

24/83

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT
SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

U.S.T.H.B

2ex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
Département du Génie mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

ETUDE D'UNE TOUR
DE REFROIDISSEMENT
DU TYPE EJECTOR

2 PLANCHES

Proposé par:

M^r DJEBLOUN

Suivi par:

M^r GACEM

Etudié par:

GUETTAIA

PROMOTION : JUIN 83

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :

- Ma mère et mon père qui ont tout donné, et tant espéré que ma formation aboutisse.
- Mes frères et sœurs.
- Tous ceux qui me sont chers.
- Mes collègues de promotion.

Guettaia - Djamel

Remerciements

Je remercie Mr. GACEM pour les précieux conseils qu'il m'a prodigués tout au long de ce travail.

Je remercie également tous les professeurs et assistants qui ont contribué à ma formation.

Je remercie tous ceux qui ont participé de près ou de loin à l'élaboration de ce modeste travail, sans oublier : Messieurs :

- Deboub Khaled
- Kâaboub Redouane
- Guerchaoui brahim
- Hadiouche Mohamed
- Abdelkader

Ainsi que monsieur AIT-ALI pour la révision et la correction qu'il a apportée à ce rapport.

L'expression de ma profonde reconnaissance.

Guettaïa - Djamel

Résumé

Le travail qui nous a été proposé consistait à étudier une tour de refroidissement de conception nouvelle et à la dimensionner.

Les données de base étaient les suivantes :

- Puissance de la tour : $1000\ 000\ \text{kcal/h}$
- Débit d'eau de circulation : $200\ \text{m}^3/\text{h}$
- Pression de pulvérisation : $32\ \text{m.c.e}$
- Entrée d'eau à : 32°C
- Sortie d'eau à : 22°C
- température humide de l'air : 22°C

L'étude a donné les résultats suivants :

- température de l'air saturé : $28,5^\circ\text{C}$
- Débit d'eau d'appoint : $1,766\ \text{m}^3/\text{h}$
- Débit d'air nécessaire : $153\ 540\ \text{kg/h}$
- Longueur de la tour : $3,750\ \text{m}$
- largeur de la tour : $2,320\ \text{m}$
- hauteur de la tour : $2,560\ \text{m}$
- Nombre de rampes de pulvérisation : 11
- Nombre de buses de pulvérisation : 242

Table des matières

page.

CHAPITRE I : LES REFRIGERANTS ATMOSPHERIQUES

Introduction	1
1.1. Les réfrigérants d'eau atmosphériques	2
1.2. Classification des tours de refroidissement	5
1.2.1 Refroidisseur par aspersion à bassin d'eau	5
1.2.2 Refroidisseurs d'eau atmosphériques	7
1.2.3. Tour de refroidissement "Ejector"	10

CHAPITRE II : DIFFUSION, TRANSFERT DE MASSE ET DE CHALEUR

2.1. Diffusion	12
2.1.1. Equation générale de la continuité	12
2.1.2. Equation générale de la diffusion	13
2.1.3. Diffusion moléculaire en régime stationnaire	14
2.1.5. Coefficient de transfert de masse local F	17
2.2. Théorie du film	20
2.3. Transfert de masse et de chaleur	21

CHAPITRE III : THEORIE DES TOURS DE REFROIDISSEMENT

3.1. Bilan thermique d'une tour	25
3.2. Equations régissant les tours	27

3.3. Equations de transfert de chaleur	30
--	----

CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DE LA TOUR

4.1. Caractéristiques de l'air à l'entrée	34
4.2. Caractéristiques de l'air à la sortie	35
4.3. Débit d'air nécessaire	37
4.4. Débit d'eau évaporée	37
4.5. Discussion des résultats	37
4.6. Efficacité d'une tour	38

CHAPITRE V : INDUCTION ET PULVERISATION

5.1 Induction	41
5.2.1. Pulvérisation	41
5.2.2. Buses de pulvérisation	43
5.2.3. Dimension des gouttelettes	43
5.2.4. Trajectoire et accélération des gouttelettes	47
5.2.5. Dimensionnement de la tour	
a/ Section de la tour	49
b/ Longueur active de la tour	49
c/ Système de distribution de l'eau	51
d/ Bassin de récupération d'eau	53

CHAPITRE VI : CALCUL DE LA POMPE

6.1. Evaluation des pertes de charge par frottement ..	57
6.2. Evaluation des pertes de charge locales.	58
6.3. Puissance de la pompe	63
6.4. Stabilisateur et éliminateurs	64
6.4.1. Crepine , et entretien	64
6.5. Sécurité et régulation	65

CHAPITRE VIII : COMPARAISON ET CONCLUSION

7- 1. Comparaison	67
7- 2. Conclusion	68

Table des figures

page:

- Figure 1.1 schéma de principe d'une tour de refroidissement... 4
- Figure 1.2.1 tours à aspersion à bassin d'eau 6
- Figure 1.2.2 (a) tour à tirage naturel 9
- Figure 1.2.2 (b), (c), (d) tours de refroidissement à tirage forcé avec différents modes de circulation 9
- Figure 1.2.3 . Tour de refroidissement "Ejector" 11
- Figure 2.1. Transfert de masse, diffusion de l'eau dans l'air 18
- Figure 2.2. Transfert de chaleur, écoulement de l'air sur une plaque chaude 18
- Figure 2.3. Théorie du film 21
- Figure 3.2 Bilan de chaleur du processus de la tour... 29
- Figure 5.1 phénomène d'induction 44
- Figure 5.2 (a) tuyère de pulvérisation 44
- Figure 5.2 (b) joint d'eau 44
- Figure 6.1. schéma du circuit hydraulique 56
- Figure 6.2. longueur fictive des "accidents" 60

Nomenclature

- a : surface spécifique (m^2/m^3)
- C_a : chaleur massique de l'air sec ($Kcal/kg^{\circ}C$)
- C_v : chaleur massique de la vapeur d'eau ($Kcal/kg^{\circ}C$)
- C_a^v : chaleur massique de l'air humide ($Kcal/kg^{\circ}C$)
- C_w : chaleur massique de l'eau ($Kcal/kg^{\circ}C$)
- D_c : diamètre de la conduite (m)
- d_r : diamètre de la rampe (m)
- E : efficacité de la tour (%)
- F : coefficient de transfert de masse local
- G : Débit massique de l'air (kg/h)
- g : accélération de la pesanteur (m/s^2)
- H : Enthalpie de l'air ($Kcal/kg$)
- H_L : Enthalpie de l'eau ($Kcal/kg$)
- ΔH : hauteur manométrique total (m.c.e)
- h_f : perte de charge par frottement (m.c.e)
- h_b : perte charge causée par la buse (m.c.e)
- h_{cd} : perte charge due au coude brusque (m.c.e)
- $h_{c.s}$: perte de charge due au changement de section (m.c.e)
- h_{cds} : perte de charge due au condenseur (m.c.e)
- h_l : perte de charge due à la colonne montante (m.c.e)

- h_R : perte de charge due aux coudes (m.c.e)
 h_v : perte charge due aux vannes (m.c.e)
 K_y : coefficient de transfert de masse ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$)
 L : Débit d'eau en circulation (kg/h)
 L_0 : Débit d'eau d'appoint (kg/h)
 L_v : chaleur latente d'évaporation de l'eau (kcal/kg)
 M_A : masse molaire de l'eau (g)
 M_B : masse molaire de l'air (g)
 m_A : masse de la vapeur d'eau (kg)
 m_B : masse de l'air (kg)
 N_b : nombre de buses
 N_{Le} : nombre de Lewis
 N_r : nombre de rampes de pulvérisation
 P_A : pression de la vapeur d'eau (partielle) (mm.Hg)
 P_B : pression partielle de l'air (mm.Hg)
 P_T : pression totale (mm.Hg)
 P_s : pression de saturation de la vapeur d'eau (mm.Hg)
 Q_{ap} : chaleur apportée par l'eau d'appoint (kcal)
 Q_c : capacité de la tour (puissance) (kcal/h)
 T : température de l'eau ($^{\circ}\text{C}$)
 t : température de l'air ($^{\circ}\text{C}$)
 t_h : température humide de l'air ($^{\circ}\text{C}$)
 V : vitesse de l'air ou des gouttelettes ($^{\circ}\text{C}$)

- V_0 : volume du plenum actif (empilage) (m^3)
 S_0 : section du plenum actif (empilage) (m^2)
 S_e : surface d'échange thermo-massique (m^2)
 Y : humidité absolue de l'air (kg/kg)
 Z : longueur ou épaisseur de l'empilage (m)
 Z_F : épaisseur effective du film (m)
 φ : humidité relative de l'air (%)
 λ : coefficient de perte de charge (-)
 ρ_1 : masse volumique de l'air (kg/m^3)
 ρ_2 : masse volumique de l'eau (kg/m^3)
 N_s : nombre de tours spécifique de la pompe (tr/min)
 Γ : accélération des gouttelettes (m/s^2)
 Ne : nombre de Newton.
 Re : nombre de Reynolds.

