

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

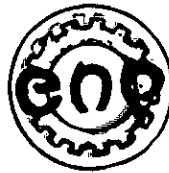
SUJET

ETUDE DE REALISATION
D'UNE TOUR SECHE
A TIRAGE MIXTE

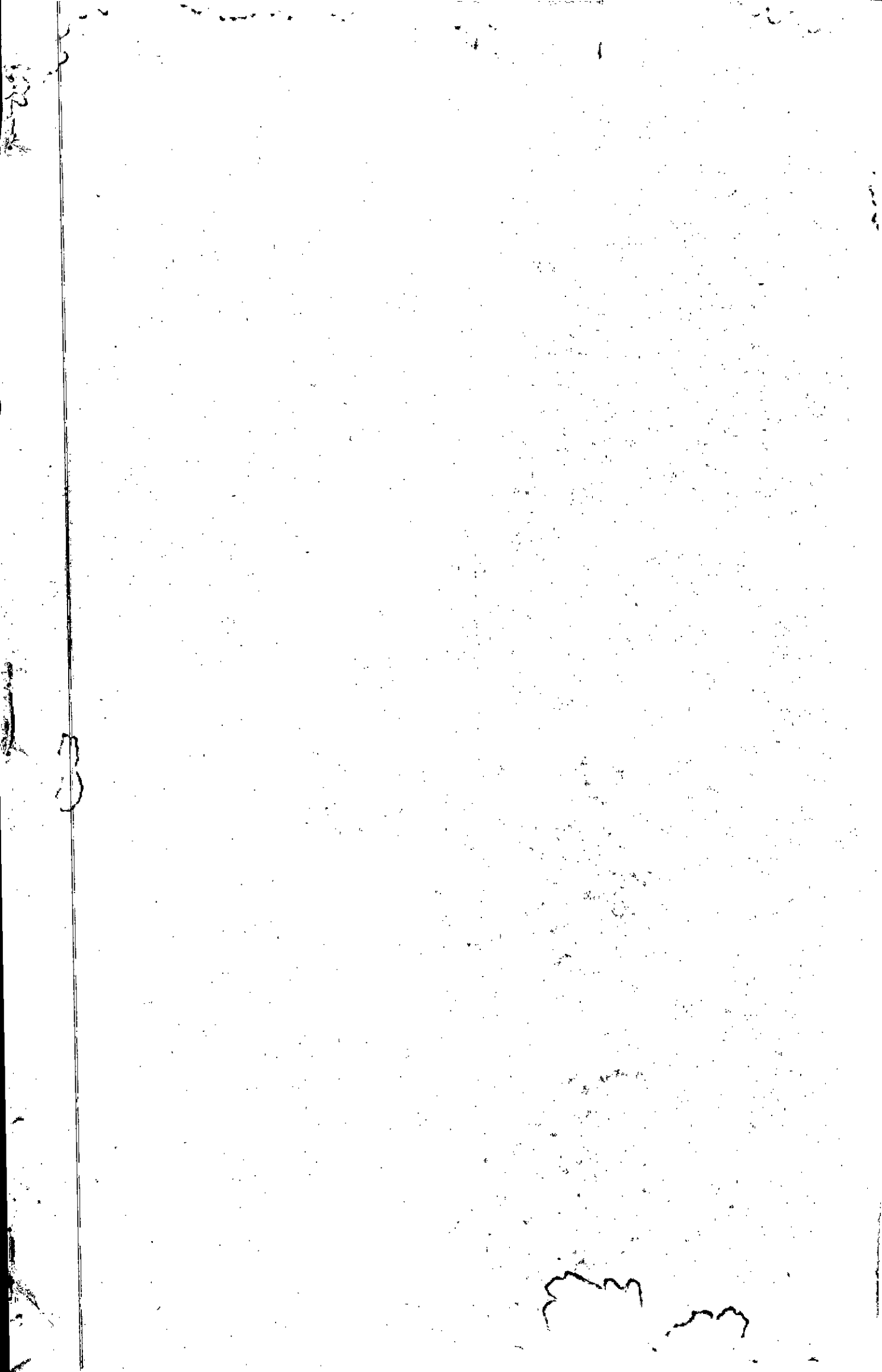
Proposé par :
Mr AIT-ALI
Maitre de conférences

Etudié par :
A-ZAARAOUI

Dirigé par :
Mr AIT-ALI



PROMOTION : JUIN 1984



Remerciements

Je tiens à remercier mon promoteur Mr. A-AIT-ALI pour son aide et ses directives qui m'ont permis de réaliser mon projet. Je remercie également l'ensemble des professeurs de l'ENP qui ont contribué à ma formation, sans oublier tout ceux qui ont participé à l'élaboration de ce prototype.

Dedicaces

- A ma mère
- A mon frère
- A mes très chères frères et sœurs
- A tous ce qui me sont chers

Je dedie mon travail

AEK. ZAAROUJ

Nom & prénom: Zaaaraoui Abdelkader
Département de Génie Mécanique
Promoteur: Ait Ali

RESUME

Sujet:

Notre étude a pour objet le dimensionnement et l'établissement des plans d'exécution d'une tour de refroidissement sèche à tirage mixte pour dissiper 375 KW-chaueur des fours métallurgiques. Elle est conçue et instrumentée pour les études hydrodynamiques du tirage, thermiques des échangeurs et de certains effets climatiques.

La tour comporte un échangeur à tubes disposés en spires horizontales, un manifold d'équipartition de débit d'eau, une pompe activant la circulation d'eau et un ventilateur axial assurant le tirage forcé.

SUMMARY

Subject:

The subject of this study is to dimension and establish fabrication drawings of a dry cooling tower with mixed draft to dissipate 375 KW-heat from metallurgical ovens.

The tower is designed and instrumented to study the hydrodynamics of the draft, the thermal performance of the exchanger and some climatic effects.

The tower has a finned tube exchanger disposed in horizontal rows, a manifold for equipartition of cooling water, a variable speed blower and a variable speed pump.

ملخص

هو صوغ إلى الهدف من دراستنا يتمثل في تحديد أبعاد وإعداد رسوم تنفيذية لتبريد برج تبريد جاف ذي سحب مختلط يقوم على إخلاء 375 كيلووات من الحرارة بقرها، فإن التعديل في هذا البرج مجهزة للدراسات التالية:

- هيدروديناميكية السحب
- الحالة الحرارية للمبادلات
- بعض المؤثرات الجوية

يجلوي هذا البرج على مبادئ ذاتها في تصنيعه وأفقية، جهاز يضمن التوزيع المتساوي لتدفق الماء مطروقة تجريبية لسحب قسري ومفضحة لتقليل الماء

SOMMAIRE

Chapitre 1: INTRODUCTION	1
1.1. Historique	1
1.2. Tours humides	2
1.3. Tours seches	8
1.4. Objectif de l'étude	9
Chapitre 2: DESCRIPTION ET CARACTERISTIQUES TECHNIQUES	11
2.1. Utilisation de la tour	11
2.2. Description du circuit de refroidissement	11
2.3. Hypothèses de calcul	13
Chapitre 3: DIMENSIONNEMENT	15
3.1. Caractéristiques géométriques de l'échangeur	15
3.2. Flux de chaleur évacué en tirage naturel	19
3.3. Débit d'eau de circulation en tirage naturel	19
3.4. Performances du ventilateur en été	20
3.5. Caractéristiques de pompage	22
Chapitre 4: DISPOSITIONS CONSTRUCTIVES	25
4-1: Construction de la coque	25
4-2: Description et mode de construction de l'échangeur	34
4-3. Trajet de l'eau	36
4-4. Trajet de l'air	37
4-5. Réglage de la pompe	38
4-6. Réglage du ventilateur	39
4-7. Contrôle de la vitesse de l'air	40
4-8. Protection de la tour	41

4-9 Emplacement	41
Chapitre 5 : CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS	42
Appendice A	45
Appendice B	48
Appendice C	52
Appendice D	60
Appendice E	69
Appendice F	73

TABLE DES FIGURES

FIG 1-1 Tour humide à courant croisé	4
FIG 1-2 Tour humide à contre courant	4
FIG 1-3 Tour humide à contre courant	4
FIG 1-4 Tour humide à ventilateur aspirant	9
FIG 1-5 Tour humide à ventilateur soufflant	9
FIG 2-1 Circuit de refroidissement	12
FIG 3-1 Disposition des spires dans l'échangeur	16
FIG 3-2 Tracé de la spirale	17
FIG 4-1 schéma de la paroi externe de coque	27
FIG 4-2 schéma de la paroi interne de coque	27
FIG 4-3 Disposition des courbes de stabilité de l'écoulement	27
FIG 4-4 plaques d'appuis	28
FIG E Répartition des charges dues au vent	71

TABLE DES TABLEAU ET ABAQUES

TABEAU 1 : Propriétés de l'air atmosphérique	75
TABEAU 2 : Propriétés de l'eau sous pression	76
Abaque 1 : Efficacité d'ailette circulaire de section rectangulaire	74

NOMENCLATURE

- A: surface d'échange totale
Bp: Longueur de la platine d'appui
Cpe: chaleur spécifique de l'eau à pression constante
D_b: diamètre de base de la tour
d_a: diamètre extérieur des ailettes
d_e: diamètre extérieur des tubes
d_i: diamètre intérieur des tubes
e: épaisseur des ailettes
ep: épaisseur de la platine
F: facteur de correction de la "DTLM"
f: coefficient de friction
H_m: hauteur manométrique
h_a: coefficient de convection côté air
h_e: coefficient de convection côté eau
k: conductivité thermique
L: longueur des tubes
L_p: longueur de la platine d'appui
ṁ: débit massique de l'eau
ṁ_a: débit massique de l'air
n_t: nombre de spires horizontales
N: nombre d'ailettes
p: pression de l'air
P_v: puissance fournie de ventilation
P_{up}: puissance utile de pompage
P_m: puissance du moteur électrique
Q: débit volumique de l'eau
Q_v: débit volumique de l'air
q: flux de chaleur à l'évacuation
R: effort de compression
S: section de passage de l'air
T: température de l'eau
t: température de l'air
v: vitesse de l'air
V: vitesse de l'eau
W: travail fourni par le vent à l'état
z: hauteur de la tour

CHAP 1

INTRODUCTION

1.1. Historique

Les besoins en eau pour l'alimentation et l'agriculture doivent être considérés comme absolument prioritaires. Ces besoins ont augmentés de par le monde et créent de pénuries même dans les pays dont la pluviométrie est importante.

Le problème du refroidissement des eaux industrielle se pose et se posera chaque jour d'avantage, pour les industries en extensions, ou pour les industries défavorisées par site ne leur permettant pas une utilisation d'eau en quantités suffisantes.

Au cycle ouvert des installations disposant de ressources abondantes en eau, la réfrigération substitue un cycle fermé des eaux de circulation.

L'utilisation de réfrigérants atmosphériques met donc l'exploitant à l'abri des pénuries permanentes ou saisonnières en eau, les réfrigérants permettent aussi l'installation des centrales dans

des régions arides et/ou pauvres en eau.

On rencontre deux types de tours de refroidissement, suivant que le cycle soit réellement fermé, pas de pertes d'eau, ou non, léger appoint d'eau.

Les premières sont appelées tours sèches (ou parfois tours Heller du nom de l'ingénieur hongrois qui les a mises au point) sont basées sur le principe simple qui est celui de la transmission direct de la chaleur à l'air.

Les secondes sont appelées tours humides (parfois tours Hamon) admettent une légère perte par évaporation, l'eau venant du condenseur chute éparpillée et remonte au courant d'air ascendant.

1.2. Tours humides

Il existe un nombre important de tours de refroidissement humides :

- Les refroidisseurs à tirage naturel par cheminée
- Les refroidisseurs à tirage forcé

1.2.1 Refroidisseurs à tirage naturel par cheminée

Ils sont quasiment généralisés pour les installations importantes, notamment pour l'équipement des centrales thermiques. L'air échauffé au contact de l'eau de ruissellement crée un tirage par différence de densité avec les couches d'air extérieures à la cheminée. Les refroidisseurs à tirage naturel peuvent se classer

en deux types, caractérisés par la direction du courant d'air.

1.2.1.1 Refrigerants à courant croisés (FIG: 1-1)

De tels refroidisseurs, sont caractérisés par un système de lattage faisant saillie à l'extérieur de la cheminée. Très souvent, ce système de lattage se prolonge à l'intérieur même de la cheminée.

La distribution d'eau chaude s'effectue à partir d'un château d'eau central, autour duquel rayonne un système de tuyauteries irrigant la zone de refroidissement située à l'intérieur de la cheminée.

Ces tuyauteries débouchent à l'extérieur de la coque dans un bassin périphérique muni de gicleurs, assurant la dispersion de l'eau sur les lattages extérieurs de la tour.

Les filets d'air pénètrent horizontalement dans la zone extérieure à courant croisé, leur trajectoire s'incurve progressivement dans la zone centrale à contre-courant. Ce type de refroidisseur est par ailleurs très peu sensible aux effets d'un vent latéral.

1.2.1.2 : Refroidisseurs à contre-courant

Dans ces appareils, la cheminée enveloppe toute la dispersion. De tels refroidisseurs conduisent à des encombrements légèrement plus faibles que les précédents. Toutefois, leur système de lattage est plus resserré.

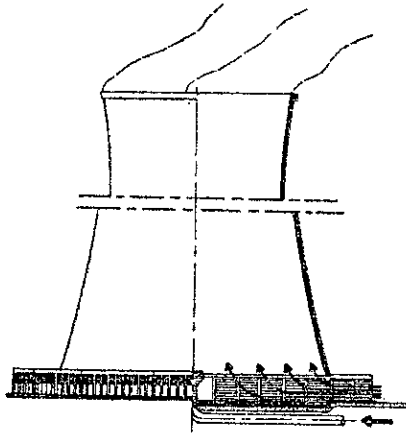


FIG. 4-1 hyperbolique à courants croisés

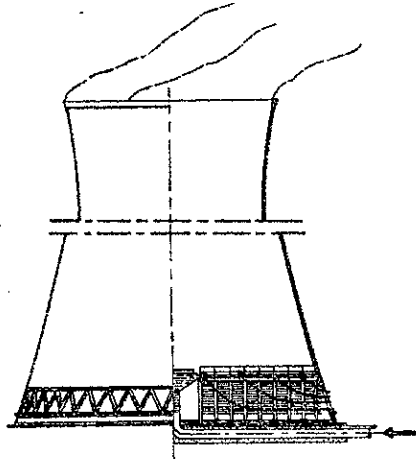


FIG. 4-2 hyperbolique à dispersion intégrée

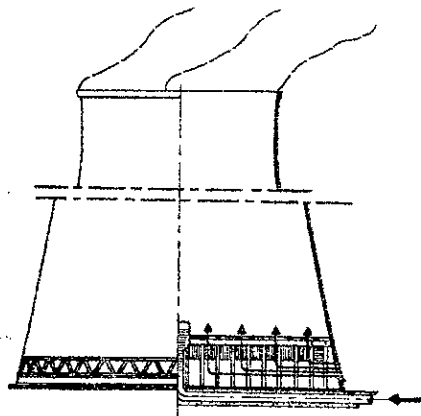


FIG. 4-3 hyperbolique à ruissellement pur et dispersion située au-dessus des entrées d'air

Dans les refroidissements, l'air suit un chemin ascendant et comme l'air frais est, en principe, en contact avec la partie la plus froide de l'eau de ruissellement, le rendement d'échange en est quelque peu amélioré. Les surfaces d'échanges peuvent être réparties sur toute la hauteur de la dispersion, atteignent sensiblement le niveau d'eau dans le bassin (Fig 1.2). Les trajets des filets d'air sont très inégaux, d'autant plus sensible que les dimensions de la tour sont importantes. L'air ayant tendance à s'échapper uniquement le long de la paroi.

Les surfaces d'échange peuvent être également placées uniquement au dessus des entrées d'air (Fig 1.3).

Par ailleurs, ce type de refroidisseur est relativement sensible aux effets d'un vent latéral qui vient perturber la distribution d'air sur les surfaces d'échange.

Remarque :

Le choix d'une forme de cheminée a peu d'influence sur le rendement d'échange; il résulte surtout de considérations purement économiques et constructives.

Plusieurs formes de cheminées ont été adoptées :

- Hyperbolique (caractéristique des appareils SCAM)
- En diabolo (caractéristique des refroidisseurs Harmon)
- Conique ou cylindriques.

122 Réfrigérants à tirage forcé

Dans ces appareils, l'appel d'air est réalisé artificiellement au moyen de ventilateurs, qui peuvent être aspirants (Fig 1-4) ou soufflants (Fig 1-5).

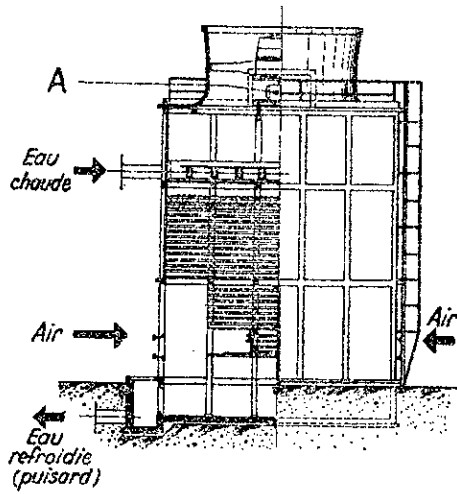
Ces réfrigérants conduisent à des encombrements très sensiblement réduits par rapport au réfrigérant à tirage naturel.

Les vitesses de l'air à l'intérieur de la dispersion sont relativement élevées, ce qui assure un débit d'air important et un refroidissement efficace (du en partie à l'augmentation du coefficient d'échange résultant d'une grande vitesse du courant d'air).

Les réfrigérants à tirage forcé s'imposent dans toutes les installations dans lesquelles un encombrement réduit est recherché. De plus, ce type de réfrigérant présente l'avantage d'une grande souplesse d'exploitation, il est, en effet, généralement divisé en cellules indépendantes que l'on peut arrêter tant du côté eau que du côté air. Cette division en cellules successives facilite en outre les extensions.

Dans les réfrigérants à ventilateurs soufflants, les hélices sont placées à la base de la dispersion et sont généralement entraînées directement par le moteur. Les dimensions des pales sont relativement réduites, ne dépassent guère 2 mètres de diamètre.

