

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 : Installations

Energétiques et Turbomachines

Par :

BOUFOUDI Hamza

ALLAOUA Fouad

Thème

**Dimensionnement d'un système de refroidissement d'huile
de lubrification de la centrale en cogénération – Cevital,
Béjaïa**

Soutenu le 25/06/2018 devant le jury composé de :

Mr : ALI AGHA H.

Président

Mr : DJERRADA A.

Rapporteur

Mr : BENSLIMANE A.

Examineur

Année Universitaire 2017-2018

Remerciement

Tout d'abord nous remercions dieu de nous avoir aidés à accomplir ce travail.

Nous tenons à exprimer ici tout notre reconnaissance à monsieur DJERRADA A pour l'honneur qui nous a fait en assurant l'encadrement de ce présent mémoire. Nous n'oublions pas de citer l'extrême richesse de son enseignement et l'influence importante qu'il a eus sur nous, ainsi que Mr SAHI.

Que, nos enseignants trouvent ici l'expression de notre profonde gratitude, pour les efforts qu'ils ont déployés au cours de notre formation.

Nous tenons remercier les membres de jury d'avoir accepté de juger notre travail.

On tient à remercier aussi Mr ALLOUI notre encadreur au niveau de l'entreprise Cevital pour ses collaborations et conseils durant notre stage pratique.

Sans oublier de remercier tous les membres de nos familles respectives, pour leur soutien et leurs encouragements, particulièrement nos parents.

Enfin, merci à tous ce qui ont contribué de près ou de loin à ce mémoire, du point de vue scientifique ou administratif.

La concrétisation de ce travail n'aurait jamais vue le jour sans la précieuse collaboration et sans l'obstination d'une dynamique équipe : nos amis (es) nos collègues et nos proches et dans le souci de n'oublier personne, que tous ceux qui nous ont aidé, de près ou de loin, trouvent l'expression de notre profonde gratitude.

Dédicaces

J'ai l'honneur et le grand plaisir de dédier ce modeste travail à :

La mémoire de mes grands-parents maternels et à la mémoire de mon frère Saïd et ma grande mère qui ont gardé une place dans mon cœur et que Dieu les accueille dans son vaste paradis.

Mes très chers parents qui m'ont aidé et soutenu à chaque épreuve de ma vie et auxquels je ne pourrais leurs rendre assez.

Mon cher frère Lounes et son épouse Samira et leurs petits fils Malak et Abdel Mouman et manare que Dieu les protège.

À la personne qui ma trop aidé durant toute mon passé que je ne pouvais pas lui rendre assez : mon frère Youcef et son épouse Chrifa et à leur petit fils Ayoub et leur petite fille

Hadjere que Dieu les protèges.

Qu'il me soit permis d'adresser une dédicace spéciale à Mon cher frère Mouloud.

Mes chères sœurs Taous et Sabiha et sont oublier ma chère amie Melissa.

À toute ma famille, oncles, tantes, cousines et cousins.

Tout (es) mes cousin (es) de loin ou de près.

*Mon binôme Fouad ainsi que toute sa famille.**

À mon ami Tarik

Tout (es) mes amis (es) et surtout, Halim, Hmimi, Bilal, et son oublier Kheirdine.

Et a tous mes ami(e)s

À toute la promo GM (2017/2018).

Hamza

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 qui m'on toujours aidé.*

*A ma fiancée qui a toujours été là à mes côtés, m'a énormément
soutenu et encouragé.*

A mes grands-parents, tous mes oncles et tantes et mes cousins et cousines.

*A tous mes amis, et à toute personne ayant contribué de près
ou de loin à l'élaboration de ce travail.*

Fouad

Nomenclature

Symboles	Définitions	Unités (SI)
C_c	Capacité thermique du fluide chaud	$W\ ^\circ C^{-1}$
C_f	Capacité thermique du fluide froid	$W\ ^\circ C^{-1}$
c_c	Capacité calorifique du fluide chaud	$J\ kg^{-1}\ ^\circ C^{-1}$
c_f	Capacité calorifique du fluide froid	$J\ kg^{-1}\ ^\circ C^{-1}$
D_{exc}	Diamètre extérieur de la calandre	m
D_{ext}	Diamètre extérieur des tubes	m
D_h	Diamètre hydraulique	m
D_{ic}	Diamètre intérieur de la chaleur	m
D_{it}	Diamètre intérieur des tubes	m
e_c	Epaisseur de la calandre	m
e_t	Epaisseur du tube	m
f	coefficient de frottement	-
h_c	Coefficient d'échange coté chaud	$W\ m^{-2}\ ^\circ C^{-1}$
h_f	Coefficient d'échange coté froid	$W\ m^{-2}\ ^\circ C^{-1}$
K	Coefficient d'échange global	$W\ m^{-2}\ ^\circ C^{-1}$
L_t	Longueur totale des tubes	m
\dot{m}_c	Débit massique du fluide chaud	$kg\ s^{-1}$
\dot{m}_f	Débit massique du fluide froid	$kg\ s^{-1}$
\dot{m}_{can}	Débit massique dans la canalisation externe	$kg\ s^{-1}$
\dot{m}_t	Débit massique dans un tube	$kg\ s^{-1}$
P	Périmètre mouillé par la veine fluide	m
Q	Quantité de chaleur	J

Nomenclature

R_{ec}	Résistance d'encrassement coté chaud	$m^2 \text{ } ^\circ\text{C}/ W^{-1}$
R_{ef}	Résistance d'encrassement coté froid	$m^2 \text{ } ^\circ\text{C}/ W^{-1}$
R_t	Rayon intérieur d'un tube	m
R_c	Rayon intérieur de la calandre	m
S	Surface d'échange	m^2
S_L	Pas longitudinal	m
S_T	Pas transversal	m
S_{PC}	Section de passage de la calandre	m^2
S_{pf}	Section de passage du faisceau	m^2
S_{pt}	Section de passage d'un tube	m^2
S_{pt}	Section total d'un tube	m^2
S_{tc}	Section totale de la calandre	m^2
T_c	Température du fluide chaud	$^\circ\text{C}$
T_f	Température du fluide froid	$^\circ\text{C}$
T_{ce}	Température d'entrée du fluide chaud	$^\circ\text{C}$
T_{cs}	Température de sortie du fluide chaud	$^\circ\text{C}$
T_{fe}	Température d'entrée du fluide froid	$^\circ\text{C}$
T_{fs}	Température de sortie du fluide froid	$^\circ\text{C}$
T_{mc}	Température moyenne d'huile chaude	$^\circ\text{C}$
T_{mf}	Température moyenne de l'eau froide	$^\circ\text{C}$
t	temps	s
V_t	Vitesse dans un tube	$m \text{ } s^{-1}$
V_c	Vitesse dans la calandre	$m \text{ } s^{-1}$

Nomenclature

ΔP	Perte de pression	bar
$\Delta H_e, \Delta H_s$	Perte de charge à l'entrée (sortie)	m
ΔH_r	Perte de charge linéaire	m
ΔT_{LM}	Différence de température logarithmique moyenne	°C

Nombres adimensionnels

C_r	Rapport des débits de capacité thermique	-
E	Efficacité	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
NUT	Nombre d'unités de transfert	-
Pr	Nombre de Prandtl	-
Re	Nombre de Reynolds	-

Symboles grecques

Φ	Flux de chaleur	W
$\Phi_{Aéro}$	Puissance calorifique d'une seule cellule aéroréfrigérante	W
Φ_f	Puissance des 24 cellules aéroréfrigérante	W
λ	Conductivité thermique	$W m^{-1} °C^{-1}$
μ, μ_p	Viscosité dynamique (à la température de paroi)	$kg m^{-1} s^{-1}$
ρ	Masse volumique	$kg m^{-3}$
π	Constant	rad
Λ, ξ	Coefficient de pertes de charge linéaire et singulière	

Indices

c	Chaud
ce	Entrée du fluide chaud

Nomenclature

cs	Sortie du fluide chaud
e	Entrée
ext	Extérieur
f	Froid
fe	Entrée du fluide froid
fs	Sortie du fluide froid
it	Intérieur
min, max	Minimum et maximum
s	Sortie
n	Nombre de cellules

Liste des figures

Figure I.1 : Plan de masse du complexe CEVITAL.	4
Figure I.2 : Group Turbo alternateur.....	7
Figure I.3 : Système d’huile de lubrification	8
Figure I.4 : Réservoir d'huile.	9
Figure I.5 : pompes volumétriques.	10
Figure I.6 : Réfrigérant d'huile.....	11
Figure I.7 : Vanne thermostatique.	11
Figure I.8 : Filtre à huile double.	12
Figure I.9 : Moto ventilateur –déshuileur.	12
Figure II. 1 : Différent modes de circulation	16
Figure II. 2 : Différents types d’échangeurs tubulaires	18
Figure II.3 : Schéma d’un échangeur a faisceau tubulaire	19
Figure II. 4 : Échangeur à plaques	19
Figure II 5 : Échangeur rotatif à matrice tournante	21
Figure II 6 : Récupération d’énergie sur les gaz d’échappement d’une turbine à gaz à l’aide d’un échangeur rotatif	21
Figure II. 7 : Échangeurs régénérateurs statiques	22
Figure II. 8 : Échangeur à caloducs : schéma de principe	23
Figure II.9 : Échangeur à spirale	23
Figure II. 10 : Échangeur lamellaire	24
Figure II.11 : Échangeur a plaque brasées	25
Figure II.12 : Tour aéroréfrigérante industrielle hybride ouverte avec échangeur tubulaire	26
Figure II.13 : Tour de refroidissement a tirage naturel par cheminée	27
Figure II.14 : Schéma de principe du système de refroidissement à tirage naturel.	28
Figure II.15 : Tours aéroréfrigérantes à circuit ouvert à contre-courant.	29

Liste des figures

Figure III.1 : Distribution des températures dans le cas des deux échangeurs.....	34
Figure III.2 : Echangeur a tube et calandre.	37
Figure III.3 : Disposition des faisceaux.....	37
Figure III. 4 : L'écoulement dans un échangeur a faicseau et calandre	38
Figure III. 5 : (a) Faisceau en quinconce (b) Faisceau en ligne.	38
Figure III. 6 : Représentation analogique du transfert de chaleur au travers des différentes résistances thermiques.....	40
Figure III. 7 : Central de huile de lubrification	43
Figure III. 8 : Lubrification de la ligne turboaltérnateur	43
Figure III. 9 : Circuit d'eau de refroidissement	44

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau IV.1 : Propriétés thermo physiques des deux fluides (eau, huile).	45
Tableau IV.2 : Paramètre de fonctionnement de l'échangeur.	45
Tableau IV.3 : Caractéristiques mécaniques imposées.....	46
Tableau IV.4 : Résistance d'encrassement côté chaud et côté froid.	51
Tableau IV.5 : Tableau récapitulatif des résultats.	56
Tableau IV.6 : Paramètre de fonctionnement d'une seule cellule aéroréfrigérante.	60

Sommaire

Sommaire

Introduction générale	1
I. PRESENTATION DU COMPLEXE CEVITAL DE BEJAIA	3
Introduction	3
I.1 Historique	3
I.2 Situation géographique	3
I.3 Mission et objectifs et valeurs de l'entreprise	4
I.3.1 Valeurs de l'entreprise	4
I.3.2 Missions et objectifs	4
I.4 Activités de Cevital	5
I.5 Unités de production.....	5
I.5.1 Raffinerie d'huile	5
I.5.2 Margarinerie.....	5
I.5.3 Raffinerie de sucre	5
I.5.4 Stockage de la matière première	6
I.6 Unité Energie et utilités	6
I.7 Cogénération Cevital.....	6
I.7.1 Production de la vapeur	7
I.7.2 Production de l'électricité (Turbo-alternateur)	7
I.7.3 Description de la centrale à huile.....	7
I.7.3.1 Système d'huile de lubrification	8
I.7.3.2 Circuit d'huile	8
I.7.3.3 Réservoir d'huile	9
I.7.3.4 Pompes volumétriques.....	9
I.7.3.5 Vanne automatique de décharge des pompes	10
I.7.3.6 Réfrigérant d'huile	10
I.7.3.7 Vanne thermostatique	11
I.7.3.8 Filtre à huile double	11
I.7.3.9 Moto ventilateur –déshuileur.....	12
I.7.3.10 Réchauffeur	12
I.8 Circuit d'eau de refroidissement.....	13
Conclusion	13
II. Généralité sur les échangeurs de chaleurs	14
Introduction	14
II.1 Définition générale	14
II.2 Mode de transfert de chaleur	14

Sommaire

II.3	Principal but et fonctions d'un échangeur de chaleur.....	14
II.4	Critère de classement des échangeurs	14
II.4.1	Type de contact	14
II.4.1.1	Échangeurs à contact direct	14
II.4.1.2	Échangeurs à contact indirect	14
II.4.2	Classement suivant les types d'échange.....	15
II.4.2.1	Échangeur sans changement de phase	15
II.4.2.2	Échangeur avec changement de phase.....	15
II.4.3	Classement suivant la disposition des écoulements :	15
II.4.4	Classement fonctionnel	16
II.4.5	Classement suivant la compacité de l'échangeur	16
II.4.6	Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange.....	16
II.4.7	Classement technologique.....	16
II.5	Échangeurs tubulaires.....	16
II.6	Echangeurs à faisceau tubulaires.....	18
II.7	Échangeurs à plaques.....	18
II.7.1	Échangeurs à surface primaire	18
II.7.2	Échangeurs à surface secondaire.....	19
II.8	Autres types d'échangeurs.....	19
II.8.1	Échangeurs régénérateurs rotatifs et statiques.....	19
II.8.1.1	Échangeurs régénérateurs rotatifs à matrice tournante.....	20
II.8.2	Échangeurs régénérateurs statiques (ou à valves)	20
II.8.3	Échangeurs à caloducs longitudinale	22
II.8.4	Echangeur liquide-liquide	23
II.8.5	Échangeur lamellaire	24
II.8.6	Échangeurs à plaques brasées	24
II.9	Refroidissement à air	25
II.9.1	Description des tours Aéroréfrigérantes.....	25
II.9.2	Différents types de tours aéroréfrigérantes	26
II.9.2.1	Réfrigérants à tirage naturel par cheminées	26
II.9.2.2	Réfrigérants humides à tirage naturel.....	27
II.9.2.3	Réfrigérants secs à tirage naturel.....	27
II.9.2.4	Réfrigérants à tirage mécanique par ventilateur	28
II.10	Encrassement	29
II.10.1	Encrassement particulier	29
II.10.2	Entartrage	29

Sommaire

II.10.3	Corrosion.....	30
II.10.4	Encrassement biologique.....	30
	Conclusion	30
III.	Méthodologie de dimensionnement d'un échangeur tubulaire	31
	Introduction	31
III.1	Principe d'étude d'un échangeur de chaleur.....	31
III.2	Etude d'un échangeur de chaleur.....	31
III.3	Notions générales sur le coefficient d'échange et l'efficacité thermique.....	32
III.4	Efficacité thermique	34
III.4.1	Nombre d'unité de transfert NUT	35
III.4.2	Groupements adimensionnés.....	35
III.5	Procédure de calcul d'un échangeur tubulaire.....	36
III.5.1.1	Caractéristiques des échangeurs a tube et calandre	38
III.5.1.2	Procédure de calcul coté tubes	39
III.5.1.3	Procédure de calcul coté calandre.....	39
III.5.1.4	Détermination de coefficient d'échange globale K.....	40
III.5.1.5	Pertes de charges	41
III.6	Etude d'installation d'huile de lubrification	42
III.6.1	Principe de fonctionnement.....	42
III.7	Description de circuit d'eau de refroidissement	43
III.8	Objectif de l'étude	44
	Conclusion.....	44
IV.	Calcul d'un échangeur tubulaire et d'une cellule aéroréfrigérante	45
	Introduction	45
IV.	Dimensionnement d'un échangeur à contre-courant	45
IV.1	Caractéristique physique des deux fluides de l'échangeur	45
IV.2	Caractéristiques mécaniques de l'échangeur	46
IV.3	Caractéristiques hydraulique et thermique de huile et de l'eau	46
IV.4	Calcul de l'échangeur	46
IV.4.1	Quantité de chaleur et Débit Massique d'huile	46
IV.4.2	Calcul de l'écart de température logarithmique moyen (ΔTLM).....	47
IV.4.3	Dimensionnement du faisceau (tubes)	48
IV.4.3.1	Détermination de la géométrie du faisceau.....	48
IV.4.3.2	Détermination de la géométrie de la calandre.....	48
IV.4.3.3	Dimensionnement thermique et dynamique du faisceau (tubes)	49
IV.4.4	Dimensionnement thermique et dynamique de la calandre.....	50

Sommaire

IV.4.5	Calcul du coefficient d'échange global (k)	51
IV.4.6	Calcul de la surface d'échange	52
IV.4.7	Calcul de la longueur de faisceau (tubes).....	52
IV.5	Calcul du nombre d'unités de transfert.....	52
IV.5.1	Calcul des capacités thermiques C_{min} et C_{max}	52
IV.5.2	Rapport des débits de capacité thermique Cr	52
IV.5.3	Calcul de l'efficacité	53
IV.5.4	Calcul de NUT	53
IV.6	Calcul pertes charges	53
IV.7	Dimensionnement d'un échangeur tubulaire à co-courant	54
IV.7.1	Calcul de différence de température logarithmique moyenne.....	54
IV.7.1.1	Calcul de la surface d'échange.....	54
IV.7.1.2	Calcul de la longueur des tubes.....	54
IV.8	Calcul de nombre d'unité de transfert NUT	54
IV.8.1	Calcul de la surface d'échange	54
IV.8.2	Calcul de la longueur des tubes	54
IV.8.3	Calcul de l'efficacité de l'échangeur.....	55
IV.9	Calcul pertes de charge.....	55
IV.10	Tableau récapitulatif	56
IV.11	Discussions des Résultats	58
IV.12	Entretien et maintenance.....	59
IV.13	Evaluation et calcul d'une tour aéroréfrigérante.....	60
IV.13.1	Calcul de la puissance de la cellule aéroréfrigérante	60
IV.14	Estimation de la température de sortie des aéroréfrigérante après l'intégration des cellules.....	61
Conclusion.....		62
Conclusion générale		63

Introduction générale

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 des milieux intervenant dans le transfert thermique. L'utilisation d'équipements spécifiques d'échange est alors nécessaire. Ces équipements sont connus sous la dénomination d'échangeurs de chaleur.

Ce sont des systèmes thermodynamiques présents dans toutes les unités industrielles dont les quelles 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 condenseurs, évaporateur, bouilleurs, ou des tours de refroidissement.

Les processus de transfert présentent une réciprocité : convection, conduction (paroi), convection. 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 l'installation où se concentre notre étude.

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

Introduction générale

Le troisième chapitre est consacré à la méthodologie de calcul et de dimensionnement d'un échangeur tubulaire et nous allons décrire la centrale à 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 à faisceau tubulaire pour deux fluides circulant à contre-courant et co-courant. Les résultats obtenus vont être présentés dans un tableau récapitulatif commenté. L'exploitation de ces résultats et leurs discussions nous mènent à proposer quelques perspectives et enfin nous allons finaliser ce travail par une conclusion.

I. PRESENTATION DU COMPLEXE CEVITAL DE BEJAIA

Introduction

Dans ce présent chapitre, nous allons évoquer l'historique et l'évolution de complexe Cevital et ses multiples activités industrielles. Par la suite, nous décrivons la centrale d'huile dans la cogénération et les différents éléments de l'installation.

I.1 Historique

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 Bejaia et s'étend sur une superficie de 45000m².

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.

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 [1].

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...) [1].

I.2 Situation géographique

Cevital est implanté au niveau du nouveau quai du port de Bejaia à 3 Km du sud-ouest de cette ville, à proximité de la RN 12. 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 il s'étend sur une superficie de 14 Hectares [2].



