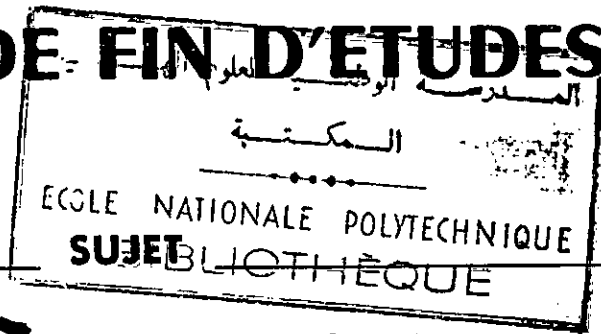


lex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : Génie - Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

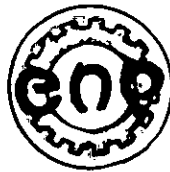


SYSTEME DE
REFROIDISSEMENT
PAR TOUR SECHE

Proposé par :
Mr. AIT-ALI

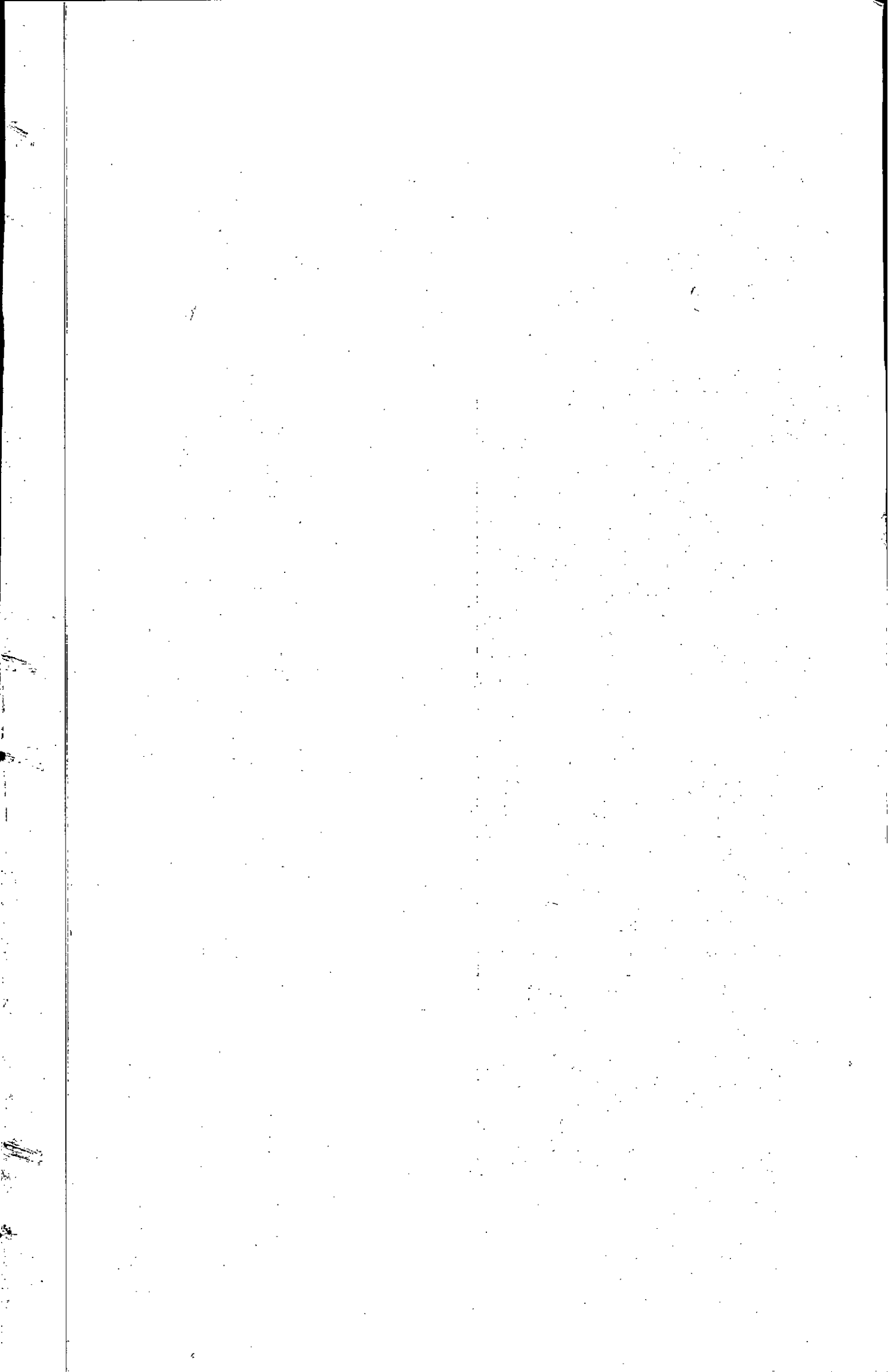
Etudié par :
Mr. CHIKH. Salah

Dirigé par :
Mr. AIT-ALI



PROMOTION :

- Janvier 1984 -



Je tiens à remercier Monsieur
M.A. AITALI pour ses conseils et
son suivi durant cette étude,
ainsi que tous les enseignants
qui ont contribué à ma
formation.

SHIKH Salah.

RÉSUMÉ

Sujet . Système de refroidissement par tour sèche .

Les dimensions principales d'une tour sèche destinée à évacuer les 375 KW fournis par quatre fours de métallurgie expérimentale à induction ont été déterminées. Pour une température de 25°C, moyenne hypothétique annuelle, un air sec et un tirage naturel, la tour doit mesurer 3,3m de diamètre de base et 7,1 m de hauteur. L'échangeur, constitué de tubes ailetés en aluminium, doit avoir une surface effective de 262 m² dont 12,4% de surface primaire. En tirage forcé, avec un ventilateur de 10,7 KW, les dimensions sont respectivement 2,3 m; 4,5 m et 102 m². Une humidité relative de 80% ne permet qu'une réduction de hauteur de 0,90 m.

La solution recommandée consiste à réaliser la tour sèche à tirage naturel et à prévoir une ventilation forcée de 6 KW, d'appoint pour l'été.

ملخص

الموضوع: مخطط برج جاف .

لقد تم تحديد الأبعاد الرئيسية للبرج الجاف المخصص لإجلاء 375 كيلو واط من حرارة صهر الحديد .

من أجل درجة 25°م، معدل سنوي افتراضي، هواء جاف وسحب طبيعي يكون طول البرج 7,1 م و قطره القاعدي 3,3 م . أما عن المبادل فهو مكون من أنابيب ألومنيوم مجنعة وتبلغ مساحته الحقيقية 262 م² منها 12,4% مساحته الابتدائية . أما في مصب قسري بهواء 10,7 كيلو واط فأبعاد البرج تكون على الترتيب 4,5 م و 2,3 م ومساحته 102 م² . وبطبيعة نسبية قدرها 80% لا نستطيع تقليل طول البرج والذ 0,90 م ، لذا يصبح بإيجاز برج جاف ذي سحب طبيعي واستعمال قسري (6 كيلو واط) كتمكئة بالنسبة للهبوط .

SUMMARY

Subject . Dry cooling tower system.

The main dimensions of dry cooling tower to evacuate to atmosphere 375 KW supplied by four experimental metallurgy induction ovens have been determined. For a temperature of 25°C, hypothetical yearly average of dry air, and natural draft, the tower must be 3.3 m in diameter and 7.1 m high. The heat exchanger, of finned aluminium tubes, must have an effective area of 262 m², 12.4% of which are tube area. With a forced draft of 10.7 KW, the dimensions are respectively 2.3 m; 4.5 m and 102 m². A relative humidity of 80% allows only a reduction of 0.90 m in tower height.

The recommended solution calls for a dry cooling, natural draft tower with a forced draft of 6 KW for occasionally hot summer days.

SOMMAIRE

Chapitre 1: INTRODUCTION	1
1.1. Classification des tours de refroidissement	1
1.1.1. Tours de refroidissement humides	2
1.1.2. Tours de refroidissement sèches	7
1.2. Objectif de l'étude	10
Chapitre 2: METHODE D'ANALYSE	11
2.1. Installation et utilisation des fours	11
2.2. Boucle de refroidissement des fours	12
2.3. Choix de la pompe	16
2.4. Echangeur de chaleur de la tour	17
2.5. Ventilateur	20
2.6. Tour de refroidissement	21
Chapitre 3: DIMENSIONNEMENT DE LA TOUR A TIRAGE NATUREL	23
3.1. Hypothèses de calcul	23
3.2. Coefficient d'échange global	26
3.3. Surface d'échange	26
3.3.1. Calcul de la "DTLM"	27
3.3.2. Détermination du coefficient de correction	28
3.4. Longueur de tube	28
3.4.1. Longueur totale de tube	28
3.4.2. Longueur de chaque tube	29

3.5. Diamètre de base de la tour.....	30
3.6. Chutes de pression.....	31
3.6.1. Hypothèses.....	31
3.6.2. Chute de pression entre l'entrée de la tour et l'entrée de l'échangeur.....	31
3.6.3. Chute de pression à travers l'échangeur.....	32
3.7. Hauteur de la tour.....	33
3.8. Performances du système en été.....	35
3.8.1. Hypothèses de calcul.....	36
3.8.2. Flux de chaleur pouvant être évacué.....	36
3.8.3. Hauteur nécessaire au tirage pour évacuer toute la puissance.....	37
Chapitre 4: DIMENSIONNEMENT DE LA TOUR A TIRAGE FORCÉ.....	40
4.1. Hypothèses.....	40
4.2. Coefficient d'échange global.....	41
4.3. Surface d'échange.....	41
4.4. Longueur de tube.....	41
4.5. Diamètre de base de la tour.....	42
4.6. Chutes de pression.....	43
4.6.1. Chute de pression entre 0 et 1.....	43
4.6.2. Chute de pression à travers l'échangeur.....	43
4.7. Puissance du ventilateur.....	44
4.8. Elevation de pression dans le ventilateur.....	45

4.9. Hauteur de la tour.....	45
4.9.1. Densité de l'air à la sortie de la tour.....	46
4.9.2. Hauteur de la tour.....	46
Chapitre 5 : COMPARAISON DES DEUX MODES DE TIRAGE ET	
CONCLUSION.....	48
Conclusion.....	50
APPENDICE A.....	53
APPENDICE B.....	56
APPENDICE C.....	60
APPENDICE D.....	63
APPENDICE E.....	66
APPENDICE F.....	67
APPENDICE G.....	70

NOMENCLATURE

- A : Surface d'échange totale
- A_e : surface d'échange par mètre de tube
- C_{pa} : Chaleur spécifique à pression constante, de l'air
- C_{pe} : 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.
- F : facteur de correction de la "DTLM"
- f : coefficient de friction
- G : vitesse massique de l'air
- h_a : coefficient de convection côté-air
- h_e : coefficient de convection côté-eau
- K : conductivité thermique
- K_A : conductivité thermique de l'aluminium.
- L : Longueur de chaque tube
- L_t : Longueur totale de tube
- \dot{M} : débit massique d'eau
- \dot{m} : débit massique d'air
- N : nombre de rangées de tubes en profondeur.

- n_a : nombre d'ailettes par mètre de tubes.
 P : pression de l'air
 P_v : puissance du ventilateur
 Q : débit volumique d'eau
 \dot{q} : flux de chaleur à évacuer.
 S : section de passage d'air.
 T : température de l'eau.
 t : température de l'air.
 u : vitesse d'entraînement du ventilateur.
 V : vitesse de l'eau dans l'échangeur.
 v : vitesse absolue de l'air.
 W : travail fourni par le ventilateur
 w : vitesse relative de l'air
 Z : hauteur de la tour.

Chapitre 1. INTRODUCTION

Dans de nombreux secteurs de l'industrie, l'ingénieur se trouve confronté au problème d'évacuation de la chaleur des circuits de refroidissement des centrales thermiques, électriques ou nucléaires.

Si la centrale est à proximité de la mer ou d'un fleuve le problème d'approvisionnement en eau ne se pose pas de façon quantitative; l'eau soutirée de la mer ou du fleuve passe par un poste de traitement avant d'être introduit dans un condenseur où elle s'échauffe, pour être ensuite rejetée à la mer. C'est un refroidissement à circuit ouvert.

Dans le cas où la centrale est installée dans une région pauvre en eau, l'eau de refroidissement doit être récupérée pour être réutilisée après son passage dans le condenseur.

La vapeur cède son énergie de condensation à l'eau de refroidissement qui, en sortant du condenseur, sera dirigée vers des réfrigérants atmosphériques qui la refroidissent à son tour pour être enfin renvoyée au condenseur.

Un tel circuit est dit "circuit fermé".

1.1. Classification des tours de refroidissement

Il existe deux grands types de tours de refroidissement:

2.

- .. les tours de refroidissement humides
- .. les tours de refroidissement sèches.

1.1.1/ Tours de refroidissement humides.

L'échange de chaleur se fait entre l'air (source froide) et l'eau (source chaude) qui se rencontrent ; il y a évaporation.

L'autre mode de transfert de chaleur, mais n'entrant qu. dans un faible rapport, est la convection.

L'échange de chaleur se fait approximativement dans les proportions suivantes :

75% par évaporation
et 25% par convection.

Dans une telle installation, il est nécessaire d'avoir un appoint d'eau pour compenser les pertes par évaporation.

a/ Principe de fonctionnement

L'eau chaude, sortant du condenseur, est dirigée vers la tour de refroidissement où elle est refroidie par contact avec l'air aspiré naturellement ou artificiellement par un ventilateur. L'eau froide sera recueillie dans un bassin et elle est prête à servir de nouveau. Elle sera renvoyée au condenseur au moyen d'une pompe de recirculation (voir figure 1.1).

b/ Répartition des tours humides.