Dans les réfrigérants à ventilateurs aspirants, les hélices



A groupe motoventilateur
 Fig. 14 Réfrigérant à tirage forcé et ventilateur aspirant.

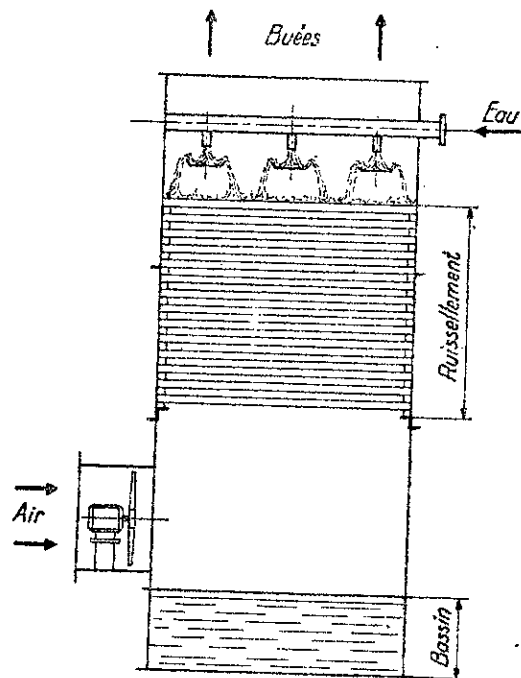


Fig. 15 Réfrigérant à ventilateur soufflant.

peuvent atteindre 11 metres de diametre (et meme 20 metres dans les cas exceptionnels).

Il faut particulierement veiller pour l'implantation de tels appareils, de facon a ce qu'il n'y ait pas recirculation partielle de bruis. Un tel recyclage pourrait nuire considerablement au fonctionnement de l'appareil. Aussi faut-il chercher a rehausser le plus possible l'evacuation d'air chaud au moyen d'un diffuseur par exemple.

13 Tours seches

On installe ces tours, lorsque par necessite economiques ou geographiques, une centrale thermique doit etre installée dans une site tres pauvre en eau industrielle. Les elements de refroidissement sont des echangeurs de chaleur d'une construction speciale permettant un ecart de temperature relativement faible entre l'air et l'eau de refroidissement. Donc un refroidissement efficace de l'eau et limitant ainsi les pertes de charges a travers l'echangeur de chaleur. La diminution de la perte de charge de l'air est tres importante dans les grandes installations ou le debit grand d'air necessaire peut etre assure par un tirage naturel (effet de cheminée), ou par un tirage artificiel (ventilateur).

Les dimensions de ces tours sont relativement élevées.

Le mode de construction des tours sèches est le même que celui opté pour les tours humides.

L'échangeur à tubes ailettes constitue la dispersion pour la tour sèche.

Pour ce type d'appareils, l'ossature support pourra être en béton armé, métallique ou mixte.

En principe, l'ossature comportera, une plate forme destinée à recevoir les faisceaux tubulaires disposés horizontalement et les massifs des moto-ventilateurs en tirage forcé.

Aux poteaux seront fixés des panneaux annulaires faisant l'air autour des faisceaux tubulaires.

1.4 Objectif de l'étude

Le but de l'étude proposée, est d'établir les plans d'ensembles et de détails d'une tour de refroidissement sèche à tirage mixte.

Cette tour est destinée à évacuer à l'air ambiant la puissance calorifique d'environ 375 kW, nécessaire au refroidissement des fours de métallurgie installés au département de génie - Mécanique.

Pour cela, on se fixe des hypothèses de calcul,

10
On étudiera les performances de la tour
en tirage naturel, en tirage forcé en
tenant compte de l'été.

On fera un calcul de pertes de charges dans le
circuit d'eau de refroidissement, pour déterminer
un choix de pompe et le moteur d'entraînement.
On fera aussi un choix de moteur pour entraîner
le ventilateur.

Un calcul de structure permettra de vérifier
celle-ci, notamment sa tenue aux vents.

CHAPITRE 2.

DESCRIPTION ET CARACTERISTIQUES TECHNIQUES

2.1 Utilisation de la tour

La tour qu'on essaye de réaliser l'étude, est destinée à dissiper une puissance électrique maximale de 375 kw-chaud et refroidit ainsi les fours de métallurgie situés au département de génie-mécanique. Le principe de refroidissement est celui de la transmission direct de la chaleur à l'air. Tous les fours seront refroidis par l'eau.

On utilise la tour pour refroidir l'eau chaude récupérée à la sortie des fours pour sa réutilisation.

Le cycle de refroidissement est un circuit fermé, celui-ci est opté pour les tours seches industrielles.

2.2 Description du circuit de refroidissement

Le circuit de refroidissement est représenté sur la figure 2.1. Il comporte :

- Une tour qui crée par effet de cheminée le tirage d'air

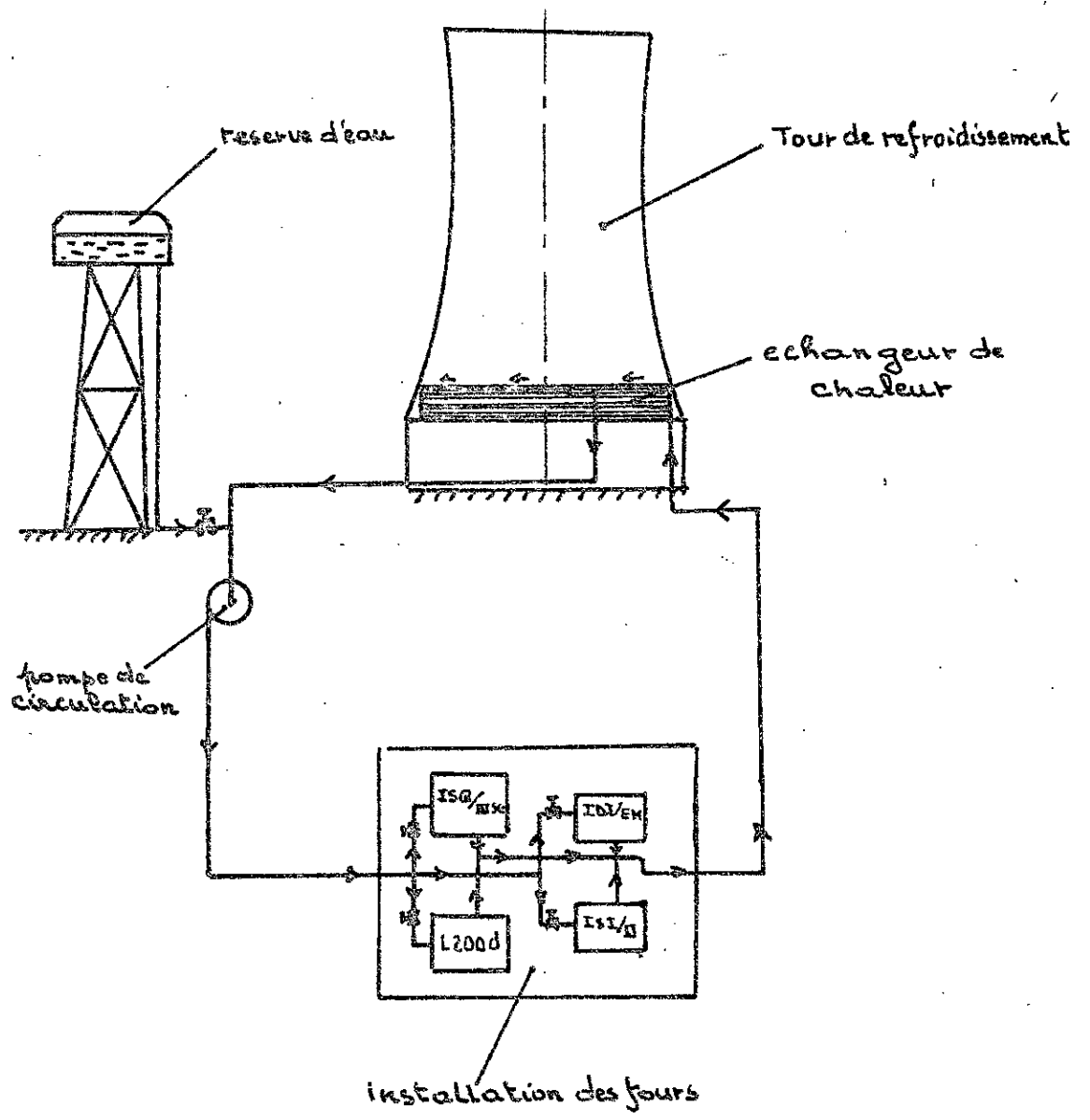


FIG:2-1: Circuit de refroidissement

nécessaire au refroidissement

- Un échangeur de chaleur à tubes ailettes répartis horizontalement.
- Un château d'eau constituant la réserve
- Une pompe de circulation d'eau
- La source chaude qui n'est autre que l'installation des fours. Cette installation comporte:
 - Deux fours de fusion de type: ISI/III et ISI/ETI, de puissance 75 Kw/ chacun
 - Un four à induction, de type: ISG 10/MSU; de puissance 150 Kw/
 - Un four à arc, de type L200d, de puissance 75 Kw/

2.3: Hypothèses de calcul

La tour proposée à l'étude, mesure 3m de diamètre de base et 6m de hauteur totale.

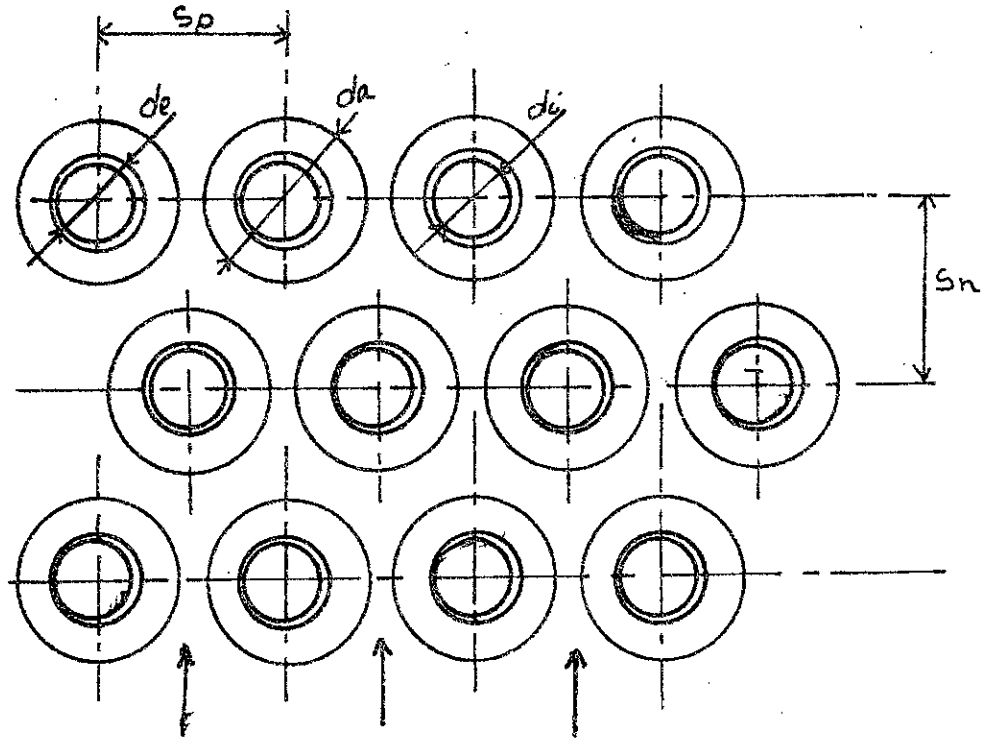
Nous utiliserons comme échangeurs de chaleur, des tubes cuivres ailettes, disposés en quinconce. La configuration de l'échangeur sera choisie, de tel façon à éviter des encrassements rapides, ceci pour diminuer la longueur totale des tubes et limiter aussi les pertes de charges.

On opte pour:

- diamètre des ailettes $d_a = 40 \text{ mm}$
- diamètre extérieur des tubes $d_e = 14 \text{ mm}$

- diamètre intérieur des tubes $d_i = 12 \text{ mm}$
- $S_p = 50 \text{ mm}$
- $S_n = 50 \text{ mm}$
- épaisseur des ailettes $e = 1 \text{ mm}$
- pas entre ailettes $P_{as} = 6 \text{ mm}$

D'où la configuration :



CHAPITRE 3

DIMENSIONNEMENT

3.1 Caractéristiques géométriques de l'échangeur

Les éléments de refroidissement sont des tubes répartis sur dix spirales horizontales, représentés sur la figure 3-1

3.1-1 Longueur d'une spirale

La longueur de chaque tube formant une spirale, est limitée par le diamètre de base de la tour et par les pertes de charge dans la spirale.

On détermine cette longueur par le tracé de la spirale d'Archimède à 4 centres (A, B, C, D), représenté sur la figure 3-2, avec un pas égal à la somme des côtés du carré ABCD.

Nous aurons $le\ pas = AB + BC + CD + DA = Sp = 50\text{ mm}$

Le rayon de courbure de la spirale (R_0) est variable, il augmente de $Sp/4$ chaque $1/4$ de tour.

Faisons 13 tours pour chaque spirale, on obtient la longueur de la spirale suivante:

$$L_{sp} = 86,27\text{ m}$$

avec: $R_{max} = 1,375\text{ m}$ (Rayon de courbure du dernier quart de tour du 13^{es} tour de centre B)

$R_{min} = 0,225\text{ m}$ (Rayon de courbure des premiers quart de tour du 1^{er} tour de centre B)

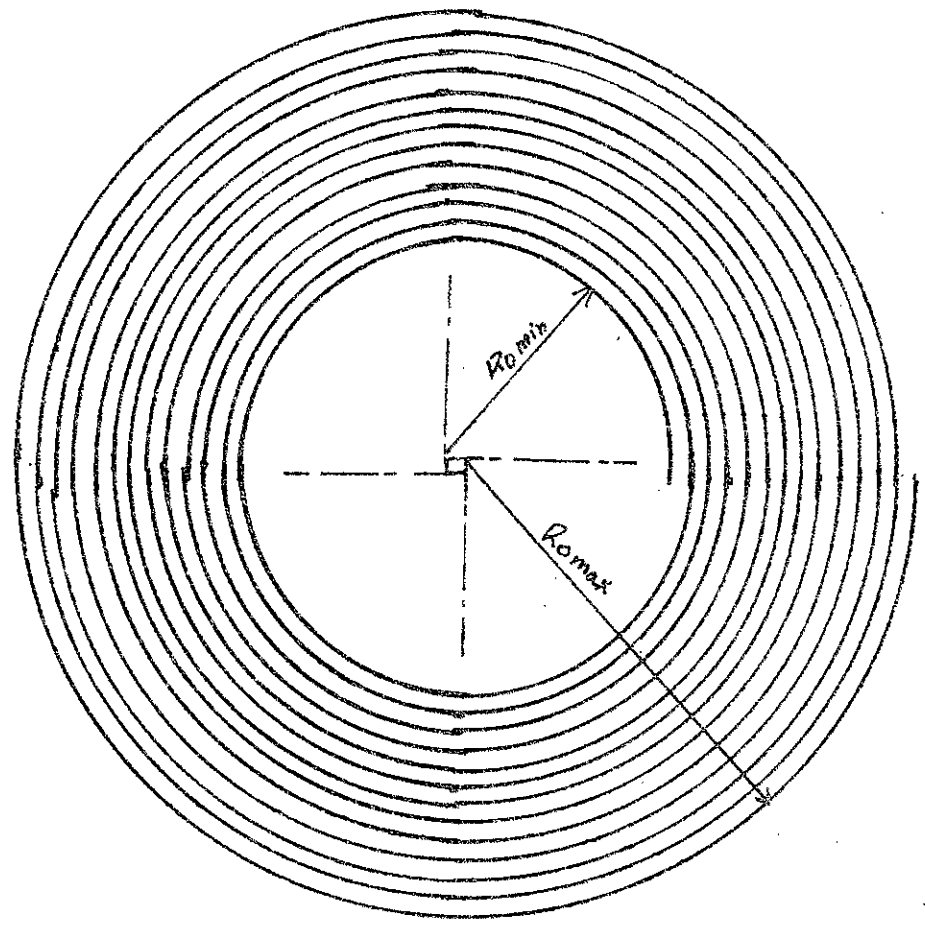
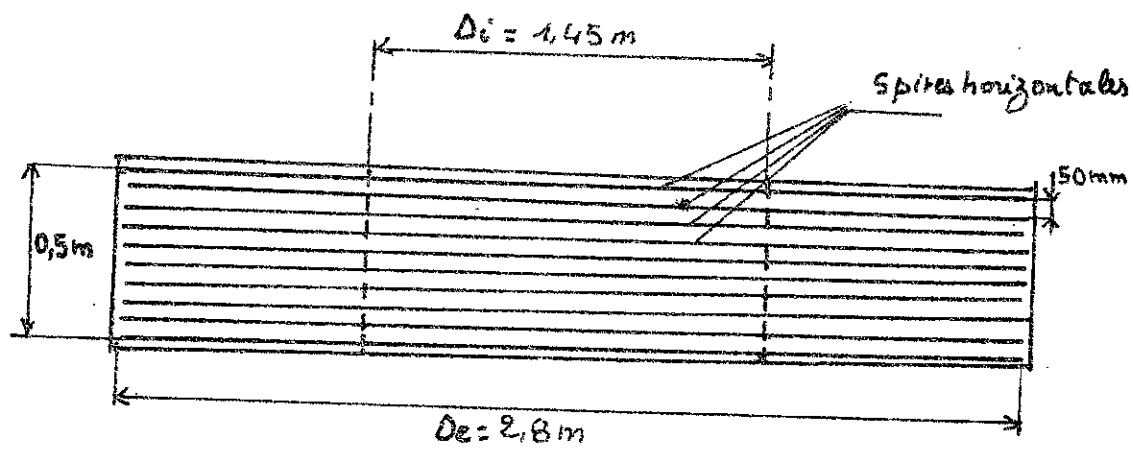