Figure I.1 : Plan de masse du complexe CEVITAL.

I.3 Mission et objectifs et valeurs de l'entreprise

I.3.1 Valeurs de l'entreprise

- ✓ Ecoute et Respect
- ✓ Intégrité et Transparence
- ✓ Solidarité et Esprit d'équipe
- ✓ Initiative et persévérance
- ✓ Courage et Engagement de performance

I.3.2 Missions 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 graines oléagineuses 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.4 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 de sucre et se présente comme suit : [2]

- Raffinage des huiles (1800 tonnes/jour) ;
- Conditionnement d'huile (1400 tonnes/heure) ;
- Production de margarine (600 tonnes/jour) ;
- Fabrication d'emballage (PET) : Poly-Ethylène-Téréphtalate (9600 unités/heure) ;
- Raffinage du sucre (3000 tonnes/jour) ;
- Stockage des céréales (120000 tonnes).

I.5 Les unités de production

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

I.5.1 Raffinerie d'huile

Elle a été mise en chantier en mai 1998, l'adaptation d'une technologie de dernière génération lui a permis de rentrer en production en un temps record soit août 1999. Elle est considérée parmi les plus modernes au monde.

Actuellement sa capacité de production est de 1800 tonnes par jour. Cette raffinerie est conçue pour traiter toutes les qualités d'huile comestible tel que : le colza, le tournesol, le soja, le palme...etc.

I.5.2 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 grande consommation. Sa capacité de production est de 100 T/J pour chaque chaîne de production qui sont au nombre de six.

I.5.3 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 actuelle est de 1600 T/J dépassant ainsi les 500000 T/an. Cette dernière couvrira les besoins nationaux en sucre blanc.

Une nouvelle raffinerie de sucre d'une capacité de 3000T/J est actuellement mise en service en période de démarrage et d'essais.

I.5.4 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.6 Unité Energie et utilités

La direction Energie est constituée de deux départements qui sont : [3]

- ❖ Département énergie (production, maintenance et distribution de l'énergie électrique) : on distingue :
 - ✓ Le poste 60 kV.
 - ✓ Le poste 30 kV.
 - ✓ La cogénération.
- ❖ Département chaufferie (production et distribution de la vapeur).

I.7 La cogénération Cevital

Afin de satisfaire ses besoins en énergie électrique, CEVITAL s'est équipée d'une centrale électrique en cogénération, mais comme l'indique son nom (cogénération dont co= ensemble, génération = production) donc elle n'est pas destinée à la production de l'électricité seulement.

En effet la cogénération est un principe de produit simultanée d'électricité et de chaleur à partir d'une même énergie primaire et au sein de la même installation, autrefois dissipée dans l'environnement.

Le rendement énergétique global de cette installation, c'est-à-dire le rapport entre l'énergie produit et l'énergie consommée est alors plus élevé que dans des filières traditionnelles, de plus la réduction du coût de possession des deux installations et de ce qui suit est l'avantage le plus bénéfique de cette installation.

L'énergie électrique de la cogénération est soit autoconsommée, soit réinjectée sur le réseau électrique public suivant des conditions techniques et économiques fixées par les pouvoirs publics.

L'énergie thermique sert le plus souvent au chauffage des bâtiments et ou à la production d'eau chaude sanitaire ou à des procédés industriels tel le cas de CEVITAL dont elle se sert pour le processus de raffinage du sucre.

La cogénération au niveau de Cevital est constituée de deux turbines à vapeur couplées à deux chaudières respectivement, ces dernières sont alimentées par le gaz naturel pour génère de la vapeur à partir d'eau liquide.

La vapeur est ensuite utilisée pour actionner les turbines puis entraînées deux alternateurs électriques qui produisent au final de l'énergie électrique.

- Cette installation est composée de deux parties, qui sont :

I.7.1 Production de la vapeur

Elle sert à produire de la vapeur surchauffée à pression et température prédéterminées, ses principaux équipements sont :

- Une Bâche, Deux chaudières, Séparation eau /vapeur (Ballon), Admission vapeur et un Evapo-condenseur.

I.7.2 Production de l'électricité (Turbo-alternateur)

C'est la partie où la vapeur produite dans les deux chaudières sera transporté sous haute pression et température vers une turbine, où l'énergie thermique se transforme en énergie mécanique, celle-ci sera par la suite transformée à son tour en énergie électrique à partir d'un alternateur. Les principaux équipements sont : Deux turbines à vapeur, Réducteur et un Alternateur.

Cette figure montre les différentes installations de partie turbo-alternateur.

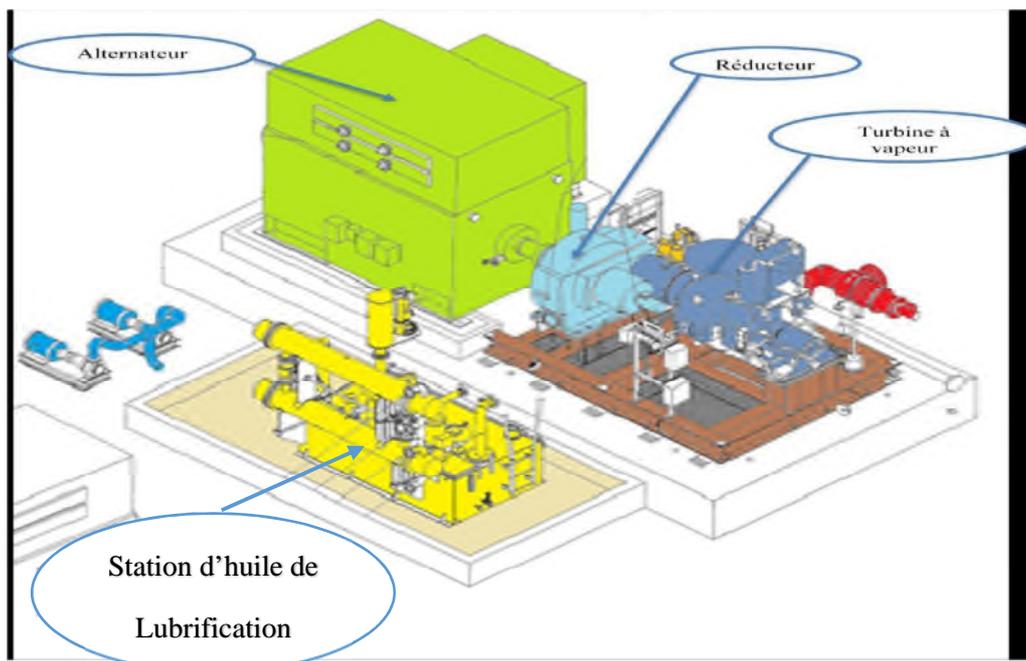


Figure I.2 : Group Turbo alternateur

I.7.3 Description de la centrale à huile

Dans cette optique que notre objectif général est de : "Décrire le principe de fonctionnement de chaque composant du système hydraulique de la centrale à huile en cogénération de Cevital partie turbine à vapeur" [4].

I.7.3.1 Système d'huile de lubrification

Le système d'huile de lubrification est destiné à alimenter en huile propre et à une bonne température les paliers et les butées de la turbine, les paliers et dentures du réducteur et les paliers de l'alternateur.

I.7.3.2 Circuit d'huile

Le circuit d'huile en suivant le sens de circulation se compose de :

- ❖ Un réservoir de capacité 5980 l.
- ❖ Une pompe principale attelée au réducteur.
- ❖ Un groupe moto pompe auxiliaire.
- ❖ Un groupe moto pompe évacuation calories.
- ❖ Une vanne de décharge des pompes avec vanne de by-pass pour réchauffage
- ❖ Un réfrigérant double d'huile.
- ❖ Une vanne thermostatique.
- ❖ Un filtre à huile double permutable en marche.
- ❖ Une moto ventilateur d'extraction des buées avec déshuileur.
- ❖ Un réchauffeur d'huile.
- ❖ De contacts, alarmes, vannes et appareils de contrôle ainsi que la tuyauterie nécessaire pour relier les appareils.

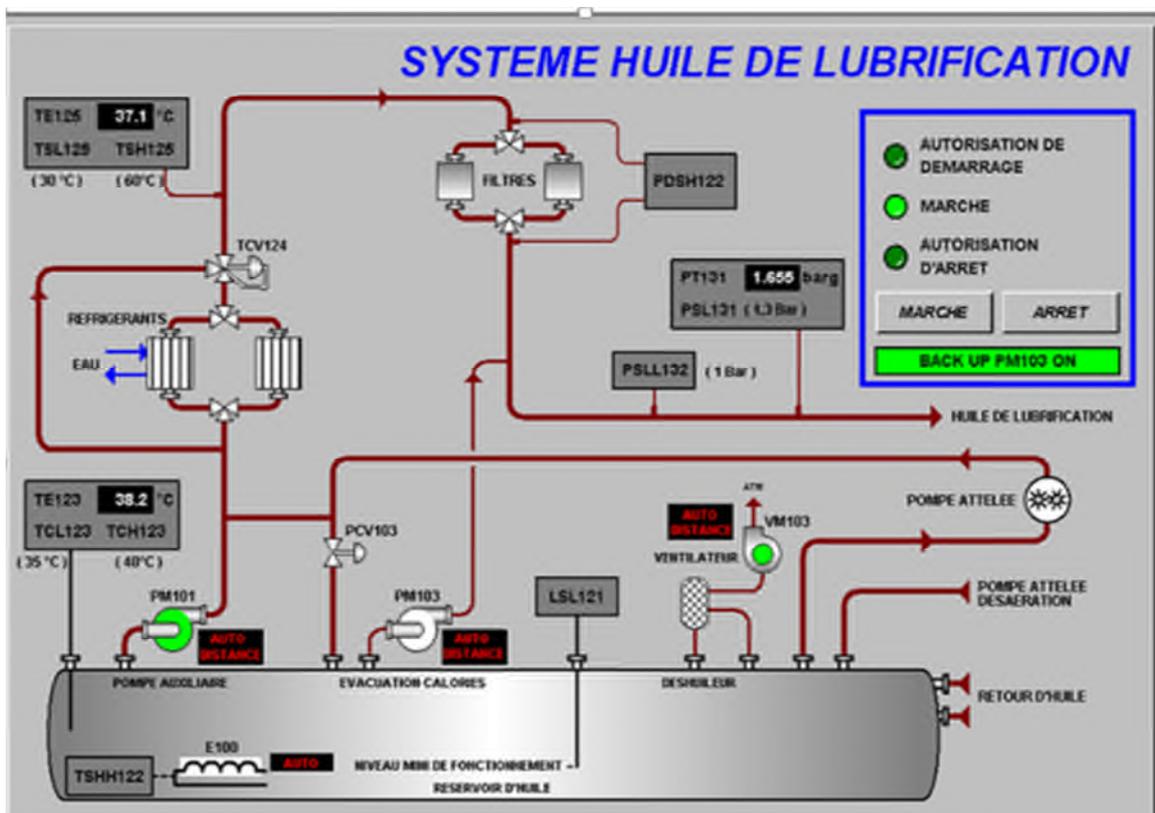


Figure I.3 : système d'huile de lubrification.

I.7.3.3 Réservoir d'huile

Le réservoir d'huile est un réservoir de stockage sans pression dans lequel les pompes aspirent l'huile et la distribuent au turbo alternateur, cette huile revient au réservoir par des retours gravitaires. L'écoulement est facilité par la faible dépression créée par la moto ventilateur, la température d'huile minimale permettant la montée à vitesse nominale du groupe est de 30° C prise après le réfrigérant ; un contacteur signale un manque d'huile éventuel. Dans ce cas, l'appoint d'huile effectué par l'orifice de remplissage avec filtre [4].

Des cloisonnements internes forcent le cheminement de huile dans la caisse en lui laissant le temps de se désaérer, l'aspiration des pompes et les retours ne s'effectuant pas dans les mêmes compartiments, le réservoir comprend également un trou d'homme, des connections de purge, de vidange, de centrifugeuse et d'évent. Il est conseillé de centrifuger l'huile périodiquement de façon à éliminer les traces éventuelles d'eau ou les particules solides contenues dans l'huile.

Des analyses périodiques d'huile permettront de déterminer :

- 1) Les fréquences de centrifugation.
- 2) Les fréquences de changement d'huile.

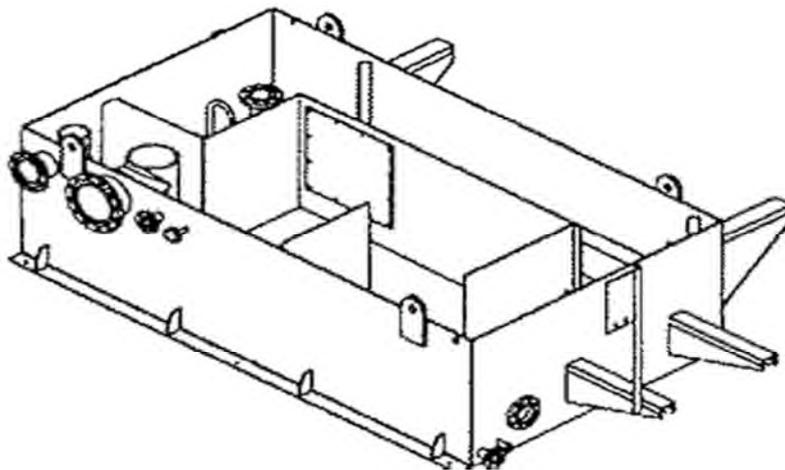


Figure I.4 : Réservoir d'huile.

I.7.3.4 Pompes volumétriques

La pompe attelée est entraînée par l'arbre du réducteur. Le groupe moto pompe auxiliaire est installé verticalement, la pompe étant immergée dans le réservoir d'huile. Celles-ci sont à l'arrêt en exploitation, les pompes sont chargées d'envoyer l'huile dans les circuits huile de lubrification [4].

L'aspiration de chaque pompe est munie d'une crépine.

Au refoulement de chaque pompe, un clapet de non-retour est monté afin de ne pas endommager la pompe auxiliaire quand la pompe principale fonctionne. Directement au refoulement de chaque pompe sont montés des soupapes de sûreté tarées à 9 bars. En fonctionnement normal, la moto pompe auxiliaire démarre quand :

- La pression d'huile de lubrification est trop basse.
- La moto pompe auxiliaire fonctionnera jusqu'à ce qu'elle soit coupée manuellement (Après examen et réparation de la cause ayant entraîné le démarrage).

Le groupe moto pompe d'évacuation des calories est chargé d'évacuer les calories dans les paliers turbines aux concentrations de la chaleur rotor.



Pompe auxiliaire



Pompes attelée



Pompe évacuations des calories

Figure I.5 : Pompes volumétriques.

I.7.3.5 Vanne automatique de décharge des pompes

Elle est installée au refoulement commun des pompes, cette vanne règle la pression d'huile après le diaphragme aval, les filtres à 1.5 bar et évacue le débit d'huile excédentaire par déversement réservoir d'huile [4].

I.7.3.6 Réfrigérant d'huile

Le circuit d'huile est équipé d'un réfrigérant tubulaire qui permette de refroidir l'huile à 40 °C environ. Chaque réfrigérant est capable du plein débit. Une vanne 2 x 3 voies permet de permuter de l'un sur l'autre sans interruption de débit. Avant cette opération, il est obligatoire d'ouvrir la vanne de by-pass de la vanne 2 x 3 voies.

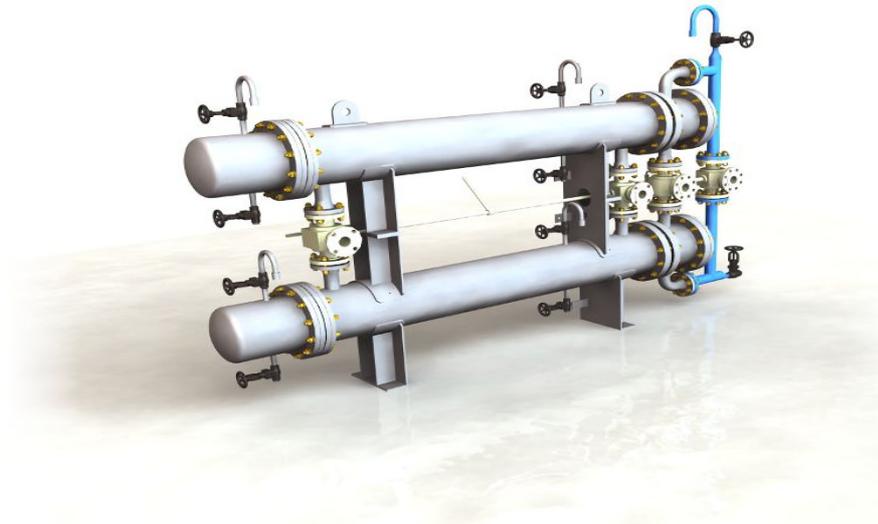


Figure I.6 : Réfrigérant d'huile.

I.7.3.7 Vanne thermostatique

Installée en by-pass du réfrigérant d'huile, cette vanne 3 voies régule entre 40 °C et 50°C la température d'huile en sortie du réfrigérant. Cette vanne est autorégulée avec les éléments thermostatiques internes.



Figure I.7 : Vanne thermostatique.

I.7.3.8 Filtre à huile double

Le circuit d'huile est équipé d'un filtre double qui retient les particules supérieures à 10 microns. Chaque filtre est capable du plein débit. La filtration se fait par des cartouches consommables qui devront être changées lorsque la pression différentielle atteindra 1,5 bar. Pression lue sur l'alarme transmise par le contacteur de pression différentiel. En fonctionnement un seul filtre est en service l'autre est en secours [4].

Les filtres sont jumelés par une vanne 2 x 3 voies qui permet de passer de l'un à l'autre sans interruption de débit. Avant cette opération, il est obligatoire d'ouvrir la vanne de by-pass de la vanne 2 x 3 voies. Après avoir procédé à l'entretien d'un filtre il est nécessaire de refaire le plein d'huile, avant la remise en service et de le purger afin d'évacuer tout l'air.



Figure I.8 : Filtre à huile double.

I.7.3.9 Moto ventilateur –déshuileur

Le ventilateur assure l'évacuation des vapeurs d'huile de la caisse et en créant une faible dépression, facilite les écoulements d'huile par gravité, des machines vers la caisse à huile.

Un déshuileur installé en amont du moto-ventilateur, équipé des cartouches coalescentes retient les gouttelettes d'huile.

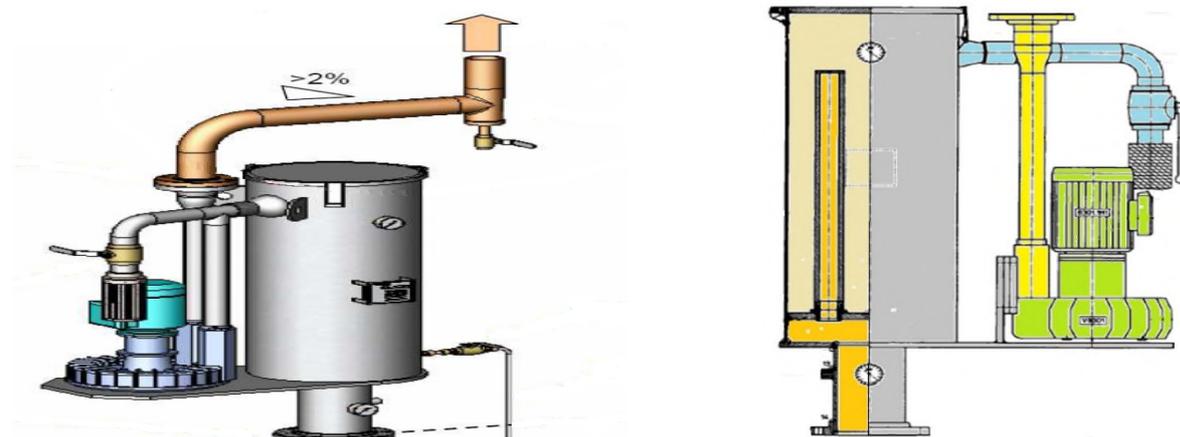


Figure I.9 : Moto ventilateur –déshuileur.

