Université Sidi Mohammed Ben Abdellah
Faculté des Sciences et Techniques
www.fst-usmba.ac.ma

Année Universitaire : 2014-2015

Master Sciences et Techniques GMP
Génie des Matériaux et des Procédés

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES
Pour l'Obtention du Diplôme de Master Sciences et Techniques

Optimisation de la consommation de l'eau de mer et dimensionnement de l'échangeur de chaleur et de la tour de refroidissement au sein des nouveaux projets ODI'S à l'horizon de 2024

Présenté par:

BENDRISS SANAA

Encadré par:

Mr. EL ASRI SAID
Pr. CHTIOUI HICHAM FST Fès

Soutenu Le 25 Juin 2015 devant le jury composé de:

- **Pr. CHAOUQI MOHAMMED**
- **Pr. CHTIOUI HICHAM**
- **Pr. SKALI MOHAMMED KHALID**

Stage effectué à : OFFICE CHERIFIEN DES PHOSPHATES- JORF LASFAR

Université Sidi Mohammed Ben Abdellah
Faculté des Sciences et Techniques
www.fst-usmba.ac.ma

2014/2015

Master Sciences et Techniques : Génie des Matériaux et des Procédés

Nom et prénom: BENRISS SANAA

Titre: Optimisation de la consommation de l'eau de mer et dimensionnement de l'échangeur de chaleur et de la tour de refroidissement au sein des nouveaux projets ODI'S à l'horizon de 2024

Résumé

Au sein de l'OCP JORF LASFAR des nouveaux projets ont été lancé sous le nom ODI'S. Dix unités de production des engrais, vont démarrer à l'horizon de 2024. Lors du lancement de chaque unité, la consommation en eau de mer augmente ce qui créera une surcharge sur la station de reprise d'eau de mer. Un recyclage d'eau de mer au niveau de chaque unité présente une solution pour minimiser cette consommation. Le recyclage va être effectué par refroidissement de l'eau sortante du procédé par une tour de refroidissement.

Après avoir calculé les bilans nécessaire pour le dimensionnement de l'échangeur de chaleur, qui va être installé en amont de la tour, ensuite un calcul de dimensionnement de celle-ci avec tous ces accessoires a été effectuée (séparateur de gouttes, système de distribution, bassin, pompe de circulation), une étude a été réalisée dans l'objectif de savoir l'efficacité de cette solution. Les résultats obtenus sont très importants : une diminution de la consommation de l'eau de mer de 95460 m^3/h ce résultat a prouvé que l'incorporation de la tour va résoudre le problème de la grande consommation de l'eau de mer.

Mots clés:

Eau de mer, recyclage, refroidissement, tour de refroidissement, échangeur de chaleur, Bilan massique, Bilan thermique, garnissage,

Dédicaces

A mes très chers parents :

Ceux qui ont sacrifié pour que je puisse arriver à ce stade

Ceux qui ont souffert pour que je ne souffre pas

Et pour que je sois heureuse

Aucune dédicace ne pourrait exprimer mon grand amour,

Mon estime, ma vive gratitude, mon intime attachement

Et ma profonde affection.

Je ne serai et je ne pourrai vous remercier

Pour tous ce que vous avez faits pour moi

Et ce que vous faite jusqu'à présent.

Que dieu vous protège

A ma sœur :

Avec toute ma tendresse et le plein succès dans sa vie personnelle.

A toute ma très chère famille :

Je n'aurais espéré avoir meilleur que vous comme famille.

En guise de mon amour, je vous dédie le présent travail.

A tous mes amis ...

****

A mes professeurs :

Vous resterez toujours pour moi, un bon exemple.

Enfin, à toute personne ayant participé de près ou de loin à la collaboration de ce travail

Remerciements

Avant tout, je tiens à remercier le tout puissant, généreux et miséricordieux, ***ALLAH,*** *qui nous a tendu la santé et la chance d''étudier, et nous le prions de nous guider vers la réussite dans notre vie.*

Je tiens vivement à exprimer ma profonde reconnaissance à ***Mr .CHTIOUI HICHAM*** *mon encadrant pédagogique, professeur à la faculté des sciences et techniques de Fès, pour leur encouragement, leur conseil et leur suivi régulier au cours de mon stage.*

A l'issue de ce travail effectué au sein de l''office chérifien des phosphates S.A., service IND sous l'encadrement de ***Mr. EL ASRI SAID ET Mr. BADRE DINE EL ABID AMRANI****, je les remercie vivement pour la confiance qu'ils m'ont portées et pour la qualité de leur encadrement ,leur compétence, leur encouragement, leur grande disponibilité, leur bienveillantes attention qu'il m'ont toujours accordées et pour l'aide qu'il ont m'apportées durant la réalisation de ce travail.*

Que Messieurs ***Abdellatif CHEIKH, BENDEHHOU Mohammed,*** *pour la confiance qu'ils m'ont témoignées en acceptants de diriger au mieux ce travail et pour les conseils qu'ils n'ont pas cessé de prodiguer le long de mon projet.*

*J'adresse mes remerciements aussi a tout le personnel de la direction de l'ODI (****les agents OCP et JESA****) pour les efforts qu'ils ont déployés, leurs conseils, leurs directives fructueuses et l'aide qu'ils m'ont apportés pour mener à bien mon projet de fin d'étude.*

Mes remerciements vont également à tous les membres du jury Professeurs ***CHAOUKI MOHAMMED ET SKALI MOHAMMED KHALID*** *pour le temps qu'ils ont pris à examiner ce travail. Je remercie également tout le Cadre administratif et professoral de FST DE Fès pour leurs efforts considérables.*

Par crainte d'omettre de mes remerciements toute personne ayant contribué au parachèvement de ce projet, je témoigne par le présent travail ma vive reconnaissance à tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin.

Liste des figures

Figure 1 : Vue 3D de l'ODI *3*
Figure 2 : Schéma du bassin d'eau de mer pour les ODI 'S *4*
Figure 3 : Circuit de l'eau de mer avec tour de refroidissement *5*
Figure 4 : Circuit de l'eau de mer dans chaque projet ODI *6*
Figure 5 : Représentation du débit de l'eau de mer en fonction de leur température de sortie au niveau de l'échangeur de NORIA *8*
Figure 6 : Représentation du Débit de l'eau de mer en fonction de leur température de sortie au niveau de refroidisseur de production *9*
Figure 7 : Représentation du débit de l'eau de mer en fonction de la température de sortie au niveau de refroidisseur séchant *10*
Figure 8 : Représentation du débit de l'eau de mer en fonction de leur température de sortie au niveau de condenseur principal *11*
Figure 9 : Tours aéroréfrigérantes sèches et humides *15*
Figure 10:Tour à tirage forcé - tour à tirage induit *16*
Figure 11:Tour à contre -courant et tour accourant croisé *16*
Figure 12: Représentation du débit de l'eau brute en fonction de leur température de sortie au niveau de l'échangeur *20*
Figure 13: Schéma illustrant l'échangeur proposé avec ses entrées et sorties *20*
Figure 14 : Représentation graphique de la courbe opératoire limite et d'équilibre air -vapeur *27*
Figure 15 : Représentation graphique de la courbe l'équilibre et opératoire du débit réel de l'air ... *28*
Figure 16: Séparateur de gouttes (dévésiculeur) *38*
Figure 17: Schéma de la buse de pulvérisation à cône plein *41*
Figure 18: Les différentes hauteurs géométriques *45*
Figure 19:L'évolution de la consommation de l'eau de mer *48*

Liste Des Tableaux

Tableau 1 : Données nécessaires pour le calcul du bilan thermique au niveau de l'échangeur de NORIA *7*
Tableau 2: Données nécessaires pour le calcul du bilan thermique au niveau de l'échangeur de production *8*
Tableau 3:Données nécessaires pour le calcul du bilan thermique au niveau de l'échangeur de séchant *9*
Tableau 4:Données nécessaires pour le calcul du bilan thermique au niveau condenseur principale *10*
Tableau 5:Données nécessaires pour calculer la température au niveau du bassin chaud *13*
Tableau 6:Données nécessaires pour calculer la température au niveau du bassin sulfurique *13*
Tableau 7: Données nécessaires pour calculer la température au niveau du bassin chaud *14*
Tableau 8: Comparaison entre les différents types des tours *16*
Tableau 9:Les Valeurs De L'enthalpie De Melage Air-Vapeur A La Saturation *27*
Tableau 10 : Les surfaces calculées des garnissages en VRAC *30*
Tableau 11 : Des différents types des garnissages structure [12] *32*
Tableau 12 : La pondération des différents garnissages structure *32*
Tableau 13 : les Caractéristiques du garnissage Trickle fill [12] *33*
Tableau 14 : Les résultats de calcul de l'intégrale par la méthode numérique CHEBYSHEV *36*
Tableau 15 : Caractéristiques de certains types de séparateurs de gouttes *38*
Tableau 16 : Systèmes de distribution d'un liquide *39*
Tableau 17. dates de demarrage des projets ODI'S *47*

Liste des abréviations et nomenclatures

OCP S.A : Office chérifien des phosphates « **société anonyme** »

ODI: OCP Direct Investment

DAP: Diammonium phosphate

IND : Direction industrielle axe nord

REM : Reprise de l'eau de mer

TS : Taux de solide

JPH : Jorf plante hub

HUT : Hauteur d'unité de transfert

NUT : Nombre d'unité de transfert

PVC : Polychlorure de Vinyle

PP : Polypropylène.

Titane G2 (40%) : Titane grade 2 de 40 % de titane

L : Débit d'eau

G : Débit d'air sec

$\mathbf{T_L}$ **:** Température d'eau

$\mathbf{T_G}$ **:** Température de l'air

ϕ **:** Humidité de l'air

Hy : Enthalpie du mélange air-vapeur d'eau

$\mathbf{T_0}$ **:** Température de référence

S: Section droite de la tour (m^2)

$\mathbf{h_{eau*}a}$ **:** Coefficient du transfert thermique volumique en phase liquide ($W/m^3.K$)

$\mathbf{H_G}$ **:** Coefficient du transfert thermique volumique en phase gazeux ($W/m^3.K$)

φ_i **:** Humidité à l'interface

Sc : nombre de Schmidt

Pr : nombre de Prantel

Le: Nombre de Lewis

λ **:** Chaleur latente

ρ_L **:** La masse volumique de l'eau kg/m3

ρ_G **:** masse volumique de l'air kg/m3

***Cf* :** Coefficient caractéristique du garnissage

G' : Débit spécifique de l'air

g : Constante de conversion

μ_L **:** Viscosité de l'eau en centipoise

$S_{disponible}$ **:** Surface du terrain disponible

Ky: Coefficient de transfert de matière gazeux, (mole/m².s)

a : surface interfaciale spécifique, (m^2/m^3).

Z_u **:** hauteur utile d'échange thermique de la tour

Z_t**:** hauteur totale de la tour de refroidissement

$S_{cellule}$**:** Surface de la cellule

D : diamètre économique de la conduite en mètres

n : temps de fonctionnement journalier de la pompe en heures, divisé par 24

e : prix du kilowattheure

f : prix de la conduite posée par kilogramme

Q : débit en m3/s

Ph : puissance hydraulique en **KW**.

E : efficacité de la pompe

Qn : est le débit nominal de la pompe (m^3/h)

K : coefficient de sécurité (= 1,25 dans le cas des pompe de charge).

Table des matières

Dédicaces i

Remerciements ii

Liste des figures iii

Liste des nomenclatures et abréviations v

Introduction générale 1

Chapitre 1 : Présentation de l'organisme d'accueil et La description du projet ODI.

I. Présentation de l'office chérifien des phosphates S.A. 2

II. Présentation du complexe industriel OCP à JORF LASFAR 2

1. Présentation de l'unité d'accueil service IND 2

2. Présentation du projet ODI'S 2

Chapitre 2 : Contexte général du projet et bilan d'eau de mer à refroidir

I. Problématique 4

1. Circuit d'eau de mer actuel 4

2. Circuit de l'eau de mer avec tour de refroidissement 5

II. Etablissement du bilan de l'eau 6

1. Bilan thermique sur les échangeurs de chaleur 6

2. Bilan sur l'évacuation du gypse 11

III. Calcul de la température de l'eau de mer à refroidir (eaux des bassins chaud et sulfurique) 12

1. Calcul de la température de l'eau de mer au niveau du bassin chaud 13

2. Calcul de la température au niveau du bassin de l'atelier sulfurique 13

3. Calcul de la température de l'eau de mer à refroidir 14

IV. Conclusion 14

Chapitre 3 : Sélection de la tour de refroidissement adéquate

I. Tour aéroréfrigérante 15

II. Classification 15

III. Comparaison 16

IV. Échangeurs de chaleur 18

1. Qu'est-ce qu'un échangeur ? 18

2. Classification 18

V. Echangeur et la tour de refroidissement proposée 18

Chapitre 4 : Dimensionnement de l'échangeur de chaleur et la tour de refroidissement

I. Calcul du débit de l'eau entrante à l'échangeur de chaleur 19

II. Dimensionnement de l'échangeur de chaleur 20
III. Bilan massique et thermique 22
IV. Dimensionnement de la tour de refroidissement 26
1. Courbe opératoire 26
2. Courbe d'équilibre de liquide-vapeur: 27
3. Calcul de la section droite et la hauteur de la tour 28
V. Accessoires de la tour de refroidissement 37
1. Séparateur de gouttes 38
2. Système de distribution d'eau 39
3. Choix des matériaux de constructions 42
4. Dimensionnement du Bassin 42
5. Choix de la pompe de circulation 44
VI. L'état de la consommation de l'eau de mer après optimisation 47
Conclusion Générale 49
Webographie et Bibliographie .....
ANNEXES .....

Introduction générale

Dans le cadre de l'extension industrielle et de l'augmentation de la capacité de production. L'Office chérifien des phosphates S.A. (société anonyme) à JORF LASFAR- EL JADIDA, a lancé des projets sous le titre ODI's (OCP Direct Investment). Il consiste à la construction de dix unités autonomes de production des engrais DAP à l'horizon de 2024 et selon le même modèle.

Au niveau de chaque unité l'eau de mer est utilisée pour le refroidissement dans les échangeurs de chaleur des différents ateliers et pour l'évacuation du gypse. En effet la consommation de l'eau de mer augmente plus en plus avec le démarrage de chaque nouvelle unité.

La capacité actuelle de la station de reprise d'eau de mer est jugée insuffisante pour répondre aux besoins des nouvelles projets ODI's. D'où la nécessité de prévoir des recyclages d'eau de mer dans les nouvelles unités de production.

C'est dans cette perspective que s'inscrit donc mon projet de fin d'études sous le thème: "Optimisation de la consommation d'eau de mer à l'horizon 2024 par Etude opportunité de recyclage d'eau dans les nouvelles unités par Incorporation des tours de refroidissement".

Pour ce faire, le présent travail sera consacré, aux axes suivants :

- ✓ description des nouveaux projets ;
- ✓ l'établissement des bilans matière et thermique pour déterminer le besoin d'eau de mer dans chaque atelier de production ;
- ✓ dimensionnement de l'échangeur de chaleur ;
- ✓ dimensionnement de la tour de refroidissement ;
- ✓ l'état de consommation de l'eau de mer après optimisation.

Chapitre 1 : Présentation de l'organisme d'accueil et La description du projet ODI.

Résumé

Ce chapitre est divisé en deux parties principales :

En premier lieu présentation de l'organisme d'accueil OCP S.A et du lieu de déroulement de stage service IND (direction industrielle-axe nord). En deuxième lieu, La description de projet ODI.

I. Présentation de l'office chérifien des phosphates S.A.

Le Maroc est l'un des pays qui dispose d'une grande et importante réserve en minéraux du phosphate, ceci représente les trois quarts des réserves mondiales. Pour profiter de ces ressources le Groupe OCP (Office Chérifien des Phosphates) était créé **[1]**.

L'OCP, un des leaders mondiaux sur le marché de phosphate et des produits dérivés, est un acteur de référence incontournable sur le marché international depuis sa création en 1920. Présent sur toute la chaine de valeur, OCP extrait, valorise et commercialise du phosphate et des produits dérivés. Il est le premier exportateur mondial de l'acide phosphorique, et l'un des plus importants producteurs d'engrais **[2]**.

II. Présentation du complexe industriel OCP à JORF LASFAR

Situé sur le littoral atlantique, à 20 Km au sud-ouest d'El Jadida, Le choix de cet emplacement a pris en considération la position stratégique de la région **[3]** :

- ✓ Proximité des zones minières permettant son alimentation en phosphates (Khouribga).
- ✓ Existence d'un port à tirant d'eau important.
- ✓ Disponibilité de l'eau de mer et de l'eau douce.
- ✓ Disponibilité de terrains pour les extensions futures.

Le complexe de JORF LASFAR a démarré sa production en 1986.Cette nouvelle unité a permis au Groupe OCP de doubler sa capacité de valorisation des phosphates **[4].**

1. Présentation de l'unité d'accueil service IND

L'IND est "direction industrielle-axe nord" : elle a comme objectif la gestion des projets : choix de positionnement et d'organisation industrielle à grande échelle, négociation des contrats et accords avec des partenariats industriels…

2. Présentation du projet ODI'S

OCP Direct **I**nvestment (ODI) est un nouveau projet réalisé par l'OCP, il consiste à la construction d'une unité autonome de production des engrais DAP [6]. En effet, dans le futur, dix usines de production d'engrais (ODI) seront construites selon le même modèle. Actuellement, une est en marche, trois ODI en cours de construction, Les autres ODI's vont démarrer à l'horizon de 2024 **[5]**.