FIG 3.1: Disposition des spires dans l'échangeur

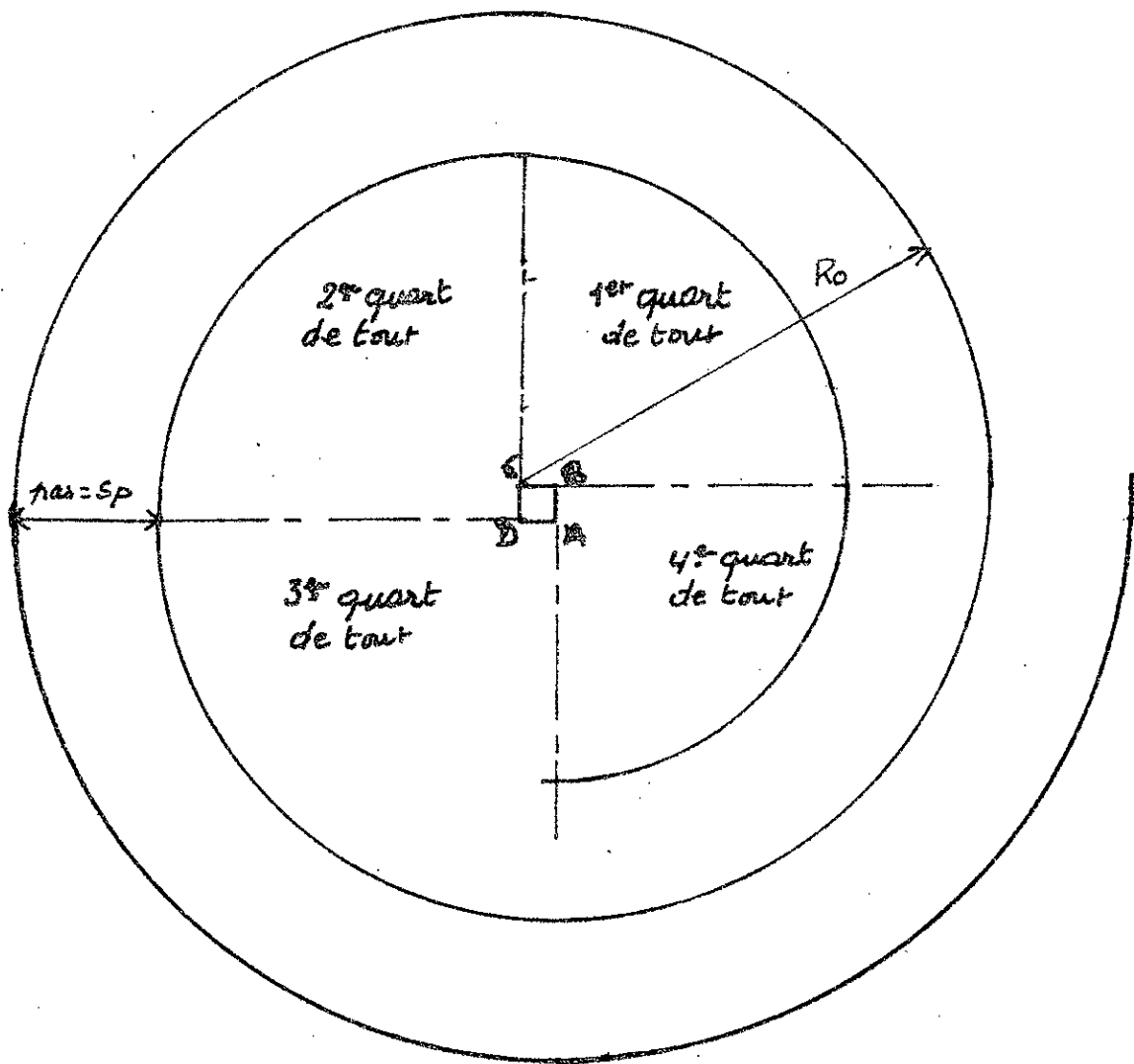


FIG3-2: tracé de la spirale d'archimede
à 4 centres

3.1.2. Longueur totale des tubes de l'échangeur

On a vu que notre échangeur comporte 10 tubes (10 spirales) d'environ 86 m chacun.

Nous aurons donc

$$L_t = 10 \times L_{spi} = 10 \times 86$$

$$\text{Soit } L_t = 860 \text{ m}$$

3.1.3. Nombre total des ailettes

Il est donné par

$$N_o = \frac{L_t}{P_a}$$

avec: $P_a = 6 \text{ mm}$ pas entre ailettes

Nous obtenons:

$$N_o = \frac{860}{0,006} = 143333 \text{ ailettes}$$

3.1.4 Surface d'échange totale

Elle est composée de la surface latérale totale des tubes et de la surface latérale totale des ailettes.

La surface d'échange totale est donnée par

$$A = L_t A_t + A_a N_o$$

avec: A_t : surface latérale par mètre de tube donnée par

$$A_t = \pi \cdot d_e \cdot 1$$

A_a : surface latérale d'une ailette donnée par

$$A_a = \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_e^2)$$

Nous aurons: $A = L_t (\pi \cdot d_e \cdot 1) + \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_e^2) N_o$

avec: $L_t = 860 \text{ m}$
 $d_e = 0,014 \text{ m}$

$$d_a = 0,06 \text{ m}$$

$$No = 143333$$

Soit

$$A = 194,4 \text{ m}^2$$

3.1.5: Section de passage de l'air à travers l'échangeur.

Elle est donnée par :

$$S_1 = S_2 = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2)$$

$$\text{avec } D_e = 2,8 \text{ m}$$

$$\text{et } D_i = 1,45 \text{ m} \quad \text{Voir figure 3-1}$$

soit :

$$S_1 = S_2 = 4,506 \text{ m}^2$$

3.2 Flux de chaleur pouvant être évacué en Tirage naturel

Il est déterminé à partir de l'équation

$$\dot{q} = F U A \Delta T_m$$

les calculs détaillés de l'appendice B donnent :

$$F = 0,87$$

$$U = 53,34 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$\Delta T_m = 21,64 \text{ °C}$$

$$\text{et avec } A = 194,4 \text{ m}^2$$

Nous obtenons

$$\dot{q} = 195,22 \text{ kW}$$

3.3 Débit d'eau de circulation en tirage naturel

Le débit d'eau massique est donné par l'équation :

$$\dot{M} = \frac{\dot{q}}{c_p (T_e - T_s)}$$

avec $c_{pe} = 4,18 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$

$T_e = 75^\circ\text{C}$

$T_s = 40^\circ\text{C}$ voir appendice B

Soit :

$$\dot{M} = 1,334 \text{ kg/s}$$

Le débit volumique sera :

$$Q = \frac{\dot{M}}{\rho_{\text{eau}}}$$

avec $\rho_{\text{eau}} = 1000 \text{ kg/m}^3$

Nous aurons $Q = 1,334 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

soit $Q \approx 5 \text{ m}^3/\text{h}$

3.4. Performances du ventilateur en été

L'appendice C donne les résultats des calculs détaillés.

On va établir ici les performances du ventilateur en été.

Pour cela on fait appel aux lois de similitude.

Regle: Pour un ventilateur donné tournant à vitesse variable, le débit varie comme la vitesse, la hauteur manométrique comme le carré de celle-ci et la puissance comme son cube.

c'est à dire

$$Q_v = k N \quad (3.4-1)$$

$$H_m = k N^2 \quad (3.4-2)$$

$$P_v = k N^3 \quad (3.4-3)$$

k : coefficient de proportionnalité

En tirage forcé pour dissiper 375 kW on a eu les résultats:

Pour l'été

Debit d'air nécessaire au transfert $Q_{ve} = 44,23 \text{ m}^3/\text{s}$

Pour les autres saisons

Debit d'air nécessaire au transfert $Q_{v1} = 31,77 \text{ m}^3/\text{s}$

Hauteur monométrique $H_{m1} = 6,43 \text{ m d'air}$

Vitesse de rotation $N_1 = 200 \text{ tr/mn}$

Puissance de ventilation $P_{v1} = 2,96 \text{ kW}$

3.4-1: Vitesse de rotation du ventilateur en été

La relation de similitude (3.4-1) nous donnera:

$$N_e = N_1 \frac{Q_{ve}}{Q_{v1}} = 200 \frac{44,23}{31,77}$$

soit $N_2 = 278,44 \text{ tr/mn}$

3.4-2: Puissance de ventilation en été

La relation de similitude (3.4-3) nous donnera:

$$P_{ve} = P_{v1} \frac{N_e^3}{N_1^3} = 2,96 \frac{(278,44)^3}{200^3}$$

soit $P_{ve} = 8 \text{ kW}$

3.4.3: Puissance du moteur électrique entraînant le ventilateur.

on calcul cette puissance avec un excès de 20%.

Nous avons

$$P_{Mv} = 1,2 P_{ve} = 1,2 \cdot 8$$

soit $P_{Mv} = 9,6 \text{ kW}$

conclusion: - On choisit un moteur électrique de 10 kW.

- Pour dissiper 375 kW-chaleur en été, on doit tourner le ventilateur à 280 tr/mn, la vitesse de rotation du ventilateur sera forcé à 200 tr/mn pour les autres saisons.

5.5 Caractéristiques de pompage.

Les calculs détaillés sont donnés dans l'appendice D. À partir d'abord on calcule la perte de charge totale dans le circuit de refroidissement en tirage forcé qui donne la perte maximale.

La perte de charge totale est donnée par la relation :

$$\Delta H_t = \Delta H_{fa} + \Delta H_{fr} + \Delta H_{sa} + \Delta H_{sr} + \Delta H_{cd} + \Delta H_{M_1} + \Delta H_{jt} + \Delta H_{spi} + \Delta H_{se} + \Delta H_{ss} + \Delta H_{rb}$$

Nous avons :

$$\Delta H_{fa} = 0,702 \text{ mCE}$$

$$\Delta H_{fr} = 3,775 \text{ mCE}$$

$$\Delta H_{sa} = 0,260 \text{ mCE}$$

$$\Delta H_{sr} = 2,813 \text{ mCE}$$

$$\Delta H_{cd} = 0,068 \text{ mCE}$$

$$\Delta H_{M_1} = 0,005 \text{ mCE}$$

$$\Delta H_{jt} = 51,115 \text{ mCE}$$

$$\Delta H_{spi} = 0,277 \text{ mCE}$$

$$\Delta H_{se} = 0,210 \text{ mCE}$$

$$\Delta H_{ss} = 0,013 \text{ mCE}$$

$$\Delta H_{rb} = 0,037 \text{ mCE}$$

Nous obtenons :

$$\Delta H_t = 59,26 \text{ mCE}$$

5.1 Hauteur manométrique de pompage

Cette hauteur est donnée par la relation algébrique suivante :

$$H_m = \pm H_{g_a} \pm H_{g_r} + \frac{c_r^2 - c_a^2}{2g} + \Delta H_t$$

la somme algébrique $\pm H_{g_a} \pm H_{g_r}$ (Hauteurs géométriques d'aspiration et de refoulement) est nulle dans le cas d'un circuit fermé

$$\text{Soit } H_m = \frac{c_r^2 - c_a^2}{2g} + \Delta H_t$$

avec - vitesse de l'eau dans la tuyauterie d'aspiration

$$c_a = 2 \text{ m/s}$$

- vitesse de l'eau dans la tuyauterie de refoulement

$$c_r = 1 \text{ m/s}$$

$$\text{et } \Delta H_t = 59,26 \text{ mCE}$$

Nous obtenons :

$$H_m \approx 60 \text{ m CE}$$

3.5.2 : Puissance utile de pompage.

Elle est donnée par la relation :

$$P_{up} = \rho_e g Q H_m$$

$$\text{avec } \rho_e = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$Q = 2,56 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (voir appendice C)}$$

Nous obtenons :

$$P_{up} \approx 1,51 \text{ kW}$$

3.5.3 : Puissance fournie de pompage

En tenant compte du rendement optimal du groupe moto-pompe de 0,7, on aura la puissance fournie qui sera :

$$P_{sp} = \frac{P_{up}}{0,7} = 2,16 \text{ kW}$$

3.5.4 : Puissance du moteur électrique entraînant
La pompe.

Elle est calculée avec un excès de 20%, ce qui donne:

$$P_{MP} = 1,2 P_{fp} = 1,2 \times 2,16$$

soit

$$P_{MP} = 2,59 \text{ kW}$$

3.5.5 : Vitesse de rotation de la pompe en tirage naturel

En tirage forcé on a:

$$Q_{vf} = 2,56 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (voir appendice C)}$$

on prend une vitesse de rotation de la pompe

$N = 3000 \text{ tr/mn}$ (vu le faible débit et la grande hauteur de chute).

En tirage naturel on a

$$Q_{vn} = 1,335 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (voir appendice B)}$$

On tire la vitesse de rotation de la pompe en tirage naturel par application de la loi de similitude (3.4-1) établie en 3.4

Ce qui nous donne:

$$N_N = N_f \frac{Q_{vn}}{Q_{vf}} = 3000 \frac{1,335 \cdot 10^{-3}}{2,56 \cdot 10^{-3}}$$

$$\text{Soit: } N_N = 1558,86 \text{ tr/mn}$$

Conclusion !- Pour l'entraînement de la pompe on choisit un moteur électrique de 3 kW.

- La pompe doit tourner à 3000 tr/mn en tirage forcé, tandis qu'en tirage naturel, on réduit la vitesse de rotation à 1560 tr/mn

CHAPITRE 4

DISPOSITIONS CONSTRUCTIVES

4.1 Construction de coque

4-1-1: Forme de la coque

Le choix d'une forme de coque qui constitue le cheminé, a peu d'influence sur le rendement d'échange, il résulte surtout des considérations purement constructives. Toutefois les dimensions et la forme choisis doivent être en accord avec les hypothèses d'écoulement isentropique, unidimensionnel de l'air. Ainsi la forme de la jupe doit être telle que l'indirection de l'air à la base se fasse avec un minimum de pertes.

4-1-2: Structure de la coque

Pour les constructions moyennes ou de petites dimensions, les structures extérieures seront constituées d'un bardage monté sur une charpente en bois ou métallique. Ce bardage pourra être formé d'une double paroi en bois. Il pourra être constitué de plaques d'amiante-ciment pleines ou de plaques

en matières plastiques.

L'inconvénient du bois est d'être sensible à l'humidité et à l'attaque des insectes, de plus on a un problème d'étanchéité, ce qui exige donc quelques entretiens spéciaux.

Nous, on choisit la structure suivante pour la construction de la coque. (voir plan d'ensemble)

- La charpente est métallique, elle est constituée de huit IPE 80, épousant chacun la forme optée pour la coque
- des raidisseurs reliant les IPE, ceux-ci pour éviter les éventuels écartements.
- Le bardage est formé d'une double paroi (Fig 4-1 et 4-2)
 - L'une (paroi interne) en plaques de flexiglas fixées sur les ailes des IPE et sur les raidisseurs. L'avantage du flexiglas est d'être transparent, ce qui nous permet de visionner les évolutions de l'air se produisant à l'intérieur de la tour.
 - Tandis que l'autre paroi (paroi externe), elle est en plaques de fibro-ciment, fixées également sur les ailes des IPE et sur les raidisseurs. Cette dernière est amovible. Elle doit être enlevée par endroits pour permettre les expériences de visualisations. L'avantage du fibro-ciment est son aptitude d'être insensible aux intempéries.

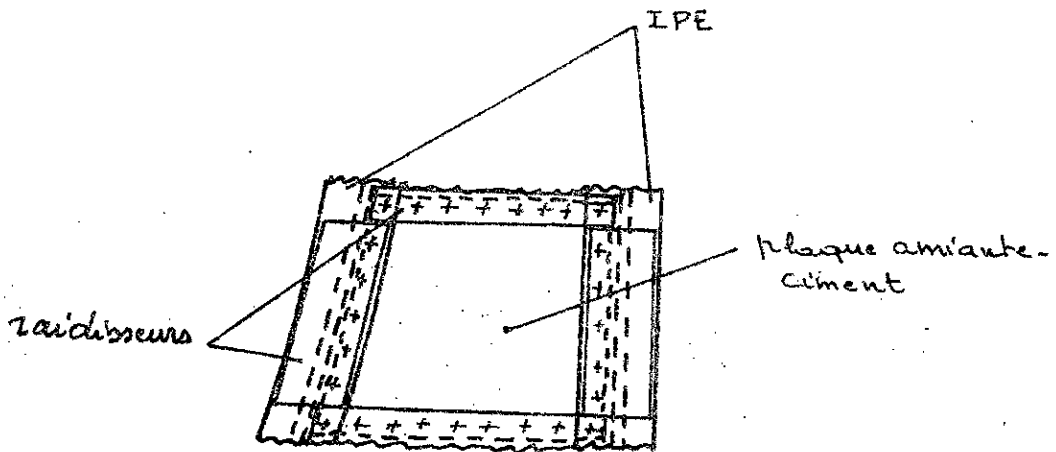


FIG. 4.1 : fixation des plaques d'amiante-ciment
(paroi externe)

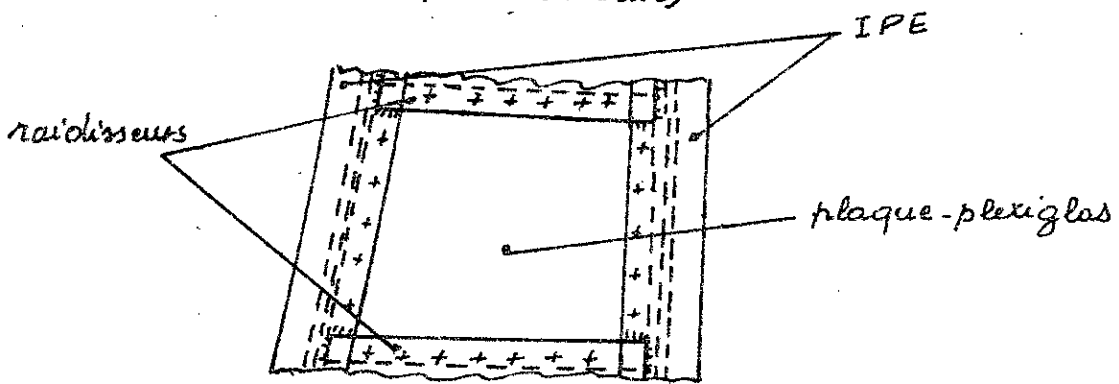


FIG. 4.2 : fixation des plaques de plexiglas
(paroi interne)