Elles se répartissent suivant :

- le mode de tirage : on distingue les tours de

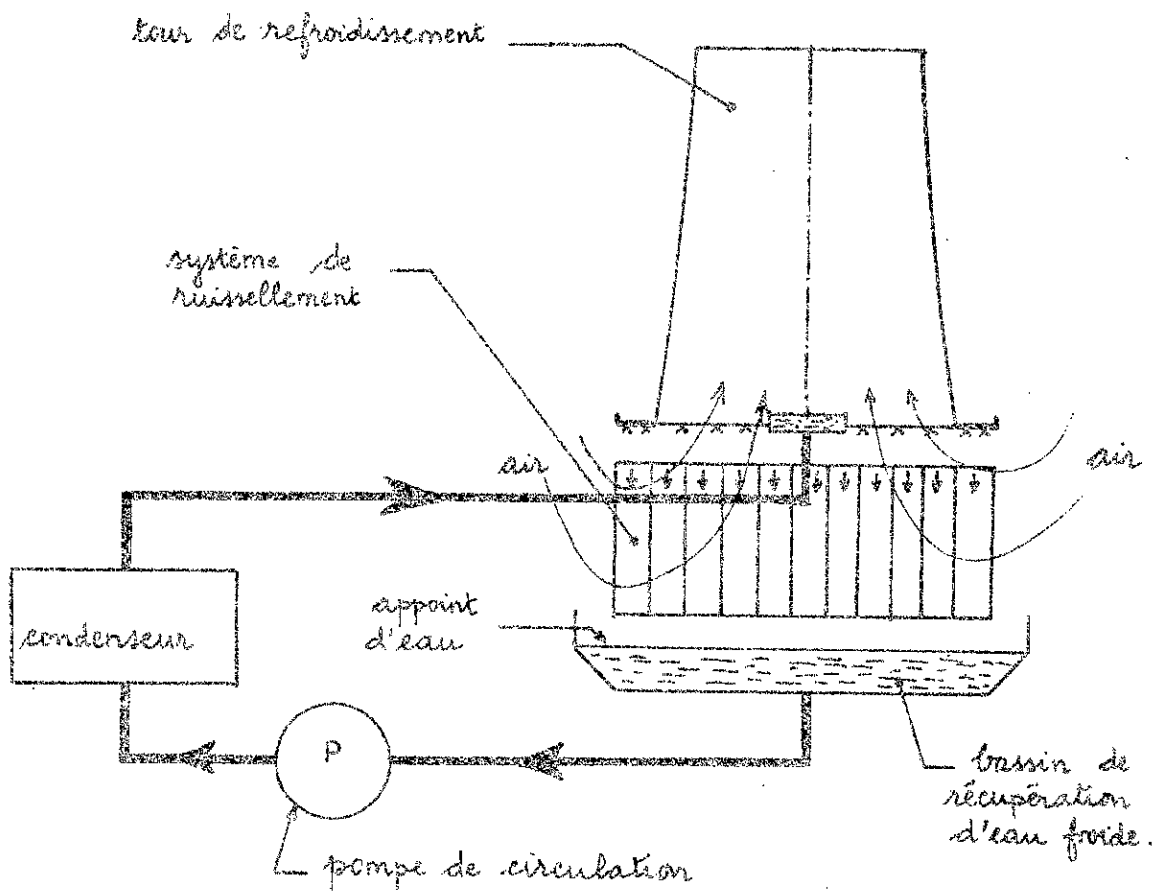


Fig 1.1 : Schéma de principe

4.

refroidissement à tirage naturel, de dimensions importantes, où l'aspiration de l'air se fait naturellement (par effet de cheminée) et les tours de refroidissement à tirage artificiel où l'aspiration de l'air se fait à l'aide d'un ventilateur; les dimensions de ces dernières sont nettement plus réduites.

- le mode de dispersion qui est:

- soit à contre courant: l'eau et l'air ont des directions parallèles mais opposées.
- soit à courants croisés: l'eau et l'air ont des directions perpendiculaires.

Il existe aussi un système de dispersion mixte où les deux modes sont à la fois utilisés. Les directions de l'eau et de l'air sont perpendiculaires puis deviennent parallèles vers le centre de la dispersion.

c/ Tours humides à tirage forcé

Dans ce type de tours, l'appel d'air est accéléré mécaniquement au moyen d'un ventilateur qui peut être aspirant s'il est placé au dessus du système de ruissellement, ou soufflant s'il est à la base du système de ruissellement.

Elles sont généralement constituées de plusieurs cellules identiques placées côte à côte et ayant des circuits d'air de refroidissement indépendants. Ces cellules sont alimentées en

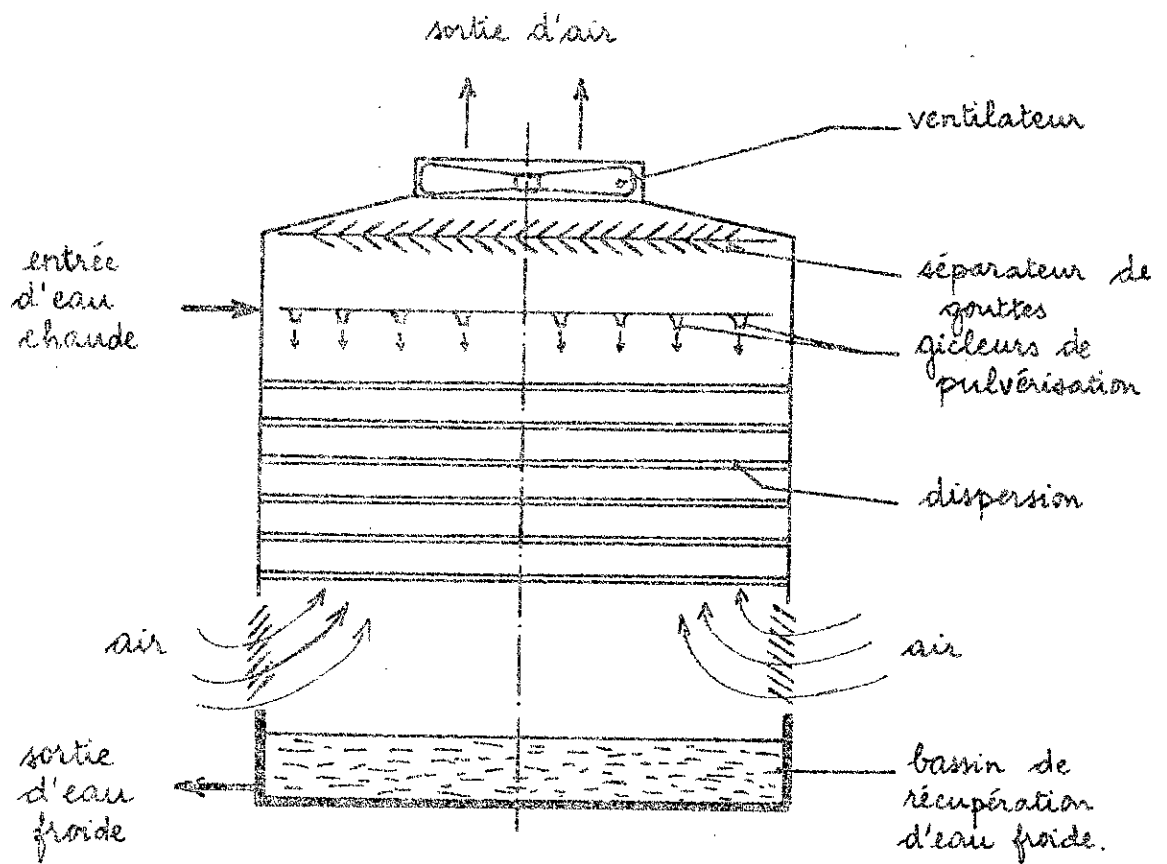


Fig 1.2: Schéma d'une cellule

eau chaude en parallèle tandis que l'eau refroidie est récupérée dans un bassin commun.

Le principe de fonctionnement de chaque cellule se résumera dans les parcours de l'air de refroidissement et de l'eau à refroidir. L'air frais est admis par la partie du bas de la cellule, traverse la dispersion puis rencontre un séparateur de gouttelettes arrêtant toutes les gouttes d'eau contenues dans cet air, avant d'être aspiré par un ventilateur.

Par contre l'eau chaude est introduite par la partie du haut, au dessus de la dispersion. Elle est ensuite distribuée par un certain nombre dejecteurs de pulvérisation pour qu'elle se répartisse d'une manière homogène au dessus de la dispersion à travers laquelle elle s'écoule avant d'être recueillie dans un bassin d'eau froide.

d/ Choix entre les deux modes de tirage

La tour de refroidissement à tirage naturel peut être globalement plus économique pour autant que ses dimensions ne soient pas démesurées bien que le coût de construction de celle-ci soit plus élevé.

La tour de refroidissement à tirage artificiel est caractérisée par un coût d'exploitation plus élevé dû

à la consommation d'énergie électrique.

1.1.2/ Tours de refroidissement sèches

Nous avons vu que si l'eau est peu abondante, il est nécessaire d'utiliser un circuit fermé qui n'exige pas un appoint d'eau. Un tel système de refroidissement n'utilise que l'air ambiant : c'est la tour de refroidissement sèche.

a/ Principe de fonctionnement

L'eau de refroidissement du ~~condenseur~~ est refroidie dans un circuit fermé sous l'effet de l'air atmosphérique.

L'eau chaude, sortant du condenseur, passe par un élément de refroidissement qui est l'échangeur de chaleur et sort refroidie pour être réutilisée.

Dans un circuit pareil, il n'y a pas de ^{contact} direct entre l'eau et l'air, donc il n'y a pas d'évaporation d'eau.

b/ Classification des tours sèches

Selon le mode de tirage de l'air, on distingue :

- les tours sèches à tirage artificiel (aspirant ou soufflant).
- et les tours sèches à tirage naturel.

Les tours sèches à tirage artificiel sont équipées de ventilateurs qui consomment de l'énergie électrique.

Tandis que les tours sèches à tirage naturel nécessitent, relativement, beaucoup moins d'entretien et pratiquement aucune énergie électrique ; cependant elles possèdent des dimensions qui sont bien plus importantes.

e/ Choix entre les deux types de tours.

Le coût d'investissement d'une tour sèche à tirage naturel est plus élevé que celui d'une tour sèche à tirage forcé à cause de sa grande taille. Mais ce surcoût d'investissement peut être compensé par le faible coût de fonctionnement dû à l'absence de ventilateur.

Les centrales thermiques sont généralement prévues pour une vie économique de l'ordre de 25 ans ou plus. L'économie d'électricité réalisée par une tour sèche à tirage naturel représente un revenu additionnel pour la compagnie opératrice. Le revenu doit être capitalisé selon les calculs habituels de cash-flow et comparé au surcoût d'investissement afin de déterminer la solution économique optimale.

d/ Circuit de refroidissement (voir la figure 1.3)

Il comporte essentiellement :

- un condenseur : source d'échauffement de l'eau.
- une pompe permettant la recirculation de l'eau sortant du condenseur et allant vers la tour.
- une tour de refroidissement avec à sa base l'échangeur de

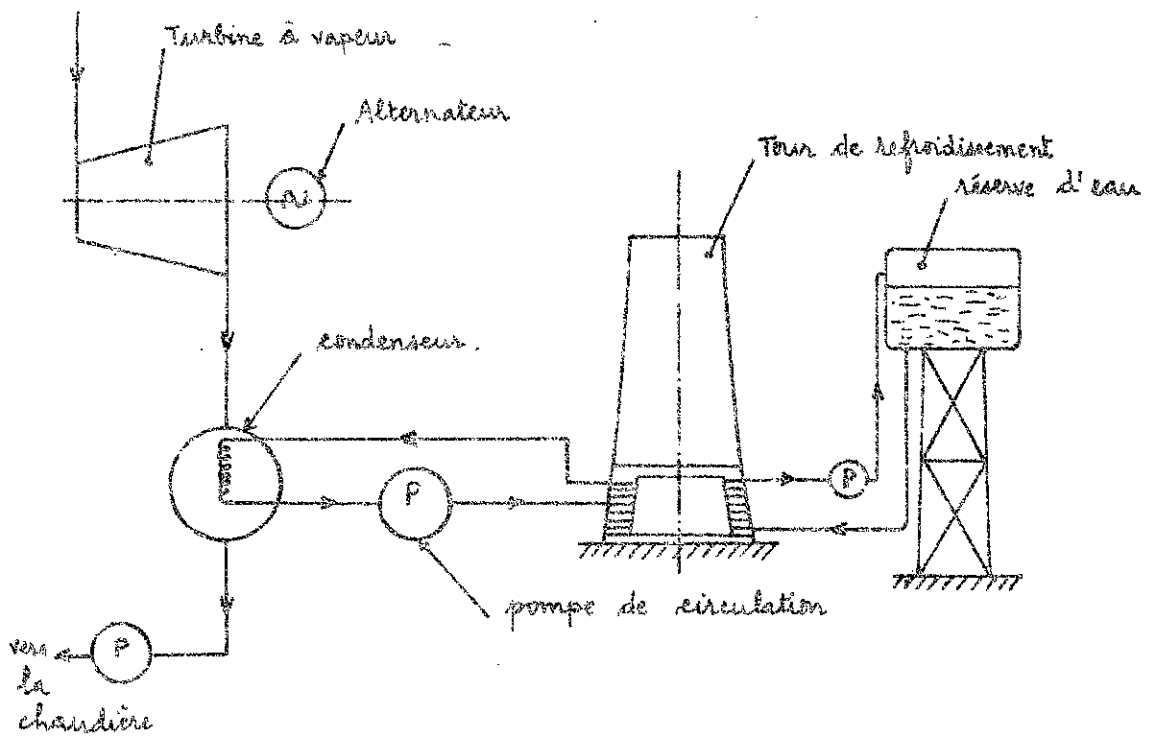


Fig 13 : Circuit de refroidissement

chaleur: élément important du circuit de refroidissement,
• un château d'eau constituant la réserve d'eau.

12. Objectif de l'étude

Le but de l'étude proposée est de dimensionner un système de refroidissement par tour sèche 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.

On dimensionnera la tour à tirage naturel et la tour à tirage forcé, on comparera ensuite les résultats obtenus pour les deux types de tours. On fera aussi un calcul de pompe à installer dans le circuit, ainsi qu'un calcul de ventilateur dans le cas de la tour à tirage artificiel.

Chapitre 2: METHODE D'ANALYSE

2.1. Installation et utilisation des fours

L'installation comprend :

a/ Deux fours de fusion et coulée sous vide à chauffage par induction, de type ISI/III et ISI/EM, de puissance 75 KW chacun.

Ces fours sont conçus pour la fusion et la coulée des métaux ainsi que pour le frittage, le traitement thermique et la distillation sous vide.

b/ Un four à induction sous vide, de type ISQ 10/III SV, de puissance 150 KW, conçu pour des travaux de fusion et coulée qui se déroulent sous vide ou gaz inerte.

c/ Un four à arc sous vide, type L200 d, de puissance 75 KW, qui sert aux fusions sous vide et sous gaz inerte des aciers et métaux à température de fusion élevée.