Et voici un plan global de l'implantation de l'ODI

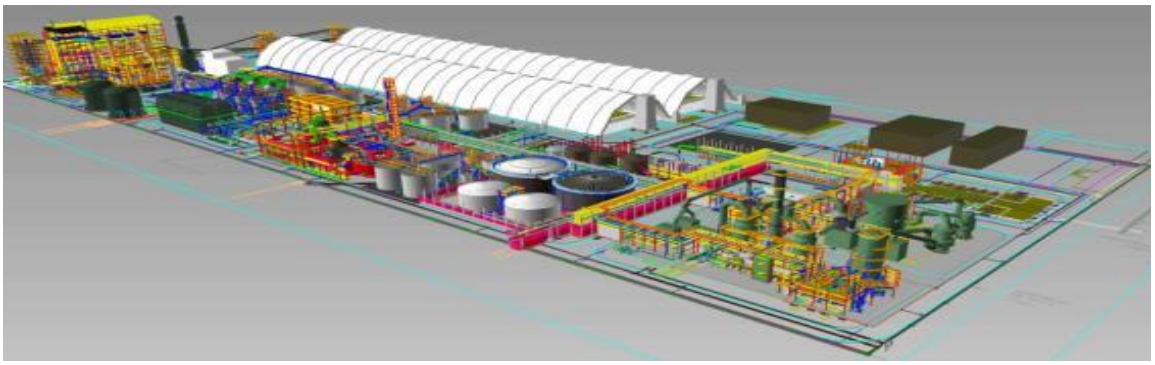
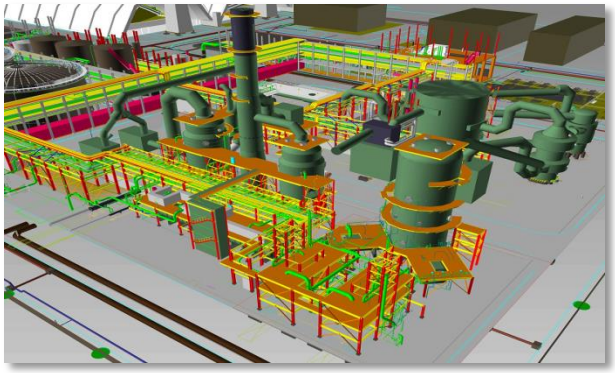
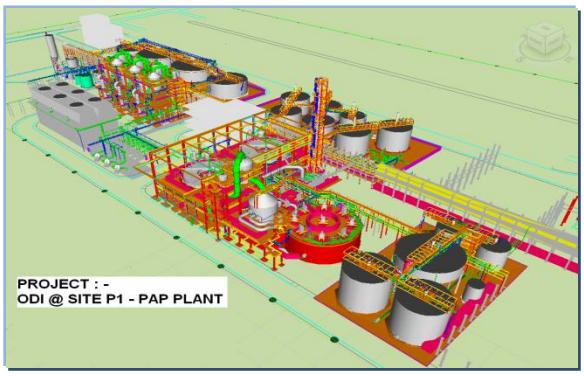


Figure 1 : Vue 3D de l'ODI

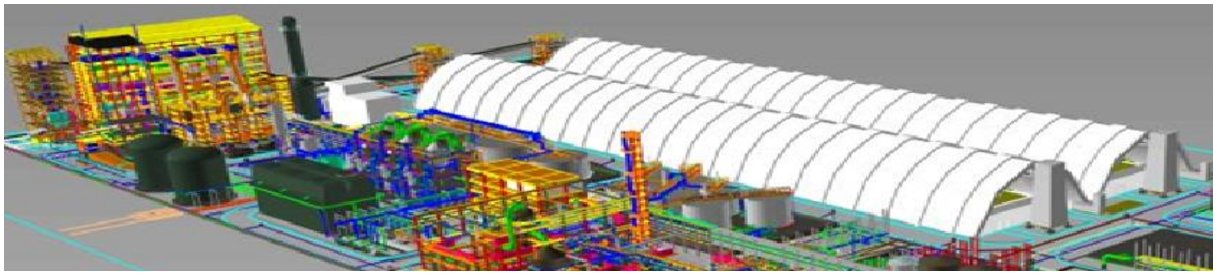
La figure montre que L'entité est composée des ateliers suivants:



Atelier Sulfurique



Atelier Phosphorique



Atelier Engrais.

En plus de ces principaux ateliers, d'autres ateliers sont à savoir prévus

- Atelier Utilités
- Maintenance Mécanique
- Maintenance Electrique et Instrumentation
- Maintenance génie civil
- Administration et Finance

Chapitre 2 : Contexte général du projet et bilan d'eau de mer à refroidir

Résumé

Ce chapitre sera consacré en premier lieu à présenter le contexte, la problématique et les objectifs de ce projet. En deuxième lieu, à l'étude théorique et l'établissement des bilans matière et thermiques. Afin de calculer la quantité et la température d'eau de mer à refroidir.

Afin d'arriver au dimensionnement de la tour de refroidissement, il est important de réaliser un bilan d'eau de mer sur chaque atelier de production pour déterminer le débit et la température d'eau à recycler. Ce chapitre sera consacré pour atteindre cet objectif.

I. Problématique

Le démarrage des nouveaux projets ODI'S va créer une surcharge sur la station de reprise d'eau de mer (REM), en effet la capacité actuelle de (REM) est jugée insuffisante pour répondre aux besoins de chaque unité. Donc il est primordial de mettre en place des solutions d'optimisation de la consommation d'eau de mer.

1. Circuit d'eau de mer actuel

Le circuit de l'eau de mer actuel est résumé par le schéma suivant :

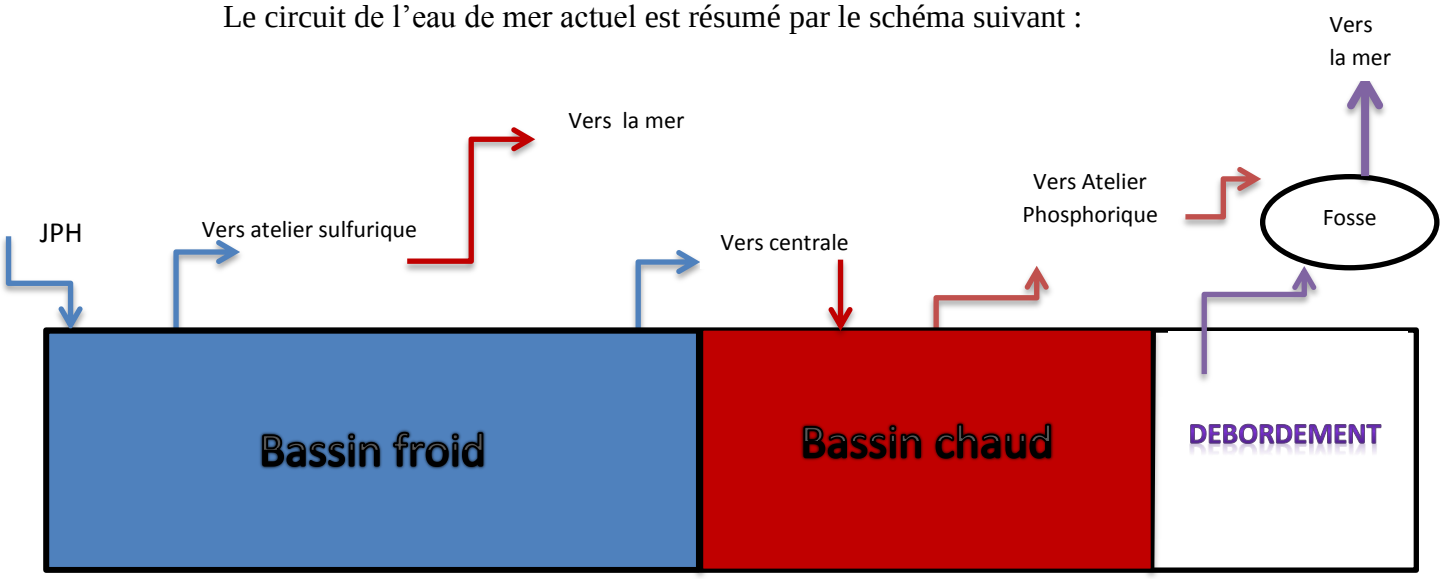


Figure 2 : Schéma du bassin d'eau de mer pour les ODI 'S

Le bassin froid de chaque ODI est alimenté par un volume d'eau de mer issu de JPH (jorf plante hub, c'est un service de gestion des besoins externe de la société OCP), il comporte des pompes qui alimentent l'atelier sulfurique et la centrale thermique.

L'eau sortante de la centrale est envoyée vers le bassin chaud, un petit volume d'eau du bassin chaud est envoyé vers l'atelier phosphorique pour l'évacuation du gypse, le reste est envoyé vers le bassin de débordement puis rejeté avec l'eau brute polluée. Pour l'eau sortante de l'atelier sulfurique, est rejetée directement dans la mer.

2. Circuit de l'eau de mer avec tour de refroidissement

Pour que l'eau rejetée soit réutilisée, elle doit être refroidie. Dans ce but, il est intéressant de concevoir une tour de refroidissement permettant de refroidir l'eau circulé.

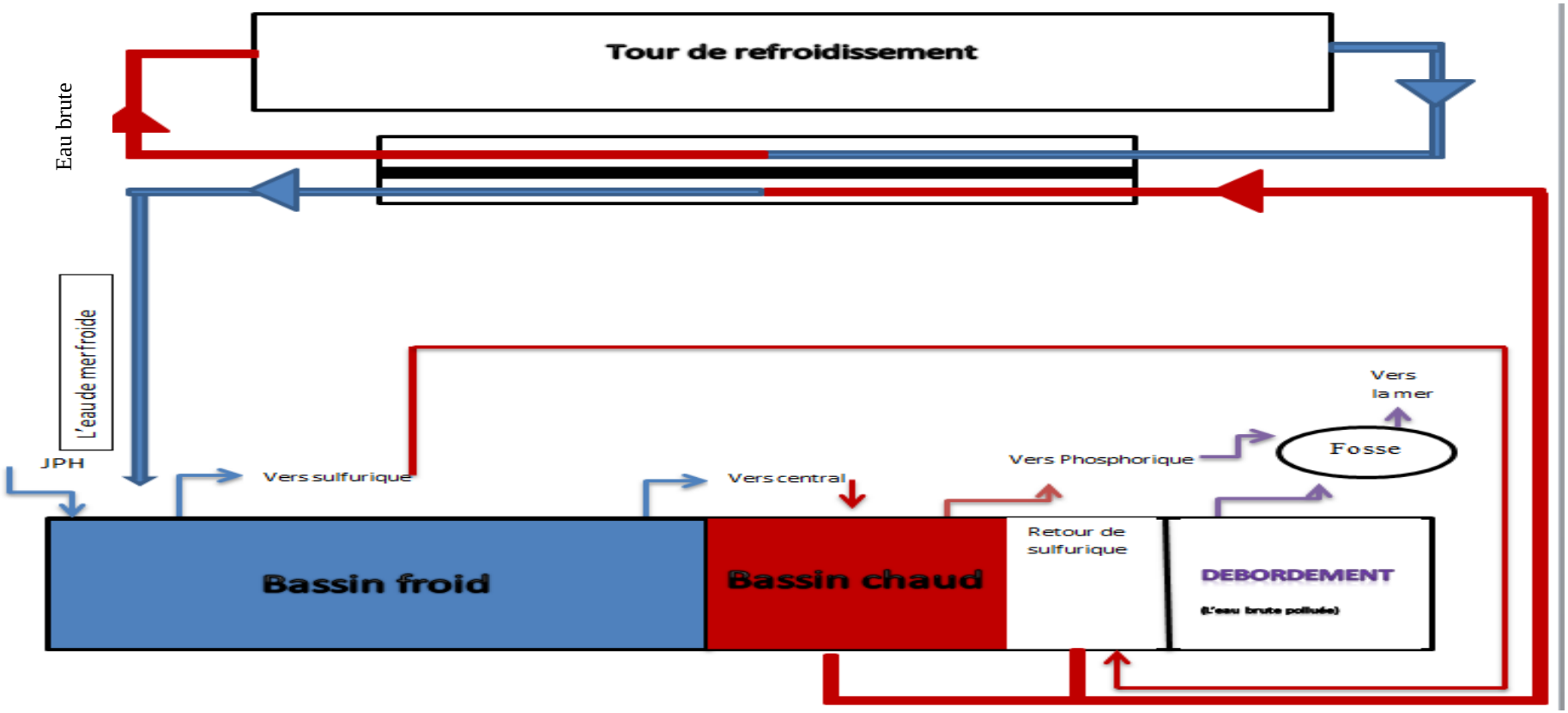


Figure 3 : Circuit de l'eau de mer avec tour de refroidissement

II. Etablissement du bilan de l'eau

Le schéma suivant présente le circuit de l'eau de mer dans chaque atelier de production pour la nouvelle unité ODI (la même chose est prévue pour les autres ODI'S).

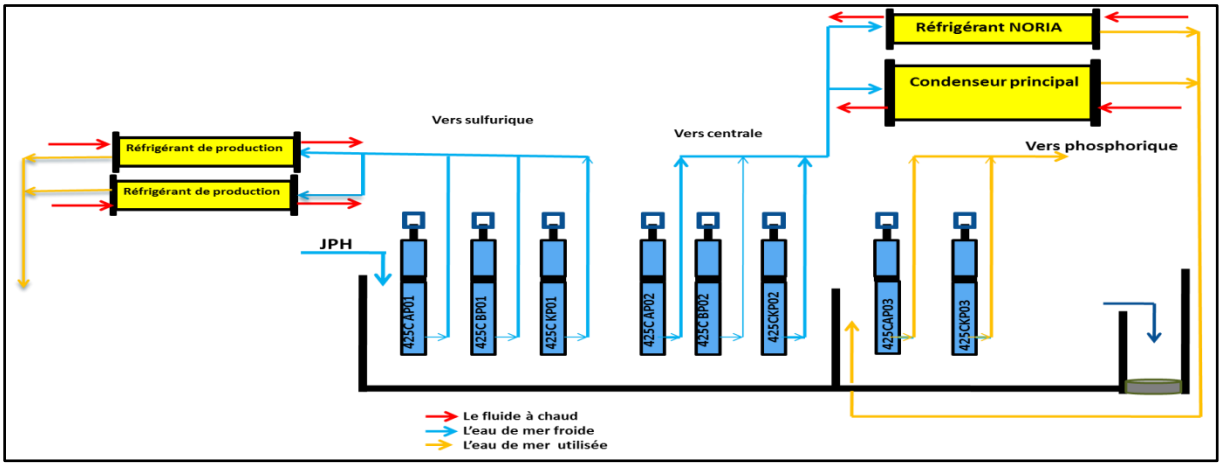


Figure 4 : Circuit de l'eau de mer dans chaque projet ODI

L'eau de mer est envoyée vers le refroidisseur de NORIA pour refroidissement de l'eau déminéralisé, le condenseur principal pour condenser la vapeur récupérer par la turbine, deux refroidisseurs de l'acide sulfurique et l'atelier phosphorique pour l'évacuation du gypse.

Pour déterminer la quantité de l'eau de mer à recycler, les bilans matière et thermique sont dressés au niveau du condenseur de NORIA, condenseur principal, les deux refroidisseur de l'atelier sulfurique et au niveau de l'évacuation du gypse. .

Deux équations sont à considérer, une pour le bilan thermique et une pour le bilan massique par rapport chaque échangeur. Pour une question de simplification de calcul : ce qui entre en eau de mer pour refroidir une installation sort ($\dot{m}e = \dot{m}s = \dot{m}$).

1. Bilan thermique sur les échangeurs de chaleur

a. <u>Le Bilan thermique sur le réfrigérant de NORIA, de production et Séchant :</u>

L'échange de chaleur est effectué entre l'eau de mer (comme refroidissant) et l'eau déminéralisée pour l'échangeur de chaleur de "NORIA", l'acide sulfurique pour les échangeurs de "production" et "séchant".

On note qu'il n'y a pas de changement de phase entre les fluides au cours de l'échange. Donc le bilan thermique au niveau du réfrigérant s'écrit comme suit **[6]** :

$$\phi = \dot{m}_1 * C_{P1} * (T_{ce} - T_{cs}) = n * \dot{m}_2 C_{P2} (T_{fs} - T_{fe})$$

Avec :

m_1 : Débit de fluide chaud T (t/h) ;

m_2 : Débit de l'eau de mer (t/h) ;

C_{P1} : La capacité calorifique du fluide chaud (Kj/Kg .K) ;

C_{P2} : La capacité calorifique de l'eau de mer (Kj/Kg K) ;

T_{ce} : La température à l'entrée du fluide chaud (°C);

T_{cs} La température à la sortie du fluide chaud (°C);

T_{fe} : La température à l'entrée du fluide froid (°C);

T_{fs} : La température à la sortie de l'eau de mer (°C);

n : L'efficacité de l'échangeur(%).

De l'équation du bilan thermique, on déduit la quantité de l'eau à utiliser dans le réfrigérant comme suite :

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_1 * C_{P1} * (T_{ce} - T_{cs})}{n C_{P2} (T_{fs} - T_{fe})}$$

a.1 Echangeur de NORIA

Les données nécessaires pour le calcul du bilan thermique au niveau de l'échangeur de NORIA sont tabulées ci-après :

Tableau 1 : Données nécessaires pour le calcul du bilan thermique au niveau de l'échangeur de NORIA

La capacité calorifique de l'eau déminéralisée C_{P1}	La capacité calorifique de l'eau de mer C_{P2}	La température sortie de l'eau déminéralisée T_{cs}	La température d'enter de l'eau déminéralisée T_{ce}	Le débit de l'eau déminéralisée $\dot{m}_1$	Efficacité de l'échangeur n
4.187Kj/Kg K	3.9939Kj/Kg .K	30°C	49°C	496.5t/h	0.9

La température de l'eau de mer de l'entrée égale à T_{fe}= 22°C.

Dans cette équation de bilan, on a deux inconnus, le débit $\dot{m}_2$ et la température $\mathbf{T_{fs}}$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_1 * C_{P1} * (T_{ce} - T_{cs})}{n C_{P2} (T_{fs} - T_{fe})}$$

On trace la courbe $m_2 = \dot{f}(T_{fs})$ et on obtient :

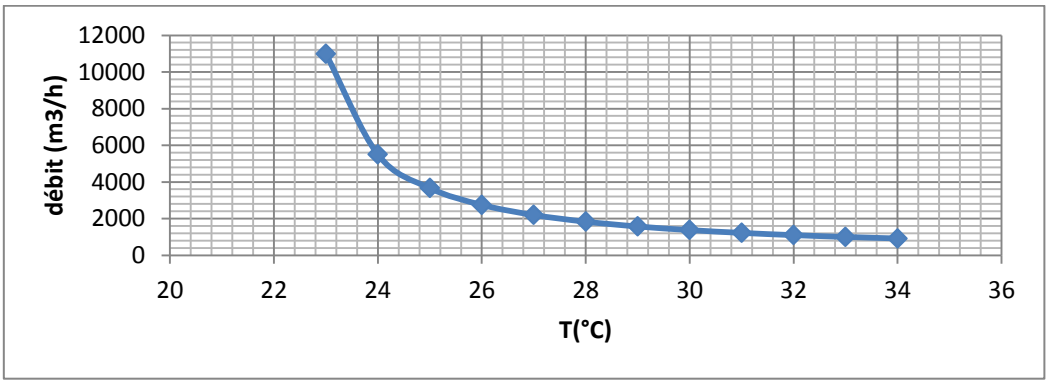


Figure 5 : Représentation du débit de l'eau de mer en fonction de leur température de sortie au niveau de l'échangeur de NORIA

Le graphe montre la variation du débit de l'eau de mer en fonction de sa température de sortie. Pour des températures inférieures à 30°C un petit changement de température de sortie de l'eau de mer (TS) nécessite un débit important, au-delà de 30°C le débit reste presque stable avec un petite changement de température .

Donc on a choisi de travailler avec un débit de **1400m^3 /h** valeur correspond à T= **30°C**

a.2 Echangeur de production

Les données nécessaires pour le calcul du bilan thermique au niveau de refroidisseur de production sont tabulées ci-après :

Tableau 2: Données nécessaires pour le calcul du bilan thermique au niveau de l'échangeur de production

La capacité calorifique de H_2SO_4 C_{P1}	La capacité calorifique de l'eau de mer C_{P2}	La température de de sortie de H_2SO_4 T_{cs}	La température d'enter de H_2SO_4 T_{ce}	Le débit de H_2SO_4 $\dot{m}_1$	***n***
1.45777Kj/kg.K	3.9939Kj/Kg .K	60°C	40°C	98m^3/h	0.9

Avec :

C_{p1} =0.324+0.495*10^{-3}T

T : C'est la température moyenne (en °C) de l'entrée et de sortie de l'acide sulfurique.