I.7.3.10 Réchauffeur

Un réchauffeur d'une puissance de 10 kW assure le réchauffage de l'huile jusqu'à 40° C. Le réchauffeur est muni d'une sécurité de très haute température. Cette sécurité doit être réarmée manuellement au niveau de la tête du réchauffeur après un déclenchement [4].

I.8 Circuit d'eau de refroidissement

Ce circuit est opéré par deux pompes centrifuges (l'une en fonction et l'autre à l'arrêt), les Aéro Réfrigérants et le BAC d'appoint.

Ce circuit est destiné à refroidir L'huile de lubrification dans le réservoir d'huile et l'huile HP et l'huile de lubrification des paliers alternateur.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présentée l'entreprise Cevital d'une manière général, puis nous avons procédé à la description de la centrale d'huile de lubrification à la cogénération et les caractéristiques de chaque composant constituent cette centrale, et à la fin nous avons présenté le circuit de refroidissement.

INTRODUCTION

Les échangeurs de chaleurs sont des dispositifs très utilisés dans l'industrie pour cela l'objectif de ce chapitre est de donner quelques généralités sur ces équipements.

II.1 Définition générale

Comme leur nom l'indique, les échangeurs thermiques sont des dispositifs destinés à favoriser l'échange thermique entre deux fluides, sans que les fluides ne se mélangent [5].

Le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur. On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid [6].

Généralement pour assurer efficacement cet échange de chaleur au moins un des fluides est mis en mouvement (pompe, ventilateur).

II.2 Mode de transfert de chaleur

Les échanges thermiques sont des phénomènes de transfert d'énergie sous forme de chaleurs ils peuvent se faire selon trois modes : Par conduction, par convection ou par rayonnement [7].

II.3 Principal but et fonctions d'un échangeur de chaleur

La fonction principale de l'échangeur thermique est de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre à des niveaux de températures distincts. Les fonctionnalités des échangeurs thermiques sont extrêmement diverses et variées [8].

II.4 Critère de classement des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs :

II.4.1 Type de contact

II.4.1.1 Échangeurs à contact direct

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

II.4.1.2 Échangeurs à contact indirect

Les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.

II.4.2 Classement suivant les types d'échange

II.4.2.1 Échangeur sans changement de phase

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase. Les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur.

II.4.2.2 Échangeur avec changement de phase

Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents :

- l'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.
- le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.
- le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

II.4.3 Classement suivant la disposition des écoulements :

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

- Même sens « co-courants ».
- Sens contraire « contre-courant ».

Ou bien les vecteurs vitesses sont perpendiculaire l'un à l'autre ; il s'agit cette fois de « courant croisés »

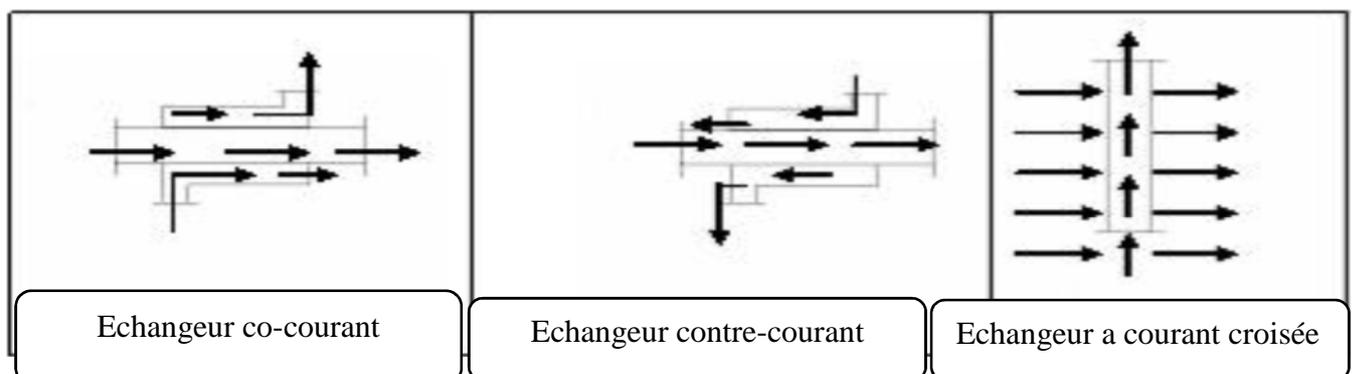


Figure II. 1 : Différent modes de circulation [6]

II.4.4 Classement fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase ; suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

- ✓ les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- ✓ un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.

II.4.5 Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. Un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

II.4.6 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi :

- ✓ les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- ✓ les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc. [8].

II.4.7 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- ✓ **Echangeur à tubes** : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- ✓ **Echangeur à plaques** : à surface primaire ou à surface secondaire.
- ✓ **autres types** : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

II.5 Échangeurs tubulaires

Différentes catégories existantes pour des raisons 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 :

- ✓ **échangeur monotube** (figure 2a), dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent.

- ✓ **échangeur coaxial** (figure 2b), dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.
- ✓ **échangeur multitubulaire**, existant sous quatre formes :
 - **échangeur à tubes séparés** (figure 2c) : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.
 - **échangeur à tubes rapprochés** (figure 2d) : 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,
 - **échangeur à tubes ailettes** (figure 2e) : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.
 - **échangeur à tubes et calandre** (figure 2f) : c'est l'échangeur actuellement le plus répandu

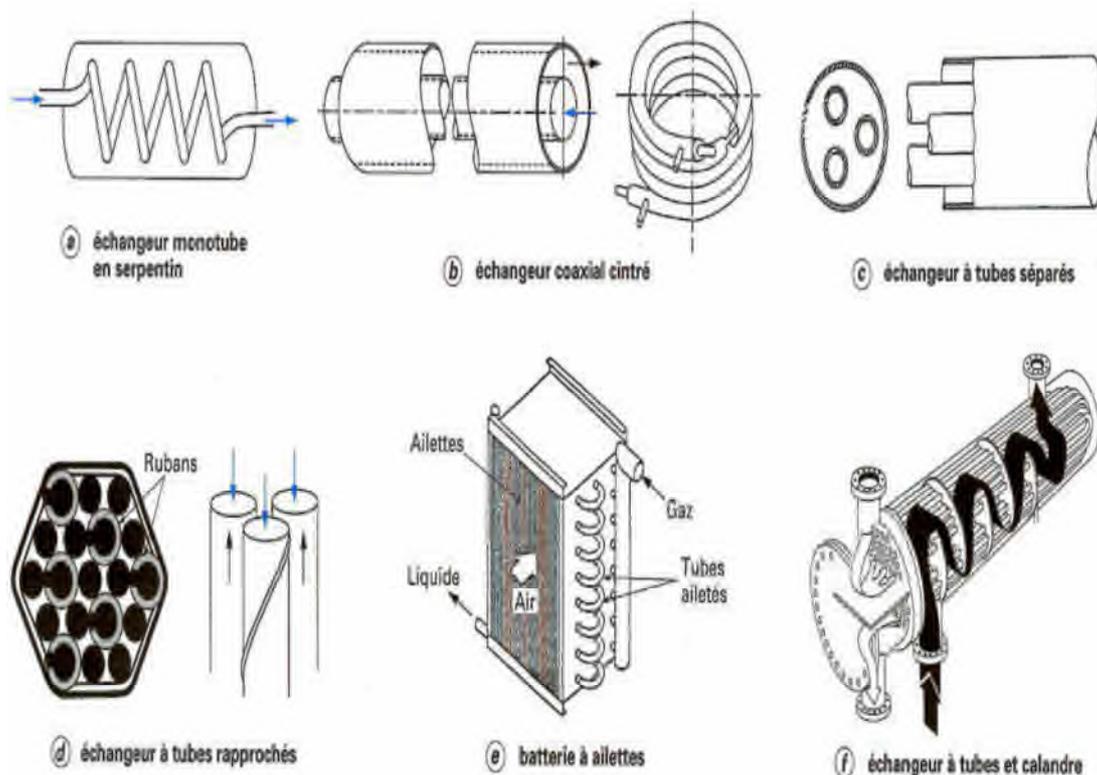


Figure II. 2 : Différents types d'échangeurs tubulaires [6]

II.6 Échangeurs à faisceau tubulaires

En ce qui concerne les échangeurs à faisceau de tubes et calandre, on peut citer parmi les dispositions les plus courantes le faisceau rectiligne et le faisceau en U, ce dernier mieux adapté aux forts gradients de température puisqu'il permet une libre dilatation des tubes. L'implantation de chicanes transversales permet d'allonger le trajet du fluide en calandre et d'augmenter le flux échange.

Il n'y a pas de règle générale pour fixer la disposition relative des circuits chaud et froid.

On fera plutôt circuler le fluide chaud dans les tubes si on veut limiter les déperditions thermiques ; de même la circulation en tubes sera recommandée s'il s'agit d'un fluide agressif. Les matériaux employés pour la réalisation des tubes sont le plus souvent métalliques (acier, laiton). Les céramiques se développent dans la circulation des fluides à haute température. Les tubes en plastique (généralement de très petit diamètre) sont également utilisés, soit en faisceaux, soit intégrés dans des plaques minces qui leur servent de raidisseurs [9].

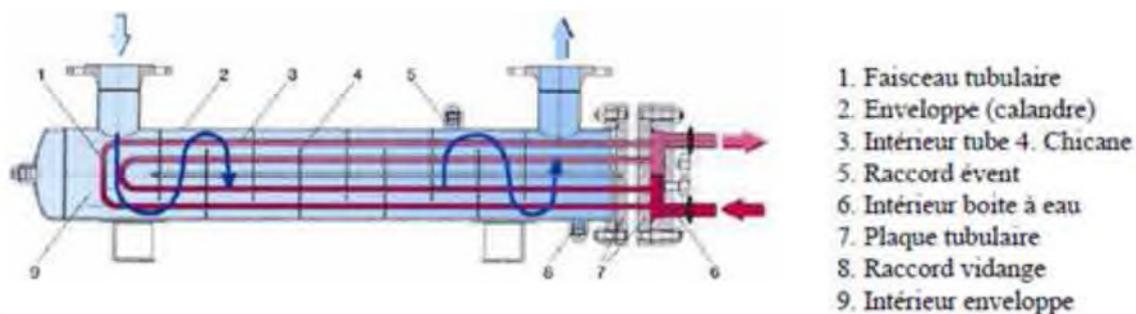


Figure II.3 : Schéma d'un échangeur à faisceau tubulaire [10]

II.7 Échangeurs à plaques

Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière. On distingue suivant la géométrie de canal utilisée les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire.

II.7.1 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.

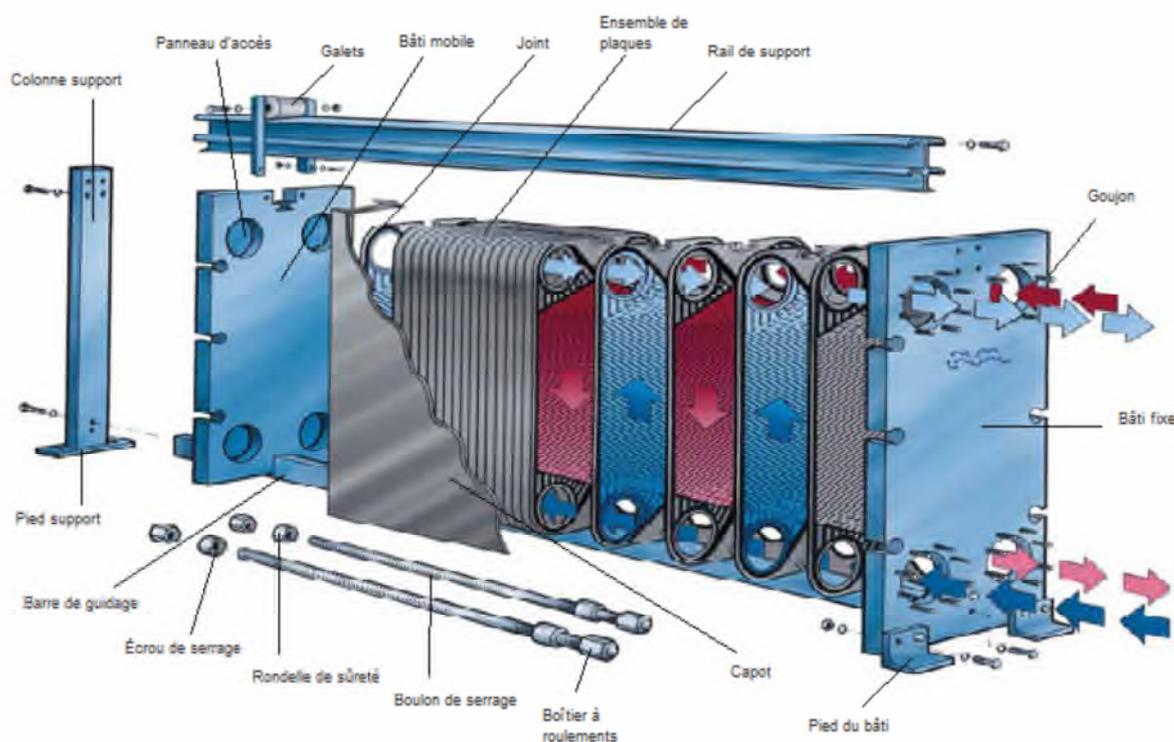


Figure II. 4 : Échangeur à plaques [6]

II.7.2 Échangeurs à surface secondaire

Ces échangeurs sont réalisés en aluminium ou en acier inoxydable ; ils sont constitués par un empilage de tôles ondulées formant des ailettes séparées par des tôles planes.

II.8 Autres types d'échangeurs

II.8.1 Échangeurs régénérateurs rotatifs et statiques

Ce sont les échangeurs où le fluide chaud cède une partie de son énergie à une matrice ; le passage intermittent, fluide chaud puis fluide froid, sur la matrice permet l'échange de chaleur entre les deux fluides. On classe, dans cette catégorie de régénérateurs, les échangeurs à matrice tournante et les échangeurs statiques ou à valves. Ce sont des échangeurs compacts avec une grande surface d'échange du fait de la porosité de la matrice ; ils sont moins coûteux à surface égale et moins encrassant du fait du balayage alternatif. Par contre, le mouvement mécanique de la matrice ou le jeu de valves peuvent entraîner des pannes et un mélange partiel des fluides chaud et froid.

II.8.1.1 Échangeurs régénérateurs rotatifs à matrice tournante

Ils présentent deux types d'écoulement :

Un écoulement axial où la matrice est constituée d'un disque dont l'axe de rotation est parallèle à l'écoulement.

Un écoulement radial où la matrice est constitué d'un tambour tournant suivant un axe perpendiculaire à l'écoulement.

Parmi les applications de ce type d'échangeur, on peut citer :

- La récupération de chaleur sur l'air extrait d'une habitation pour préchauffer l'air neuf.
- La récupération de l'énergie des gaz d'échappement d'une turbine à gaz pour préchauffer l'air d'admission de la chambre de combustion (figure II.5).

II.8.2 Échangeurs régénérateurs statiques (ou à valves)

Dans lesquels les matrices sont alternativement parcourues par les courants chauds et froid (figure II.5.a).

Ces régénérateurs sont très répandus en sidérurgie ou dans l'industrie du verre. La récupération de chaleur sur les fumées sortant du four de fusion du verre s'effectue avec des régénérateurs statiques à matrice ordonnée, en pièces céramiques. Chaque échangeur est traversé successivement par les fumées chaudes et l'air comburant à préchauffer.

Le chauffage continu du bain de verre est assuré par un groupement des régénérateurs par paire (figure II.5.b).

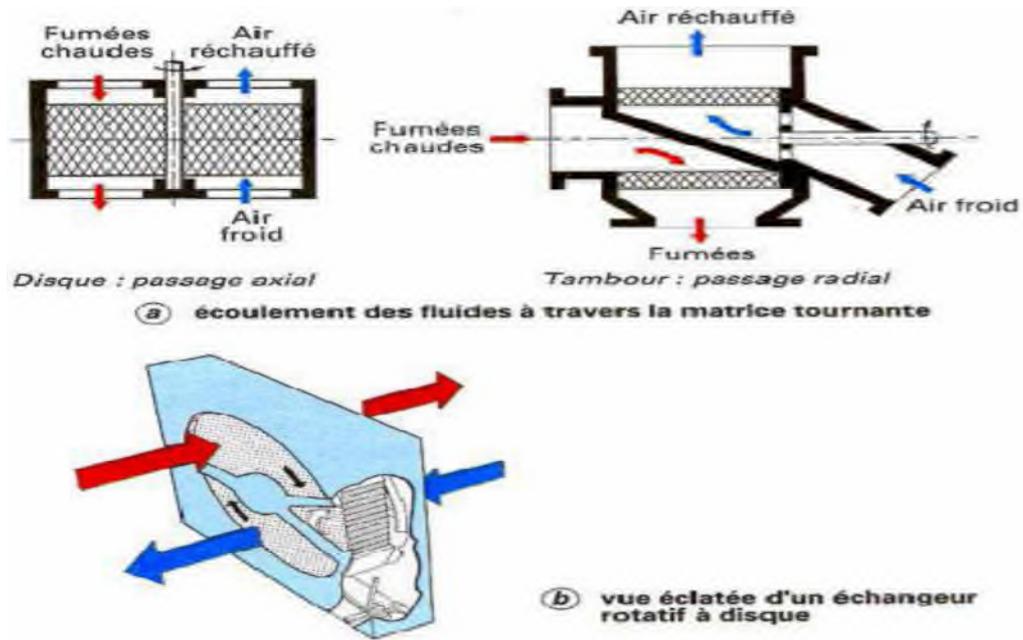


Figure II. 5 : Échangeur rotatif à matrice tournante [6]

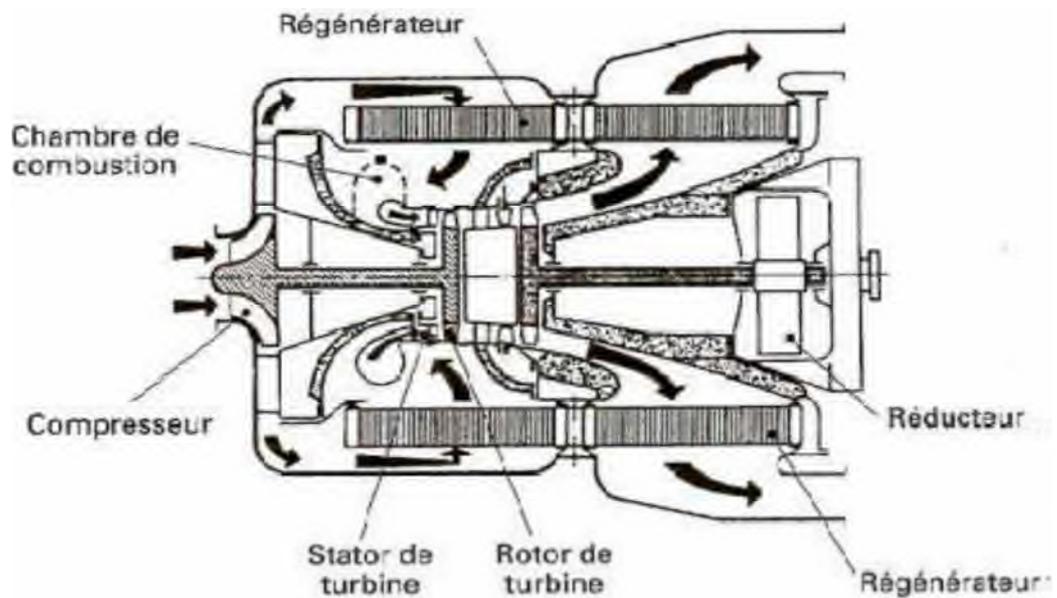


Figure II 6 : Récupération d'énergie sur les gaz d'échappement d'une turbine à gaz à l'aide d'un échangeur rotatif [6]

