre d'atomes de carbone et de la nature des liaisons entre eux. Ainsi, ils sont regroupés en trois grandes familles :

- les acides gras saturés (AGS) sans double liaisons, ils peuvent être synthétisés par le foie, le cerveau et le tissu adipeux. L'acide palmitique et l'acide stéarique, présents en particulier dans l'huile de palme, de coprah (noix de coco) ou dans le beurre de cacao, entrent dans cette famille.[2]
- les acides gras mono-insaturés (AGMI) qui découle de la désaturation par l'organisme des acides gras saturés dont l'acide oléique représente l'élément majeur. Les huiles d'olive, de colza et de tournesol oléique en sont très riches.
- les acides gras poly-insaturés (AGPI) qui possèdent une ou plusieurs double-liaisons.  
 . [2]

### I.9. Acides gras libres

Les acides gras trans, "cardio-toxiques", sont l'un des plus grands problèmes des mauvais lipides.

Un acide gras trans est un AGI possédant une ou plusieurs doubles liaisons de configuration géométrique trans. Les acides gras libres doivent être éliminés au cours du traitement puisqu'ils réduisent le point de fumée des gras à frire et qu'ils s'oxydent rapidement, ce qui donne un goût rance à l'huile.

### I.10 Détermination de l'humidité

c'est la perte en masse qu'un échantillon de l'huile subira après chauffage à 103°C exprimée en pourcentage de masse, il est basé sur la détermination de poids d'une prise d'essai avant et après séchage à l'étuve à une température de 103°C pour une durée de deux heures de temps, peser environ 20g de l'échantillon dans une capsule préalablement séchée puis peser  $P_1$ , chauffer la capsule contenant la prise d'essai dans l'étuve pendant deux heures à une température de  $103^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$  puis refroidir dans un dessiccateur et pèse le poids d'huile.

Expression des résultats :

$$\text{Humidité(\%)} = [(P_1 - P_2)] \times 100$$

$P_1$  : le poids de la capsule et la prise d'essai avant chauffage.

$P_2$  : le poids de la capsule et la prise d'essai après chauffage.

$P$  : la prise d'essai en gramme (20g).

## I.11 Composantes de l'installation

### I.11.1. Aéroréfrigérants à tirage mécanique par ventilation

Dans ces réfrigérants, la circulation de l'air de refroidissement est assurée par des ventilateurs.

On parle alors de convection forcée. De plus, dans la grande majorité des cas, les ventilateurs sont placés en aval du corps d'échange et aspirent l'air de refroidissement à travers la tour aéroréfrigérante. Cette technique est appelée tirage mécanique induit [5].



**Figure I.2 :** Schéma d'un aéroréfrigérant à tirage mécanique

#### **a. Principe de fonctionnement, circulation d'air réduite**

L'eau chaude de la source de chaleur est pompée vers le système de distribution d'eau en haut de l'installation. L'eau est distribuée sur la surface de ruissellement par des pulvérisateurs. En même temps, l'air pénètre par les grilles d'entrée d'air à la base de l'installation et se déplace vers le haut à travers la surface de ruissellement, à contre-courant de l'eau. Une petite partie de l'eau s'évapore, ce qui élimine la chaleur de l'eau restante. L'air chaud et humide est aspiré vers le haut de l'installation de refroidissement par le ventilateur et rejeté dans l'atmosphère.

L'eau refroidie s'écoule dans le bassin au bas de l'installation et retourne à la source de chaleur [5].

#### **b. Description et illustration des composants des Aéroréfrigérants**

Les principaux composants d'une tour de refroidissement ouverte sont [5] :

##### ➤ **Corps d'échange ou packing:**

Il peut être constitué :

- D'un empilement de parois ondulées ou en nid d'abeille sur lesquelles les gouttelettes d'eau s'écoulent sous forme de film.
- D'un empilement de lattes sur lesquelles l'eau s'éclate en gouttes successives.

Les matières plastiques généralement utilisées éliminent le risque de corrosion. Ces corps d'échange sont sensibles à l'encrassement et surtout à l'entartrage. Pour réduire l'encrassement et l'entartrage des corps d'échange, il est recommandé de veiller à garantir une accessibilité optimale, en vue du nettoyage et détartrage (ce dernier est nécessaire en cas de traitement d'eau non approprié) au minimum une fois par an. Une porte d'accès doit en outre permettre le contrôle visuel

de la surface d'échange. Un échange standard du packing peut également s'avérer être une solution économique.



**Figure I.3** : Corps d'échange avec canaux Verticaux



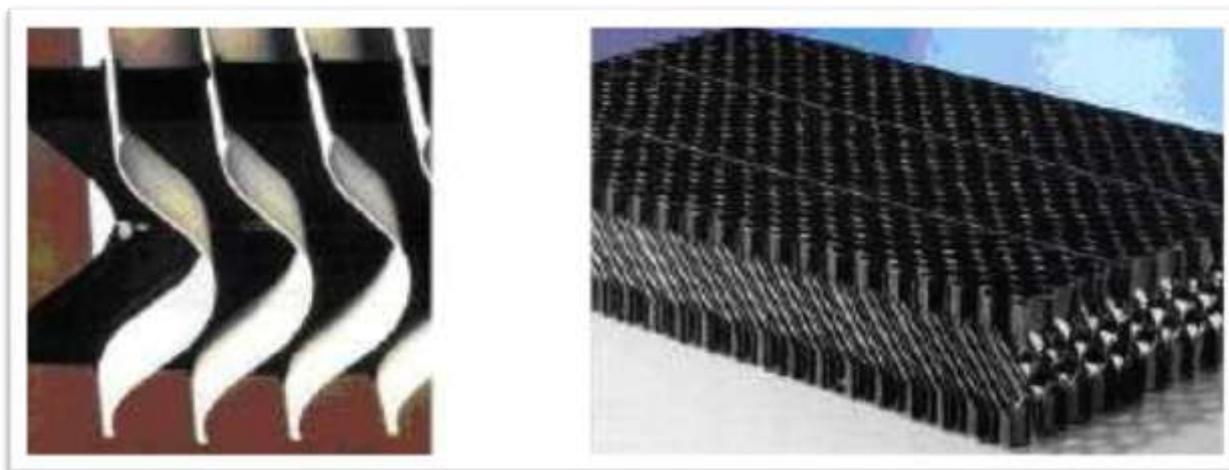
**Figure I.4** : Corps d'échange type gouttes

➤ **Pare-gouttelettes** : encore appelé éliminateur de gouttes, séparateur de gouttelettes ou dévésiculateur :

Celui-ci est très important pour prévenir le risque d'entraînement de gouttelettes potentiellement infectées par les légionnelles.

Sa conception doit être telle que le taux d'entraînement soit limité le plus possible. Le taux d'entraînement (appelé également entraînement vésiculaire) ne doit pas être supérieur à 0,01% du débit d'eau en circulation (valeur donnée pour le point de fonctionnement nominal, car le taux d'entraînement varie selon les conditions de fonctionnement d'une tour aéroréfrigérante). Il revient donc aux exploitants de s'assurer auprès du fabricant de la tour de refroidissement que ce seuil est respecté. La même démarche doit être effectuée lors d'un changement d'un des composants de la tour.

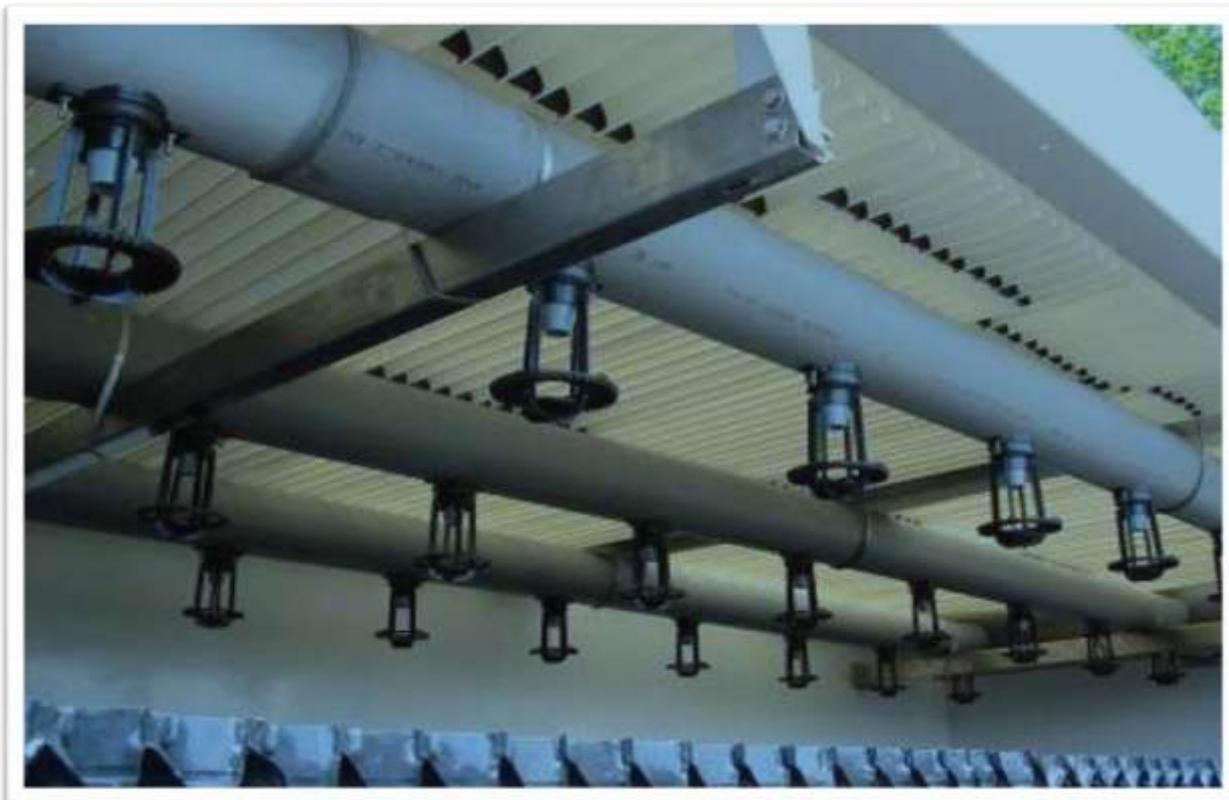
Les matériaux utilisés pour ce composant sont principalement des matières plastiques. Il est aussi nécessaire de tenir compte de l'accessibilité à ce composant pour faciliter son nettoyage



**Figure I.5** : Exemples de pare-gouttelettes en PVC

➤ **Les rampes de dispersion (encore couramment appelées rampes de pulvérisation) :**

Celles-ci servent à la dispersion du fluide sous forme de gouttelettes sur le corps d'échange. Afin de prévenir au maximum les risques de dissémination des légionnelles, il est préférable d'utiliser des systèmes permettant une dispersion à des pressions faibles pour éviter les éclaboussements. Les disperseurs à basse pression (environ 0,5 bar) doivent donc être préférés.



**Figure I.6:** Système de dispersion du fluide à refroidir

De même que pour les autres composants, les résistances à la corrosion, à l'entartrage et à l'encrassement doivent être prises en compte pour leur sélection.

Les disperseurs sont généralement en matières plastiques, ce qui élimine le risque de corrosion, mais pas ceux d'encrassement, ni d'entartrage. Ces derniers aspects sont en prendre en compte lors de l'exploitation.

➤ **Le bassin de rétention :**

Il est situé sur la partie basse de la tour afin de récupérer l'eau non évaporée après le passage sur le corps d'échange. Cet élément doit être conçu de façon à être fermé et non poreux, tout en facilitant sa maintenance, en privilégiant les pentes d'écoulement et l'accessibilité. Il doit comprendre un point de vidange situé en son point bas, ainsi qu'une purge de déconcentration. Le remplissage en eau d'appoint y est généralement régulé par un contrôleur de niveau soit mécanique, soit électronique.

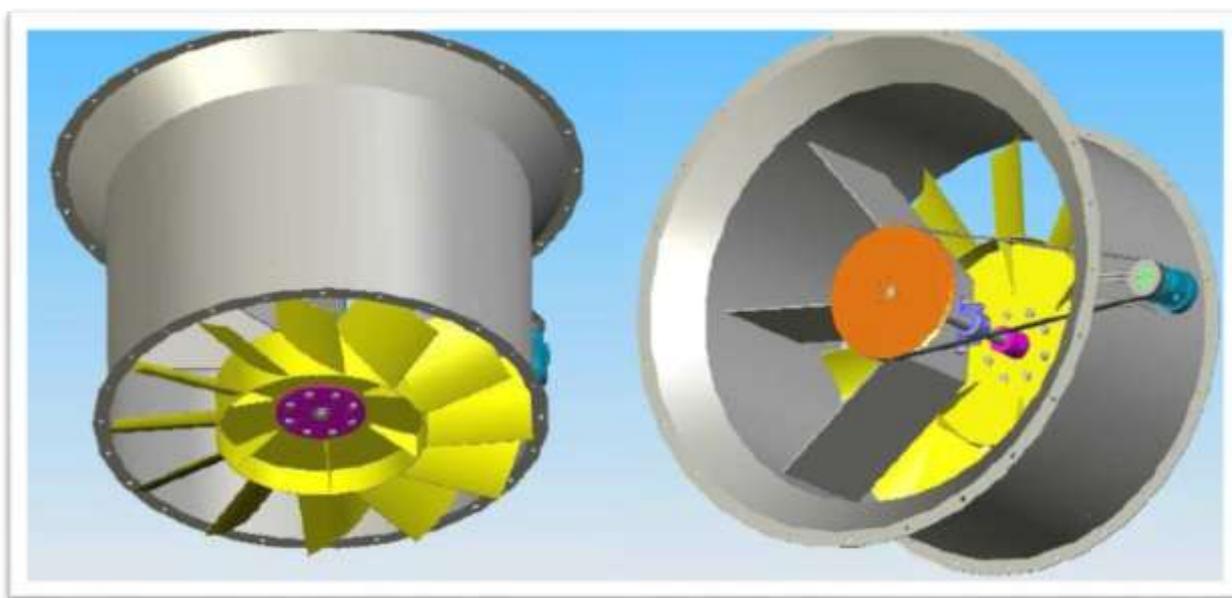
Les matériaux utilisés pour les bacs de rétention sont généralement l'acier galvanisé, l'inox, les polyester armés de fibres de verre et le béton (pour les applications industrielles de puissances thermiques supérieures à 4 MW).

➤ **Ventilateur :**

Pour assurer la circulation de l'air à travers le corps d'échange, deux types de ventilateurs sont utilisés sur les tours de refroidissement :

- Les ventilateurs axiaux.
- Les ventilateurs centrifuges.

Les ventilateurs peuvent soit être en accouplement direct avec le moteur qui les entraîne, soit équipés de transmission ; ils exigent dans le second cas une maintenance renforcée. La vitesse des ventilateurs est régulée pour maintenir la température de sortie d'eau souhaitée, quelles que soient les conditions ambiantes.



**Figure I.7:** concept d'un ventilateur d'un aéroréfrigérant

### I.11.2. Bac de réserve d'eau

C'est un gigantesque réservoir d'eau, de forme cylindrique ou parfois cubique. C'est à partir de ce bac que l'eau circule d'une manière permanente dans le réseau du cycle de refroidissement, il est maintenu à une température constante grâce un système de refroidissement qui est installé dans le circuit en amont du bac.



**Figure I.8** : Bac d'eau industrielle

### **I.11.3. Tours de refroidissement à circuit ouvert**

Dans les tours de refroidissement à circuit ouvert, l'air et l'eau à refroidir entrent directement en contact.

Une tour de refroidissement à circuit ouvert est un échangeur de chaleur qui permet de refroidir de l'eau en contact direct avec de l'air. Le transfert de chaleur s'effectue partiellement par l'échange de chaleur entre l'air et l'eau, mais surtout par l'évaporation d'une petite quantité de l'eau à refroidir. De cette façon, on peut atteindre des températures de refroidissement inférieures à celles de l'air ambiant. [4]

#### **□ Fonctionnement**

L'eau à refroidir est pompée vers le haut de la tour.

Les répartiteurs (A) distribuent l'eau sur les surfaces de ruissellement (B).

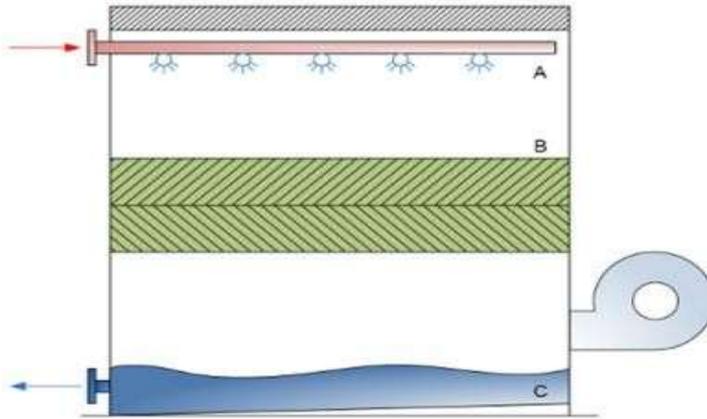
L'eau est diffusée en film mince et uniforme sur les corps de ruissellement assurant ainsi une très grande surface de contact entre l'air et l'eau (surface d'échange de chaleur).

Le ventilateur souffle ou aspire l'air ambiant au travers des surfaces de ruissellement. Cet air refroidit l'eau de 2 manières différentes. Une partie de la chaleur est prélevée par convection (le contact entre l'eau chaude et l'air plus froid) mais la plus grosse partie du transfert de chaleur résulte de l'évaporation.

L'air saturé d'humidité sort ensuite par la partie supérieure de la tour.

L'eau refroidie tombe dans le bassin (C) situé sous l'appareil et est remise en circulation dans le processus de production.

Les séparateurs de gouttelettes évitent que les gouttes d'eau quittent la tour de refroidissement.



**Figure I.9 :** tour de refroidissement

#### I.11.4. Pompes centrifuges

Les pompes sont des appareils qui génèrent une différence de pression entre les tubulures d'entrée et de sortie. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide, de l'énergie potentielle (par accroissement de la pression en aval), soit de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

Ainsi, on peut vouloir augmenter le débit (accroissement d'énergie cinétique) ou/et augmenter la pression (accroissement d'énergie potentielle) pour des fluides gazeux, liquides, visqueux, très visqueux....C'est pourquoi la diversité des pompes est très grande.



**Figure I.10 :** Pompe centrifuge

#### C. Caractéristiques générales des pompes centrifuges

Une pompe centrifuge est une machine tournante destinée à communiquer au liquide pompé une énergie suffisante pour provoquer son déplacement dans un réseau hydraulique comportant en général une hauteur géométrique d'élévation de niveau, une augmentation de pression et toujours des pertes de charges. On distingue les caractéristiques suivantes :

$$n_g = F(Q_V)[H = F(Q_V) \times P = F(Q_V) \times NPSH_{requis} = F(Q_V)]$$

$F(Q_V)$  : le débit (kg/s)

$H$  : Hauteur manométrique

$NPSH_{requis}$  : charge nette absolue à l'aspiration

$n_g$  : Rendement globale.

$P$  : Puissance absorbé.

- Le débit fourni par une pompe centrifuge est le volume refoulé pendant l'unité de temps. Il s'exprime en mètres cubes par seconde ( $m^3/s$ ) ou plus pratiquement en mètres cubes par heure ( $m^3/h$ ).
- On appelle Hauteur manométrique d'une pompe, l'énergie fournie par la pompe à l'unité de poids du liquide qui la traverse. Si  $HTA$  est la charge totale du fluide à l'orifice d'aspiration et  $HTR$  la charge totale du fluide à l'orifice de refoulement, la hauteur manométrique de la pompe est :  $H = HTA - HTR$ .
- Le rendement global d'une pompe est le rapport de la puissance utile (puissance hydraulique) communiquée au liquide pompé, à la puissance absorbée par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur) - $P$  : puissance absorbée de la pompe

## Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté l'entreprise Cevital d'une manière générale, puis nous avons procédé à la description de l'installation de refroidissement à la raffinerie de l'huile et les caractéristiques de chaque composant constituant cette installation, le laveur et le système de refroidissement à air.