On procède de la même façon pour déterminer le débit d'eau de mer. On utilisant la relation suivante :

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_1 * C_{P1} * (T_{ce} - T_{cs})}{n C_{P2} (T_{fs} - T_{fe})}$$

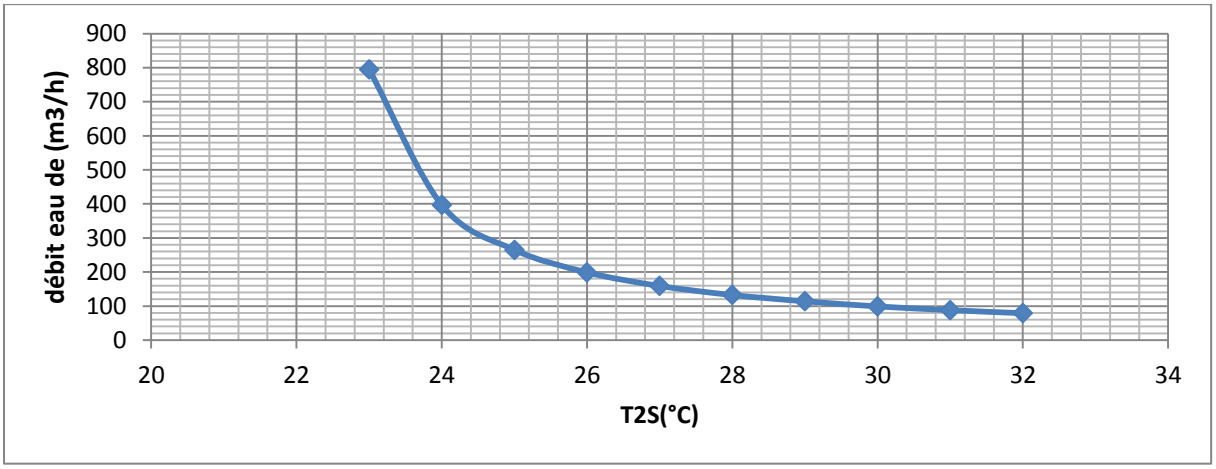


Figure 6 : Représentation du Débit de l'eau de mer en fonction de leur température de sortie au niveau de refroidisseur de production

D'après cette figure On a choisi un débit de**114m^3/h** de l'eau de mer ce qui donne une température de **29°C**.

a.3 Echangeur séchant

- Les données nécessaires pour le calcul du bilan thermique au niveau de refroidisseur séchant sont tabulées ci-après :

Tableau 3:Données nécessaires pour le calcul du bilan thermique au niveau de l'échangeur de séchant

La capacité calorifique de H_2SO_4 C_{P1}	La capacité calorifique de l'eau de mer C_{P2}	La température sortie de H_2SO_4 T_{cs}	La température d'enter de H_2SO_4 T_{ce}	Le débit de H_2SO_4 $\dot{m}_1$	***n***
1 .4939 kJ/kg.K	3.9939Kj/Kg .K	75°C	60°C	1153m^3/h	0.9

De la même façon que pour a-1 et a-2 ; on utilise la relation suivante :

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_1 * C_{P1} * (T_{ce} - T_{cs})}{n C_{P2} (T_{fs} - T_{fe})}$$

On trouve la courbe représentante du débit en fonction de température (figure ci-dessous).

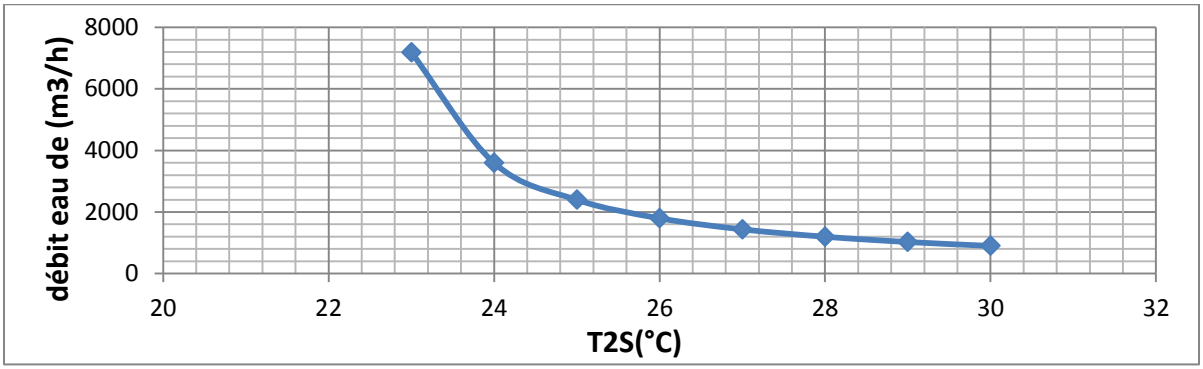


Figure 7 : Représentation du débit de l'eau de mer en fonction de la température de sortie au niveau de refroidisseur séchant

On choisit comme débit **1437m^3/h** ce qui correspond à une température de sortie de **27°C**.

b. *Le Bilan thermique sur le condenseur principal de la centrale thermique*

Dans ce cas, l'échangeur de chaleur est effectué entre l'eau de mer et la vapeur d'eau à condenser. Donc il s'agit ici d'un changement de phase alors l'équation de bilan devient **[6]** :

$$\phi = \dot{m}_1 * C_{P1} * (T_{ce} - T_{cs}) + \dot{m}_1 * L_c(\mathrm{T}_0) = n * \dot{m}_2 C_{P2}(T_{fs} - T_{fe})$$

Avec :

$\boldsymbol{L_c(\mathrm{T_0})}$ **:** La chaleur latente de condensation de vapeur à la température de saturation

$\mathbf{T_0}$ **(41.53°C °)** : pression absolue 0.08 bar **(annexe 1) [7]**.

Les données nécessaires pour le calcul du bilan thermique sont tabulées ci-après :

Tableau 4:Données nécessaires pour le calcul du bilan thermique au niveau condenseur principale

Débit de vapeur $\dot{m}_1$	$L_c(\mathrm{T_0})$	La température d'enter de vapeur T_{ce}	La température de sortie de vapeur T_{cs}	La capacité calorifique de vapeur C_{P1}	La capacité calorifique de l'eau de mer C_{P2}	T_{fe}	n
150T/h	2403kJ.kg^{-1}	55°C	42°C	1.88 Kj/Kg .K	3.9939 Kj/Kg .K	22°C	0.9

La figure ci-dessous représente l'évolution du débit en fonction de la température.

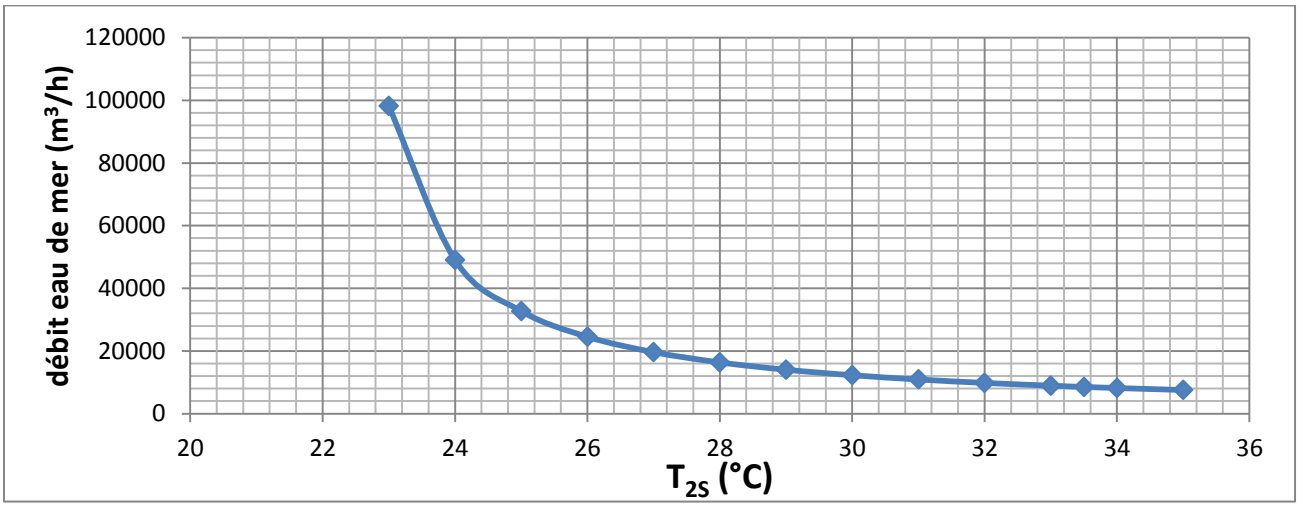


Figure 8 : Représentation du débit de l'eau de mer en fonction de leur température de sortie au niveau de condenseur principal

On choisit comme débit **7550m3/h** ce qui correspond à une température de sortie de **35°C**.

2. Bilan sur l'évacuation du gypse

Dans le but de déterminer le débit d'eau nécessaire pour évacuer le gypse, on est obligé de déterminer tout d'abord le tonnage de gypse produit.

La réaction principale :

$$Ca_3(PO_4)_2 + 3H_2SO_4 + 6H_2O \Leftrightarrow 3(CaSO_4, 2H2O) + 2H_3PO_4 + Q\ (Chaleur)$$

$$n(Ca_3(PO_4)_2) = \frac{n(CaSO_4, 2H_2O)}{3}$$

$$m(CaSO_4, 2H_2O) = \frac{M(CaSO_4, 2H_2O)}{M(Ca_3(PO_4)_2)} * 3m(Ca_3(PO_4)_2)$$

$$m(CaSO_4, 2H_2O) = \frac{172.143}{310.182} * 3m(Ca_3(PO_4)_2)$$

$$m(CaSO_4, 2H_2O) = 1.665\ m(Ca_3(PO_4)_2)$$

avec : M(ca) = 40.078 g/mol ; M(S) = 32.065 g/mol ; M(O) = 15.999 g/mol ; M(P) = 30.974 ; M(H) = 1 g/mol .

le phosphate avec lequel on travaille a une concentartion en P_2O_5 31.12 %

$$m(P_2O_5) = 0.3112 * m(Ca_3(PO_4)_2)$$

$$m(Ca_3\ (PO_4)_2\ ) = \frac{m(P_2O_5)}{0.3112}$$

$$m(CaSO_4\ , 2H_2O) = 1.665 * \frac{m(P_2O_5)}{0.3112}$$

$$m(CaSO_4\ , 2H_2O) = 5.35 * m(P_2O_5)$$

Alors pour une tonne de P_2O_5 on produit 5.35 tonne de gypse .

Le débit de prodction de P_2O_5 est de 31.25t/h

Donc le débit de production de gypse est : Dg= 167.2 t/h

L'évacuation du gypse est faite dans des canalisations, donc il doit avoir un pourcentage solide assez faible pour évacuer les dépôts. L'OCP adopte un taux de solide de : Ts = 15 %.

Soit :

- Taux de solide est de 15% alors : $Dg = 0.15\ D_T$ ➔ $D_T = \frac{Dg}{0.15} =$ 1114.67t/h
- La masse volumique de l'eau de mer :

$$\boldsymbol{\rho}=\rho_0(1 - \boldsymbol{\alpha T} + \boldsymbol{\beta S})$$

ρ_0 =1032Kg/m^3 ; α =2 10^{-4} K^{-1} ; β = 8 .10^{-4}psu^{-1} ; S= 30g/l ; T= 44.81°C

$\boldsymbol{\rho}$= 991.17Kg/m^3

Donc :

D $_{eau}$ = 955.32m^3/h

III. Calcul de la température de l'eau de mer à refroidir (eaux des bassins chaud et sulfurique)

On a un mélange de deux liquides de température T'$_1$ et T'$_2$ l'énergie calorifique apportée par chacun des liquides est mise en commun. La température finale *T* peut être calculée par **[8]** :

$$(\dot{m}_1 * C_1 + \dot{m}_2 * C_2)T = \dot{m}_1 * C_1 * T_1 + \dot{m}_2 * C_2 * T_2$$

D'où :

C_i : la capacité calorifique du liquide i. qui dépend de la salinité, la température et de la pression de l'eau de mer. Pour une question de simplification de calcul :

$$C_1 = C_2$$

1. Calcul de la température de l'eau de mer au niveau du bassin chaud

Le bassin chaud est alimenté par l'eau de mer chaude qui vient du réfrigérant du NORIA et du condenseur principale, en effet la température du bassin chaud est :

$$T_{1'} = \frac{\dot{m}_1 * C_1 * T_1 + \dot{m}_2 * C_2 * T_2}{\dot{m}_1 * C_1 + \dot{m}_2 * C_2}$$

Les données nécessaires pour calculer la température au niveau du bassin chaud sont dressées dans le tableau suivant :

Tableau 5:Données nécessaires pour calculer la température au niveau du bassin chaud

	$\dot{m}_1$	$\dot{m}_2$	T_1	T_2
Valeur	1400 m^3/h	7550m^3 /h	30°C	35°C

On trouve :

$T_{1'} = 34.2$ °C

2. Calcul de la température au niveau du bassin de l'atelier sulfurique

Le bassin est alimenté par l'eau de mer qui vient du refroidisseur séchant et du refroidisseur de production.

Donc la température du bassin est :

$$T_{2'} = \frac{\dot{m}_1 * C_1 * T_1 + \dot{m}_2 * C_2 * T_2}{\dot{m}_1 * C_1 + \dot{m}_2 * C_2}$$

Les données nécessaires pour calculer la température au niveau du bassin chaud sont dressées dans le tableau suivant :

Tableau 6:Données nécessaires pour calculer la température au niveau du bassin sulfurique

	$\dot{m}_1$	$\dot{m}_2$	T_1	T_2
Valeur	1437 m^3/h	114m^3 /h	27°C	29°C

On trouve :

$T_{2'} = 27.14$ °C

3. Calcul de la température de l'eau de mer à refroidir

L'eau de mer à refroidir est un mélange entre l'eau du bassin chaud et l'eau de l'atelier sulfurique. Donc la température de ce mélange est :

$$T_{3'} = \frac{\dot{m}_1 * C_1 * T_1 + \dot{m}_2 * C_2 * T_2}{\dot{m}_1 * C_1 + \dot{m}_2 * C_2}$$

Les données nécessaires pour calculer la température au niveau du bassin chaud sont dressées dans le tableau suivant :

Tableau 7: Données nécessaires pour calculer la température au niveau du bassin chaud

	m_1	m_2	T_1	T_2
Valeur	8950 m^3 /h	1551 m^3 /h	34.2°C	27.14°C

$T_{3'} = 33.16$°C

IV. Conclusion

La consommation maximal de la centrale est de :

$$\dot{m}_{central} = \dot{m}_{NORIA} + \dot{m}_{condenseur\ principale}$$

$$\dot{m}_{central} = 8950\ m^3/h$$

La consommation maximale de l'atelier sulfurique est :

$$\dot{m}_{atelier\ sulfurique} = \dot{m}_{production} + \dot{m}_{séchant}$$

$$\dot{m}_{atelier\ sulfurique} = 1551\ m^3/h$$

Donc le débit de l'eau de mer à recycler est :

$$\dot{m}_T = \dot{m}_{sulfurique} + \dot{m}_{central} - \dot{m}_{phosphorique}$$

$\dot{m}_T = 9546\ m^3/h$ à une température de 33.16°C

Chapitre 3 : Sélection de la tour de refroidissement adéquate

Résumé

Ce chapitre sera consacré aux axes suivants :

- Généralités sur les tours aéroréfrigérantes La comparaison entre les différents systèmes de refroidissement et le choix de la tour de refroidissement à adopter.

- Choisir l'échangeur de chaleur à adopter tout en décrivant brièvement leur classification.

Une tour de refroidissement est un cas particulier d'un échangeur de chaleur. Elle est utilisée pour refroidir un liquide (généralement l'eau) à l'aide d'un moyen de refroidissement. Le transfert thermique s'effectue par un contact direct ou indirect **[9]**. L'objectif du présent chapitre consiste à étudier les tours aéroréfrigérantes, ainsi qu'une classification des échangeurs pour arriver à la détermination de la tour et l'échangeur de chaleur convenable pour cette étude.

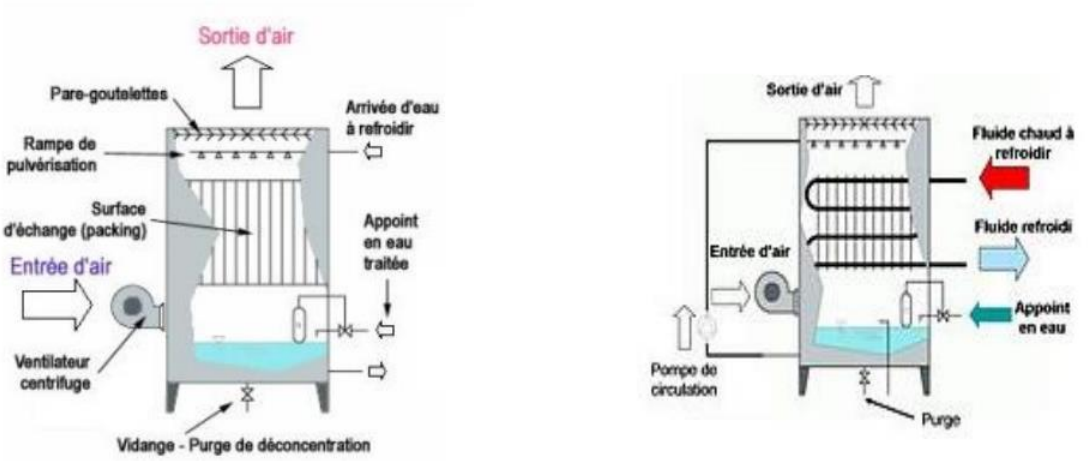
I. Tour aéroréfrigérante

Une tour aéroréfrigérante a pour objectif d'évacuer vers le milieu extérieur la chaleur issue d'un système de refroidissement, en pulvérisant l'eau chaude dans un flux d'air froid. Le contact entre les deux fluides permet de refroidir l'eau grâce à l'évaporation d'une partie d'eau pulvérisée **[10]**.

II. Classification

Les tours aéroréfrigérantes sont distinguées selon trois modes **[11]**:

1. Classification selon le mode d'échange :



Tour aéroréfrigérante humide

L'eau est en contact direct avec l'air
Écoulement sur des films de garnissage (packing)

Tour aéroréfrigérante sèche

L'eau est en contact indirect avec l'air
Écoulement dans des échangeurs à tubes

Figure 9 : Tours aéroréfrigérantes sèches et humides

2. Classification selon le mode de tirage (circulation de l'air) :

- **Fonctionnement à tirage naturel** : l'air s'élève par différence de masse volumique (effet cheminée).

- Fonctionnement à tirage induit (aspirant) ou fonctionnement à tirage forcé (soufflant) : l'air est mis en mouvement par un ventilateur.