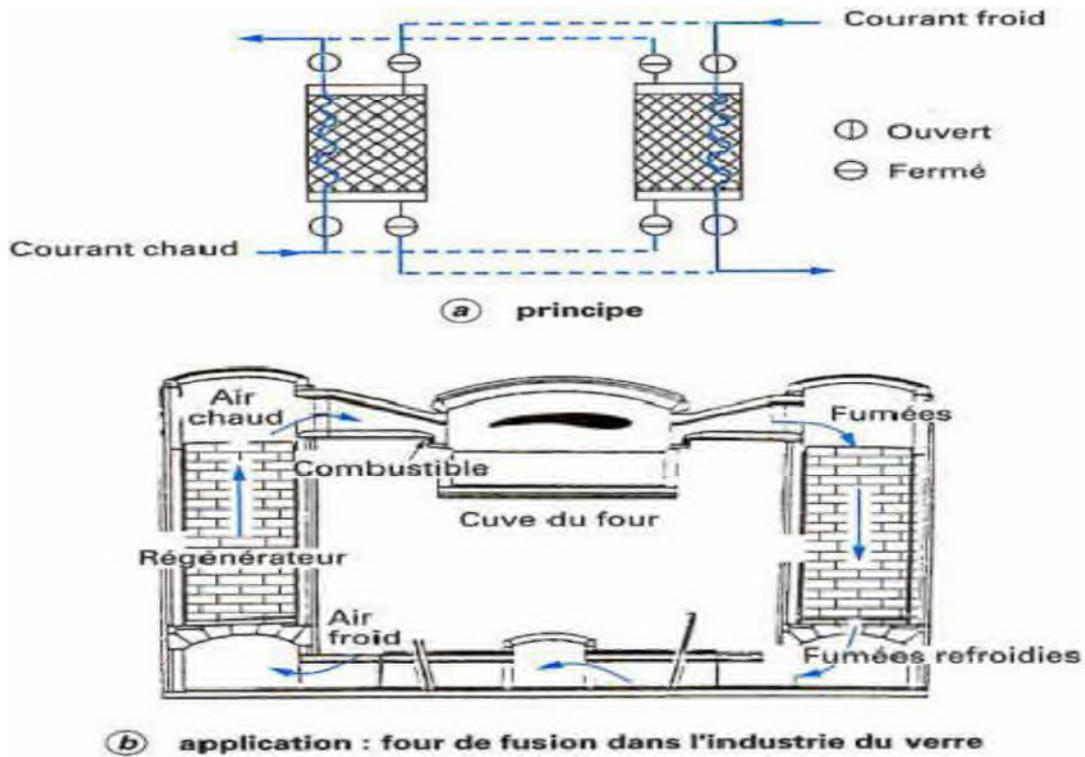


Figure II. 7 : Échangeurs régénérateurs statiques [6]

II.8.3 Échangeurs à caloducs longitudinale

Un caloduc est une enceinte étanche contenant un liquide en équilibre avec sa vapeur. Les caloducs ont une très grande conductivité thermique équivalente, grâce à l'utilisation des phénomènes d'évaporation et de condensation du fluide interne. Le liquide s'évapore dans la zone chauffée (évaporateur) et la vapeur vient se condenser dans la zone refroidie (condenseur). Le condensat retourne vers l'évaporateur :

- soit sous l'effet des forces de capillarité développée dans un milieu poreux tapissant la paroi intérieure du caloduc. Ce capillaire peut être de différente forme : toile métallique, fines rainures dans la paroi intérieure, poudre métallique frittée, etc. ;
- soit sous l'effet des forces de gravité ; pour ce faire, l'évaporateur se trouve plus bas que le condenseur. Le réseau capillaire est réduit à un simple rainurage ; il peut même être complètement absent pour diminuer les coûts de fabrication, on parle alors de thermosiphon diphasique.

Dans l'échangeur à caloducs, les caloducs forment un faisceau placé perpendiculairement aux écoulements. Le fluide chaud et le fluide froid circulent généralement à contre-courant et sont séparés l'un de l'autre par une plaque qui sert aussi au maintien des caloducs. Les échangeurs

à caloducs sont le plus souvent utilisés pour des échanges gaz-gaz (récupération de chaleur sur les fumées industrielles, climatisation), mais aussi pour des échanges gaz-liquide, liquide-liquide ou pour des générateurs de vapeur.

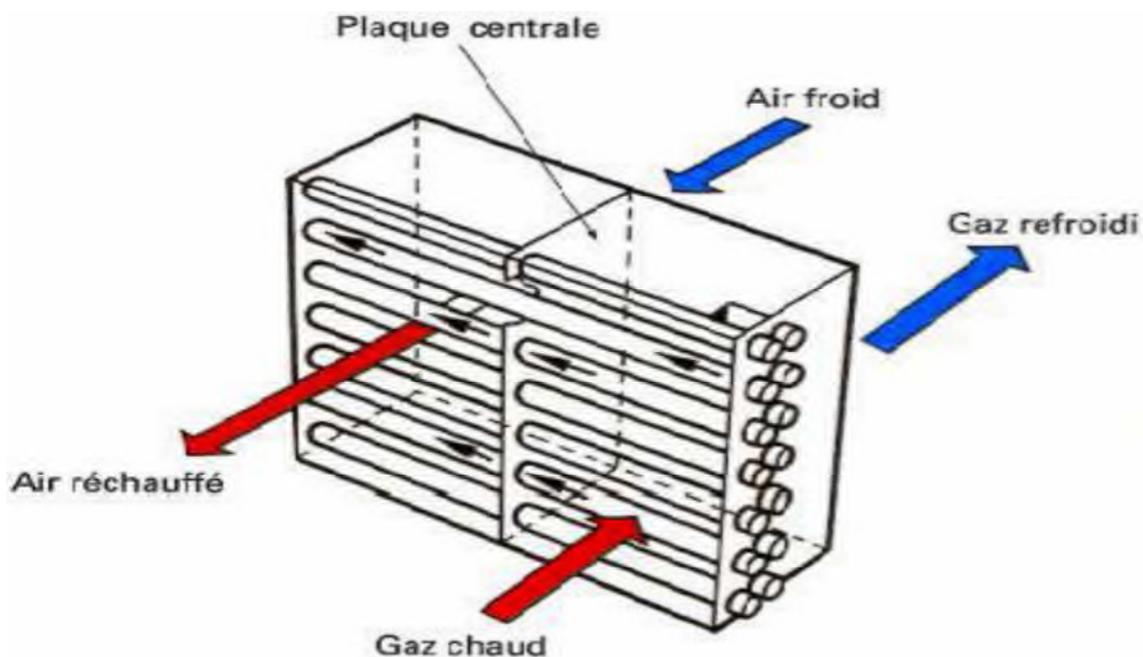


Figure II. 8 : Échangeur à caloducs : schéma de principe [8]

II.8.4 Echangeur liquide-liquide

Les échangeurs liquide-liquide sont utilisés pour transférer les calories entre deux ou plusieurs liquides nous pouvons citer les échangeurs spirale tels que représentés dans la figure II.9.



Figure II.9 : Échangeur à spirale [8]

II.8.5 Échangeur lamellaire

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides. Chaque lamelle peut contenir un élément interne (tabulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique.

Les limites de fonctionnement de cet échangeur sont de 350 °C en température et 25 bars en pression maximale. Cette technologie d'échangeur est actuellement en pleine mutation.



Figure II. 10 : Échangeur lamellaire [6]

II.8.6 Échangeurs à plaques brasées

Ces échangeurs sont en aluminium brasé. Les fluides circulent dans des passages définis par deux tôles planes consécutives et fermés latéralement par des barres.

Les tôles ondulées (ondes) sont réalisées par emboutissage du feuillard sur des presses spéciales ; elles peuvent avoir des hauteurs, des épaisseurs et des espacements différents. Chaque type d'onde possède ses propres caractéristiques hydrauliques et thermiques :

Les ondes droites (perforées ou non) donnent des performances identiques à celles que donneraient des tubes de diamètre hydraulique équivalent ; les ondes décalées créent plus de turbulence et améliorent donc le coefficient d'échange thermique, tout en provoquant plus de pertes de pression.

Les ondes, grâce à leur configuration particulière, peuvent procurer une surface secondaire allant jusqu'à 90 % de la surface totale, ce qui permet de loger dans un volume réduit une très grande surface d'échange : plus de $1500 \text{ m}^2/\text{m}^3$. En outre, ces échangeurs souvent réalisés en aluminium allient une légèreté exceptionnelle (masse volumique de 900 kg/m^3 à 1200 kg/m^3) à une excellente tenue mécanique ; ils sont particulièrement utilisés dans le domaine de la cryogénie où leur efficacité est élevée avec des niveaux de température compris entre -269 °C et $+65 \text{ °C}$ et des niveaux de pression pouvant atteindre 75 bar.

Pour certaines applications spécifiques touchant au domaine de l'aéronautique, des échangeurs en acier inoxydable sont également utilisés.

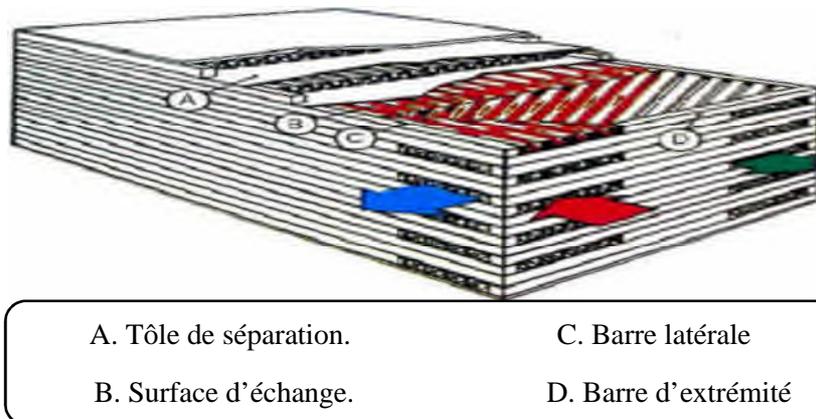


Figure II. 11 : Échangeur à plaques brasées [6]

II.9 Refroidissement à air

II.9.1 Description des tours Aéroréfrigérantes

Le plus répandu des systèmes de réfrigérant atmosphérique est la tour aéroréfrigérante à tirage naturel par cheminée. Les tours aéroréfrigérantes sont généralement employées pour le refroidissement de volumes d'eau importants. Ce sont des appareils simples et fiables de fonctionnement. Leur encombrement est limité par rapport à la quantité de chaleur évacuée. Elles entraînent peu de contraintes d'entretien mais nécessite d'avoir éventuellement un système de traitement d'eau.

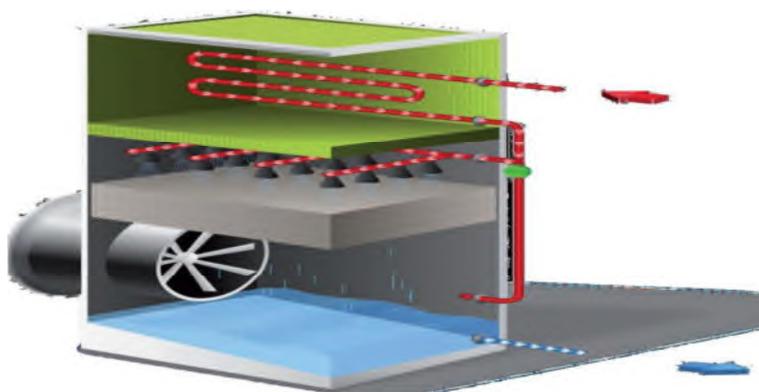


Figure II.12 : Tour aéroréfrigérante industrielle hybride ouverte avec échangeur tubulaire [JACIR (15/03/2013)]

Le circuit ouvert avec contact entre l'eau à refroidir et l'air possède l'inconvénient de générer d'importants panaches de condensation de la vapeur d'eau rejetée à l'atmosphère. Il existe toutefois des tours aéroréfrigérantes avec circuit d'eau fermé.

Dans ce deuxième cas, les puissances évacuées sont moins importantes mais il n'y a pas besoin d'appoint d'eau pour compenser l'eau évaporée lors de l'échange de chaleur dans la tour.

Une tour aéroréfrigérante humide est un échangeur de chaleur "air/eau", dans lequel l'eau à refroidir est en contact direct avec l'air ambiant. L'eau chaude est pulvérisée en partie haute de la tour aéroréfrigérante et ruisselle sur le corps d'échange. L'air traverse le système de ruissellement et est rejeté dans l'atmosphère. Le refroidissement s'effectue principalement par évaporation de l'eau ; l'efficacité du système est liée à la conception et à l'entretien de la tour aéroréfrigérante ainsi qu'aux conditions atmosphériques (température et humidité) [11].

II.9.2 Différents types de tours aéroréfrigérantes

II.9.2.1 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 $30\,000\text{ m}^3/\text{s}$. Le diamètre de base peut atteindre 130 m pour une hauteur de cheminée de plus de 160 m (Figure II.13) [11].

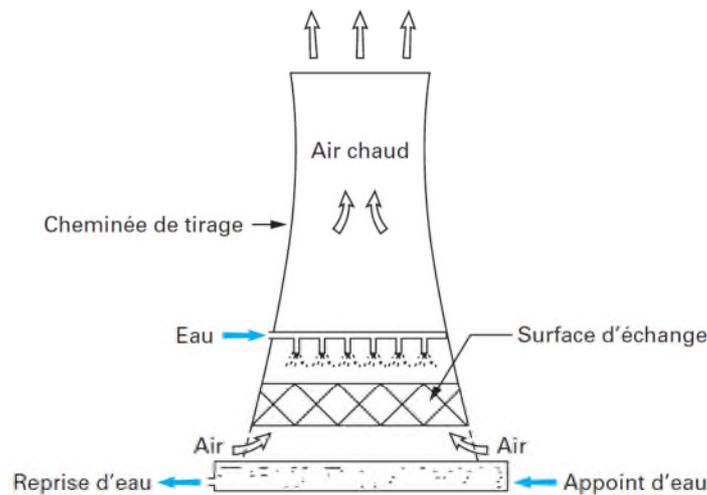


Figure II.13 : Tour de refroidissement à tirage naturel par cheminée

On distingue plusieurs types d'aéroréfrigérants :

II.9.2.2 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 [11].

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.

II.9.2.3 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 [11].

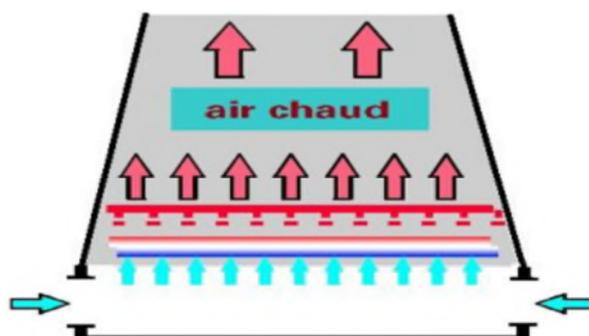


Figure II.14 : Schéma de principe du système de refroidissement à tirage naturel.

II.9.2.4 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.15) [11].

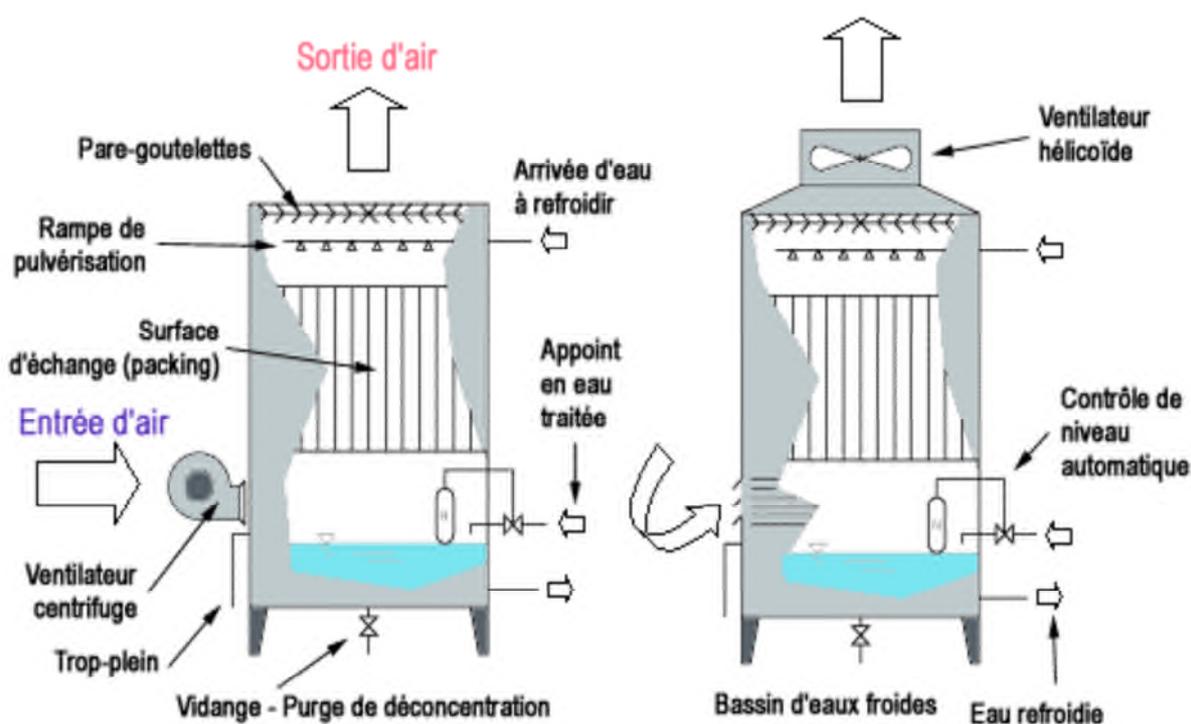


Figure II.15 : Tours aéroréfrigérantes à circuit ouvert à contre-courant.

II.10 Encrassement

L'encrassement des échangeurs thermique peut être défini comme étant la déposition de matériaux ou de substances non désirées sur la surface d'échange. On distinguera cependant différents types [12] à savoir : encrassement particulier, entartrage, corrosion, encrassement biologique et encrassement par réaction chimique.

II.10.1 Encrassement particulier

L'encrassement particulier est causé par le dépôt d'une partie des particules transportées par les fluides sur la surface d'échange.

II.10.2 Entartrage

L'entartrage d'une surface d'échange de chaleur est généralement associée à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide. Deux facteurs essentiels favorisent l'entartrage, le premier est l'aspect thermodynamique (la saturation : dépassement de la limite de solubilité) le second est cinétique (la vitesse de déposition doit être suffisamment rapide).

II.10.3 Corrosion

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement. Les produits de la réaction qui se forment restent sur la surface d'échange et créent l'encrassement. On distingue 4 types d'encrassement :

- La corrosion uniforme caractérisée par une perte d'épaisseur régulière mais dont la vitesse n'est pas forcément proportionnel au temps.
- La corrosion par piqûres, zone concernée ne dépasse pas $\sim 1\text{mm}^2$.
- La corrosion fissurant à l'échelle microscopique inter granulaire ou transe-granulaire.
- La corrosion sélective ou seul un élément d'un alliage subit une attaque sélective.