Afin de bien mener notre étude et résoudre le problème qui nous a été posé, ce qui fera l'objet des prochains chapitres.

## Introduction

Dans de nombreux procédés industriels, de la chaleur doit être évacuée par ce que l'on appelle un système de transfert de la chaleur résiduelle ou un système de refroidissement. Le fonctionnement de ces systèmes de refroidissement a des conséquences directes sur l'environnement. Le niveau et le caractère de l'impact environnemental dépendent du principe de refroidissement choisi et du mode de fonctionnement de ces systèmes. Pour réduire cet impact, une « approche » visant à prévenir les émissions par une conception intelligente et une sélection de techniques peut être suivie.

## II. Techniques de refroidissement industriel

### II.1. Description des tours Aéroréfrigérants

Le plus répandu des systèmes de réfrigérant c'est les tours de refroidissement à circuit ouvert sont utilisées pour refroidir un liquide ou un gaz à l'aide d'un moyen de refroidissement. Il s'agit d'un cas particulier d'un échangeur de chaleur où le transfert thermique s'effectue par contact direct ou indirect entre les flux. Le moyen de refroidissement de telles installations est le plus souvent l'air ambiant. Les tours de refroidissement sont des équipements courants, présents dans des installations de climatisation, ou dans des procédés industriels et énergétiques. [5]

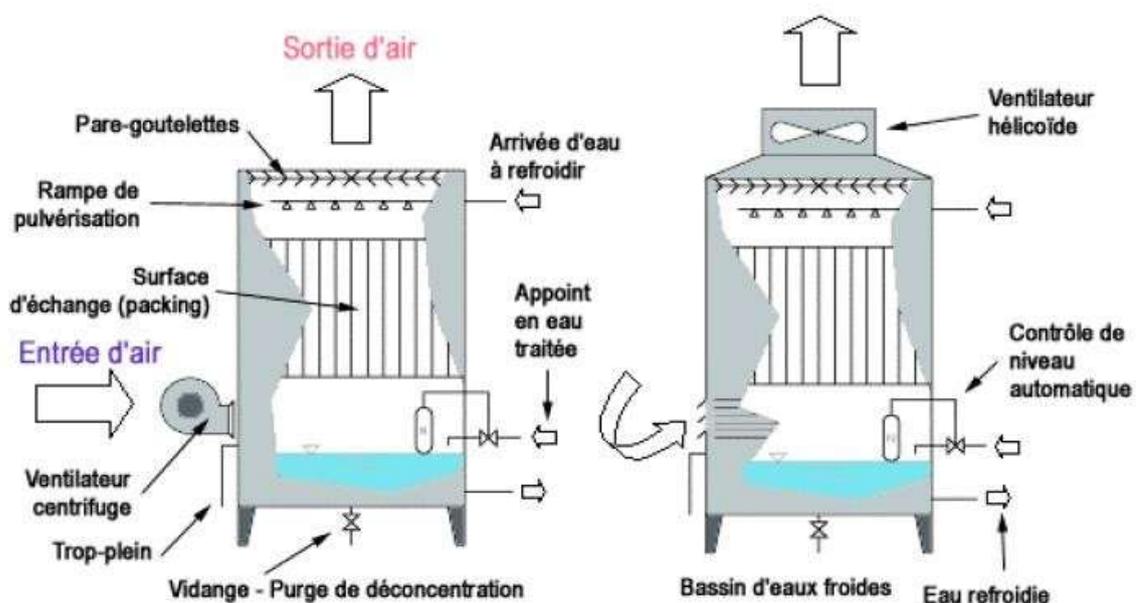


Figure II.1 Tours de refroidissement à circuit ouvert à contre-courant

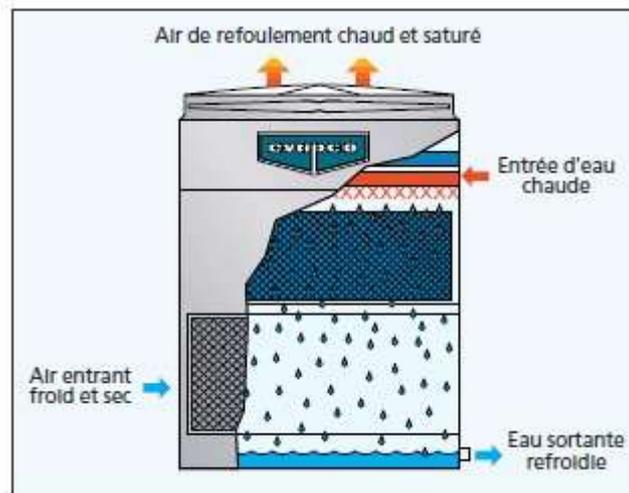
### II.2. Différents types de refroidissement

- **Refroidissement à air**

L'eau chaude de la source de chaleur est pompée vers le système de distribution d'eau en haut de la tour. L'eau est distribuée sur la surface de ruissellement par des pulvérisateurs à grande ouverture. En même temps, l'air pénètre par les grilles d'entrée d'air à la base de la tour et se déplace vers le haut à travers la surface de ruissellement, à contre-courant de l'eau.

Une petite partie de l'eau s'évapore, ce qui élimine la chaleur de l'eau restante.

L'air chaud et humide est aspiré vers le haut de la tour de refroidissement par le ventilateur et rejeté dans l'atmosphère. L'eau refroidie s'écoule dans le bassin au bas de la tour et retourne à la source de chaleur, et le refoulement de l'air à la verticale du modèle AT/UAT, ainsi que la distance entre l'air rejeté et les admissions d'air frais réduisent les chances de recirculation d'air puisque l'air humide et chaud est guidé vers le haut, puis quitte la tour.



**Figure II.2** refroidissement à l'air

- **Refroidissement à eau**

Dans ce type de refroidissement, nous allons traiter l'une des technologies les plus utilisées dans industrie, qu'on appelle les échangeurs de chaleurs.

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés.

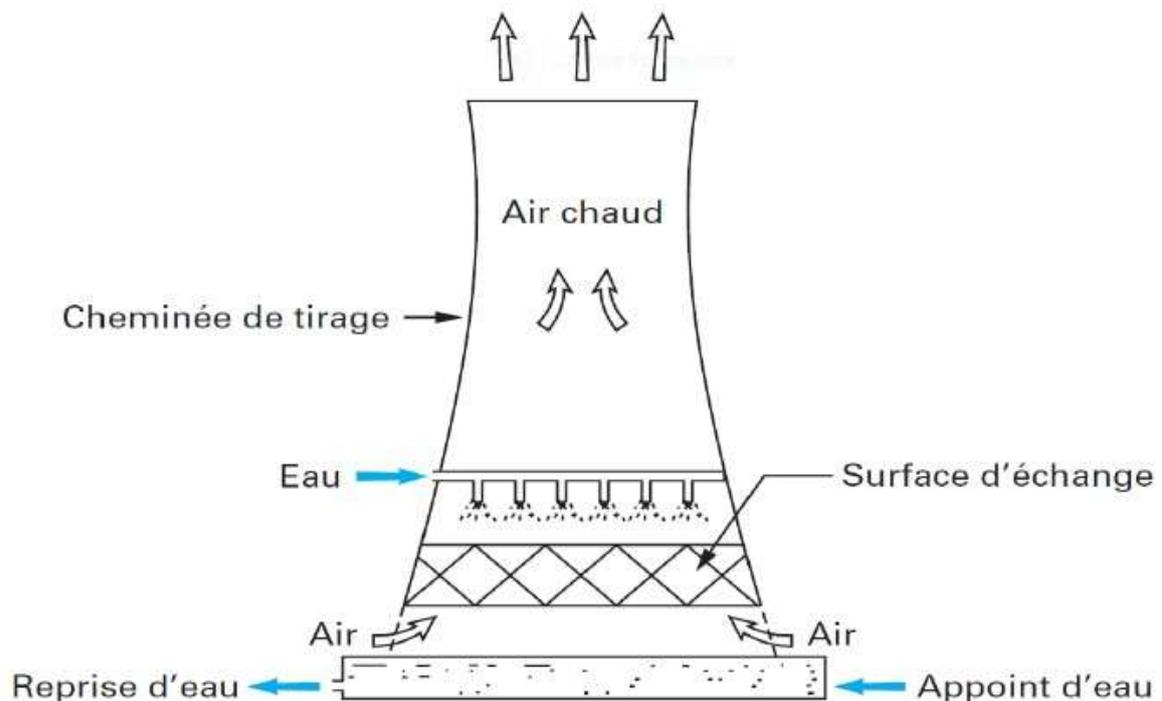
On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres, domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

### II. 3. Différents types des tours Aéroréfrigérants

- **Réfrigérants à tirage naturel par cheminées**

Ce sont les réfrigérants à tirage naturel par cheminées qui sont les plus installés à travers le monde pour le refroidissement de forte puissance. Leur conception est caractérisée par une imposante structure en béton en forme de cheminée qui permet un tirage naturel de l'air au contact de l'eau à refroidir. Les débits d'air circulant dans ces tours réfrigérantes peuvent aller

jusqu'à 30 000 m<sup>3</sup>/s. Le diamètre de base peut atteindre 130 m pour une hauteur de cheminée de plus de 160 m (Figure II.3) [5].



**Figure II.3** tour de refroidissement à tirage naturel par cheminée

- **Réfrigérants humides à tirage naturel**

Les réfrigérants humides sont avant tout caractérisés par le fait que l'échange de chaleur entre l'eau à refroidir et l'air s'effectue par contact direct. Le circuit d'eau est de type ouvert [5].

Il est principalement constitué :

- ❖ d'un ensemble de distributeurs ou brumisateurs introduisant l'eau dans le réfrigérant sous forme de gouttelettes au-dessus d'un corps d'échange.
- ❖ d'un corps d'échange constitué généralement d'une structure type nid d'abeilles optimisant la surface de contact entre l'eau et l'air.
- ❖ d'un bassin de récupération de l'eau refroidie situé à la base de la tour.

- **Réfrigérants secs à tirage naturel**

Dans le cas des réfrigérants secs, il n'y a pas de contact direct entre l'eau à refroidir et l'air.

L'eau circule en circuit fermé et l'échange se fait à travers des échangeurs à tubes ailettes.

Ce type de tours aéroréfrigérantes est à privilégier lorsque la quantité d'eau disponible sur site est limitée.

La chaleur est évacuée uniquement par convection avec l'air circulant à l'extérieur des tubes.

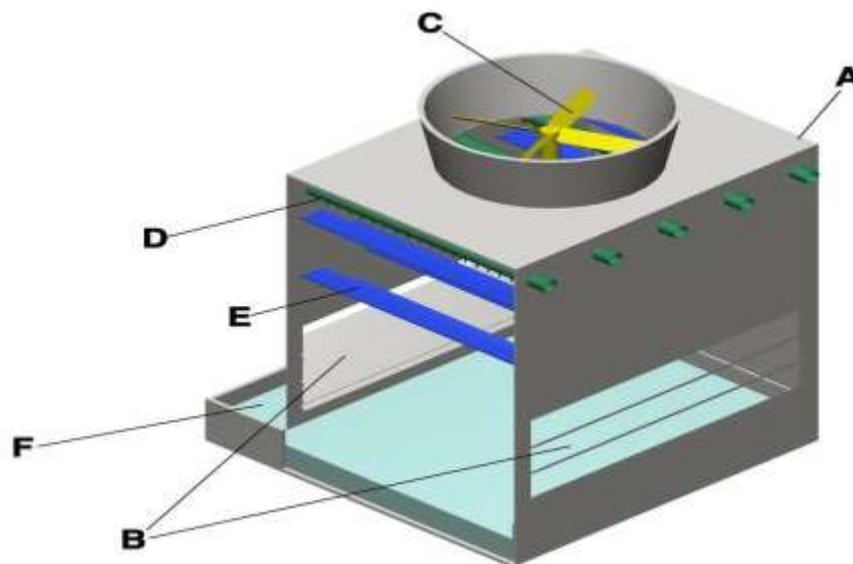
À encombrement équivalent, cela limite la puissance échangée par rapport à un réfrigérant humide. Le reste du circuit d'eau est identique à celui des réfrigérants humides et comprend un condenseur, une pompe de circulation et des réseaux de tuyauteries.

Il est déconseillé d'installer ce type de réfrigérants dans des atmosphères à fort encrassement (poussières, pulvérulent, etc.) compte tenu du risque de colmatage des ailettes [5].

- **Réfrigérants à tirage mécanique par ventilateur**

Dans ces réfrigérants, la circulation de l'air de refroidissement est assurée par des ventilateurs. On parle alors de convection forcée.

De plus, dans la grande majorité des cas, les ventilateurs sont placés en aval du corps d'échange et aspirent l'air de refroidissement à travers la tour aéroréfrigérante. Cette technique est appelée tirage mécanique induit. Le principal avantage de ce type de réfrigérants est l'encombrement. En effet, à puissance équivalente, le débit d'air est plus important en tirage forcé et donc la surface d'échange et la hauteur de la tour sont moins importantes qu'en tirage naturel (figure II.4) [5].



**Figure II.4** réfrigérant par ventilateur

A : bâti	C: ventilateur	E : clayettes
B : entrées d'air	D : rampes d'arrosage	F : bassin de rétention

#### II.4. Définition des échangeurs de chaleur

Un échangeur de chaleur est un appareil permettant de transférer la chaleur d'une source à un puits.

La source et le puits peuvent être constitués d'un écoulement fluide (cas le plus fréquent) ou d'un fluide et d'un solide (cas fréquent en refroidissement de composants électronique).

Dans chacun des cas, le ou les fluides échangent de la chaleur avec une paroi d'échange qui peut être la paroi séparant les fluides ou la surface du solide en contact avec le fluide. Il existe aussi des échangeurs à contact direct entre les fluides [6].

#### II.4.1 Type des échangeurs de chaleur

- **Echangeurs tubulaires**

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus.

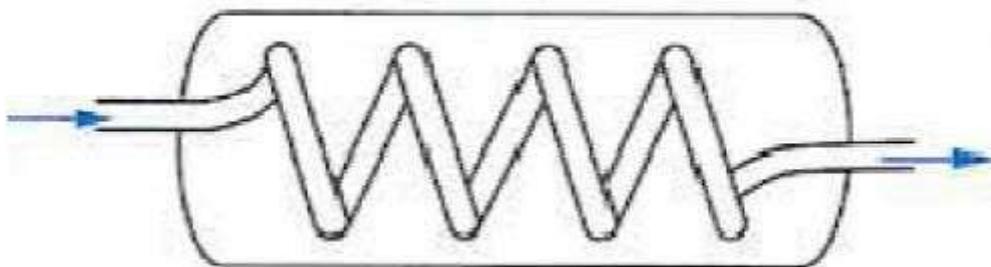
On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée [7].



**Figure II.5** échangeur tubulaire

- **Échangeur monotube**

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín comme montré à la figure ci-après [7].



**Figure II.6** Échangeur monotube en serpentín

- **Échangeur coaxial**

Un des fluides circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes tandis que l'autre circule dans le tube central. Pour cette configuration, deux types de fonctionnement sont distingués : les deux fluides circulant dans le même sens ou en opposé.

Le premier est un échangeur Co-courant (ou courant-parallèle). Dans le deuxième cas, c'est un échangeur contre-courant. Ce type d'échangeur est souvent rencontré dans l'industrie

frigorigène en particulier pour les condenseurs à eau ou dans les groupes de production d'eau glacée.

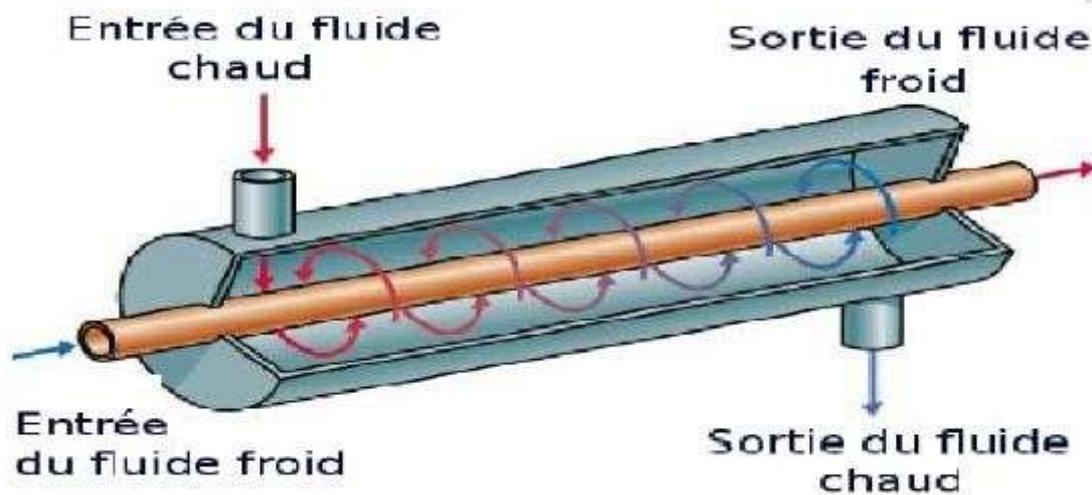


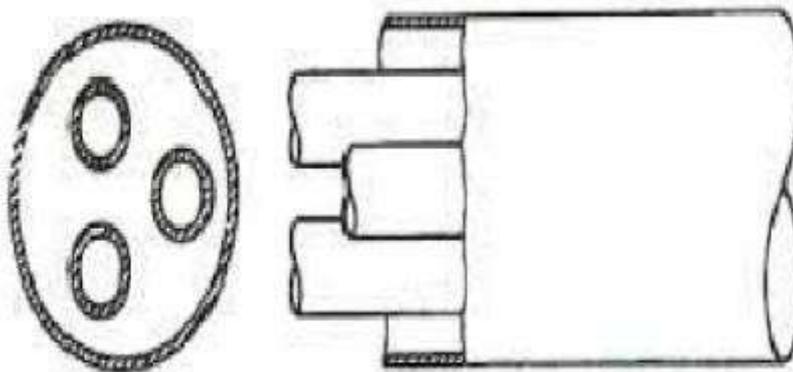
Figure II.7 Échangeur coaxial

- **Échangeur multitubulaire**

Existant sous trois formes

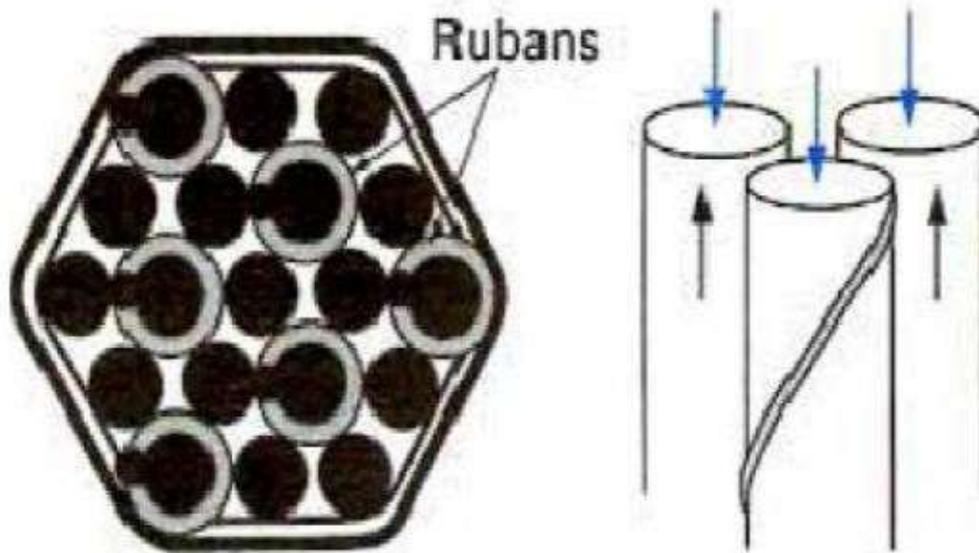
- ✓ **Échangeur à tubes séparés**

À 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.8) [7]



- ✓ **Échangeur à tubes rapprochés**

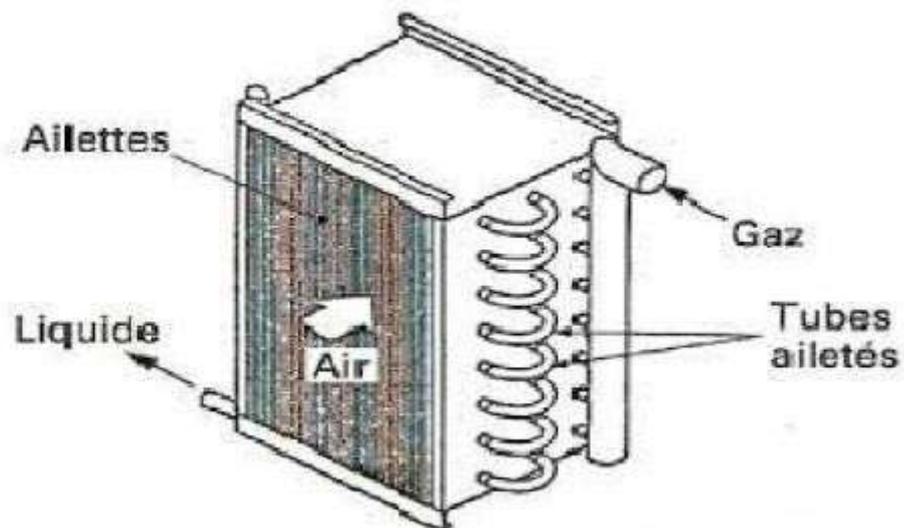
Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans (figure II.9) [7].