Le fonctionnement simultané de ces fours requiert une puissance électrique de 375 KW.

Tous ces fours seront refroidis par eau. Les principaux éléments à refroidir sont les pompes à vide, les tiges d'électrode et les creusets.

Dans un souci d'économie, cette eau doit être récupérée à la sortie des fours pour être refroidie dans une tour sèche

avant d'être réutilisée.

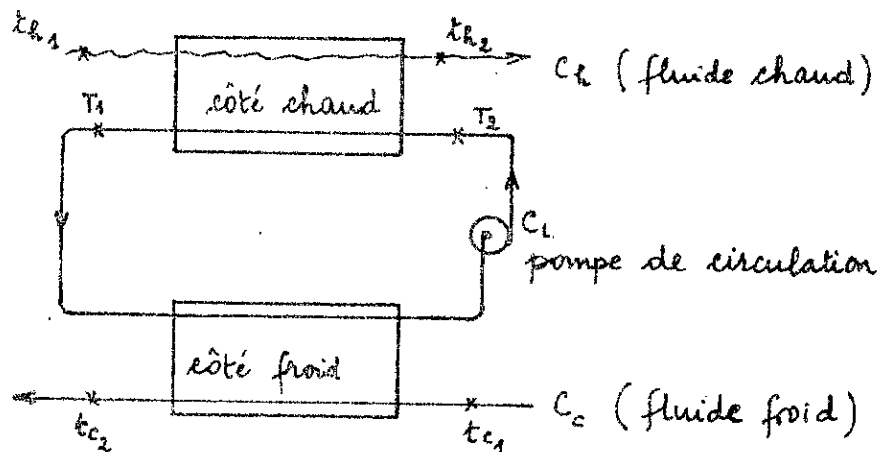
2.2. Boucle de refroidissement des fours

Le circuit de refroidissement est représenté sur la figure 2.1.

Il comporte :

- le système de fours : source d'échauffement de l'eau.
- la tour de refroidissement : centre d'échange de chaleur.
- la pompe de circulation d'eau.

Kays et London [2] ont traité en détail un tel système de refroidissement en boucle fermée. L'efficacité globale du système est donnée ci-après pour les deux cas de figure qui nous intéressent :



$$\text{pour } C_h > C_c > C_L : \quad \varepsilon = \frac{1}{\frac{C_c}{C_L} \left[\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{\varepsilon_h} - 1 \right]}$$

$$\text{pour } C_h > C_L > C_c : \quad \varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{C_c}{C_L} \left[\frac{1}{\varepsilon_h} - 1 \right]}$$

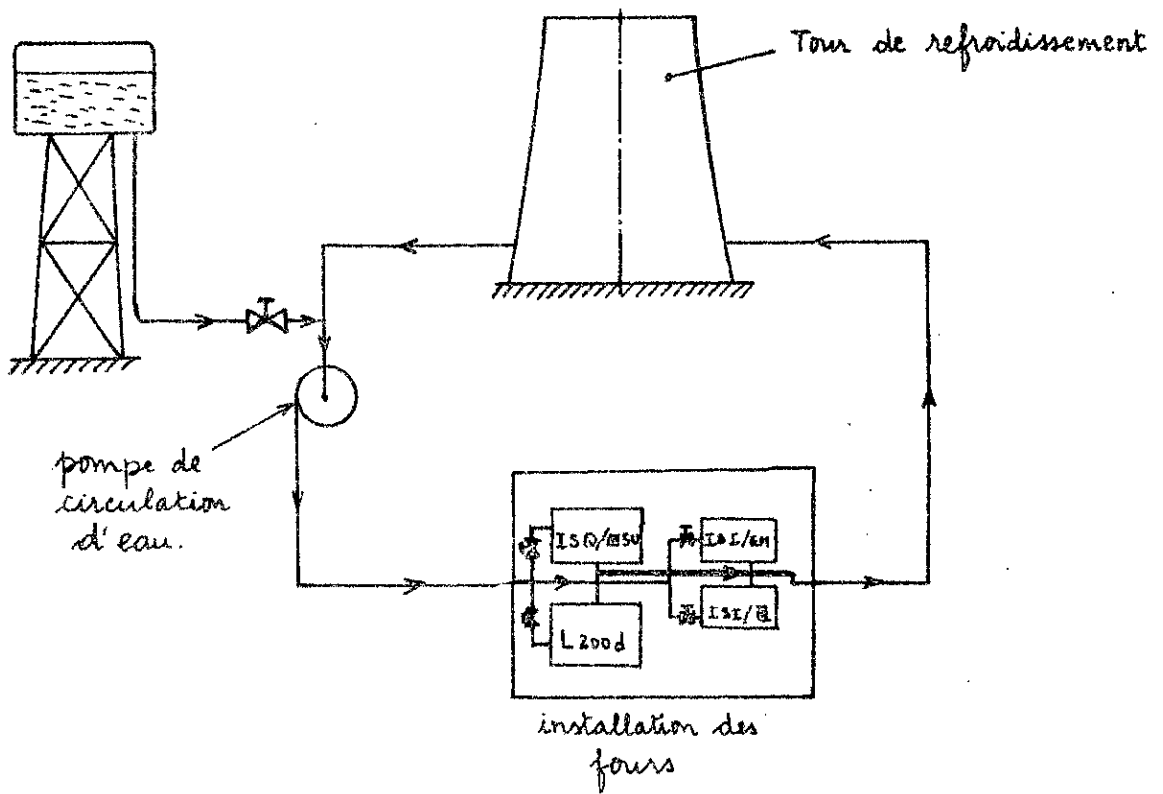


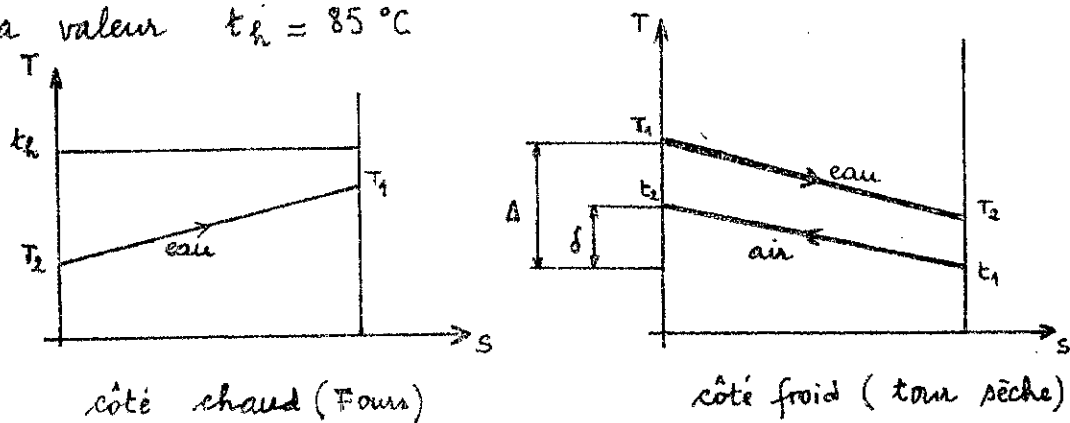
Fig 2.1: Schéma de la boucle de refroidissement

où E_c et E_h sont les efficacités du côté froid et du côté chaud respectivement.

Par analogie à ce système, la boucle objet de cette étude comporte les éléments à refroidir des fours du côté chaud et l'échangeur de la tour du côté froid.

Dans notre cas, on peut supposer pour simplifier que la température t_h reste constante ($C_h = \infty$); c'est la température des parois des fours du côté eau de refroidissement.

Le manque d'information sur les températures d'eau de refroidissement, ainsi que sur la constitution exacte des parois des fours, nous amène à faire une évaluation approximative de la température de la paroi mouillée par l'eau de refroidissement. Les calculs donnés en appendice A aboutissent à la valeur $t_h = 85^\circ\text{C}$



Nous supposons pour la suite des calculs que l'élévation de température de l'eau de refroidissement est de 25°C .

Cette hypothèse fixe le débit d'eau de refroidissement qui sera alors déterminé à partir de l'équation :

$$\dot{q} = \dot{M} \cdot c_{pe} \cdot \Delta T$$

avec $c_{pe} = 4,18 \text{ KJ/Kg} \cdot ^\circ\text{C}$

$$\dot{M} = \frac{\dot{q}}{c_{pe} \cdot \Delta T}$$

$$\dot{M} = \frac{375}{4,18 \cdot 25}$$

soit $\dot{M} = 3,59 \text{ Kg/s}$

Le débit volumique sera :

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

où $\rho_{\text{eau}} = 1000 \text{ Kg/m}^3$

$$Q = \frac{3,59}{1000} = 3,59 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

soit $Q = 13 \text{ m}^3/\text{h}$

2.3. Choix de la pompe

Le choix de la pompe à installer, pour une vitesse de rotation donnée de 2900 tr/min, dépend du débit d'eau et de la hauteur manométrique (ou hauteur énergétique totale H).

Connaissant Q et H (voir appendice B)

$$Q = 3,59 \text{ l/s} = 3,59 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 20 \text{ m}$$

On peut calculer le nombre de tours spécifique N_s défini

par :

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

$$N_s = 2900 \cdot \frac{(3,59 \cdot 10^{-3})^{1/2}}{20^{3/2}} = 18,37$$

N_s étant inférieur à 30, on utilise donc une pompe centrifuge.

Le catalogue G.D. 1977 JEUMONT - SCHNEIDER : Groupes

électro-pompes centrifuges de série (voir tableau page 72)

vous permet de choisir une pompe du type 40-160 dont les caractéristiques nominales sont :

$$Q = 30 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 30 \text{ m}$$

La puissance nominale du moteur triphasé (220/380^v ; 50 Hz)

est de 5,5 kW ... 7,5 ch

2.4. Echangeur de chaleur de la tour

L'élément le plus important du système de refroidissement par tour sèche est l'échangeur de chaleur. Sa configuration (batteries de tubes à ailettes) permet un écart de température relativement faible, entre l'eau et l'air, donc un refroidissement efficace.

L'application d'ailettes permet d'atteindre, même à des vitesses modérées de l'air, l'effet de refroidissement nécessaire à l'eau chaude pour qu'elle refroidisse au plus près de la température de l'air ambiant.

La construction de l'échangeur de chaleur nécessite des soins spéciaux tant dans le choix des matériaux que dans la configuration. L'aluminium, très bon conducteur de chaleur et d'un prix relativement modéré, paraît le plus avantageux pour la construction d'un échangeur de chaleur convenable.

Le calcul de l'échangeur consiste à déterminer la surface minimale d'échange.

Cette surface d'échange peut être déterminée par la méthode de l'écart moyen logarithmique ou par la méthode de l'efficacité et du nombre d'unités de transfert Ntu .

a/ Méthode "DTLM"

L'application de cette méthode nécessite la connaissance des températures d'entrée et de sortie des deux fluides afin de déterminer la "DTLM" ΔT_m , le coefficient d'échange global U , le facteur correctif F et d'en déduire ensuite la surface d'échange A .

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

b/ Méthode de l'efficacité et du nombre d'unités de transfert.

Lorsque les températures de sortie des fluides ne sont pas fixées, ce qui est souvent le cas, la méthode "DTLM" requiert plusieurs itérations avant d'arriver au résultat final. On préfère alors la méthode de l'efficacité et des Ntu . L'efficacité d'un échangeur définie par le rapport de la puissance réellement échangée à la puissance maximum théoriquement possible, peut être représentée par une fonction du type :

$$E = f \left(Ntu, \frac{C_{min}}{C_{max}}, \text{arrangement géométrique} \right).$$

$$\text{où } C_{min} = \min (\dot{M}c_{pe} ; \dot{m}c_{pa})$$

$$C_{max} = \max (\dot{M}c_{pe} ; \dot{m}c_{pa}).$$

Ntu est le nombre d'unités de transfert défini par :

$$(1) \quad Ntu \equiv \frac{1}{C_{min}} \int_0^A U.dA \quad t$$

Dans notre cas, on a :

$$\epsilon \equiv \frac{\dot{q}_{\text{actuel}}}{\dot{q}_{\text{max}}}$$

avec $\dot{q}_{\text{max}} = C_{\text{min}} (T_1 - t_1)$

$$\dot{q}_{\text{actuel}} = \epsilon \cdot C_{\text{min}} (T_1 - t_1)$$

L'application de cette méthode nécessite la connaissance des débits des deux fluides, ainsi que les températures d'entrée des deux fluides c'est à dire la différence maximale $\Delta = T_1 - t_1$.

De là, on calcule l'efficacité ϵ ; ensuite un abaque permet d'avoir le nombre d'unités de transfert en fonction de ϵ . Estimant le coefficient d'échange global U , on pourra alors déterminer la surface d'échange A à partir de la définition du Ntu (1).

c/ Situation du problème

Dans notre cas, la situation est beaucoup plus complexe, vu que seule la température de l'air ambiant t_1 est connue. La température de l'air à la sortie de l'échangeur t_2 , résulte de t_1 et du débit d'air \dot{m} . Le dernier dépend de la différence $\delta = t_2 - t_1$.

$$\dot{m} = \frac{\dot{q}}{c_p (t_2 - t_1)}$$

La diminution de \dot{m} entraîne l'augmentation de δ , ce qui conduit à l'augmentation de la surface d'échange.

Sans notre problème, on veut avoir une petite surface d'échange on est amené à choisir un plutôt élevé, ce qui tendra à augmenter la hauteur de la tour.

Sur les simplifications qui suivront, on adoptera la méthode des écarts moyens logarithmiques qui paraît plus rapide; mais pour cela il faut choisir plusieurs paramètres.

On prendra comme hypothèse :

- la température de l'air ambiant $t_a = 25^\circ\text{C}$, moyenne quotidienne hypothétique pour le printemps.
- la température de l'eau à l'entrée de l'échangeur $T_1 = 75^\circ\text{C}$
- la température de l'eau à la sortie de l'échangeur $T_2 = 50^\circ\text{C}$

Remarque:

Il faut noter cependant le cas de l'été où l'eau ne pourra être refroidie qu'à une température de l'ordre de 55°C , la température de l'air ambiant pourrait être d'environ 35°C .