II.10.4 Encrassement biologique

L'encrassement biologique est dû au développement de micro-organismes qui créent un film au contact de la surface d'échange. Il peut être causé par trois grands types de micro-organismes : Les bactéries, les algues et les champignons [12].

Conclusion

Vu l'importance industrielle des échangeurs de chaleur, il existe une diversité de types d'échangeurs de chaleur qui ont de nombreuses applications dans les différents domaines.

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.

On s'intéresse dans cette étude aux échangeurs à faisceau tubulaires qui sont très utilisés dans le domaine industriel. Le chapitre suivant explique la méthodologie de dimensionnement d'un échangeur tubulaire en détail.

Introduction

Ce chapitre est consacré aux différentes méthodes et formules de calcul utilisées dans le dimensionnement d'un échangeur tubulaire à faisceau et calandre.

L'échauffement et le refroidissement des fluides s'écoulant à l'intérieur des conduites comptent parmi les procédés industriels de transmission de chaleur plus importants. Toute étude sur les échangeurs de chaleur nécessite la connaissance du coefficient d'échange de chaleur entre la paroi de la conduite et le fluide s'écoulant à l'intérieur [7]. Les dimensions des chaudières, des échangeurs, des surchauffeurs et des réchauffeurs dépendent des phénomènes de convection entre les surfaces des tubes et le fluide.

III. Méthodologie de dimensionnement d'un échangeur tubulaire

III.1 Principe d'étude d'un échangeur de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont utilisés pour diverses applications, on citera le cas particulier qui nous intéresse à savoir entre autre le traitement d'huile de lubrification (central d'huile de lubrification Cevital Bejaia). Chaque type d'échangeur possède des critères de performances différentes, on peut citer à titre d'exemple le coût d'investissement minimal et une surface d'échange minimal. Le dimensionnement et l'évaluation des performances d'un échangeur de chaleur sont les principaux problèmes rencontrés dans l'étude thermique.

L'évaluation des performances thermique d'un échangeur concerne la détermination de la puissance transférée, les températures de sorties des fluides, les pertes de charges, la surface d'échange et les dimensions de passages du fluide. Les caractéristiques du matériau constituant l'appareil étant supposées connues.

Le dimensionnement correspondant à la détermination du type d'échangeur, répondant aux conditions spécifiques souhaitées de puissance et de pertes de charges. Les données pour ce problème sont les géométries de la surface et les débits des fluides.

III.2 Étude d'un échangeur de chaleur

Lors de la conception d'un échangeur de chaleur on cherche souvent à obtenir une puissance thermique donnée, avec la plus faible surface d'échange pour des pertes de charges minimales, autrement dit un meilleur coût d'investissement [13].

Dans ces études, il apparait souvent la nécessité d'évaluer :

- La géométrie de l'échangeur.
- Les écarts de température entre les fluides caloporteurs.
- Les configurations de l'écoulement.
- Les coefficients d'échange thermique.
- Les surfaces d'échanges.
- Les pertes de pressions.

Pour cela deux méthodes de calcul peuvent être utilisées

- * La méthode des différences de température logarithmique moyenne (ΔT_{LM})
- * La méthode du nombre d'unités de transfert (NUT).

III.3 Notions générales sur le coefficient d'échange et l'efficacité thermique

Pour tous les modes de transferts de chaleurs, on définit le flux de chaleur ou la puissance thermique Φ , comme la quantité de chaleur Q traversant une surface isotherme S pendant un temps t :

$$\Phi = Q/t \dots\dots\dots (III.1)$$

Le coefficient d'échange de chaleur K est une caractéristique de l'échange global entre deux surfaces isothermes de température T_c et T_f tel que $T_c > T_f$. Dans cette définition générale on ne fait toujours pas référence à un type de transfert particulier. L'intérêt de ce coefficient est de pouvoir s'appliquer à plusieurs processus différent de transfert entre les deux surfaces (Conduction, convection ou rayonnement). Il dépend à la fois de la nature du fluide, du régime d'écoulement, de la forme et de la rugosité de la surface de la conduite. Il peut aussi être évalué à partir du nombre de Nusselt qui sera défini ultérieurement [14].

$$\Phi = K \cdot S(T_c - T_f) \dots\dots\dots (III.2)$$

Où K , S , T_c et T_f sont respectivement le coefficient d'échange globale, la surface d'échange et les températures d'entrées du fluide chaude et froide.

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

$$\Phi = \dot{m}_c \cdot c_c \cdot (T_{ce} - T_{cs}) \dots \dots \dots (III.3)$$

$$\Phi = \dot{m}_f \cdot c_f \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \dots \dots \dots (III.4)$$

Avec \dot{m}_i et C_i respectivement le débit massique et la capacité calorifique du fluide (i).

T_{ie} et T_{is} étant les températures d'entrée et de sortie du fluide i (c : chaud et f : froide).

II.2.1. Méthode ΔT_{LM}

L'objectif d'une analyse thermique d'un échangeur est de déterminer la quantité de chaleur Q mise en jeu. Pour cela il est conforme d'établir la différence de température logarithmique moyenne ΔT_{LM} entre le fluide chaud et froid, de telle manière que la quantité de chaleur transférée entre les deux fluides peut être déterminée par l'expression suivante :

$$\Phi = K S \Delta T_{LM} \dots \dots \dots (III.5)$$

K et S étant respectivement un coefficient d'échange thermique global et la surface totale d'échange.

On définira la différence de température logarithmique moyenne ΔT_{LM} pour chaque type d'échangeur comme suite :

Echangeur à co-courant :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{cs} - T_{fs}}\right)} \dots \dots \dots (III.6)$$

Echangeur à contre courant :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)} \dots \dots \dots (III.7)$$

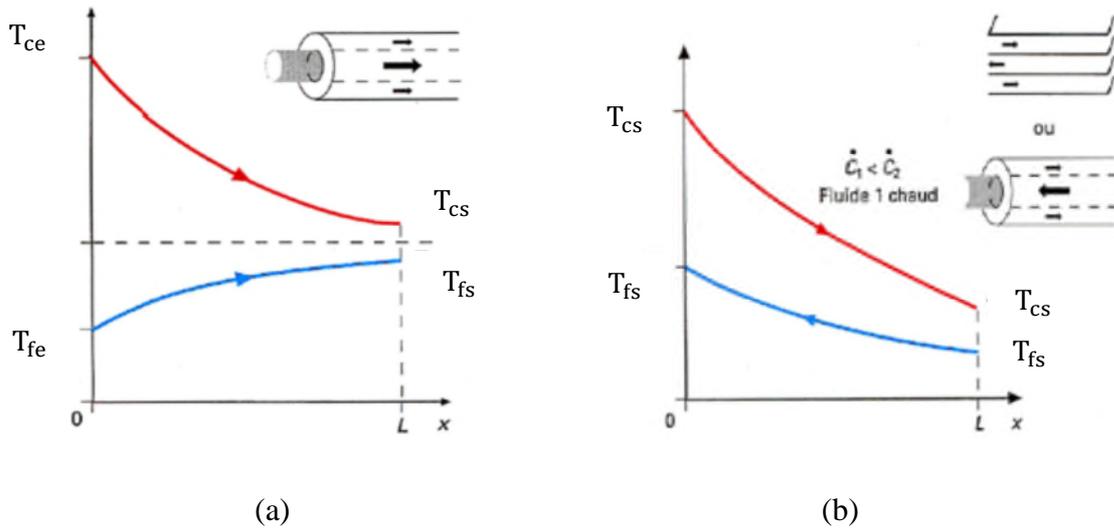


Figure III.1 : distribution des températures dans le cas des deux échangeurs

(a) Echangeur a co-courant et (b) échangeur à contre-courant

III.4 Efficacité thermique

On préfère souvent d'exprimer le flux de chaleur transféré sous la forme :

$$\Phi = K S \Delta T_{LM} \dots \dots \dots (III.5)$$

Cette formule est recommandée lorsque toutes les températures de rentrée et de sortie des deux fluides sont connues [14].

L'efficacité (E) d'un échangeur de chaleur est définie comme étant le rapport du flux de chaleur réel échangé sur le flux maximum échangé [7]. Elle est donnée par la formule :

$$E = \Phi_{réel} / \Phi_{max} \dots \dots \dots (III.8)$$

Sachant que : $\Phi_{max} = C_{min}(T_{ce} - T_{fe}) \dots \dots \dots (III.9)$

C_{min} : Capacité thermique minimal.

L'efficacité dans ce cas peut se réécrire comme suit :

$$E = \frac{\dot{m}_c c_c (T_{ce} - T_{cs})}{C_{min} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \dots \dots \dots (III.10)$$

L'expression du flux d'échange dans ce cas est donnée par :

$$\Phi_{réel} = E C_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \dots \dots \dots (III.11)$$

On remarque que seules les températures d'entrées interviennent dans l'expression de flux réel ($\Phi_{\text{réel}}$).

III.4.1 Nombre d'unité de transfert NUT

Le groupement sans dimension KS/C_{\min} représente ce qu'on appelle le nombre d'unité de transfert noté NUT, il permet d'évaluer le transfert de chaleur d'un échangeur. Le NUT pour un problème posé, où l'on connaît les différentes températures aux bornes de l'échangeur, caractérise le service thermique demandé [1]. Pour une circulation à simple passe, ce nombre est défini par :

$$NUT = (T_{ce} - T_{cs})/\Delta T_{LM} \dots \dots \dots (III.12)$$

Si le nombre d'unité de transfert est très petit ($NUT < 1$), l'échangeur est peu efficace quel que soit le sens de circulation et le rapport C_{\min}/C_{\max} . Si le nombre d'unité de transfert est élevé ($NUT=5$ à 10) l'échangeur de chaleur est alors très efficace. Une autre relation lie l'efficacité d'échange au nombre d'unité de transfert pour deux différents modes de fonctionnement des échangeurs :

Fonctionnement à contre-courant :

$$E = \frac{1 - \exp[-(1 - C_r)NUT]}{1 - C_r \exp[-(1 - C_r)NUT]} \dots (III.13)$$

Fonctionnement à co-courant :

$$E = \frac{1 - \exp[-(1 + C_r)NUT]}{1 + C_r} \dots (III.14)$$

Si $C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 1$, la relation précédente devient : $E = NUT/(1 + NUT)$

III.4.2 Groupements adimensionnés

Pour faciliter l'étude et le calcul sur les échangeurs de chaleur on fait appel à la notion de groupement adimensionnés qui tiendront compte des principaux paramètres intervenants dans le phénomène de transfert [7].

Pour différencier entre différents régimes d'écoulements on introduit la notion du nombre de Reynolds (Re) défini comme étant le rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité existant dans l'écoulement :

$$Re = \rho V D_h / \mu \dots \dots \dots (III.15)$$

On parlera d'un régime d'écoulement laminaire pour $Re < 2100$, d'un régime transitoire pour $2100 < Re < 10000$ et du régime turbulent pour $Re > 10000$.

Le coefficient d'échange de chaleur dans un écoulement laminaire est relativement faible [15].

Le nombre de Prandtl (P_r) et le rapport de la viscosité cinématique à la diffusivité thermique. Plus la viscosité cinématique est grand plus l'énergie dépensée nécessaire pour véhiculer le fluide est élevée. Plus la diffusivité thermique est grand plus le fluide extrait facilement la chaleur de la paroi :

$$P_r = \mu c / \lambda \dots\dots\dots (III.16)$$

ρ, μ, λ , étant respectivement la masse volumique, la viscosité dynamique et la conductivité thermique du fluide. V est la vitesse de l'écoulement et D_h le diamètre hydraulique.

Le nombre de Nusselt (Nu) et le rapport entre les transferts par conduction et par convection. il nous renseigne sur l'importance des échanges à la paroi. Le coefficient de transfert de chaleur convectif (h) se déduit à partir du nombre de Nusselt comme suite :

$$Nu = h_i D_h / \lambda \quad \text{et} \quad Nu = C R_e^n P_r^m \dots\dots\dots (III.17)$$

Dans la littérature le nombre de Nusselt est donné par des corrélations empiriques en fonction des nombres de Reynolds et Prandtl et du rapport des viscosités dynamiques $\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)$

$$\text{sous la forme suivant :} \quad Nu = C R_e^n P_r^m \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14} \dots\dots\dots (III.18)$$

Les nombres de Nusselt, Prandtl et Reynolds caractérisent respectivement l'échange thermique, les propriétés thermiques et le régime d'écoulement du fluide.

III.5 Procédure de calcul d'un échangeur tubulaire

Un des modèles les plus simples d'échangeur que l'on puisse imaginer est constitué de deux tubes coaxiaux, l'un des fluides s'écoule dans le tube central et l'autre dans l'espace annulaire. Les deux fluides pouvant circuler dans le même sens ou en sens contraires, mais il est difficile d'obtenir des surfaces d'échanges importantes avec cette configuration [16]. Les échangeurs les plus répandus sont ce dis a tubes et calandre, où les surfaces d'échange sont plus importantes que dans le premier cas. L'appareil est constitué d'un faisceau de tube monté sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes. A chaque extrémité sont fixés des boîtes de distribution assurant la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes. Le faisceau est logé dans une calandre, munie de tubulures d'entrées et de sorties pour le second fluide qui circule à l'extérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes.

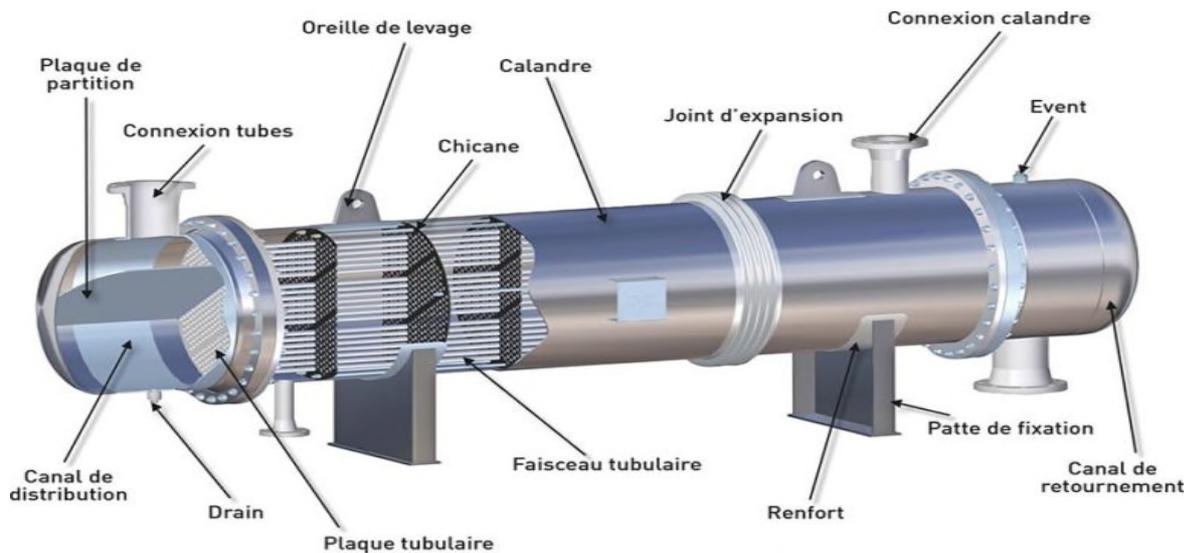


Figure III.2 : Echangeur a tube et calandre.

On dispose un faisceau des tubes dans une enveloppe unique, généralement cylindrique appelée calandre. L'un des fluides circulant dans les tubes et l'autre à l'intérieure de la calandre, autour des tubes. la plupart du temps la disposition des tubes ce fait en triangle car la surface d'échange est plus grande pour une calandre donnée.

On préfère, le pas carré si la tendance à l'encrassement extérieure des tubes et grande car les tubes disposés en carré sont plus faciles à nettoyer par passage d'une brosse, d'autre part les pertes de charge sont moins importantes.

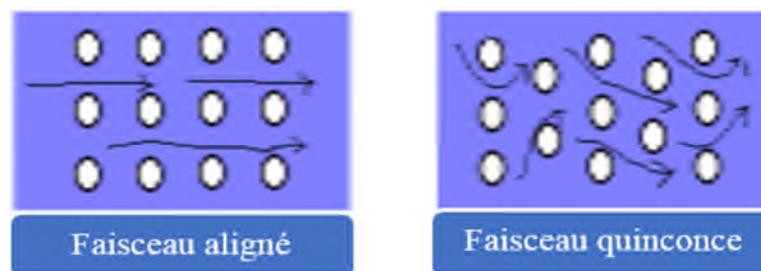


Figure III.3 : Disposition des faisceaux

Les chicanes sont toutes disposées perpendiculairement à l'axe de la calandre, rendant le parcours du fluide qui la traverse plus long sinueux, favorisant ainsi la turbulence, ce qui améliore les échanges (la distance entre chicanes et constante).

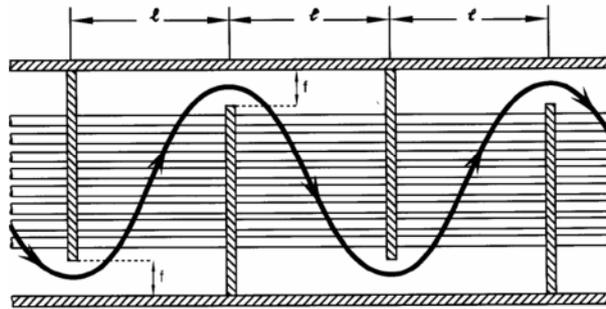


Figure III.4 : L'écoulement dans un échangeur à faisceau et calandre.

III.5.1.1 Caractéristiques des échangeurs à tube et calandre

La longueur des tubes (L) est de 1 m à 5 m pour une flèche importante du faisceau tubulaire et par conséquent des difficultés d'insertion de la calandre, les longueurs normalisées courantes sont 4, 6, 8, 10, 12, 16 et 18 m [15].

L'épaisseur de la calandre est calculée en tenant compte des résultats de la résistance des matériaux utilisés dans les conditions de fonctionnement, ainsi que des surépaisseurs inhérentes à la corrosion et les caractères érosifs des fluides en présence.

Le choix du diamètre des tubes a une grande influence sur la géométrie finale de l'échangeur car la surface d'échange est fonction du diamètre extérieur des tubes (D_{ext}).

La disposition des tubes est soit du type rectangulaire ou carrée (faisceau en ligne), soit du type triangulaire (faisceau en quinconce) avec un pas constant (P_T).

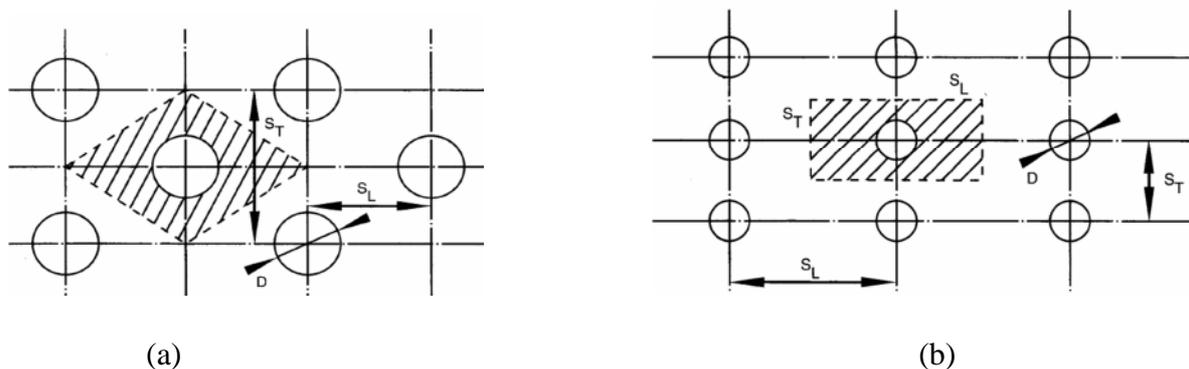


Figure III. 5 : (a) Faisceau en quinconce (b) Faisceau en ligne.