CHAPITRE I : LES REFRIGERANTS ATMOSPHERIQUES

INTRODUCTION

Pour refroidir les eaux chaudes de nombreuses industries (centrales nucléaires, thermiques, ...), on utilise un circuit de refroidissement. Des impératifs nouveaux nous poussent à reconsidérer le circuit de refroidissement à circuit ouvert, c'est à dire à eau perdue. En effet, parmi les produits naturels que la nature met à notre disposition, l'eau et l'air, malgré leur apparente abondance, sont loins d'être gratuits, et si nul n'ignore désormais l'angoissante gravité du "problème de l'eau", celui de l'air se posera, tôt ou tard, avec plus d'acuité, car le jour est proche où notre atmosphère, qui semble nous entourer en quantité illimitée, devra subir, elle aussi, non seulement une continue épuration, mais, dans certains cas, (de plus en plus fréquents) une complète régénération !

Mais quels que soient les moyens qui pourront être trouvés et employés pour faire face aux besoins individuels et industriels sans cesse grandissants en eau, l'augmentation du prix de ce précieux liquide se poursuivra inexorablement, et les ressources naturelles en lacs et cours d'eau s'épuisant parallèlement, l'eau deviendra un produit rare.

Bien sûr ces angoissants problèmes ne datent pas d'aujourd'hui, et nous savons que les constructeurs ont fait de réels progrès dans le domaine des installations de refroidissement à air forcé de grande puissance et cette solution dans de nombreux cas ne peut en aucun cas être rejetée à priori.

Toutefois dans les installations industrielles à grande puissance avec grand débit et partout où la température de l'air extérieur peut conduire à des valeurs de température excessives la nécessité d'un compromis se fera très souvent sentir, ce qui conduira alors à la recherche de la meilleure méthode possible d'utilisation d'un "économiseur d'eau".

1.1 Refrigerants d'eau atmosphériques.

appelés aussi "tours de refroidissement", ces matériels entrent dans la catégorie des économiseurs d'eau qui est la désignation générale dans l'industrie de tout dispositif ou système propres à réduire la consommation d'eau utilisée pour :

- la condensation de vapeur d'eau dans le cas de centrales thermiques.
- la condensation de fluide frigorigène dans le cas des pompes à chaleur.
- le refroidissement d'appareillages ou organes travaillant

sous sollicitations thermiques.

Les économiseurs permettront de limiter à un pourcentage de quelques centièmes le débit d'appoint en eau froide neuve.

Principe du refroidissement.

La fig 1.1 représente le principe d'une tour de refroidissement classique, celui-ci est basé sur le phénomène de l'évaporation d'eau. Pour qu'une masse d'eau puisse s'évaporer, elle doit acquérir une chaleur latente nécessaire qu'elle prend là où elle existe, c'est à dire dans l'eau qui convoye cette masse.

Théoriquement il faut dégager 1,7 g de vapeur d'eau pour abaisser d'un degré la température de 1 kg d'eau ; En d'autres termes, l'évaporation de 1 kg d'eau se traduit par l'enlèvement de 600 Kcal : ce qui représente un grand potentiel de refroidissement.

En général la quantité d'eau évaporée est faible, elle représente approximativement 0,5 à 2% de l'eau de circulation pour chaque 10°C d'écart de température. Les pertes par éclaboussures ne dépassent pas 0,2% de l'eau de circulation. La quantité d'eau d'appoint sera alors la somme de ces deux pertes.

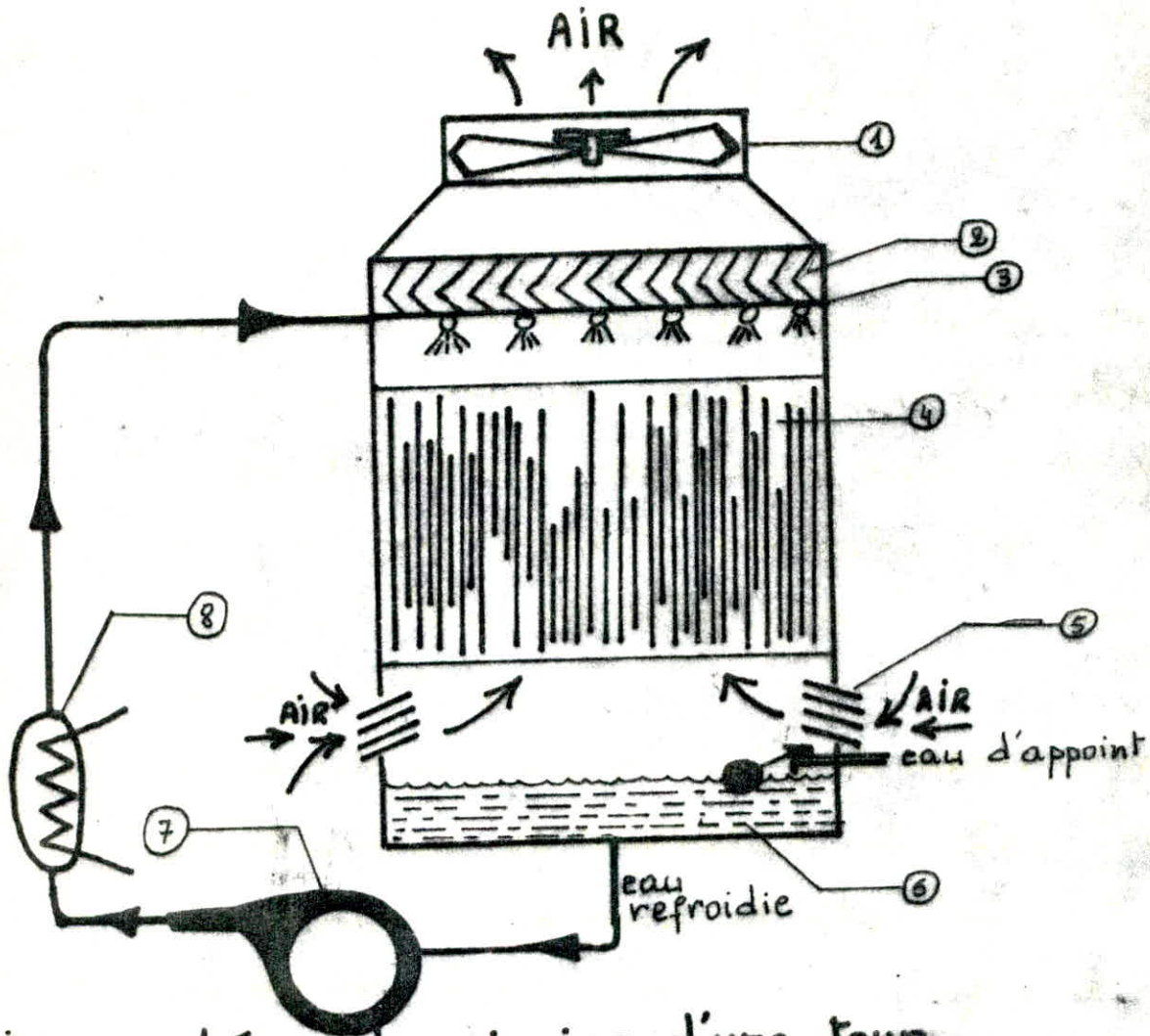


FIG. 1. schéma de principe d'une tour de refroidissement classique

Nomenclature :

1. ventilateur
2. éliminateurs
3. rampe de pulvérisation ou de dispersion
4. empilage, remplissage, ou, garnissage
5. stabilisateurs ou abais-vent
6. bassin de récupération d'eau froide
7. pompe de circulation
8. échangeur (condenseur de vapeur, frigorifique, ...)

1.2 Classification des tours de refroidissement.

Les tours de refroidissement sont classées suivant le mode de circulation de l'air et suivant la présence ou non de garnissage.

Parmi les nombreuses variantes de ces appareils, on peut citer deux grandes catégories :

1.2.1 Refroidisseurs atmosphériques par aspersion à bassin d'eau.

Dans ce système (Fig 1.2.1) à usage plutôt industriel et à très grand débit, l'eau est pulvérisée dans l'air en fins jets d'eau au dessus d'un grand bassin destiné à recueillir l'eau ainsi refroidie ; Ce type d'appareil existe à l'unité de fabrication de papier goudron "SOPEWA", il est visible aussi dans l'usine de cimenterie de "Raïs-Hamidou".

L'air circule à travers des abats-vents en croisant l'écoulement de l'eau ; Les avantages sont :

- Augmentation de l'efficacité avec la vitesse du vent.
- Élimination de la ventilation mécanique, d'où : économie

Mais parmi les inconvénients, on distingue :

- Encombrement appréciable
- Grand coût initial
- Pertes d'eau plus importantes que dans les autres types de tours.