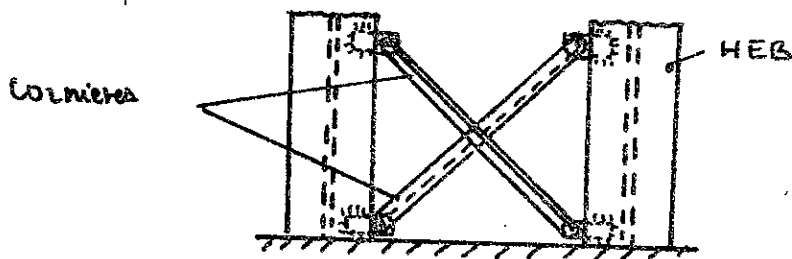


FIG. 4.3 : Cornières assurant la stabilité de l'encrage

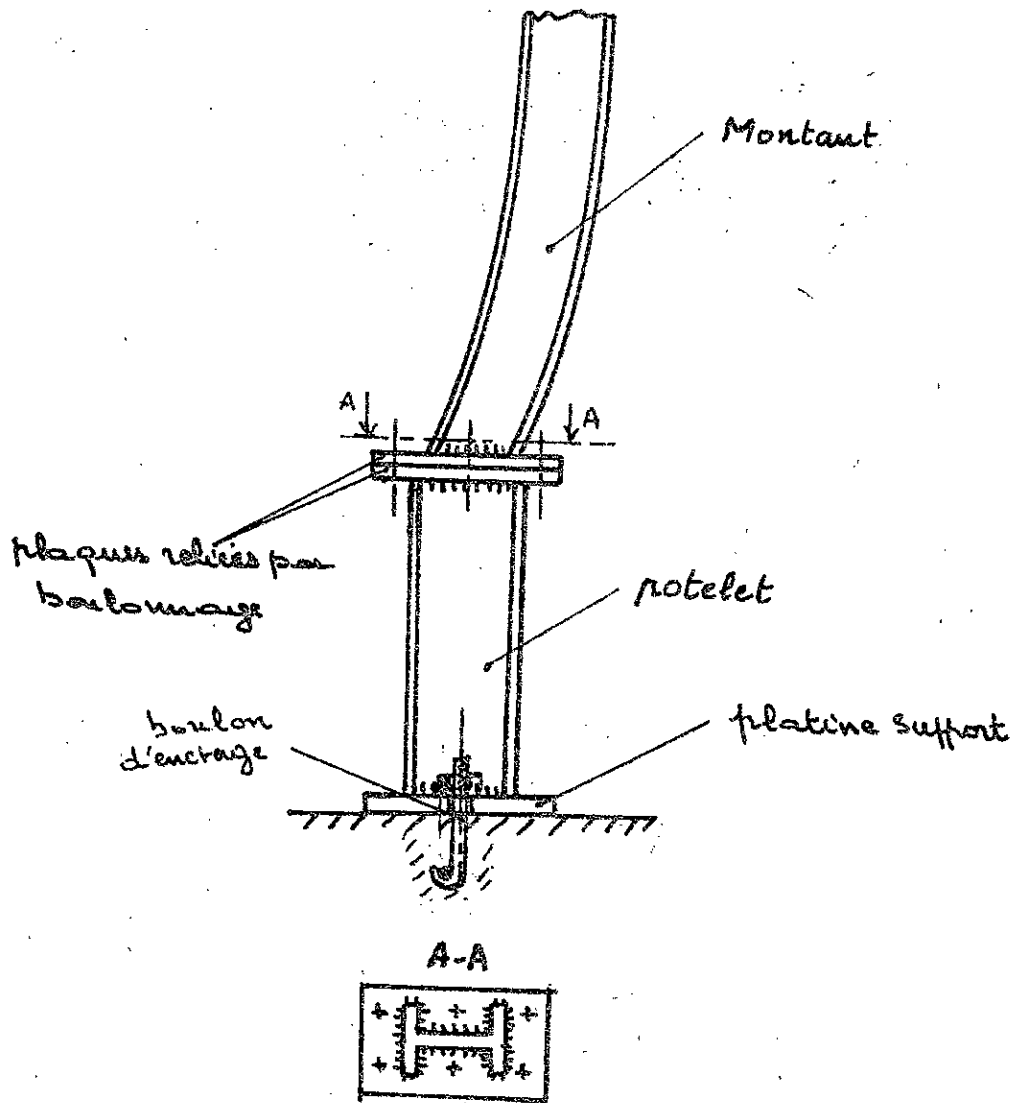


FIG 4-8: Boulonnage des plaques reliant
Le montant au potelet

4.1.3 Support de la coque

La structure repose sur huit potelets métalliques (HEB 100), ceux-ci sont fixés aux montants (IPE 80) formant la coque.

La fixation potelet - montant se fait par boulonnage de plaques soudées sur sur les profils des montants et potelets. (voir Fig 4-3)

Les potelets seront fixés aux fondations par l'intermédiaire de plaques (platinés) soudées à la base.

Le rôle des platinés est de transmettre les charges exercées sur les potelets aux fondations.

Ces platinés seront fixés par boulons d'encrage, scellés dans le massif en béton qui constitue les fondations. voir Fig 4-4

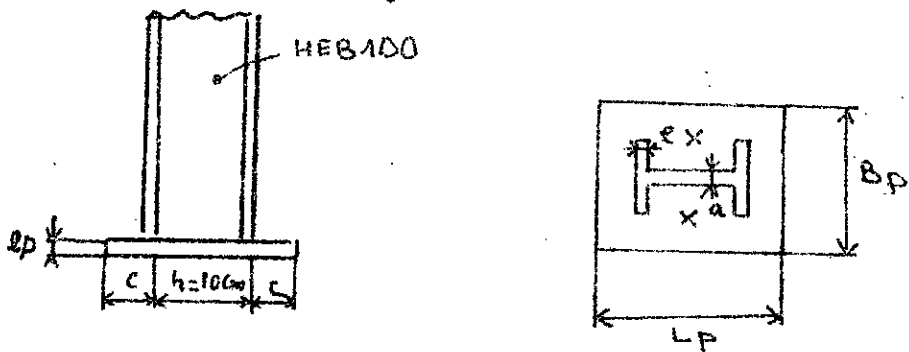
On maintient les potelets avec des cornières formant un système à treillis en X. La présence de ces cornières assure la stabilité de l'encrage, vis-à-vis des sollicitations, éventuelles, latérales provoquant des vents lors d'un vent intense ou d'un séisme.

voir FIG 4-3

4-1-4: Bases des potelets

Nous calculons la base uniquement pour un seul potelet mais qu'on a un système symétrique, l'effort total est divisé par le nombre de potelets

4-1-4-1. schéma de calcul



pour l'HEB 100 $e = 10\text{mm}$ et $a = 6\text{mm}$

4-1-4-2 calcul de la platine

Les dimensions en plan de la platine doivent permettre au marteau sous béton contenant la plate-forme d'équilibre la charge agissant sur la section de base du potelet.

$$\text{soit } B_p \cdot L_p \geq \frac{R}{\sigma_{b0}} \quad [11]$$

La contrainte admissible du béton de fondation

$$\sigma_{b0} = 57 \text{ kg/cm}^2$$

avec R : effort max de compression sur 1 seul potelet

$$R = \frac{4}{3} \left(\frac{R_{pps}}{8} + R_{pot} \right) + \frac{17}{12} \left(\frac{R_{exp}}{8} + R_{vmax} \right)$$

donné par le règlement CM66 pour les fondations qui donne le cas le plus défavorable.

Le calcul détaillé de l'appendice E donne:

$$R_{pps} = 320 \text{ Kg}$$

$$R_{pot} = 20,4 \text{ Kg}$$

$$R_{exp} = 200 \text{ Kg}$$

$$R_{vmax} = 811 \text{ Kg}$$

$$\text{soit } R = \frac{4}{3} \left(\frac{320}{8} + 20,4 \right) + \frac{17}{12} \left(\frac{200}{8} + 811 \right)$$

$$R = 1265 \text{ Kg}$$

$$\text{d'où } L_p B_p \geq \frac{1265}{57} = 22,2 \text{ cm}^2$$

on déduit les dimensions de la platine :

Les dimensions de la platine sont supérieures à ceux des potelets

Les dimensions des potelets sont 10×10

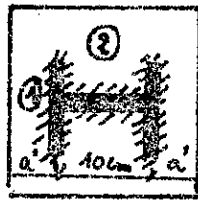
on prendra alors $B_p = L_p = 12 \text{ cm}$

- Épaisseur de la platine

La plaque d'appui (platine) travaille à la flexion due à la pression σ supposée uniforme.

$$\sigma = \frac{R}{B_p \cdot L_p} = \frac{1265}{12 \times 12} = 8,78 \text{ Kg/cm}^2$$

La plaque est divisée en plaques élémentaires, comme l'indique la figure.



- Calcul des plaques élémentaires

Plaque ① : Elle est considérée comme console (fixe sur 3 cotés)

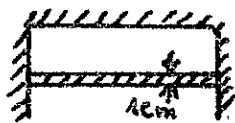
le moment d'encastrement est donné par :

$$M_1 = \frac{q a'^2}{2} \quad \text{avec } a' = 1 \text{ cm}$$

$$q = \sigma \cdot a' = 8,78 \times 1 = 8,78 \text{ Kg/cm}$$

$$M_1 = \frac{8,78 \cdot 1^2}{2} = 4,39 \text{ Kg.cm}$$

Plaque ② : Elle est fixée sur les 3 cotés.



on considère une bande de 1 cm de largeur

le moment max est donné par :

$$M_2 = \beta q a''^2 \quad [\beta]$$

$$a'' = 10 \text{ cm} - 2 \times \frac{1}{2} = 10 - 2 \times \frac{1}{2} = 9 \text{ cm}$$

$e = 1 \text{ cm}$ (épaisseur de l'aile du profilé)

$$q = 8,78 \text{ kg/cm}^2$$

Le coefficient β est donné en fonction du rapport $\frac{b}{a''}$

$$\text{avec } b = \frac{h}{2} - \frac{a}{2} = \frac{10}{2} - \frac{96}{2} = 4,7 \text{ cm}$$

$a = 0,6 \text{ cm}$ (épaisseur de l'âme du profilé)

$$\text{soit } \frac{b}{a''} = \frac{4,7}{9} = 0,52$$

Pour $\frac{b}{a''} = 0,52$ et plaque fixée sur 3 cotés, on donne

$$\beta = 0,06 \text{ [g]}$$

d'où

$$M_2 = 0,06 \times 8,78 \times 9^2 = 42,67 \text{ kg.cm}$$

Quant l'écart entre M_1 et M_2 est grand, alors on ne tient compte que de M_2

L'épaisseur de la platine est donnée par :

$$\sigma = \frac{M_2}{W_p} = \frac{6M_2}{1 \cdot e_p^2} \leq \sigma_e \text{ [11]}$$

$$\text{alors } e_p \geq \sqrt{\frac{6M_2}{\sigma_e}}$$

σ_e : contrainte de calcul égale à 2400 kg/cm^2

$$\text{soit } e_p \geq \sqrt{\frac{6 \times 42,67}{2400}} = 0,32 \text{ cm}$$

On prend par mesure de sécurité $e_p = 16 \text{ mm}$ qui est généralement l'épaisseur minimale de platines.

4-1-4-3 Ancrage des potelets dans la fondation

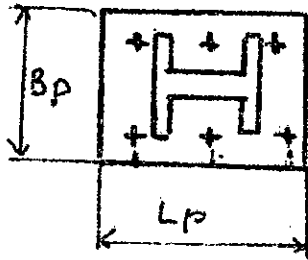
Les potelets ne sont pas soumis à un effort de soulèvement. Les potelets étant centrés, l'ancrage de chaque potelet sera fait par mesure constructive par deux boulons ordinaires $\phi 20$ espacés de 8 cm .

Le boulon $\phi 20$ est prolongé par une tige lisse et un crochet ancré dans la fondation.

4-1-5 : fixation potelet-montant.

La tête du potelet constitué d'une plaque est fixée au pied du montaut constitué aussi d'une plaque identique à la première. (voir Fig 4-4)

on fixe les plaques par boulons $\varnothing 10$, leurs dimensions sont choisies: $L_p = 12\text{cm}$; $B_p = 12\text{cm}$ et $e_p = 16\text{mm}$



4.2 Description et mode de construction de l'échangeur.

L'élément le plus important d'un système de refroidissement pour tour sèche est l'échangeur de chaleur.

Le prix de l'installation donc son économie est déterminé par les échangeurs de chaleur.

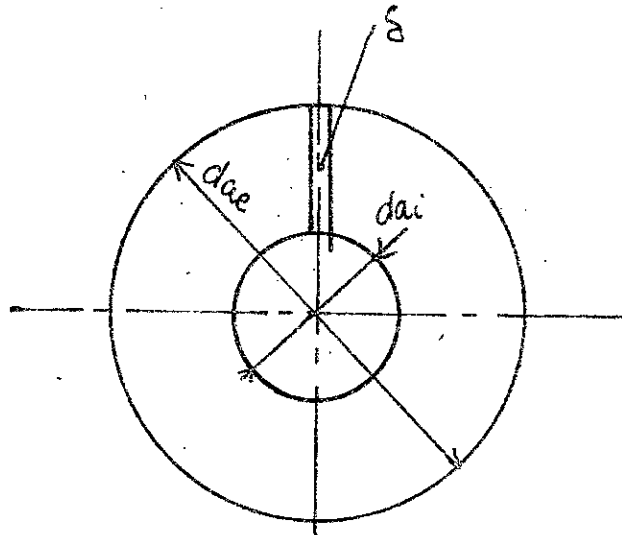
La construction des échangeurs de chaleur nécessite des soins spéciaux tant dans le choix des matériaux que dans la mise au point de formes géométriques appropriées.

Les parties de l'échangeur choisies sont en cuivre car c'est le métal qui permet de construire un échangeur convenable du point de vue calorifique. Le cuivre est un très bon conducteur de chaleur, grâce à son aptitude à se façonner on peut obtenir des formes avantageuses pour le transfert de chaleur, il résiste bien aux effets corrosifs de l'atmosphère sans aucun revêtement protecteur, la bonne conductibilité de chaleur du cuivre permet l'application d'ailettes.

La surface spécialement formée des ailettes permet d'atteindre même à des vitesses modestes de l'air (à 2 m/s) l'effet de refroidissement nécessaire à l'eau chaude.

L'échangeur utilise le cuivre pour les tubes et les ailettes, sa perte de charge modérée rend possible son

application dans le cas du tirage naturel.
 Les ailettes sont sous formes de disques creux, d'épaisseur constante, on les découpe de plaques cuivre-laiton.



Le contact entre ailettes et tubes, est réalisé par brassage. Le diamètre intérieur (d_{ai}) de l'ailette est légèrement inférieur au diamètre extérieur (d_e) du tube. Le s représente un découpage radial sur l'ailette. On monte l'ailette avec serrage, pour cela on l'écarte par action sur s , puis on la positionne sur le tube à des repères distants du pas (6mm) entre ailettes et on réalise la brasure.

L'échangeur de chaleur utilisé, est à tubes cuivre ailettes répartis sur deux spirales horizontales d'environ 86mm chacune et disposés en quinconce.

L'application des ailettes permettent d'augmenter la surface d'échange, par leur disposition en quinconce on crée des interruptions dans les écoulements et améliorant de ce fait le échange thermique.

Le massif des échangeurs de chaleur est supporté par des tubes constituant une charpente, reposant sur la plate-forme à l'intérieur de la tour.

Pour garder les espacements (sp, sn) entre les tubes, on intercale des entretoises.

Remarque: L'aluminium présente aussi des caractéristiques favorables pour la construction des échangeurs, il est par ailleurs plus économique. L'inconvénient en est dans l'exécution de la brosse qui met en contact l'ailette et le tube, celle-ci peut provoquer des courants locaux quant à l'application de l'aluminium, et perturbant ainsi la transmission de la chaleur.

On construit aussi des échangeurs en acier qui est meilleur marché mais ses caractéristiques calorifiques et corrosives moins avantageuses ne compensent pas le prix plus modéré.

4.3 Trajet de l'eau

L'eau distribué à l'aide de tuyaux permettant une distribution sous pression. Il traverse un circuit fermé qui comporte: une pompe de circulation, une source chaude (fours de métallurgie) et une source froide (la tour).

La pompe refoule l'eau par l'intermédiaire de tuyaux vers les fours. L'eau sortant chaude, est aspiré vers la tour, arrivé à l'entrée de la tour, il est récupéré par un manifold d'équi-répartition de débit muni d'

son entrée d'un cône diffusant pour éviter les décollements qui peuvent perturber l'alimentation des premières spirales. Le manifold de distribution est muni de buses équidistantes ayant des ouvertures équivalentes, celles-ci assurent la distribution d'eau dans les éléments (tubes spiralisés) en parallèle de l'échangeur. L'eau refroidie, sortant de l'échangeur est collectée par un deuxième manifold similaire au premier placé à la sortie des tubes de l'échangeur. Ce manifold est muni à sa sortie d'un rétrécissement brusque raccordé à la tuyauterie d'aspiration qui est relié à l'origine d'aspiration de la pompe.

Il faut noter que les manifold sont conçus, de tel façon à éviter la mal distribution de l'écoulement dans les tubes de l'échangeur.

Le circuit décrit précédemment est appelé cycle fermé de refroidissement d'eau, opté pour les tours seches.

4.4 Trajet de l'air

L'air est admis sur les faces longitudinales sous la coque. Il traverse les tubes de l'échangeur de bas en haut, avant d'être aspiré soit :

- par effet de cheminée ou tirage naturel où les vitesses de l'air sont relativement faibles
- ou par le ventilateur hélicoïdale en tirage forcé, celui-ci augmente la vitesse de l'air et par suite le coefficient d'échange.

L'air à l'entrée de la tour, est canalisé vers les spirales horizontales par une ossature en contre-plaqué amovible, celle-ci constitue l'enveloppe de l'échangeur.

4.5 Réglage de La pompe.

Tout d'abord, on fait le choix de la pompe. celle-ci sera choisie pour un débit $Q = 2,56 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ et une hauteur manométrique $H_m = 60 \text{ m}$, dimensionnée en tirage forcé. (voir appendice C)

Pour une vitesse de rotation donnée $N = 3000 \text{ tr/min}$, on calcule le nombre de tours spécifique N_s , donné par la formule :

$$N_s = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

$$\text{soit } N_s = 7,04$$

N_s étant inférieur à 80; on utilise donc une pompe centrifuge.