On fera les calculs avec :

$$t_e = t_a = 35^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 55^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 80^\circ\text{C}$$

2.5. Ventilateur

Selon la circulation de l'air dans la tour, qui peut être

dûe à un ventilateur ou simplement à la différence de densité de l'air à l'intérieur et à l'extérieur de la tour, le tirage est dit artificiel ou naturel.

Dans le cas du tirage artificiel, l'emploi d'un ventilateur axial permet d'avoir un coefficient de transmission de chaleur élevé du fait de la plus grande vitesse de l'air par rapport à la surface d'échange. Le coefficient de transmission de chaleur augmente avec les coefficients de convection qui augmentent avec le nombre de Reynolds selon les corrélations empiriques choisies. Cela permet de réduire la surface d'échange par rapport au tirage naturel.

Le calcul du ventilateur repose sur la détermination des triangles de vitesses à l'entrée et à la sortie, et le calcul de l'élévation de pression qu'il fournit.

2.6. Tour de refroidissement

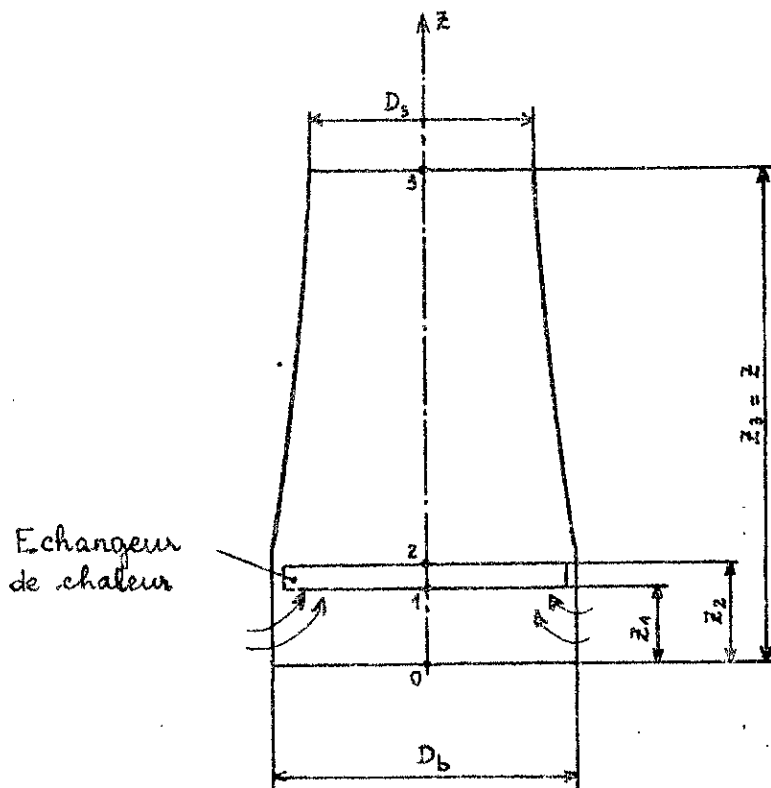
Les tours de refroidissement sont généralement construites en matériaux réfractaires. Leurs dimensions relativement importantes augmentent le coût de leur construction qui est un facteur important dans le choix de solutions techniques.

L'objectif de cette étude est de dimensionner la tour de refroidissement de façon optimale c'est à dire d'obtenir

le coût minimal du système tour avec échangeur.

On calculera les principales dimensions de la tour :
diamètre de base, diamètre de sortie et la hauteur.

Chapitre 3: DIMENSIONNEMENT DE LA TOUR A TIRAGE NATUREL



3.1. Hypotheses de calcul

Nous utiliserons comme échangeur de chaleur, des tubes à ailettes en aluminium, disposés en quinconce (surface C.F-8.72 (c) voir la figure 3.1 extrait de Kaye et London [2]).

La conductivité thermique de l'aluminium est $K_A = 203 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$

$V_1 =$ vitesse de l'air à l'entrée de l'échangeur = 2 m/s

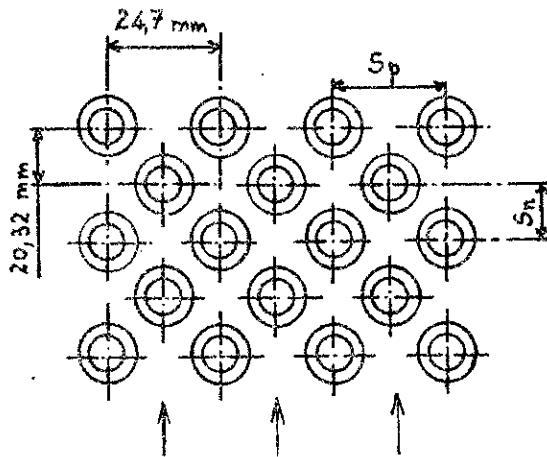
$V =$ vitesse de l'eau dans l'échangeur = $0,75 \text{ m/s}$.

$t_e =$ température de l'air ambiant = 25°C .

$$\Delta T_a = T_e - t_s = 18^\circ\text{C}$$

T_e = température de l'eau à l'entrée de l'échangeur = 75°C

T_s = température de l'eau à la sortie de l'échangeur = 50°C



diamètre des ailettes = $d_a = 21,9$ mm

diamètre extérieur des tubes = $d_e = 10,7$ mm

diamètre intérieur des tubes = $d_i = 7$ mm

$$S_p = 24,7 \text{ mm}$$

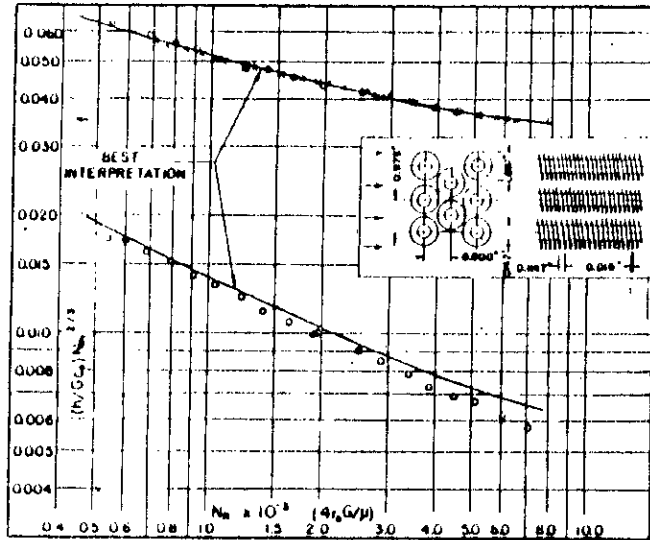
$$S_n = 20,32 \text{ mm}$$

Nombre d'ailettes par mètre de tube = $n_a = 344$ ailettes/m

épaisseur des ailettes = $e = 0,48$ mm.

$$4r_h = 4,4 \text{ mm}$$

Fig. 3.1 Finned circular tubes, surface CF-8.72(c).



Tube outside diameter = 0.42 in.

Fin pitch = 8.72 per in.

Flow passage hydraulic diameter, $4r_h = 0.01452$ ft

Fin thickness (average)* = 0.019 in., copper

Free-flow area/frontal area, $\sigma = 0.494$

Heat transfer area/total volume, $\alpha = 136 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$

Fin area/total area = 0.876

* Fins slightly tapered

Pour des tubes cylindriques, le coefficient d'échange global U est donné par la formule suivante:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{d_i}{2K_A} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) + \frac{d_i}{d_e} \frac{1}{h_a} + R_{s_a} + R_{s_e}}$$

Avec h_e et h_a les coefficients de convection côté eau et côté air.

R_{s_a} et R_{s_e} sont les résistances d'encrassement côté air et côté eau.

$$R_{s_a} = 0,0004 \quad \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{W}$$

$$R_{s_e} = 0,0002 \quad \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{W}$$

Nous avons :

$$h_e = 5306,3 \quad \text{W} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{et } h_a = 54,6 \quad \text{W} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{Voir appendice C.}$$

d'où nous obtenons :

$$U = 78,2 \quad \text{W} / \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

3.3. Surface d'échange

Elle est déterminée à partir de l'équation :

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

où ΔT_m est la différence de température logarithmique moyenne (DTLM) dans le cas d'un échangeur à contre-courant pur (voir figure 3.2), et F un facteur de correction inférieur à l'unité.

3.3.1/ Calcul de la "DTLM".

La "DTLM" ΔT_m est donnée par la formule :

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

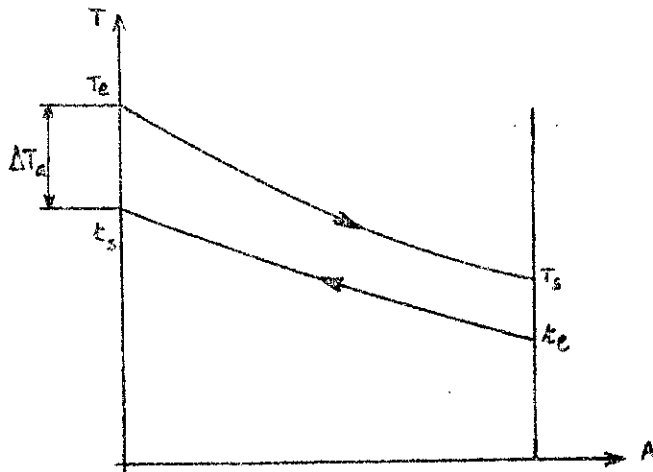


Fig 3.2: Distribution de la température dans un échangeur à contre-courant pur.

Nous aurons :

$$\Delta T_m = \frac{18 - (50 - 25)}{\ln \left(\frac{18}{50 - 25} \right)}$$

$$\Delta T_m = 21,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Il est donné par des abaques, en fonction de P et R , et selon la circulation des fluides.

Nous avons :

$$P = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} = \frac{57 - 25}{75 - 25} = 0,64$$

$$R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} = \frac{75 - 50}{57 - 25} = 0,78$$

Pour ces valeurs de P et R , un abaque d'un échangeur à courants croisés nous donne :

$$F = 0,86$$

Nous obtenons donc comme surface d'échange :

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

$$A = \frac{375 \cdot 10^3}{0,86 \cdot 78,2 \cdot 21,3} = 261,7 \text{ m}^2$$

$$A = 261,7 \text{ m}^2$$

Cette surface sera composée de la surface des ailettes et de la surface des tubes.

3.4. Longueur de tube

3.4.1/ Longueur totale de tube

Soit A_e la surface d'échange par mètre de tube.

$$A_e = A_{\text{tube}} + n_a \cdot A_{\text{ailette}}$$

n_a étant le nombre d'ailettes par mètre de tube :

$$n_a = 344 \text{ ailettes/m}$$

$$A_{\text{ailette}} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_a^2 - d_e^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (21,9^2 - 10,7^2) \cdot 10^{-6}$$

$$A_{\text{ailette}} = 0,000287 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{tube}} = \pi d_e (1 - n_a \cdot e)$$

$$\text{avec } e = 0,48 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$A_{\text{tube}} = \pi \cdot 0,0107 (1 - 344 \cdot 0,48 \cdot 10^{-3}) = 0,0281 \text{ m}^2$$

$$\text{d'où : } A_e = 0,127 \text{ m}^2/\text{m de tube.}$$

La longueur totale de tube L_T sera alors :

$$L_T = \frac{A}{A_e} = \frac{261,7}{0,127} = 2060,5 \text{ m}$$

$$L_T = 2060,5 \text{ m}$$

3.4.2/ Longueur de chaque tube

Le débit d'eau qui passe dans les tubes est donné par l'équation :

$$Q = S_e \cdot V$$

S_e étant la section de passage d'eau

$$S_e = n_t \cdot \frac{\pi d_i^2}{4}$$

où n_t est le nombre de tubes

Nous aurons alors :

$$n_t = \frac{V}{\frac{\pi d_i^2}{4}} = \frac{13/3600}{0,75 \cdot \frac{\pi 0,007^2}{4}}$$

$$n_t = 126 \text{ tubes.}$$

La longueur de chaque tube L vaudra :

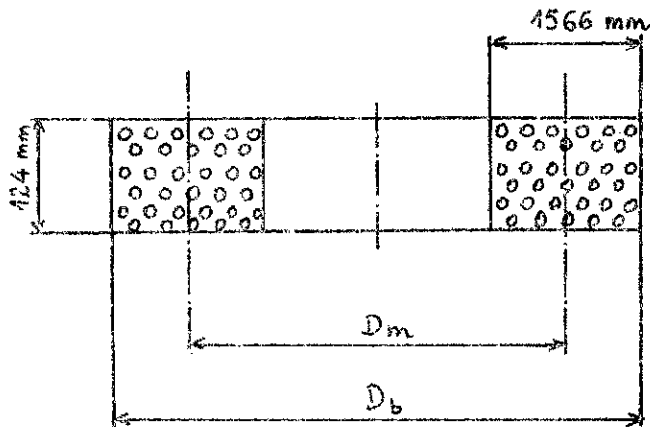
$$L = \frac{L_t}{n_t} = \frac{2060,5}{126} = 16,4 \text{ m}$$

$$L = 16,4 \text{ m}$$

3.5. Diamètre de base de la tour

Nous disposerons les tubes sur la circonférence de la tour ; nous les placerons en deux rangées de 63 tubes.

Nous ferons trois tours pour chaque tube.



Le diamètre moyen D_m sera donné par l'équation :

$$D_m = \frac{L}{3\pi} = \frac{16,4}{3 \cdot \pi} = 1,74 \text{ m}$$

d'où nous obtenons un diamètre de base :

$$D_b = D_m \cdot \frac{30}{30} = D_m + 1,566 =$$

$$D_b = 3,30 \text{ m}$$

3.6. Chutes de pression

3.6.1/ Hypothèses

Dans tous les calculs qui suivront, nous supposons que :

- la densité de l'air ne varie pas entre 0 et 1

$$\rho_0 = \rho_1$$

- la densité de l'air ne varie pas entre 2 et 3

$$\rho_2 = \rho_3$$

- A l'entrée de la tour, nous avons les conditions suivantes :

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

$$t_0 = 25^\circ\text{C} = 298 \text{ K}$$

$$\rho_0 = 1,185 \text{ kg/m}^3$$

- A l'entrée de l'échangeur, nous avons :

$$t_1 = 25^\circ\text{C} = 298 \text{ K}$$

$$\rho_1 = \rho_0 = 1,185 \text{ kg/m}^3$$

$$v_1 = 2 \text{ m/s}$$

$$z_1 = 1 \text{ m}$$

3.6.2/ Chute de pression entre l'entrée de la tour et l'entrée de l'échangeur.