L'épaisseur des tubes est normalisée. Pour désigner ces épaisseurs, on utilise des jauges standards, ainsi le tube sera désigné par son tube extérieur (D_{ext}) suivi de l'indice de jauge ce qui permet automatiquement de connaître son diamètre intérieur (D_{it}).

Le nombre de tubes (N_t) caractérise le diamètre de l'échangeur. En cas où le coefficient convectif est faible (faible vitesse du côté des tubes), il est possible de l'améliorer en doublant à chaque fois le nombre de passes, en divisant la section de passage pour des raisons de construction, on adopte un nombre de passes paires :

$$N_t = \frac{S}{\pi \cdot D_{ext} L} \dots\dots\dots (III.19)$$

III.5.1.2 Procédure de calcul coté tubes

Avant d'effectuer tout calcul, il faut d'abord choisir une géométrie pour les tubes (diamètre, longueur, épaisseur et disposition), ainsi que les matériaux constitutifs (choisis en fonction de la nature corrosive du fluide et de la pression).

La section de passage des tubes (S_t) du fluide et la surface du faisceau de tube (S_f) sont alors défini comme suite : $S_t = \pi N_t D_{it}^2/4$ et $S_f = \pi N_t D_{ext}^2/4$.

La corrélation utilisée pour le nombre de Nusselt en régime laminaire ($Re < 2100$)

est de la forme [17] : $Nu = 1.86 \left(\frac{Re Pr D_{it}}{L} \right)^{\frac{1}{3}} (\mu/\mu_p)^{0.14} \dots\dots\dots$
(III.20)

μ et μ_p Sont respectivement la viscosité du fluide à la température moyenne et la viscosité du fluide à la température de la paroi du tube. Les nombres de Reynolds et Prandtl sont tel que :

$$Re = \rho \cdot D_{it} \cdot V_t / \mu \quad \text{Et} \quad Pr = C \mu / \lambda$$

Avec : V_t la vitesse dans les tubes.

En régime turbulent ($Re > 1000$) la corrélation est du type :

$$Nu = 0.023 (Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}}) (\mu/\mu_p)^{0.14} \dots\dots\dots (III.21)$$

Pour améliorer la convection à l'intérieur des tubes, on favorise toujours l'apparition de la turbulence. Le coefficient de coefficient global (h_i) s'écrit [15] :

$$h_f = Nu \lambda / D_{it} \dots\dots\dots (III.22)$$

III.5.1.3 Procédure de calcul coté calandre

Le diamètre hydraulique de la calandre (il existe des calandres de section carrée ou rectangulaire) généralement il ne dépasse pas 1 m.

Pas carrée : $D_h = \frac{3.46 P_t^2}{\pi(D_{ext})} - (D_{ext}) \dots \dots \dots (III.23)$

Pas triangulaire : $D_h = \frac{4 P_t^2}{\pi D_{ext}} - (D_{ext}) \dots \dots \dots (III.24)$

Le nombre de Nusselt coté calandre est donné par la corrélation suivante :

$$N_{ul} = 0,36 R_e^{0,55} P_r^{1/3} (\mu/\mu_p)^{0,14} \dots \dots \dots (III.25)$$

III.5.1.4 Détermination de coefficient d'échange globale K

Ce phénomène se caractérise alors par une résistance thermique supplémentaire (par unité de surface) due à cet encrassement et que l'on notera ici R_{ec} . La température diminue ensuite par conduction (conductivité) 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 thermique d'encrassement notée R_{ef} , et en transfert convectif caractérisé par h_f [18].

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

$$\Phi = \frac{(T_c - T_f)}{\frac{1}{h_c S} + \frac{R_{ec}}{S} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{R_{ef}}{S} + \frac{1}{h_f S}} \dots \dots \dots (III.26)$$

La représentation analogique équivalente est faite dans la figure (III.6) où sont insérées en série les 5 résistances thermiques.

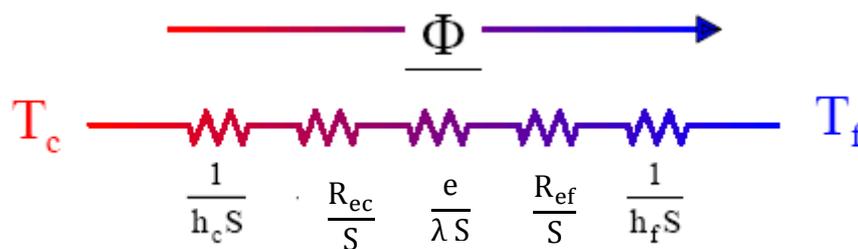


Figure III. 6 : Représentation analogique du transfert de chaleur au travers des différentes résistances thermiques.

Par commodité, il est souvent donné sous sa forme inverse suivante :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_f} + R_{ec} + \frac{e}{\lambda} + R_{ef} + \frac{1}{h_c} \dots \dots \dots (III.27)$$

III.5.1.5 Pertes de charges

Ce sont des pertes de pression qui sont dues essentiellement au caractère visqueux des fluides. On distingue les pertes de charge linéaire des pertes de charges singulières.

Les pertes de charges linéaires (ΔH_r) sont évaluées selon la loi de Darcy en fonction d'un coefficient de perte de charge Λ (fonction du nombre de Reynolds, de la rugosité de surface des tubes et du diamètre hydraulique) tandis que les pertes de charges singulières sont relatives aux singularités (changement de section, coude, vannes etc....).

La perte de charge totale (ΔH_T) dans les tubes est la sommation des différentes pertes de charges :

$$\Delta H_T = \Delta H_e + \Delta H_r + \Delta H_s \dots\dots\dots (III.28)$$

Avec ΔH_e et ΔH_s respectivement les pertes de charges à l'entrée et sortie des tubes. [15]

$$\Delta H_e = \xi_e V^2 / (2 g) \qquad \xi_e = 1,2 \dots\dots\dots (III.29)$$

$$\Delta H_s = \xi_s V^2 / (2 g) \qquad \xi_s = 1,2 \dots\dots\dots (III.30)$$

V étant la vitesse linéaire du fluide, ξ_e et ξ_s des coefficients de pertes de charges singulières dépendant des collecteurs à l'entrée et à la sortie et L la longueur des tubes.

La perte de charge linéaire s'écrit :

$$\Delta H_r = \Lambda L V^2 / (2 g D_h) \dots\dots\dots (III.31)$$

Ou encore en terme de perte pression :

$$\Delta P_i = f \rho L V^2 / (2 d_i \phi) \dots\dots\dots (III.32)$$

ϕ est un terme de correction sur la viscosité : $\phi = [\mu/\mu_p]^m$ ($m=0,14$: régime laminaire et $m=0,25$: régime turbulent) et f un coefficient de friction dépendant du régime d'écoulement.

En régime laminaire : $f=32/R_e$, pour $R_e < 20000$

Pour $R_e < 20000$: $f=0,31 R_e^{-0,25}$ et pour $R_e \geq 20000$: $f=0,184 R_e^{-0,2}$

Les pertes de charges coté calandre varient suivant le types d'écoulement (parallèle ou croisé) et le type d'espacement (carré ou triangulaire) [15].

$$\Delta H_r = (1 + \Lambda L / D_h V^2) / (2 g) \dots\dots\dots (III.33)$$

$$\Lambda = 0,24 R_e^{-0,2} \dots\dots\dots (III.34)$$

L : la longueur de la calandre.

Ou encore en termes de perte de pression cote calandre

$$\Delta P_i = f V_c^2 (N_c + 1) D_c / (\rho D_h \phi) \dots\dots\dots (III.36)$$

III.6 Etude d'installation d'huile de lubrification

III.6.1 Principe de fonctionnement

Au premier démarrage c'est la pompe auxiliaire qui assure la lubrification du groupe, elle s'arrête (se met hors service) au moment où le groupe atteint 90 % de la vitesse nominale (5310 tr/mn) et que la pression d'huile est correcte (environ 1,52 bars pour pression alimentation paliers et environ 2,5 bars au refoulement de la pompe) cette pompe s'arrêtera et la pompe attelée qui va assurer l'opération de lubrification.

Au refoulement de chaque pompe on trouve une soupape de sécurité pour renvoyer l'excédent de l'huile au réservoir en cas de surpression, au refoulement commun de la pompe auxiliaire et attelée se trouve une vanne régulatrice de pression, son rôle est de régler la pression de huile après diaphragme aval filtre a 1.5 bar.

En aval des deux réfrigérants, une vanne régulatrice de température à 3 voies est installée pour régler la température d'huile entre 40°C et 50°C dans le cas d'augmentation de température, sinon l'huile va by-pass le réfrigérant pour aller lubrifier les paliers (turbine ; réducteur et alternateur) en passant par les filtres.

Un pressostat différentiel est installé entre l'entrée et la sortie du filtre pour mesurer la différence de pression entre ces deux points et si elle atteint 1.5 bar l'opérateur doit ouvrir la vanne de by-pass pour permuter sur le deuxième filtre en suite nettoyé ou changer les cartouches du filtre encrassé. L'huile retourne au réservoir par gravité à cet effet un moto-ventilateur est installé pour chasser des vapeurs d'huile du réservoir en créant une faible dépression pour faciliter le retour, en amont de ce dernier se trouve un déshuileur qui retient des gouttelettes d'huile.

Pour maintenir l'huile à une température correcte environ 40°C le réservoir est doté d'un réchauffeur électrique mené d'une sécurité de très haute température qui doit être réarmée manuellement après le déclenchement.

La pompe d'évacuation de calories est destinée à assurer le refroidissement des paliers turbine elle est contrôlée soit par l'automate soit directement par le pressostat qui provoque un

déclenchement turbine en cas de très basse pression (1bar). Cette pompe redémarre en cas de baisse pression d'huile ou sur un déclenchement turbine.

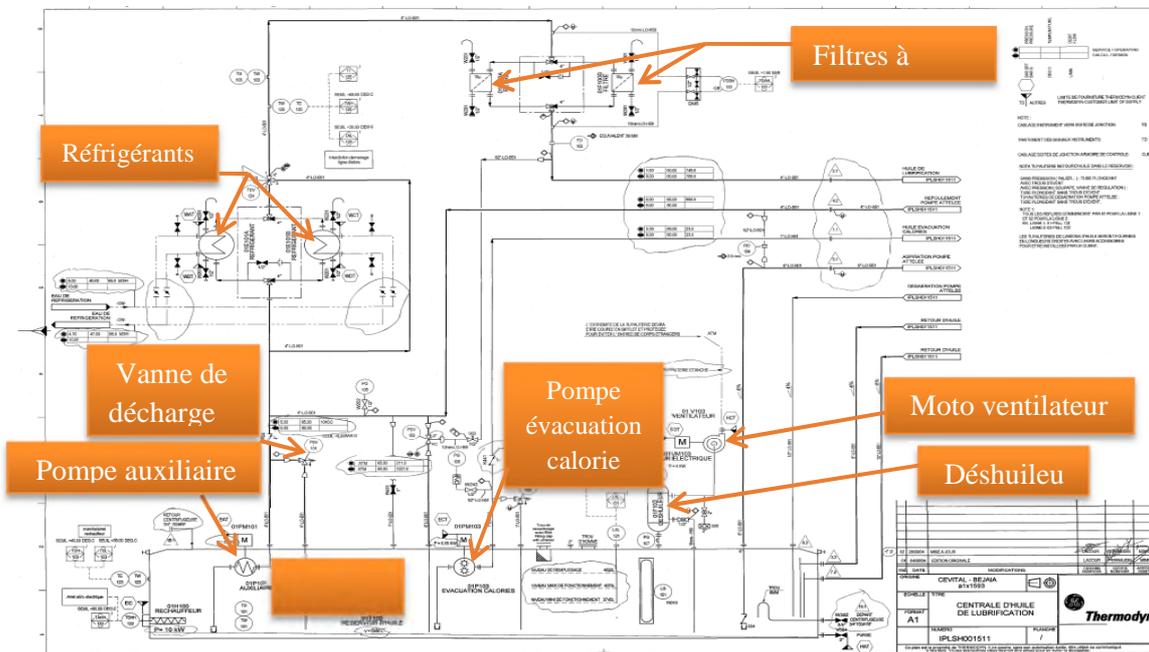


Figure III.7 : Centrale d'huile de lubrification.

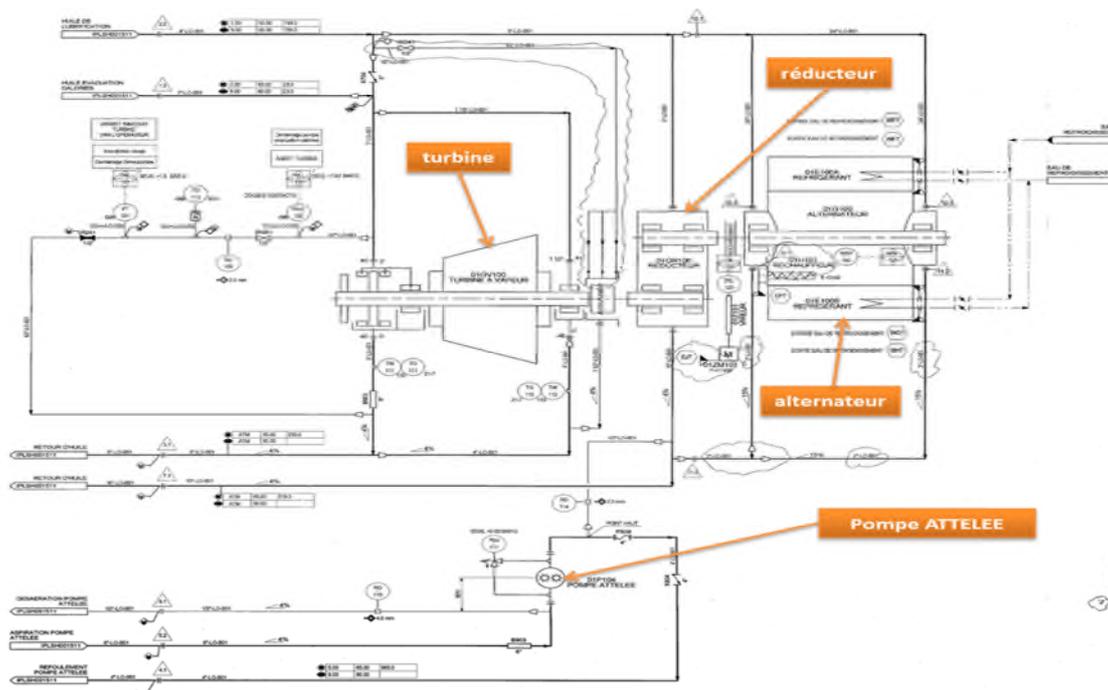


Figure III. 8 : Lubrification de la ligne turbo alternateur.

III.7 Description de circuit d'eau de refroidissement

Ce circuit est un cycle fermé, l'eau a été refoulé avec une pompe centrifuge à une bonne température donnée afin de refroidir l'huile au niveau de l'échangeur tubulaire ; à la

sortie de l'échangeur l'eau sort avec une température élevée donc il faut la refroidir à nouveau, cette tâche demande un nombre important de cellules aérorefrigérantes, l'eau rentre avec une température de 34 °C et ressort avec une température de 25°C.

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

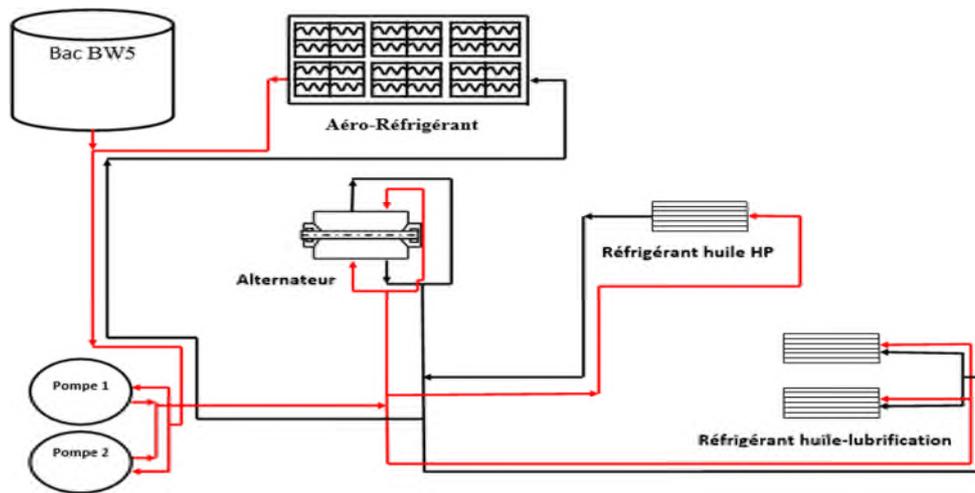


Figure III.9 : Circuit d'eau de Refroidissement.

III.8 Objectif de l'étude

Notre étude consiste à dimensionner les éléments de refroidissement utilisés au niveau de la centrale de lubrification. Plus précisément il s'agit de dimensionner un échangeur de chaleur destiné au refroidissement de l'huile de lubrification ; le fluide de refroidissement étant l'eau. Deux configurations ont été étudiées : la configuration contre-courant et la configuration Co-courant. Dans le souci d'économiser l'eau de refroidissement il faut donc travailler en circuit fermé.

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 aérorefrigérant.

Conclusion

Dans ce chapitre nous avons donné une méthodologie de calcul d'un échangeur de chaleur Contre-courant et co-courant à faisceau tubulaire, afin de procéder au calcul et au dimensionnement. Une série d'équations qui va nous permettre de calculer toutes les caractéristiques thermiques et techniques de cet échangeur.

Introduction

Dans ce chapitre nous aborderons le calcul des différents paramètres thermiques et hydrodynamiques caractérisant l'échangeur étudiés. Les données exploitées pour le calcul théorique, sont prises dans les fiches techniques du constructeur tel que : le débit d'entrée d'eau, les températures d'entrée et de sorties de chacun des deux fluides (eau, huile), les propriétés physique ainsi que les dimensions mécanique de l'échangeur.

Donc dans nôtres cas nous allons traiter un calcule a un échangeur a faisceau tubulaire simple passe avec deux sens d'écoulement (contre-courant, co-courant).

IV. Dimensionnement d'un échangeur à contre-courant

IV.1 Caractéristique physique des deux fluides de l'échangeur

Dans les tableaux (IV.1), (IV.2), nous avons exposé les données de base caractérisant l'échangeur :

Tableau IV.1 : propriétés thermo physiques des deux fluides (eau, huile).

Propriété thermodynamique	Eau (tubes)	Huile (calandre). [19]
Capacité calorifique (C)	4181.5 J/Kg. °C	1975 J/Kg.°C
Masse volumique (ρ)	994 Kg/m ³	875 Kg/m ³
Conductivité (λ)	0.647 W/m. °C	0.126 W/m.°C
Viscosité (μ)	8.30*10 ⁻⁴ Kg/m.s	4.025*10 ⁻² Kg/m.s

Tableau IV.2 : Paramètre de fonctionnement de l'échangeur.

Fluide	Eau (tubes)	Huile (calandre)
Débit massique (kg/s)	42.5	-
Température d'entrée	$T_{fe} = 25$	$T_{ce} = 60.5$
Température de sortie	$T_{fs} = 34$	$T_{cs} = 39$

Remarque : les caractéristiques thermo physique d'huile et d'eau sont pris à la température moyenne.

IV.2 Caractéristiques mécaniques de l'échangeur

Tableau IV.3 : Caractéristiques mécaniques imposées.