Comme on avait vu au 2-5-5, pour utiliser la pompe en tirage naturel, il faut tourner celle-ci à 1560 tr/min. C'est à dire, on a opté, à un réglage par action sur la vitesse, celui-ci est plus favorable sur le plan énergétique, comparé à un réglage par action sur le débit.

Pour cela on utilise un variateur de vitesse, celui-ci inséré entre le moteur électrique à vitesse non réglable et la pompe à entraîner. Ce système permet

L'emploi d'un moteur électrique asynchrone à rotor en court-circuit.

Le variateur de vitesse est généralement un coupleur hydrodynamique à remplissage réglable, la perte qu'il crée étant proportionnelle au glissement.

Finalement on choisit pour le pompage :

- Une pompe centrifuge qui assure un débit de $10 \text{ m}^3/\text{h}$ sous une hauteur de chute de 60 m CE , ceux-ci étant les conditions optimales.
- Un moteur électrique asynchrone à rotor en court-circuit de 3 kW (voir 3.5-5)
- ET un variateur de vitesse de 1000 à 3000 tr/mn .

4.6 Réglage du ventilateur

Le ventilateur est choisi en appendice C.

C'est un ventilateur axial à pales hélicoïdales en alliage léger.

Pour adapter le ventilateur à différents régimes de marche (280 tr/mn en été et 200 tr/mn pour les autres saisons)

On procède comme pour le réglage de pompe, en utilisant un variateur de vitesse.

Finalement on choisit pour la ventilation

- Un ventilateur axial qui assure un débit de $45 \text{ m}^3/\text{s}$ sous une hauteur de chute de 13 m d'air, ceux-ci étant les conditions optimales
- Un moteur électrique asynchrone à rotor en court-circuit de 10 kW (voir 3.4-3)

- ET un variateur de vitesse de 150 à 750 tr/min

4.7 Control de la vitesse de l'air à l'intérieur de la tour

Pour contrôler la vitesse de l'air à l'intérieur de la tour, on utilise des sondes de pression qui réalisent des prises de pression statique, pour cela on perce des trous de petits diamètres bien normal à la paroi.

Le diamètre (d_s) de la sonde est choisi d'autant plus petit que le diamètre (D) de la conduite à explorer est petit.

on admet un rapport

$$\frac{d_s}{D} \text{ inférieur à } 1\% [4]$$

Calculons le diamètre de la sonde pour le petit diamètre de la tour, celui-ci étant au col.

avec un diamètre au col $D_c = 1,90 \text{ m}$

Nous aurons

$$\frac{d_s}{D_c} < \frac{1}{100}$$

$$d_s < \frac{D_c}{100} = \frac{1,9}{100}$$

$$\text{Soit } d_s < 0,019 \text{ m}$$

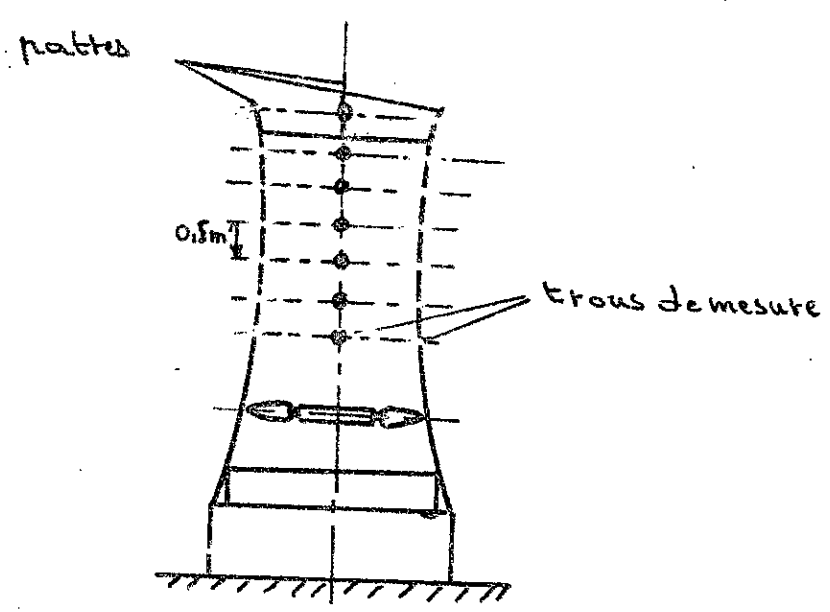
on admet un diamètre de la sonde

$$d_s = 19 \text{ mm}$$

Pour effectuer les mesures, on prévoit six traversées radiales distantes de 0,5 m et réparties sur la hauteur de la tour en dessous du ventilateur.

les trous sont percés de façon à pouvoir mesurer la vitesse suivant deux directions.

Pour effectuer ces mesures, on prévoit deux échelles appuyés au sol et au sommet de la tour



repartition des trous de mesure de vitesse

4.83 Protection de la tour

On installe :

- Un grillage à la base de la tour, suivant la circonférence.
- Une grille à la sortie de la tour
- Une porte est prévu à la base, pour accéder à l'intérieur de la tour en cas d'éventuelles réparations.

4.9 Emplacement

Quant à l'emplacement de la tour, il est préférable de l'installer loin des habitations. De plus il faut un emplacement moins exposé au vent car ce type de tour est relativement sensible aux effets d'un vent turbulent. Cette tour pourrait être installée du côté ouest du bâtiment énergétique ou derrière l'atelier des métaux.

CHAPITRE 5

CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Recapitulation des résultats

L'étude de la tour de refroidissement sèche qui mesure 3,50 m de diamètre de base et 6,0 m de hauteur totale nous a permis d'obtenir les

principaux résultats suivants: - un diamètre de sortie de 2,20 m
 - une surface d'échange de 194,4 m²
 - une longueur totale de tube de 860 m
 - une longueur de chaque tube de 86 m

Cette tour est conçue pour pouvoir fonctionner suivant les deux modes de tirage, les principaux résultats ont rassemblés dans le tableau ci-dessous.

	Tirage Naturel	Tirage Forcé	Tirage Forcé en été
Vitesse de l'air à l'entrée de l'échangeur (m/s)	2	6,6	9,4
Coefficient de convection côté air (W/m ² °C)	55,6	110,3	134,8
Coefficient de convection côté eau (W/m ² °C)	7684	12969	12969
Coefficient d'échange global (W/m ² °C)	53,3	102,5	123,2
Flux de chaleur à évaporer (kW)	195	375	375

Comme on peut le remarquer, la tour ne peut dissiper que 195 kW- chaleur en tirage naturel, ce qui nous a amené de placer un ventilateur à l'intérieur de la tour. Ce ventilateur permettra d'augmenter le coefficient d'échange global et permettra ainsi d'atteindre la capacité de refroidissement nominale de 375 kW. La tour comporte un échangeur à tubes cuivre ailetés répartis sur dix spires horizontales de même longueur et alimentés par un manifold d'équi-répartition

de débit d'eau. La pompe de circulation délivre $10\text{ m}^3/\text{h}$ à 6 bars, elle est entraînée par un moteur asynchrone à rotor en court-circuit de 3 kW à 3000 tr/min , avec variateur de vitesse de 1000 à 3000 tr/min .

- le ventilateur est ce type hélicoïdal de $2,20\text{ m}$ de diamètre. Il est entraîné par un moteur électrique asynchrone à rotor en court-circuit de 10 kW à 1500 tr/min , avec un variateur de vitesse de 150 à 750 tr/min .

CONCLUSION:

L'étude de réalisation n'a pas la prétention d'être à la fois globale et détaillée, certains aspects sont néanmoins traités en détail, notamment les problèmes d'équipartition de l'écoulement de l'eau à refroidir.

- le manifold d'équipartition de débit et les tubes en spirales de même longueur et disposés horizontalement, assurent une distribution uniforme de l'écoulement dans les éléments en parallèles, ce qui nous permettra d'atteindre la capacité de refroidissement de conception de la tour et éviter un éventuel déséquilibre de la charge dans les tubes de l'échangeur.

- La forme de la structure respecte les hypothèses d'écoulement isentropique et unidimensionnel de l'air et évite ainsi d'éventuelles remous et pertes de charge. Le fonctionnement de la tour en tirage mixte a permis d'étudier les deux modes de tirage et examiner ainsi la question importante de l'exploitation de tours sèches industrielles qui est le réglage de la puissance thermique. Ce réglage peut être effectué soit du côté eau, passage du tirage naturel au tirage forcé, ou bien du côté air, suivant les effets climatiques.

La tour à réaliser constituera un excellent outil de recherche

Avant à la construction de la tour, plusieurs facteurs influent sur la décision à prendre sur le choix des matériaux, notamment les profils de la charpente, le choix ne peut se faire qu'après une étude soignée qui tiendra compte des caractéristiques, aussi différents les uns des autres, tels que la nature du site, sa configuration, la nature du sol, le climat.

La connaissance de ces éléments permettra un choix et un calcul de résistance détaillés.

Ce qu'on recommande nous, est de détailler les études suivantes :

- l'étude de réalisation de la charpente et notamment les types de profils et les dispositions constructives
- l'instrumentation pour réaliser les mesures expérimentales hydrodynamiques.
- l'instrumentation thermique destinée à relever les températures sur les échangeurs et la veine d'air
- l'alimentation électrique de l'installation.

Appendice A

Cet appendice est consacré à une petite étude de similitude. Ce que l'on desire, c'est déterminer l'applicabilité des résultats du modèle réduit à la tour grandeur nature (prototype), du point de vue thermique.

Par exemple, étant donné une tour de 6 m de hauteur et 3 m de diamètre et qui dissipe 375 kW avec son échangeur, on desire savoir qu'elles seront les dimensions d'une tour qui doit dissiper une certaine puissance.

- La hauteur est gouvernée par la similitude de Froude car dans ce cas on peut négliger les forces de pesanteur par rapport aux forces de viscosité
- Quant à l'échangeur on utilise la similitude de Reynolds, dans ce cas on peut pas négliger les forces de pesanteur.

Pour l'application on fera une similitude partielle.

+ Similitude de Froude

La loi de similitude de Froude, consiste à réaliser un écoulement possédant le même nombre de Froude aux points homologues du modèle réduit et du prototype

$$\text{cà d} \quad F = \frac{V}{\sqrt{gl}} = \text{cte}$$

avec: V : vitesse de l'écoulement

l : grandeur caractéristique

Attribuons l'indice 1 au modèle réduit et 2 au prototype

Nous aurons : $\frac{v_1}{\sqrt{g l_1}} = \frac{v_2}{\sqrt{g l_2}}$ avec g constant

donc $\frac{v_1}{\sqrt{l_1}} = \sqrt{\frac{l_1}{l_2}}$

posons $\lambda = \frac{l_1}{l_2}$ (rapport de dimension caractéristique la similitude géométrique)

et $\lambda v = \frac{v_1}{v_2}$

soit $\lambda v = \sqrt{\lambda}$

++ Similitude Reynolds

La loi de similitude de Reynolds, consiste à réaliser un écoulement possédant le même nombre de Reynolds.

soit $Re = \frac{v d_e}{\nu} = cte$

v : vitesse de l'écoulement

d_e : diamètre hydraulique

Nous aurons $\frac{v_1 d_{e1}}{\nu_1} = \frac{v_2 d_{e2}}{\nu_2}$ avec $\nu_1 = \nu_2$ nous utilisons le même fluide et les mêmes températures pour le modèle et le prototype

d'où $\frac{v_1}{v_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}}$ posons $\lambda = \frac{d_{e1}}{d_{e2}}$

soit $\lambda v = \lambda^{-2}$

le flux de chaleur est donné par

$$\dot{q} = FUA\Delta T_m$$

on seduit $\lambda \dot{q} = \lambda A \lambda U$ puisque F et ΔT_m sont constants

avec $\lambda A = \lambda^2$

on a $U = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{d_e}{2kA} + R_{se} + R_{sa}}$ (coefficient d'échange globale)

Supposons $U \approx h_a$ (coefficient de convection côté air)

le coefficient de convection coté air est donné par

$$h_a = \frac{k_c Re_m^n Pr^m}{d_e}$$

Dans la similitude de Reynolds

$$\lambda h_a = \lambda^{-1}$$

$$\text{soit } \lambda u = \lambda^{-1}$$

$$\text{d'où } \lambda q = \lambda^2 \lambda^{-1} = \lambda$$

Application

soit un modèle réduit de 6 m par 3 cm de diamètre et qui dissipe 375 kW

$$\text{c'est } q_1 = 375 \text{ kW} \quad H_1 = 6 \text{ m} \quad D_1 = 3 \text{ m}$$

si on choisit un rapport $\lambda = 1/7$

on obtient pour le prototype les résultats suivants:

- Hauteur:

$$\lambda = \frac{H_1}{H_2} \Rightarrow H_2 = \frac{H_1}{\lambda}$$

$$\text{soit } H_2 = \frac{6}{1/7} = 42 \text{ m}$$

le rapport de vitesse serait $\lambda v = \sqrt{1/7}$

- Echangeur

$$\lambda q = \lambda \quad \text{soit}$$

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{1}{7} \quad \text{d'où}$$

$$q_2 = 7 \times 375 = 2625 \text{ kW}$$

le rapport de vitesse serait $\lambda v = 7$

• Eau :

$v_e (m^3/s)$	$\rho_e (kg/m^3)$	$c_{pe} (kJ/kg)$	$k_e (W/m^{\circ}C)$	Pr_e
$0,409 \cdot 10^{-6}$	998,85	4,182	0,6424	3,515

• Air :

$v_a (m^3/s)$	$\rho_a (kg/m^3)$	$c_{pa} (kJ/kg)$	$k_a (W/m^{\circ}C)$	Pr_a
$1,467 \cdot 10^{-6}$	1,1443	1,0068	0,0268	0,706

- Tubes 12/14 : $d_e = 14 \text{ mm}$ et $d_i = 12 \text{ mm}$

- Nombre de rangées de tube $n_t = N = 10$

- conductivité thermique du cuivre $K_A = 389 \text{ W/m}^{\circ}C$

Évaluons maintenant les performances en tirage naturel.

1) chute de pression entre l'entrée de la tour et la sortie de l'échangeur

$$(B1) \Delta P_1 = P_0 - P_1 = \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 + \rho_1 g z_1 \quad (\text{équation de Bernoulli})$$

$$\text{soit } \Delta P_1 = 13,99 \text{ N/m}^2$$

2) Pression à l'entrée de l'échangeur

$$(B2) P_1 = P_0 - \Delta P_1 = 101325 - 13,99 = 101311,01 \text{ N/m}^2$$

3) chute de pression à travers l'échangeur

Dans le cas de tubes cylindriques en puissance on donne :

$$(B3) \Delta P_E = \rho_m \frac{v_m^2}{2} 3,2 Re_m^{-0,25} (N+1) \quad [A]$$

$$\text{avec } \rho_m = \frac{\rho_1}{1 + \frac{\epsilon_m}{273}} = \frac{1,185}{1 + \frac{308}{273}} = 0,557 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{masse volumique moyenne})$$

$$(B4) v_m = v_1 \frac{273 + \epsilon_m}{273 + \epsilon_e} = 2 \times \frac{273 + 308}{273 + 298} = 2,04 \text{ m/s} \quad (\text{valeur moyenne})$$

$$Re_m = v_m \frac{d_e}{\nu_a} = \frac{2,04 \times 0,014}{17,467 \cdot 10^{-6}} = 1631,1 \quad (\text{Reynolds moyenne de l'air})$$

soit :

$$\Delta P_E = 5,54 \text{ N/m}^2$$

4) pression à la sortie de l'échangeur

$$(B5) P_2 = P_1 - \Delta P_E = 101311,01 - 5,54 = 101305,47 \text{ N/m}^2$$

5) masse volumique de l'air à la sortie de l'échangeur

$$(B6) \rho_2 = \frac{P_2}{r T_2} \quad \text{ceci en considérant l'air comme gaz parfait}$$

$$\text{avec : } t = 287 \text{ K} / \text{Ry}^{\circ}K$$

$$t_2 = t_3 = 318 \text{ K}$$

$$\text{soit } \rho_2 = 1,11 \text{ kg/m}^3$$

b) vitesse de l'air à la sortie de l'échangeur

$$b7) v_2 = \frac{Q_1 v_1}{Q_2} \text{ (équation de continuité avec } S_1 = S_2)$$

$$\text{Soit : } v_2 = \frac{1,148 \times 2}{1,110} = 2,14 \text{ m/s}$$

7) vitesse de l'air à la sortie de la tour

Elle sera donnée par l'équation de la hauteur en tirage naturel.

$$\rho_2 g Z = \Delta P_1 + \Delta P_E + \Delta P_3 \quad [3]$$

avec la chute de pression entre la sortie de l'échangeur et la sortie de la tour, elle est donnée par la formule:

$$\Delta P_3 = \frac{1}{2} \rho_2 (v_3^2 - v_2^2) + \rho_2 g (Z - Z_2)$$

en substituant dans l'équation de la hauteur on trouve:

$$v_3 = \sqrt{\frac{(\rho_1 - \rho_2) g Z - \Delta P_1 - \Delta P_E + \rho_2 g Z_2}{\frac{1}{2} \rho_2} + v_2^2}$$

avec $Z_2 = 1,5 \text{ m}$, et $Z = 6,0 \text{ m}$

$$\text{Nous obtenons : } v_3 = 2,60 \text{ m/s}$$

* Diamètre de sortie de la tour:

$$\text{on a : } S_3 = \frac{S_2 v_2}{v_3} \text{ (équation de continuité avec } P_2 = P_3)$$

$$\text{et avec } S_3 = \frac{\pi D_s^2}{4}, \text{ section de sortie de la tour}$$

$$\text{on obtient } D_s = \sqrt{\frac{4 S_2 v_2}{\pi v_3}}$$

$$\text{avec } S_2 = S_1 = 4,506 \text{ m}^2$$

$$\text{Nous obtenons : } D_s = 2,20 \text{ m}$$

$$\text{et } S_3 = 3,750 \text{ m}^2$$

8) calcul de la "DTLM"

la différence moyenne logarithmique (DTLM) est donnée par

$$(88) \Delta T_m = \frac{(T_e - T_s) - (T_s - T_e)}{\ln \left(\frac{T_e - t_s}{T_s - t_e} \right)}$$

$$\text{Soit : } \Delta T_m = 21,64^\circ \text{C}$$

9) Coefficient de correction "F"

des abaques donnent F, en fonction de coefficients $P = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e}$
et $R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e}$.

pour $P = \frac{45 - 25}{75 - 25} = 0,4$ et $R = \frac{75 - 40}{45 - 25} = 1,75$ on lit $F = 0,87$

10) Coefficient de convection côté air

Il est donné par la formule : $h_a = \frac{k_a \cdot 0,467 \text{ Ram}^{0,574} \text{ Pra}^{1/3}}{0,012}$ [3]

soit $h_a = \frac{0,0268 \cdot 0,467 \cdot (1631,1)^{0,574} \cdot (0,705)^{1/3}}{0,012} = 55,58 \text{ W/m}^2\text{K}$

deduit des équations du Nusselt

11) Vitesse de l'eau dans les tubes de l'échangeur.