L'équation de Bernoulli entre 0 et 1 permet d'écrire :

$$\frac{P_0}{\rho_0} + \frac{1}{2} v_0^2 + g z_0 = \frac{P_1}{\rho_1} + \frac{1}{2} v_1^2 + g z_1$$

$$v_0 = 0 \text{ m/s}$$

$$z_0 = 0$$

Nous aurons :

$$\frac{P_0 - P_1}{\rho_0} = \frac{1}{2} v_1^2 + g z_1$$

$$\Delta P_1 = P_0 - P_1 = \frac{1}{2} \rho_0 v_1^2 + \rho_0 g z_1$$

$$\Delta P_1 = \frac{1}{2} 1,185 \cdot (2)^2 + 1,185 \cdot 9,81 \cdot 1$$

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

d'où $P_1 = P_0 - \Delta P_1$

$$P_1 = 101325 - 13,99$$

$$P_1 = 101311,01 \text{ N/m}^2$$

3.6.3/ Chute de pression à travers l'échangeur.

La chute de pression à travers l'échangeur ΔP_E est donnée par la formule suivante :

$$\Delta P_E = \frac{4 \cdot f \cdot N \cdot G^2}{2 \rho \cdot g_c} \quad ; \text{ d'après Mc. ADAMS [1]}$$

où N est le nombre de rangées de tubes : $N = 6$

g_c un facteur de conversion

$$g_c = 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot \text{kgf} = 1.$$

G est la vitesse massique : $G = \rho v = 2,37 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$

f est un coefficient de friction qui est donné par la figure 3.1 .

pour $Re = 488,1$, nous avons : $f = 0,061$

Nous obtenons finalement :

$$\Delta P_E = \frac{4 \cdot 0,061 \cdot 6 \cdot (2,37)^2}{2 \cdot 1,195 \cdot 1}$$

$$\Delta P_E = 3,47 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P_E = P_1 - P_2$$

d'où $P_2 = P_1 - \Delta P_E$

$$P_2 = 101311,04 - 3,47$$

$$P_2 = 101307,54 \text{ N/m}^2$$

La température de l'air à la sortie de l'échangeur est :

$$t_2 = 57^\circ\text{C} = 330 \text{ K}$$

En considérant l'air comme un gaz parfait, nous aurons :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{r t_2}$$

r étant la constante des gaz parfaits :

$$r = 287 \text{ J/kg.K}$$

$$\text{d'où } \rho_2 = \frac{101307,54}{287 \cdot 330} = 1,069 \text{ kg/m}^3$$

3.7. Hauteur de la tour

La hauteur de la tour sera déterminée à partir des équations exprimant les chutes de pression de l'air dans

les différentes étapes.

Entre les points 0 et 1, l'équation de Bernoulli nous donne :

$$P_0 - P_1 = \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 + \rho_1 g z_1 \quad (1)$$

A travers l'échangeur, nous avons :

$$P_1 - P_2 = \Delta P_E \quad (2)$$

Entre les points 2 et 3, l'équation de Bernoulli s'écrit :

$$P_2 - P_3 = \frac{1}{2} \rho_2 (v_3^2 - v_2^2) + \rho_2 g (z_3 - z_2) \quad (3)$$

En combinant les trois équations (1), (2) et (3) nous obtenons :

$$(4) \quad P_0 - P_3 = \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 + \frac{1}{2} \rho_2 (v_3^2 - v_2^2) + \rho_1 g z_1 + \rho_2 g (z_3 - z_2) + \Delta P_E$$

D'autre part, en exprimant la chute de la pression ambiante à l'extérieur de la tour entre les niveaux 0 et 3, nous aurons :

$$P_0 - P_3 = \rho_0 g z_3 = \rho_1 g z_3 \quad (5)$$

Les deux équations (4) et (5) permettent de trouver la hauteur de la tour $z = z_3$.

$$\rho_1 g z_3 = \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 + \frac{1}{2} \rho_2 (v_3^2 - v_2^2) + \rho_1 g z_1 + \rho_2 g (z_3 - z_2) + \Delta P_E$$

$$(\rho_1 - \rho_2) g z = \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 + \frac{1}{2} \rho_2 (v_3^2 - v_2^2) + \rho_1 g z_1 - \rho_2 g z_2 + \Delta P_E$$

L'équation de conservation de masse permet d'écrire :

$$\rho_1 S_1 v_1 = \rho_2 S_2 v_2 = \rho_3 S_3 v_3$$

On suppose que : $S_1 = S_2$

d'où : $v_2 = \frac{l_1}{l_2} v_1$

et $v_3 = \frac{l_1}{l_3} \cdot \frac{S_1}{S_3} \cdot v_1 = \frac{l_1}{l_2} \cdot \frac{S_1}{S_3} \cdot v_1$

Nous obtenons finalement :

$$(l_1 - l_2) g Z = \frac{1}{2} l_1 v_1^2 \left[1 + \left(\frac{l_1}{l_2} \right) \left(\frac{S_1}{S_3} \right)^2 - \left(\frac{l_1}{l_2} \right) \right] + l_1 g Z$$

avec $Z_2 = 1,124 \text{ m}$

$$S_1 = S_2 = \frac{\pi}{4} \left[D_b^2 - (D_b - 2 \cdot 1,566)^2 \right]$$

$$S_1 = S_2 = \frac{\pi}{4} \left[3,30^2 - (3,30 - 3,13)^2 \right]$$

$$S_1 = S_2 = 8,53 \text{ m}^2$$

Soit un diamètre de sortie de la tour :

$$D_s = 0,85 D_b$$

$$D_s = 0,85 \cdot 3,30 = 2,81 \text{ m}$$

$$D_s = \cancel{6,18} \text{ m} \cdot 2,81 \text{ m}$$

La section de sortie de la tour sera :

$$S_3 = \frac{\pi D_s^2}{4} = \frac{\pi (2,81)^2}{4}$$

$$S_3 = 6,18 \text{ m}^2$$

Nous aurons donc :

$$4,138 Z = 4,75 + 11,62 - 11,78 + 3,47$$

d'où $Z = 7,08 \text{ m}$.

38. Performances du système en été

La surface d'échange de l'échangeur étant de $261,7 \text{ m}^2$,
le diamètre de base de la tour est $D_b \approx 3,30 \text{ m}$.

3.8.1/ hypothèses de calcul.

- température de l'air ambiant : $t_1 = t_2 = 35^\circ\text{C}$
- température de l'eau à l'entrée de l'échangeur : $T_1 = 80^\circ\text{C}$
- température de l'eau à la sortie de l'échangeur : $T_2 = 55^\circ\text{C}$

$$\Delta T_a = 18^\circ\text{C}$$

- température de l'air à la sortie de l'échangeur : $t_2 = 62^\circ\text{C}$

Le refroidissement se fait moins bien en été, l'élévation de température de l'air est plus faible.

- pression de l'air ambiant : $P_0 = 101325 \text{ N/m}^2$
- densité de l'air : $\rho_0 = \frac{P_0}{R t_1} = 1,146 \text{ Kg/m}^3$

3.8.2/ flux de chaleur pouvant être évacué.

Le flux de chaleur pouvant être évacué dans ces conditions

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

On aura :

$$P = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} = \frac{62 - 35}{80 - 35} = 0,6$$

$$R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} = \frac{80 - 55}{62 - 35} = 0,93$$

d'où un facteur de correction $F = 0,82$

La "DTLM" vaudra :

$$\Delta T_m = \frac{(80-62) - (55-35)}{\ln\left(\frac{80-62}{55-35}\right)} = 18,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

en prenant le même coefficient d'échange $U = 78,2 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$,
on obtient le flux de chaleur pouvant être évacué :

$$\dot{q} = 0,82 \cdot 78,2 \cdot 261,7 \cdot 18,9 = 317165,6 \text{ W}$$

$$\text{soit } \dot{q} = 317 \text{ kW}$$

La puissance de 375 kW ne peut être totalement évacuée dans ces conditions. Il faudrait une hauteur de tirage plus grande pour l'évacuer complètement, ou bien utiliser une ventilation mécanique d'appoint d'une puissance de l'ordre de 6 kW. (voir appendice G).

3.8.3/ hauteur nécessaire au tirage pour évacuer toute la puissance.

a/ chute de pression entre 0 et 1 :

Elle est donnée par l'équation de Bernoulli :

$$\Delta P_1 = P_0 - P_1 = \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 + \rho_1 g z_1$$

$$\Delta P_1 = \frac{1}{2} \cdot 1,146 \cdot (2)^2 + 1,146 \cdot 9,81 \cdot 1 = 13,53 \text{ N/m}^2$$

$$\text{d'où } P_1 = P_0 - \Delta P_1 = 101325 - 13,53$$

$$P_1 = 101311,47 \text{ N/m}^2$$

b/ chute de pression à travers l'échangeur :

Elle est donnée par la formule suivante :

$$\Delta P_E = \frac{4 \cdot f \cdot N \cdot G^2}{2 \cdot f \cdot g_c}$$

où N est le nombre de rangées de tubes en profondeur

$$N = 6$$

G est la vitesse massique : $G = \rho v = 2,292 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$

f est un coefficient de friction donné par l'abaque de la figure 3.1 en fonction du nombre de Reynolds défini par :

$$Re = \frac{4 \lambda_e \cdot G}{\mu}$$

$$\text{à } t_2 = 35^\circ\text{C} \quad ; \quad \mu = 1,998 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{4,4 \cdot 10^{-3} \cdot 2,292}{1,998 \cdot 10^{-5}} = 505$$

$$\text{d'où } f \approx 0,063$$

On obtient donc :

$$\Delta P_E = \frac{4 \cdot 0,063 \cdot 6 \cdot (2,292)^2}{2 \cdot 1,146} \approx 3,47 \text{ N/m}^2$$

La pression à la sortie de l'échangeur sera :

$$P_2 = P_1 - \Delta P_E = 101311,47 - 3,47$$

$$P_2 = 101308 \text{ N/m}^2$$

d'où la densité :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{r t_2} = \frac{101308}{287 \cdot 335} = 1,053 \text{ Kg/m}^3$$

la hauteur de la tour sera déterminée par la même équation que précédemment :

$$(\rho_1 - \rho_2) g Z = \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 \left[1 + \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right) \left(\frac{S_1}{S_3} \right)^2 - \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right) \right] + \rho_1 g Z_1 - \rho_2 g Z_2 + \Delta P_E$$

en prenant la même section de sortie :

$$S_3 = 6,18 \text{ m}^2$$

on trouve :

$$0,912 Z = 4,55 + 11,24 - 11,61 + 3,47$$

$$Z = 8,40 \text{ m}$$

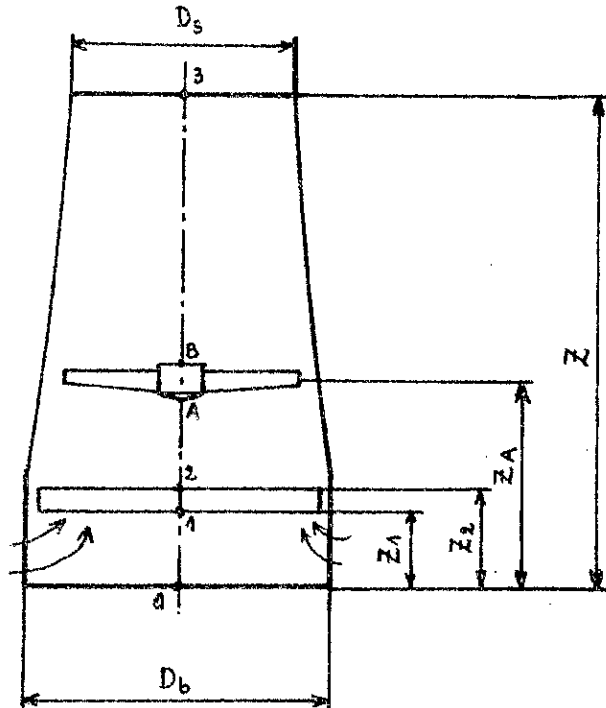
L'utilisation d'un ventilateur permettra de réduire ces dimensions, notamment la hauteur.

Remarque :

Dans tous les calculs qui ont précédé, nous n'avons pas tenu compte de l'humidité de l'air. Celle-ci a un effet bénéfique sur le coefficient d'échange global et sur les dimensions de la tour.

Cet effet est évalué en appendice D.

Chapitre 4: DIMENSIONNEMENT DE LA TOUR A TIRAGE FORCÉ



4.1. Hypothèses

Pour l'échangeur, nous utiliserons la même surface C.F. 8.72 (c)

Lors du tirage forcé, la vitesse de l'air à l'entrée de l'échangeur est supérieure à celle du cas du tirage naturel. Nous prendrons $v = 10 \text{ m/s}$.

La vitesse de l'eau dans l'échangeur, les températures des deux fluides, ainsi que les dimensions des diamètres des tubes et des ailettes, sont les mêmes que dans le cas du tirage naturel.

4.2. Coefficient d'échange global

Il sera calculé de la même manière que dans le chapitre précédent :

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

Connaissant h_e et h_a (voir appendice E)

$$h_a = 155,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

$$\text{et } h_e = 5306,3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

On obtient un coefficient d'échange global :

$$U = 200,3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

4.3. Surface d'échange

Elle sera évaluée par la même méthode :

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

Les températures des fluides étant les mêmes que précédemment, on aura :

$$F = 0,86$$

$$\Delta T_m = 21,3 \text{ °C}$$

$$U = 200,3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

$$\text{d'où } A = 102,2 \text{ m}^2$$

4.4. Longueur de tube

La surface d'échange par mètre de tube étant

toujours $A_e = 0,127 \text{ m}^2/\text{m}$

La longueur totale de tube sera :

$$L_t = \frac{A}{A_e} = \frac{102,2}{0,127} = 804,7 \text{ m}$$

Le débit d'eau restant le même, le nombre de tubes sera

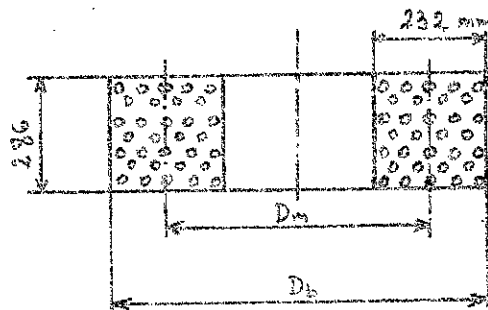
$$n_t = 126 \text{ tubes.}$$

d'où la longueur de chaque tube :

$$L = \frac{L_t}{n_t} = \frac{804,7}{126} = 6,4 \text{ m}$$

4.5. Diamètre de base de la tour

Nous disposerons les tubes en 14 rangées de 9 tubes sur toute la circonférence de la tour.