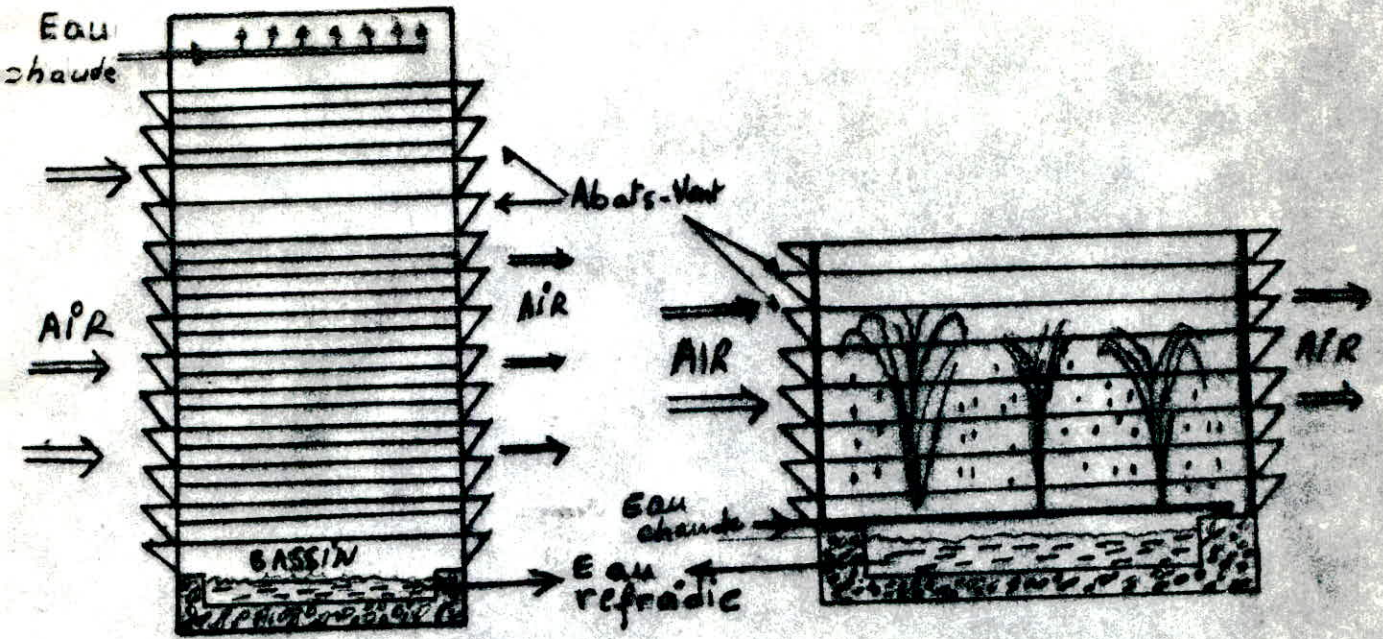


Fig 1.2.1. TOUR A ASPERSION A BASSIN D'EAU

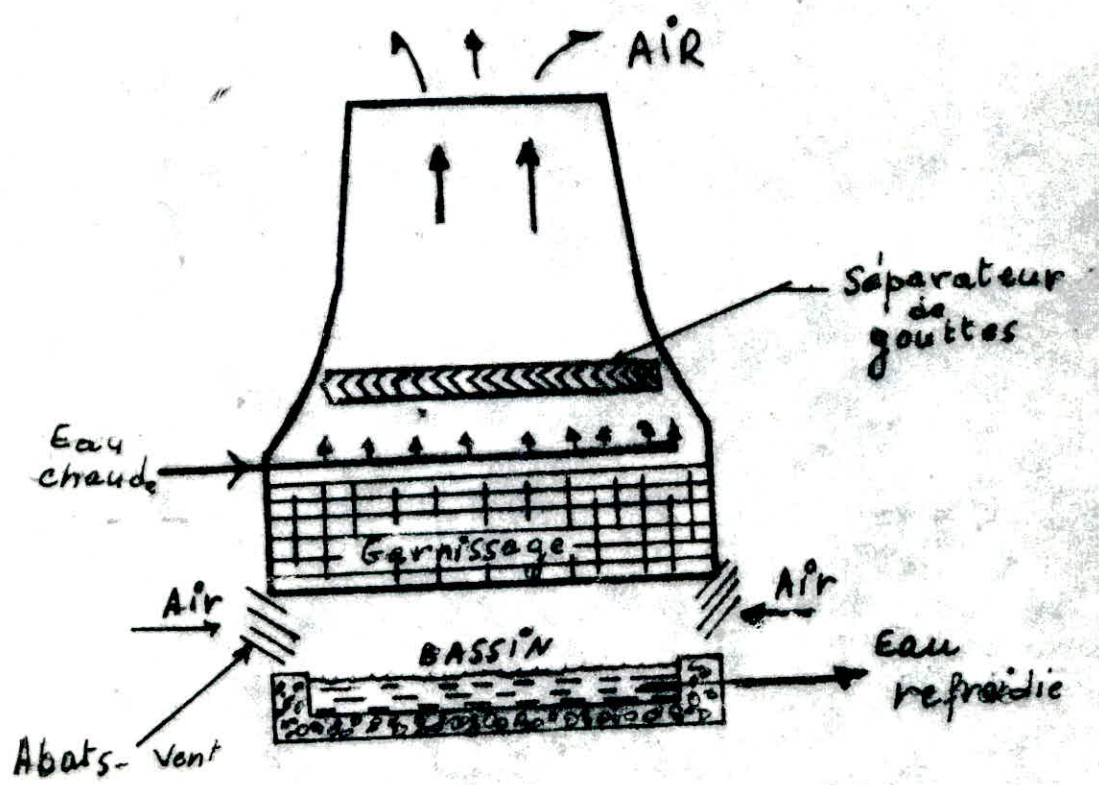


Fig.1.2.2@. TOUR A TIRAGE NATUREL

1.2.2. Refroidisseurs d'eau atmosphériques.

Utilisant un garnissage, empilage ou remplissage, ils se subdivisent en deux types, suivant que la convection est libre ou forcée.

Refroidisseur à tirage naturel :

Dans cet appareil, la circulation de l'air est assurée par convection naturelle. L'air est aspiré par le bas de la tour et refoulé vers le haut, naturellement, comme le cas des cheminées. En effet, la différence entre l'air chaud (en température) à l'intérieur de la tour et l'air extérieur, provoque une différence de densité qui établit un gradient d'équilibre naturel; l'un de l'extérieur vers le bas de la tour (aspiration), l'autre du haut de la tour vers l'atmosphère (tirage). En raison du mode d'échange, ce type de tour est de grandes dimensions, mais n'absorbe qu'une seule énergie : celle du pompage. (voir Fig 1.2.2. @)

Refroidisseur à tirage forcé.

Le tirage de l'air est réalisé mécaniquement ; toutefois il peut être forcé par aspiration (induit), ou bien forcé par refoulement (soufflé). (voir Figs. 1.2.2. b, c, d)

Refroidisseur à tirage induit :

Entre le ventilateur et l'entrée d'air se trouve l'empilage, il s'ensuit une chute de pression du côté aspirateur de

ce ventilateur, augmentant notablement la puissance. Autre avantage, la pluralité des bouches d'entrée d'air fait diminuer la hauteur nécessaire à cette fonction. Comme inconvénient, on ne peut citer qu'un seul; la vitesse de décharge de sortie d'air provoque un grand entraînement de gouttelettes d'eau.

Refroidisseur à tirage soufflant.

Le mode de circulation de l'air requiert une plus grande hauteur ainsi qu'un encombrement additif. L'air souffle depuis la sortie du ventilateur; subira une perte de charge en traversant l'empilage; ce qui implique: soit un recyclage de l'air saturé par manque de vitesse; ou bien une augmentation de la puissance du ventilateur.

Les figures 1.2.2. (b), (c), et (d) schématisent les 2 modes de soufflage d'air avec une combinaison des écoulements possibles de l'eau et de l'air. Notre étude portera sur un refroidisseur d'une nouvelle conception, qui présente tous les avantages d'une tour classique, mais la tour "Ejector" (notre étude) en diffère quelque peu, car elle est:

- Sans pièces mobiles (moteur, ventilateur, etc...).
- Sans surfaces de ruissellement.
- Sans raccordements électriques.