Les 2 équations donnant le flux de chaleur à évacuer sont :

$$(A) \dot{q} = \dot{M} c_p (T_e - T_s)$$

$$(B) \dot{q} = FUA \Delta T_m$$

avec : U : coefficient d'échange basé sur le rayon externe

$$(B) U = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{d_i}{h_e} + \frac{d_e}{2kA} (\ln \frac{d_e}{d_i}) + R_{sa} + R_{se}}$$

h_e : coefficient de convection côté eau donné par

$$h_e = \frac{k_e \cdot 0,023 (Re_e)^{0,8} Pr_e^{0,3}}{d_i} \quad [3]$$

$Re_e = \frac{V d_i}{\nu}$: le nombre de Reynolds évalué à vitesse de l'eau dans les tubes de l'échangeur V

$$\text{Soit } h_e = \frac{0,6424 \cdot 0,023 \cdot \left(\frac{V \cdot 0,012}{0,000810^{-6}}\right)^{0,8} \cdot (3,515)^{0,3}}{0,012} = 6731,3 V^{0,8}$$

deduit du Nusselt

$R_{sa} = 0,0004$ (Résistance d'enrobage côté air)

$R_{se} = 0,0002$ (Résistance d'enrobage côté eau)

Nous aurons

$$(B) U = \frac{1}{185,95 \cdot 10^{-4} + 1,73310 V^{-0,8}}$$

+ le débit massique de l'eau est donné par:

$$\dot{M} = \rho_e Q$$

- le débit volumique Q est donné par:

$$Q = n_t \frac{\pi d_i^2}{4} V \quad (\text{équation de débit } Q = SV)$$

$$\text{Soit: } \dot{M} = \rho_e n_t \frac{\pi d_i^2}{4} V \quad (B_{22})$$

$$\rho_e = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

$$c_{pe} = 4,180 \cdot 10^3 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$$

En substituant les équations (B₁₂) et (B₁₃) respectivement dans (B₁₀) et (B₁₁) et en égalisant (B₁₁) et (B₁₀)

on trouve l'équation:

$$\rho_e n_t \frac{\pi d_i^2}{4} V c_{pe} (T_e - T_s) = F A \Delta T_m \frac{1}{185,95 \cdot 10^{-4} + 1,733 \cdot 10^{-4} V^{0,8}}$$

$$A = 194,4 \text{ m}^2 \text{ (surface d'échange totale)}$$

soit l'équation numérique:

$$28,6777 V^{0,2} + 3076,7312 V = 3659,93$$

on obtient la solution par itération d'eau:

$$V = 1,18 \text{ m/s}$$

ET on déduit :

le coefficient d'échange globale $U = 53,32 \text{ W/m}^2\text{°C}$

le coefficient de convection côté eau $h_e = 7884,3 \text{ W/m}^2\text{°C}$

Appendice C

Etude du tirage forcé

On veut par le biais de ce tirage évacuer toute la puissance (375 kW) qui n'est que 195,2 kW en tirage Naturel. Pour cela, on place un ventilateur à l'intérieur de la tour. Les dimensions de la tour et des échangeurs étant gardés. Les hypothèses de calcul sont données en appendice B.

A/ Tirage forcé sans tenir compte de l'été

A1/ Débit d'eau de circulation

Le flux de chaleur qui est de 375 kW fixe le débit

$$\text{- Débit massique } \dot{M} = \frac{\dot{q}}{c_p (T_e - T_s)} = \frac{375}{4,18(35)} = 2,563 \text{ kg/s}$$

$$\text{- Débit volumique } Q = \frac{\dot{M}}{\rho_{\text{eau}}} = 2,563 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \text{ soit } Q = 9,23 \text{ m}^3/\text{h}$$

A2/ Coefficient d'échange global

La 2^e équation sur flux donne -

$$U = \frac{\dot{q}}{F A \Delta T_m}$$

$$\text{avec : } F = 0,87$$

$$A = 194,6 \text{ m}^2$$

$$\Delta T_m = 21,64^\circ\text{C}$$

$$\dot{q} = 375000 \text{ W}$$

$$\text{soit } U = 102,46 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

A2/ Vitesse de l'eau dans les tubes de l'échangeur

$$V = \frac{4Q}{\rho_e \pi d_i^2} = \frac{4 \times 2,563 \cdot 10^{-3}}{10 \times \pi (0,1012)^2} = 2,27 \text{ m/s}$$

coefficient de convection côté eau

$$h_e = \frac{K_e 0,023 \left(\frac{V d_i}{\nu_e} \right)^{0,8} Pr_e^{0,4}}{d_i}$$

$$\text{soit } h_e = 12969 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

$$\text{avec un Reynolds } Re = \frac{V d_i}{\nu_e} = 66601$$

A4) coefficient de convection côté air

L'équation donnant le coefficient d'échange global est :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{d_e}{d_i} \frac{1}{h_e} + \frac{d_e}{2k_A} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) + R_{se} + R_{sa}}$$

ce qui nous détermine h_a

$$h_a = \left[\frac{1}{U} - R_{se} - R_{sa} - \frac{d_e}{2k_A} - \frac{d_e}{d_i} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) \right]^{-1}$$

$$\text{soit } h_a = \left[\frac{1}{102,46} - 0,0006 - 0,0002 - \frac{14}{12,12969} - \frac{1410^{-3}}{2389} \ln\left(\frac{14}{12}\right) \right]^{-1}$$

$$h_a = 110,29 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

A5) vitesse moyenne de l'air à travers le tube de l'échangeur

L'équation donnant h_a est :

$$h_a = k \cdot 0,0467 \cdot \text{Re}_m^{0,74} \cdot \text{Pr}_a^{1/2}$$

$$\text{avec } \text{Re}_m = \frac{v_m d_0}{\nu_a}$$

$$\text{on déduit } \text{Re}_m = \left(\frac{h_a d_0}{k \cdot 0,0467 \cdot \text{Pr}_a^{1/2}} \right)^{1/0,74} = 5383,1$$

$$\text{et } v_m = 6,72 \text{ m/s}$$

A6) vitesse de l'air à l'entrée de l'échangeur

elle se déduit de l'équation donnée pour le calcul de la perte de charge à travers le tube de l'échangeur en appendice B

$$\text{soit } v_1 = v_m \frac{273 + t_{en}}{273 + t_{moy}} = 6,60 \text{ m/s}$$

A7) chute de pression entre l'entrée de la Tour et l'entrée de l'échangeur

$$\Delta P_1 = \frac{1}{2} \rho v_1^2 + \rho g z_1 = \frac{1}{2} \cdot 1,185 \cdot (6,6)^2 + 1,185 \cdot 9,81 \cdot 1 = 37,43 \text{ N/m}^2$$

A8) pression à l'entrée de l'échangeur

$$P_1 = P_a - \Delta P_1 = 101287,57 \text{ N/m}^2$$

A9) chute de pression à travers le tube de l'échangeur

$$\Delta P_E = l_m \frac{v_m^2}{2} \cdot 3,2 \text{ Re}_m^{-0,24} (N+1) \quad \text{voir appendice B}$$

$$\text{soit } \Delta P_E = 41,98 \text{ N/m}^2$$

A10/ pression à la sortie de l'échangeur

$$P_2 = P_1 - \Delta P_e = 101287,57 - 41,98 = 101245,59 \text{ N/m}^2$$

A11/ masse volumique de l'air à la sortie de l'échangeur

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R T_2} = \frac{101245,59}{287 \times 318} = 1,109 \text{ kg/m}^3$$

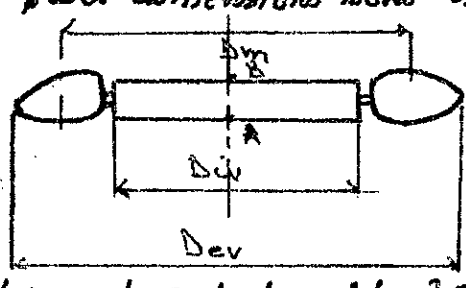
A12/ vitesse de l'air à la sortie de l'échangeur

$$v_2 = \frac{Q_{v1}}{S_2} = \frac{1,175 \times 6,6}{1,109} = 7,05 \text{ m/s}$$

A13/ choix du ventilateur à palettes.

on choisit, un ventilateur placé à 2,5m, mesuré à partir du sol, $Z_A = Z_B = 2,5\text{m}$, ses dimensions sont les suivantes :

$$D_{e1} = 2,2\text{m}$$
$$D_{e2} = 1,6\text{m}$$



on suppose une vitesse de rotation $N = 2000 \text{ tr/min}$

nous aurons pour un ventilateur axial :

$$\text{le diamètre moyen des pales } D_{mv} = \frac{D_{ev} + D_{iv}}{2} = 1,9\text{m}$$

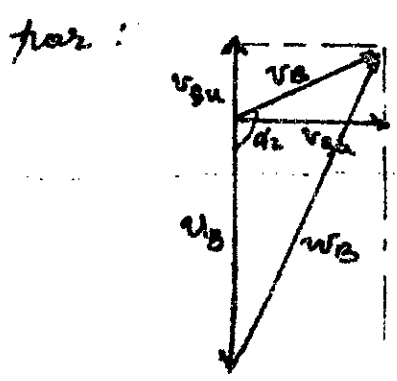
section de passage de l'air à travers le ventilateur

$$S_A = S_B = \frac{\pi}{4} (D_{ev}^2 - D_{iv}^2) = 1,791 \text{ m}^2$$

$$\text{vitesse d'entraînement } v_A = v_B = \frac{\pi D_{mv} N}{60} = 19,90 \text{ m/s}$$

$$\text{vitesse périphérique à l'extérieur des pales } v_e = \frac{\pi D_{ev} N}{60} = 23,04 \text{ m/s}$$

le triangle de vitesse à la sortie du ventilateur est schématisé par :



on suppose que $v_{sa} = v_a$

v_a : vitesse à l'entrée du ventilateur

on aura :

$$v_{sb} = \frac{v_{sa}}{\cos \beta_2}$$

$$v_B = \sqrt{v_a^2 + v_{su}^2}$$

A14) chute de pression entre la sortie de l'échangeur et l'entrée du ventilateur, ΔP_2

Elle est donnée par l'équation suivante:

$$\Delta P_2 = \frac{1}{2} \rho_2 (v_a^2 - v_2^2) + \rho_2 g (z_A - z_2)$$

avec

$$v_a = \frac{S_2 v_2}{S_A} \text{ (équation de continuité avec } \rho_A \approx \rho_2)$$

$$\text{soit } v_a = \frac{4,506 \times 7,05}{1,192} = 17,74 \text{ m/s}$$

$$\text{et } \Delta P_2 = 157,82 \text{ N/m}^2$$

A15) élévation de pression à travers le ventilateur

Elle est déduite de l'équation générale donnant la hauteur de la tour en tirage forcé

$$\Delta P_V = \Delta P_1 + \Delta P_E + \Delta P_2 + \Delta P_3 - \rho_0 g Z \quad [3]$$

avec ΔP_3 : chute de pression entre la sortie du ventilateur et la sortie de la tour

$$\text{on a } \Delta P_V - \Delta P_3 = \Delta P_1 + \Delta P_E + \Delta P_2 - \rho_0 g Z$$

avec $Z = 6,0 \text{ m}$

$$\rho_0 = 1,118 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Nous aurons } \Delta P_V - \Delta P_3 = 37,43 + 41,98 + 157,82 - 1,118 \times 9,81 \times 6$$

$$\text{soit } \Delta P_V - \Delta P_3 = 167,80 \text{ N/m}^2 \quad (C_0)$$

$$\Delta P_3 = \frac{1}{2} \rho_B (v_3^2 - v_B^2) + \rho_B g (Z - Z_B) \quad (C_1)$$

avec :- vitesse de l'air à la sortie de la tour $v_3 = \frac{S_B v_B}{S_3}$ (équation de continuité)

- Masse volumique de l'air à la sortie du ventilateur

$$\rho_B = \rho_A \left(\frac{P_B}{P_A} \right)^{1/\gamma} \text{ en supposant une compression isentropique.}$$

- Pression de l'air à l'entrée du ventilateur

$$P_A = P_2 - \Delta P_2 = 101245,59 - 157182 = 101087,77 \text{ N/m}^2$$

- Pression de l'air à la sortie du ventilateur

$$P_B = P_A + \Delta P_V$$

- soit

$$\rho_B = \rho_A \left(\frac{P_A + \Delta P_V}{P_A} \right)^{1/\gamma} \quad (C_3)$$

$\gamma = 1,4$ (coefficient polytropique)

- vitesse de l'air à la sortie du ventilateur
le triangle de vitesses se traduit nous donne :

$$v_B^2 = v_A^2 + v_{Bu}^2$$

- l'équation du travail fourni par le ventilateur nous donne :

$$|X| = \rho_B v_{Bu} \quad (\text{formule d'Euler pour } v_{Au} = 0)$$

$$\text{de plus } |X| = \frac{\Delta P_V}{\rho_A} \quad \text{avec } \rho_A = \rho_B$$

l'égalisation de ces 2 dernières équations donne : $v_{Bu} = \frac{\Delta P_V}{\rho_B v_B}$

$$\text{- soit } v_B^2 = v_A^2 + \left(\frac{\Delta P_V}{\rho_B v_B} \right)^2 \quad (C_4)$$

par substitution de (C₂), (C₃), (C₄) dans (C₁) on trouve

$$(C_5) \Delta P_3 = (P_A + \Delta P_V)^{1/\gamma} \left[\frac{1}{2} \frac{\rho_2}{\rho_A} \sqrt{\left(\frac{s_B}{s_A} \right)^2 - 1} \left[v_A^2 + \left(\frac{\Delta P_V}{\rho_2 v_B} \right)^2 \right] + \frac{\rho_2 g (Z - Z_B)}{2 \rho_A^{1/\gamma}} \right]$$

$$\text{avec } s_B = 1,791 \text{ m}^2$$

$$s_A = 4,506 \text{ m}^2$$

$$v_B = 19,9 \text{ m/s}$$

$$Z = 6,0 \text{ m}$$

$$Z_B = 2,5 \text{ m}$$

on trouve

$$\Delta P_3 = (10108,77 + \Delta P_V)^{1/1,4} \left[-0,0254332 - 1,610^{-7} \Delta P_V^2 \right] \quad (C_5)'$$

en substituant (C₅') dans C₀ on trouve l'équation numérique

$$\Delta P_V - (\Delta P_V + 10108,77)^{1/1,4} \left[-0,0254332 - 1,610^{-7} \Delta P_V^2 \right] = 167,48$$

la solution obtenue par itération est

$$\Delta P_V = 70 \text{ N/m}^2$$

4.16) Travail fourni par le ventilateur

$$|X| = \frac{\Delta P_V}{\rho_2} = \frac{70}{1,109} = 63,12 \text{ J/kg}$$

bit massique d'air traversant le ventilateur.

onné par l'équation de continuité

$$\rho S_a v_a = 1,109 \times 1,791 \times 17,74 \text{ m/s} = 35,24 \text{ kg/s}$$

volumique de l'air

$$v_a = 1,791 \times 17,74 = 31,77 \text{ m}^3/\text{s}$$

avec sur l'arbre fournit par le ventilateur

rendement de 0,7 on va faire le ventilateur

$$P = \frac{W \cdot m}{\eta} = \frac{63,12 \times 35,24}{0,7} = 2,96 \text{ kW}$$

$$P_r \approx 3 \text{ kW}$$

à la sortie du ventilateur

donné par

$$\sqrt{v_a^2 + v_{Pa}^2}$$

$$v_{Pa} = \frac{W}{\rho S} = \frac{63,12}{19,9} = 3,17 \text{ m/s}$$

$$v_B = \sqrt{17,74^2 + 3,17^2} = 18,02 \text{ m/s}$$

: volumique de l'air à sortie du ventilateur

$$\rho_0 \left(\frac{P_2 + \rho P_r}{P_1} \right)^{1/\gamma} = 1,109 \left(\frac{101087,77 + 70}{101087,77} \right)^{1/1,4} = 1,11 \text{ kg/m}^3$$

à la sortie du ventilateur

$$P_2 + \rho P_r = 101087,77,77 + 70 = 101157,77 \text{ N/m}^2$$

sur manométrique du ventilateur

$$\text{Donné par l'équation: } H_m = \frac{W}{g}$$

$$H_m = \frac{63,12}{9,81} = 6,43 \text{ m d'air}$$

ication par le calcul du N_s (Nombre de tours spécifiques)

$$N_s = \frac{Q \cdot v^{1/2}}{L^{3/4}}$$

$$v = 200 \text{ tr/min}$$

$$Q = 31,77 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$L = 6,43 \text{ m d'air}$$

$$\text{Soit } N_s = 279,19$$

un ventilateur axial le N_s varie entre 160 et 280

comme bien que c'est un ventilateur axial qu'on a choisi.