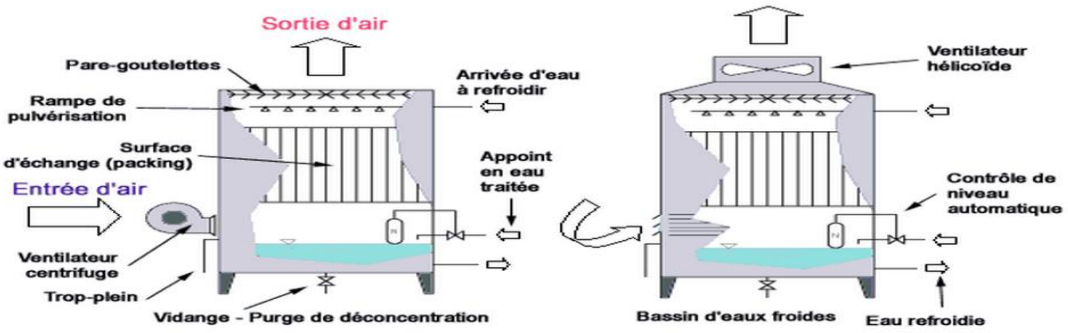
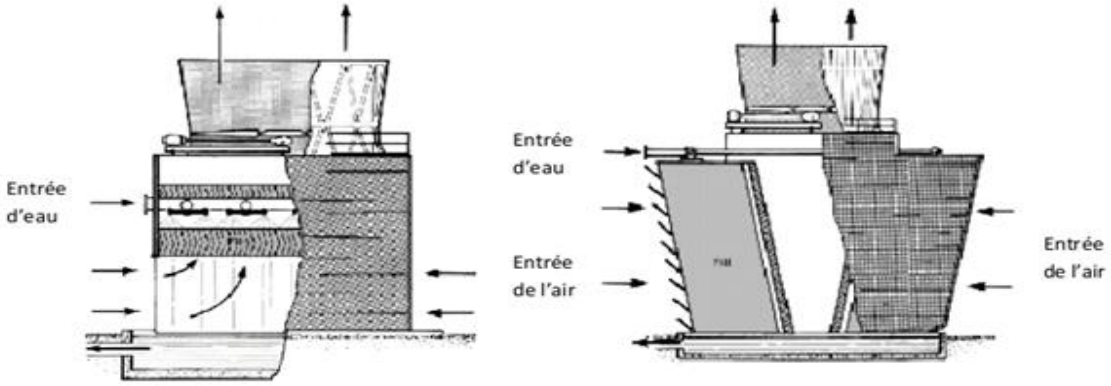


Figure 10:Tour à tirage forcé - tour à tirage induit

3. **Classification selon le mode d'écoulement du système air-eau :**
   - ✓ Tour fonctionnant à contre-courant (air à contre-courant de l'eau).
   - ✓ Tour fonctionnant à courants croisés (air circulant horizontalement, eau tombant à la verticale).



<u>Figure 11:Tour à contre -courant et tour accourant croisé</u>

III. Comparaison [12]

Tableau 8: Comparaison entre les différents types des tours

Tours aéroréfrigérantes	**Caractéristiques**
à tirage naturel	Dans ce type de tour, que l'on retrouve principalement dans les centrales thermiques et les centrales nucléaires et plus rarement dans l'industrie, il n'y a pas de ventilateur mécanique pour créer l'air dans la tour, la circulation d'air est assurée par un jet de pression.

à tirage forcée	**Avantage :** - la construction est simple, - les éléments mécaniques sont directement accessibles pour l'entretien, - le système est obligatoire quand l'eau de circulation dégage des vapeurs corrosives car les éléments mécaniques sont situés dans une zone sèche. **Inconvénients :** - il est réservé aux petites et moyennes unités (jusqu'à 500 m3/h), - le rendement est légèrement plus faible que dans le cas des ventilateurs aspirants, la répartition d'air interne étant moins uniforme, - il y a un rejet de l'air de sortie à faible hauteur et faible vitesse favorisant le phénomène de recirculation (ré-aspiration de l'air chaud et humide sortant de la tour par le ventilateur) ; il en résulte alors une forte remontée de la température d'eau refroidie.
à tirage induit	**Avantage :** - il est bien adapté aux unités de débits moyens et importants (à partir de 100 m3/h), - le nombre de ventilateurs est limité, même dans les grosses unités, - la répartition de l'air interne est optimale, d'où un bon rendement global, - il y a un rejet d'air de sortie à forte vitesse (environ 10 m/s) favorisant son évacuation dans l'atmosphère et limitant le risque de recirculation. **Inconvénients :** -Ventilateurs et le mécanisme d'entraînement du moteur exigent une imperméabilité contre l'humidité et la corrosion, car ils sont dans le trajet de l'air humide de sortie. - L'entretien des éléments mécaniques est complexe
Fonctionnement à contre-courant	Ce système permet un contact air-eau plus efficace donc un bon échange thermique (bon rendement) Il est moins encombrant.

Fonctionnement à courant croisé	Ce système conduit à des encombrements importants (20 à 40% de plus en surface au sol par rapport aux réfrigérants à contre-courant). Il se pose souvent des problèmes de répartition d'eau dans les zones exposées au vent : efficacité faible.

IV. Échangeurs de chaleur

Pour éviter les problèmes opérationnels créer par les sels : dépôt des sels, blocage d'emballage de la tour et la corrosion. L'eau de mère ne va pas être introduite dans la tour directement, Un échangeur de chaleur a été conçu pour servir comme intermédiaire **[13].**

1. Qu'est-ce qu'un échangeur ?

Dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique entre deux fluides, habituellement séparés par une paroi solide**[14].**

2. Classification

❖ selon le type d'écoulement **[14]**:

- courants parallèles de même sens ou de sens contraires, courants croisés
- combinaison des deux types précédents

❖ selon les types de fluides utilisés **[14]** :

- 2 fluides de caractéristiques thermiques voisines (eau/eau)
- 2 fluides de caractéristiques thermiques très différentes (eau/air)

❖ - selon la surface d'échange **[14]** :

- paroi matérielle (plaque, tube, etc.)
- contact direct (aéroréfrigérant, tour de refroidissement)

V. Echangeur et la tour de refroidissement proposée

D'après le tableau récapitulatif précédant, le choix va se porter sur la tour de refroidissement à tirage induit fonctionnant à contre-courant grâce à son efficacité.

L'écart de température est de 11°C donc l'échangeur tubulaires à calendre à contre-courant est le plus adéquat, puisque il offre une surface d'échange suffisante pour diminuer la température d'eau de mer (efficacité d'échange thermique important) et il n'occupe pas un espace important.

Chapitre 4 : Dimensionnement de l'échangeur de chaleur et la tour de refroidissement

Résumé

Dans ce chapitre, Trois axes principaux ont été suivies afin de dimensionner la tour de refroidissement:

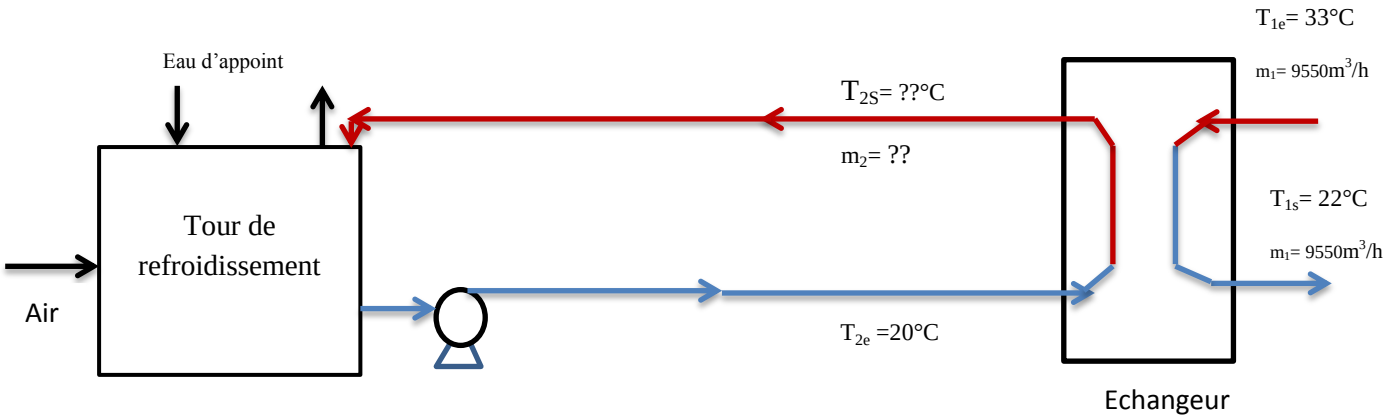
- Dimensionnement de l'échangeur
- Dimensionnement de la tour de refroidissement
- Conception des accessoires de la tour de refroidissement

l'etude de l'efficacité de l'optimisation

Avant de passer au dimensionnement de la tour il faut tout d'abord Passer par un dimensionnement de l'échangeur utilisé, il faut calculer sa surface, le nombre de tubes, le diamètre des tubes et son efficacité. L'objectif de ce chapitre vise à dimensionner l'échangeur et la tour de refroidissement ainsi que ses accessoires

I. Calcul du débit de l'eau entrante à l'échangeur de chaleur

Avant de dimensionner l'échangeur de chaleur il faut calculer la quantité et la température d'eau à refroidir.



Au niveau de l'échangeur, l'énergie échangée entre le flux d'entrée et celui de la sortie s'écrit **[6]** :

$$Q = \dot{m}_2 * \ n * Cp_2 * (T_{2S} - T_{2e}) = -\dot{m}_1 * Cp_1 * (T_{1S} - T_{1e})$$

Donc :

$$m_2 = -\frac{m_1 * Cp_1 * (T_{1S} - T_{1e})}{n * Cp_2 * (T_{2S} - T_{2e})}$$

On calcule l'efficacité de l'échangeur **[14]**:

$$n = \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_e}$$

ΔT_e : étant la différence entre les températures d'entrée des deux fluides.

$$\Delta T_e = 33 - 20 = 13°C$$

ΔT_{max} : étant l'écart de température maximal au sein de chacun des deux fluides.

$$\Delta T_{max} = 11°C$$

Donc :

$$n = 84\%$$

La température de l'entrée de l'eau égale à T_{2e} = 20°C.

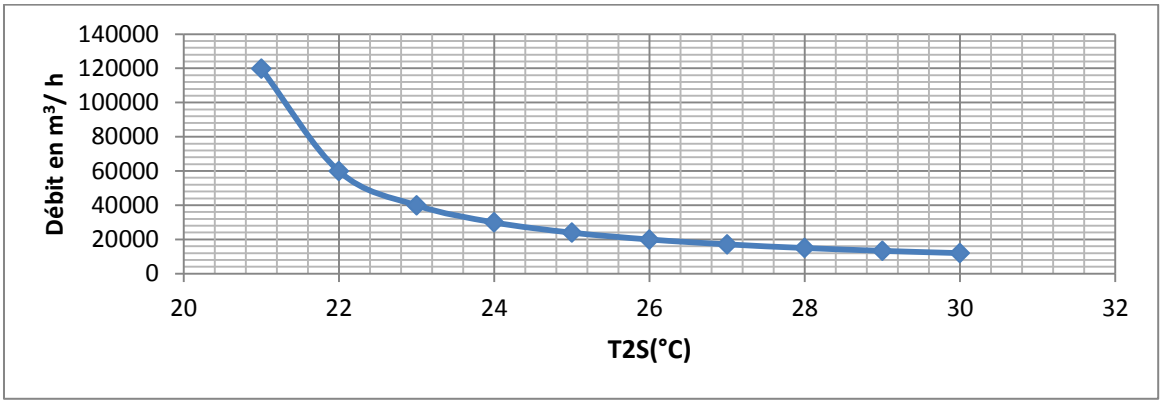


Figure 12: Représentation du débit de l'eau brute en fonction de leur température de sortie au niveau de l'échangeur

On choisit comme débit **19950T/h**, ce qui correspond à une température de sortie de **26°C**

II. Dimensionnement de l'échangeur de chaleur

Trois hypothèses de base sont généralement retenues pour modéliser un échangeur **[15]**:

- il peut être considéré comme isobare
- il est globalement adiabatique
- les coefficients d'échanges thermiques et les propriétés thermophysiques des fluides gardent une valeur constante à tout moment dans la totalité de l'échangeur

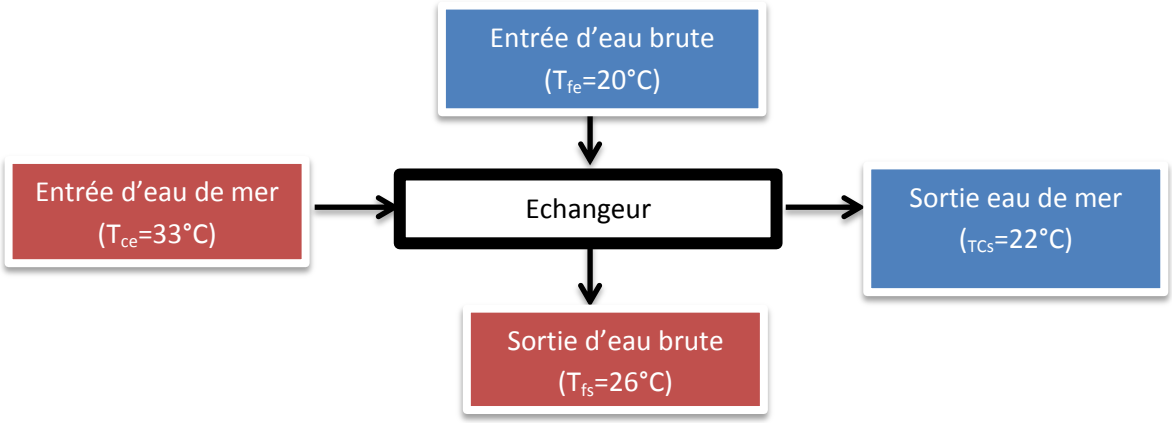


Figure 13: Schéma illustrant l'échangeur proposé avec ses entrées et sorties

1. Calcul de la surface d'échange:

La relation qui nous permet de calculer la surface d'échange est **[14]**:

$$Q = S * K * F * \Delta T_{m1} \rightarrow \quad S = \frac{Q}{K.F.\Delta T_m}$$

Avec :

S : La surface d'échange ;	F : facteur de correction ;
K : le coefficient d'échange globale K=1400 W / m^2 .K **[14]**	ΔT_{m1} : Différence de température logarithmique moyenne et on le note DTLM.

On a trois inconnus dans cette relation, la surface d'échange S, DTLM et le coefficient de correction.

✓ calcul de F facteur de correction **[15]**:

F est déterminé à partir des abaques donnés à partir du calcul de deux facteurs R et P (voir annexe 2) **[15]**.

$$R = \frac{T_{fs-} T_{fe}}{T_{ce} - T_{Cs}} \qquad \text{et} \qquad P = \frac{T_{cs} - T_{Ce}}{T_{fs} - T_{Ce}}$$

R= 0.54 P=0.8 **F=0.93** ➔Echangeur avec deux passes

✓ Calcul de DTLM Différence de température logarithmique moyen **[14]**:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Avec :

$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs}$ ➔ ΔT_1= 33- 26 = 7 °C

$\Delta T_2 = T_{ce} - T_{fe}$ ➔ $\Delta T_2 = 33 - 20 = 13°C$

$$\boldsymbol{\Delta T_m = 9.69°C}$$

Avec :

Q= mCp **Δ**T = 120273.636Kj /s et K = 1400 W / m^2 ; F=0.93 ; $\Delta T_m = 9.69$

m : débit d'eau de mer (9550m^3/h);

Cp : capacité calorifique de l'eau de mer (3.9939 Kj/kg.K) ;

ΔT: la déférence de température entre l'enter et sortie de l'eau de mer (11°C).

Donc :

$S = 319.89\ m^2$

2. Nombre de tubes [15]:

Soit :

$$S = N * \pi * L * D$$

Avec :

S : La surface d'échange	L : la longueur de l'échangeur
N : le nombre de tubes	D : Le diamètre externe des tubes

D'où le nombre de tube est :

$$N = \frac{S}{L*D*\pi}$$

On fixe la langueur de l'échangeur à L = 9 m et le diamètre interne d'un tube D = 20 mm ;

avec : S= 319.89 m^2

D'où :

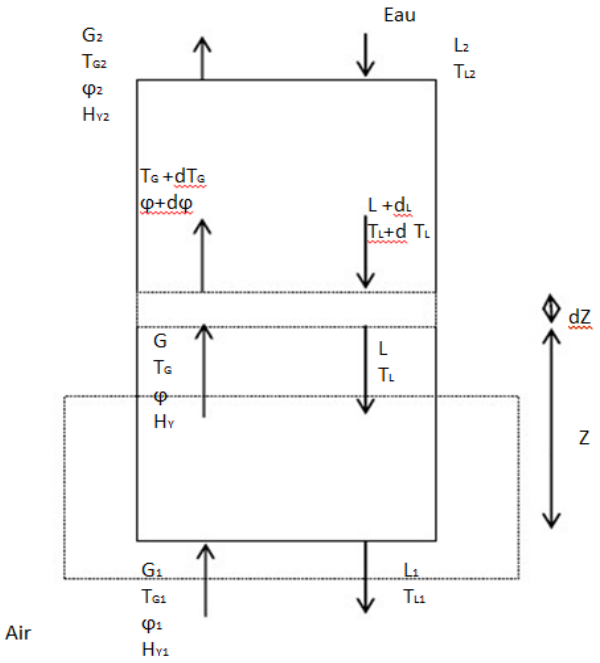
N= 565.68 = 566 Tube

3. Le matériau des tubes

Pour éviter le problème de l'encrassement, la corrosion et la dilatation thermique du matériau. Le matériau interne des tubes de l'échangeur (la surface de tube en contact avec l'eau de mer) vont être en Titane(40) G2 (40% titane garde 2).

III. Bilan massique et thermique

Considérons une tour de refroidissement sous forme d'une colonne à garnissage fonctionnant à contre-courant. La surface interfaciale entre l'air et l'eau est inconnue. Le processus est supposé adiabatique. Les différents flux et variables sont figurés dans le Schéma suivant :



Avec :

L : Débit de l'eau

G : Débit d'air sec

T_L : Température de l'eau

T_G : Température de l'air

ϕ : Humidité de l'air

Hy : Enthalpie du mélange air-vapeur d'eau

L'enthalpie totale du mélange air-vapeur d'eau s'écrit **[16]**:

$$H_y = C_{pairsec} * (T_G - T_0) + \phi * C_{pvapeur} * (T_G - T_0) + \phi\lambda(To)$$

Avec :

$C_{pairsec}$: la capacité calorifique de l'air sec	**Cp_{vapeur}** : la capacité calorifique de la vapeur
T_G : La température de l'air sec	**Φ** : l'humidité absolue de l'air
T_0 : température de référence.	**λ** : Chaleur latente

Le bilan thermique global autour de la zone inférieure de la colonne (partie encadrée sur la figure) s'écrit **[12]** :

$$G * (H_y - H_{y1}) = LC_{peau}(T_L - T_{L1})$$

Avec : Cp eau = 4,187 kJ/Kg.K

Cette équation représente la droite opératoire du processus.

Le bilan différentiel sur la tranche dz s'écrit :

$$L * Cpeau * dT_L = G * dHy$$

- *Le flux de chaleur sensible transféré de l'eau vers l'interface est* **[12]** :

$$\frac{qeau}{S} = LCpeau * dTL = G * dHY = heau * a * dz(TL - Ti)$$

Avec :

dT_L : la température de l'eau sur la tranche dZ	S : la section droite de la tour.
dH_y l'enthalpie de mélange l'air vapeur sur la tranche Dz	a : Surface de la tour
h_{eau} le coefficient de transfert thermique	$heau * a$: Coefficient du transfert thermique volumique en phase liquide (W/m^3K)

- *Le flux de chaleur sensible de l'interface vers la phase gazeuse est* **[12]** :

$$\frac{qs}{S} = H_G * a * (T_i - T_G)dz$$

Avec :

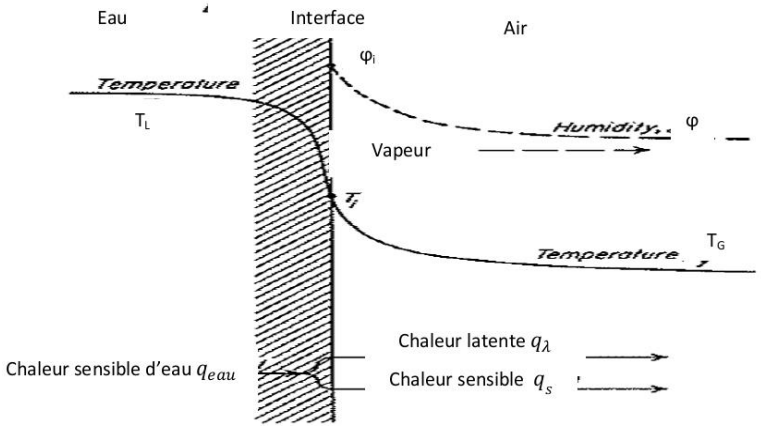
H_G : le coefficient d'échange thermique en présence de transfert de masse	T_G : la température de l'air
Ti : la température du film	A : surface de la tour

HG*a : Coefficient du transfert thermique volumique en phase gazeuse ($W/m^3.K$)

- *Le flux thermique dû à la chaleur à la chaleur latente est* **[12]** :

$$\frac{q\lambda}{S} = Ky * a * \lambda(To)(\phi i - \phi G)dz$$ (ϕi : hum : idité à l'interface)

Ky : étant la conductance liée au transfert de masse,	Φi : étant l'humidité à la saturation du film
λ(To) : la chaleur latente à la température de référence	ϕG étant l'humidité de l'air



Or :

$$qeau = q\lambda + qs$$

Soit :

$$GdHy = Ky * a * \lambda(To)(\phi i - \phi G)dz + hG * a(Ti - TG)dz$$

En régime turbulent, h_G et K_y sont liés par la corrélation suivante **[12]** :

$$\frac{H_G}{Ky*Ch} = \left[\frac{Sc}{Pr}\right]^{\frac{2}{3}} = \text{Le} = 1$$

Avec :

C_h : La capacité calorifique de l'air

Lewis (Le) : est un nombre sans dimension comparant la diffusivité de masse avec la diffusivité thermique.