**Figure II.9** Échangeur à tube rapproché

✓ Échangeur à tubes ailettes (batteries à ailettes)

Il est constitué d'un faisceau de tubes, répartis en nappes, dans lesquels circule un fluide ayant un bon coefficient d'échange (liquide ou fluide frigorigène). Le fluide extérieur étant un gaz, on met des ailettes sur la face externe des tubes pour en améliorer l'échange.



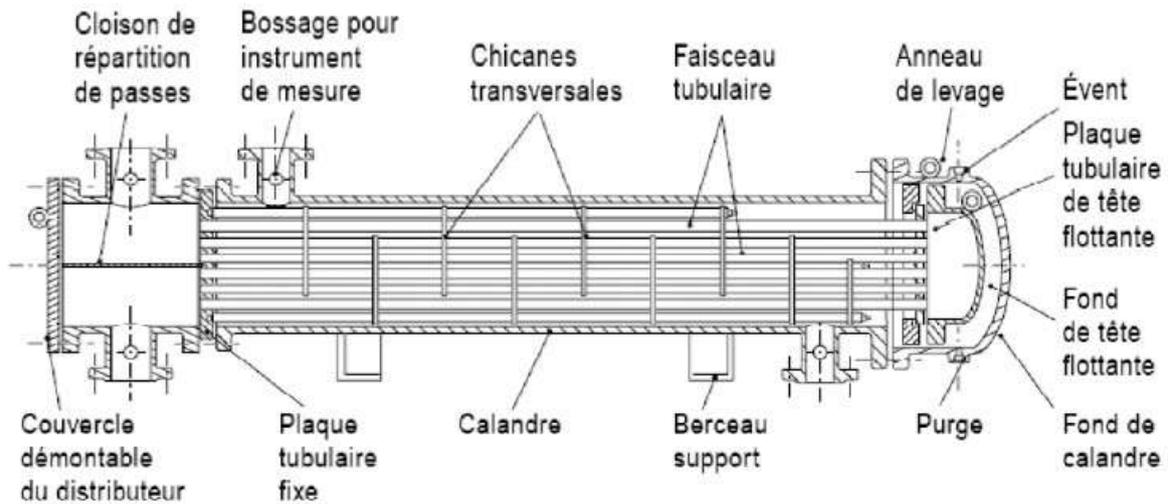
**Figure II.10** Échangeur à tube ailette

- **Echangeur à tube et calandre**

Ils sont constitués d'un faisceau de tubes placé dans une enveloppe (calandre). Les tubes sont maintenus par des plaques (perforées) qui servent également de chicanes pour l'écoulement du fluide circulant côté calandre. On distingue 3 catégories :

- ✓ **Echangeur de chaleur à tête flottante**

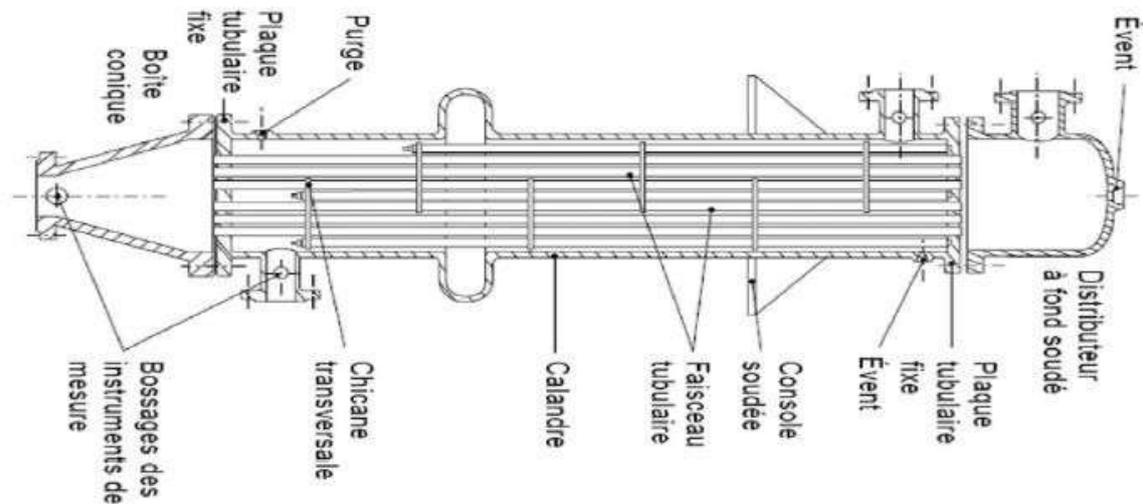
L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre (figure II.11) [8].



**Figure II.11** Échangeur à tête flottante

- ✓ **Echangeur à plaque tubulaires fixes**

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre (figure II.12) [8].



**Figure II.12:** Échangeur à plaque tubulaire fixe

### ✓ Échangeur à tubes en U

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique [8].

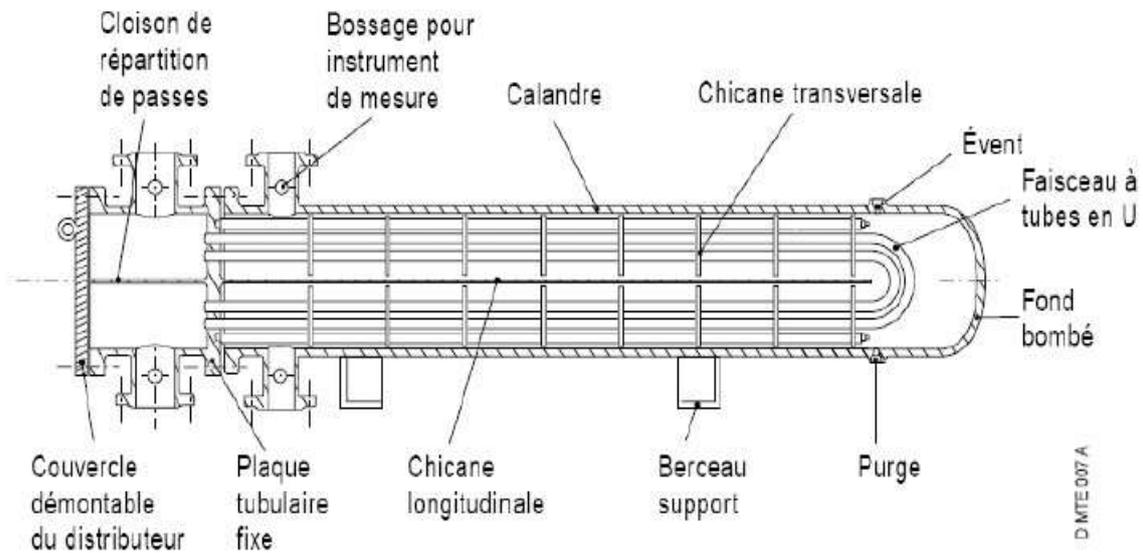


Figure II.13 Échangeur à tube en U

### • Échangeur à plaques

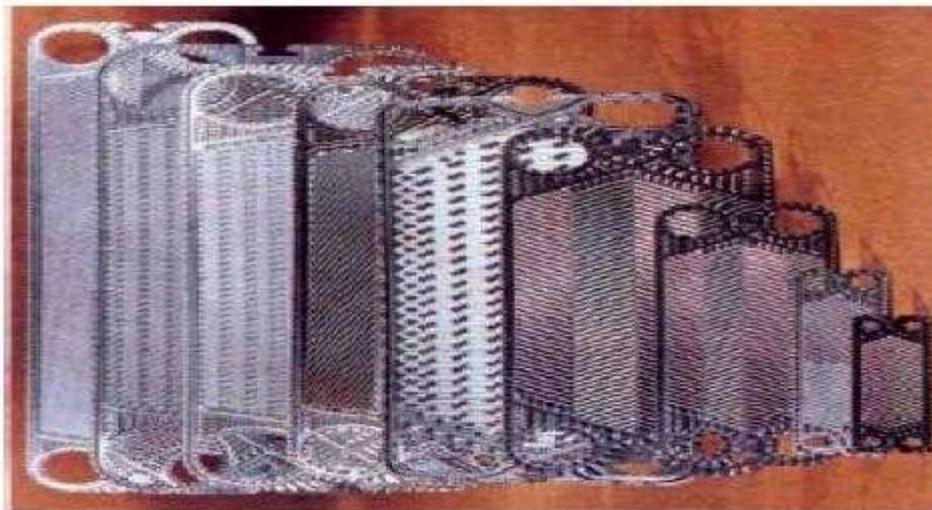
Permettent d'obtenir un ratio surface d'échange sur volume très élevé, ce qui contribue à leur succès grandissant, notamment dans le secteur industriel et dans le bâtiment. Ils sont principalement utilisés pour des transferts de chaleur entre deux fluides de même nature : gaz/gaz ou liquide/liquide.



**Figure II.14** Echangeur à plaque

✓ **Échangeurs à surface primaire**

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corruguées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact (figure II.15) [7].



**Figure II.15** : Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire

✓ **Échangeurs à plaques et joints**

Les échangeurs à plaques et joints Alfa Laval sont composés d'un ensemble de plaques métalliques corruguées. Les plaques sont montées entre un bâti fixe et un bâti mobile, le serrage étant assuré par des tirants. Les plaques sont équipées de joints qui permettent d'assurer l'étanchéité de l'échangeur et la circulation des fluides. Le nombre de plaques est déterminé en fonction du débit, des propriétés du fluide, de la pression et du programme de température [7].

La corrugation spécifique des plaques favorise la turbulence des fluides et donc l'échange thermique.

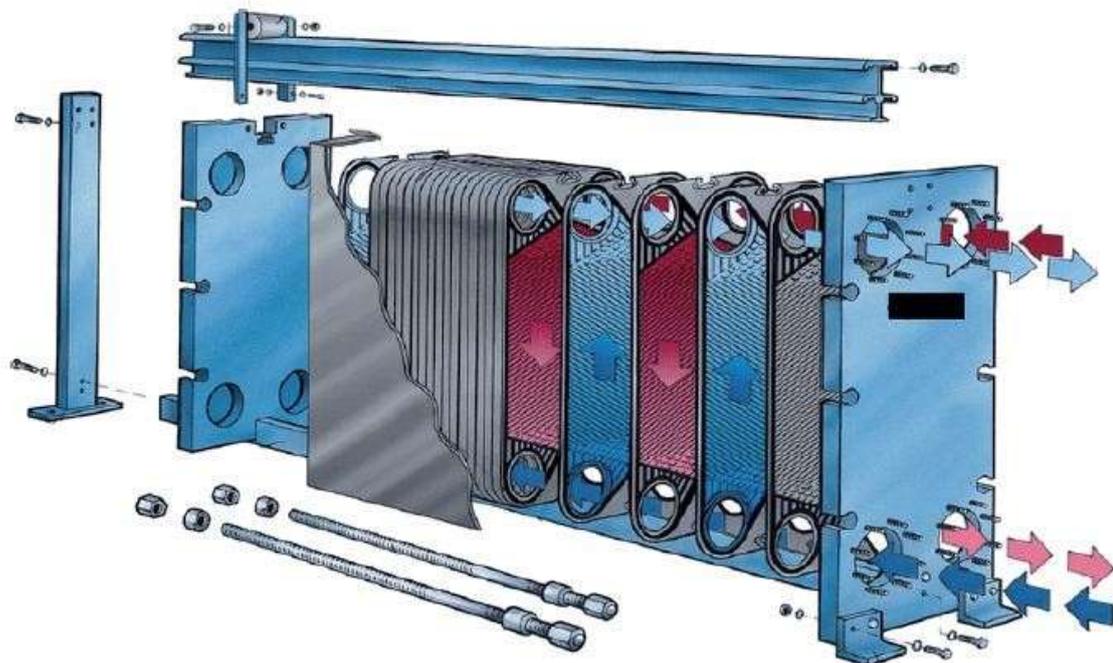
Ce type d'équipements est utilisé couramment dans toutes les industries pour refroidir, réchauffer, récupérer la chaleur, condenser et évaporer. De façon générale, les caractéristiques des échangeurs à plaques et joints sont :

- ❖ Une haute efficacité thermique pour un transfert de chaleur optimal,
- ❖ Un design compact avec des surfaces d'échange thermique optimales et une empreinte au sol limitée,
- ❖ De faibles coûts d'installation,
- ❖ Un démontage propre, facile et rapide,
- ❖ De hauts niveaux de performances avec de faibles volumes de rétention, ❖ Un design modulaire et flexible.

La gamme d'échangeurs à plaques et joints est continuellement remise à jour et élargie avec de nouvelles innovations techniques. La gamme T possède par exemple un nouveau bâti qui permet d'insérer un plus grand nombre de plaques et qui offre plus de possibilités pour l'utilisation de composants modulaires.

Ces améliorations ont notamment pour objectif de simplifier et de faciliter l'utilisation des échangeurs.

Autre exemple, les échangeurs à canaux larges WideGap sont spécialement conçus pour traiter des fluides très chargés ou très visqueux [12].



**Figure II.16** Échangeur à plaques et joints

## II.5 Applications industrielles du froid

- Domaine médical : cryochirurgie, conservation de certains produits, organes...
- Industries alimentaires : conservation des aliments, pasteurisation des liquides...
- Industries chimiques et pétrochimiques : liquéfaction des gaz pour le transport, déparaffinage, débenzolage...
- Génie civil : refroidissement des bétons, congélation des sols aquifères...
- Conditionnement des locaux : rafraîchissement de l'air, conditionnement des patinoires, canons à neige...
- Laboratoires d'essai et de recherche : étude des matériaux et comportement de la matière à très basse température...
- Production de neige carbonique: maintien du froid à basse température (-80 °C).

## Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons montré les différentes techniques de refroidissement industriel, ainsi que les organes et les machines qui interviennent dans ces techniques. Le refroidissement devrait être considéré comme une partie intégrante de la gestion énergétique d'un procédé industriel. L'objectif devrait être l'extraction de la chaleur superflue d'un procédé dans d'autres étapes du même procédé, ou dans des procédés différents, afin de réduire le besoin de rejet de chaleur dans l'environnement.

Cela affectera l'efficacité énergétique globale du procédé, et réduira la demande de refroidissement pour la puissance requise par le système et pour ses besoins opérationnels. L'optimisation de l'efficacité énergétique, toutefois, est un exercice complexe, spécifique à chaque procédé.

## **Introduction**

Dans ce chapitre nous allons entamer les régléments de dimensionnement de l'échangeur tube et calandre et calcul des échangeurs à plaques et joints et d'une tour de refroidissement.

L'objectif c'est de refroidir un produit finit (l'huile de soja); pour cela nous devons faire une étude parallèle de transfert de chaleur.

Une étude thermique est nécessaire Dans le but d'exécuter le calcul des composants de refroidissement.

### **III.1. Dimensionnement d'un échangeur tubulaire**

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Les échangeurs de chaleur, les problèmes relevant de la thermo-hydraulique concernent avant tout le dimensionnement thermique des appareils. La complexité de calcul du problème thermique vient de plusieurs facteurs qui sont [10] :

- La variété des régimes d'écoulement : simple phase en régime laminaire ou turbulent avec ou sans effet de convection naturelle, diphasique en évaporation ou en condensation, condensation avec ou sans condensables, mélange de fluides, etc...
- Le nombre important des configurations d'écoulement, pouvant aller au-delà de deux fluides dans le cas d'un échangeur compact par exemple : Il convient de préciser :
  - La phase thermique proprement dite, comprenant des calculs géométrique (section de passage des fluides, diamètre hydraulique, etc...). Puis des calculs de transfert de chaleur, nécessite l'appel des corrélations adéquates.
  - Les résultats, sous forme généralisée (puissance thermique échangée) ou sous forme détaillée (valeur locales des coefficients d'échange, nombre adimensionnels caractéristiques, etc.)
- Le calcul d'un échangeur peut être abordé de deux façons différentes
  - Par un mode évaluation dans laquelle la géométrie complète de l'échangeur est connue.

On veut déterminer la puissance thermique échangée ainsi que le débit dans les canaux et dans ce mode de calcul, en plus les propriétés physiques des fluides, il convient de connaître :

- ✓ La géométrie de l'échangeur.
- ✓ Les configurations d'écoulement.
- ✓ La nature et la disposition des matériaux utilisés.
- ✓ Les géométries et les caractéristiques des surfaces.
- ✓ Le débit des deux fluides.
- ✓ La température d'entrée des deux fluides.
- ✓ Les résistances d'encrassement.

- Pour un mode de dimensionnement dans laquelle on connaît les services hydraulique et thermique demandé à l'échangeur. On désire déterminer les caractéristiques géométriques de l'échangeur, en particulier les surfaces d'échange. Dans ce mode de calcul, en plus des propriétés physiques des fluides, il convient de connaître :
  - ✓ La puissance thermique échangée imposée.
  - ✓ Les débits des fluides.
  - ✓ Les températures d'entrée et de sortie de chaque fluide.
  - ✓ Les résistances d'encrassement.

### III.2. Étude d'un échangeur

L'étude complète d'un échangeur fait appel à différentes disciplines (thermique, mécanique des fluides, technologie, etc.).

Nous n'aborderons ici que l'aspect thermique et géométrique de l'étude. Autrement dit l'évaluation des géométries et des performances thermiques, et en nous limitant de plus au régime permanent et au fonctionnement [10].

Deux méthodes de calcul seront utilisées :

- ✓ Celle de la moyenne logarithmique de la différence de température, souvent appelé  $\Delta T_{LM}$ .
- ✓ Celle du nombre d'unité de transfert dite NUT.

#### III.2.1. Densité de flux de chaleur

Equation de l'échange local à travers de l'élément  $dS$  de la surface d'échange.

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  $d\phi$  échangé entre les deux fluides à travers  $dS$  s'écrira :

$$d\phi = k \cdot dS \cdot dT \dots\dots\dots (III.1)$$

$k$  est le coefficient d'échange globale entre les deux fluide, au niveau de l'élément  $dS$ , exprimé en  $W / m^2 \cdot ^\circ C$ . Il s'agit d'un paramètre local qui peut varier le long de l'échangeur.

L'intégration ne peut s'effectuer que si l'on connaît l'évolution du coefficient d'échange en fonction des températures  $T_c$  et  $T_f$  dont l'évolution suivant l'écoulement doit elle-même être connue.