B) CAS DE L'ÉTÉ

les hypothèses pour l'été sont :

$t_e = 35^\circ\text{C}$ (température de l'air à l'entrée de l'échangeur)

$t_s = 50^\circ\text{C}$ (température de l'air à la sortie de l'échangeur)

$T_e = 80^\circ\text{C}$ (température d'eau à l'entrée de l'échangeur)

$T_s = 45^\circ\text{C}$ (température d'eau à la sortie de l'échangeur)

avec $P_0 = 101325 \text{ N/m}^2$

on obtient - $\rho_0 = \frac{P_0}{r \cdot t_0} = \frac{101325}{287 \cdot (273 + 35)} = 1,146 \text{ kg/m}^3$

- la DTLM serait $\Delta T_m = \frac{(T_e - T_s) - (T_s - t_e)}{\ln \left(\frac{T_e - T_s}{T_s - t_e} \right)} = 18,2^\circ\text{C}$

- $P = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} = \frac{50 - 35}{80 - 35} = 0,33$

$R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} = \frac{80 - 35}{50 - 35} = 2,33$ soit $F = 0,86$

- $U = 102,46 \text{ W/m}^2\text{C}$ pour le tirage forcé

le flux de chaleur pouvant être évacué en été

Il est donné par l'équation

$$\dot{q} = F A U \Delta T_m$$

avec $A = 194,4 \text{ m}^2$ (surface d'échange totale)

Nous obtenons

$$\dot{q} = 0,86 \times 194,4 \times 102,46 \times 18,2 = 300880 \text{ W}$$

Soit $\dot{q} \approx 301 \text{ kW}$

on remarque que ce flux n'est pas suffisant. Il faut évacuer toute la puissance (375 kW) même en été.

Pour cela, nous calculons le débit d'air nécessaire au transfert pour évacuer 375 kW. chaleur en été.

on procède comme précédemment (tirage forcé sans tenir compte de l'été).

En appliquons, la équation donnée respectivement en A2, A4, A5, A6, A7, A8, A9, A10, A11, A12. Nous aurons

a coefficient d'échange global $U = \frac{q}{F \Delta T_m} = 123,24 \text{ W/m}^2\text{°C}$
 avec $q = 375 \text{ kW}$

a coefficient de convection côté air $h_a = 124,75 \text{ W/m}^2\text{°C}$

a vitesse moyenne de l'air à travers l'échangeur $v_m = 9,52 \text{ m/s}$

a vitesse de l'air à l'entrée de l'échangeur $v_1 = 9,4 \text{ m/s}$

a Les chutes de pressions et pressions :

- chute de l'entrée de la tour à la sortie de l'échangeur $\Delta P_1 = 61,86 \text{ N/m}^2$

- Pression à l'entrée de l'échangeur $P_1 = 101263,14 \text{ N/m}^2$

- chute de pression à travers l'échangeur $\Delta P_E = 75,93 \text{ N/m}^2$

- Pression à la sortie de l'échangeur $P_2 = 101187,21 \text{ N/m}^2$

- masse volumique de l'air à la sortie de l'échangeur $\rho_2 = 1,0926 \text{ kg/m}^3$

- vitesse de l'air à la sortie de l'échangeur $v_2 = 9,86 \text{ m/s}$

Calculons le débit d'air nécessaire au tour jet en été

$Q_{ve} = S_A v_a$

avec : - section de passage de l'air à travers l'échangeur $S_A = 1,792 \text{ m}^2$

- vitesse de l'air à l'entrée du ventilateur

$v_a = \frac{S_{r2} v_2}{S_A} = \frac{4,5669,86}{1,792} = 24,81 \text{ m/s}$

S_{r2} est la section de passage de l'air à travers l'échangeur

soit $Q_{ve} = 1,792 \times 24,81$

$Q_{ve} = 44,23 \text{ m}^3/\text{h}$

Appendice D

Calcul des pertes de charges dans le circuit d'eau :

En général, les pertes de charges sont composées de pertes linéaires résultant des frottements et les pertes de charges singulières.

Les pertes de charges par frottements

elles sont données expérimentalement par la formule empirique :

$$\Delta H_f = \frac{1}{2} \frac{c^2}{g} 4f \frac{l}{D}$$

avec :

c : vitesse de l'écoulement

l : longueur de la tuyauterie

D : diamètre intérieur de la tuyauterie

f : coefficient de friction donné en fonction du Reynolds

pour $Re < 2300$ régime laminaire $f = \frac{16}{Re}$

pour $3000 < Re < 12000$ Régime turbulent $f = \frac{0.079}{Re}$

pour $10000 < Re < 100000$ Régime turbulent $f = 0.04 Re^{-0.16}$

le nombre de Reynolds Re est donné par

$$Re = \frac{cd_h}{\nu}$$

avec : ν : viscosité cinématique

d_h : diamètre hydraulique (diamètre intérieur)

Les pertes de charges singulières

elles sont données par la formule générale suivante :

$$\Delta H_s = \sum \xi_i \frac{c^2}{2g}$$

où ξ_i sont les coefficients dépendant des accessoires

* Pertes de charges entre l'entrée et la sortie de la Tour.
 On a un circuit dont les tubes sont alimentés en parallèle, d'où la perte de charge est donnée par :

$$\Delta H_{e-s} = \Delta H_{cd} + \Delta H_{M_1} + \Delta H_{jt} + \Delta H_{spi} + \Delta H_{se} + \Delta H_{ss} + \Delta H_{rb}$$

avec :

ΔH_{cd} : perte dans le cône diffuseur à l'entrée

ΔH_{M_1} : perte dans le manifold d'entrée

ΔH_{jt} : perte dans la spirale

ΔH_{spi} : perte due à la courbure de la spirale

ΔH_{se} : perte due au changement de direction du fluide à l'entrée de la 10^{ème} spirale

ΔH_{ss} : perte due au changement de direction du fluide à la sortie de la 10^{ème} spirale

ΔH_{rb} : perte due au rétrécissement brusque à la sortie du manifold de récupération d'eau

* perte dans le cône diffuseur

c'est une perte singulière donnée par

$$\Delta H_{cd} = \Phi + j \quad [2]$$

avec :

* perte due au frottement contre les parois internes,

donnée selon SCHLAG par : $\Phi = \left(\frac{4(D-d_a) \Delta^4 d_a^4}{D^4 - d_a^4} \right)^{1/5}$

D : diamètre intérieur du manifold

d_a : diamètre de la tuyauterie d'aspiration

* perte due à l'augmentation progressive de section

donnée par : $j = K \frac{C_{m_1}^2}{2g}$

K : coefficient de perte donné par

$$K = 2 \left(\frac{D^2}{d_a^2} - 1 \right)^2 \quad [2]$$

Z : coefficient donné en fonction de l'angle au sommet du cône (voir fig D2), on recommande de prendre $\theta = 8^\circ$, valeur à laquelle on obtient la longueur du cône (LCD) produisant la perte minimal.

$$LCD \approx 7(D - d_a)$$

pour $\theta = 8^\circ$ on donne $Z = 0,088$ et on recommande

$\frac{D}{d_a}$ entre 1,25 et 3

on obtient finalement

$$\Delta H_{CD} = \left(\frac{4(D - d_a) D^4 d_a^4}{D^4 - d_a^4} \right)^{1/5} + 0,088 \left(\frac{D^2}{d_a^2} - 1 \right)^2 \frac{C_{M1}^2}{2g}$$

C_{M1} : vitesse de l'eau à l'entrée du Manifold de distribution elle est donnée par l'équation de continuité

$$S_a C_a = S_{M1} C_{M1}$$

$$\text{soit } C_{M1} = \frac{S_a^2 C_a}{S^2}$$

S_a et S_{M1} : section de passage de l'eau respectivement dans la Tuyauterie d'aspiration et dans le manifold.

C_a : vitesse de l'eau dans la Tuyauterie d'aspiration
 * perte dans le manifold de distribution (fig D3)
 le manifold a un diamètre constant (D); les prises de débit sont équidistantes et les ouvertures sont similaires, d'où la perte de charge résultante de cela est la même que celle du transport d'un débit

$Q_c = q_e(n-1)$, dans une canalisation fictive de même diamètre (D) que la canalisation considérée mais de longueur $L_c = \lambda e$.

$$\text{avec } \lambda = \frac{n(2n-1)}{6} \quad [2]$$

e : espacement entre les prises

q_e : débit dans la spirale avec $q_e = \frac{Q}{n}$

n : nombre de prises

et la perte serait:

$$\Delta H_{f1} = \frac{1}{2} \frac{(C_c)^2}{g} 4 f \frac{(Ae)}{D}$$

C_c : vitesse du fluide dans la canalisation fictive donnée par l'équation de débit:

$$C_c = \frac{4 Q_e}{\pi D^2}$$

* perte linéaire dans la spirale

Elle est donnée par la formule empirique pour le calcul des pertes par frottement.

perte due à la courbure de la spirale.

elle est donnée par:

$$\Delta H_{spi} = \frac{1}{2} \frac{V^2}{g} \lambda \frac{L_{spi}}{d_i} \cdot 0.0175 \quad [1]$$

V : vitesse dans la spirale

L_{spi} : longueur de la spirale

λ : coefficient déterminé en fonction du Reynolds et du rapport R_o/DH

DH : diamètre hydraulique = d_i (diamètre intérieur des tubes)

R_o : rayon de courbure moyen de la spirale

pour $1400 < Re \left(\frac{d_i}{2 R_{o\max}} \right)^{1/2} < 5000$

$R_{o\max}$: rayon de courbure Maximale de la spirale

$$\lambda = \frac{5}{Re^{0.45}} \left(\frac{d_i}{2 R_o} \right)^{0.275} \quad [1]$$

des pertes dues au changement de direction du fluide à l'entrée de la 10^e spirale et à sa sortie sont des pertes singulières données par la formule établie précédemment.

• perte due au Retressement brusque (fig 01) :

C'est une perte singulière à la sortie du manifold de récupération d'eau froide et elle est donnée par la formule :

$$\Delta H_{rb} = \frac{c_a^2}{2g} \left(\left(\frac{1}{m} - 1 \right)^2 + \frac{1}{9} \right) \quad [2]$$

avec : $m = \frac{J_a^2}{\Delta^2}$ (rapport de sections Manifold; Tuyauterie d'aspiration)

- c_a : vitesse de l'eau dans la Tuyauterie d'aspiration

* Evaluation Des pertes de charge

On fait le calcul de pertes de charge donnant la hauteur manométrique Maximale de la pompe c'est dans le cas du tirage forcé.

- Calcul de Tuyauterie

le diamètre d'une Tuyauterie est donné par la formule de débit:

$$d = \left(\frac{4Q}{\pi C} \right)^{1/2}$$

on a $Q = 2,56 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

les vitesses dans la Tuyauterie sont:

- à l'aspiration: $c_a = 1 \text{ à } 1,5 \text{ m/s}$

- au Refoulement: $c_R = 2 \text{ à } 4 \text{ m/s}$

on adopte $c_a = 1 \text{ m/s}$
 $c_R = 2 \text{ m/s}$

On obtient:

$$-d_a = \left(\frac{4 \times 2,5610^{-3}}{\pi \times 1} \right)^{1/2} = 0,06$$

$$-d_r = \left(\frac{4 \times 2,5610^{-3}}{\pi \times 2} \right)^{1/2} = 0,04$$

soit $d_a = 60 \text{ mm}$

$d_r = 40 \text{ mm}$

Il s'agit ici de diamètre intérieur choisi dans la série Renard.

Caractéristiques des manifolds (voir on estime le diamètre intérieur des manifolds à

$$\frac{\Delta}{d_a} \approx 1,3 \quad (d_a)$$

soit $\Delta = 1,3 d_a = 1,3 \times 0,06 = 0,078 \text{ m}$

on prend $\Delta = 80 \text{ mm}$

Et on déduit: $L_{CD} = 7(\Delta - d_a) = 7(80 - 60) = 140 \text{ mm}$

$$c_{M1} = \frac{d_a^2}{\Delta^2} c_a = \frac{60^2}{80^2} \times 1 = 0,56 \text{ m/s}$$

$$n = 10$$

$$e = 50 \text{ mm}$$

$$L_c = \frac{n(2n-1)}{6} \cdot 0,05 = 1,58 \text{ m}$$

$$Q_c = \frac{9}{10} Q = \frac{9}{10} \cdot 2,5610^{-3} = 2,30410^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$-c_c = \frac{4Q_c}{\pi \Delta^2} = \frac{4 \times 2,30410^{-3}}{\pi (0,08)^2} = 0,46 \text{ m/s}$$

Tuyauteries et accessoires:

On a pour l'aspiration: 35 m de tubes; 7 coudes à 90°
et 1 vanne

refoulement: 30 m de tube; 6 coudes à 90°
et 4 vannes

L'échangeur: $L_{spir} = 86,3 \text{ m}$
 $V = 2,27 \text{ m/s}$

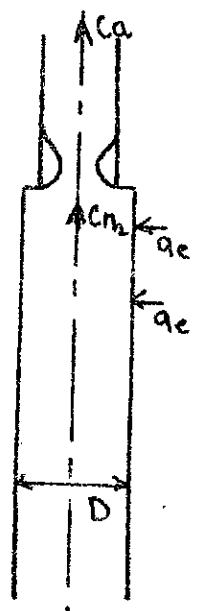


FIG D1

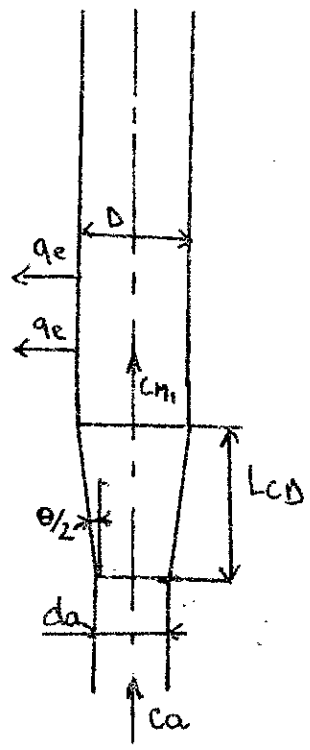


FIG D2

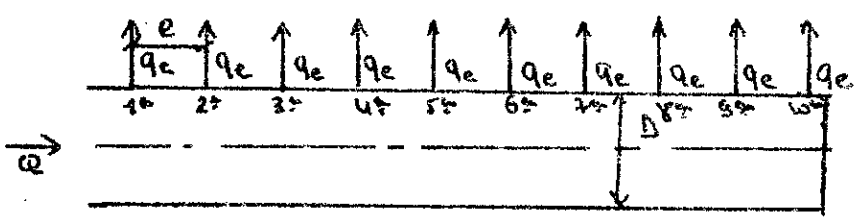


FIG D3

$$d_i = 0,012 \text{ m}$$

$$R_0 = 1 \text{ m} ; R_{\text{max}} = 1,375 \text{ m}$$

Singularités :

pour un coude à 90° $\xi = 1$

pour une vanne $\xi = 3$

pour séparation de fluide $\xi = 0,8$

pour réunion de fluide $\xi = 0,8$

on va regrouper tous les résultats sous forme de tableaux qui seront dénomés :

TABLEAU D1 : pertes linéaires dans différents éléments du circuit

TABLEAU D2 : pertes singulières dans les éléments du circuit

TABLEAU D3 : perte dans le cône diffusant (ΔH_{co})

TABLEAU D4 : perte due à la courbure de la spirale (ΔH_{sp})

TABLEAU D5 : perte due au rétrécissement brusque (ΔH_{rb})

La perte de charge totale dans le circuit serait :

$$\Delta H_t = \sum \Delta H_f + \sum \Delta H_s + \Delta H_{co} + \Delta H_{sp} + \Delta H_{rb}$$

avec :

$$\sum \Delta H_f = \Delta H_{fa} + \Delta H_{fv} + \Delta H_{fe} + \Delta H_{fi}$$

$$\text{et } \sum \Delta H_s = \Delta H_{sa} + \Delta H_{sv} + \Delta H_{se} + \Delta H_{si}$$

L'indice a : pour l'aspiration.

L'indice v : pour le refoulement.

TABLEAU D1:

	T (°C)	d _i (cm)	c (cm/s)	ν _e (m ² /s)	Re	f	l (cm)	ΔH _f (mCE)
aspiration	75	0.06	1	$0,397 \cdot 10^{-6}$	151130	0,0059	35	0,701
refoulement	40	0.04	2	$0,658 \cdot 10^{-6}$	121580	0,0061	30	3,758
spirale	57,5	0.012	2,27	$0,409 \cdot 10^{-6}$	66601	0,0068	86,3	51,115
Manifold d'entrée	75	0,08	0,46	$0,397 \cdot 10^{-6}$	92695	0,0064	1,58	0,005

TABLEAU D2:

	ξ _f	c (m/s)	ΔH _f (mCE)
Aspiration	5,1	1	0,260
Refoulement	13,8	2	2,813
entrée 10° spirale	0,8	2,27	0,210
sortie 10° spirale	0,8	0,56	0,013

TABLEAU D3:

	d _a (cm)	D (cm)	ξ _f (mCE)	K	c _m (m/s)	ξ (mCE)	ΔH _{CD} (mCE)
Cone diffuseur	0,06	0,06	0,069	0,053	0,56	0,001	0,068

TABLEAU D4:

	d _a (m)	D (cm)	m	c _a (m/s)	ΔH _{rb} (mCE)
retour à l'écoulement brusque	0,06	0,08	0,56	1	0,037

TABLEAU D5:

	T (°C)	d _i (cm)	c (cm/s)	ν _e (m ² /s)	Re	Re $\left(\frac{d_i}{2R}\right)^{0,75}$	λ	L (cm)	ΔH _{sp} (mCE)
Coulisse de la spirale	57,5	0,012	2,27	$0,409 \cdot 10^{-6}$	66601	4399,5	0,0082	86,3	0,277

Appendice E

Évaluation des efforts agissant sur un appui
 les efforts agissant sur les appuis constituant la base des potelets sont : - le poids propre de la structure (coque)

- le poids due au charge d'exploitation

- le poids due à la pression du vent

- le poids propre du potelet

1/ Poids propre de la structure

Il est donné par :

$$R_{pps} = R_{IPE} + R_{rai} + R_{plex} + R_{ac}$$

avec R_{IPE} : poids des IPE80 formant la structure

R_{rai} : poids des raidisseurs de centrage.