Schmidt (Sc) : est un nombre sans dimension qui représente le rapport entre la diffusivité de quantité de viscosité cinétique et la diffusivité massique.

Prantel (Pr) : est un nombre sans dimension qui représente le rapport entre la diffusivité de quantité de viscosité cinétique et la diffusivité thermique.

Il se trouve que pour le mélange eau-air, Le = 1 tant que $T_{eau} < 50°C$.

Donc :

$$G * dHy = Ky * a * dz[(Ch * Ti + \lambda(To) * \phi i) - (C_h * TG + \lambda(To) * \phi G)]$$

$$G * dHy = Ky * a * dz(Hi - HG)$$

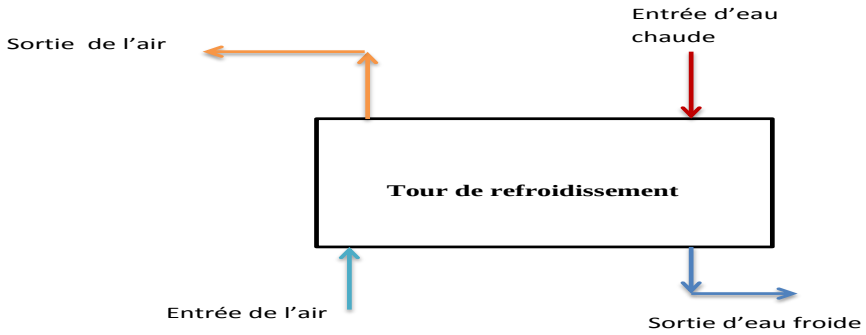
L'intégration de cette équation donne :

$$Z = \frac{G}{Ky*a} * \int_{HY1}^{Hy2} \frac{dHy}{Hyi-HY}$$

IV. Dimensionnement de la tour de refroidissement

Pour dimensionner la colonne il faut avoir une courbe opératoire et une courbe d'équilibre **[12]**.

1. Courbe opératoire



D'après le bilan global effectué dans le paragraphe précédent on a:

$$G * (Hy - Hy1) = LCpeau(Tl - Tl1)$$

Connaissant les conditions de l'air à l'entrée : T_{G1}=20°C, ϕr=80% .L'humidité absolue ϕa est déterminée par le diagramme psychométrique **(annexe 3) [17] :**ϕa= 0,0115KgH2O/Kgairsec A).

Pour déterminer le débit d'entrée minimal de l'air :

On trace la droite de pente $\left(\frac{LCpeau}{G}\right)$min tangente à la courbe d'équilibre et passant par H_{y1}(20°C) **[12]** .

Tel que l'enthalpie de mélange l'air vapeur a T_{L1} :

$$H_y = C_{pairsec} * (T_{L1} - T_0) + \phi * C_{pvapeur} * (T_{L1} - T_0) + \phi\lambda(To)$$

$$H_{y1} = (1.005 + 1.88\,\phi a)(Tl1 - To) + \phi a * \lambda(To) = 49.29Kj/K$$

Avec :

T_{L1} : température d'eau à la sortie (20°C)

$\lambda(To = 0)$ = 2501 .4 Kj/Kg

ϕa = 0.0115 $Kg_{H2O}/K_{gair\ sec}$

2. Courbe d'équilibre de liquide-vapeur:

La courbe d'équilibre est obtenue par les valeurs de Hy de saturation de l'air en fonction de la température (à partir du diagramme psychrométrique annexe 3) **[17]**.

Le tableau suivant donne quelques valeurs de Hy à la saturation :

Tableau 9:Les Valeurs De L'enthalpie De Melage Air-Vapeur A La Saturation

Ti(°C)	Hy(Kj/Kgairsec)
15,6	43,68
25	76,5
26,7	84
29,4	97,2
32,2	112,1

On trace à l'aide d'Excel la courbe d'équilibre Hy = f(Ti) et la droite opératoire d'équation

Hy $= \frac{L}{G} * Cpeau(TL - TL1) + Hy1$ passant par Hy1(20°C) et tangente à la courbe d'équilibre .

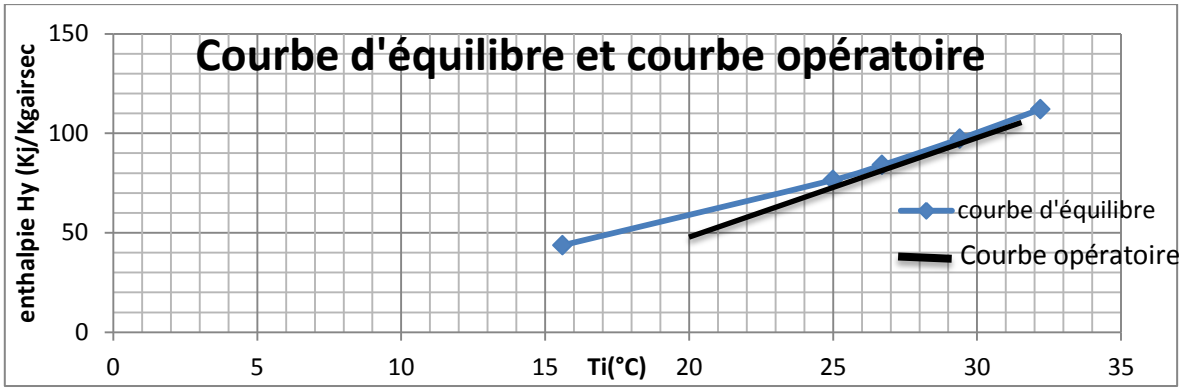


Figure 14 : Représentation graphique de la courbe opératoire limite et d'équilibre air - vapeur

D'après cette figure on détermine la pente $\left(\frac{LCpeau}{G}\right)$min =5.08

Or : L= 19950T/h et Cp = 4.187 Kj/Kg .K

Donc :

$$\mathbf{G_{min} = 16443T/h}$$

Le débit réel est déterminé par **[12]**:

$$\mathbf{G= 1.5* G_{min} = 24664.56T/h}$$

C'est la quantité de l'air nécessaire pour l'opération de refroidissement.

Ensuite on trace la courbe opératoire ayant LCp/G comme pente et passant par Hy1(20°C)

Avec : LCp/G = 3,38 et Hy_1 = 49.29Kj/Kg

Hy_2(26°C) = (LCpeau/G)*(TL2-TL1) +HY1(20°C) = 69.57Kj/Kg

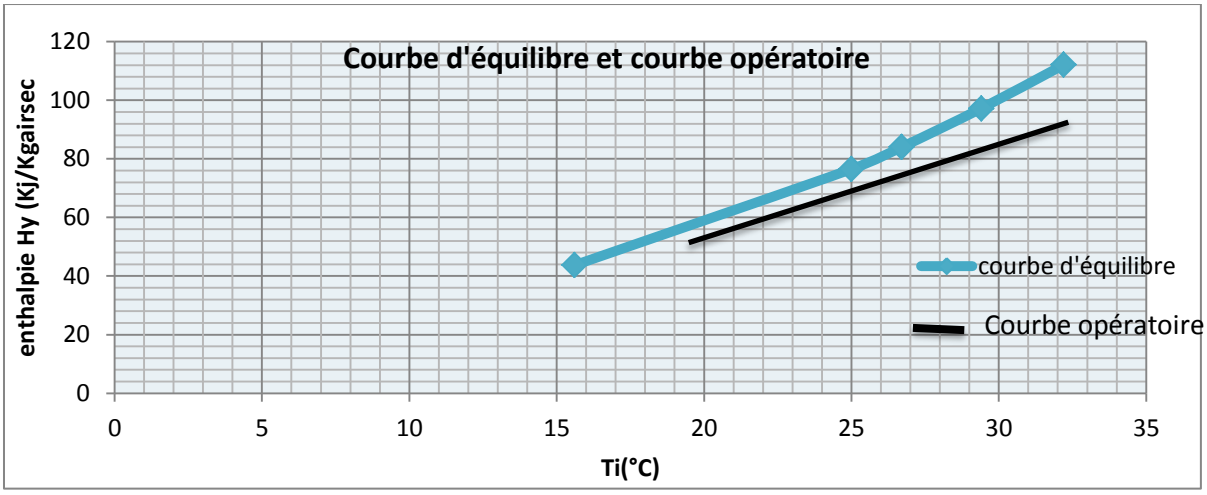


Figure 15 : Représentation graphique de la courbe l'équilibre et opératoire du débit réel de l'air

3. Calcul de la section droite et la hauteur de la tour

a) Garnissage en vrac

Soit une colonne à garnissage en vrac fonctionnant à contre-courant avec garnissage de type anneaux Rashing en céramique de 1 inch **[18]**.

❖ **Calcul de la surface de la tour :**

Données :

L : Débit d'eau (T/h)	**19950**
G : Débit d'air (t/h)	**24664.56**
ρ_L : La masse volumique de l'eau (Kg/m3)	**1000**
ρ_G : la masse volumique de l'air (Kg/m3)	**1.275**

Calcul du facteur X (abscisse de Sherwood):

On a :

$$X = \frac{L}{G} * \sqrt{\frac{p_G}{p_l}}$$

X = 0.028

En utilisant la courbe présentée en **annexe 4** donnant l'engorgement X en fonction de Y(ordonnée de Lobo à l'engorgement,), on obtient alors la valeur de Y **[19]** :

Y = 0.075

Or :

$$Y = \frac{\mu l^{0.2} * Cf * G'^2}{p_G * p_l * g'_c} * \frac{p_w}{p_l}$$

- **ρ_w**: masse volumique de l'eau (62,3 lbmasse/ft3)
- **ρ_G** : masse volumique de l'air (0,08 lbmasse/ft)
- **C_f** : Coefficient caractéristique du garnissage, (anneaux rashing avec un diamètre de 1 inch C_f = 160 ft/ft^2)
- **G'** : Débit spécifique de l'air
- **g'$_c$**: constante de conversion, (g'c= 4.18 10^8)
- **μ**: viscosité de l'eau en centipoise, (μ_L= 1cP)

D'où :

$G_{engorgement}$ = G'= 988,21lb/hr.ft^2

Ce débit correspond au débit à l'engorgement. Il doit être corrigé en le multipliant par un coefficient de sécurité α (α = 0,6 à 0,8).

On prend souvent α = 0,6 pour éviter l'engorgement :

$$S_d = \frac{G}{\alpha * G'} = 39825 ft^2 = 3375\ m^2$$

Or, le terrain disponible pour installer la tour possède une surface de :

$$S_{disponible} = 40.15*40 = 1606 m^2$$

Donc il faut changer le type de garnissage pour diminuer la surface de la tour.

On résume les surfaces de la tour calculées, par rapport aux différents garnissages en vrac :

Tableau 10 : Les surfaces calculées des garnissages en VRAC

	Type de ganissage de (1 in)	Matériaux	Coefficient caractéristique (Cf)	Surface de la tour en (m2)
Raschig ring, ceramic	Anneaux rashing	Céramique	155	3321.89
		Métal	115	2861.33
Pall ring, metal	Pall ring	Plastique	52	1924
		Métal	48	1848.59
		Flexi	45	11789.89
	Berl saddles	Céramique	110	2798.44
	Intalox sadelles	Céramique	98	2641.39
	Super intalox	Céramique	60	2066.78
	Tallerettes	Plastique	40	1687.52

Justification :

D'après ces résultats on remarque que tous les garnissages utilisés donnent des surfaces qui dépassent la surface de la zone disponible. Donc on ne peut pas utiliser les garnissages en vrac, dans ce cas il faut s'orienter vers les garnissages structurés.

b) Garnissage structuré :

Les garnissages structurés doivent répondre à certaines exigences à savoir **[18]**:

- Offrir une surface d'échange importante entre l'eau et l'air ;
- Permettre le passage d'une quantité importante d'eau (bonne porosité) ;
- Etre résistant aux attaques chimiques ;
- Doivent être facile à nettoyer ;
- Avoir une résistance structurelle pour faciliter sa manipulation et son installation.

On peut classer les garnissages selon trois types principaux à savoir ; garnissage de type film, garnissage de type open splash et Trickle splash **[18]**.

- **Film fill** : empilement de parois ondulées ou en nid d'abeille sur lesquelles les gouttelettes d'eau s'écoulent sous forme de film ;
- **Splash fill** : empilement de lattes superposées sur lesquelles l'eau s'éclate en gouttes successives ;
- **Trickle fill** : empilement de lamelles disposées dans une formation décalée afin de maximiser le contact eau-air.

Critères du choix :

Deux principaux facteurs orientent le choix de garnissage **[18]** :

- Le rendement énergétique
- Le risque de colmatage dû à la qualité de l'eau.

Tableau 11 : Des différents types des garnissages structure [12]

Film fill	Trickle fill	Splash fill
• Difficile à nettoyer • Efficacité thermique excellente • Utilisé dans les petites tours • Mauvaise distribution de l'eau • Investissement faible • Destiné pour l'eau Clair	• Facile à nettoyer • Efficacité thermique bonne • Dimensions des tours moins Importantes • Bonne distribution de l'eau • Moins d'investissement • destiné pour l'eau chargée	• Facile à nettoyer • Efficacité thermique faible • Dimensions des tours plus importantes • Investissement élevé • Bonne distribution de l'eau • destiné pour l'eau trop chargée

On facilite la comparaison entre les trois types et on fait une pondération (on note sur 5) comme suit :

Tableau 12 : La pondération des différents garnissages structure

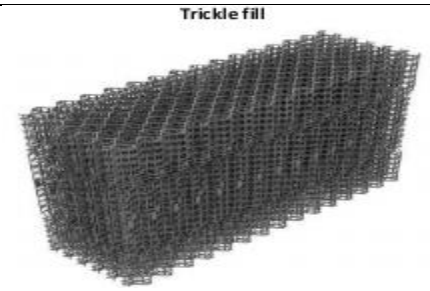
	Film fill	Trickle fill	Splash fill
Nettoyage	1	5	5
Efficacité thermique	5	4	1
Distribution d'eau	2	5	5
Investissement	5	3	1
Total	13	17	12

D'après la comparaison ci-dessus entre les types du garnissage, le choix doit se faire sur le **Trickle fill**.

Ce garnissage est fabriqué des matières plastiques (PVC ou PP : polypropylène) pour éliminer le risque de corrosion **[12]**.

Pour réduire l'encrassement et l'entartrage des corps d'échange, il est recommandé de veiller à garantir une accessibilité optimale, en vue du nettoyage et détartrage. Une porte d'accès doit en outre permettre le contrôle visuel de la surface d'échange.

Tableau 13 : les Caractéristiques du garnissage Trickle fill [12]

	Matériau	Polypropyléne
	% de vide	97%
	Température maximale appliqué (°C)	80°C
	Coefficient caractéristique C_f	19 ft/f^{t2}

***Calcul de la surface droite* [18] :**

Pour le calcul du débit d'engorgement on utilise la même relation utilisée dans le cas du garnissage en vrac, avec un changement du coefficient caractéristique de garnissage.

On a :

$$Y = \frac{\mu l^{0.2} * Cf * G'^2}{p_G * p_l * g'_c} * \frac{p_w}{p_l}$$

Avec : $G_{engorgement} = G' = 2867.68$ lb/ft^2.hr ; $\alpha = 0,6$

$$S_d = \frac{G}{\alpha * G'} \quad \rightarrow \quad \mathbf{S_d = 1163\ m^2}$$

Puisque la surface du garnissage Trickle fill est inférieure à la surface de la zone disponible alors la tour va être équipée par ce type de garnissage.

Contrainte :

La surface obtenue est très grande pour installer une tour de refroidissement à contre-courant, donc il faut penser à diviser la tour en un ensemble de cellules pour rendre réalisable l'installation. En tenant compte du terrain disponible et pour une bonne répartition on a choisi de diviser la tour en 6 cellules.