La variation de température  $dT_f$  du fluide froid quand on augmente la surface d'échange de  $dS$ , devient négative. Dans ces conditions on aura :

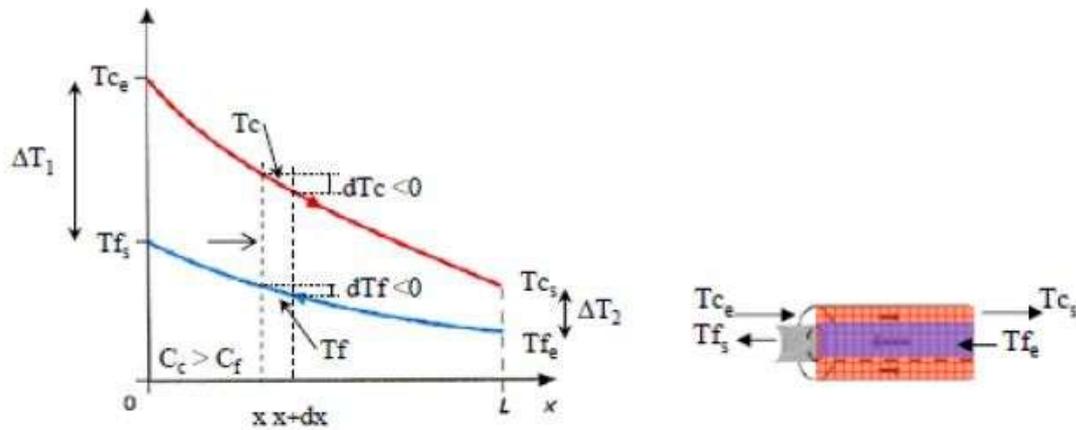
$$d\phi = -\dot{m}_c \cdot c_c \cdot dT_c = -\dot{m}_f \cdot c_f \cdot dT_f \dots\dots\dots (III.2)$$

Avec  $\dot{m}_c$ : Débit massique du fluide chaud en  $(kg/s)$ .

$\dot{m}_f$ : Débit massique du fluide froid en  $(kg/s)$ .

$C_r$ : Capacité calorifique du fluide chaud en  $(J/kg \cdot ^\circ C)$ .

$C_f$ : capacité calorifique du fluide froid  $J/kg \cdot ^\circ C$ .



**Figure III.1:** Evolution de température dans un échangeur à contre-courant.

### III.2.2. Méthode $\Delta T_{LM}$

L'analyse sera faite dans le cas d'un écoulement de type contre-courant. On supposera que l'échangeur est sans pertes. Dans ces conditions le flux de chaleur  $d\phi$  transmis du fluide chaud au fluide froid à travers les éléments de surface d'échange  $dS$  s'écrira pour l'échangeur à contre-courant [10].

$$d\phi = -\dot{m}_c \cdot c_c \cdot dT_c = -\dot{m}_f \cdot c_f \cdot dT_f \dots \dots \dots (a)$$

On a aussi la relation

$$d\phi = k \cdot dS \cdot (T_c - T_f) \dots \dots \dots (b)$$

De (III.2) on tire

$$dT_c = \frac{-d\phi}{(\dot{m}_c \cdot c_c)} \dots \dots \dots (c)$$

$$dT_f = \frac{-d\phi}{(\dot{m}_f \cdot c_f)} \dots \dots \dots (d)$$

D'où

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -d\phi \left( \frac{1}{\dot{m}_c \cdot c_c} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot c_f} \right) \dots \dots \dots (III.3)$$

En remplaçant  $d\phi$  dans (III.3) on obtient

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = k \cdot dS \left( \frac{1}{\dot{m}_c \cdot c_c} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot c_f} \right) \dots \dots \dots (III.4)$$

Si l'on admet que le coefficient d'échange local  $k$  reste constant tout le long de l'échangeur, on peut intégrer l'expression précédente le long de la surface d'échange, pour

obtenir, en introduisant les conditions aux extrémités  $T_{ce}$ ,  $T_{fe}$  et  $T_{cs}$ ,  $T_{fs}$

$$\ln \frac{(T_{cs}-T_{fs})}{(T_{ce}-T_{fe})} = k \cdot \left( \frac{1}{\dot{m}_c \cdot c_c} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot c_f} \right) \dots \dots \dots (III.5)$$

Comme on peut également exprimer le flux total échangé en fonction des températures d'entrée et de sortie de fluide :

$$\phi = -\dot{m}_c c_c (T_{ce} - T_{cs}) = -\dot{m}_f c_f (T_{fe} - T_{fs}) \dots (III.6)$$

en remplaçant dans (3.5) les expressions de  $\dot{m}_c \cdot c_c$  et  $\dot{m}_f \cdot c_f$  tiré de (3.6), on aura :

$$\phi = kS \frac{(T_{ce}-T_{fe})-(T_{cs}-T_{fs})}{\ln \left[ \frac{(T_{ce}-T_{fe})}{(T_{cs}-T_{fs})} \right]} \dots \dots \dots (III.7)$$

L'expression (III.7) est peut-être décrite par la même formule, si l'on introduit (la différence entre les températures des fluides chaud et froid dans une section donnée de l'échangeur) :

$$\Delta T = T_c - T_f$$

Ainsi que les indice a et b pour désigner les deux extrémités de l'échangeur :

$$\phi = kS \Delta T_{LM} \dots \dots \dots (III.8)$$

Avec :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} \dots \dots \dots (III.9)$$

$\Delta T_{LM}$  Est la moyenne logarithmique de la différence de température globale entre les deux fluides, encore appelée « différence de température logarithmique moyenne ».

Ainsi cette méthode de calcul revient à écrire que la puissance thermique échangé est proportionnelle à l'aire de la surface d'échange et à la différence de température moyenne logarithmique, « le coefficient de proportionnalité » étant justement le coefficient d'échange globale  $K$  [11].

De l'équation (III.8) on obtient  $K = \frac{\phi}{S \Delta T_{LM}} \dots \dots \dots (III.10)$

**III.2.3. Méthode de nombre d'unité de transfert (NUT)**

Cette méthode plus structurée comme nous allons le voir repose sur la définition du flux thermique maximum d'une part et de l'efficacité d'autre part, notion qui sont introduite ci-dessous [10].

Le flux thermique transférable par un échangeur est atteint dans un échangeur contrecourant infiniment long. Dans une telle configuration, l'un des fluides subit le

changement de température le plus élevé. Si on est dans le cas où  $C_c$  et  $C_f$  cet écart de température est atteint par le fluide chaud qui voit sa température évoluer de  $T_{ce}$  vers  $T_{fe}$  [12].

Le flux maximal est alors donné par :

$$\Phi_{max} = \dot{m}_{min} c_{min} (T_{ce} - T_{fe}) = C_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \dots \dots \dots (III.11)$$

La notion d'efficacité découle de cette valeur puisqu'elle caractérise le support entre le flux effectivement transmis, au flux maximal transversal et s'écrit :

Selon les cas  $C_c < C_f$  où  $C_f < C_c$ , cette efficacité prendra différentes formes :

**Tableau III.1 :** efficacité d'un échangeur tubulaire [10].

	$\dot{m}_{min} c_{min} = C_{min} = \dot{m}_c c_c = C_c$	$\dot{m}_{min} c_{min} = C_{min} = \dot{m}_f c_f = C_f$
E	$E = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$	$E = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}$

Cette notion d'efficacité est particulièrement importante puisqu'elle permet d'accéder directement à la puissance échangée selon :

$$\Phi_{max} = E \dot{m}_{min} C_{min} (T_{ce} - T_{fe}) = E C_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \dots \dots (III.12)$$

Tout en ne faisant intervenir que les températures d'entrée des fluides.

Nous allons partir d'un résultat déjà acquis est donné par :

$$\ln \left( \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} \right) = -kS \left( \frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right) \dots \dots \dots (III.13)$$

Sachant que le bilan énergétique nous donne :

$$C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe}) \dots \dots \dots (III.14)$$

On déduit :

$$T_{cs} - T_{fe} = (T_{ce} - T_{fs}) + (T_{fs} - T_{fe}) \left( 1 - \frac{C_f}{C_c} \right) \dots \dots \dots (III.15)$$

La combinaison avec l'équation précédente conduit alors :

$$\frac{-KS}{C_c} \frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{cs}} = \frac{\frac{C_c}{C_f} - 1}{e^{\frac{-KS}{C_c} \left( 1 - \frac{C_c}{C_f} \right)} - 1} \dots \dots \dots (III.16)$$

Lorsque  $C_{min} = C_c$

On obtient enfin :

$$\frac{1}{E} - \frac{C_c}{C_f} = \frac{\frac{C_c}{C_f} - 1}{e^{\frac{-KS}{C_c} \left(1 - \frac{C_c}{C_f}\right)} - 1} \dots \dots \dots (III.17)$$

Ce qui nous donne :

$$E = \frac{e^{\frac{-KS}{C_c} \left(1 - \frac{C_c}{C_f}\right)} - 1}{\frac{C_c}{C_f} e^{\frac{-KS}{C_c} \left(1 - \frac{C_c}{C_f}\right)} - 1} \dots \dots \dots (III.18)$$

De la même manière on obtiendrait un résultat similaire lorsque  $C_{min} = C_f$ . On peut donc retenir l'expression valable dans tous les cas :

$$E = \frac{e^{\frac{-KS}{C_{min}} \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)} - 1}{\frac{C_{min}}{C_{max}} e^{\frac{-KS}{C_{min}} \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)} - 1} \dots \dots \dots (III.19)$$

Généralement la quantité adimensionnelle  $\frac{-KS}{C_{min}}$ , appelée nombre d'unités de transfert est noté NUT et la quantité  $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ , rapport des débit de capacité thermique, est noté  $C_r$ .

Ainsi le calcul des efficacités dans le cas du contre-courant se réduit à l'expression.

$$E = \frac{e^{-NUT(1-C_r)} - 1}{C_r e^{-NUT(1-C_r)} - 1} \dots \dots \dots (III.20)$$

**Tableau III.2** : efficacité et nombre d'unité de transfert [10].

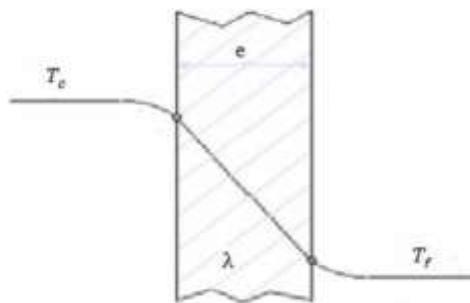
La relation entre NUT et l'efficacité E sont regroupé dans le tableau suivant :

Type de circulation	$E(NUT, C_r)$	$NUT(E, C_r)$	Cas particulier
Contrecourant	$E = \frac{e^{-NUT(1-C_r)} - 1}{C_r e^{-NUT(1-C_r)} - 1}$	$NUT = \frac{1}{1-C_r} \ln\left(\frac{1-EC_r}{1-E}\right)$	$C_r = 0$ $E = 1 - e^{-NUT}$ $NUT = \ln \frac{1}{1-E}$
			$C_r = 1$ $E = \frac{NUT}{1 + NUT}$ $NUT = \frac{E}{1-E}$

### III.2.4. Détermination du coefficient d'échange globale

Le transfert thermique qui a lieu au sein d'un échangeur fait intervenir le mode conductif 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 dans ce qui suit.



**Figure III.2** : représentation schématique du transfert thermique au travers les différents milieux composant un échangeur de chaleur.

La présentation du transfert thermique dans le cas d'une paroi plane séparant deux fluides est effectuée dans la figure (III.2) le fluide chaud à  $T_c$  subit une première diminution de température due à la convection avec la paroi avec le biais d'un coefficient  $h_c$  vient ensuite une enviable zone d'encrassement due : soit à l'accumulation de particules apporté par le fluide en

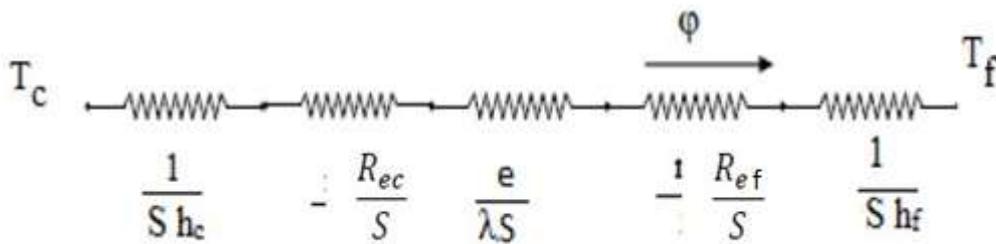
circulation, soit par dépôt de tartre ou de microorganisme d'origine biologique, soit encore par apparition de corrosion sur la surface d'échange [12].

Ce phénomène se caractérise alors par une résistance thermique supplémentaire due à cet encrassement et que l'on notera ici  $R_{ec}$ . La température diminue ensuite par conduction (Conductivité  $\lambda$ ) au travers de la paroi d'échange d'épaisseur  $e$ . Au-delà et en direction du fluide froid à  $T_f$ . On retrouve à nouveau une résistance d'encrassement notée  $R_{ef}$ , et en transfert convectif caractérisé par  $h_f$  [10].

L'expression du flux qui entre les deux fluides est alors de la forme suivante :

$$\Phi_3 = \frac{(T_c - T_f)}{\frac{1}{h_c S} + \frac{R_{ec}}{S} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{R_{ef}}{S} + \frac{1}{h_f S}} \dots \dots \dots (III.21)$$

La présentation analogique équivalente est faite dans la figure () ou sont insérées en série les 5 résistances thermique :



**Figure III.3 :** représentation analogique du transfert de chaleur au travers de différentes résistances thermiques.

Par identification, on extrait des deux équation précédentes l'expression de K appelé coefficient d'échange globale, par commodité, il est souvent donné sous sa forme inverse par :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_f} + R_{ec} + \frac{e}{\lambda_p} + R_{ef} + \frac{1}{h_c} \dots \dots \dots (III.22)$$

Des mesures comparatives entre les conditions de mise en service, puis le fonctionnement au cours du temps, ont permis de déduire les valeurs de résistances d'encrassement.

**III.2.5. Présentation des informations**

Les données qui permettent de calculer les flux thermiques dans un échangeur sont présentées sous forme de relation entre des regroupements sans dimension dont les principaux sont [110] :

$$Pr = \frac{\mu \cdot c}{\lambda} \dots \dots \dots (III.23)$$

Avec  $\mu$ : Viscosité dynamique en  $(kg/m \cdot s)$

$c$ : Capacité calorifique du fluide en  $(J/kg \cdot ^\circ C)$

$\lambda$ : Conductivité thermique du fluide  $(W/m^2 \cdot K)$

On calcul ensuite le nombre de Reynolds de chaque écoulement :

$$Re = \frac{\rho \cdot V_c \cdot D_{hc}}{\mu} \dots \dots \dots (III.24)$$

Avec :  $\rho$ : Masse volumique du fluide en  $(kg/m^3)$

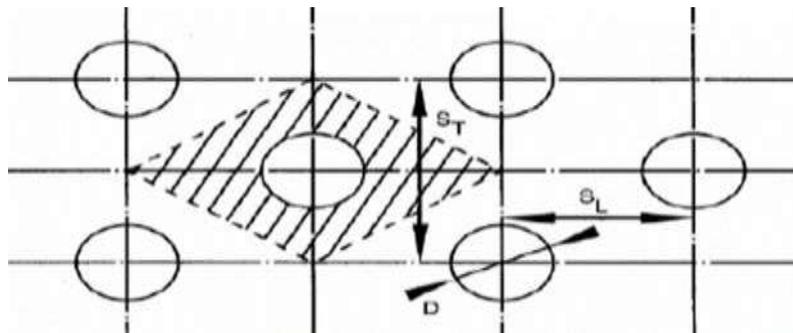
$V_c$ : Vitesse d'écoulement du fluide en  $(m/s)$

$D_{hc}$  : Diamètre hydraulique en  $(m)$

$$D_h = \frac{4S}{P}$$

Avec  $S$  : Aire de la section droite de la veine fluide en  $(m^2)$

$P$  : Périmètre mouillé par la veine fluide en  $(m)$



**Figure III.4:** section de la veine fluide associée à un tube, faisceau en quinconce.

En raisonnant sur une tranche du faisceau de longueur unité, on a donc :

$$D_h = \frac{4 * \text{section hachurée}}{\pi D}$$

Pour le faisceau en quinconce :

$$D_{hc} = \frac{4 S_T \cdot S_L}{\pi D} - D$$

En construisant  $Re, Pr, V$  et  $D_h$ , on obtiendra le nombre de Nusselt pour différents régime au moyen de la corrélation suivante :

**Tableau III.3** : corrélation de Nusselt pour un régime laminaire et turbulent [19].

$Re < 2200$	$Re > 2200$
$Nu = 0,36(Re)^{0,55} \cdot (Pr)^{1/3}$	$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$
$Nu, Re, Pr$ à $T_m$	$Nu, Re, Pr$ à $T_m$

Après avoir calculer le  $Nu$  on tire le  $h$  de la relation suivante :

$$Nu = \frac{h \cdot D}{\lambda} \dots\dots\dots (III.25)$$

- On évalue le nombre de Prandtl de chaque écoulement, à partir des propriétés physiques du fluide considéré.
- On calcul ensuite le nombre de Reynolds de chaque écoulement.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_h}{\mu}$$

Avec  $\rho$ : Masse volumique en (Kg/s).

$V$ : Vitesse du fluide en (m/s).

$D_h$ : Diamètre hydraulique en (m).

Pour le tube on prend le  $D_h$  est égale au diamètre  $D_{int}$  du tube.

La connaissance du nombre de Pr et Re permet donc de calculer le nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda} \dots\dots\dots (III.26)$$

A partir des corrélations expérimentales :  $Nu = f(Re, Pr)$

Chaque corrélation expérimentale n'est applicable que pour une configuration géométrique bien déterminée, pour un fluide donné, et dans un domaine de variation de température et de vitesse du fluide également précisé.

Régime laminaire :  $Re < 2200$ .

$$Nu = 0,36 \cdot Re^{0,55} \cdot Pr^{1/3} \dots\dots\dots (III.27)$$

Régime turbulent :  $Re > 2200$ .

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \dots\dots\dots (III.28)$$

### III.2.6. Facteur de correction F

L'intensité du transfert thermique entre deux fluides dans un échangeur suit à la loi de Fourier.

$$\Phi = k \cdot S \cdot \Delta T$$

La géométrie des échangeurs réels fait que leur fonctionnement s'écarte de celui d'un échangeur parfait à contre-courant. Leur efficacité s'en trouve réduite, et ceci est représenté dans le calcul par un facteur correctif de la différence de température moyenne. L'équation précédente l'intensité du transfert thermique devient donc [15].

$$\Phi = k \cdot S \cdot \Delta T \cdot F$$

Avec  $\Phi$ : Quantité de chaleur échangée en(J).

$k$ : Coefficient d'échange globale en( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ).

$S$ : Surface d'échange globale en( $m$ ).

$\Delta T$ : Différence de température logarithmique moyenne en( $^\circ C$ ).

$F$ : Facteur correctif de la différence de température.

Ce facteur correctif dépend de la géométrie de l'échangeur mais aussi du profil de température. Celui-ci est représenté par deux facteurs généralement nommés R et P, dont les définitions sont les suivantes :

**R** correspond au rapport des débits de capacité calorifiques ( $\dot{m}C_p$ ) des deux fluides, il peut varier de 0 à  $+\infty$ .

**P** correspond au rendement de chauffage ; si l'un des fluides sort de l'échangeur à la température de l'entrée de l'autre fluide (échange maximum possible),  $P = 1$ .

P et R sont calculés à partir du profil de température suivant de l'échangeur par les formules suivantes :

$$P = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad , \quad R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}}$$

On utilisant les nombre P et R

$$P = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad , \quad R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}}$$

Dans le cas d'un échangeur tube et calandre contre-courant doubles passes on utilise l'abaque de la figure ci-dessous afin de déterminer le facteur de correction F par la projection des valeurs P et R.