TOURS A TIRAGE FORCÉ

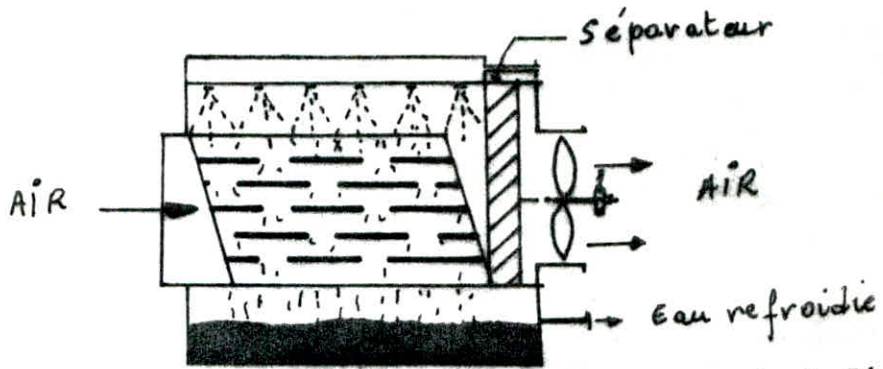


Fig.122.ⓐ Courants croisés et tirage induit

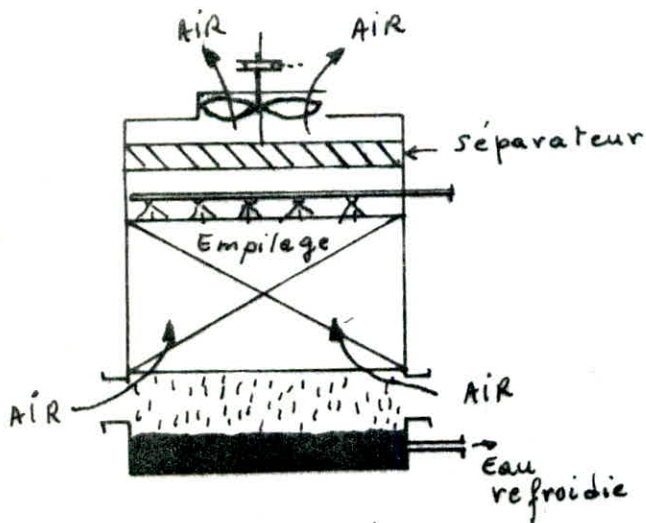


Fig 122.ⓑ contre-courant et tirage induit

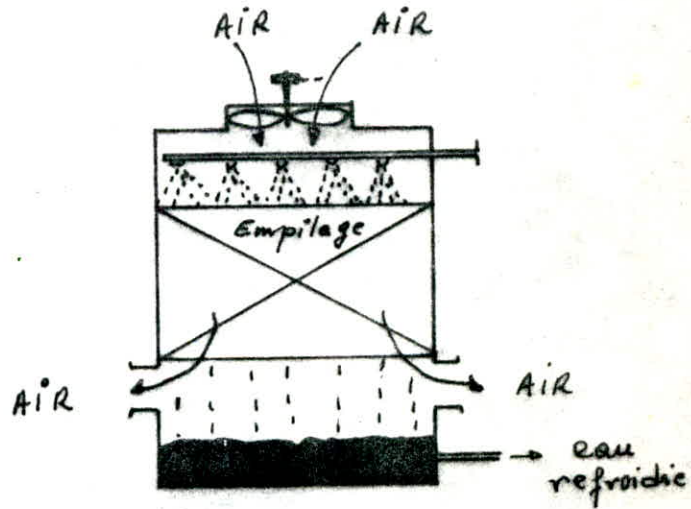


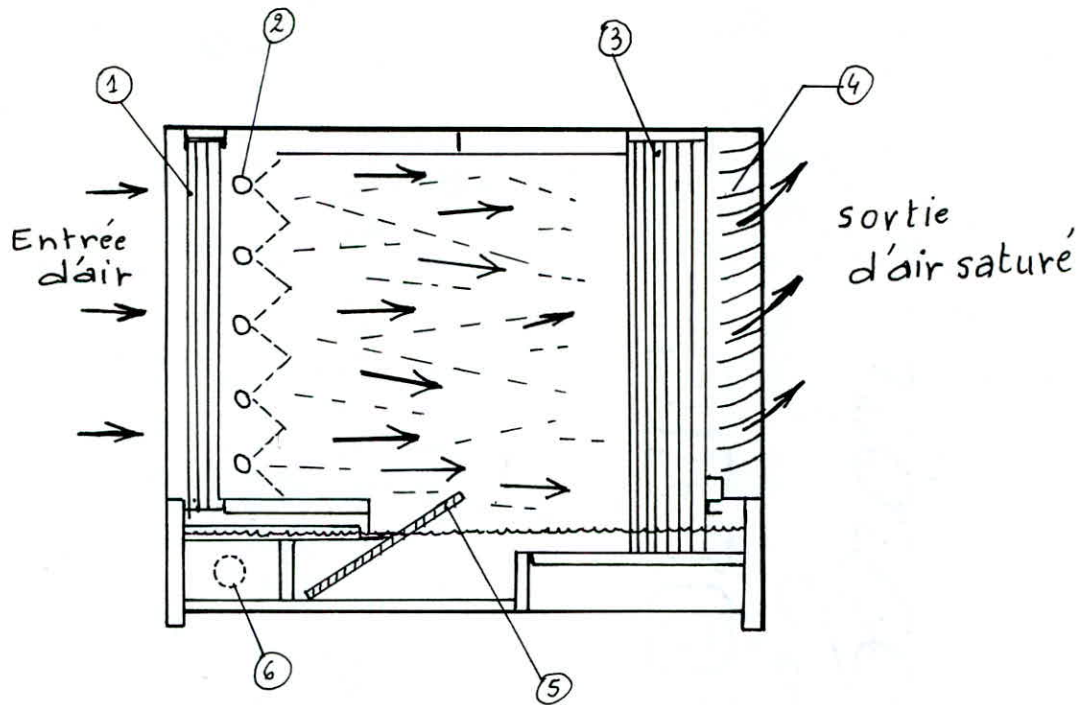
Fig.122.ⓐ Courants - parallèles et tirage - forcé soufflant

1.2.3. Tour Ejector.

Essentiellement d'un plenum pourvu à une extrémité d'une rampe de pulvérisation et de l'autre extrémité d'éliminateurs de gouttelettes. (voir Fig 1.2.3)

D'importants volumes d'air sont induits dans la tour par l'eau même à refroidir, au fur et à mesure de son injection par les rampes de pulvérisation situées à une extrémité du plenum.

Le mélange intime de l'air et de l'eau dans le plenum permet l'échange de chaleur essentiellement par évaporation, et par convection, sans aucun recours à une surface de ruissellement, ou d'un empilage quelconque, comme dans les tours de refroidissement traditionnelles. L'eau refroidie tombe dans le bassin où elle est pompée dans le circuit de refroidissement, prête à accomplir un nouveau cycle en traversant un système intégral de filtrage double assurant le bon fonctionnement des buses de pulvérisation. Le courant d'air saturé quittant la tour passe à travers une série d'éliminateurs empêchant l'entraînement de gouttelettes avant d'être deflecté vers l'extérieur. Le processus de refroidissement s'accomplit dans d'excellentes conditions ainsi, et la seule consommation d'énergie mécanique est celle de la pompe de circulation.



Nomenclature

- 1- Stabilisateurs d'entrée d'air
- 2- Entrée d'eau chaude
- 3- Eliminateurs
- 4- Deflecteurs
- 5- Tamis
- 6- Sortie d'eau refroidie

Fig. 1.2.3 Tour "Ejector"

CHAPITRE II : DIFFUSION , TRANSFERT DE MASSE ET DE CHALEUR

2.1. DIFFUSION :

Le plus souvent d'ailleurs , les transferts de chaleur et de matière s'effectuent simultanément avec des transferts de quantité de mouvement. L'allure des premiers étant influencée de façon très importante par celles des seconds , la chaleur et la matière ne sont en effet généralement pas seulement transférées par diffusion simple mais aussi par l'agitation et les courants de convection résultants de transfert de quantité de mouvement au sein des phases. Le mouvement de pénétration se développe par suite d'un gradient de concentration existant entre les concentrations locales et les concentrations correspondant à l'état d'équilibre.

2.1-1. Equation générale de la continuité'

Le principe de la conservation des masses des éléments nous permet d'écrire :

taux sortant - taux entrant + taux d'accumulation =
taux de production.

Le bilan de matière totale est donné par l'équation de la continuité suivante :

$$\frac{dC}{dt} + \text{div}(C \cdot \vec{U}) = 0 \quad (2-1)$$

Avec : C : concentration des constituants par unité de volume
 t : le temps
 u : vitesse molaire moyenne de toutes les substances

Pour un mélange binaire AB, l'équation de la continuité pour chaque substance s'écrira :

$$\frac{dC_A}{dt} + \text{div } N_A = R_A \quad (2-2)$$

$$\frac{dC_B}{dt} + \text{div } N_B = R_B \quad (2-3)$$

où : N_A, N_B : flux de diffusion molaire relatif à une surface fixe.

R_A, R_B : taux de productions molaires de A, et de B respectivement.

2-1-2 Equation du flux de diffusion.