Calcul des dimensions d'une cellule :

On divise le débit d'entrée d'eau par 6 et on détermine le débit d'air nécessaire :

$$\frac{L}{6} = 1450 t/h$$

Or :

$$\left(\frac{LCpeau}{G}\right)\text{min} = 5.08$$

Donc :

$$G_{min} = 1202\ t/h$$

$$G = 1.5 * G_{min} 1803 t/h$$

En utilisant le même garnissage structuré (Trickle fill) on obtient :

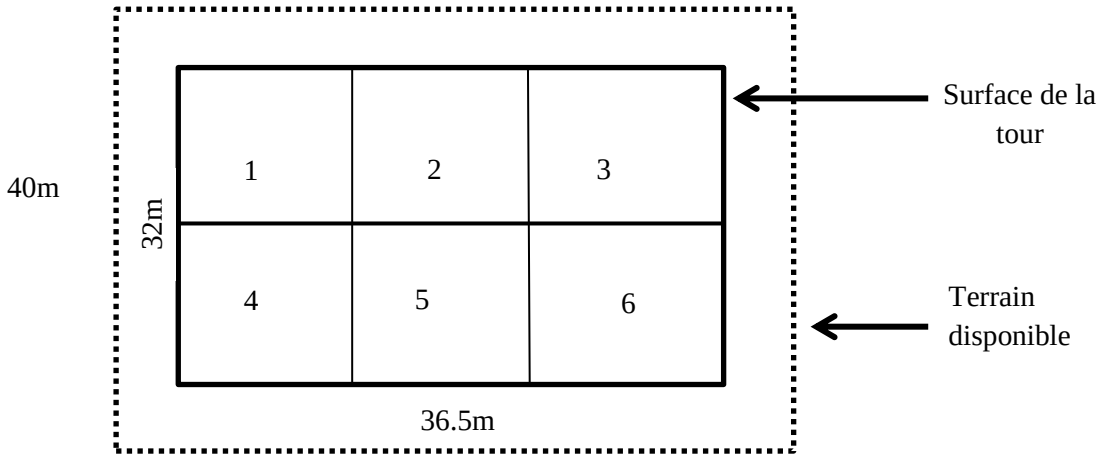
$G_{engorgement}$ = G' = 2867.68 lb/ft^2.hr

$$\boldsymbol{S_d = 2095.78\ ft^2 = 194.96\ m^2}$$

Les dimensions d'une cellule sont :

- ✓ Longueur = 16. m
- ✓ Largeur = 12.18m

Les 6 cellules seront réparties sur le terrain comme suit **(annexes 6)** :



***Calcul de la hauteur de la tour* [12]:**

L'intégration numérique de $\frac{1}{H_{yi}-H_y}$ (de H_{y1} à H_{y2}) permet de calculer la hauteur Z de la tour de refroidissement à garnissage, on utilisant l'équation suivante :

$$Z = \frac{G}{k_y * a} * \int_{H_{y1}}^{H_{y2}} \frac{dH_y}{H_{yi} - H_y}$$

$$Z = HUT * NUT$$

Avec :

NUT: Nombre d'unité de transfert

HUT: Hauteur d'unité de transfert

Calcul de NUT :

Cherchons la valeur numérique de l'intégrale :

$$NUT = \int_{H_{y1}}^{H_{y2}} \frac{dH_y}{H_{yi} - H_y} = \int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{H_{yi} - H_y}$$

En utilisant la méthode numérique **Chebyshev** :

$$\int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{H_{yi} - H_y} = \frac{T_1 - T_2}{4} * \left(\frac{1}{\Delta H_1} + \frac{1}{\Delta H_2} + \frac{1}{\Delta H_3} + \frac{1}{\Delta H_4}\right)$$

Avec :

H_{yi} : Enthalpie du mélange air-vapeur d'eau à la température d'eau

H_y : Enthalpie du mélange air-vapeur d'eau à la température humide

- $\Delta H_1 = \left(H_{yi} - H_y\right)$ à $T_2 + 0.1 * (T_1 - T_2)$
- $\Delta H_2 = \left(H_{yi} - H_y\right)$ à $T_2 + 0.4 * (T_1 - T_2)$
- $\Delta H_3 = \left(H_{yi} - H_y\right)$à $T_1 - 0.4 * (T_1 - T_2)$
- $\Delta H_4\left(H_{yi} - H_y\right)$à $T_1 - 0.1 * (T_1 - T_2)$

A l'aide du graphe de la figure 15 on relève les valeurs de H_{Yi} pour T donnée, on obtient le tableau suivant:

Tableau 14 : Les résultats de calcul de l'intégrale par la méthode numérique CHEBYSHEV

T(°C)	H_y(Kj/Kg)	H_{y1}(Kj/Kg)	$(H_{yi} - H_y)$(Kj/Kg)	$1/\Delta H_i$
T_2= 20	49.29	57		
T_2 +0.1*(T1 -T2) = 20.6	51.32	60	8.68	0.115
$T_2 + 0.4 * (T_1 - T_2)$= 22.4	57.4	65	7.6	0.131
$T_1 - 0.4 * (T_1 - T_2)$ =23.6	62.458	72	9.742	0.102
$T_1 - 0.1 * (T_1 - T_2)$= 25.4	67.54	79	11.46	0.087
T_1 = 26	69.57	81		
				∑ = 0,52

Donc :

$$\int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{H_{yi} - H_y} = \frac{26 - 20}{4} * 0.522 = 0.783$$

D'où :

NUT = 3.278

Calcul HUT :

On calcule le HUT par la relation suivante :

$$HUT = \frac{G'}{K_y * a}$$

Avec :

G' : Débit massique de l'air par unité de surface (kg/m².s)

Ky: Coefficient de transfert de matière gazeux, (mole/m².s)

a : surface interfaciale spécifique, (m²/m3).

Calcul du coefficient de transfert de matière :

On utilise la corrélation de **Lichtenstein [21]**:

$$K_y * a = 0.472 * L'^{0.4} * G'^{(0.5)}$$

Valable pour les débits d'eau et de l'air : L' (entre 1550 et 13550 kg/m².h) et G' (entre 3000 et 7500 kg/m².h)

Donc :

L' Débit massique de l'eau par unité de surface *(Kg/m^2 .h)*	7480.65
G' Débit massique de l'eau par unité de surface *(Kg/m^2 .h)*	6908,81
K_{ya}*(Kg/m_3 .h)*	1390.64

D'où :

HUT = 4.968m

Donc la hauteur de garnissage est :

$$Z = \frac{G}{k_y * a} * \int_{H_{y1}}^{H_{y2}} \frac{dH_y}{H_{yi} - H_y}$$

$$Z = HUT * NUT$$

$$Z = 16.28$$

$Z_u = 1.2 * Z = 19.54$

Au-dessous de la tour, on ajoute une hauteur pour l'aspiration de l'air des cotés qui est de 1 m

Et une hauteur de 1.5 jusqu'à 2m pour l'accès à la tour en cas de maintenance ou d'entretien de ces accessoires.

Donc la hauteur totale de la tour est :

Zt =22.5m

Paramétrés de la tour dimensionnée

	Tour de refroidissement	Une cellule
Longueur (m)	32.72	16.36
Largeur (m)	39	13
Hauteur (m)	22.5	22.5

V. Accessoires de la tour de refroidissement

La tour de refroidissement est constituée de plusieurs équipements et accessoires à savoir : Le séparateur de gouttes, Le système de distribution, Le bassin, La pompe de circulation et Le ventilateur

Le présent travail consiste à concevoir ces équipements :

1. Séparateur de gouttes

Principe :

Le séparateur de gouttes (le dévésiculeur) a pour but de retenir les gouttelettes d'eau entrainées dans l'atmosphère par le courant. En effet les gouttelettes s'unissent ensemble et forment un film liquide, la gravité influe sur le liquide et le draine au bas des séparateurs **[20]**.

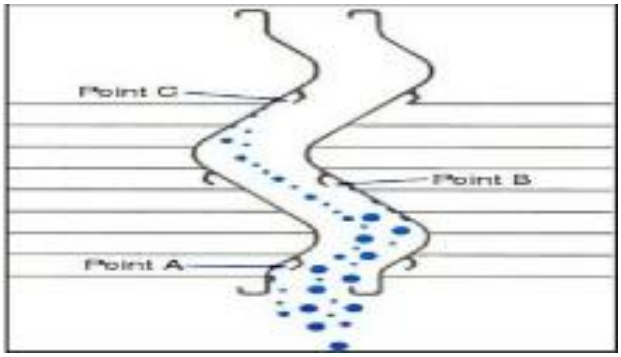


Figure 16: Séparateur de gouttes (dévésiculeur)

Choix du séparateur:

Il existe plusieurs types de séparateur de gouttes dans le marché, donc le critère de choix doit être basé sur les caractéristiques de chaque type à savoir :

- ✓ Arrêt optimal des gouttelettes ;
- ✓ Résistance aux UV ;
- ✓ Résistance aux températures élevées ;
- ✓ Fragilité dans le temps ;
- ✓ Le coût.

Tableau 15 : Caractéristiques de certains types de séparateurs de gouttes

séparateur de gouttes	Caractéristiques
Séparateur de gouttes TEP **[22]**	✓ un pourcentage des gouttelettes entraînées à 0.002% ✓ Résiste aux températures élevées (+ de 80°C). ✓ Ne se fragilise pas avec le temps ✓ Très haute efficacité de séparation ✓ Résistant à la corrosion ✓ Une faible maintenance ✓ Coût moyen

 Séparateur de gouttes à double paroi **[23]**	✓ Rigidité grande ✓ un pourcentage des gouttelettes entraînées à 0.02% ✓ coût élevé ✓ Une longue durée de vie
 Séparateur de gouttes SANIPACKING **[23]**	✓ Ne se fragilise pas avec le temps ✓ Très haute efficacité de séparation ✓ Résistant à la corrosion ✓ Il a un effet durable contre la légionella ✓ un grand nombre de bactéries ✓ Coût très élevé

D'après le tableau comparatif on constate que le séparateur de gouttes **TEP** est plus convenable à l'opération.

Les caractéristiques du séparateur sont les suivantes :

Matière	Gouttelettes	Température de service (°C)	Vitesse max de l'air (m/s)	Poids (Kg/m2)	Dimension (mm)
Polypropyléne (pp)	0.002	-10/80	4,5	4	Longueur 400-2400 Largeur 300-650 Hauteur 125-250

2. Système de distribution d'eau

Les distributeurs permettent de répartir l'eau sous forme de gouttelettes au-dessus du garnissage. Leur rôle est capital pour le bon fonctionnement du garnissage, en effet la distribution uniforme de l'eau en haut du garnissage est essentielle pour réaliser un bon mouillage de la surface entière d'échange (garnissage). C'est une condition essentielle pour favoriser l'échange de matière entre la phase liquide et la phase gazeuse. Il existe une relative variété de distributeurs de liquide selon le débit de liquide et la taille de la colonne, parmi lesquels on peut distinguer 4 types principaux :

Tableau 16 : Systèmes de distribution d'un liquide

 Tubes perforés	Ce distributeur se présente sous la forme de tubes transversaux comportant des perforations calibres, à intervalles réguliers. Il est bien adapté à de forts débits vapeur. Il présente néanmoins l'inconvénient d'être difficile à nettoyer. La densité des points d'irrigation peut être optimisée pour satisfaire les exigences du processus, normalement jusqu'à 44 points de distribution par mètre carré. Les points de distribution sont répartis régulièrement sur la surface d'emballage assurant une distribution uniforme.
 Buses de pulvérisation	Les pulvérisateurs servent à la dispersion de l'eau sous forme de gouttelettes sur le corps d'échange. La distribution uniforme de l'eau en haut du garnissage est essentielle pour réaliser un bon mouillage de la surface entière d'échange. Les buses de pulvérisation sont essentielles à la performance du système et l'efficacité énergétique et sont largement utilisés dans les processus de lavage, de refroidissement et de lubrification.

Choix :

Concernant les distributeurs à tubes perforés, même si leur installation est facile, ils sont difficiles à nettoyer, donc ils obligent un traitement préalable (filtrer la charge liquide) Afin d'éviter les risques de colmatage, ce qui augmente les prix (prévoir des filtres).

En outre ce système est moins résistant à la corrosion, à l'entartrage et à l'encrassement vu qu'ils sont fabriqués des métaux.

Ces contraintes nous permettent de choisir les buses de pulvérisation (PVC ou PP) qui assurent une distribution uniforme de l'eau sur le garnissage, donc un bon échange de chaleur.

Calcul du nombre de buses

Les caractéristiques de base des buses sont détaillées dans **l'annexe 5 [24]**

On choisit la buse de type à cône plein donnant une couverture totale :

L'angle de pulvérisation varie en fonction de la distance de pulvérisation :

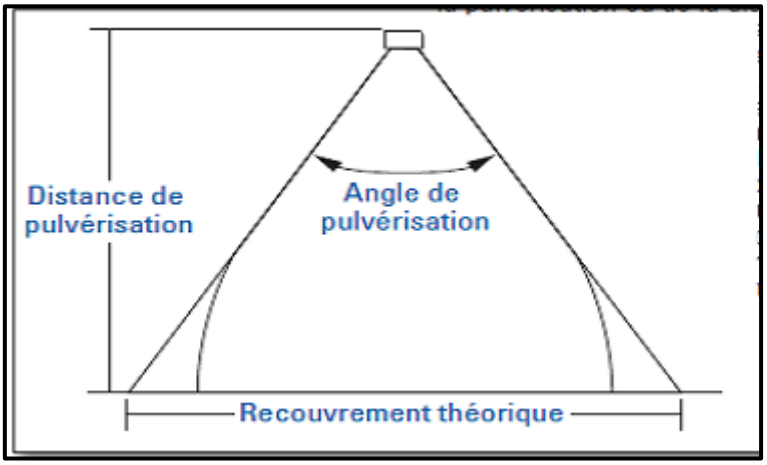


Figure 17: Schéma de la buse de pulvérisation à cône plein

D'après le tableau de l'annexe 4 on a :

Angle de pulvérisation	120°
Distance de pulvérisation	70 cm
Recouvrement	243 cm

Donc la surface mouillée par la buse est :

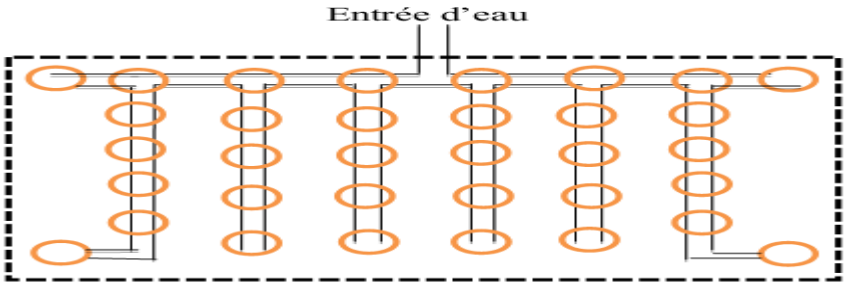
$$S_m = \frac{(recouvrement\ )^2 * \pi}{4} = 4.63m^2$$

D'où le nombre des buses est :

$$n = \frac{S_{cellules}}{S_m} = 42$$

Disposition des buses :

La disposition des buses obtenue est choisie de telle sorte que la surface du garnissage soit totalement mouillée.



3. Choix des matériaux de constructions

Les matériaux de construction des tours de refroidissement sont : le bois, le béton, l'acier galvanisé le polyester.

Le choix des matériaux doit prendre en compte les différents paramètres de l'installation et notamment la qualité et le traitement de l'eau, les risques de réaction électrolytique, les types d'opérations de maintenance envisagés afin de prévenir dans les meilleures conditions et dans le temps les risques de corrosion, d'entartrage ou de dépôt.

Les tours en bois sont rarement utilisées car ils demandent une quantité importante de bois qui est très cher et importé de l'étranger. Concernant les tours en béton, elles sont de grande taille et qui demandent beaucoup d'espace pour les installer, avec des problèmes d'évolution des fissures et de corrosion des armatures du béton (difficulté de maintenance).Tandis que dans les tours en acier galvanisé, l'ensemble des composants sont fabriqués en acier lourd, protégés contre la corrosion par la galvanisation ce qui rend le procédé couteux. Pour les tours en polyester, leur structure en polyester armé et PVC leur permet une grande résistance aux corrosions, une longue durée de vie et une grande résistance aux UV. Ces tours sont pré-montées en usine ce qui permet une installation simple et rapide et elles sont moins chères que les autres types de tours.

Donc, le choix va se porter sur le type en polyester comme étant le plus conforme aux conditions et aux exigences de l'installation.

4. Dimensionnement du Bassin

Le bassin est conçu pour recueillir, stocker et mobiliser les eaux de ruissellement refroidies. Il est commun pour toutes les cellules, donc il aura au moins la surface de la tour (**1163 m^2**) à laquelle on ajoute 10 % pour éviter le débordement de l'eau à l'extérieur. La surface du bassin sera donc :

$$S = 1163 * 1.1 = 1279.3m^2$$

Pour le choix de matériau de construction du bassin, il faut qu'il soit rigide, résistant à la corrosion, car l'eau réside tout le temps dans le bassin et il y a risque de fuite de l'eau de mer qui se refroidit au niveau l'échangeur.

Généralement, l'acier inox est le plus utilisé pour la construction des bassins mais pour des tours à petites dimensions.

On a fait le choix sur les briques antiacides qui sont moins chères que les métaux inox et résistantes à toute sorte d'acidité.

Calcul de la hauteur du bassin :

En cas d'arrêt de l'installation, le volume du bassin doit être capable de porter le volume de l'eau circulante dans les conduites, donc :

$$\mathbf{V_{bassin} = V_{conduite}}$$

Le diamètre de la conduite à choisir s'obtient à l'aide de la formule de Vibert (diamètre économique) **[25]**

$$D = 1.456 * \left(n * \frac{e}{f}\right)^{0.154} * Q^{0.46}$$

Avec :

- ✓ D : diamètre économique de la conduite en mètres
- ✓ n : temps de fonctionnement journalier de la pompe en heures, divisé par 24
- ✓ e : prix du kilowattheure
- ✓ f : prix de la conduite posée par kilogramme
- ✓ Q : débit en m_3/s

Dans notre cas :

n = 1 (24h/24h) f = 1,135 DH/kg

e = 0,65 DH/kWh Q = 2.41 m^3/s

Donc : D= 2.03 m

En comparant cette valeur à celle du diamètre standard des conduites PVC (1.2 m) on déduit qu'il faut diviser le débit par 4 c'est-à-dire utiliser 4 pompes. La longueur de la conduite entre le bassin et l'échangeur est estimée à L= 500 m (pertes de charge inclues).

D'où le nouveau diamètre : D= 1.2 m

Et : A= Surface de conduite= $\pi * D^2/4$ = 1.13 m2

Donc :

Vbassin = Vconduite = A*2L= 1276.9 m3

Pour obtenir la hauteur du bassin on divise Vconduite par sa surface :

h= 1.1m

On ajoute une marge de sécurité de 15% d'où la hauteur sera :

h= 1.11*1.15 = 1.26 m

5. Choix de la pompe de circulation

Il s'agit de calculer la puissance de la pompe nécessaire pour circuler l'eau de la tour dans le réseau fermé [26]:

Calcul de la puissance sur l'arbre du moteur :

$$P = \frac{P_h}{E}$$

Avec :

- P_h: puissance hydraulique
- E : efficacité de la pompe est de 70% (Pompe centrifuge)**[26]**.

La pompe est immergée dans le bassin à une hauteur de 1/3 de la hauteur du bassin pour assurer le bon fonctionnement.

La puissance hydraulique est calculée à partir de la formule :

$$\boldsymbol{P_h = \ p * g * h_{mano} * Qc}$$

Avec

Qc : débit volumique du liquide (2 .41m^3/s).

g : Accélération de pesanteur (9.81m.s^{-2}).

$\boldsymbol{p}$: La masse volumique de l'eau (1000kg/m^3).

$\boldsymbol{h_{mano}}$: La hauteur manométrique en (m).

Calcule de la hauteur nanométrique de la pompe :

La figure ci-dessous montre les différentes hauteurs géométrique d'aspiration, refoulèrent de la charge.

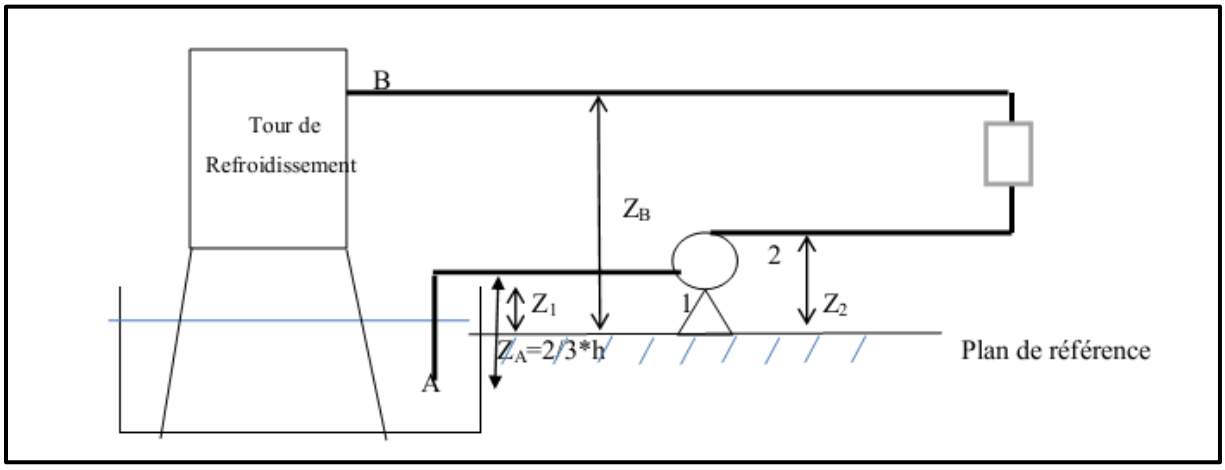


Figure 18: Les différentes hauteurs géométriques

La hauteur manométrique totale d'élévation de la pompe (h_{mano}) : est la différence de pression du liquide la franchissant, exprimer par la relation :

$$\boldsymbol{h_{mano} = h_g + P_{ref} + P_{asp} + Pression\ residuelle}$$

La hauteur géométrique $h_g$du circuit est :

$$h_g = Z_B - Z_A = 16 - 1.26$$

$$\boldsymbol{h_g = 15.16\ m}$$

Calcul des pertes de charges :

- Le nombre de **REYNOLDES** :

$$R_e = \frac{p * V * D}{\mu}$$

$$R_e = 10 * 10^5$$

Avec :

$\boldsymbol{\rho}$: la masse volumique d'eau (1000Kg/m^3).