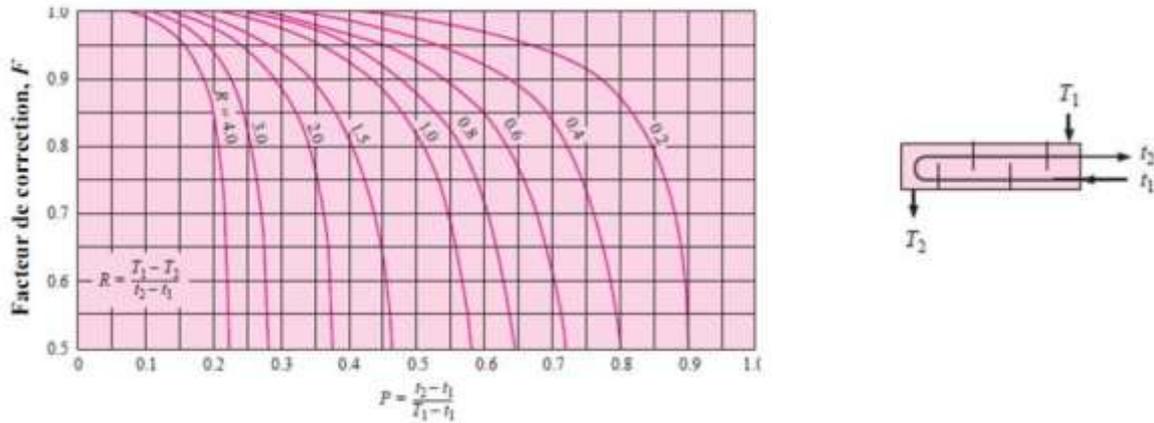


Figure III.5 : facteur de correction présenté pour un échangeur à double passe tube et calandre à contre-courant [15]

### III.2.7. Méthode de calcul de la surface d'échange et la longueur du faisceau

Après avoir calculer les nombres adimensionnels, la densité de flux de chaleur à extraire, le coefficient d'échange globale, le facteur de correction, et la différence de température logarithmique moyenne nous allons calculer la surface d'échange à partir de l'équation (III.8) :

$$\Phi = k \cdot S \cdot \Delta T_{LM} \cdot F \rightarrow S = \frac{\Phi}{k \cdot \Delta T_{LM} \cdot F} = \pi \cdot D_{ext} \cdot N_t \cdot L_t$$

Donc :

$$L_t = \frac{S}{\pi \cdot D_{ext} \cdot N_t} \dots \dots \dots (III. 29)$$

### III.3. Méthode de calcul d'un échangeur à plaques à joints

Une fois nous avons les caractéristique thermo physique des deux fluides y compris, viscosité dynamique, la conductivité thermique, la masse volumique et la capacité calorifique et les paramètres de fonctionnement de l'échangeur tel que les températures d'entrée et de sortie nous pouvons calculer le coefficient d'échange global à partir de la formule suivante :

$$\Phi_i = K_i \cdot S_i \cdot \Delta T_{LM} \rightarrow K_i = \frac{\Phi_i}{S_i \cdot \Delta T_{LM}}$$

Pour calculer  $\Phi_i$ ,  $\Delta T_{LM,E,C_{min2}}$  et  $C_{r2}$  on utilise la même méthode de calcul d'un échangeur tube et calandre [18].

#### III.3.1. Nombre d'unité de transfert NUT

Le groupement sans dimension  $K \cdot S / C_{min}$  représente ce qu'on appelle le nombre d'unité de transfert noté  $NUT$

Le nombre d'unité de transfert  $NUT$  pour un problème posé où l'on connaît les différentes températures aux bornes de l'échangeur caractérise le service thermique demandé [17].

Pour une circulation à simple passe, ce nombre est défini par [5] :

$$NUT = \frac{K.S}{C_{min}} = \frac{1}{R_{eq} \cdot C_{min}}$$

- L'échangeur de chaleur a un nombre d'unité de transfert trop petit  $NUT < 1$  l'échangeur est peu efficace, quel que soit le sens de circulation et le rapport  $\frac{C_{min}}{C_{max}}$  (Le rapport de débits de capacité calorifique du fluide caloporteur/ celle du produit).
- Si le nombre d'unité de transfert est assez grand  $NUT$  de 5 à 10 l'échangeur de chaleur est très efficace (10).

### III.3.2. Efficacité de l'échangeur à plaques et joints

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est définie comme étant le rapport du flux de chaleur réel d'un échangeur donné au flux maximum d'échange de chaleur possible. Ce dernier serait obtenu dans un échangeur de chaleur fonctionnant à contre-courant ayant une surface d'échange infinie [16].

Suivant la grandeur relative des capacités calorifiques horaires, l'efficacité est donnée par la formule:

$$E_i = \frac{\dot{\Phi}_{réel}}{\dot{\Phi}_{max}}$$

$$E_i = \frac{(\dot{m}C)_i \cdot (T_{ce} - T_{cs})}{(\dot{m}C)_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(\dot{m}C)_i \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{(\dot{m}C)_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})}$$

### III.4. Méthode de calcul d'une tour de refroidissement

- **Propriétés et grandeurs de l'air humide**

L'air ambiant d'un local, quel qu'il soit, contient une certaine quantité d'eau, présente sous forme de vapeur ; on a par conséquent affaire à un mélange binaire d'air sec et de vapeur d'eau.

$$\text{Air humide} = \text{air sec} + \text{vapeur d'eau}$$

Hypothèse simplification pour les calculs : l'air sec et vapeur d'eau se comportent comme des gaz parfaits

- **Loi des gaz parfait**

Comme l'air sec et vapeur d'eau suivent la loi des gaz parfaits

$$P \cdot V^* = r \cdot T$$

Avec :  $P$  : Pression (Pa).

$V^*$  : Volume massique ( $m^3/kg$ ).

$r$  : Constante du gaz ( $J/kg \cdot K$ ).

$T$  : Température absolue (K).

Pour l'air sec on aura

$$P_a \cdot V_a^* = r \cdot T$$

Avec  $P_a$  : pression de l'air sec (Pa).

$V_a^*$  : Volume massique ( $m^3/kg$ ).

Pour vapeur d'eau on aura

$$P_v \cdot V_v^* = r_v \cdot T$$

Avec  $P_v$  : pression de vapeur d'eau (Pa).

$V_v^*$  : Volume massique de la vapeur d'eau ( $m^3/kg$ ).

$$r_v = 461.51 \text{ (J/Kg.K)}$$

- **Application de la loi dalton**

Pour calcul pression de saturation on utilise la formule suivante :

$$\log_{10} P_s = \frac{7.625 \cdot \theta}{241 + \theta} + 2.7877$$

- **Humidité spécifique  $r^s$**

Par définition l'humidité spécifique  $r^s$  est le rapport de la masse de vapeur d'eau contenue dans un volume  $V$  d'air humide à la masse d'air sec contenue dans ce même volume.

L'humidité spécifique on devrait même préciser humidité spécifique en vapeur d'eau est encore parfois appelée rapport de mélange humidité spécifique teneur en eau etc.

$$r^s = 0,622 \cdot \frac{P_v}{P - P_v}$$

On préfère rapporter de la masse d'eau renfermer dans l'air humide à la masse d'air sec plutôt que la masse d'air humide parce que, dans les évolutions de l'air au cours de son traitement, la masse d'eau donc celle d'air humide, est généralement variable, alors que la masse d'air sec reste constante.

- **Volume spécifique  $V^s$**

Comme tenu de la remarque fait plus haut (humidité spécifique), on préfère généralement rapporter le volume occupé par l'air humide à l'unité de masse d'air sec, d'où la définition de volume spécifique  $V^s$  : volume d'air humide renfermant l'unité de masse d'air sec (Spécifique signifiant ici rapporté à l'unité de masse d'air sec)

$$V^s = \frac{461,24 \cdot (0.622 + r^s) \cdot T}{P} \left[ \frac{m^3}{kg \text{ d'air sec}} \right]$$

- **Enthalpie spécifique  $H^s$**

Est une fonction thermodynamique de la plus haut importance pour le calcul énergétique des équipements Pour l'air humide elle est rapportée à l'unité de masse d'air sec ; on l'exprime en  $\frac{J}{kg \text{ d'airsec}}$  ou en  $\frac{KJ}{kg \text{ d'airsec}}$ .

$$H^s = 1.006 \theta + r^s(2500.8 + 1.8266 \theta)$$

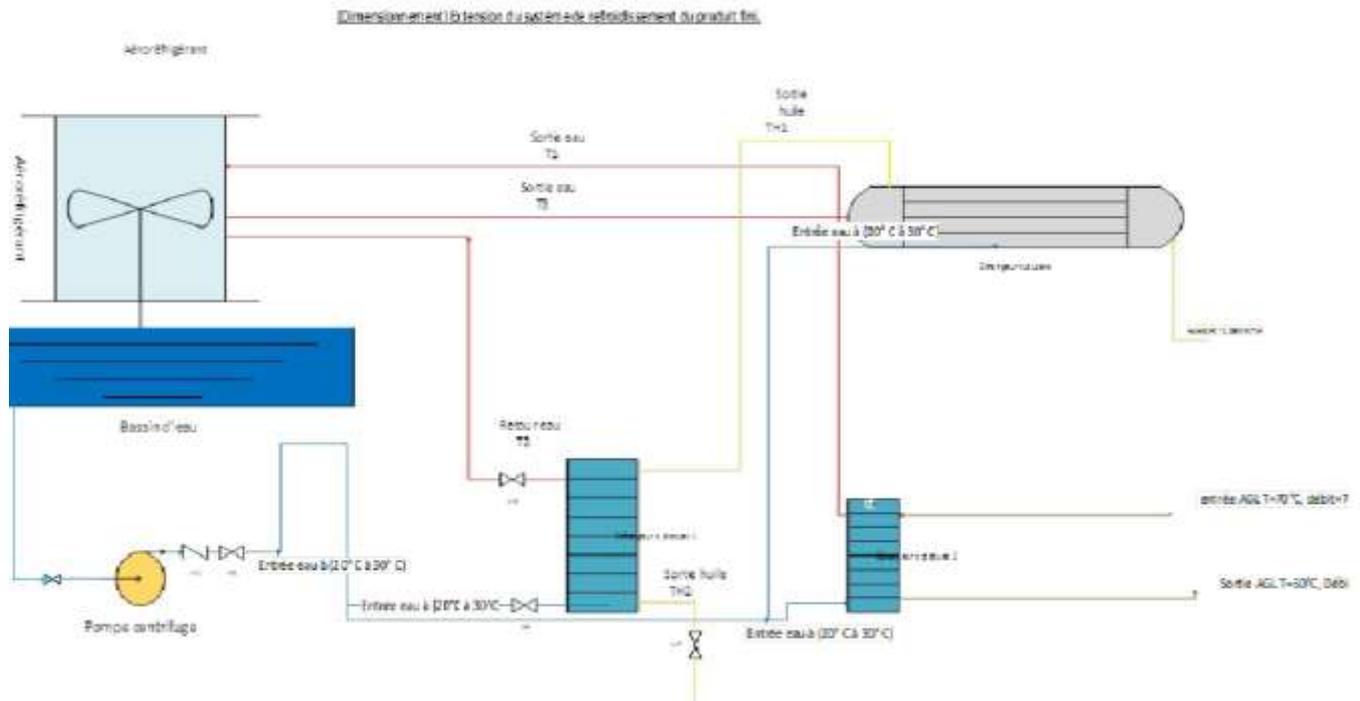
- **Humidité relative  $\Psi$**

L'humidité relative  $\Psi$  est le rapport entre la pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air  $P_v$  et la pression de saturation  $P_s$  de cette vapeur d'eau à la température  $\theta$

$$\Psi = \frac{P_v}{P_s}$$

### III.5. Problématique

Nous avons le schéma de l'installation dans la figure suivante :



**Figure III.6 :** Installation de refroidissement du produit fini [4]

#### III.5.1. Description du circuit d'eau de refroidissement

Ce circuit est un cycle fermé, l'eau a été refoulée avec une pompe centrifuge à une bonne température donnée afin de refroidir l'huile au niveau de l'échangeur à plaque I et l'échangeur tubulaire par un fluide froid qui est l'eau et par l'acide gras libre au niveau de l'échangeur à plaque II.

A la sortie des échangeurs l'eau sort avec une température élevée donc il faut la refroidir à nouveau, cette tâche demande une tour de refroidissement, l'eau rentre avec une température de 50°C et ressort avec une température de 30°C.

Notre circuit contient d'un réservoir d'eau afin de renouveler et de garder la quantité d'eau qui circule dans le circuit.

#### III.5.2. Objectif de l'étude

Notre étude consiste à dimensionner les éléments de refroidissement utilisés au niveau de la centrale de refroidissement de l'huile. Plus précisément il s'agit de dimensionner la tour de refroidissement et les échangeurs de chaleur y compris échangeur tube et calandre, échangeur à plaque I destiné au refroidissement de l'huile fini et l'échangeur à plaque II destinés pour refroidir l'acide gras le fluide de refroidissement étant l'eau.

Dans le souci d'économiser l'eau de refroidissement il faut donc travailler en circuit fermé c'est-à-dire après la sortie du l'eau chaud par les échangeurs l'eau retourne vers la tour afin qu'ils se refroidissent par l'aire.

Pour se faire un deuxième système de refroidissement est opérationnel au niveau de la centrale, avec l'air comme fluide de refroidissement. Dans ce cas il nous faut étudier cet aéroréfrigérant.

## **Conclusion**

Dans ce chapitre nous avons donné une méthodologie de calcul d'un échangeur de chaleur tube et calandre contre-courant, à plaques et joints afin de procéder au calcul et au dimensionnement. Aussi méthode de calcul d'une tour de refroidissement.

Une série d'équation qui va nous permettre de calculer toute les caractéristiques thermiques et techniques de ces composants de refroidissements, et de résoudre notre problème dans l'installation de refroidissement à la raffinerie de l'huile.

## Introduction

Dans ce chapitre nous allons aborder la procédure de dimensionnement d'un échangeur tube et calandre à double passe en faisceau quinconce à contre-courant.

Le but c'est de refroidir le produit finit qui est l'huile. Donc le calcul comportera toujours une étude parallèle au transfert thermique.

Afin de réaliser le dimensionnement des composants de refroidissement y compris les échangeurs et la tour de refroidissement une étude thermique et technique est nécessaire.

## IV. Dimensionnement d'un échangeur tubulaire

### IV.1. Dimensionnement d'un échangeur tube et calandre

#### IV.1.1. Caractéristiques thermo physiques des deux fluides de l'échangeur

Dans le tableau (IV1), et (IV,2) nous avons exposé les données de base caractérisant l'échangeur.

**Tableau IV.1** : propriétés thermo physiques des deux fluides (l'eau et l'huile).

Propriétés thermo physiques	Coté tube (l'eau)	Coté calandre (l'huile)
Capacité calorifique (C)	4177 J/kg.°C	2000 J/kg.°C
Masse volumique ( $\rho$ )	994 kg/m <sup>3</sup>	903,82 kg/m <sup>3</sup>
Viscosité ( $\mu$ )	6,545. 10 <sup>-4</sup> kg/m.s	0,3324 kg/m.s
Conductivité ( $\lambda$ )	628,6. 10 <sup>-3</sup> W/m <sup>2</sup> .k	0,174 W/m <sup>2</sup> .k

**Tableau IV.2** : paramètres de fonctionnement de l'échangeur

fluide	L'huile chaude (calandre)	L'eau froide (tube)
Température d'entrée (°C)	$T_{ce} = 150,6$ °C	$T_{fe} = 30$ °C
Température de sortie (°C)	$T_{cs} = 101,8$ °C	$T_{fs} = 50$ °C
Débit massique (kg/s)	$\dot{m}_{fc} = 8,34$ kg/s	-

## IV.1.2. Caractéristiques mécaniques de l'échangeur

Tableau IV.3 : caractéristiques mécaniques imposées.

Caractéristiques mécaniques	paramètres
Diamètre intérieur des tubes	$D_{inT} = 10,2 \text{ mm}$
Diamètre extérieur des tubes	$D_{exT} = 12,2 \text{ mm}$
Nombre de tubes	$N_T = 236$
Disposition des tubes	Pas triangle
Nombre des calandres	$N_C = 1$
Nombre des faisceaux	$N_F = 2$
Diamètre extérieur de la calandre	$D_{exC} = 406 \text{ mm}$
Epaisseur pour le tube	$e_T = 2 \text{ mm}$
Le pas ( $S_L, S_T$ )	$S_T = 12,99 \text{ mm}, S_L = 15 \text{ mm}$
Matériaux pour la calandre	Inox 316
Matériaux pour les tubes (cuivre)	$\lambda = 16 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$
Epaisseur pour la calandre	$e_C = 6 \text{ mm}$

## IV.1.3. Caractéristiques hydraulique de l'huile et de l'eau

Tableau IV.4 : caractéristiques de l'eau.

Température $T$	Viscosité dynamique ( $\cdot \mu \cdot 10^{-4}$ )	Capacité calorifique $C$	Masse volumique $\rho$
$^\circ\text{C}$	$\text{kg/m. s}$	$\text{J/kg.}^\circ\text{C}$	$\text{kg/m}^3$
25	9,13	4184,5	955
29,61	8,3	4181,5	994
34,22	7,55	4178,5	992,6
35	7,4	4178	992,4
48,5	5,69	4176,6	988,6
62	4,6	4182	984,5

- **Température moyenne de fluide froid (l'eau)  $T_{mf}$**

$$T_{mf} = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{2}$$

$$T_{mf} = \frac{50 + 30}{2}$$

$$T_{mf} = 40^{\circ}C$$

- **Température moyenne du fluide chaud (l'huile)  $T_{mc}$**

$$T_{mc} = \frac{T_{ms} + T_{me}}{2}$$

$$T_{mc} = \frac{150,6 + 101,8}{2}$$

$$T_{mc} = 126,2^{\circ}C$$

- **Quantité de chaleur et débit massique de l'eau**

On établit un bilan thermique global de l'échangeur, en supposant que les pertes thermiques sont négligeables, donc la quantité de chaleur perdue par le fluide chaud et égale à celle reçue par le fluide froid.