La loi de FICK établit un rapprochement par analogie entre le transfert de matière et le transfert de chaleur.

$$J_A = - D_{AB} \cdot \frac{dC_A}{dz} \quad (2-4)$$

Avec : J_A : flux de diffusion relatif à la vitesse molaire moyenne du système

D_A : coefficient de diffusion de A dans B

$\frac{dC_A}{dz}$: Gradient de concentration dans la direction Oz

Dans le cas où le système n'est pas immobile par rapport à un système d'axes fixe, le flux constituant A par rapport à des axes fixes sera la résultante du flux de A produit par le mouvement d'ensemble du fluide et du flux de A résultant de la diffusion.

Donc : $N_A = J_A + U \cdot C_A$ (2-5)

Avec : N_A : flux résultant de la diffusion relatif à une surface fixe.

$U \cdot C_A$: flux résultant du mouvement d'ensemble du fluide.

J_A : flux résultant de la diffusion sachant que la vitesse molaire moyenne U est égale à :

$$U = \frac{N_A + N_B}{C}$$

Et comme $C = C_A + C_B$, concentration molaire totale.

Le flux de diffusion N_A devient alors :

$$N_A = (N_A + N_B) \frac{C_A}{C} - D_{AB} \frac{dC_A}{dz} \quad (2-6)$$

2-1-3 Diffusion moléculaire en régime stationnaire.

On n'observe aucune variation en composition du système en fonction du temps. Et dans le cas de notre étude, les conditions sont :

1 - Régime stationnaire : $\frac{dC}{dt} = 0$

2 - Aucune réaction chimique n'a lieu :

$$R_A = R_B = 0$$

3 - La diffusion est unidirectionnelle (suivant oz)

4 - Seule la substance A diffuse dans B.

$$N_B = 0$$

Alors l'équation (2-2) se réduit à $\frac{dN_A}{dz} = 0$, d'où : $N_A = \text{Cste.}$

Sachant que N_A est constant, et si D_{AB} est constant, l'équation (2-6) s'écrit :

$$N_A (C - C_A) = -C \cdot D_{AB} \cdot \frac{dC_A}{dz}$$

ou bien sous forme d'intégrale :

$$\int_{C_{A1}}^{C_{A2}} \frac{dC_A}{C - C_A} = \frac{N_A}{C D_{AB}} \int_{z_1}^{z_2} dz$$

où 1, et 2 indiquent le début et la fin de la diffusion.

L'intégration étant immédiate :

$$\text{Log} \frac{C - C_{A2}}{C - C_{A1}} = \frac{N_A}{C \cdot D_{AB}} (z_2 - z_1)$$

en posant $z_2 - z_1 = z$, on aura :

$$N_A = \frac{D_{AB} \cdot C}{z} \text{Log} \frac{1 - \frac{C_{A2}}{C}}{1 - \frac{C_{A1}}{C}} \quad (2-7)$$

Avec :

N_A : flux total de A

z : distance

$\frac{C_{A1}}{C}$, $\frac{C_{A2}}{C}$: rapport de concentration molaire respectivement au début et à la fin de la diffusion

2-1-4. Diffusion moléculaire dans les gaz.

Quand la diffusion se fait dans un gaz, la loi de GAY-LUSSAC peut être appliquée ; On écrira alors l'équation

(2-7) sous une forme plus adéquate, sachant que :

$$\frac{C_A}{C} = \frac{P_A / RT}{P_T / RT} = \frac{P_A}{P_T} \quad (\text{opération isotherme})$$

Avec : P_A : pression du composant

P_T : pression totale

Sachant en plus que $C = \frac{n}{V} = \frac{P_T}{RT}$; L'équation (2-7) devient alors :

$$N_A = \frac{D_{AB} \cdot P_T}{RT} \text{Log} \frac{P_T - P_{A2}}{P_T - P_{A1}} \quad (2-8)$$

en écrivant que :

$$\begin{cases} P_T - P_{A2} = P_{B2} \\ P_T - P_{A1} = P_{B1} \end{cases}$$

où P_{B1} et P_{B2} sont les pressions partielles de la substance B, respectivement au début et à la fin de la diffusion.

On tire que $P_{B2} - P_{B1} = P_{A1} - P_{A2}$, on pourra écrire dans ce cas :

$$N_A = \frac{D_{AB} \cdot P_T}{RTz} \cdot \frac{P_{A1} - P_{A2}}{P_{B2} - P_{B1}} \text{Log} \frac{P_{B2}}{P_{B1}}$$

et en posant : $P_{BM} = \frac{P_{B2} - P_{B1}}{\text{Log} \frac{P_{B2}}{P_{B1}}}$

où P_{BM} est la pression moyenne partielle de B, on a :

$$N_A = \frac{D_{AB} P_T}{RTz \cdot P_{BM}} (P_{A1} - P_{A2}) \quad (2-9)$$

On introduit le terme P_{BM} pour exprimer le flux N_A en fonction d'un coefficient de transfert de masse.

En remplaçant l'expression $\frac{D_{AB} \cdot P_T}{RTz \cdot P_{BM}}$ par un coefficient K_G

L'équation (2.9) pourra s'écrire finalement :

$$N_A = K_G (P_{A1} - P_{A2}) \quad (2.10)$$

où K_G représente le coefficient de transfert de masse dans la phase gazeuse ; et $(P_{A1} - P_{A2})$ la force motrice du transfert de masse.

Quand deux fluides immiscibles en mouvement sont en contact et qu'il y'a un transfert de masse entre eux, il ne peut y avoir de région laminaire même à l'interface entre les deux fluides.

Dans des situations pareilles, il convient mieux de décrire le flux de transfert de masse en terme de coefficient de masse.

2-1-5 Coefficient de transfert de masse local F.

Pour les besoins de la théorie, on est obligés de considérer l'écoulement turbulent des gouttelettes comme un écoulement turbulent à travers une surface, il y'a nécessairement un film mince à l'écoulement laminaire adjacent à la surface. Ceci est suivi par une zone de transition où l'écoulement change graduellement jusqu'aux conditions de turbulence existant dans le fluide. Il est préférable alors de décrire le taux de transfert de masse à travers une combinaison de film laminaire et de zone

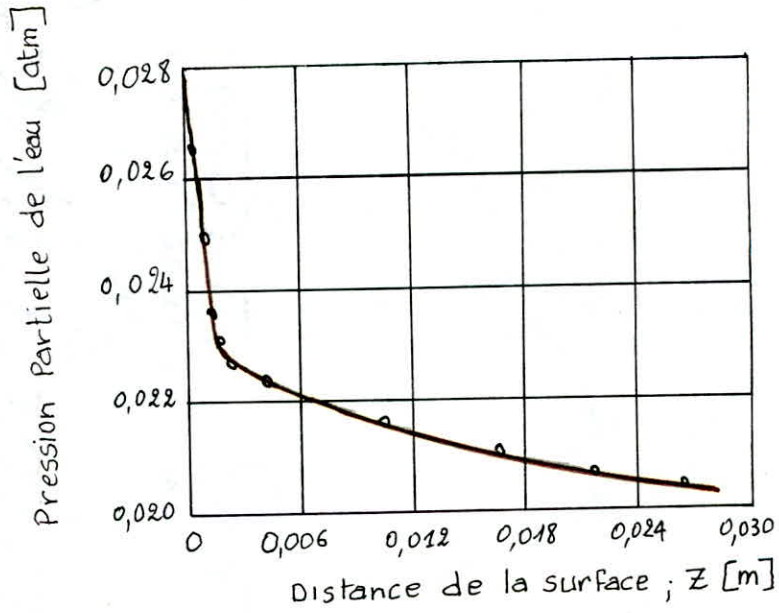


FIG. 2.1 Evaporation de l'eau dans l'air;
Transfert de masse.

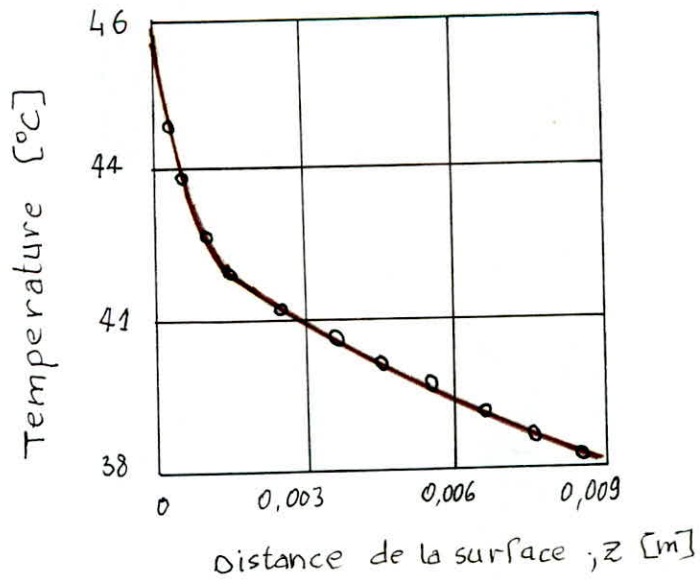


FIG 2.2 Transfert de chaleur;
Ecoulement de l'air sur une plaque chaude.

turbulente, alors l'expression $\frac{D_{AB} \cdot P_T}{RTZ}$ de l'équation (2-9)

qui est la caractéristique de la diffusion moléculaire est remplacée par F , le coefficient de transfert de masse.