On obtient un diamètre moyen :

$$D_m = \frac{L}{\pi} = \frac{6,4}{\pi} = 2,03 \text{ m}$$

Le diamètre de base vaudra :

$$D_m = D_b + 0,232 = 2,262 \text{ m}$$

$$D_b = 2,27 \text{ m}$$

La section de passage d'air à travers l'échangeur sera :

$$S_1 = S_2 = \frac{\pi}{4} \left[D_0^2 - (D_L - 0,464)^2 \right] = 1,48 \text{ m}^2$$

4.6. Chutes de pression

4.6.1/ Chute de pression entre 0 et 1.

L'équation de Bernoulli entre 0 et 1, nous permet d'avoir

$$\Delta P_1 = P_0 - P_1 = \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 + \rho_1 g Z_1$$

$$\Delta P_1 = \frac{1}{2} \cdot 1,185 \cdot (10)^2 + 1,185 \cdot 9,81 \cdot 1 = 70,87 \text{ N/m}^2$$

d'où $P_1 = P_0 - \Delta P_1 = 101325 - 70,87$

$$P_1 = 101254,13 \text{ N/m}^2$$

4.6.2/ Chute de pression à travers l'échangeur.

Elle est déterminée à partir de la formule donnée par

Mc. ADAMS [1].

$$\Delta P_e = \frac{4 \cdot f \cdot N G^2}{2 \cdot f \cdot g_c}$$

où N est le nombre de rangées de tubes : $N = 14$

$$g_c = 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot \text{Kgf} \approx 1.$$

G est la vitesse massique : $G = \rho v = 1,185 \cdot 10$

$$G = 11,85 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}.$$

f est un coefficient de friction qui est donné dans le cas de tubes en quinconce par la formule :

$$f = \left[0,25 + \frac{0,1175}{\left(\frac{S_p}{d_e} - 1 \right)^{1,08}} \right] \cdot \left(\frac{d_e \cdot v}{\mu} \right)^{-0,16} \quad \text{d'après Mc. ADAMS [1].}$$

$$f = 0,114$$

On obtient :
$$\Delta P_E = \frac{4 \cdot 0,114 \cdot 114 \cdot (11,85)^2}{2 \cdot 1,185 \cdot 1} = 378,25 \text{ N/m}^2$$

On aura une pression à la sortie de l'échangeur :

$$P_2 = P_1 - \Delta P_E = 101254,13 - 378,25$$

$$P_2 = 100875,88 \text{ N/m}^2$$

La température de l'air à la sortie de l'échangeur

est : $t_2 = 57^\circ\text{C} = 330 \text{ K}$

En considérant l'air comme un gaz parfait, on aura :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{r t_2} = \frac{100875,88}{287 \cdot 330} = 1,065 \text{ Kg/m}^3$$

4.7. Puissance du ventilateur

Le travail fourni par le ventilateur est donné par la formule d'Euler [6] :

$$W = u_B v_{Bu} - u_A v_{Au}$$

$$v_{Au} = 0$$

$$W = u_B \cdot v_{Bu}$$

On a : $u_B = 70,14 \text{ m/s}$

et $v_{Bu} = 6,57 \text{ m/s}$ (Voir appendice F)

d'où $W = 70,14 \cdot 6,57$

$$W = 460,8 \text{ J/Kg}$$

La puissance du ventilateur sera :

$$P_V = \frac{W \cdot \dot{m}}{\eta}$$

où \dot{m} est le débit d'air traversant le ventilateur :

$$\dot{m} = \rho_A \cdot S_A \cdot V_A = 1,065 \cdot 0,357 \cdot 46,10 = 17,52 \text{ Kg/s}$$

η est le rendement du ventilateur pris égal à 0,75

on aura alors une puissance :

$$P_v = \frac{460,8 \cdot 17,52}{0,75} = 10764,7 \text{ W}$$

$$P_v = 10,7 \text{ KW}$$

4.8. Elevation de pression dans le ventilateur.

Elle est donnée par la formule suivante :

$$\Delta P_v = \rho_A \cdot W = 1,065 \cdot 460,8$$

$$\Delta P_v = 490,77 \text{ N/m}^2$$

La pression à la sortie du ventilateur sera donnée alors par l'équation :

$$P_B = P_A + \Delta P_v.$$

4.9. Hauteur de la tour

4.9.1/ Densité de l'air à la sortie de la tour.

L'équation de Bernoulli nous permet d'avoir la chute de pression entre la sortie de l'échangeur et l'entrée du ventilateur :

$$\Delta P_2 = P_2 - P_A = \frac{1}{2} \rho_2 (V_A^2 - V_2^2) + \rho_2 g (z_A - z_2)$$

on prend comme hypothèse : $z_A = z_B = 3 \text{ m}$

on aura :

$$\Delta P_2 = \frac{1}{2} \cdot 1,065 \left[46,10^2 - 11,12^2 \right] + 1,065 \cdot 9,81 (3 - 1,286)$$

$$\Delta P_2 = 1083,73 \text{ N/m}^2$$

d'où la pression à l'entrée du ventilateur :

$$P_A = P_2 - \Delta P_2 = 100875,88 - 1083,73$$

$$P_A = 99792,15 \text{ N/m}^2$$

La température de l'air correspondante sera :

$$T_A = \frac{P_A}{\rho_A \cdot r} = \frac{99792,15}{1,065 \cdot 287} = 326,5 \text{ K} = 53,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La pression à la sortie du ventilateur vaut :

$$P_B = P_A + \Delta P_V = 99792,15 + 490,77$$

$$P_B = 100282,92 \text{ N/m}^2$$

Entre A et B, on suppose que la compression est isentropique, on aura donc :

$$\frac{P_A}{\rho_A^\gamma} = \frac{P_B}{\rho_B^\gamma} \quad \text{avec } \gamma = 1,4 \text{ pour l'air}$$

$$\rho_B = \rho_A \cdot \left(\frac{P_B}{P_A} \right)^{\frac{1}{\gamma}} = 1,065 \left(\frac{100282,92}{99792,15} \right)^{\frac{1}{1,4}}$$

$$\rho_B = 1,068 \text{ kg/m}^3$$

4.9.2/ hauteur de la tour.

La hauteur de la tour sera déterminée par les mêmes équations que lors du tirage naturel.

La chute de pression entre 0 et 1 donne :

$$\Delta P_1 = P_0 - P_1 \quad (1)$$

A travers le ventilateur on a :

$$\Delta P_E = P_1 - P_2 \quad (2)$$

Entre 2 et A :

$$\Delta P_2 = P_2 - P_A \quad (3)$$

Dans le ventilateur on a :

$$-\Delta P_V = P_A - P_B \quad (4)$$

Entre B et la sortie de la tour on a :

$$\Delta P_3 = P_B - P_3$$

En faisant la somme membre à membre dans les cinq équations, on obtient :

$$P_0 - P_3 = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_E - \Delta P_V + \Delta P_3 \quad (5)$$

D'autre part, en exprimant la variation de la pression ambiante à l'extérieur de la tour entre les niveaux 0 et 3, on aura :

$$P_0 - P_3 = \rho_0 g Z \quad (7)$$

Les deux équations (5) et (7) permettent d'écrire :

$$\rho_0 g Z = \Delta P_1 + \Delta P_E + \Delta P_2 - \Delta P_V + \Delta P_3$$

en supposant que : $\rho_B = \rho_3$ et $\rho_0 = \rho_1$, on aura :

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

on trouve donc :

$$(\rho_1 - \rho_B) g Z = \Delta P_1 + \Delta P_E + \Delta P_2 - \Delta P_V + \frac{1}{2} \rho_B (v_3^2 - v_B^2) - \rho_B g Z_B$$

Prenons un diamètre de sortie $D_s \approx 0,405 D_b = 1,12 \text{ m}$

La section de sortie sera:

$$S_3 = \pi \frac{D_3^2}{4} = 0,985 \text{ m}^2$$

L'équation de continuité permet d'avoir la vitesse à la sortie de la tour:

$$f_B S_B \cdot v_B = f_3 S_3 v_3$$

$$v_3 = \frac{f_B}{f_3} \cdot \frac{S_B}{S_3} \cdot v_B = \frac{S_B}{S_3} \cdot v_B$$

$$v_3 = \frac{0,357}{0,985} \cdot 46,56 = 16,88 \text{ m/s}$$

On aura alors la quantité:

$$\frac{1}{2} \rho (v_3^2 - v_B^2) - f_B g z_B = -1036,90 \text{ N/m}^2$$

d'où on aboutit à une hauteur de tour:

$$1,148 z = 70,87 + 378,25 + 1083,73 - 490,77 - 1036,90$$

$$1,148 z = 5,18$$

$$z = 4,51 \text{ m}$$

Chapitre 5. COMPARAISON DES DEUX MODES DE TIRAGE ET CONCLUSION

Les principaux résultats obtenus pour les deux modes de tirage sont représentés dans le tableau ci-dessous :

	Tirage Naturel	Tirage Forcé
vitesse de l'air à l'entrée de l'échangeur	2 m/s	10 m/s
coefficient de convection côté eau	5306,3 W/m ² .°C	5306,3 W/m ² .°C
coefficient de convection côté air	54,6 W/m ² .°C	155,8 W/m ² .°C
coefficient d'échange global	78,2 W/m ² .°C	200,3 W/m ² .°C
surface d'échange	261,7 m ²	102,2 m ²
Longueur totale de tube L _T	2060,5 m	804,7 m
Longueur de chaque tube L	16,4 m	6,4 m
Diamètre de base D _b	3,30 m	2,27 m
Diamètre de sortie D _s	2,80 m	1,12 m
Hauteur de la tour Z	7,08 m	4,51 m

Comme on peut le remarquer, la présence d'un ventilateur permet d'augmenter le coefficient de convection du côté air et d'améliorer le coefficient d'échange global. L'augmentation de ce dernier entraîne à la réduction de la surface d'échange, la longueur de tube ainsi que les

dimensions de la tour.

Conclusion

Dans cette étude de dimensionnement d'une tour sèche avec son échangeur, le manque d'informations concernant les fours nous a amené à faire certaines hypothèses sur l'élévation de température de l'eau de refroidissement des fours notamment pour pouvoir calculer la pompe à installer, et à faire des évaluations approximatives telle que la température des parois des foyers des fours afin de permettre le dimensionnement de l'échangeur et de la tour.

Avec les hypothèses faites pour la période de printemps, en tirage naturel et en négligeant les effets de l'humidité de l'air, on a aboutit à une surface d'échange de 262 m^2 , un diamètre de base de $3,30 \text{ m}$ et une hauteur de tour de $7,08 \text{ m}$.

En effet, les calculs faits pour le cas du printemps en supposant une humidité relative de 80% conduisent à de meilleurs résultats: un coefficient d'échange global de $79,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$, une surface d'échange de 256 m^2 , un diamètre de base de $3,27 \text{ m}$ et une hauteur de $6,20 \text{ m}$.

Cependant avec les dimensions trouvées dans le cas du printemps avec l'hypothèse de l'air sec, on ne peut

Évacuer toute la puissance en période d'été.

Pour ce faire une plus grande hauteur de tirage (8,40 m) ou une ventilation mécanique de l'ordre de 6 kW est nécessaire.

Le tirage forcé réduit effectivement les dimensions obtenues. L'utilisation d'un ventilateur de 10,7 kW de puissance permet d'avoir un coefficient d'échange global deux fois et demi plus élevé ($200,3 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$), d'où une surface d'échange plus faible ($102,2 \text{ m}^2$) et un diamètre de base de 2,27 m. Grâce à l'élévation de pression que fournit le ventilateur, le tirage forcé conduit à une hauteur de tour de 4,51 m.

Quant à la construction de la tour, plusieurs facteurs: emplacement, coût de construction, coût d'exploitation, influent sur la décision à prendre sur le choix entre les deux modes de tirage. Seul, un calcul économique élaboré permet de décider.

Il est donc recommandé de continuer ce travail et de faire une étude économique sur le coût de construction et le coût d'exploitation de chacun des deux types de tour afin de choisir la solution la plus économique.

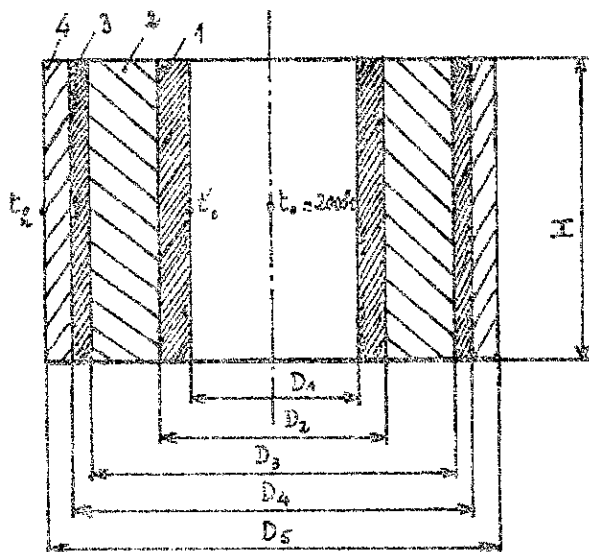
Avec les éléments dont on dispose, il est recommandé

de construire la tour sèche avec tirage naturel et une ventilation forcée de 6 kw pour appoint pendant les périodes de grande chaleur.

Appendice A

Selon les informations que nous avons pu recueillir sur la constitution des fours dont les foyers sont généralement en matériaux réfractaires (les creusets sont en pisé fritté), un calcul approximatif permet d'évaluer, à partir des équations du rayonnement et de la conduction de la chaleur, la température de la paroi.