La quantité de chaleur est calculée en utilisant l'équation suivante :

$$\phi_3 = (\dot{m}_{fc} C_c)_c \cdot (T_{ce} - T_{cs}) = (\dot{m}_{f3} C_f)_f \cdot (T_{fs} - T_{fe})$$

$$\phi_3 = (\dot{m}_{fc} C_c)_c \cdot (T_{ce} - T_{cs}) = (8,34 \cdot 2000) \cdot (150,6 - 101,8) \cdot 10^{-3}$$

$$\phi_3 = 813,98 \text{ kW}$$

- **Le débit de l'eau  $\dot{m}_{f3}$**

$$\phi_3 = (\dot{m}_{f3} C_f)_f \cdot (T_{fs} - T_{fe})$$

$$\dot{m}_{f3} = \frac{\phi_3}{(T_{fs} - T_{fe}) \cdot C_f}$$

$$\dot{m}_{f3} = \frac{813,98}{(50 - 30) \cdot 4,177}$$

$$\dot{m}_{f3} = 9,74 \text{ kg/s}$$

- Avec  $\dot{m}_{ff3}$  : débit massique du fluide froid (l'eau) en (kg/s)  
 $\dot{m}_{fc}$  : Débit massique du fluide chaud (l'huile) en (kg/s)  
 $T_{ce}$  : Température d'entrée coté chaud en (°C)  
 $T_{cs}$  : Température de sortie coté chaud en (°C)  
 $T_{fe}$  : Température d'entrée coté froid en (°C)  
 $T_{fs}$  : Température de sortie coté froid en (°C)  
 $C_f$  : Capacité calorifique du fluide froid en (kJ/kg.°C)  
 $C_c$  : Capacité calorifique du fluide chaud en (kJ/kg.°C)  
 $\phi_3$  : La quantité de chaleur de l'échangeur tube et calandre en (KW)

- Calcul de l'écart de température logarithmique moyen  $\Delta T_{LM}$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln(T_{ce} - T_{fs}) - \ln(T_{cs} - T_{fe})}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(150,6 - 50) - (101,8 - 30)}{\ln(150,6 - 50) - \ln(101,8 - 30)}$$

$$\Delta T_{LM} = 85,21^\circ\text{C}$$

#### IV.1.4 Dimensionnement du faisceau

##### IV.1.4.1. Détermination de la géométrie du faisceau

- ❖ Calcul de la géométrie d'un tube
- Section de passage d'un tube  $S_{pT}$

$$S_{pT} = \frac{\pi D_{inT}^2}{4}$$

$$S_{pT} = \frac{3,14 \cdot (10,2 \cdot 10^{-3})^2}{4}$$

$$S_{pT} = 8,17 \cdot 10^{-5} \text{m}^2$$

- Section total d'un tube  $S_{tT}$

$$S_{tT} = \frac{\pi D_{exT}^2}{4}$$

$$S_{tT} = \frac{3,14 \cdot (12,2 \cdot 10^{-3})^2}{4}$$

$$S_{tT} = 1,17 \cdot 10^{-4} \text{m}^2$$

## ❖ Calcul de la géométrie de tous les tubes

- Section de passage du faisceau  $S_{pF}$

$$S_{pF} = S_{pT} \cdot N_T$$

$$S_{pF} = 8,17 \cdot 10^{-5} \cdot 236$$

$$S_{pF} = 1,93 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

- Section de tous les faisceaux  $S_{tF}$

$$S_{tF} = 2(S_{pT} \cdot N_T)$$

$$S_{tF} = 2(1,17 \cdot 10^{-4} \cdot 236)$$

$$S_{tF} = 5,52 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

## IV.1.5 Détermination de la géométrie de la calandre

- Diamètre intérieur de la calandre  $D_{inc}$

$$D_{inc} = D_{exc} - 2 \cdot e_c$$

$$D_{inc} = 0,406 - 2 \cdot 6 \cdot 10^{-3}$$

$$D_{inc} = 0,394 \text{ m}$$

- Section de passage dans la calandre  $S_{pC}$

$$S_{pC} = \frac{\pi D_{inc}^2}{4}$$

$$S_{pC} = \frac{3,14 \cdot 0,394^2}{4}$$

$$S_{pC} = 0,12 \text{ m}^2$$

- Section total de la calandre en  $S_{tC}$

$$S_{tC} = \frac{\pi D_{exc}^2}{4}$$

$$S_{tC} = \frac{3,14 \cdot 0,406^2}{4}$$

$$S_{tC} = 0,13 \text{ m}^2$$

- **Le rayon intérieur de la calandre**

$$S_{tC} = \pi \cdot r^2$$

$$r = \sqrt{\frac{S_{tC}}{\pi}}$$

$$r = \sqrt{\frac{0,13}{3,14}}$$

$$r = 0,2 \text{ m}$$

- **Le rapport de surface**

$$R_S = \frac{S_{pC}}{S_{pF}}$$

$$R_S = \frac{0,12}{1,93 \cdot 10^{-2}}$$

$$R_S = 6,22$$

#### IV.1.6. Dimensionnement thermique et dynamique du faisceau (tube)

- **Calcul du débit dans un tube  $\dot{m}_t$**

$$\dot{m}_{f3} = N_T \cdot \dot{m}_t$$

$$\dot{m}_t = \frac{\dot{m}_{f3}}{N_T}$$

$$\dot{m}_t = \frac{9,74}{236}$$

$$\dot{m}_t = 0,04 \text{ kg/s}$$

Avec  $\dot{m}_{f3}$  : Débit massique du fluide froid les tubes en (Kg/s).

$\dot{m}_t$  : Débit massique du fluide froid dans un tube en (Kg/s).

$N_T$  : Nombre de tube.

- **Calcul de la vitesse dans un tube**

$$\dot{m}_t = \rho \cdot V_t \cdot S_{pT}$$

$$V_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho \cdot S_{pT}}$$

$$V_t = \frac{0,04}{994.8,17.10^{-5}}$$

$$V_t = 0,4925 \text{ m/s}$$

Avec  $\rho$  : la masse volumique du fluide froid de l'eau à la température moyenne en ( $kg/m^3$ ).

$S_{pT}$  : Surface de passage dans le tube en ( $m^2$ ).

$\dot{m}_t$  : Débit massique dans le tube en ( $kg/s$ ).

- **Calcul du nombre de Reynolds**

$$Re = \frac{\rho \cdot V_t \cdot D_{hT}}{\mu} = \frac{\rho \cdot V_t \cdot D_{inT}}{\mu}$$

$$Re = \frac{994 \cdot 0,4925 \cdot 10,2 \cdot 10^{-3}}{6,53 \cdot 10^{-4}}$$

$$Re = 7646,79 \gg Rec$$

$Re \gg 2200$  donc notre régime est turbulent.

Avec  $D_{hT}$ : diamètre hydraulique des tubes en ( $m$ ).

$\mu$ : viscosité dynamique du fluide froid à la température moyenne en ( $Kg/m \cdot s$ ).

$\rho$  : Masse volumique du fluide froid à la température moyenne en ( $kg/m^3$ ).

- **Calcul du nombre de Prandtl**

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

$$Pr = \frac{6,53 \cdot 10^{-4} \cdot 4177}{628,6 \cdot 10^{-3}}$$

$$Pr = 4,34$$

Avec  $C$  : la capacité calorifique du fluide froid à la température moyenne en ( $J/kg \cdot K$ ).

$\lambda$ : la conductivité thermique du fluide froid à la température moyenne en ( $Wm \cdot k$ )

- **Calcul du nombre de Nusselt**

Pour un régime turbulent le nombre de Nusselt se calcule avec la corrélation suivante :

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0,023 \cdot 7646,79^{0,8} \cdot 4,34^{1/3}$$

$$Nu = 479,71$$

- Calcul du coefficient d'échange du côté froid  $h_f$

$$Nu = \frac{h_c \cdot D_{inT}}{\lambda}$$

$$h_f = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_{inT}}$$

$$h_f = \frac{479,71.628,6 \cdot 10^{-3}}{10,2 \cdot 10^{-3}}$$

$$h_f = 29563,31 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

#### IV.1.7. Dimensionnement thermique et dynamique de la calandre

- Calcul de la vitesse dans la calandre

$$\dot{m}_c = \rho \cdot V_c \cdot S_{pc} \rightarrow V_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho \cdot S_{pc}}$$

$$V_c = \frac{8,34}{903,82 \cdot 0,12}$$

$$V_c = 0,0769 \text{ m/s}$$

- Calcul du nombre de Reynolds  $R_e$

$$R_e = \frac{\rho \cdot V_c \cdot D_{hc}}{\mu}$$

- Calcul du diamètre hydropique de la calandre  $D_{hc}$

Nous avons la disposition en quinconce suivante :

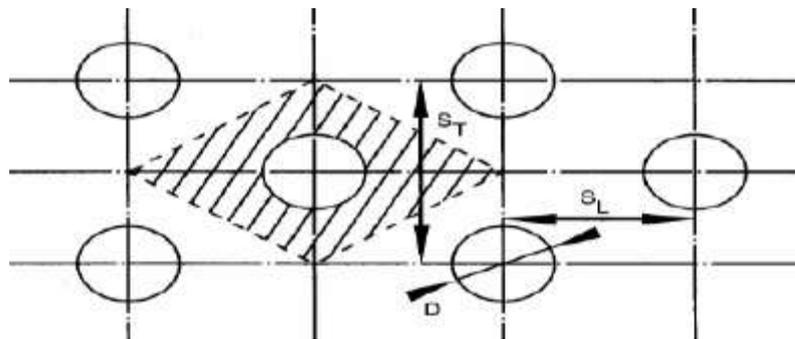


Figure IV.1 : Section de veine de fluide associée à un tube (hachures)

$$D_{hc} = \frac{4 \left( \frac{1}{2} S_T \cdot 2 \cdot S_L - S_{tT} \right)}{\pi D_{exT}}$$

$$D_{hc} = \frac{4 \left( \frac{1}{2} S_T \cdot 2 \cdot S_L - \frac{\pi D_{exT}^2}{4} \right)}{\pi D_{exT}} = \frac{4 \cdot S_L \cdot S_T}{\pi D_{exT}} - D_{exT}$$

$$D_{hc} = \frac{4 \left( \frac{1}{2} 0,015 \cdot 2 \cdot 0,01299 - \frac{3,14 \cdot (12,2 \cdot 10^{-3})^2}{4} \right)}{3,14 \cdot 12,2 \cdot 10^{-3}}$$

$$D_{hc} = 0,008124 \text{ m}$$

Avec  $S_T$ : Pas transversal en (m).

$S_L$ : Pas latérale en (m).

$D_{hc}$ : Diamètre hydraulique de la calandre en (m).

$$Re = \frac{\rho \cdot V_c \cdot D_{hc}}{\mu}$$

$$Re = \frac{903,82 \cdot 0,0769 \cdot 0,008124}{0,3324}$$

$$Re = 1,69$$

- **Calcul du nombre de Prandtl**

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

$$Pr = \frac{0,3324 \cdot 2000}{0,174}$$

$$Pr = 3820,69$$

$Re \ll 2200$  : le régime est laminaire,  $Nu$  se calcul avec la corrélation suivante :

$$Nu = 0,36(Re)^{0,55} \cdot (Pr)^{1/3}$$

$$Nu = 0,36(1,69)^{0,55} \cdot (3820,69)^{1/3}$$

$$Nu = 7,53$$

- **Calcul du coefficient d'échange du coté chaud**

$$Nu = \frac{h_c \cdot D_{exT}}{\lambda_c} \rightarrow h_c = \frac{\lambda_c \cdot Nu}{D_{exT}}$$

$$h_c = \frac{\lambda_c \cdot Nu}{D_{exT}}$$

$$h_c = \frac{0,174 \cdot 7,53}{0,008124}$$

$$h_c = 161,277 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

#### IV.1.8. Calcul du facteur d'échange global K

$R_{ec}$ coté chaud	$R_{ef}$ coté froid
$1,72 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$	$2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$

**Tableau IV.5 :** les valeurs de la résistance d'encrassement des deux fluides

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_f} + R_{ec} + \frac{e}{\lambda_p} + R_{ef} + \frac{1}{h_c}$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{29563,31} + 1,72 \cdot 10^{-4} + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{16} + 2 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{161,277}$$

$$K = 148,55 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

#### IV.1.9. Facteur de correction F

Afin de déterminer le facteur de correction F nous devons calculer le coefficient P et R :

- Calcul du nombre P

$$P = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

$$P = \frac{50 - 30}{150,6 - 30}$$

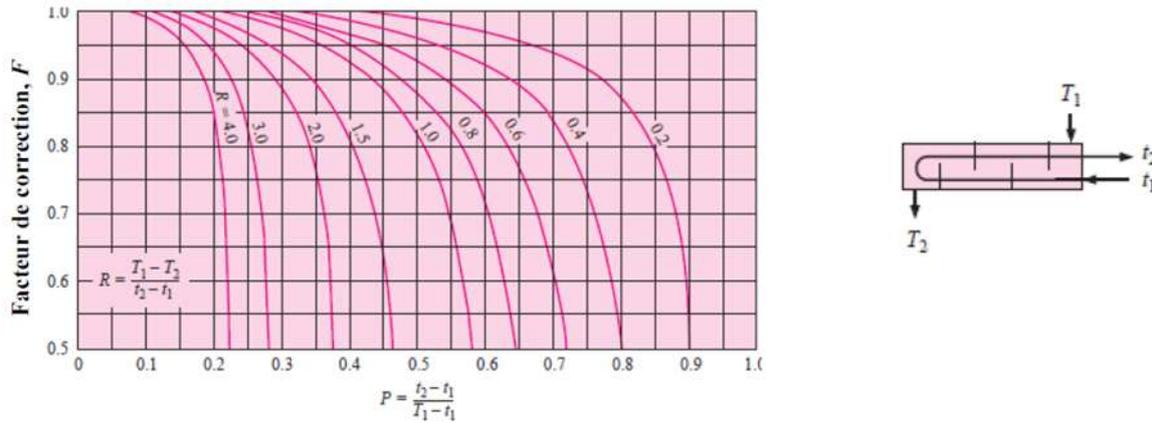
$$P = 0,16$$

- Calcul du coefficient R

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}}$$

$$R = \frac{150,6 - 101,8}{50 - 30}$$

$$R = 2,44$$



**Figure IV.2 :** Facteur de correction présenté pour un échangeur 1 seule passe tube et calandre à contre-courant

D'après l'abaque de la figure ci-dessus  $F = 0,98$

#### IV.1 .10. Calcul de la surface d'échange S

$$\phi = (\dot{m}C_c)_c \cdot \Delta T = k \cdot S \cdot \Delta T_{LM} \cdot F$$

$$\phi = 8,34 \cdot 2000 \cdot (150,6 - 101,8)$$

$$\phi = 813,98 \text{ KW}$$

$$S = \frac{\phi}{k \cdot \Delta T_{LM} \cdot F}$$

$$S = \frac{813,98 \cdot 10^3}{148,55 \cdot 85,21 \cdot 0,98}$$

$$S = 65,62 \text{ m}^2$$

Avec S : est la surface d'échange du faisceau en ( $\text{m}^2$ ).

#### IV.1.11. Calcul de la longueur du faisceau (tubes) $L_t$

$$S = 2\pi \cdot R_{ext} \cdot L_t \cdot N_t$$

$$L_t = \frac{S}{2\pi \cdot R_{ext} \cdot N_t}$$

$$L_t = \frac{65,62}{2\pi \cdot 6,1 \cdot 10^{-3} \cdot 236}$$

$$L_t = 7,25 \text{ m}$$

## IV.1.12. Calcul du nombre d'unité de transfert NUT

- Calcul des capacités thermiques  $C_{min}$  et  $C_{max}$

$$\dot{m}_c c_c = C_c = 8,34.2000 = 16680 \text{ W}/^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_f c_f = C_f = 9,61.4177 = 40182,74 \text{ W}/^\circ\text{C}$$

D'après le calcul on constate que :

$$C_{min} = C_c = 16680 \text{ W}/^\circ\text{C}$$

$$C_{max} = C_f = 40182,74 \text{ W}/^\circ\text{C}$$

- Rapport des débits de capacités thermique

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

$$C_r = \frac{16680}{40182,74}$$

$$C_r = 0,415103$$

- Calcul de l'efficacité

$$E = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

$$E = \frac{150,6 - 101,8}{150,6 - 30}$$

$$E = 0,4046$$

- Calcul du NUT

$$NUT = \frac{1}{1 - C_r} \ln \left( \frac{1 - EC_r}{1 - E} \right)$$

$$NUT = \frac{1}{1 - 0,415103} \ln \left( \frac{1 - 0,4046 \cdot 0,415103}{1 - 0,4046} \right)$$

$$NUT = 0,57213$$

$$NUT = \frac{KS}{C_{min}}$$

$$S = \frac{NUT \cdot C_{min}}{K}$$

$$S = \frac{0,57213 \cdot 16680}{148,55}$$

$$S = 65,62 \text{ m}^2$$

○ Longueur du tube  $L_t$

$$S = 2\pi \cdot D_{exT} \cdot L_t \cdot N_t \rightarrow L_t = \frac{S}{\pi \cdot D_{exT} \cdot N_t}$$

$$L_t = \frac{32,31}{\pi \cdot 12,2 \cdot 10^{-3} \cdot 236} \rightarrow L_t = 65,62 \text{ m}$$

Le calcul a été fait en prenant en considération les chiffres après la virgule.

IV.1.13. Tableau récapitulatif I

Tableau IV.6 : Tableau récapitulatif des résultats

		Formules	Résultats	Unités
Fluide chaud	vitesse	$V_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho \cdot S_{pc}}$	0,0769	m/s
	Coefficient d'échange	$h_c = \frac{\lambda_c \cdot Nu_c}{D_{exT}}$	161,277	W /m <sup>2</sup> .°C
Fluide froid	Débit massique	$\dot{m}_{f3} = \frac{\phi_3}{(T_{fs} - T_{fe}) \cdot C_f}$	9,74	kg/s
	Coefficient d'échange	$h_f = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_{inT}}$	29563,31	W /m <sup>2</sup> .°C
	vitesse	$V_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho \cdot S_{pT}}$	0,4925	m/s
Faisceau (tubes)	Géométrie dans un tube	$S_{pT} = \frac{\pi D_{inT}^2}{4}$	8,17. 10 <sup>-5</sup>	m <sup>2</sup>
	Géométrie dans tous les tubes	$S_{tF} = S_{tT} \cdot N_T$	5,52. 10 <sup>-2</sup>	m <sup>2</sup>

calandre	Surface de passage dans la calandre	$S_{pC} = \frac{\pi D_{inc}^2}{4}$	0,12	$m^2$
Méthode $\Delta T_{LM}$	Flux thermique	$\phi = k \cdot S \cdot \Delta T_{LM} \cdot F$	813,98	$kW$
	Surface totale d'échange	$S = \frac{\phi}{k \cdot \Delta T_{LM} \cdot F}$	65,62	$m^2$
	$\Delta T_{LM}$	$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} + T_{fe})}{\ln(T_{ce} - T_{fs}) - \ln(T_{cs} + T_{fe})}$	85,21	$^{\circ}C$
Méthode de NUT	efficacité	$E = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$	0,4046	
	Nombre d'unité de transfère	$NUT = \frac{1}{1 - C_r} \ln\left(\frac{1 - EC_r}{1 - E}\right)$	0,57213	
	Surface d'échange	$S = \frac{NUT \cdot C_{min}}{K}$	65,62	$m^2$
	Longueur du faisceau	$L_t = \frac{S}{\pi \cdot D_{ext} \cdot N_t}$	3,57	$m$
Coefficient d'échange globale		$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_f} + R_{ec} + \frac{e}{\lambda_p} + R_{ef} + \frac{1}{h_c}$	148,55	$\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$

#### IV.1.14. Discussion des résultats

Au cours de cette étude nous avons calculé les performances et les caractéristiques d'un échangeur à tube et calandre à doubles passes à contre-courant. Nous avons calculé l'écart de température logarithmique moyen  $\Delta T_{LM}$ , la surface d'échange S et la longueur du faisceau.

Ce calcul à été effectué en utilisant deux méthodes différentes ; méthode  $\Delta T_{LM}$  à fin de dimensionner l'échangeur, méthode NUT est dans le but de vérifier les résultats obtenus.

Après avoir calculer les sections de passage, le diamètre hydraulique, les vitesses des deux fluides, les nombres adimensionnels nous avons calculé les coefficients d'échange local  $h_c$  et  $h_f$  des deux fluides (froid et chaud), dans le but de déduire le coefficient d'échange globale K et le facteur de correction F qui nous permettent de vérifier s'il y a un échange de chaleur entre le fluide froid (l'eau) et le fluide chaud (l'huile).

Pour cette échangeur nous avons trouvé la quantité de chaleur d'environ 813,98 kW en utilisant  $mC\Delta T$  égale à la même valeur trouvée en utilisant le coefficient d'échange globale K, la surface d'échange S et le facteur de correction F.

## IV.2. Dimensionnements des échangeurs à plaques et joints

### IV.2.1. Calcul de l'échangeur à plaques I

#### IV.2.1.1. Caractéristiques thermo physiques des deux fluides de l'échangeur à plaques I

Dans le tableau (IV.7) nous avons exposé les données de base caractérisant les fluides.