V : la vitesse d'eau dans le conduit (0.74 m/s).

μ : La viscosité dynamique d'eau (10^{-3} Pa .S).

- Le coefficient de frottement λ

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8\, log\left[\frac{6.9}{R_e} + \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7}\right)^{1.11}\right]$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 3.29 \quad \rightarrow \quad \lambda = 0.019$$

Avec :

D : Diamètre la conduite

ε =0,1mm: Rugosité de l'acier inox

- Hauteur de refoulement

$$P_{ref} = \lambda * \frac{L}{D} + \beta$$

Avec :

$\beta = 1$ (coude)

L : longueur du tuyau (500m) ;

Donc :

$$\boldsymbol{P_{ref} = 8.91m}$$

- Hauteur d'aspiration :

$$P_{asp} = \lambda * \frac{L}{D}$$

$$\boldsymbol{P_{asp} 7.91\ m}$$

Donc :

$h_{mano} = 15.16 + 8.9 + 7.9 - 0$ ➔ $h_{mano} = 31.96\ m$

Et :

$P_h = 1000 * 9.81 * 31.96 * 2.41$ ➔ $\boldsymbol{P_h = 755.6\ Kw}$

$$P = 1079{,}43\ Kw$$

VI. L'état de la consommation de l'eau de mer après optimisation

Pour étudier l'efficacité de la solution proposée, il faut établir une comparaison avec et sans l'implantation de la tour de refroidissement. Comme il a été mentionné précédemment les dix projets ODI'S vont se lancer dans différentes dates. Le tableau suivant présente les différentes dates de démarrage de chaque projet.

Tableau 17. dates de demarrage des projets ODI'S

Projet N°	date de démarrage
1	2015
2	2016
3	2017
4	2018
5	2019
6	2020
7	2021
8	2022
9	2023
10	2024

Sans implantation de la tour, le débit nécessaire va augmenter à chaque lancement d'un nouvel projet pour atteindre son maximum au lancement du dixième projet.la solution proposée consiste à équiper chaque projet par une tour, cela va répondre aux besoins de chaque projet en eau de mer.

La figure ci-dessous représente graphiquement l'évolution de la consommation d'eau de mer sans et avec l'optimisation

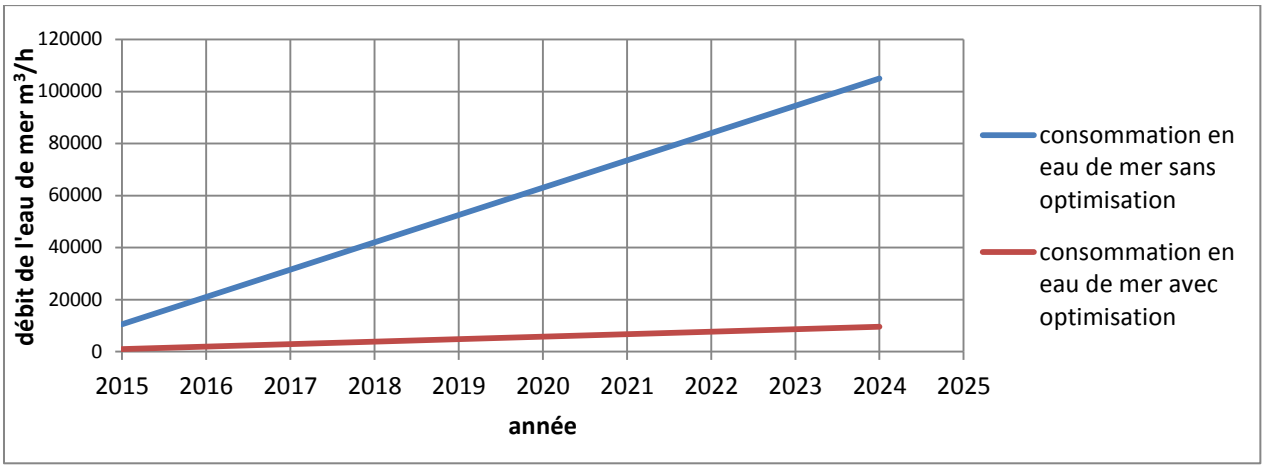


Figure 19:L'évolution de la consommation de l'eau de mer

Sans optimisation, la consommation en eau de mer est très importante et elle croit avec chaque démarrage d'un projet, en effet elle atteint 105 010 m^3/h à l'horizon de 2024, ce qui explique l'importance d'une solution pour optimiser cette consommation.

Par l'incorporation des tours de refroidissement dans chaque projet ODI'S, la consommation en eau de mer diminue pour atteindre 9550 m^3/h à l'horizon de 2024. Le résultat de cette incorporation est la diminution de la consommation de 95460 m^3/h : un chiffre important qui va avoir bien sur un effet positif sur les projets ODI'S et sur la station de reprise d'eau de mer.

Conclusion Générale

Dans le cadre de la politique d'extension de l'OCP, des nouveaux projets (ODI's) vont avoir lieu. La mise en place de de ces projets va créer une surcharge sur la station REM. Face à cette problématique et sous l'objectif de l'optimisation de la consommation en eau de mer, ce projet de fin d'étude vise à un dimensionnement d'une tour de refroidissement qui sera installée dans chaque projet ODI pour le refroidissement et le recyclage de l'eau de mer.

Pour dimensionner la tour, on a procédé d'abord par un calcul des débits de l'eau de mer à refroidir, cela est réalisé par l'établissement des bilans thermiques et massiques, principalement, dans l'atelier sulfurique, phosphorique et dans la centrale thermique. Ensuite pour éviter la détérioration des équipements de la tour par l'eau de mer, un échangeur de chaleur va jouer le rôle de l'intermédiaire entre la tour et l'eau de mer chaude, par dimensionnement de l'échangeur on a trouvé que sa longueur est L = 9 m et il est composé de 566 tubes. Alors un dimensionnement de l'échangeur est nécessaire. Ces opérations vont déterminer le débit de l'eau brute qui doit être refroidi dans la tour (8700 T/h), et par conséquent la possibilité de dimensionner la tour de refroidissement (la hauteur : 22,5 m, la surface : 1163 m^2, et il est composé de 6 cellules), et par la suite, le dimensionnement du bassin de la tour, la pompe (P =1079,43 Kw) et des buses (42 buses) de pulvérisation. En vue d'augmenter la surface d'échange liquide-vapeur, la tour va être équipée d'un garnissage. Plusieurs types de garnissage sont étudiés mais le plus adéquat est le garnissage structuré (minimisation de la surface occupée par la tour.)

Une étude comparative entre l'état des projets sans optimisation et l'état avec optimisation, a permettre de visualiser graphiquement l'effet de la solution proposée. En effet, Par incorporation des tours de refroidissement dans chaque projet ODI'S, la consommation en eau de mer diminue pour atteindre 9550 m^3/h à l'horizon de 2024 contre 105 010 m^3/h (sans optimisation). Le résultat de cette incorporation est la diminution de la consommation de 95460 m^3/h : un chiffre important qui va avoir bien sur un effet positif sur les projets ODI'S et sur la station de reprise d'eau de mer.

Après l'année 2024, le même problème va se poser lors du lancement d'autres projets ou des nouvelles extensions. En fait, il faut chercher d'autres solutions d'optimisation de la consommation de l'eau de mer afin de garantir une optimisation efficace dans le futur.

Webographie et Bibliographie

[1] SANITA, S(2008) : « **Contrôle de gestion de l'Office Chérifien des Phosphates »**, thése, Ecole supérieur de commerce et d'administration des affaires.

[2] groupe L'Office chérifien du phosphate, (2015), « Acteur mondial clé depuis 1920 », html, http://www.ocpgroup.ma/fr/group/group-overview

[3] économie-entreprises, (2015), « **Le cœur chimique du Maroc** », html, http://www.economie-entreprises.com/le-coeur-chimique-du-maroc/

[4] groupe L'Office chérifien du phosphate, (2015), « **Le site de Jorf Lasfar** », html,

http://www.ocpgroup.ma/fr/excellence-mondiale/sites-de-production/le-site-de-jorf%C2%A0lasfar

[5] JACOBS ENGINEERING S .A ,SYMPHOS,(2015), « **Le Management Environnemental Lors des Réalisations des ProjetsIndustriels: Cas du Programme Industriel De Développement du Groupe OCP** », PDF , http://symphos.com/down/presentations/Short%20Courses/S.C%204%20HSE%20in%20design-%20SYMPHOS%202013-%20Rachid%20MHAMID/SYMPHOS%20COMMUNICATION%20MHAMDI%20.pdf

[6] JANNOT.Y,Ecole des Mines Nancy(2012), « **Transfert thermiques** »,159 pages

[7] Thermo Excel, (2015),« **Caractéristiques physiques de la vapeur d'eau saturée de 0 à 30 bar** »,htm, http://www.thermexcel.com/french/tables/vap_eau.htm

[8] Wikipedia, (2015), «**Mélange homogène**», html,

http://fr.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9lange_homog%C3%A8ne

[9] Wikipedia,(2015), **« Tour aéroréfrigérante»,**html,

http://fr.wikipedia.org/wiki/Tour_a%C3%A9ror%C3%A9frig%1C3%A9rante

[10] GRANDGUILLOT.G (2004): « **Exposition des populations aux légionelles potentiellement continues dans les panches d'aéoréfrigérants des centrales nucléaires éléments de réflexion sur les intéréts et limites de la métrologie des aerosols pour l'évalaution du risque** », Cycle d'ingénieur,Ecole nationale de la santé publique, paris

[11] GUIDECETIAT ,(2015), «**Les différents procèdes de refroidissement d'eau dans les installations industrielles et tertiaires guide technique »** ,PDF, http://www.picardie.developpement-durable.gouv.fr/IMG/pdf/GUIDECETIAT_cle6fa91a.pdf

[12] Desaulniers.E,François Menard.J,Tardivet.S : « **TOUR DE REFROIDISSEMENT (ou REFRIGERANT ATMOSPHERIQUE)** » Design Détaillé - Tour de Refroidissement,29 pages

[13] SHARQAWY.M, LIENHARD.J, ZUBAIR.S (APRIL 2011) « **On Thermal Performance of Seawater Cooling Towers** », journal of engineering for gas turbines and power, Vol,133/043001-1,7 pages

[14] direns.mines-paristech,(2015), « **Echangeurs de chaleur**», html,

http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/echangeurs.html

[15] MOODLE.INSA, (2015),« **LES ECHANGEURS DE CHALEUR** »,PDF ,https://moodle.insa-toulouse.fr/file.php/20/content/Echangeurs.pdf

[16] GALILEE-CERGY,(2015) « **L'AIR HUMIDE»,** PDF , http://www.lyc-galilee-cergy.ac-versailles.fr/disc/IMG/pdf/Chap1-Air_humide.pdf

[17] abitor,(2015), **« Diagramme psychrométrique »,PDF,** https://abitor2.files.wordpress.com/2013/11/diagramme_20psychrom_c3_a9trique_201-3.pdf

[18] Techniques de l'Ingénieur, traité Génie des procédés : COPIGNEAUX.P, : **«Distillation. Absorption : Colonnes garnies»,**24 pages

[19] perry.R . **«Green.D,PERRY'S CHIMICAL ENGINEERS HAND BOOK».** 8TH Edition

[20] legionnellose, (2015), « **Circuits de refroidissement avec tour aéroréfrigérante** »,html, http://legionnellose.com/le-cours/modes-de-contamination/circuits-de-refroidissement-avec-tour-aerorefrigerante/

[21] LEMOUARI.M, BOUMAZA.M (June 2009) «**Experimental analysis of heat and mass transfer phenomena in a direct contact evaporative cooling tower**», journal of .sciencedirect,Volume 50, Issue 6, Pages 1610–1617

[22] Ventilation ,(2015), «Séparateur de gouttes TEP 130 »,html, http://ventilation.ventsys.net/separateur-gouttes-tep-130-a130.html

[23] Ventilation ,(2015), **« Séparateur de gouttes Anti-legionella TEP SP130 »,**html, http://ventilation.ventsys.net/separateur-gouttes-anti-legionella-tep-sp130-a128.html

[24] spray,(2015) ; « **Référence technique »,PDF,** http://fr.spray.com/cat70fr/cat70fr_pdf/Section%20A.pdf

[25] saint-gobain,(2015), « **Formulaire** »,PDF,

http://www.saint-gobain-pam.pt/images/add/formulaire/hydrauli.pdf

[26] edoscol,(2015),«**Les types des pompes**»,PDF,

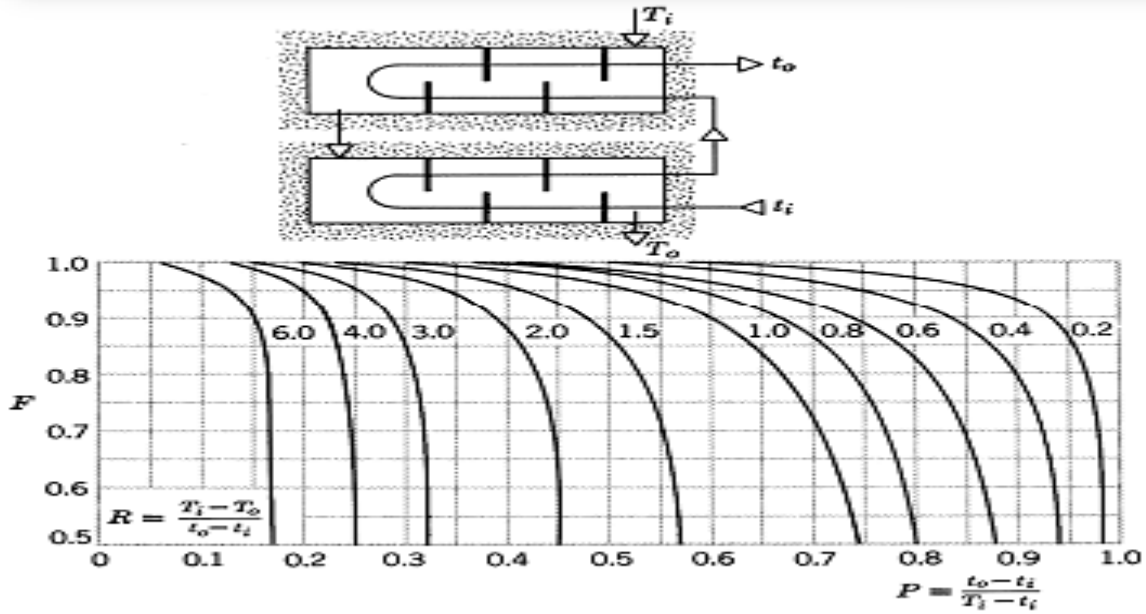
http://eduscol.education.fr/rnchimie/gen_chim/triboulet/rtf/typepomp.pdf