Les parois sont constituées de plusieurs couches cylindriques comme le montre le schéma ci-dessous :



En supposant que la constitution des fours est identique et que leurs dimensions sont les mêmes, on aura le flux de chaleur qui traverse les parois de chaque four :

$$\phi = \frac{\dot{q}}{4} = \frac{375}{4} = 93,75 \text{ kW}$$

Les dimensions des fous sont :

$$D_1 = 260 \text{ mm} \quad D_3 = 362 \text{ mm} \quad D_5 = 380 \text{ mm}$$

$$D_2 = 290 \text{ mm} \quad D_4 = 370 \text{ mm} \quad H = 1,4 \text{ mm}$$

Un calcul par rayonnement permet d'avoir la température de la paroi du côté intérieur, en supposant une émissivité de 0,80.

$$\phi = \epsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot (t_0^4 - t_0'^4)$$

$$\sigma = 5,72 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$$

$$S = \pi D_1 \cdot H = \pi \cdot 0,26 \cdot 1,4 = 1,144 \text{ m}^2$$

$$\text{d'où : } t_0'^4 = t_0^4 - \frac{\phi}{\epsilon \cdot \sigma \cdot S} = (2273)^4 - \frac{93750}{0,8 \cdot 5,72 \cdot 10^{-8} \cdot 1,144}$$

$$t_0' = 2234 \text{ K} = 1961^\circ \text{C}$$

Un calcul par conduction à travers les parois permet d'avoir la température t_h .

Les parois sont constituées de quatre couches cylindriques concentriques ; le flux de chaleur qui traverse les parois sera alors exprimé par la relation suivante :

$$\phi = 2\pi \cdot H \cdot (t_0' - t_h) \cdot \left[\frac{1}{\frac{\ln(D_2/D_1)}{K_1} + \frac{\ln(D_3/D_2)}{K_2} + \frac{\ln(D_4/D_3)}{K_3} + \frac{\ln(D_5/D_4)}{K_4}} \right]$$

$$\text{où } K_1 = 1,10 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C} \text{ pour la terre argileuse à } 1900^\circ\text{C} \quad (1)$$

$$K_2 = 3,98 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C} \text{ pour les grains de graphite} \quad (2)$$

$k_3 = 1,04 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ pour la terre argileuse à 500°C (3)

$k_4 = 57 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ pour l'acier à $0,5\%$ à 100°C (4).

On obtient :

$$t'_0 - t_h = \frac{93750 \cdot 0,176}{2\pi \cdot 1,4} = 1876^\circ\text{C}$$

d'où la température t_h :

$$t_h = 1964 - 1876$$

$$t_h = 85^\circ\text{C}.$$

Appendice B

Calcul de la pompe

Les vitesses du fluide à l'aspiration et au refoulement sont généralement de l'ordre de :

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

au refoulement : $C_r = 2 \text{ à } 4 \text{ m/s}$

1/ Calcul de la tuyauterie

De la formule du débit volumique :

$$Q = S \cdot C = \frac{\pi d^2}{4} \cdot C$$

On tire le diamètre de la conduite :

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

On adopte : $C_a = 1,2 \text{ m/s}$

$C_r = 3,0 \text{ m/s}$

On obtient alors, comme diamètres intérieurs des conduites d'aspiration et de refoulement, les valeurs suivantes :

$$d_{ai} = \left(\frac{4Q}{\pi C_a} \right)^{1/2} = \left(\frac{4 \cdot 3,59 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 1,2} \right)^{1/2} = 0,0647 \text{ m}$$

Nous prendrons : $d_{ai} = 65 \text{ mm}$

$$d_{ri} = \left(\frac{4Q}{\pi C_r} \right)^{1/2} = \left(\frac{4 \cdot 3,59 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 3,0} \right)^{1/2} = 0,0390 \text{ m}$$

Nous prendrons : $d_{ri} = 40 \text{ mm}$

Les vitesses corrigées seront :

$$C_a = \frac{Q}{\pi \frac{d_{a1}^2}{4}} = 1,08 \text{ m/s}$$

$$C_r = \frac{Q}{\pi \frac{d_{r1}^2}{4}} = 2,85 \text{ m/s}$$

2/ Calcul des pertes de charge.

Les pertes de charge totales sont composées des pertes de charge à l'aspiration Δh_a et des pertes de charge au refoulement Δh_r .

Celles-ci sont composées des pertes de charge linéaires et des pertes de charge singulières.

$$\Delta h_a = \Delta h_{a1} + \Delta h_{a2}$$

$$\Delta h_r = \Delta h_{r1} + \Delta h_{r2}$$

Les pertes de charge linéaires sont données par la formule de DARCY :

$$\Delta h_l = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{c^2}{2g} \quad \text{m CE}$$

l étant la longueur de la tuyauterie, et λ un coefficient caractérisant le régime d'écoulement qui n'est fonction que du nombre de Reynolds

$$Re = \frac{c \cdot d}{\nu} \quad \text{où } \nu = 1,008 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Pour $Re < 3 \cdot 10^5$, la formule de Blasius donne:

$$\lambda = (100 Re)^{-1/4}$$

Les pertes de charges singulières sont données par la formule suivante:

$$\Delta h_s = \sum_i \xi_i \cdot \frac{c^2}{2g}$$

où ξ_i sont des coefficients dépendant des accessoires (coudes, vannes, té, robinets, ...).

Accessoires	Crépine	Vanne	Coude à 90°	Clapet	Té
ξ_i	4	3	0,3	4	1,285

Dans notre cas la conduite d'aspiration comprend 5 coudes à 90°, 1 vanne et 35 m de tuyauterie.

Celle de refoulement comprend 30 m de tuyauterie, 6 coudes à 90° et 4 vannes.

Les résultats sont donnés dans le tableau suivant:

	C (m/s)	d (mm)	Re	λ	l (m)
Aspiration	1,08	65	$6,9 \cdot 10^4$	0,0194	35
Refoulement	2,85	40	$11,3 \cdot 10^4$	0,0172	30

	$\sum \xi_i$	Δh_p (mce)	Δh_s (mce)	Δh (mce)
Aspiration	4,5	0,62	0,26	0,88
Refoulement	13,8	5,34	5,71	11,05

La hauteur énergétique totale H est donnée par :

$$H = H_a - \left(\frac{C_a^2}{2g} + \Delta h_a \right) + H_r + \left(\frac{C_r^2}{2g} + \Delta h_r \right)$$

H_a et H_r étant les hauteurs d'aspiration et de refoulement.

$$H_a = 3 \text{ m}$$

$$H_r = 5 \text{ m}$$

d'où, nous obtenons :

$$H = 3 - \left(\frac{1,08^2}{2 \cdot 9,81} + 0,88 \right) + 5 + \left(\frac{2,85^2}{2 \cdot 9,81} + 11,05 \right)$$

$$H = 18,52 \text{ m}$$

Nous prendrons : $H = \underline{20 \text{ m}}$

Appendice C

Le coefficient de convection "côté air" est déterminé à partir d'un abaque donnant le produit $St \cdot Pr^{2/3}$ en fonction du nombre de Reynolds.

St est le nombre de STANTON

et Pr est le nombre de PRANDTL

$$Re = \frac{4r_g \cdot G_p}{\mu_f} = \frac{4r_g \cdot \rho_f \cdot v}{\mu_f}$$

$$4r_g = 4,4 \text{ mm}$$

L'indice f indique que les propriétés de l'air sont évaluées à la température du film t_f :

$$t_f = \frac{1}{2} (t_p + t_\infty)$$

t_p étant la température de la paroi

et t_∞ la température de l'écoulement central.

$$t_p = \frac{1}{2} (T_e + T_s) = \frac{1}{2} (75 + 50) = 62,5^\circ\text{C}$$

$$t_\infty = t_e = 25^\circ\text{C}$$

$$\text{d'où } t_f = 43,75^\circ\text{C}$$

Les caractéristiques de l'air à cette température sont données ci-dessous :

ρ_f kg/m^3	c_{p_f} $\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$	μ_f $\text{kg/m}\cdot\text{s}$	ν_f m^2/s	λ_f $\text{W/m}\cdot^\circ\text{C}$	Pr_f
1,177	1,007	$2,014 \cdot 10^{-5}$	$18,15 \cdot 10^{-6}$	0,02759	0,706

Nous obtenons :

$$Re = \frac{4,4 \cdot 10^{-3} \cdot 1,147 \cdot 2}{2,045 \cdot 10^{-5}} = 486,1$$

Pour une telle valeur du nombre de Reynolds, l'abaque de la figure 3.1 nous donne :

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0,0192$$

$$\frac{h_a}{\rho \cdot v \cdot C_p} \cdot Pr^{2/3} = 0,0192$$

$$\text{d'où } h_a = 54,6 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Du côté eau, le coefficient de convection est déterminé à partir du nombre de Nusselt donné par une relation du type :

$$Nu = \frac{h_e \cdot d_i}{K} = C \cdot (Re)^m \cdot Pr^n$$

Pour les écoulements dans les tubes, Dittus-Boelter [3] recommandent la relation suivante :

$$Nu = 0,023 (Re)^{0,8} Pr^n$$

avec $n = 0,3$ dans le cas du refroidissement

Les propriétés de l'eau sont évaluées à la température moyenne T_m .

$$T_m = \frac{1}{2} (T_e + T_s) = \frac{1}{2} (75 + 50)$$

$$T_m = 62,5^\circ\text{C}$$

ρ kg/m ³	C_p KJ/kg.°C	μ kg/m.s	k W/m.°C	Pr
980,84	4,182	$4,374 \cdot 10^{-4}$	0,6580	2,78

Le nombre de Reynolds vaudra :

$$Re = \frac{\rho V d_i}{\mu} = \frac{980,84 \cdot 0,75 \cdot 0,007}{4,374 \cdot 10^{-4}}$$

$$Re = 11772,8$$

d'où $Nu = 0,023 (11772,8)^{0,8} (2,78)^{0,3}$

$$Nu = 56,45$$

et $h_e = \frac{Nu \cdot k}{d_i} = \frac{56,45 \cdot 0,6580}{0,007}$

$$h_e = 5306,3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Appendice D

Nous allons voir dans ce paragraphe, l'influence de l'humidité de l'air sur les coefficients d'échange de chaleur et les dimensions de la tour.

Prenons le cas du printemps avec une humidité relative de 80%.

La température de l'air ambiant est de 25°C.

Connaissant l'humidité relative $\varphi = 80\%$ et la température, le diagramme psychrométrique nous donne la teneur en eau de l'air humide :

$$\omega = 16 \text{ g d'eau / kg d'air} = 0,016 \text{ kg d'eau / kg d'air}$$

L'abaque A.18. [2] permet d'avoir les facteurs de correction de la densité et de la chaleur spécifique :

pour $\omega = 0,016 \text{ kg d'eau / kg d'air}$, on a :

$$X_{d,\omega} = 0,991$$

$$X_{c,\omega} = 1,014$$

On obtient donc les valeurs corrigées :

$$\rho'_s = X_{d,\omega} \cdot \rho_s = 0,991 \cdot 1,117 = 1,107 \text{ kg/m}^3$$

$$c'_{p_s} = X_{c,\omega} \cdot c_{p_s} = 1,014 \cdot 1,007 = 1,021 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}.$$

La conductivité thermique k et la viscosité dynamique μ seront elles aussi corrigées.

Aucune relation ne nous permet d'évaluer exactement la

viscosité dynamique de l'air humide ; nous ferons donc un calcul approximatif en utilisant une combinaison linéaire.

$$\mu'_f = \frac{(\mu_{\text{air sec}} \cdot m_{\text{air sec}}) + (\mu_{\text{vap. eau}} \cdot m_{\text{vap. eau}})}{(m_{\text{air sec}} + m_{\text{vap. eau}})}$$

$$m_{\text{air sec}} = 1 \text{ Kg}$$

$$\mu_{\text{air sec}} = 2,014 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m.s}$$

$$m_{\text{vap. eau}} = 0,016 \text{ Kg}$$

$$\mu_{\text{vap. eau}} = 1,040 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m.s}$$

$$\text{on obtient : } \mu'_f = 1,959 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/m.s}$$

Une relation liant k et μ nous permet de calculer la conductivité thermique :

$$k' = \mu' \cdot c'_v$$

$$c'_v = \frac{c'_p}{\gamma}$$

$$\text{d'autre part : } \gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

$$\text{d'où : } c'_v = \frac{c'_p}{\gamma} \cdot c_v$$

$$k = \mu \cdot c_v \quad \text{ou} \quad c_v = \frac{k}{\mu}$$

on aura donc :

$$k' = \mu' \cdot \frac{c'_p}{\gamma} \cdot \frac{k}{\mu} = \frac{1,959 \cdot 10^{-5} \cdot 1,014 \cdot 0,02759}{2,014 \cdot 10^{-5}}$$

$$k' = 0,02767 \text{ W/m. } ^\circ\text{C}$$

Le nombre de Prandtl vaudra alors :

$$Pr' = \frac{\mu' \cdot C_p'}{K'} = \frac{1,998 \cdot 10^{-5} \cdot 1,021 \cdot 10^3}{0,02767} = 0,736$$

On pourra ainsi déterminer les coefficients d'échanges convectifs.

$$\text{pour } Re = \frac{4r_e \cdot \rho' \cdot v'}{\mu'} = \frac{4,4 \cdot 10^{-3} \cdot 1,107 \cdot 2}{1,998 \cdot 10^{-5}} = 487,6$$

$$\text{on obtient : } St \cdot Pr'^{1/3} \approx 0,02$$

$$\text{d'où } h_a = 55,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Le coefficient h_e du côté eau restant le même, on trouve

$$U = 79,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

La surface d'échange sera alors :

$$A = \frac{\dot{q}}{EU \cdot \Delta T_m} = \frac{375000}{0,36 \cdot 79,9 \cdot 21,3} \approx 256,2 \text{ m}^2$$

On aboutit ainsi à un diamètre de base :

$$D_b = 3,26 \text{ m}$$

La densité de l'air étant modifiée, la hauteur de la tour changera elle aussi :

$$\rho_1 = 1,185 \text{ Kg/m}^3 \quad ; \quad \rho'_1 = X_{d,w} \rho_1 = 1,174 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho'_2 \approx 1,039 \text{ Kg/m}^3$$

On trouve donc :

$$Z = 6,20 \text{ m}$$

Appendice E

1. Détermination du coefficient de convection côté air :

Pour les gaz s'écoulant perpendiculairement à des rangées de tubes en quinconce, Grimson [3] propose la corrélation suivante :

$$Nu_f = \frac{h_a \cdot d_e}{k_f} = C \cdot (Re_f)^n \cdot Pr_f^{1/3}$$

avec $C = 0,467$

et $n = 0,574$

Le nombre de Reynolds vaudra :

$$Re_f = \frac{v \cdot d_e}{\nu_f} = \frac{10 \cdot 10,7 \cdot 10^{-3}}{18,15 \cdot 10^{-6}} = 5895,3$$

$$\text{d'où } h_a = \frac{C \cdot (Re_f)^{0,574} \cdot (Pr_f)^{1/3} \cdot k_f}{d_e}$$

$$h_a = 155,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

2. Détermination du coefficient de convection côté eau.

On utilisera la relation recommandée par Dittus-Boelter

[3] :

$$Nu = 0,023 (Re)^{0,8} Pr^n$$

où $n = 0,3$ dans le cas du refroidissement.

$$Re = 11772,8$$

$$Pr = 2,78$$

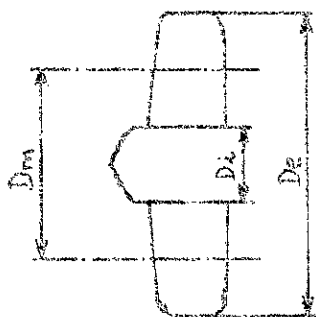
d'où on obtient $h_e = 5306,3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$.