On obtient donc :

$$N_A = F \cdot \text{Log} \frac{P_T - P_{A2}}{P_T - P_{A1}} \quad (2-11)$$

Avec :

N_A : flux à l'interface de la face.

F : coefficient de transfert de masse local

P_A : pression partielle de A.

2.1.6 Coefficient de transfert de masse global K .

Flux = (coefficient) \times (Difference de concentration)

Aux différentes expressions de la concentration correspondent différents coefficients :

$$N_A = K_G (P_{A1} - P_{A2}) = K_Y (Y_{A1} - Y_{A2}) = K_C (C_{A1} - C_{A2})$$

où : K_G ; K_Y ; K_C : ⁽²⁻¹²⁾representent les différents coefficients de transfert de masse.

P_A : pression partielle de A.

Y_A : concentration de la fraction molaire de A.

C_A : concentration de la substance A.

Ces coefficients K sont tous analogues aux coefficients de transfert de chaleur pour la convection :

$$q = h (T_1 - T_2)$$

Avec :

q : flux de chaleur .

h : coefficient de transfert de chaleur .

$(T_1 - T_2)$: différence de température .

La relation entre le coefficient F , et les coefficients k est donnée par le tableau (2.1)

2-2 Théorie du film

Il y'a un gradient de concentration du soluté diffusant entre la surface et le fluide qui s'étend dans le coeur turbulent. Cette partie se trouvant à l'intérieur de la couche visqueuse est la caractéristique de la diffusion moléculaire. Ceci peut se voir sur la courbe pleine de la Fig 2.3, pour le cas où le soluté diffuse dans le fluide. La théorie du film imagine que la concentration suit la courbe en pointillés sur la même figure, telle que la différence de concentration entière $C_{A1} - C_{A2}$, est décrite par la diffusion moléculaire et définit ainsi une "épaisseur" effective du film Z_F , dont la résistance à la diffusion moléculaire est la même que l'actuelle résistance au transfert de masse dans le cas combiné de couche visqueuse, zone de transition et coeur turbulent.

La théorie du film énonce que Z de l'équation (2.7) est

z_F l'épaisseur effective du film, qui de la nature des conditions d'écoulement.

Remarque: Dans notre cas, cette résistance est très faible du fait de la grande surface d'échange.

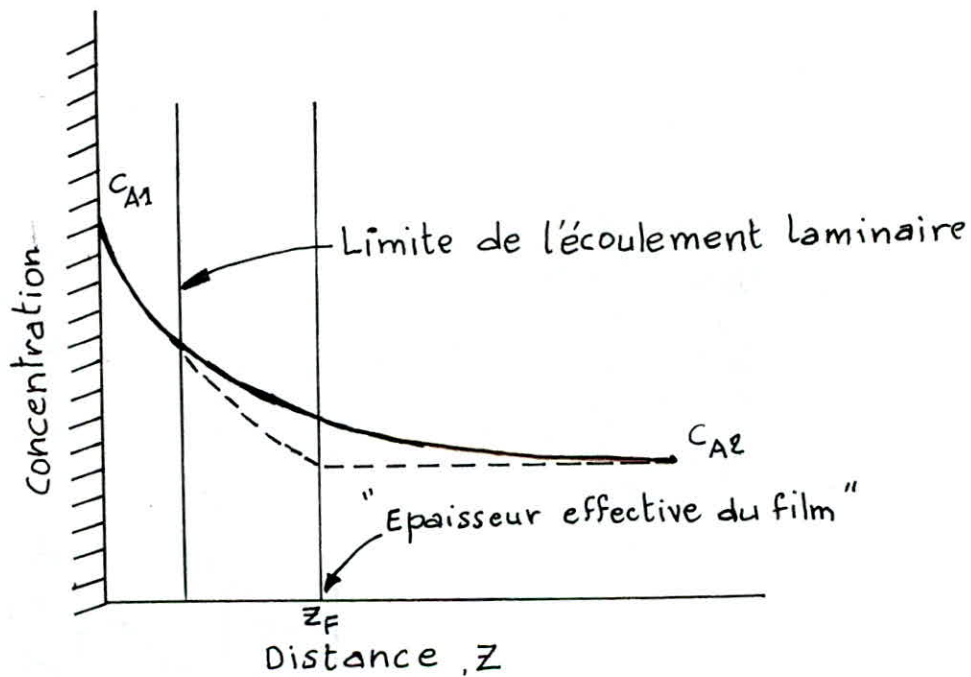


FIG 2.3 Théorie du film

2.3 Transfert simultané de masse et de chaleur.

Dans le cas où le transfert de masse a lieu simultanément avec le transfert de chaleur, alors à l'intérieur d'une phase, la chaleur transférée est le résultat non seulement de la convection par virtue de la différence de la température mais aussi de la chaleur sensible portée par la masse diffusante.

La masse totale A transférée est donnée par l'équation :

$$N_A = F \cdot \text{Log} \left(\frac{C - C_{Ai}}{C - C_{A1}} \right) \quad (2-13)$$

Il y'a un flux de chaleur décrit par un coefficient de transfert, en l'absence de transfert de masse. En terme de théorie de film, ce flux est :

$$q_1 = h \cdot \left(- \frac{dt}{dz} \right) \cdot z_F \quad (2-14)$$

Avec :

q_1 : flux de chaleur dû à la différence de température.

h : coefficient de transfert de chaleur

z_F : Epaisseur du film

$\frac{dt}{dz}$: gradient de température

Le flux total de chaleur sensible q_2 à l'interface doit inclure dans l'addition la chaleur sensible apportée par le mouvement de matière à travers la différence de température.

Ce flux est donné par l'équation suivante :

$$q_2 = N_A M_A C_p (t - t_i) \quad (2-15)$$

Avec :

q_2 : flux de chaleur sensible apporté par le mouvement de matière

N_A : flux molaire de masse transférée

M_A : Masse molaire de A.

C_p : chaleur spécifique à pression constante.

t_i : Température à l'interface de la phase.

t : Température à l'intérieur de la phase.

Le flux de chaleur sensible totale est la somme des deux flux.

$$q_s = q_1 + q_2$$

$$q_s = h \left(-\frac{dt}{dz} \right) z + N_A M_A C_p (t - t_i) \quad (2-16)$$

Dans le cas d'un processus adiabatique, le flux q_s est constant; on peut alors séparer les variables et intégrer :

$$q_s - N_A M_A C_p (t - t_i) = -h z \left(\frac{dt}{dz} \right)$$
$$\int_{t_i}^{t_s} \frac{dt}{q_s - N_A M_A C_p (t - t_i)} = -1/h z_F \int_0^{z_F} dz$$

$$q_s = \frac{N_A M_A C_p}{1 - \exp\left(-\frac{N_A M_A C_p}{h}\right)} \cdot (t - t_i) \quad (2-17)$$

Le terme $\frac{N_A M_A C_p}{1 - \exp\left(-\frac{N_A M_A C_p}{h}\right)} \approx h_G$ peut être considéré comme étant le coefficient de transfert de

chaleur corrigée pour le transfert de masse. La chaleur totale q_t libérée à l'interface devra inclure aussi l'effet produit quand la masse transférée passe à l'interface.

Dans notre cas, ce sera la chaleur latente de vaporisation:

$$q_t = q_s + \lambda N_A$$

Avec :

q_t : flux de chaleur totale libérée à l'interface

q_s : flux de chaleur sensible totale à l'interface

λ : Evolution de la chaleur molaire passant à travers l'interface.

N_A : flux de matière passant à travers l'interface.

Après avoir cerné et déterminé les phénomènes qui ont lieu dans les tours, nous pouvons aborder alors le bilan thermique qui régit les différents échanges.