Caractéristiques mécaniques	Paramètres
<ul style="list-style-type: none"> • Diamètre extérieur des tubes • Epaisseur des tubes • Nombre de tube • Diamètre extérieur de la calandre • Epaisseur de la calandre • Disposition des tubes • Nombres de la calandre • Nombres des faisceaux • Le pas (S_T, S_L) • Matériaux pour la calandre • Matériaux pour les tubes (acier) 	<ul style="list-style-type: none"> • $D_{ext} = 0.01$ m • $e_t = 0,001$ m • $N_t = 754$ tubes • $D_{exc} = 0,419$ m • $e_c = 0,01$ m • Pas triangulaire • $N_c=1$ • $N_f =1$ • $P_t= 0,015$ m • Inox 235 • $\lambda = 15$ W M⁻¹K⁻¹

IV.3 Caractéristiques hydraulique et thermique de huile et de l'eau

$$T_{mc} = \frac{T_{ce} + T_{cs}}{2} = \frac{60.5 + 39}{2} = 49.75^\circ\text{C}$$

Avec T_{mc} : température moyenne d'huile chaud.

$$T_{mf} = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{2} = \frac{34 + 25}{2} = 29.5^\circ\text{C}$$

Avec T_{mf} : température moyenne d'eau froide.

IV.4 Calcul de l'échangeur

IV.4.1 Quantité de chaleur et Débit Massique d'huile

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 est égale à celle reçue par le fluide froid

La quantité de chaleur, est calculée par utilisation de l'équation suivante :

$$\Phi = \dot{m}_c \cdot c_c \cdot (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f \cdot c_f \cdot (T_{fs} - T_{fe})$$

$$\Phi = \dot{m}_f \cdot c_f \cdot (T_{fs} - T_{fe}) = 42,5 * 4181,5 * (34 - 25) = 1599423,75 \text{ W}$$

$$\Phi = 1599423,75 \text{ W}$$

- Calcule de débit d'huile \dot{m}_c :

$$\text{Donc : } \dot{m}_c = \frac{\Phi}{c_c \cdot (T_{ce} - T_{cs})} = \frac{1599423,75}{1975 \cdot (60,5 - 39)} = 37,67 \text{ Kg/s}$$

Avec Φ : Quantité de chaleur en (W).

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

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

c_c : Capacité calorifique du fluide chaud en (kJ/kg.°C).

c_f : Capacité calorifique du fluide froid en (kJ/kg.°C) .

T_{ce} : Température d'entrée côté chaud (°C).

T_{cs} : Température de sortie côté chaud (°C).

T_{fe} : Température d'entrée côté froid (°C).

T_{fs} : Température de sortie côté froid (°C).

IV.4.2 Calcul de l'écart de température logarithmique moyen (ΔT_{LM})

L'étude de l'écart de température logarithmique moyen dans un appareil s'effectue en supposant que le coefficient global et les chaleurs spécifiques sont constants en tout point, et qu'il n'y a pas une perte thermique.

L'écart de température ΔT_{LM} pour un échangeur à contre-courant est déterminé par utilisation de l'équation suivant :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\text{Ln}\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(60.5 - 34) - (39 - 25)}{\ln\left(\frac{60.5 - 34}{39 - 25}\right)}$$

$$\Delta T_{LM} = 19.62^{\circ}\text{C}$$

IV.4.3 Dimensionnement du faisceau (tubes)

IV.4.3.1 Détermination de la géométrie du faisceau

- Calcul de la géométrie d'un tube :

$$S_{pt} = \frac{\pi D_{it}^2}{4} = \frac{\pi * (0.008)^2}{4} = 5,0265 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Telle que le :

$$D_{it} = D_{ext} - 2 * e_t = 0.01 - 2 * 0.001 = 0.008 \text{ m}$$

Avec S_{pt} : section de passage d'un tube en(m²).

D_{it} : Diamètre intérieur d'un tube en (m).

e_t : Épaisseur des tubes.

$$S_{tt} = \frac{\pi D_{ext}^2}{4} = \frac{\pi * (0.01)^2}{4} = 7,8539 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Avec S_{tt} : Section total d'un tube en(m²).

D_{ext} : Diamètre extérieure d'un tube en (m).

- Calcul de la géométrie de tous les tubes :

$$S_{pf} = S_{pt} * N_t = (5,0265 * 10^{-5}) * 754 = 3,79 * 10^{-2} \text{ m}^2$$

S_{pf} : Section de passage du faisceau en (m²).

N_t : Nombre de tubes

$$S_{tf} = S_{tt} * N_t = (7,853 * 10^{-5}) * 754 = 5,921 * 10^{-2} \text{ m}^2$$

S_{tf} : Section de tous le faisceau en (m²).

IV.4.3.2 Détermination de la géométrie de la calandre

$$S_{pc} = S_{tc} - S_{tf} = (1,3788 * 10^{-1}) - (5,921 * 10^{-2}) = 7,8675 * 10^{-2} \text{ m}^2$$

Avec S_{pc} : Section de passage de la calandre en (m²)

$$S_{tc} = \frac{\pi D_{exc}^2}{4} = \frac{\pi * (0,419)^2}{4} = 1,3788 * 10^{-1} \text{ m}^2$$

Avec S_{tc} : Section total de la calandre en (m²).

$$S_{tc} = \pi * r^2 \rightarrow r = \sqrt{\frac{S_{tc}}{\pi}} = \sqrt{\frac{1,3788 * 10^{-1}}{\pi}} = 0,20 \text{ m}$$

Avec r : le rayon intérieur de la calandre.

IV.4.3.3 Dimensionnement thermique et dynamique du faisceau (tubes)

- Calcul du débit dans un tube :

$$\dot{m}_{can} = N_t * \dot{m}_t = 754 * \dot{m}_t = 42,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_t = \frac{42,5}{754} = 0,0564 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- Calcul de la vitesse dans un tube :

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

$$V_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho \cdot S_{pt}} = \frac{0,0564}{994 * 5,0265 * 10^{-5}} = 1,128 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Avec \dot{m}_{can} : Débit massique dans la canalisation avant l'entrée de l'échangeur en (kg/s).

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

V_t : Vitesse dans un tube en (m/s).

S_{pt} : Section de passage d'un tube en (m²).

ρ : Masse volumique du fluide froid (Kg/m³).

- Calcul du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho V_t D_{ht}}{\mu} = \frac{\rho V_t D_{it}}{\mu} = \frac{994 * 1,128 * 0,008}{8,30 * 10^{-4}} = 10807,055 \gg 2100$$

Avec D_{ht} : Diamètre hydraulique des tubes en (m).

μ : Viscosité dynamique du fluide à la température moyenne en (Kg/m.s).

Re >>2100 Donc notre régime est turbulent.

- Calcul du nombre Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu * c}{\lambda} = \frac{8,30 * 10^{-4} * 4181,5}{0,647} = 5,364$$

Avec

C : Capacité calorifique du fluide chaude à la température moyenne en (J/Kg°C).

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

- Calcul du nombre de Nusselt :

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

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{1/3} = 0,023 * 10807,055^{0,8} * 5,364^{1/3} = 67,897$$

- Calcul du coefficient d'échange du coté froid :

Nous avons aussi la relation :

$$Nu = \frac{h_f \cdot D_{it}}{\lambda} \quad \Longrightarrow \quad h_f = \frac{\lambda \cdot Nu}{D_{it}} = \frac{0,647 * 67,897}{0,008} = 5491,169 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

IV.4.4 Dimensionnement thermique et dynamique de la calandre

- Calcul de la vitesse dans la calandre :

Nous avons adopté un débit du fluide chaud qui circule dans la calandre dans le but d'avoir une vitesse importante, et donc nous avons la relation suivante :

$$\dot{m}_c = \rho * V_c * S_{pc}$$

$$V_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho * S_{pc}} = \frac{37,67}{875 * 7,8675 * 10^{-2}} = 0,547 \frac{m}{s}$$

- Calcul du nombre de Reynolds :

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

- Calcul du diamètre hydraulique dans la calandre :

Nous avons la disposition en quinconce

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

$$D_{hc} = \frac{4 \left(\frac{1}{2} * 0,015 * 2 * 0,015 - \frac{\pi * 0,01^2}{4} \right)}{\pi * 0,01} = 0,01864 \text{ m}$$

Avec S_t : Pas transversal en (m).

S_L : Pas latéral en (m)

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

Donc :

$$Re = \frac{\rho * V_c * D_{hc}}{\mu} = \frac{875 * 0,547 * 0,01864}{4,026 * 10^{-2}} = 221,65 < 2100$$

➤ Calcul du nombre de Prandtl :

$$pr = \frac{\mu \cdot c}{\lambda} = \frac{4,025 * 10^{-2} * 1975}{0,126} = 630,9$$

➤ Calcul de nombre de Nusselt :

Pour un régime laminaire, le nombre de Nusselt se calcul avec la corrélation suivant :

$$Nu = 0,36 Re^{0,55} Pr^{\frac{1}{3}} = 0,36 * 221,65^{0,55} * 630,9^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 60,22$$

➤ Calcul le coefficient d'échange du coté chaud (huile)

Nous avons aussi la relation suivante :

$$Nu = \frac{h_c * D_h}{\lambda} \quad h_c = \frac{Nu * \lambda}{D_h} = \frac{0,126 * 60,22}{0,01864} \quad h_c = 407,6 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

IV.4.5 Calcul du coefficient d'échange global (k)

On donne les valeurs de la résistance d'encrassement (annexe) :

Tableau V.4 : Résistance d'encrassement côté chaud et côté froid.

R_{eq} coté chaude	R_{eq} coté froide
$1,8 * 10^{-4} m^2 * \frac{^\circ C}{W}$	$2 * 10^{-4} m^2 * \frac{^\circ C}{W}$

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

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{5491,169} + 1,8 * 10^{-4} + \frac{0,001}{15} + 2 * 10^{-4} + \frac{1}{407,06}$$

$$K = 324,112 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

IV.4.6 Calcul de la surface d'échange

$$\Phi = \dot{m}_c \cdot c_c \cdot \Delta T_{LM} = K \cdot S \cdot \Delta T_{LM} = 1599423,75 \text{ W}$$

$$S = \frac{\Phi}{\Delta T_{LM} \cdot K} = \frac{1599423,75}{324,112 \cdot 19,6} = 251,774 \text{ m}^2$$

Avec S : Surface totale d'échange du faisceau en m².

IV.4.7 Calcul de la longueur de faisceau (tubes)

$$S = \pi \cdot D \cdot L_t \cdot N_t$$

$$L_t = \frac{S}{2\pi \cdot R_t \cdot N_t} = \frac{251,774}{2 \cdot \pi \cdot 0,005 \cdot 754} = 10,63 \text{ m}$$

Avec L_t : Longueur du faisceau (tubes).

R_t : Rayon intérieur d'un tube.

IV.5 Calcul du nombre d'unités de transfert

IV.5.1 Calcul des capacités thermiques C_{min} et C_{max}

$$\dot{m}_c c_c = C_c = 37,67 \cdot 1975 = 74398,25 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}}$$

$$\dot{m}_f c_f = C_f = 42,5 \cdot 4181,5 = 177713,75 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}}$$

Avec c_c : Capacité thermique du coté chaud en (W/°C).

c_f : Capacité thermique du coté froid en (W/°C).

D'après les calculs on constate que :

$$C_{min} = C_c = 74398,25 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}}$$

Et

$$C_{max} = C_f = 177713,75 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}}$$

IV.5.2 Rapport des débits de capacité thermique C_r :

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{74398,25}{177713,75} = 0,4186$$

IV.5.3 Calcul de l'efficacité

$$E = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{60,5 - 39}{60,5 - 25} = 0,60$$

IV.5.4 Calcul de NUT

$$NUT = \frac{1}{1 - C_r} \ln \left(\frac{1 - EC_r}{1 - E} \right) = \frac{1}{1 - 0,4186} \ln \left(\frac{1 - 0,60 * 0,4186}{1 - 0,60} \right) = 1,0785$$

➤ surface d'échange

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

$$S = \frac{NUT \cdot C_{min}}{K} = \frac{1,0785 * 74398,25}{324,112} = 251,774 \text{ m}^2$$

➤ Longueur des tubes

$$S = \pi \cdot D \cdot L_t \cdot N_t$$

$$L_t = \frac{S}{\pi \cdot D_{ext} \cdot N_t} = \frac{251,774}{\pi * 0,01 * 754} = 10,63 \text{ m}$$

Donc la longueur du faisceau de notre échangeur est de 10,63 mètres.

IV.6 Calcul des pertes charges

➤ Coté tube :

$$\Delta P = f \rho L / 2 (d_i \phi)$$

Avec : $f = 0,31 \cdot Re^{-0,25} = 0,31 * 1087,055^{-0,25} = 0,03$ avec : $\phi = 1$

Donc : $\Delta P = 0,03 * 994 * 10,63 * \frac{1,128^2}{2 * 0,008} = 0,252 \text{ bar}$

➤ Coté calandre :

$$\Delta P = f (V_c^2 + (N_c + 1) * D_c / (\rho * D_h * \phi))$$

Avec : $f = 32/Re = 32/221,65 = 0,1443$

$$\Delta P = 0,1443 * (0,547)^2 * (1 + 1) * \frac{0,409}{875 * 0,01864} = 2,165 * 10^{-8} \text{ bar}$$

IV.7 Dimensionnement d'un échangeur tubulaire à co-courant

Dans cette partie nous allons effectuer un calcul pour un échangeur faisceau tubulaire à simple passe à co-courant.

IV.7.1 Calcul de différence de température logarithmique moyenne

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{cs} - T_{fs}}\right)} = \frac{(60.5 - 25) - (39 - 34)}{\ln\left(\frac{60.5 - 25}{39 - 34}\right)}$$

$$\Delta T_{LM} = 15.65^{\circ}\text{C}$$

IV.7.1.1 Calcul de la surface d'échange

$$\Phi = K S \Delta T_{LM} \quad \Longrightarrow \quad S = \frac{\Phi}{K \Delta T_{LM}} = \frac{1599423,75}{324.172 \cdot 15.65}$$

$$S = 317.087 \text{ m}^2$$

IV.7.1.2 Calcul de la longueur des tubes

$$N_t = \frac{S}{2 \cdot \pi \cdot R_t \cdot L_t} \quad \Longrightarrow \quad L_t = \frac{S}{2 \cdot \pi \cdot R_t \cdot N_t} = \frac{317.087}{\pi \cdot 0.01 \cdot 754}$$

$$L_t = 13.39 \text{ m}$$

IV.8 Calcul de nombre d'unité de transfert NUT :

$$NUT = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Delta T_{LM}} = \frac{60.5 - 39}{15.65}$$

$$NUT = 1.37$$

IV.8.1 Calcul de la surface d'échange

$$S = \frac{NUT \cdot C_{\min}}{K} = \frac{1.37 \cdot 74398.25}{324,112} = 317.087 \text{ m}^2$$

IV.8.2 Calcul de la longueur des tubes

$$N_t = \frac{S}{\pi \cdot D_{\text{ext}} \cdot L_t} \quad \Longrightarrow \quad L_t = \frac{S}{\pi \cdot D_{\text{ext}} \cdot N_t} = \frac{317.087}{\pi \cdot 0.01 \cdot 754}$$

$$L_t = 13.39 \text{ m}$$

IV.8.3 Calcul de l'efficacité de l'échangeur

$$E = \frac{1 - \exp[-(1 + C_r)NUT]}{1 + C_r} = \frac{1 - \exp[-(1 + 0.4186) * 1.37]}{1 + 0.4186}$$

$$E = 0.60$$

IV.9 Calcul pertes de charge

➤ **Cotés tubes :**

$$\Delta P = f \rho L / 2 (d_i \phi)$$

$$\text{Avec : } f = 0,31 \cdot Re^{-0,25} = 0,31 * 1087,055^{-0,25} = 0,030$$

$$\text{Et : } \phi = 1$$

$$\text{Donc : } \Delta P = 0,03 * 994 * 13,39 * \frac{(1,128)^2}{2 * 0,008} = 0,317 \text{ bar}$$

➤ **Cotés calandre :**

$$\Delta P = f (V_c^2 + (N_c + 1) * D_c / (\rho * D_h * \phi))$$

$$\text{Avec : } f = 32/Re = 32/221,65 = 0,1443$$

$$\Delta P = 0,1443 * (0,547)^2 * (1 + 1) * \frac{0,409}{875 * 0,01 * 864} = 2,165 * 10^{-8} \text{ bar}$$

IV.10 Tableau récapitulatif

Les résultats obtenus dans les calculs sont résumé dans le tableau suivant :

Tableau V.5 : Tableau récapitulatif des résultats.

		Formules	Résultat	Unités
Fluide froid	Vitesse	$V_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho \cdot S_{pt}}$	1,128	$\frac{m}{s}$
	Coefficient d'échange	$h_f = \frac{\lambda \cdot Nu}{D_{it}}$	5491,169	$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$
Fluide chaud	Débit massique	$\dot{m}_c = \frac{\Phi}{c_c \cdot (T_{ce} - T_s)}$	37,67	$\frac{kg}{s}$
	Vitesse	$V_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho \cdot S_{pc}}$	0,547	$\frac{m}{s}$
	Coefficient d'échange	$h_c = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_h}$	407,06	$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$
Faisceau (tubes)	Géométrie d'un tube	$S_{pt} = \frac{\pi D_{it}^2}{4}$	$5,026 \cdot 10^{-5}$	m^2
	Géométrie de tous les tubes	$S_{tf} = S_{tt} \cdot N_t$	$5,921 \cdot 10^{-2}$	m^2
Calandre	Section de passage	$S_{pc} = S_{tc} - S_{tf}$	$7,867 \cdot 10^{-2}$	m^2
	Section total	$S_{tc} = \frac{\pi D_{exc}^2}{2}$	$1,378 \cdot 10^{-1}$	m^2
Contre-courant				
Méthode DTLM	Flux thermique	$\Phi = \dot{m}_f \cdot c_f \cdot (T_{fs} - T_{fe})$	1599423,75	W
	ΔT_{LM}	$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)}$	19.62	$^\circ C$
	Surface total d'échange	$S = \frac{\Phi}{\Delta T_{LM} \cdot K}$	251.774	m^2

	Longueur des tubes	$L_t = \frac{S}{2\pi \cdot R_t \cdot N_t}$	10.63	m
Méthode NUT	Efficacité	$E = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$	0.6	-
	Nombre d'unité de transfert	$NUT = \frac{1}{1 - C_r} \ln\left(\frac{1 - EC_r}{1 - E}\right)$	1.0785	-
	Surface total d'échange	$S = \frac{NUT \cdot C_{min}}{K}$	251.774	m ²
	Longueur du faisceau	$L_t = \frac{S}{\pi \cdot D_{ext} \cdot N_t}$	10.63	m
Perte de charge	Coté tube	$\Delta P = f\rho L/2(d_i\phi)$	0,252	bar
	Coté calandre	$\Delta P = fG^2 + (N_c + 1) * D_c/(\rho * D_h * \phi)$	$2,165 * 10^{-8}$	bar
Co-courant				
Méthode DTLM	ΔT_{LM}	$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{cs} - T_{fs}}\right)}$	15,65	°C
	Surface total d'échange	$S = \frac{\Phi}{K * \Delta T_{LM}}$	317.087	m ²
	Longueur du faisceau (tubes)	$L_t = \frac{S}{2 * \pi * R_t * N_t}$	13.39	m
Méthode NUT	Efficacité	$E = \frac{1 - \exp[-(1 + C_r)NUT]}{1 + C_r}$	0,6	-
	Nombre d'unité de transfert	$NUT = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Delta T_{LM}}$	1.37	-
	Surface total d'échange	$S = \frac{NUT \cdot C_{min}}{K}$	317.087	m ²
	Longueur des tubes	$L_t = \frac{S}{\pi * D_{ext} * N_t}$	13.39	m
Perte de charge	Coté tubes	$\Delta P = f\rho L/2(d_i\phi)$	0.317	bar

charge				
	Coté calandre	$\Delta P = fG^2 + (N_c + 1) * D_c / (\rho * D_h * \phi)$	$2,165 * 10^{-8}$	bar

IV.11 Discussions des Résultats

Au cours de cette étude, nous avons calculé les performances et les caractéristiques d'un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire pour les deux sens d'écoulement (co-courant contre-courant), nous avons calculé l'écart de température logarithmique moyen ΔT_{LM} , la surface d'échange S , la longueur du faisceau L_t , ainsi que les pertes de charge et efficacités.