ANNEXES

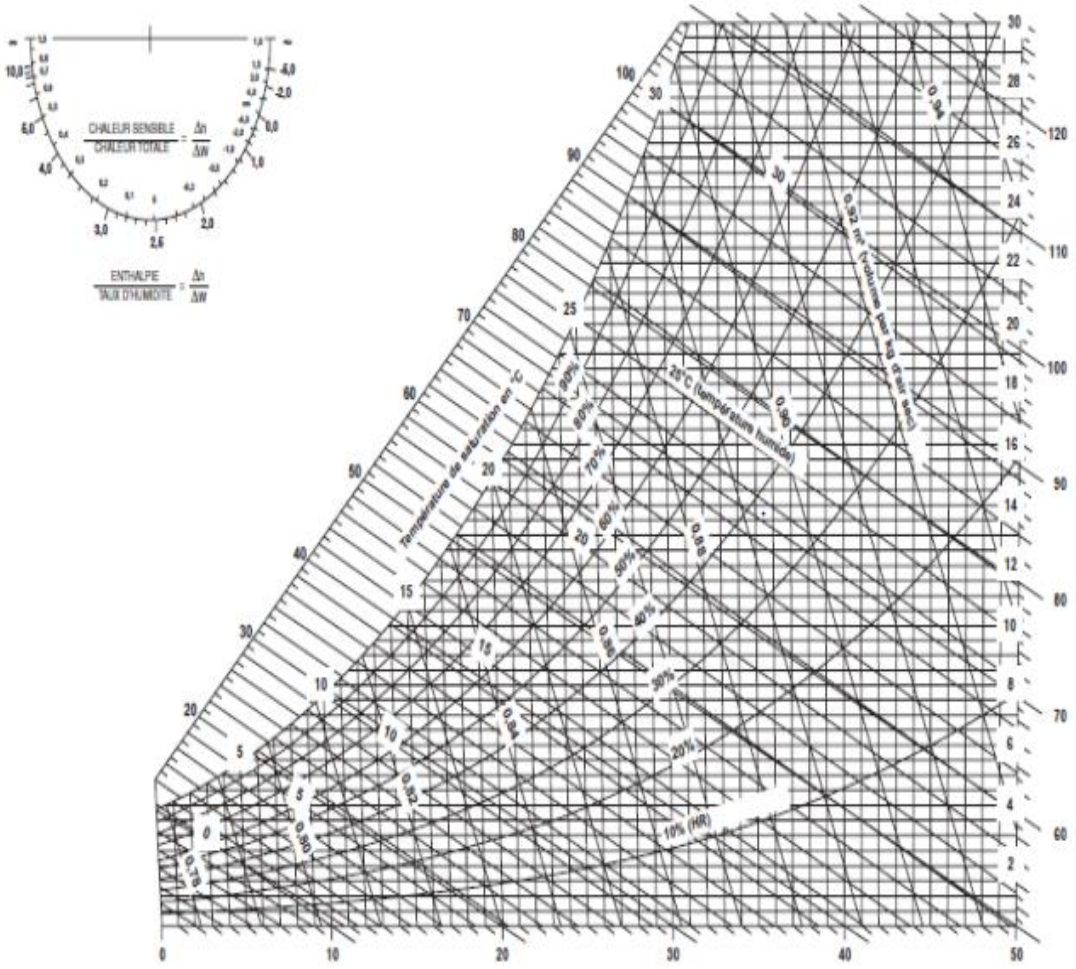
ANNEXE I : PROPRIÉTÉS THERMODYNAMIQUE DE LA VAPEUR D'EAU

Pression absolue	Température évaporation	Volume massique vapeur	Masse volumique vapeur	Enthalpie spécifique de l'eau (Chaleur sensible)		Enthalpie spécifique de la vapeur (chaleur totale)		Chaleur latente de vaporisation		Chaleur spécifique vapeur	Viscosité dynamique vapeur
bar	°C	m3/kg	kg/m3	kj/kg	Kcal/kg	kj/kg	Kcal/kg	kj/kg	Kcal/kg	kj/kg	kg/m.s
0.02	17.51	67.006	0.015	73.45	17.54	2533.64	605.15	2460.19	587.61	1.8644	0.000010
0.03	24.10	45.667	0.022	101.00	24.12	2545.64	608.02	2444.65	583.89	1.8694	0.000010
0.04	28.98	34.802	0.029	121.41	29.00	2554.51	610.13	2433.10	581.14	1.8736	0.000010
0.05	32.90	28.194	0.035	137.77	32.91	2561.59	611.83	2423.82	578.92	1.8774	0.000010
0.06	36.18	23.741	0.042	151.50	36.19	2567.51	613.24	2416.01	577.05	1.8808	0.000010
0.07	39.02	20.531	0.049	163.38	39.02	2572.62	614.46	2409.24	575.44	1.8840	0.000010
0.08	41.53	18.105	0.055	173.87	41.53	2577.11	615.53	2403.25	574.01	1.8871	0.000010
0.09	43.79	16.204	0.062	183.28	43.78	2581.14	616.49	2397.85	572.72	1.8899	0.000010
0.1	45.83	14.675	0.068	191.84	45.82	2584.78	617.36	2392.94	571.54	1.8927	0.000010
0.2	60.09	7.650	0.131	251.46	60.06	2609.86	623.35	2358.40	563.30	1.9156	0.000011
0.3	69.13	5.229	0.191	289.31	69.10	2625.43	627.07	2336.13	557.97	1.9343	0.000011
0.4	75.89	3.993	0.250	317.65	75.87	2636.88	629.81	2319.23	553.94	1.9506	0.000011
0.5	81.35	3.240	0.309	340.57	81.34	2645.99	631.98	2305.42	550.64	1.9654	0.000012
0.6	85.95	2.732	0.366	359.93	85.97	2653.57	633.79	2293.64	547.83	1.9790	0.000012
0.7	89.96	2.365	0.423	376.77	89.99	2660.07	635.35	2283.30	545.36	1.9919	0.000012
0.8	93.51	2.087	0.479	391.73	93.56	2665.77	636.71	2274.05	543.15	2.0040	0.000012
0.9	96.71	1.869	0.535	405.21	96.78	2670.85	637.92	2265.65	541.14	2.0156	0.000012
1	99.63	1.694	0.590	417.51	99.72	2675.43	639.02	2257.92	539.30	2.0267	0.000012
1.1	102.32	1.549	0.645	428.84	102.43	2679.61	640.01	2250.76	537.59	2.0373	0.000012
1.2	104.81	1.428	0.700	439.36	104.94	2683.44	640.93	2244.08	535.99	2.0476	0.000012
1.3	107.13	1.325	0.755	449.19	107.29	2686.98	641.77	2237.79	534.49	2.0576	0.000013
1.4	109.32	1.236	0.809	458.42	109.49	2690.28	642.56	2231.86	533.07	2.0673	0.000013
1.5	111.37	1.159	0.863	467.13	111.57	2693.36	643.30	2226.23	531.73	2.0768	0.000013
1.5	111.37	1.159	0.863	467.13	111.57	2693.36	643.30	2226.23	531.73	2.0768	0.000013
1.6	113.32	1.091	0.916	475.38	113.54	2696.25	643.99	2220.87	530.45	2.0860	0.000013
1.7	115.17	1.031	0.970	483.22	115.42	2698.97	644.64	2215.75	529.22	2.0950	0.000013
1.8	116.93	0.977	1.023	490.70	117.20	2701.54	645.25	2210.84	528.05	2.1037	0.000013
1.9	118.62	0.929	1.076	497.85	118.91	2703.98	645.83	2206.13	526.92	2.1124	0.000013
2	120.23	0.885	1.129	504.71	120.55	2706.29	646.39	2201.59	525.84	2.1208	0.000013
2.2	123.27	0.810	1.235	517.63	123.63	2710.60	647.42	2192.98	523.78	2.1372	0.000013
2.4	126.09	0.746	1.340	529.64	126.50	2714.55	648.36	2184.91	521.86	2.1531	0.000013
2.6	128.73	0.693	1.444	540.88	129.19	2718.17	649.22	2177.30	520.04	2.1685	0.000013
2.8	131.20	0.646	1.548	551.45	131.71	2721.54	650.03	2170.08	518.32	2.1835	0.000013
3	133.54	0.606	1.651	561.44	134.10	2724.66	650.77	2163.22	516.68	2.1981	0.000013
3.5	138.87	0.524	1.908	584.28	139.55	2731.63	652.44	2147.35	512.89	2.2331	0.000014
4	143.63	0.462	2.163	604.68	144.43	2737.63	653.87	2132.95	509.45	2.2664	0.000014

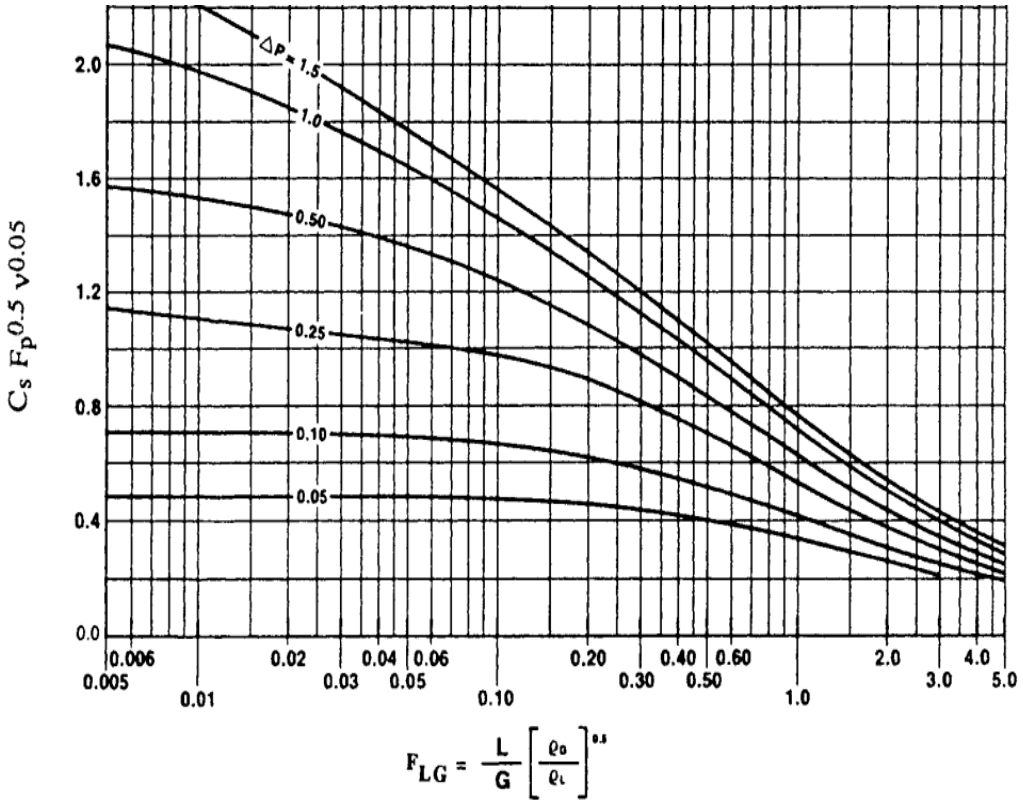
ANNEXE II : DIAGRAMME ECHNAGEUR A CALENDRES(DOUBLE PARCOURS)



ANNEXE III : DIAGRAMME PSYCHROMÉTRIQUE



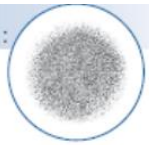
ANNEXE IV : CALCUL D'ENGORGEMENT



ANNEXE V : CARACTÉRISTIQUES DE BASE DES BUSES

CÔNE PLEIN

Cône de pulvérisation :



Angles de pulvérisation : 15° à 125°

Caractéristiques générales de pulvérisation

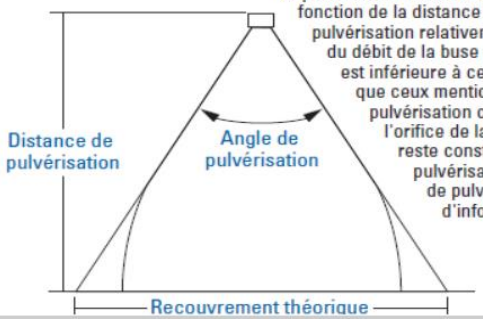
Utilise un divergent interne pour produire une pulvérisation uniforme, du type rond et plein, avec des gouttelettes de taille moyenne et grande.

Commentaires

Produit un cône de pulvérisation plein pour une couverture totale, avec des débits moyens et grands. Certains modèles sont également disponibles sans divergent et avec une pulvérisation du type ovale.

ANGLE DE PULVÉRISATION ET RECOUVREMENT

Les angles de pulvérisation dans le tableau indiquent la couverture approximative du jet sur la base de la pulvérisation ou de la distribution d'eau. En pulvérisation réelle, l'angle de pulvérisation varie en fonction de la distance de pulvérisation. Les liquides plus visqueux que l'eau forment des angles de pulvérisation relativement plus petits (voire même un jet rectiligne), en fonction de la viscosité, du débit de la buse et de la pression de pulvérisation. Des liquides dont la tension superficielle est inférieure à celle de l'eau produiront des angles de pulvérisation relativement plus larges que ceux mentionnés pour l'eau. Le tableau donne le recouvrement théorique du cône de pulvérisation calculé sur la base de l'angle de pulvérisation donné et de la distance de l'orifice de la buse. Les valeurs sont basées sur l'hypothèse que l'angle de pulvérisation reste constant sur la distance de pulvérisation complète. Dans la pratique, l'angle de pulvérisation donné dans le tableau n'est pas maintenu pour les longues distances de pulvérisation. Si le recouvrement est un paramètre critique, demandez les fiches d'informations au sujet des recouvrements de pulvérisation spécifiques.

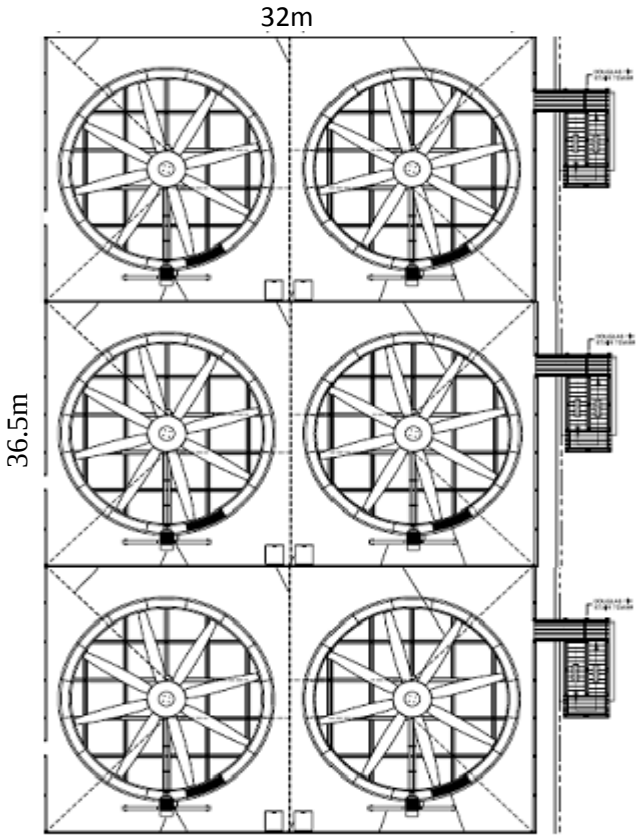


RECOUVREMENT THÉORIQUE DE LA PULVÉRISATION

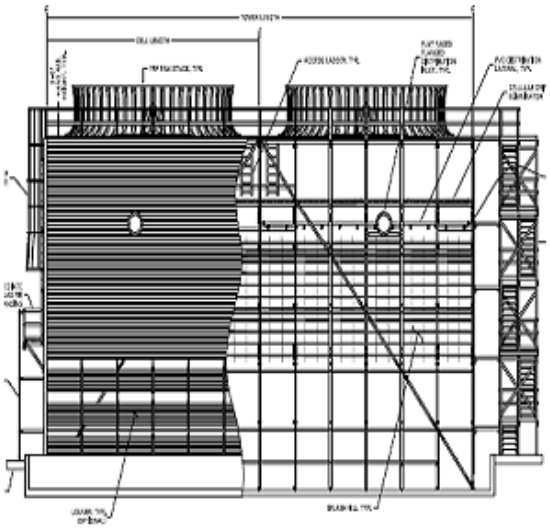
à différentes distances en pouces (cm) de l'orifice de la buse

Angle de pulvérisation	2"	5 cm	4"	10 cm	6"	15 cm	8"	20 cm	10"	25 cm	12"	30 cm	15"	40 cm	18"	50 cm	24"	60 cm	30"	70 cm	36"	80 cm	48"	100 cm
5°	.2	.4	.4	.9	.5	1.3	.7	1.8	.9	2.2	1.1	2.6	1.3	3.5	1.6	4.4	2.1	5.2	2.6	6.1	3.1	7.0	4.2	8.7
10°	.4	.9	.7	1.8	1.1	2.6	1.4	3.5	1.8	4.4	2.1	5.3	2.6	7.0	3.1	8.8	4.2	10.5	5.2	12.3	6.3	14.0	8.4	17.5
15°	.5	1.3	1.1	2.6	1.6	4.0	2.1	5.3	2.6	6.6	3.2	7.9	3.9	10.5	4.7	13.2	6.3	15.8	7.9	18.4	9.5	21.1	12.6	26.3
20°	.7	1.8	1.4	3.5	2.1	5.3	2.8	7.1	3.5	8.8	4.2	10.6	5.3	14.1	6.4	17.6	8.5	21.2	10.6	24.7	12.7	28.2	16.9	35.3
25°	.9	2.2	1.8	4.4	2.7	6.7	3.5	8.9	4.4	11.1	5.3	13.3	6.6	17.7	8.0	22.2	10.6	26.6	13.3	31.0	15.9	35.5	21.2	44.3
30°	1.1	2.7	2.1	5.4	3.2	8.0	4.3	10.7	5.4	13.4	6.4	16.1	8.1	21.4	9.7	26.8	12.8	32.2	16.1	37.5	19.3	42.9	25.7	53.6
35°	1.3	3.2	2.5	6.3	3.8	9.5	5.0	12.6	6.3	15.8	7.6	18.9	9.5	25.2	11.3	31.5	15.5	37.8	18.9	44.1	22.7	50.5	30.3	63.1
40°	1.5	3.6	2.9	7.3	4.4	10.9	5.8	14.6	7.3	18.2	8.7	21.8	10.9	29.1	13.1	36.4	17.5	43.7	21.8	51.0	26.2	58.2	34.9	72.8
45°	1.7	4.1	3.3	8.3	5.0	12.4	6.6	16.6	8.3	20.7	9.9	24.9	12.4	33.1	14.9	41.4	19.9	49.7	24.8	58.0	29.8	66.3	39.7	82.8
50°	1.9	4.7	3.7	9.3	5.6	14.0	7.5	18.7	9.3	23.3	11.2	28.0	14.0	37.3	16.8	46.6	22.4	56.0	28.0	65.3	33.6	74.6	44.8	93.3
55°	2.1	5.2	4.2	10.4	6.3	15.6	8.3	20.8	10.3	26.0	12.5	31.2	15.6	41.7	18.7	52.1	25.0	62.5	31.2	72.9	37.5	83.3	50.0	104
60°	2.3	5.8	4.6	11.6	6.9	17.3	9.2	23.1	11.5	28.9	13.8	34.6	17.3	46.2	20.6	57.7	27.7	69.3	34.6	80.8	41.6	92.4	55.4	115
65°	2.5	6.4	5.1	12.7	7.6	19.1	10.2	25.5	12.7	31.9	15.3	38.2	19.2	51.0	22.9	63.7	30.5	76.5	38.2	89.2	45.8	102	61.2	127
70°	2.8	7.0	5.6	14.0	8.4	21.0	11.2	28.0	14.0	35.0	16.8	42.0	21.0	56.0	25.2	70.0	33.6	84.0	42.0	98.0	50.4	112	67.2	140
75°	3.1	7.7	6.1	15.4	9.2	23.0	12.3	30.7	15.3	38.4	18.4	46.0	23.0	61.4	27.6	76.7	36.8	92.1	46.0	107	55.2	123	73.6	153
80°	3.4	8.4	6.7	16.8	10.1	25.2	13.4	33.6	16.8	42.0	20.2	50.4	25.2	67.1	30.3	83.9	40.3	101	50.4	118	60.4	134	80.6	168
85°	3.7	9.2	7.3	18.3	11.0	27.5	14.7	36.7	18.3	45.8	22.0	55.0	27.5	73.3	33.0	91.6	44.0	110	55.0	128	66.0	147	88.0	183
90°	4.0	10.0	8.0	20.0	12.0	30.0	16.0	40.0	20.0	50.0	24.0	60.0	30.0	80.0	36.0	100	48.0	120	60.0	140	72.0	160	96.0	200
95°	4.4	10.9	8.7	21.8	13.1	32.7	17.5	43.7	21.8	54.6	26.2	65.5	32.8	87.3	39.3	109	52.4	131	65.5	153	78.6	175	105	218
100°	4.8	11.9	9.5	23.8	14.3	35.8	19.1	47.7	23.8	59.6	28.6	71.5	35.8	95.3	43.0	119	57.2	143	71.6	167	85.9	191	114	238
110°	5.7	14.3	11.4	28.6	17.1	42.9	22.8	57.1	28.5	71.4	34.3	85.7	42.8	114	51.4	143	68.5	171	85.6	200	103	229	–	286
120°	6.9	17.3	13.9	34.6	20.8	52.0	27.7	69.3	34.6	86.6	41.6	104	52.0	139	62.4	173	83.2	208	104	243	–	–	–	–
130°	8.6	21.5	17.2	42.9	25.7	64.3	34.3	85.8	42.9	107	51.5	129	64.4	172	77.3	215	103	257	–	–	–	–	–	–
140°	10.9	27.5	21.9	55.0	32.9	82.4	43.8	110	54.8	137	65.7	165	82.2	220	98.6	275	–	–	–	–	–	–	–	–
150°	14.9	37.3	29.8	74.6	44.7	112	59.6	149	74.5	187	89.5	224	112	299	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
160°	22.7	56.7	45.4	113	68.0	170	90.6	227	113	284	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

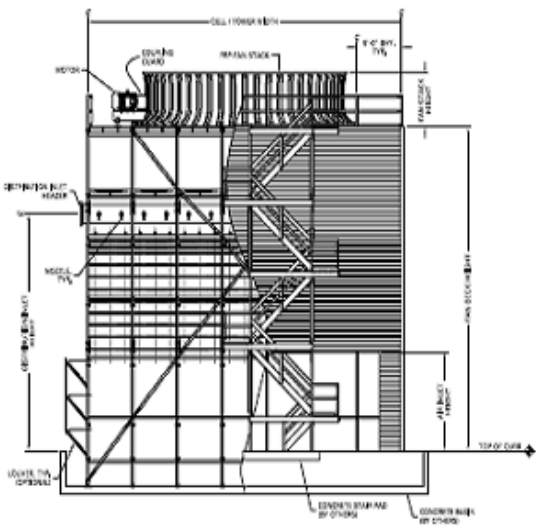
ANNEXE VI : DIFFÉRENTES VUES D'UNE TOUR DE REFROIDISSEMENT



Vue de dessus



Vue de côté



Vue de face

Vue de côté **Vue de face**