CHAPITRE III : THEORIE DES TOURS DE REFROIDISSEMENT

3.1 Bilan thermique d'une tour.

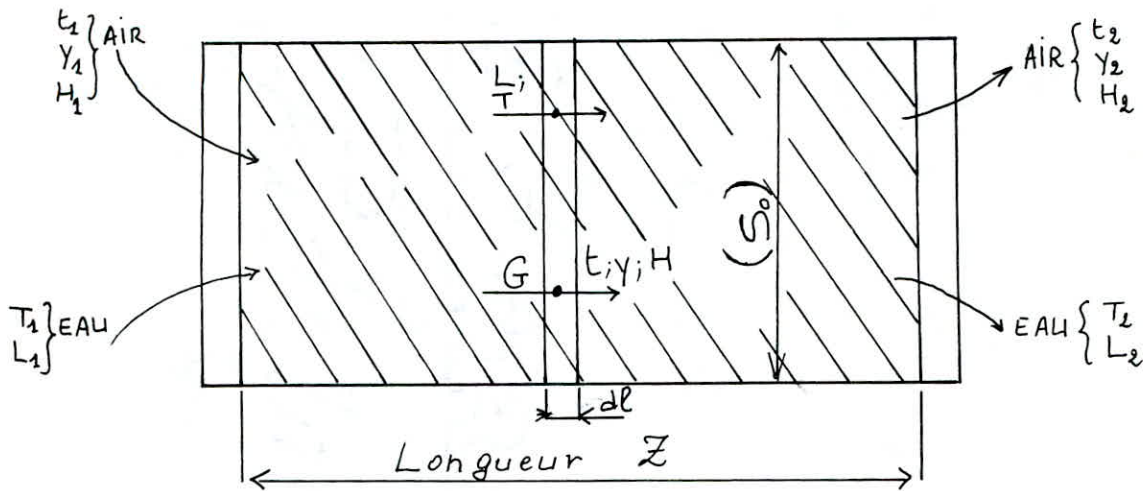


FIG 3.1 - schématique de la tour "Ejector"

C'est l'eau qui détermine le bilan de chaleur qu'elle aura échangée :

* La chaleur entrant dans la tour par le débit d'eau :

$$Q_1 = L_1 \cdot T_1 \cdot C_w \quad (3-1)$$

* La chaleur entrant dans la tour par l'eau d'appoint :

$$Q_{ap} = \Delta L_{1,2} (T_{ap} - T) C_w \quad (3-2)$$

* La chaleur sortant de la tour par le débit d'eau :

$$Q_2 = L_2 \cdot T_2 \cdot C_w \quad (3-3)$$

puisque le cycle est fermé, on aura :

$$(L_1 - L_2) = \Delta L_{1,2} \quad (3-4)$$

L'eau d'appoint n'étant autre que le débit d'eau qui

s'est évaporée, elle correspond à la différence des débits d'eau entrant et sortant.

Une fois le régime de fonctionnement établi, le bilan des échanges de l'eau nous donne la capacité de la tour, qui sera :

$$Q_c = Q_1 + Q_{ap} - Q_2 \quad (3-5)$$

soit :

$$Q_c = L_1 \cdot T_1 \cdot C_w + \Delta L_{1,2} \cdot C_w \cdot (T_{ap} - T_2) - L_1 T_2 C_w \quad (3-6)$$

donc :

$$Q_c = L_1 C_w (T_1 - T_2) + \Delta L_{1,2} \cdot C_w (T_{ap} - T_2) \quad (3-7)$$

En supposant une tour parfaite, c'est à dire sans aucune perte d'eau par éclaboussures, sachant que la chaleur latente d'évaporation de l'eau est L_v , on peut écrire :

$$Q_c = L_v \cdot \Delta L_{1,2} \quad (3-8)$$

L'équation (3-7) devient :

$$Q_c = L_1 \cdot C_w \cdot (T_1 - T_2) + \frac{Q_c}{L_v} \cdot (T_{ap} - T_2) \cdot C_w \quad (3-9)$$

ou bien :

$$Q_c \left(\frac{C_w}{L_v} (T_{ap} - T_2) - 1 \right) = L_1 \cdot C_w \cdot (T_1 - T_2) \quad (3-10)$$

On peut négliger le terme correctif $\frac{C_w}{L_v} (T_{ap} - T_2)$ car :

$$C_w = 1 \text{ Kcal / Kg } ^\circ\text{C}$$

$$L_v = 597 \text{ Kcal / Kg}$$

$$T_{ap} = T_2 \text{ (dans la majorité des tours)}$$

Ce qui revient à écrire :

$$Q_c = L_1 \cdot C_w \cdot (T_1 - T_2)$$

$$Q_c = L_1 \cdot C_w \cdot \Delta T$$

ou sous forme différentielle :

$$dQ_c = L_1 \cdot C_w \cdot dT \quad (3-11)$$

3.2. Equations régissant le phénomène de refroidissement dans les tours.

L'eau et l'air cheminant en écoulement. Avant tout calcul, on suppose que l'air traverse un empilage formant surfaces de ruissellement. Dans le cas présent, par analogie de fonction, l'empilage sera simulé par la pulvérisation de l'eau même.

* Le volume de l'empilage est V_0 .

* La section de passage brute de l'air et de l'eau est S_0 .

* La longueur de l'empilage est L .

$$V_0 = S_0 \cdot L$$

$$dV_0 = S_0 \cdot dl \quad (3-12)$$

La surface d'échange thermique et massique est supposée identique, et égale à S_e .

$$\text{Posons : } a = \frac{S_e}{V_0}$$

$$\text{Donc : } S_e = a \cdot V_0$$

$$\text{d'où : } dS_e = a \cdot S_0 \cdot dl \quad (3-13)$$

3-2.1 Equation de la conservation de la masse d'eau.

L'eau qui s'évaporera, va enrichir l'humidité absolue de l'air ; alors :

$$(L - L_2) = G (Y - Y_1) \quad (3-14)$$

$$dL = G dY \quad (3-15)$$

$$\text{et } (L_1 - L_2) = G (Y_2 - Y_1) \quad (3-16)$$

3-2.2 Equation de la conservation de l'énergie.

La chaleur cédée par l'eau, est récupérée par l'air, donc :

$$G dh = L \cdot C_w \cdot dT \quad (3-17)$$

$$G (H_2 - H_1) = L \cdot C_w \cdot (T_1 - T_2) \quad (3-18)$$

Et donc :

$$G (H - H_1) = L \cdot C_w \cdot (T - T_2) \quad (3-19)$$

La formule (3-17) peut s'écrire :

$$\boxed{\frac{dh}{dT} = \frac{L}{G} \cdot C_w} \quad (3-20)$$

C'est l'équation fondamentale des tours de refroidissement ainsi que de tous les appareils fonctionnant selon le même principe (laveurs d'air, sécheurs alimentaires...) où l'eau et l'air sont en contact direct.

A noter que la valeur $\left(\frac{L}{G} \cdot C_w\right)$ est une constante.

Remarque : si le contact de l'eau et de l'air est infini (sur face de ruissellement infinie), l'air sortira de la tour saturé à la température de sortie de l'eau.

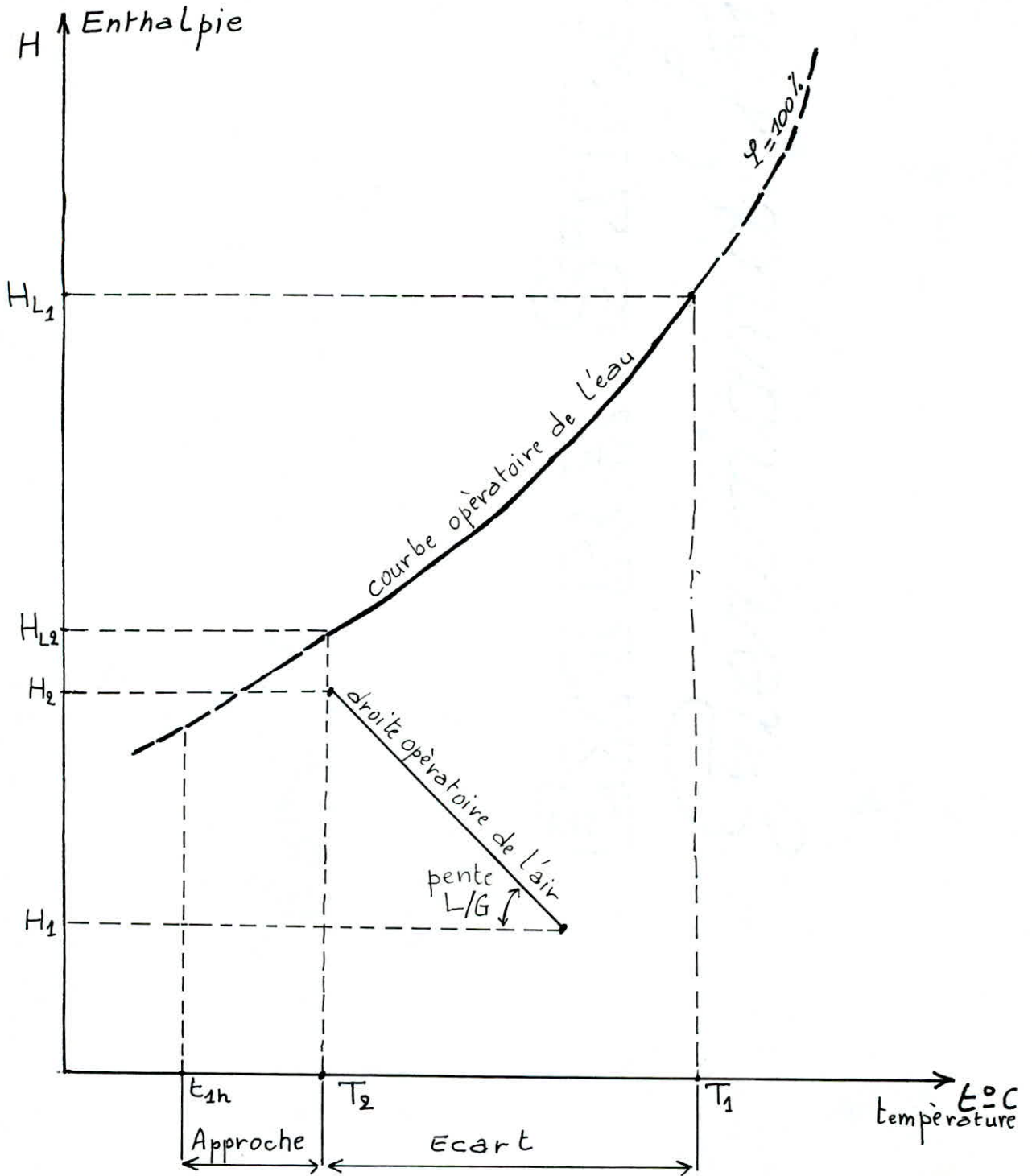


Fig 3.2. Bilan de chaleur du processus de la tour

La plus grande valeur possible du rapport $\frac{L}{G} \cdot C_w$ est :