Appendice F

Pour aborder le calcul du ventilateur, il est nécessaire de faire un choix de certains paramètres.

On adopte :

- une vitesse de rotation $N = 1500 \text{ tr/min}$
- $D_i = 0,75 D_e$ où D_i est le diamètre du moyeu et D_e le diamètre extérieur des pales.



- $u_e = 80 \text{ m/s}$: vitesse périphérique à l'extérieur des pales.

1. Dimensions du ventilateur.

$$\text{On a : } u_e = r_e \cdot \omega = \frac{D_e}{2} \cdot \frac{\pi N}{60}$$

d'où le diamètre extérieur des pales :

$$D_e = \frac{60 \cdot u_e}{\pi N} = \frac{60 \cdot 80}{\pi \cdot 1500} = 1,02 \text{ m}$$

Le diamètre intérieur des pales sera :

$$D_i = 0,75 \cdot D_e = 0,75 \cdot 1,02 = 0,765 \text{ m}$$

Le diamètre moyen sera :

$$D_m = \frac{D_i + D_e}{2} = \frac{0,765 + 1,020}{2} = 0,893$$

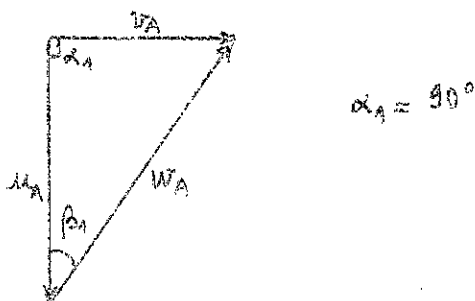
La section de passage à travers le ventilateur sera :

$$S_A = S_B = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) = \frac{\pi}{4} (1,020^2 - 0,765^2)$$

$$S_A = S_B = 0,357 \text{ m}^2$$

2. Triangles des vitesses.

a/ A l'entrée du ventilateur.



On a : $\rho_1 S_1 v_1 = \rho_2 S_2 v_2$

$$S_1 = S_2$$

d'où $v_2 = \frac{\rho_1}{\rho_2} v_1 = \frac{1,185}{1,065} \cdot 10 = 11,12 \text{ m/s}$

L'équation de continuité nous donne la vitesse v_A à l'entrée :

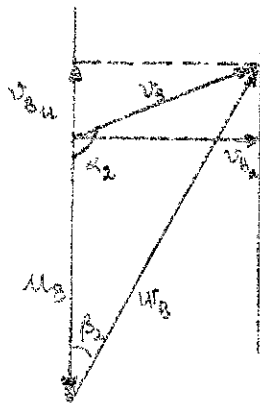
$$\rho_2 S_2 v_2 = \rho_A S_A v_A \quad \rho_2 = \rho_A$$

$$v_A = \frac{S_2}{S_A} v_2 = \frac{1,188}{0,357} \cdot 11,12 = 46,10 \text{ m/s}$$

La vitesse d'entraînement sera :

$$u_A = u_B = \frac{D_m}{2} \cdot \frac{\pi N}{30} = \frac{0,893 \cdot \pi \cdot 1500}{2 \cdot 30} = 70,14 \text{ m/s}$$

b/ A la sortie du ventilateur .



on supposera pour ce calcul que

$$v_{Ba} = v_A = 46,10 \text{ m/s}$$

$$\text{et } \beta_2 = 31^\circ$$

On aura :

$$w_B = \frac{v_{Ba}}{\sin 31^\circ} = \frac{46,10}{\sin 31^\circ} = 89,50 \text{ m/s}$$

$$v_{Bu} = w_B \cos 31^\circ - u_B = 89,50 \cos 31^\circ - 70,14$$

$$v_{Bu} = 6,57 \text{ m/s}$$

$$\text{d'où } v_B = \sqrt{v_{Ba}^2 + v_{Bu}^2}$$

$$v_B = \sqrt{46,10^2 + 6,57^2}$$

$$v_B = 46,56 \text{ m/s.}$$

Appendice G

Puissance de ventilation d'appoint dans le cas de l'été :

Le calcul pour le cas du printemps, nous a conduit à une surface d'échange de $261,7 \text{ m}^2$, un diamètre de base de $3,30 \text{ m}$ et une hauteur de $7,08 \text{ m}$.

Avec ses dimensions, on ne peut évacuer toute la puissance; pour se faire une plus grande hauteur ou une ventilation d'appoint est nécessaire.

L'équation donnant la hauteur de la tour dans le cas du tirage forcé est :

$$f \cdot g \cdot z = \Delta P_1 + \Delta P_E + \Delta P_2 - \Delta P_V + \Delta P_3$$

$$\text{d'où } \Delta P_V = \Delta P_1 + \Delta P_E + \Delta P_2 + \Delta P_3 - f \cdot g \cdot z$$

$$\Delta P_1 = \frac{1}{2} f_1 v_1^2 + f_1 g z_1$$

$$\Delta P_1 = \frac{1}{2} \cdot 1,146 \cdot (10)^2 + 1,146 \cdot 9,81 \cdot 1 = 68,54 \text{ N/m}^2$$

la chute de pression à travers l'échangeur est :

$$\Delta P_E = \frac{4 f \cdot N \cdot G^2}{2 f \cdot g_0} = \frac{4 \cdot 0,114 \cdot 6 \cdot (1,146 \cdot 10)^2}{2 \cdot 1,146 \cdot 1} = 156,77 \text{ N/m}^2$$

la pression à la sortie de l'échangeur sera :

$$P_2 = P_0 - \Delta P_1 - \Delta P_E = 101325 - 68,54 - 156,77$$

$$P_2 = 101099,69 \text{ N/m}^2$$

la température étant de 62°C soit 335 K , la densité

$$f_2 \text{ vaudra: } f_2 = \frac{P_2}{r T_2} = 1,051 \text{ Kg/m}^3$$

En prenant les mêmes chutes de pression entre 2 et A, et B et 3 que pour le cas du tirage forcé ; on aura :

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

$$\Delta P_2 = 1083,73 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P_3 = \frac{1}{2} \rho_B (v_3^2 - v_B^2) + \rho_B g (z - z_B)$$

$$\Delta P_3 = \frac{1}{2} \cdot 1,068 [16,86^2 - 46,56^2] + 1,068 \cdot 9,81 \cdot (7,08 - 3)$$

$$\Delta P_3 = -362,72 \text{ N/m}^2$$

On aura :

$$\Delta P_v = 68,54 + 156,77 + 1083,73 - 362,72 - 1,146 \cdot 9,81 \cdot 7,08$$

$$\Delta P_v = 266,72 \text{ N/m}^2$$

Le travail fourni par le ventilateur sera :

$$W = \frac{\Delta P_v}{\rho_a} = \frac{\Delta P_v}{\rho_a} = \frac{266,72}{1,051} = 253,78 \text{ J/kg}$$

L'équation :
$$P_v = \frac{W \cdot \dot{m}}{\eta}$$

permet de déterminer la puissance du ventilateur.

où \dot{m} est le débit d'air : $\dot{m} = \rho_a S_A v_A$

et η est le rendement du ventilateur pris égal à 0,75

on aura :

$$P_v = \frac{253,78 \cdot 17,5}{0,75} = 5921,5 \text{ W}$$

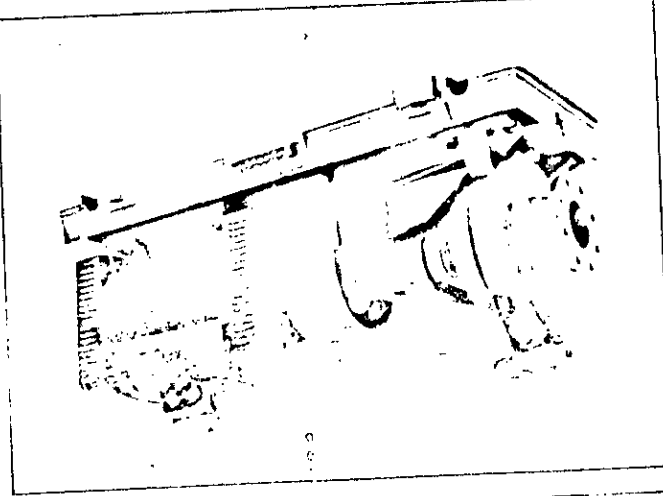
$$P_v \approx 5,92 \text{ KW}$$

Groupes électro-pompes monocellulaires MHP (type 4111)

MHP (extension)

6

- adduction
 - circulation d'eau
 - incendie
 - irrigation par aspersion
 - irrigation par ruissellement
 - eau chaude jusqu'à 140°C (mousse)
 - consuetudine
 - industrie
 - hydrocarbures
- Moteurs : TRIPHASE 50 Hz
 P < 7,5 kW (10 ch), type fermé
 P > 11 kW (15 ch), type protégé
 Sur option : P > 11 kW (15 ch), type fermé
 Liquide d - 1 p - 1 CSI
 Voir construction page 8



2 900 tr/m

TYPE de la POMPE	Orifices (brides PN 10)	Aspersion REF	Encastrement hors tout mm			Caractéristiques nominales du moteur	Puissance du moteur	Longueur	Largeur	Hauteur	Masse	Encastrement hors tout mm
			Largeur	Hauteur	Masse							
32 125	12	12	240	240	240	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
32 180	12	12	300	300	300	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
32 200	12	12	360	360	360	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
32 250	12	12	420	420	420	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
40 125	16	16	300	300	300	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
40 180	16	16	360	360	360	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
40 200	16	16	420	420	420	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
40 250	16	16	480	480	480	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
50 125	20	20	360	360	360	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
50 180	20	20	420	420	420	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
50 200	20	20	480	480	480	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
50 250	20	20	540	540	540	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
60 125	24	24	420	420	420	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
60 180	24	24	480	480	480	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
60 200	24	24	540	540	540	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
60 250	24	24	600	600	600	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
80 125	30	30	480	480	480	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
80 180	30	30	540	540	540	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
80 200	30	30	600	600	600	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
80 250	30	30	660	660	660	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
100 125	36	36	540	540	540	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
100 180	36	36	600	600	600	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
100 200	36	36	660	660	660	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
100 250	36	36	720	720	720	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
125 100 315	48	48	600	600	600	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
125 100 315	48	48	660	660	660	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
125 100 315	48	48	720	720	720	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
125 100 315	48	48	780	780	780	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5

pression max au refoulement
 10 bars pour 120°C R bars pour 140°C sans* R bars pour 120°C 6 bars pour 140°C type MHP 16 bars 100°C max

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 ⁵	ν , m ² /s · 10 ⁶	k , W/ m·°C	α , m ² /s · 10 ⁶	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

† From Natl. Bur. Stand. (U.S.) Circ. 564, 1955.

Table A-11 Steel-Pipe Dimensions

Nominal pipe size, in.	OD, in.	Schedule No.	Wall thickness, in.	ID, in.	Metal sectional area, in. ²	Inside cross-sectional area, ft. ²
1/8	0.405	40	0.068	0.269	0.072	0.00040
		80	0.095	0.215	0.093	0.00025
1/4	0.540	40	0.088	0.364	0.125	0.00072
		80	0.119	0.302	0.157	0.00050
3/8	0.675	40	0.091	0.493	0.167	0.00133
		80	0.126	0.423	0.217	0.00098
1/2	0.840	40	0.109	0.622	0.250	0.00211
		80	0.147	0.546	0.320	0.00163
3/4	1.050	40	0.113	0.824	0.333	0.00371
		80	0.154	0.742	0.433	0.00300
1	1.315	40	0.133	1.049	0.494	0.00600
		80	0.179	0.957	0.639	0.00499
1 1/4	1.900	40	0.145	1.610	0.799	0.01414
		80	0.200	1.500	1.068	0.01225
		160	0.281	1.338	1.429	0.00976
2	2.375	40	0.154	2.067	1.075	0.02330
		80	0.218	1.939	1.477	0.02050
3	3.500	40	0.216	3.068	2.228	0.05130
		80	0.300	2.900	3.016	0.04587
4	4.500	40	0.237	4.026	3.173	0.08840
		80	0.337	3.826	4.407	0.07986
5	5.563	40	0.258	5.047	4.304	0.1390
		80	0.375	4.813	6.112	0.1263
		120	0.500	4.563	7.953	0.1136
		160	0.625	4.313	9.696	0.1015
6	6.625	40	0.280	6.065	5.584	0.2006
		80	0.432	5.761	8.405	0.1810
10	10.75	40	0.365	10.020	11.90	0.5475
		80	0.500	9.750	16.10	0.5185

RÉFÉRENCES

- [1] Transmission de la chaleur Mc. ADAMS Dunod
- [2] Compact heat exchangers Kays et London Mc.Graw-Hill
- [3] Cours de THQ Mr. AIT-ALI
- [4] Thèse de Doctorat: Waste Heat disposal to air with forced
and naturel draft: some analytical design considerations.
by A. MONTAKHAB Stanford.U May 1978
- [5] Tour de refroidissement sèche: étude préliminaire
INDALANA Janvier 1983.
- [6] Cours de MTH3 Mr. GAHMOUSSE
- [7] Solutions aux problèmes de refroidissements d'une centrale
thermique d'une puissance de 2 x 150 MW
M. AISSA et H. BOUADI Juin 1977.
- [8] Station de pompage A. BELLAMINE et A. BELKACEMI
Juin 1978.