**Tableau IV.7** : propriétés thermo physiques des deux fluides (l'eau, l'huile).

Propriétés thermo physiques	Fluide froid (l'eau)	Fluide chaud (l'huile)
Capacité calorifique ( $C_c$ )	4181 J/kg. °C	2000 J/kg. °C
Masse volumique ( $\rho$ )	994 kg/ m <sup>3</sup>	903,82 kg/ m <sup>3</sup>
Viscosité ( $\mu$ )	8,3. 10 <sup>-4</sup> kg/m. s	0,3324 kg/m. s
Conductivité ( $\lambda$ )	0,6286 W/m. k	0,174 W/m. k

**Tableau IV.8** : paramètre de fonctionnement de l'échangeur

Fluide	Fluide chaud (l'huile)	Fluide froid (l'eau)
Température d'entrée (°C)	$T_{ce} = 101,8^\circ C$	$T_{fe} = 30^\circ C$
Température de sortie (°C)	$T_{cs} = 40^\circ C$	$T_{fs} = 50^\circ C$
Débit des fluides (kg/s)	$\dot{m}_c = 8,34$ kg/s	-

- Température moyenne de fluide froid (l'eau)  $T_{mf}$

$$T_{mf} = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{2}$$

$$T_{mf} = \frac{50 + 30}{2}$$

$$T_{mf} = 40^\circ C$$

- Température moyenne du fluide chaud (l'huile)  $T_{mc}$

$$T_{mc} = \frac{T_{ms} + T_{me}}{2}$$

$$T_{mc} = \frac{101,8 + 40}{2}$$

$$T_{mc} = 74,2^\circ C$$

- Calcul du débit du fluide froid  $\dot{m}_{f1}$  (l'eau) de l'échangeur à plaques I
- Flux thermique

$$\phi_1 = (\dot{m}_{fc}C)_c \cdot (T_{ce} - T_{cs}) = (\dot{m}_{ff}C)_f \cdot (T_{fe} - T_{fs1})$$

$$\phi_1 = (8,34 \cdot 2000) \cdot (101,8 - 40) \cdot 10^{-3}$$

$$\phi_1 = 1030,824 \text{ KW}$$

$$\phi = \phi_1 = (\dot{m}_{ff}C)_f \cdot (T_{fs} - T_{fe})$$

- Débit du fluide froid

$$\dot{m}_{f1} = \frac{\phi_1}{(T_{fs} - T_{fe}) \cdot C}$$

$$\dot{m}_{f1} = \frac{1030,824}{(50 - 30) \cdot 4,1773}$$

$$\dot{m}_{f1} = 12,34 \text{ kg/s}$$

- Calcul de l'écart de température logarithmique moyen  $\Delta T_{LM}$

$$\Delta T_{LM1} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln(T_{ce} - T_{fs}) - \ln(T_{cs} - T_{fe})}$$

$$\Delta T_{LM1} = \frac{(101,8 - 50) - (40 - 30)}{\ln(101,8 - 50) - \ln(40 - 30)}$$

$$\Delta T_{LM1} = 25,41^\circ\text{C}$$

- Coefficient d'échange global

Comme la surface est connue le coefficient d'échange globale se calcule à partir de la formule suivante :

$$\phi_1 = K_1 \cdot S_1 \cdot \Delta T_{LM1}$$

$$K_1 = \frac{\phi_1}{S_1 \cdot \Delta T_{LM1}}$$

$$K_1 = \frac{\phi_1}{S_1 \cdot \Delta T_{LM1}}$$

La surface  $S_1$  est donnée  $S_1 = 105,5 \text{ m}^2$

$$K_1 = \frac{1030,824}{105,5 \cdot 25,41} \cdot 10^3$$

$$K_1 = 384,52 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- **Calcul des capacités thermiques**

$$\dot{m}_c c_c = C_{c1} = 8,34.2000 = 16680 \text{ W}/^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_f c_f = C_{f1} = 12,34.4177 = 51544,18 \text{ W}/^\circ\text{C}$$

D'après le calcul on constate que :

$$C_{min1} = C_{c1} = 16680 \text{ W}/^\circ\text{C}$$

$$C_{max1} = C_{f1} = 51544,18 \text{ W}/^\circ\text{C}$$

- **Rapport des débits de capacités thermique**

$$C_{r1} = \frac{C_{min1}}{C_{max1}}$$

$$C_{r1} = \frac{16680}{51544,18}$$

$$C_{r1} = 0,3236$$

- **L'efficacité de l'échangeur à plaque I**

$$E_1 = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}}$$

$$E_1 = \frac{(\dot{m}C)_c \cdot (T_{ce} - T_{cs})}{(\dot{m}C)_{min1} \cdot (T_{ce} - T_{fe})}$$

$$E_1 = \frac{8,34.2000 \cdot (101,8 - 40)}{8,34.2000 \cdot (101,8 - 30)}$$

$$E_1 = 0,86$$

- **Calcul du nombre d'unité de transfert NUT**

$$NUT_1 = \frac{K_1 \cdot S_1}{C_{min1}}$$

$$NUT_1 = \frac{384,52 \cdot 105,5}{16680}$$

$$NUT_1 = 2,43$$

## IV.2.2. Calcul des échangeurs à plaques et joints II

### IV.2.2.1. Caractéristiques thermo physiques des deux fluides de l'échangeur à plaques et joints II

Dans cet échangeur à plaques II le fluide chaud est l'acide gras libre. Dans ces tableaux ci-dessous on expose les caractéristiques basiques de ce fluide et les paramètres de fonctionnement de l'échangeur à plaques II.

Les caractéristiques du fluide froid (l'eau) sont exposées ci-dessus

**Tableau IV.9:** Propriétés thermo physiques du fluide chaud (acide gras).

Propriétés thermo physiques	Valeurs utilisées par le service technique
Capacité calorifique (C)	1654,5 J/kg. °C
Masse volumique ( $\rho$ )	0,898 kg/ m <sup>3</sup>
Conductivité ( $\lambda$ )	0,21 W/m.k

**Tableau IV.10 :** paramètre de fonctionnement de l'échangeur

fluide	Fluide chaud (l'acide gras)	Fluide froid (l'eau)
Température d'entrée (°C)	$T_{ce} = 75^\circ\text{C}$	$T_{fe} = 30^\circ\text{C}$
Température de sortie (°C)	$T_{cs} = 50^\circ\text{C}$	$T_{fs} = 50^\circ\text{C}$
Débit des fluides (kg/s)	$\dot{m}_c = 20,83 \text{ kg/s}$	-

#### ❖ Calcul du débit du fluide froid $\dot{m}_{f2}$ de l'échangeur à plaque II

##### • Le flux thermique

Le flux de chaleur transféré entre les deux fluides peut être déterminé par l'expression suivante

$$\phi_2 = (\dot{m}C)_c. (T_{ce} - T_{cs}) = (\dot{m}C)_f. (T_{fe} - T_{fs1})$$

$$\phi_2 = (20,83 \cdot 16545). (75 - 50). 10^{-3}$$

$$\phi_2 = 8603,4 \text{ kw}$$

- **Le débit du fluide froid**

$$\phi_2 = (\dot{m}_{f2} \cdot C)_f \cdot (T_{fs} - T_{fe})$$

$$\dot{m}_{f2} = \frac{\phi_2}{(T_{fs} - T_{fe}) \cdot C}$$

$$\dot{m}_{f2} = \frac{8603,4}{(50 - 30) \cdot 4,1771}$$

$$\dot{m}_{f2} = 102,98 \text{ kg/s}$$

- **Calcul de l'écart de température logarithmique moyen  $\Delta T_{LM2}$**

$$\Delta T_{LM2} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln(T_{ce} - T_{fs}) - \ln(T_{cs} - T_{fe})}$$

$$\Delta T_{LM2} = \frac{(75 - 50) - (50 - 30)}{\ln(75 - 50) - \ln(50 - 30)}$$

$$\Delta T_{LM2} = 22,41^\circ\text{C}$$

- **Coefficient d'échange global**

Comme la surface est connue le coefficient d'échange globale se calcule à partir de la formule suivante :

$$\phi_2 = K_2 \cdot S_2 \cdot \Delta T_{LM2} \rightarrow K_2 = \frac{\phi_2}{S_2 \cdot \Delta T_{LM2}}$$

$$K_2 = \frac{\phi_2}{S_2 \cdot \Delta T_{LM2}}$$

La surface  $S_2$  est donnée  $S_2 = 73,8 \text{ m}^2$

$$K_2 = \frac{8603,4}{73,8 \cdot 22,41} 10^3$$

$$K_2 = 5202,02 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- **Calcul des capacités thermiques  $C_{\min}$  et  $C_{\max}$**

D'après le calcul on constate que :

$$\dot{m}_c c_c = C_{c2} = 20,83 \cdot 1654,5 = 34463,245 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_f c_f = C_{f2} = 9,61 \cdot 4177 = 40182,74 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

$$C_{\min 2} = C_{c2} = 34463,235 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

$$C_{\max 2} = C_{f2} = 40182,74 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

- **Rapport des débits de capacités thermique**

$$C_{r2} = \frac{C_{min2}}{C_{max2}}$$

$$C_{r2} = \frac{34463,235}{40182,74}$$

$$C_{r2} = 0,8577$$

- **Efficacité de l'échangeur à plaques II**

$$E_2 = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}}$$

$$E_2 = \frac{(\dot{m}C)_c \cdot (T_{ce} - T_{cs})}{(\dot{m}C)_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})}$$

$$E_2 = \frac{20,83.1654,5 \cdot (75 - 50)}{34463,235 \cdot (75 - 30)}$$

$$E_2 = 0,55$$

- **Calcul du nombre d'unité de transfert NUT**

$$NUT_2 = \frac{K_2 \cdot S_2}{C_{min2}}$$

$$NUT_2 = \frac{5202,02 \cdot 73,8}{34463,245}$$

$$NUT_2 = 11,02$$

- **Débit total**

Tableau IV.11 : débits du fluide froid dans les échangeurs

L'échangeurs	Le débit du fluide froid (l'eau) en (kg/s)
Echangeur tube et calandre	9,62
Echangeur à plaques I	12,34
Echangeur à plaques II	102,98

- **Débit total des échangeurs**

$$\dot{m}_{eauT} = \dot{m}_{f1} + \dot{m}_{f2} + \dot{m}_{f3}$$

$$\dot{m}_{eauT} = 12,34 + 102,98 + 9,74$$

$$\dot{m}_{eauT} = 125,06 \text{ kg/s}$$

## IV.2.3. Tableau récapitulatif II

Tableau IV.12 : Tableau récapitulatif des résultats obtenus de l'échangeur à plaque I et à Plaque II

		Formules	Résultats	Unités
L'échangeur à plaques I	Le débit massique	$\dot{m}_{f1} = \frac{\Phi_1}{(T_{fs} - T_{fe}) \cdot C}$	12,34	kg/s
	Coefficient d'échange globale	$K_1 = \frac{\Phi_1}{S_1 \Delta T_{LM}}$	384,51	W / m <sup>2</sup> .K
	$\Delta T_{LM}$	$\Delta T_{LM1} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} + T_{fe})}{\ln(T_{ce} - T_{fs}) - \ln(T_{cs} + T_{fe})}$	25,41	°C
	L'efficacité	$E_1 = \frac{(\dot{m}C)_c \cdot (T_{ce} - T_{cs})}{(\dot{m}C)_{min1} \cdot (T_{ce} - T_{fe})}$	0,86	-
	$NUT_1$	$NUT_1 = \frac{K_1 \cdot S_1}{C_{min1}}$	2,43	-
L'échangeur à plaque s II	Le débit massique	$\dot{m}_{f2} = \frac{\Phi_2}{(T_{fs} - T_{fe}) \cdot C}$		kg/s
	Coefficient d'échange globale	$K_2 = \frac{\Phi_2}{S_2 \cdot \Delta T_{LM2}}$	5202,02	W / m <sup>2</sup> .K
	$\Delta T_{LM}$	$\Delta T_{LM2} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} + T_{fe})}{\ln(T_{ce} - T_{fs}) - \ln(T_{cs} + T_{fe})}$	22,41	°C
	L'efficacité	$E_2 = \frac{(\dot{m}C)_c \cdot (T_{ce} - T_{cs})}{(\dot{m}C)_{min2} \cdot (T_{ce} - T_{fe})}$	0,55	-
	$NUT_2$	$NUT_2 = \frac{K_2 \cdot S_2}{C_{min2}}$	11,02	-

#### IV.2.4. Discussions de résultat

Au cours de cette étude on a calculé les performances de l'échangeur à plaque et joint I et II à contre-courant.

Avons calculé l'écart de température  $\Delta T_{LM1} = 25,41^\circ C$  et  $\Delta T_{LM2} = 22,41^\circ C$  le coefficient d'échange globale  $K_1 = 384,51 W/m^2 \cdot K$  et  $K_2 = 5202,02 W/m^2 \cdot K$  pour une surface d'échange  $S_1 = 105,5 m^2$  et  $S_2 = 73,8 m^2$  et l'efficacité  $E_1 = 0,86$  et  $E_2 = 0,55$  le nombre d'unité de transfert pour les deux échangeurs à plaque et joint I et II.

Nous avons constaté que pour une faible surface d'échange on obtient le meilleur coefficient d'échange  $K$ .

Donc nous déduisons que l'échangeur à plaque et joint I est plus efficace que l'échangeur à plaque et joint II.

### IV.3. Dimensionnement d'une tour de refroidissement

- **L'écart de la température**

$\Delta T$  C'est la différence entre la température de l'eau chaude entrant dans une tour et la température de l'eau refroidie par la tour.

$$\Delta T = T_{ee} - T_{se}$$

$$\Delta T = 50 - 30$$

$$\Delta T = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Puissance thermique d'une tour de refroidissement ouverte**

La puissance thermique d'une tour de refroidissement (en KW) est donnée par la formule suivante

$$Q = \dot{m}_{eauT} \cdot C_f' \cdot \Delta T$$

$$Q = 125,06.4,177.20. 10^{-3}$$

$$Q = 10,448 \text{ KW}$$

Avec  $\dot{m}_{eauT}$ : Débit d'eau circulant dans la tour de refroidissement en (kg/s).

$C_f$ : Capacité calorifique massique de l'eau en (KJ/kg.K).

$\Delta T$ : Écart de température entre l'eau chaude et l'eau refroidie en ( $^\circ\text{C}$ )

- **Calcul d'humidité spécifique à l'entrée de la tour**

Nous allons calculer d'abord la pression de saturation

$$\log_{10} P_s = \frac{7.625.20}{241 + 20} + 2.7877$$

$$P_{se} = 10^{\frac{7.625.20}{241+20}+2.7877}$$

$$P_{se} = 2355.001498 \text{ Pa}$$

$$r_e^s = 0.622 \frac{P_v}{P - P_v}$$

$$r_e^s = 0.622 \frac{\Psi \cdot P_{se}}{P - \Psi \cdot P_{se}}$$

$$r_e^s = 0.622 \frac{0.5 \cdot 2355,001498}{105000 - (0,5.2355,001498)}$$

$$r_e^s = 0.0071 \frac{\text{kg}}{\text{kg d'air sec}}$$

- **Vérification de calcul à partir du diagramme de CARRIER (  $\theta, r^s$  )**

D'après le diagramme  $r_e^s = 0.0075 \frac{kg}{kg \text{ d'air sec}}$

- **Calcul d'humidité spécifique à la sortie de la tour**

$$\log_{10} P_s = \frac{7.625.40}{241 + 40} + 2.7877$$

$$P_{ss} = 10^{\frac{7.625.40}{241+40} + 2.7877}$$

$$P_{ss} = 7466.366513 \text{ Pa}$$

$$r_s^s = 0.622 \frac{P_v}{P - P_v}$$

$$r_s^s = 0.622 \frac{\Psi \cdot P_{ss}}{P - \Psi \cdot P_{ss}}$$

$$r_s^s = 0.622 \frac{1.7466,366513}{105000 - (1.7466,366513)}$$

$$r_s^s = 0.048 \frac{kg}{kg \text{ d'air sec}}$$

- **Vérification de calcul à partir du diagramme de CARRIER (  $\theta, r^s$  )**

D'après le diagramme  $r_e^s = 0.048 \frac{kg}{kg \text{ d'air sec}}$

- **Calcul d'enthalpie spécifique à l'entrée de la tour**

Pour calculer l'enthalpie spécifique à l'entrée on utilise la loi suivante :

$$H^s = 1.006 \theta + r^s (2500.8 + 1.8266 \theta)$$

$$H_e^s = 1.006 \cdot 20 + 0.0071 (2500.8 + 1.8266 \cdot 20)$$

$$H_e^s = 38.13 \frac{kg}{kg \text{ d'air sec}}$$

- **Vérification de calcul à partir du diagramme de CARRIER** En appliquant la règle trois on trouve :

$$10 \text{ Kg} \rightarrow 1 \text{ Cm}$$

$$X \rightarrow 0.8 \text{ Cm}$$

$$H_e^s = 30 + X$$

$$X = \frac{0,8 \cdot 10}{1}$$

$$X = 8 \text{ Cm}$$

$$H_e^s = 30 + 8$$

$$H_e^s = 38 \frac{\text{kg}}{\text{kg d'air sec}}$$

- **Calcul d'enthalpie spécifique a la sortie de la tour**

En utilisant la même loi précédente de  $H^s$

$$H^s = 1.006 \theta + r^s (2500.8 + 1.8266 \theta)$$

$$H_s^s = 1.006 \cdot 40 + 0.0071 (2500.8 + 1.8266 \cdot 40)$$

$$H_s^s = 163.78 \frac{\text{kg}}{\text{kg d'air sec}}$$

- **Vérification de calcul d'après le diagramme de CARRIER**

Par la méthode précédente

$$10 \text{ Kg} \rightarrow 1 \text{ Cm}$$

$$X \rightarrow 0.3 \text{ Cm}$$

$$H_s^s = 160 + X$$

$$X = \frac{0,3 \cdot 10}{1}$$

$$X = 3 \text{ Cm}$$

$$H_s^s = 160 + 3$$

$$H_s^s = 163 \frac{\text{kg}}{\text{kg d'air sec}}$$

- **Calcul volume spécifique à l'entrée de la tour**

$$V_e^s = \frac{461,24 (r^s + 0,622) \cdot T}{P}$$

$$V_e^s = \frac{461,24 (0,0071 + 0,622) \cdot 293,15}{105000}$$

$$V_e^s = 0,81 \frac{m^3}{kg \text{ d'air sec}}$$

- **Vérification de calcul à partir du diagramme de CARRIER**

$$0,025 \rightarrow 2,3 \text{ Cm}$$

$$Y \rightarrow 0,9 \text{ Cm}$$

$$Y = \frac{0,9 \cdot 0,025}{2,3}$$

$$Y = 0,0098 \text{ Cm}$$

$$V_e^s = 0,800 + Y$$

$$V_e^s = 0,81 \frac{m^3}{kg \text{ d'air sec}}$$

- **Calcul volume spécifique à la sortie de la tour**

$$V_s^s = \frac{461,24 (r^s + 0,622) \cdot T}{P}$$

$$V_s^s = \frac{461,24 (0,048 + 0,622) \cdot 313,15}{105000}$$

$$V_s^s = 0,921 \frac{m^3}{kg \text{ d'air sec}}$$

- **Vérification de calcul à partir du diagramme de CARRIER**

$$0,025 \rightarrow 1,9 \text{ Cm}$$

$$Y \rightarrow 1,6 \text{ Cm}$$

$$Y = \frac{0,025 \cdot 1,6}{1,9}$$

$$Y = 0,021 \text{ Cm}$$

$$V_s^s = 0,9 + Y$$

$$= 0,9 + 0,021$$

$$V_s^s = 0,921 \frac{m^3}{kg \text{ d'air sec}}$$

- **Calcul le débit d'eau Perdue**

$$\dot{m}_{eau\ perdue} = \dot{m}_{air}(r_s^s - r_e^s)$$

$$\dot{m}_{eau\ perdue} = 0.033 (0.048 - 0.0071) \dot{m}_{eau}$$

$$\dot{m}_{eau\ perdue} = 0.000135 [Kg / S]$$

- **Calcul de flux d'air de la tour**

$$\Phi_{air} = q_{m\ air} (H_s^s - H_e^s)$$

$$\Phi_{air} = 0.033 (163.78 - 38.13)$$

$$\Phi_{air} = 4,14645\ kW$$

- **Calcul de flux d'eau de la tour**

$$\Phi_{eau} = \dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}} \cdot \Delta T$$

$$\Phi_{eau} = 125,06 \cdot 4,177 \cdot 20 \cdot 10^{-3}$$

$$\Phi_{eau} = 10.448\ KW$$

## Conclusion

Après un calcul bien détaillé nous avons abouti à un résultat qui coïncide avec les contraintes imposées avec l'installation de refroidissement considérée

Ce projet industriel a été très enrichissant, tant de point de vues personnels que professionnels.

Tout d'abord, il nous a permis de mieux connaître le fonctionnement des systèmes de refroidissement industriel à la raffinerie de l'huile Cevital, et il nous a aussi permis d'entrer en contact avec le milieu industriel et de pouvoir appliquer les connaissances théoriques acquises.