R_{plex} : poids des plaques de plexiglas

R_{ac} : poids des plaques amiants-ciment

+ Poids propre de IPE80 : on a 8 IPE80 de 5m chacun, leur poids est de 6kg par mètre linéaire, soit :

$$R_{IPE} = 8 \times 5 \times 6 = 320 \text{ Kg}$$

+ Poids des raidisseurs

Les raidisseurs sont des plats de 80mm de largeur, 5mm d'épaisseur qui pèsent 3,14 Kg par mètre linéaire et des plats de 35mm de largeur, 5mm d'épaisseur qui pèsent 1,37 Kg par mètre linéaire.

Pour la structure on a : 160 m de plats à 35mm de largeur, soit un poids total de $160 \times 1,37 = 219,2 \text{ Kg}$

- et 112 m de plats à 80mm de largeur, soit un poids total de $112 \times 3,14 = 351,7 \text{ Kg}$

Nous aurons

$$R_{tai} = 315,7 + 212,2 = 564 \text{ kg}$$

+ poids de plaques de plexiglas

on prend des plaques de plexiglas de 0,5 cm d'épaisseur,

Le volume occupé par le plexiglas est de $0,22 \text{ m}^3$.

avec la masse volumique du plexiglas $\rho_{plex} = 1300 \text{ kg/m}^3$

$$\text{soit } R_{plexi} = 1300 \times 0,22 = 273 \text{ kg}$$

+ poids de plaque d'amiante-ciment

on prend des plaques d'amiante-ciment de 3 mm d'épaisseur

le volume occupé par l'amiante-ciment est de $0,13 \text{ m}^3$

avec une masse volumique de l'amiante-ciment $\rho_{a-c} = 1400 \text{ kg/m}^3$

$$\text{soit } R_{a-c} = 1400 \times 0,13 = 182 \text{ kg}$$

Nous aurons le poids total de la structure

$$R_{pps} = 320 + 564 + 182 + 273 = 1339 \text{ kg}$$

2) poids des surcharges d'exploitation

les charges d'exploitation sont des surcharges (échelles, personnes montant sur ces échelles), on évalue ces charges

$$\text{à } R_{exp} = 200 \text{ kg}$$

3) le poids propre du potelet

ce poids est le poids de L'HERB 100 de 1 m qui constitue un des 8 potelets supportant le charg de la cage.

son poids est de 20,4 kg, soit:

$$R_{pote} = 20,4 \text{ kg}$$

4) Poids due à la pression du vent

on évalue le poids due à la pression du vent sur un des 8 appuis où repose les potelets (voir Figs E)

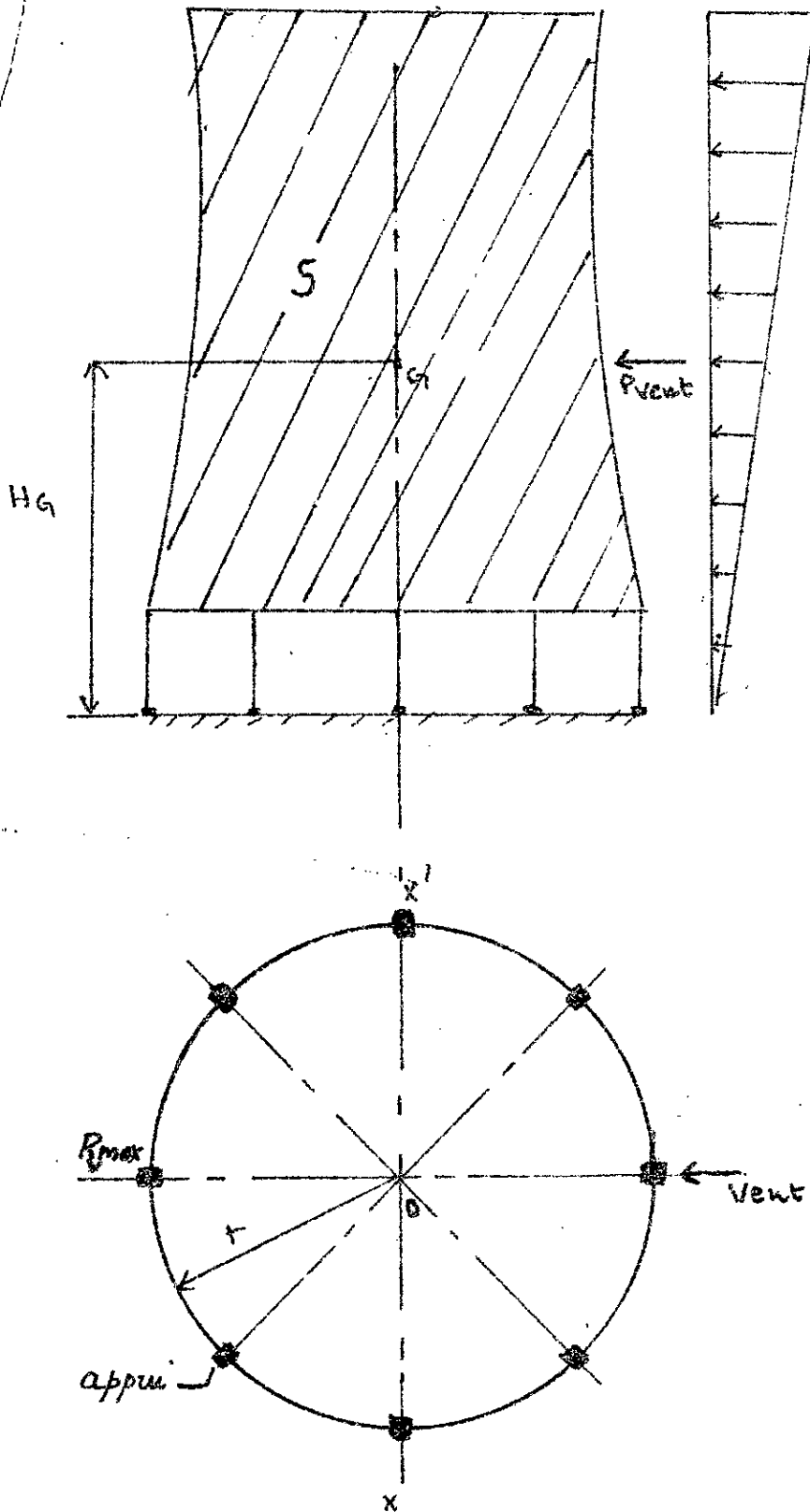


FIG : Repartition de la charge due au vent

La charge verticale maximal due à la pression du vent sur un appui se donne par la réaction maximal (R_{Vmax}) dans l'appui due à un moment de renversement M

Soit

$$R_{Vmax} = \frac{M}{4r} \quad \text{dans le cas de 8 appuis}$$

avec : le moment de renversement est donné par

$$M = P_{vent} \times H_G$$

le bras de levier H_G (hauteur du centre de gravité)

$$H_G = 3,5 \text{ m}$$

La charge horizontale due à la pression du vent est donnée

$$\text{par : } P_{vent} = S q c$$

ou c : coefficient aérodynamique

q : pression dynamique du vent

S : projection de la surface exposée au vent suivant la direction du vent

$$\text{on a } S = 15 \text{ m}^2$$

Pour un vent extrême on retient une pression dynamique

de 79 kg/m^2 . le coefficient dynamique qui dépend du site

$$\text{est pris : } c = 1,4$$

$$\text{Nous aurons : } P_{vent} = 79 \times 1,4 \times 15 = 1659 \text{ Kg}$$

$$M = \frac{P_{vent} H_G}{4r} = 1659 \times 3,5 = 5806,5 \text{ Kg-m}$$

$$\text{avec } r = \frac{D_b}{2} = \frac{3,58}{2} = 1,79 \text{ m (rayon de base de la tour)}$$

$$R_{Vmax} = \frac{1659 \times 3,5}{4 \times 1,79} = 810,96 \text{ Kg}$$

$$\text{Soit } R_{Vmax} = 811 \text{ Kg}$$

Appendice F

Efficacité des ailettes

on va évaluer dans cette partie l'efficacité de l'ailette utilisée pour l'échangeur. on donne celle ci par abaque en fonction du rapport $\frac{r_2}{r_1}$ et d'un coefficient $\epsilon_p = l_c^{3/2} \left(\frac{h}{KA} \right)^{1/2}$ en assimilant notre ailette à l'ailette représentée dans l'abaque 1.

on a $d_a = 40 \text{ mm}$ (diamètre extérieur de l'ailette)

$d_e = 14 \text{ mm}$ (diamètre extérieur du tube)

avec :

- rayon externe de l'ailette $r_2 = \frac{d_a}{2} = \frac{40}{2} = 20 \text{ mm}$

- rayon externe du tube $r_1 = \frac{d_e}{2} = \frac{14}{2} = 7 \text{ mm}$

- la différence $l_c = r_2 - r_1 = 20 - 7 = 13 \text{ mm}$

- le coefficient de convection côté air $h = h_a = 134,8 \text{ W/m}^2\text{K}$

(Tirage forcé en été), avec cette valeur on obtient l'efficacité minimum.

- la conductivité thermique du cuivre $k = 389 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

- la section rectangulaire $A = l_c \cdot e = 13 \cdot 1 = 13 \text{ mm}^2$

e : épaisseur de l'ailette

Nous aurons

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{20}{7} = 2,86$$

$$\epsilon_p = l_c^{3/2} \left(\frac{h}{KA} \right)^{1/2} = (13 \cdot 10^{-3})^{3/2} \left(\frac{134,8}{389 \cdot 13 \cdot 10^{-6}} \right)^{1/2} = 0,24$$

pour $\epsilon_p = 0,24$ et $\frac{r_2}{r_1} = 2,86$ l'abaque 1 donne l'efficacité de l'ailette soit

$$\eta = 0,85\%$$

Abaque 1 :

a. Ailette circulaire de section rectangulaire.

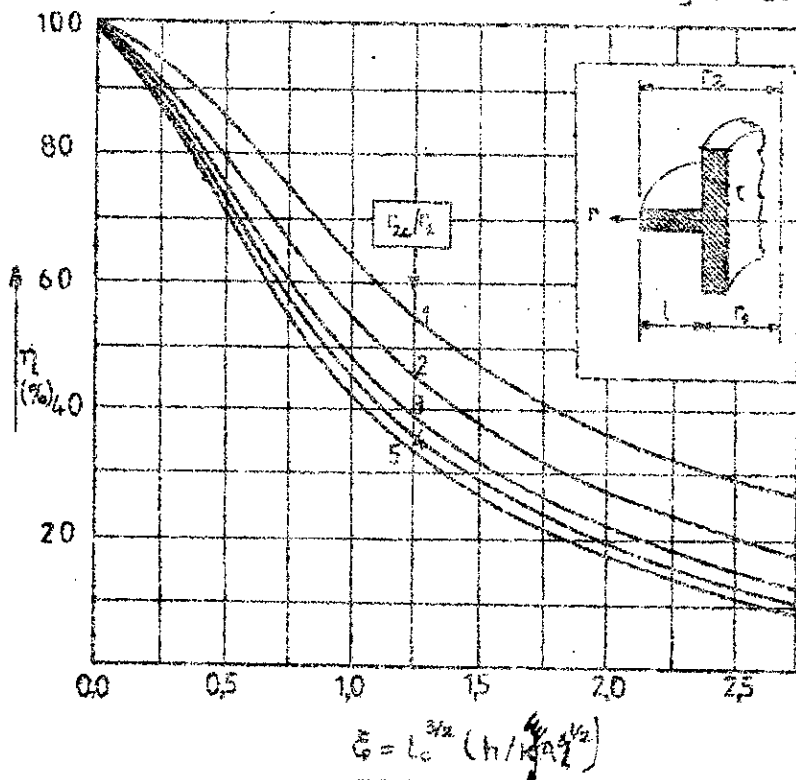


TABLE A-1

Table A-5 Properties of Air at Atmospheric Pressure†

The values of μ , k , c_p and Pr are not strongly pressure-dependent and may be used over a fairly wide range of pressures.

T, °K	ρ kg/m ³	c_p , kJ/ kg·°C	μ , kg/m·s · 10 ²	ν , m ² /s · 10 ⁶	k , W/ m·°C	α , m ² /s · 10 ⁴	Pr
100	3.6010	1.0266	0.6924	1.923	0.009246	0.02501	0.770
150	2.3675	1.0099	1.0283	4.343	0.013735	0.05745	0.753
200	1.7684	1.0061	1.3289	7.490	0.01809	0.10165	0.739
250	1.4128	1.0053	1.488	9.49	0.02227	0.13161	0.722
300	1.1774	1.0057	1.983	16.84	0.02624	0.22160	0.708
350	0.9980	1.0090	2.075	20.76	0.03003	0.2983	0.697
400	0.8826	1.0140	2.286	25.90	0.03365	0.3760	0.689
450	0.7833	1.0207	2.484	31.71	0.03707	0.4222	0.683
500	0.7048	1.0295	2.671	37.90	0.04038	0.5564	0.680
550	0.6423	1.0392	2.848	44.34	0.04360	0.6532	0.680
600	0.5879	1.0551	3.018	51.34	0.04659	0.7512	0.680
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.682
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.9672	0.684
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.686
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.689
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.692
900	0.3925	1.1212	3.899	99.3	0.06279	1.4271	0.696
950	0.3716	1.1321	4.023	108.2	0.06525	1.5510	0.699
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.8	0.06752	1.6779	0.702
1100	0.3204	1.160	4.44	138.6	0.0732	1.969	0.704
1200	0.2947	1.179	4.69	159.1	0.0782	2.251	0.707
1300	0.2707	1.197	4.93	182.1	0.0837	2.583	0.705
1400	0.2515	1.214	5.17	205.5	0.0891	2.920	0.705
1500	0.2355	1.230	5.40	229.1	0.0946	3.262	0.705
1600	0.2211	1.248	5.63	254.5	0.100	3.609	0.705
1700	0.2082	1.267	5.85	280.5	0.105	3.977	0.705
1800	0.1970	1.287	6.07	308.1	0.111	4.379	0.704
1900	0.1858	1.309	6.29	338.5	0.117	4.811	0.704
2000	0.1762	1.338	6.50	369.0	0.124	5.260	0.702
2100	0.1682	1.372	6.72	399.6	0.131	5.715	0.700
2200	0.1602	1.419	6.93	432.6	0.139	6.120	0.707
2300	0.1538	1.482	7.14	464.0	0.149	6.540	0.710
2400	0.1458	1.574	7.35	504.0	0.161	7.020	0.718
2500	0.1394	1.688	7.57	543.5	0.175	7.441	0.730

TABLEAU 2

A.3.2. PROPRIÉTÉS DE QUELQUES LIQUIDES SOUS PRESSION DE SATURATION (**)

t °C	ρ Kg/m ³	ν Kg/(m.s)	ν m ² /s	C_p 1/(Kg.K)	λ W/(m.K)	α m ² /s	Pr	β 1/Kelvin
				Exo				
0	1002	$1,78 \times 10^{-1}$	$0,179 \times 10^{-5}$	4218	0,552	$11,1 \times 10^{-8}$	13,6	$0,56 \times 10^{-4}$
10	1001	1,30	0,130	4192	0,566	13,7	9,30	0,88
20	1001	1,00	0,101	4167	0,599	14,1	7,02	2,06
40	994,6	0,651	0,0658	4178	0,628	15,1	4,34	3,72
60	985,4	0,469	0,0477	4184	0,651	15,5	3,02	5,15
80	974,1	0,354	0,0354	4196	0,668	16,4	2,22	6,55
100	960,6	0,281	0,0294	4216	0,680	16,8	1,74	7,49
120	945,3	0,234	0,0247	4250	0,685	17,1	1,446	8,92
140	928,3	0,198	0,0214	4283	0,684	17,2	1,241	10,0
160	909,7	0,172	0,0189	4342	0,680	17,3	1,099	10,7
180	889,0	0,154	0,0173	4417	0,675	17,2	1,004	11,4
200	866,7	0,138	0,0160	4505	0,665	17,1	0,937	14,1
220	842,4	0,125	0,0149	4610	0,653	16,8	0,891	15,0
240	815,7	0,117	0,0143	4756	0,635	16,4	0,871	16,0
260	785,9	0,108	0,0137	4949	0,611	15,6	0,874	21,3
280	752,5	0,102	0,0135	5208	0,580	14,8	0,910	26,8
300	714,3	0,096	0,0135	5728	0,540	13,2	1,019	
				Exo 12				
-50	1547	$0,480 \times 10^{-3}$	$0,0310 \times 10^{-5}$	375,0	0,0675	$5,01 \times 10^{-8}$	6,2	$2,63 \times 10^{-3}$
-40	1519	0,423	0,0279	384,7	0,0692	5,13	5,4	
-30	1490	0,377	0,0253	395,6	0,0692	5,26	4,8	
-20	1461	0,343	0,0235	407,3	0,0710	5,39	4,4	
-10	1430	0,316	0,0221	420,3	0,0727	5,50	4,0	
0	1397	0,299	0,0214	434,5	0,0727	5,57	3,8	
10	1364	0,277	0,0207	449,6	0,0727	5,60	3,6	
20	1330	0,263	0,0198	465,9	0,0727	5,60	3,5	
30	1295	0,251	0,0194	483,5	0,0710	5,60	3,5	
40	1257	0,240	0,0191	1002	0,0692	5,55	3,5	
50	1216	0,229	0,0189	1022	0,0675	5,44	3,5	

(*) d'après la référence [G.6] et l'ouvrage :
E.R.G. Eckert - R.M. Drake : Heat and Mass Transfer, MC GRAM-HILL,
N.Y.

REFERENCES

- [1] Memento des pertes de charges Ie. Idel'cik Eyrolles
- [2] Hydraulique generale et appliquee M. Carlier Eyrolles
- [3] Systeme de refroidissement par tour seche S. Chick
Janvier 1984
- [4] Aerodynamique experimental P. Rebuffet DUNOD
- [5] Turbo pompes B470a Techniques de l'ingenieur
- [6] Compression de l'air et des gaz B510 Techniques de l'ingenieur
- [7] Solutions aux problemes de refroidissement d'une
centrale thermique d'une puissance de 2×150 MW
M. Aissa et H. Bouadi Juin 1977
- [8] Refrigerants des eaux de circulation B353
Techniques de l'ingenieur
- [9] construction Metalliques K. Moubhanov
Edition MIT - Moscou
- [10] Batiment 2: Elements de construction
R. Delebecque Delagrave
- [11] Batiment a ossature Metallique
C. Bouamara et M. Lerata Juin 1978