Ce calcul a été effectué avec deux méthodes ΔT_{LM} et la méthode NUT, Cette dernière sert à vérifier et confirmer notre calcul et nos résultats.

Après avoir calculé les sections de passage, le diamètre hydraulique, les vitesses caractéristiques, les nombres adimensionnels nous avons calculé le coefficient d'échange local de chacun des deux fluides (coté chaud et coté froid), afin de déduire le coefficient d'échange global qui nous permet de vérifier si réellement il y a un échange de chaleur entre l'eau froide et l'huile chaude ; les résultats de calcul sont montrés dans le tableau IV.5.

Pour un échangeur à écoulement contre-courant nous avons trouvé une longueur de faisceau d'environ 11 mètres ; et une surface d'échange de 251 m² et une efficacité de 0,6 et des pertes de charge (cotée tubes) environ 0.252 bar. Par contre pour le sens d'écoulement Co-courant on a trouvé une surface d'échange et une longueur du faisceau et des pertes de charge supérieure à celle de premiers sens (contre-courant), respectivement ($S = 317\text{m}^2$, $L_t = 13.4\text{m}$, $\Delta P = 0.317\text{bar}$) et une efficacité de 0,6.

Cet écart de surface, longueur, et des pertes de charge entre les deux sens d'écoulement (contre-courant, co-courant) due à l'écart de température logarithmique moyen ΔT_{LM} qui joue un rôle d'un moteur d'échange.

Plus que ΔT_{LM} est faible (co-courant), plus l'échange thermique est difficile, donc il nécessite une grande surface d'échange et une grande longueur des tubes, par contre quand ΔT_{LM} est élevé (contre-courant), l'échange est facile, donc il nécessite une faible surface, et une longueur du faisceau inférieure à celle du co-courant.

IV.12 Entretien et maintenance

- La Détection de l'encrassement en régime permanent peut être détectée par la simple analyse de la variation de l'efficacité
- Pour améliorer la performance des échangeurs de chaleur il faut réduire l'encrassement périodiquement, il faut améliorer toutes les substances afin d'avoir un échangeur presque neuf, rendant les tubes a un nouveau cycle de vie.
- Les procédures de nettoyage des tubes pour un échangeur à tube et calandre sont réalisées hors ligne, le plus fréquemment choisi et le plus rapide c'est le nettoyage mécanique.
- Respecter les conditions d'exploitation de l'échangeur.
- Faire une inspection systématique des faisceaux tubulaires de cet échangeur chaque six mois.

IV.13 Evaluation et calcul d'une tour aéroréfrigérante

Dans le tableau (V. 6), Nous avons exposé les données qui caractérisant une aéroréfrigérante :

Tableau V.6 : paramètre de fonctionnement d'une seule cellule aéroréfrigérante.

Fluide	Eau
Débit massique kg/s	41.97
Température d'entrée (°C)	$T_{e \text{ Aéro}} = 34$
Température de sortie (°C)	$T_{s \text{ Aéro}} = 33.62$

IV.13.1 Calcul de la puissance de la cellule aéroréfrigérante

Dans notre installation et le system de refroidissement utilisé et constitué des cellules aéroréfrigérant dans ce cas nous allons calculer la puissance d'une cellule aéroréfrigérante :

- Calcul de la puissance d'une cellule aéroréfrigérante :

$$\Phi_{\text{Aéro}} = \dot{m}_{\text{Aéro}} \cdot c_f \cdot (T_{e \text{ Aéro}} - T_{s \text{ Aéro}}) = 41.9709 \cdot 4178.5(34 - 33.62) = 66642.65 \text{ w}$$

Avec : $\Phi_{\text{Aéro}}$: Puissance calorifique d'une seule cellule aéroréfrigérante (W).

$\dot{m}_{\text{Aéro}}$: Débit d'eau froid dans une cellule aéroréfrigérante (kg /s).

$T_{e \text{ aéro}}$: Température entrée du fluide froid au niveau d'une seule cellule (°C).

$T_{s \text{ aéro}}$: Température sortie du fluide froid au niveau d'une seule cellule (°C).

c_f : Capacité calorifique d'eau J/kg.°C

- Calcul de la puissance totale de circuit de refroidissement :

$$\Phi_f = \dot{m}_f \cdot c_f \cdot (T_{fs} - T_{fe}) = 1599423,75 \text{ w}$$

- Calcul de nombre de cellule aéroréfrigérante qu'il nous faut afin de refroidir l'eau à 25°C :

$$\Phi_f = n * \Phi_{\text{Aéro}}$$

Donc :

$$n = \frac{\Phi_f}{\Phi_{\text{Aéro}}} = \frac{1599423,75}{66642.65} = 24 \text{ cellules}$$

Donc il nous faut (24) cellules aéroréfrigérantes.

Avec : Φ_f : Puissance des 24 cellules aéroréfrigérante (W)

$\Phi_{Aéro}$: Puissance calorifique d'une seule cellule (W)

\dot{m}_f : Débit d'eau froid (kg /s)

T_{fs} : Température sortie du fluide froid (°C)

T_{fe} : Température entre du fluide froid (°C)

c_f : Capacité calorifique d'eau J/kg.°C

IV.14 Estimation de la température de sortie des aéroréfrigérante après

l'intégration des cellules

- La température de l'installation des aéroréfrigérante après l'intégration d'une seule cellule devient :

$$\Phi_{Aéro} = \dot{m}_f \cdot c_f \cdot (T_e - T_s) = 66642,656 \text{ w}$$

$$T_s = \frac{\Phi_{Aéro}}{\dot{m}_f \cdot c_f} - T_e = \frac{66642,656}{42,5 * 4178,5} - 34$$

$$T_s = 33,62 \text{ °C}$$

- La température de l'installation des aéroréfrigérantes après l'intégration de 5 cellules devient :

$$T_s = \frac{5 * \Phi_{Aéro}}{\dot{m}_f \cdot c_f} - T_e = \frac{5 * 66642,656}{42,5 * 4178,5} - 34$$

$$T_s = 32,12 \text{ °C}$$

- La Température de l'installation des aéroréfrigérantes après l'intégration de 10 cellules devient :

$$T_s = \frac{10 * \Phi_{Aéro}}{\dot{m}_f \cdot c_f} - T_e = \frac{10 * 66642,656}{42,5 * 4178,5} - 34$$

$$T_s = 30,24 \text{ °C}$$

- La température de l'installation des aéroréfrigérantes après l'intégration de 20 cellules devient :

$$T_s = \frac{20 * \Phi_{Aéro}}{\dot{m}_f * C_f} - T_e = \frac{20 * 66642,656}{42,5 * 4178,5} - 34$$

$$T_s = 26,49 \text{ °C}$$

- La température de l'installation des aéroréfrigérantes après l'intégration de 24 cellules devient :

$$T_s = \frac{24 * \Phi_{Aéro}}{\dot{m}_f * C_f} - T_e = \frac{24 * 66642,656}{42,5 * 4178,5} - 34$$

$$T_s = 24,99 \text{ °C}$$

Commentaires :

Le but de calculer la puissance d'une tour aéroréfrigérante c'est pour trouver le nombre de cellule aéroréfrigérante qu'il nous faut afin de refroidir la température d'eau à 25°C, et pour évaluer son effet thermique.

Après avoir évalué ce calcul on a remarqué que la température de sortie de l'installation des aéroréfrigérantes diminue à chaque fois qu'on ajoute une cellule.

Conclusion

Dans cette partie nous avons dimensionné les éléments de refroidissement utilisés au niveau de la centrale de lubrification. Dans cette étude nous avons évalué les surfaces d'échanges, la longueur des tubes, les pertes de pression et les écarts de températures entre les deux fluides pour les deux sens d'écoulement ; de là et après un calcul bien détaillé, nous avons abouti à un résultat qui nous a permis de choisir un sens d'écoulement idéal et qui répond à nos besoins thermique et d'évaluer le nombre de cellules aéroréfrigérantes qui est nécessaire pour refroidir l'eau à la sortie de notre installation.

Conclusion générale

Ce projet industriel a été très enrichissant tant du point de vue personnel que professionnel.

Tout d'abord, il nous a permis de mieux connaître le fonctionnement des systèmes de lubrification industriel à cogénération du complexe Cevital, et il nous a aussi permis d'entrer en contact avec le milieu industriel et de pouvoir appliquer les connaissances théoriques acquises.

L'étude a pour objectif le dimensionnement d'un échangeur à faisceau tubulaire pour les deux sens d'écoulement (contre-courant, co-courant) dans des conditions données, des débits et des températures des fluides.

L'objectif de cette étude consiste à déterminer les performances et les caractéristiques de ce échangeur et de choisir un bon sens d'écoulement qui répond aux exigences demandées par l'entreprise, ces dernières jouent un rôle essentiel dans le côté économique et technique.

A partir des résultats obtenus, nous avons proposé un échangeur à faisceau tubulaire contre-courant amplement justifié non pas simplement sur le plan technique, mais aussi du point de vue thermique. Nous avons un tableau de récapitulatif entre les deux sens d'écoulement, qui montre que le sens contre-courant est plus efficace par rapport au sens co-courant, pour une faible surface d'échange on peut avoir un grand écart de température et un meilleur coefficient d'échange.

Nous avons aussi étudié le cas de l'aéroréfrigération, en calculons le nombre de cellules aéroréfrigérantes à ajouter en complément des cellules actuellement installées afin de garantir une température de 25.

Références bibliographiques

- [1] Documentation S.P.A **CEVITAL** Algérie
- [2] Documentation commercial et technique de **CEVITAL**.
- [3] Documentation technique de l'unité énergie et utilités de **CEVITAL**.
- [4] Turbine à vapeur type 6-76MP5 **CEVITAL**, site de Bejaia référence **THERMODYN** : 1X1593 N° de série : 972 ET973 dossier constructeur.
- [5] **P. Tobaly**, « les échangeurs de chaleurs », France, 2002.
- [6] **André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL**, « Description des échangeurs » Technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [7] **J. TAINE & J. PIERE PETIT**, « Transfert thermique : introduction aux sciences des transferts » 3^{ème} Edition, Mars 2003.
- [8] **BONTEMPS et al**, « définitions et architecture générale des échangeurs de chaleur » Université Joseph Fourier, Institut Universitaire de technologie, Département Génie thermique et Energie (Grenoble) [B 2 340].
- [9] **J. Padet**, « Echangeurs de chaleur- Méthode globales de calcul avec 11 problèmes résolus », Reims, 1994.
- [10] **E. Rouland**, « les échangeurs thermique », Université de Rouen, 2011.
- [11] **Renaud FAIDT**, « Réfrigérants atmosphériques tours aéroréfrigérantes indirecte ». Technique de l'ingénieur [P26452].
- [13] **S. CHAUD**, «Initiation à la pratique des échangeurs de chaleur » .Septembre 1984. CETIAT.
- [12] **C.DUFFAU,- J. M. GRILOT & J. M. NAVARRO, R. VIDIL**, « L'encrassement dans les échangeurs description prévention remèdes » AVRIL 1985, GRETH.
- [14] **R.VIDIL**, « Les échangeurs à plaques et joints ».GRET 1984.
- [15] **EDITION GENIE CHIMIE**, « Le Pétrole (Raffinage et génie chimie) » (UNH) 1972.
- [16] **CENTRE TECHNIQUE DES INDUSTRIES AERAIQUE ET THERMIQUES**

« Méthodes et appareils de l'industrie du pétrole» (UNH) 1972.

[17] **CENTRE TECHNIQUE DES INDUSTRIES AERNAUTIQUE ET THERMIQUES**

« Propriétés de quelques fluides utilisés dans les échangeurs de chaleur».22 Juillet 1948, CETIAT.

[18] **Jean Castaing-Lasvignottes**, «Technologie et principes de fonctionnement des échangeurs de chaleur» (2002).

[19] **V.N.KAMINSKI**, «les systèmes de suralimentation des moteurs de transport»

Université de Moscou 2011.

Annexe

Caractéristiques de l'eau

Température en °C	Viscosité dynamique Pa.s	Capacité calorifique J/kg/K	Masse volumique kg/m ³
0	1,70E-03	4227,0	1001,3
1	1,66E-03	4224,4	1001,1
2	1,61E-03	4221,9	1000,8
3	1,57E-03	4219,5	1000,6
4	1,52E-03	4217,2	1000,4
5	1,48E-03	4214,9	1000,1
6	1,44E-03	4212,7	999,9
7	1,41E-03	4210,6	999,6
8	1,37E-03	4208,6	999,4
9	1,34E-03	4206,7	999,1
10	1,30E-03	4204,8	998,9
11	1,27E-03	4203,0	998,6
12	1,24E-03	4201,2	998,3
13	1,21E-03	4199,5	998,1
14	1,18E-03	4197,9	997,8
15	1,15E-03	4196,4	997,6
16	1,12E-03	4194,9	997,3
17	1,10E-03	4193,5	997,1
18	1,07E-03	4192,2	996,8
19	1,05E-03	4190,9	996,6
20	1,02E-03	4189,7	996,3
21	9,98E-04	4188,5	996,0
22	9,76E-04	4187,4	995,8
23	9,54E-04	4186,4	995,5
24	9,33E-04	4185,4	995,3
25	9,13E-04	4184,5	995,0
26	8,93E-04	4183,6	994,8
27	8,74E-04	4182,8	994,5
28	8,55E-04	4182,0	994,2
29	8,37E-04	4181,3	994,0
30	8,20E-04	4180,6	993,7
31	8,03E-04	4180,0	993,4
32	7,86E-04	4179,4	993,2
33	7,70E-04	4178,9	992,9
34	7,55E-04	4178,5	992,6
35	7,40E-04	4178,0	992,4
36	7,25E-04	4177,7	992,1
37	7,11E-04	4177,3	991,8
38	6,97E-04	4177,0	991,6
39	6,84E-04	4176,8	991,3
40	6,71E-04	4176,6	991,0
41	6,59E-04	4176,4	990,8
42	6,46E-04	4176,3	990,5
43	6,34E-04	4176,2	990,2
44	6,23E-04	4176,2	989,9
45	6,11E-04	4176,2	989,7

Annexe

46	6,01E-04	4176,2	989,4
47	5,90E-04	4176,3	989,1
48	5,79E-04	4176,4	988,8
49	5,69E-04	4176,6	988,6
50	5,60E-04	4176,8	988,3
51	5,50E-04	4177,0	988,0
52	5,41E-04	4177,2	987,7
53	5,32E-04	4177,5	987,5
54	5,23E-04	4177,9	987,2
55	5,14E-04	4178,2	986,9
56	5,06E-04	4178,6	986,6
57	4,98E-04	4179,0	986,3
58	4,90E-04	4179,4	986,1
59	4,82E-04	4179,9	985,8
60	4,74E-04	4180,4	985,5

Annexe

Tableau 3. Propriétés thermodynamiques de l'eau (adapté de Singh et Heldman, 2008).

PROPRIÉTÉS THERMODYNAMIQUES DE L'EAU À PRESSION DE SATURATION							
Température		Masse volumique	Chaleur massique	Conductivité thermique	Diffusivité thermique	Viscosité	Viscosité cinématique
t	T	ρ	C _p	K	α × 10 ⁶	η × 10 ⁶	ε × 10 ⁶
C	K	kg/m ³	kJ/kg.K	W/m.K	m ² .s	Pa.s	m ² /s
0	273	999,9	4,226	0,558	0,131	1793,636	1,789
5	278	1000,0	4,206	0,568	0,135	1534,741	1,535
10	283	999,7	4,195	0,577	0,137	1296,439	1,300
15	288	999,1	4,187	0,587	0,141	1135,610	1,146
20	293	998,2	4,182	0,597	0,143	993,414	1,006
25	298	997,1	4,178	0,606	0,146	880,637	0,884
30	303	995,7	4,176	0,615	0,149	792,377	0,805
35	308	994,1	4,175	0,624	0,150	719,808	0,725
40	313	992,2	4,175	0,633	0,151	658,026	0,658
45	318	990,2	4,176	0,640	0,155	605,070	0,611
50	323	988,1	4,178	0,647	0,157	555,056	0,556
55	328	985,7	4,179	0,652	0,158	509,946	0,517
60	333	983,2	4,181	0,658	0,159	471,650	0,478
65	338	980,6	4,184	0,663	0,161	435,415	0,444
70	343	977,8	4,187	0,668	0,163	404,034	0,415
75	348	974,9	4,190	0,671	0,164	376,575	0,366
80	353	971,8	4,194	0,673	0,165	352,059	0,364
85	358	968,7	4,198	0,676	0,166	328,523	0,339
90	363	965,3	4,202	0,678	0,167	308,909	0,326
95	368	961,9	4,206	0,680	0,168	292,238	0,310

Annexe

II.4 Évaluation du coefficient d'échange global

Ordre de grandeur des résistances d'encrassement R_e

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

Variation : $1 \cdot 10^{-4}$ et $70 \cdot 10^{-4}$ ($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$)

Eau de mer à $T < 50^\circ\text{C}$	$Re = 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$
Eau de mer à $T > 50^\circ\text{C}$	$Re = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$
Eau de ville à $T < 50^\circ\text{C}$	$Re = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$
Eau de ville à $T > 50^\circ\text{C}$	$Re = 3.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$
Eau de rivière	$Re = 3.5 \text{ à } 7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$
Vapeur d'eau non grasse	$Re = 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$
Vapeur d'eau grasse	$Re = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$
Liquides réfrigérants	$Re = 1.8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$
Fioul	$Re = 4 \text{ à } 9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$
Essence, kérosène	$Re = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$
Huile de lubrification	$Re = 1.8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$
Air non dépoussiéré	$Re = 3.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$
Produits de combustion gazeux	$Re = 20 \text{ à } 70 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$

Résumé

La cherté et la demande d'énergie ne cessent de constituer un souci majeur pour l'homme en plus des problèmes écologiques qui menacent la vie sur la planète. Dans ce mémoire, Notre étude consiste à dimensionner les éléments de refroidissement utilisés au niveau de la centrale de lubrification. Nous avons étudié les performances et les caractéristiques d'un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire qui est très utilisé pour le refroidissement d'huile de lubrification.

L'objectif de cette étude consiste à dimensionner l'échangeur de chaleur à faisceau tubulaire pour deux sens d'écoulement contre-courant et co-courant. Deuxièmement, l'évaluation de la puissance thermique d'une tour de refroidissement à courant croisé.

Mots-clés : puissance, chaleur, refroidissement, échangeur tubulaire à contre-courant et co-courant, tour de refroidissement à courant croisé, circuit de refroidissement.

Abstract

The high cost and the demand for energy continue to be a major concern for man in addition to the ecological problems that threaten life on the planet. In this thesis, our study consists in dimensioning the cooling elements used at the level of the lubrication unit. We have studied the performance and characteristics of a tube bundle heat exchanger which is widely used for lubricating oil cooling.

The objective of this study is to size the tube bundle heat exchanger for two countercurrent and co-current flow directions. Secondly, the evaluation of the thermal power of a cross-flow cooling tower.

Keywords: power, heat, cooling, countercurrent and co-current tubular heat exchanger, cross-flow cooling tower, cooling circuit.