Il nous a ensuite révélé les difficultés qui peuvent intervenir lors du déroulement d'une étude technique à savoir les problèmes d'approvisionnement de matériel, de coordination entre services, de budget et de gestion du temps.

Dans notre travail nous avons étudié les deux échangeurs à plaques et joints et dimensionné un échangeur de chaleur tube et calandre à contre-courant dans le but de refroidir l'huile (soja).

Nous avons aussi étudié la tour de refroidissement dans le but de refroidir l'eau revenant des échangeurs.

Nous avons un tableau de récapitulatif I pour l'échangeur tube et calandre et récapitulatif II pour l'échangeur à plaques et joints.

## Références Bibliographiques

- [1] **M. MATHLOUTHI, R. M.C BARBARA**, l'extraction du sucre. CEDUS :  
centre d'étude et de documentation du sucre.1-17 P, (2001).
- [2] : Documentation Onidol « Varier les huiles végétales, c'est vital.
- [3] : Nouvelles Huiles végétales. Pessac ,10 mars 2005.  
[a.rossignolcastera@iterg.com](mailto:a.rossignolcastera@iterg.com)
- [4] : document de cevital
- [5] : **Wikipedia**, encyclopédie libre sur Internet
- [6] **Renaud FEIDT** « Réfrigérants atmosphériques tours aéroréfrigérantes indirecte ». Technique de l'ingénieur [P26452].
- [7] **André BONTEMPS**, « Echangeur de chaleur définitions et principes généraux ». Technique de l'ingénieur (2014).
- [8] **André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL**, « Description des échangeurs ». Technique de l'ingénieur [B 2 341].59
- [9] **A.MENIDJEL**, « Exploitation des échangeurs à faisceaux et calandre ». I.AP/ SPA. SKIKDA (2009).
- [10] **MOUZAIA Riad, SMAIL Mouhemed Walid**, dimensionnement d'un système de refroidissement à eau Cevital-Béjaia,, mémoire Master 2, sous la direction Mr. SADAOUI D Université A. MIRA – BEJAIA, 2015, P 59.
- [1] **D<sup>r</sup> ALAIN BESSON, D<sup>r</sup> WERNER BAUER**, « les traitements thermiques » université de Lausanne, 2000/2001.
- [2] **Jean-François Sacadura**, Initiation au transfert thermique (1980).

- [3] **Jean Castaing-Lasvignottes**, Technologie et principes de fonctionnement des échangeurs de chaleur (2002).
- [4] **BOUGROUI Chrif(2004)**. Calcul et technologie des échangeurs de chaleurs. Place centrale Ben Aknoun-ALGER : l'office des publications universitaires, 198 p.
- [5] **Ana-Maria BIANCHI, Yves FAUTRELLE, Jacqueline ETAY (2004)**. Transferts thermiques.Lausanne : Press polytechnique et universitaires romandes, 554p.
- [6] **FRANCK KREITH**, « Transmission de chaleur et thermodynamique », 1967.
- [7] **R. VIDIL, les échangeurs à plaques et joints**, « Description, éléments de dimensionnement » -paris : Lavoisier, février 1982.
- [8] **HANI Mohamed, KADRI Tanina**, dimensionnement de l'échangeur à plaques et joints de la section de production de la margarine du complexe agroalimentaire CEVITAL de Béjaia, mémoire Master 2, sous la direction Mr A.Metref,Mr Y.Milaz , Béjaia, Université A. MIRA – BEJAIA, 2016/2017, P 59.
- [19] **Dr.Fateh MEBAREK-LOUDINA**, Echangeur de chaleur, cour master en Mécanique Energétique, Physique Energétique - Alger : Al-Djazair, janvier 2014.

# ANNEXE

## CARACTERISTIQUES DE L'EAU

Température	Viscosité dynamique	Capacité calorifique	Masse volumique
$T$	$\lambda$	$C_p$	$\rho$
$^{\circ}C$	$kg/m.S$	$J/kg.^{\circ}C$	$kg/m^3$
25	9,13 10 <sup>-4</sup>	4184,5	955
29,61	8,3 10 <sup>-4</sup>	4181,5	994
34,22	7,55 10 <sup>-4</sup>	4178,5	992,6
35	7,4 10 <sup>-4</sup>	4178	992,4
48,5	5,69 10 <sup>-4</sup>	4176,6	988,6
62	4,6 10 <sup>-4</sup>	4182	984,5

## CARACTERISTIQUES DE L'HUILLE (SOJA)

Viscosité			Chaleur spécifique		Masse volumique	Conductivité thermique
$T$	$\mu$	$\mu$	$C_p$	$C_p$	$\rho$	$\lambda$
$^{\circ}C$	$C_p$	$Pa.s$	$Kcal/kg.^{\circ}C$	$kJ/kg.^{\circ}C$	$kg/l$	$W/m^2.K$
30	33,2449	0,0332449	0,461432	1,93109292	0,9159054	0,174
40	27,475	0,027475	0,468516	1,96073946	0,9125676	0,174
50	22,3463	0,0223463	0,4756	1,990386	0,909445	0,174
60	17,8588	0,0178588	0,482684	2,02003254	0,9065376	0,174
70	14,0125	0,0140125	0,489768	2,04967908	0,9038454	0,174

# ANNEXE

## TABELE THERMODYNAMIQUE DE L'EAU

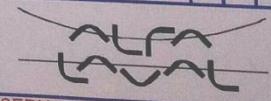
t °C	$p_s$	$\rho'$	$\rho''$	$h'$	$h''$	$s'$	$s''$	$c_{p'}$	$c_{p''}$	$\alpha_v'$	$\alpha_v''$
	bar	kg m <sup>-3</sup>		kJ kg <sup>-1</sup>		kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>		kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>		10 <sup>-3</sup> K <sup>-1</sup>	
0.00 <sup>a</sup>	0.006112	999.79	0.004851	-0.041588	2500.9	-0.000155	9.1558	4.220	1.888	-0.06807	3.681
0.01 <sup>b</sup>	0.006117	999.79	0.004854	0.000612	2500.9	0.000000	9.1555	4.220	1.888	-0.06789	3.681
5.00	0.008726	999.92	0.006802	21.019	2510.1	0.076252	9.0249	4.205	1.892	0.01599	3.618
10.00	0.012282	999.65	0.009407	42.021	2519.2	0.15109	8.8998	4.196	1.896	0.08789	3.559
15.00	0.017057	999.05	0.01284	62.984	2528.4	0.22447	8.7804	4.189	1.900	0.1507	3.501
20.00	0.023392	998.16	0.01731	83.920	2537.5	0.29650	8.6661	4.185	1.906	0.2065	3.447
25.00	0.031697	997.00	0.02307	104.84	2546.5	0.36726	8.5568	4.182	1.912	0.2568	3.395
30.00	0.042467	995.61	0.03041	125.75	2555.6	0.43679	8.4521	4.180	1.918	0.3028	3.346
35.00	0.056286	994.00	0.03967	146.64	2564.6	0.50517	8.3518	4.179	1.925	0.3453	3.298
40.00	0.073844	992.18	0.05124	167.54	2573.5	0.57243	8.2557	4.179	1.932	0.3849	3.254
45.00	0.095944	990.18	0.06556	188.44	2582.5	0.63862	8.1634	4.179	1.940	0.4222	3.211
50.00	0.12351	988.01	0.08314	209.34	2591.3	0.70379	8.0749	4.180	1.948	0.4574	3.171
55.00	0.15761	985.67	0.10455	230.24	2600.1	0.76798	7.9899	4.181	1.957	0.4910	3.133
60.00	0.19946	983.18	0.13042	251.15	2608.8	0.83122	7.9082	4.183	1.966	0.5232	3.098
65.00	0.25041	980.53	0.16145	272.08	2617.5	0.89354	7.8296	4.185	1.976	0.5542	3.064
70.00	0.31201	977.75	0.19842	293.02	2626.1	0.95499	7.7540	4.188	1.987	0.5841	3.033
75.00	0.38595	974.83	0.24218	313.97	2634.6	1.0156	7.6812	4.192	1.999	0.6133	3.005
80.00	0.47415	971.78	0.29366	334.95	2643.0	1.0754	7.6110	4.196	2.012	0.6417	2.979
85.00	0.57867	968.60	0.35387	355.95	2651.3	1.1344	7.5434	4.200	2.026	0.6696	2.955
90.00	0.70182	965.30	0.42388	376.97	2659.5	1.1927	7.4781	4.205	2.042	0.6970	2.934
95.00	0.84609	961.89	0.50489	398.02	2667.6	1.2502	7.4150	4.211	2.059	0.7241	2.916
100.00	1.0142	958.35	0.59814	419.10	2675.6	1.3070	7.3541	4.217	2.077	0.7510	2.901
110.00	1.4338	950.95	0.82686	461.36	2691.1	1.4187	7.2380	4.230	2.121	0.8044	2.880
120.00	1.9867	943.11	1.1220	503.78	2705.9	1.5278	7.1291	4.246	2.174	0.8580	2.871
130.00	2.7026	934.83	1.4968	546.39	2720.1	1.6346	7.0264	4.265	2.237	0.9124	2.876
140.00	3.6150	926.13	1.9665	589.20	2733.4	1.7393	6.9298	4.286	2.311	0.9683	2.894
150.00	4.7610	917.01	2.5478	632.25	2745.9	1.8420	6.8370	4.310	2.396	1.026	2.927
160.00	6.1814	907.45	3.2593	675.57	2757.4	1.9428	6.7491	4.338	2.492	1.087	2.975
170.00	7.9205	897.45	4.1217	719.21	2767.9	2.0419	6.6649	4.369	2.599	1.152	3.038
180.00	10.026	887.01	5.1583	763.19	2777.2	2.1395	6.5841	4.406	2.716	1.222	3.117
190.00	12.550	876.08	6.3948	807.57	2785.3	2.2358	6.5060	4.447	2.846	1.297	3.214
200.00	15.547	864.67	7.8603	852.39	2792.1	2.3308	6.4308	4.494	2.990	1.379	3.332
210.00	19.074	852.73	9.5875	897.73	2797.4	2.4248	6.3565	4.548	3.150	1.469	3.474

# ANNEXE

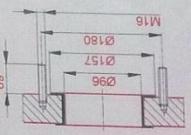
## PARAMETRES DE FONCTIONNEMENT DE L'ECHANGEUR A PLAQUES ET JOINTS I

REMARKS:		SIDE 1	SIDE 2	HEAT LOAD	1182 kW
TEST PRESSURE	18,6 bar	18,6 bar	GASKET	HNBR CLIP-ON	
DESIGN PRESSURE	13 bar	13 bar	PLATE MATERIAL	ALLOY 316	
MIN DESIGN PRESSURE	0 bar	0 bar	PLATE THICKNESS	0.50 mm	
MAX TEMPERATURE	150 °C	150 °C	HEATING SURFACE	105.5 m <sup>2</sup>	
MIN TEMPERATURE	-10 °C	-10 °C	PLATE GROUPING	1*106H/1*106H	
NET WEIGHT	1129 kg		WEIGHT WITH WATER	1403 kg	

SUPPLIER	REF.	ITEM NO.	PLATE HEAT EXCHANGER <b>TL10-PFG</b> PED	 SERIAL NUMBER 30109-27868
LUND_SEI	K15-42301-10			
AGENT / REF.	2087017/DESMET/FBE/BWG/02			
CUSTOMER NAME / REF. NO.				DATE
N. V. Desmet Ballestra Group S.A. /				2015-08-11
SIGN.		RISK CATEGORY		REV NO.
700971		4		0

600 RECOMMENDED FREE SPACE FOR OPENING AND CLOSING		EN 1092-1 DN100 PN16 SS SHEET LINING S 1.502 S3 54 1.68		ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS SIDE MEDIA 1 Veg Oil Ballestra 2 Water

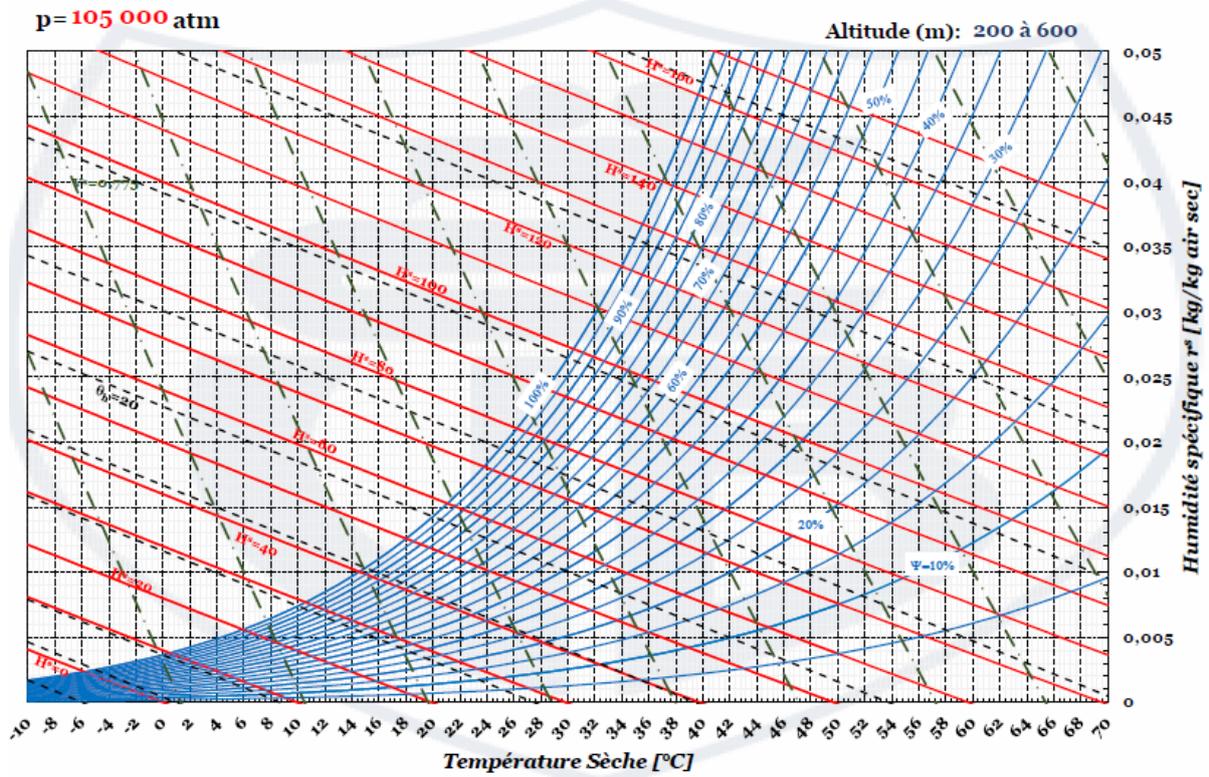
# ANNEXE

## PARAMETRES DE FONCTIONNEMENT DE L'ECHANGEUR A PLAQUES ET JOINTS II

<p>1500 RECOMMENDED FREE SPACE FOR OPENING AND CLOSING</p>				<p>ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS</p> <table border="1"> <tr> <th>SIDE</th> <th>MEDIA</th> </tr> <tr> <td>1</td> <td>FAD Ballestra</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Water</td> </tr> </table>	SIDE	MEDIA	1	FAD Ballestra	2	Water
SIDE	MEDIA									
1	FAD Ballestra									
2	Water									
REMARKS:	SIDE 1	SIDE 2	HEAT LOAD	581 kW						
TEST PRESSURE	8,6 bar	8,6 bar	GASKET	NBRP CLIP-ON						
DESIGN PRESSURE	6 bar	6 bar	PLATE MATERIAL	ALLOY 304						
MIN DESIGN PRESSURE	0 bar	0 bar	PLATE THICKNESS	0.50 mm						
MAX TEMPERATURE	100 °C	100 °C	HEATING SURFACE	73.8 m <sup>2</sup>						
MIN TEMPERATURE	-10 °C	-10 °C	PLATE GROUPING	1*60ML/1*60MH						
NET WEIGHT	1087 kg		WEIGHT WITH WATER	1273 kg						
SUPPLIER LUND SEI	REF. K15-42300-10	ITEM NO.	PLATE HEAT EXCHANGER							
AGENT / REF. 2087017/DESMET/FBE/BWG/01										
CUSTOMER NAME / REF. NO. N.V. Desmet Ballestra Group S.A. /										
SIGN. 700971		RISK CATEGORY 3	<p><b>M15-BFM</b></p> <p>PED</p>							
			SERIAL NUMBER 30109-27867							
			DATE 2015-08-11	REV NO. 0						

# ANNEXE

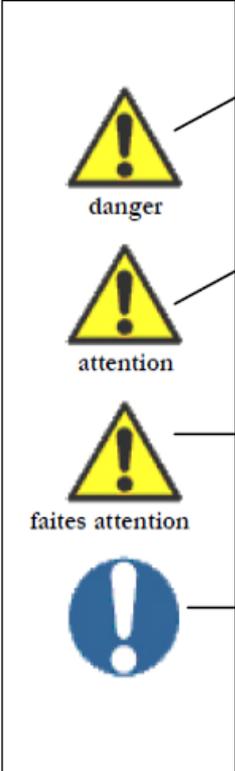
## LE DIAGRAMME DE CARRIER



# ANNEXE

## Consignes de sécurité

Ces consignes d'exploitation utilisent les symboles suivants

	➤ Ce symbole indique un <b>danger immédiat</b> en matière de santé.
	➤ Le non respect de cette consigne risque de provoquer une blessure grave.
	➤ Ce symbole indique un <b>danger possible</b> en matière de santé.
	➤ Le non respect de cette consigne risque de provoquer une blessure grave.
➤ Ce symbole indique un <b>risque possible</b> en matière de santé.	
➤ Le non respect de cette consigne risque de provoquer une blessure ou des dégâts.	
➤ Ce symbole indique des informations importantes sur la bonne manutention de cet appareil.	
➤ Le non respect de cette consigne risque d'endommager l'échangeur de chaleur et (ou) son environnement immédiat	

Notre travail porte sur l'étude de refroidissement de l'huile finit, bien entendu en tenant compte de ses paramètres d'entrés et de sorties des composantes de refroidissement.

Axée sur deux approches, notre étude se focalise en premier sur son aspect pratique basé sur le dimensionnement d'un échangeur de chaleur tube et calandre à double passe à contre-courant et calcul de deux échangeurs à plaques joints.

Deuxièmement, calcul d'une tour de refroidissement à circuit ouvert cas contacte directe (air/eau).

L'intérêt recherché, est d'en parvenir, en fin de compte, à satisfaire les conditions de bon fonctionnement, en déterminant la surface d'échange et le coefficient d'échange globale ainsi la longueur de l'échangeur et le coefficient d'échange globale et l'efficacité des deux échangeurs à plaques et joints. Puis finir de déterminer la puissance de la touret la quantité d'eau perdue.

**Mots-clés :** refroidissement, chaleur, échangeur tubulaire à contre-courant, machine thermique, tour de refroidissement à contre-courant, puissance, installation de refroidissement.

### **Abstract**

Our work focuses on the oil cooling study the study, absolutely taking into the account its input and and output parameters of cooling components.

First of all, our study stands practically on two apcoachers, it is based on the desing of heat exchanger tube and grille with double passes and plate heat exchanger and gaskets.

Secondly calculation of an open circuit cooling tower case direct contact (air/water).

The research intended finally to reach to satisfy the conditions of well-functioning, by determining the surface of exchange and global coefficient exchange, in addition to the length of the exchanger and the global coefficient exchange, the efficacy of the plate heat exchanger and gaskets then finish by determining the power of the tower and the amount of water lost.

**Key-words:** coolin-heat, plate heat exchanger, contercourent, power installation of cooling, heat exchanger tube.

# *Chapitre I*

*Présentation de l'entreprise et  
de l'installation*

# *Chapitre II*

## *Technique de refroidissement*

# *Chapitre III*

## *Méthodologie de dimensionnement des échangeurs et d'une tour de refroidissement*

# *Chapitre IV*

*Calcul des échangeurs et  
d'une tour refroidissement*

# ***ANNEXE***

# *Introduction général*

# *Conclusion général*