$$(L/G)C_w = \frac{H_{2ST} - H_1}{T_1 - T_2} \quad (3-21)$$

Enthalpie du mélange :

$$H = C_a^v \cdot t + L_v \cdot Y$$

Pour l'air sec à la température de 0°C , H sera forcément égale à zéro (enthalpie de base ou de référence).

On a : $C_a^v = C_a + C_v \cdot Y$

Avec :

C_a^v : chaleur massique de l'air humide

C_a : chaleur massique de l'air sec, $C_a = 0,24 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C}$

C_v : chaleur massique de la vapeur d'eau, $C_v = 0,46 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C}$

L'enthalpie du mélange sera donc :

$$H = C_a t + C_v \cdot Y \cdot t + L_v \cdot Y$$

En général, on peut sans grande erreur négliger le terme $C_v \cdot Y \cdot t$, car très faible par rapport aux autres grandeurs.

Donc :

$$H \approx 597,7 \cdot Y + 0,24 t \quad (3-25)$$

3.3 Equations de transfert de chaleur.

- Entre la surface de séparation air/eau et l'eau :

La chaleur cédée par l'eau est transmise à la surface de séparation

$$L \cdot C_w \cdot T = h_w \cdot dS_e \cdot (T - t_{sf})$$

Donc : $L \cdot C_w \cdot dT = h_w \cdot a \cdot S_o \cdot dl (T - T_{sf}) \quad (3-27)$

- Entre la surface de séparation air/eau et l'air :

La chaleur cédée par la surface de séparation est acquise par l'air, d'où :

$$G \cdot dY = K_y \cdot dS_e \cdot (Y_{sf} - Y) \quad (3-28)$$

$$\text{donc : } G \cdot dY = K_y \cdot a \cdot S_o \cdot dl (Y_{sf} - Y) \quad (3-29)$$

Relation de LEWIS :

Lewis a établi la relation de l'échange massique comparé à l'échange thermique en convection forcée, qui stipule que le coefficient de transmission de masse est égal au rapport du coefficient de transfert de chaleur de l'air sur la chaleur spécifique de l'air.

$$\frac{h_a}{C_a} = K_y, \text{ ou bien } \frac{h_a}{C_a \cdot K_y} = 1 = N_{Le} \quad (3-30)$$

où : N_{Le} est le nombre adimensionnel de Lewis.

Cette relation fondamentale très commode permet de lier les deux phénomènes engendrés dans les tours et de trouver la solution. Dès lors la relation (3-29) devient :

$$G \cdot C_a \cdot dt = K_y \cdot C_a \cdot a \cdot S_o \cdot dl \cdot (t_{sf} - t) \quad (3-31)$$

Soit :

$$G \cdot C_a \cdot dt = K_y \cdot a \cdot S_o \cdot dl (C_a \cdot t_{sf} - C_a t) \quad (3-32)$$

Transformons la relation (3-29) en multiplions membre à membre par L_v , on obtient :

$$G \cdot L_v \cdot dY = K_y \cdot a \cdot S_o \cdot dl \cdot (L_v \cdot Y_{sf} - L_v \cdot Y) \quad (3-33)$$

Additionnons membre à membre les relations (3-32) et (3-33) :

$$G.C_a.dl + G.L_v.dY = K_y.a.S_o.dl (C_{at_{sf}} - C_{at}) + K_y.a.S_o.dl (L_v Y_{sf} - L_v Y) \quad (3-34)$$

ou bien :

$$G (C_a dl + L_v dY) = K_y a S_o dl ((C_{at_{sf}} - C_{at}) + (L_v Y_{sf} - L_v Y))$$

On a déjà défini l'enthalpie H dans la relation ⁽³⁻³⁵⁾ (3-25)

donc : $H = [C_{at} + L_v Y]$; d'où : $dH = [C_a dl + L_v dY]$ (3-36)

La relation (3-35) se résume en :

$$G dH = K_y.a.S_o.dl (H_{sf} - H) \quad (3-37)$$

Cette relation très importante et fondamentale décrit le comportement des tours.

Elle s'écrit aussi par intégration dans un cas très précis que nous indiquons pour mémoire :

$$\frac{dH}{H_{sf} - H} = \frac{K_y.a.S_o}{G} dl \quad (3-38)$$

$$\int_1^2 \frac{dH}{H_{sf} - H} = \int_0^Z \frac{K_y.a.S_o}{G} . dl \quad (3-39)$$

Soit : $\text{Log} \frac{H_{sf2} - H_2}{H_{sf1} - H_1} = \frac{-K_y.a.S_o}{G} . Z$ (3-40)

ou bien

$$\frac{H_{sf2} - H_2}{H_{sf1} - H_1} = \exp \left(- \frac{K_y.a.S_o}{G} Z \right) \quad (3-41)$$

Donc: la longueur ou hauteur de l'empilage suivant la disposition de la tour est donnée par :

$$Z = - \frac{G}{k_y \cdot a \cdot S_0} \cdot \text{Log} \left(\frac{H_{sf2} - H_2}{H_{sf1} - H_1} \right)$$

(3-42)

Ces relations peuvent s'appliquer, si dans la zone d'étude on peut considérer la variation de H_{sf} linéaire en fonction de t_{sf} (-cas pour un faible écart de la température de l'eau).

Ayant déterminé le comportement de la tour et les relations qui le régissent, on peut passer maintenant à la phase des calculs.

CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DE LA TOUR

L'étude préliminaire consiste à déterminer les paramètres suivants qui conditionnent la taille de la tour :

- L'approche
- L'écart de température
- Les températures
- La quantité d'air nécessaire
- La vitesse des jets de gouttelettes.

Avec comme données de base :

- Débit d'eau : $L_1 = 200\,000 \text{ l/h} = 55,55 \text{ l/s}$
- Températures de l'eau :
 - $T_1 = 32^\circ\text{C}$
 - $T_2 = 27^\circ\text{C}$
 - Ecart = 5°C

4.1 Caractéristiques de l'air à l'entrée de la tour.

- $t_{1h} = 22^\circ\text{C}$ température humide de l'air
- $\Psi_1 = 50\%$ humidité relative de l'air
- $t_1 = 30^\circ\text{C}$ température sèche de l'air
- Approche = 5°C
- Humidité absolue Y_1 :

$$Y = 0,622 \cdot \frac{P_{AG}}{P_E - P_{AG}}$$

L'humidité relative est définie comme étant le rapport de la pression partielle de la vapeur de saturation correspondant à la température donnée :

$$\text{d'où : } \varphi = \frac{P_{AG}}{P_s}$$

En remplaçant P_{AG} par P_s , on aura comme expression :

$$Y = 0,622 \frac{\varphi \cdot P_s}{P_t - \varphi P_s}$$

Avec : P_t : Pression totale

P_s : pression partielle de la vapeur à saturation

Le tableau (5) (voir annexe) nous indique P_{s1} à la température de $t_1 = 30^\circ\text{C}$

$$P_{s1} = 31,824 \text{ mm Hg}$$

L'humidité absolue Y_1 à l'entrée de la tour aura pour

valeur donc :

$$Y_1 = 0,622 \cdot \frac{0,50 \times 31,824}{760 - 0,50 \times 31,824}$$

$$Y_1 = 0,0133 \text{ Kg d'eau / Kg d'air sec.}$$

Pour ce qui est de l'enthalpie, elle est donnée par la relation (3.33)

$$H_1 = 0,24 t_1 + 597,7 \cdot Y_1$$

$$H_1 = 0,24 \cdot 30 + 597,7 \cdot 0,013$$

$$H_1 = 15,15 \text{ Kcal / Kg d'air sec}$$

4.2 Caractéristiques de l'air sortant.

- température : $t_2 = t_1 + \Delta t$

Pour Δt , on choisit une valeur des plus raisonnables, pour des tous classique la moyenne est de $\Delta t = -1,5^\circ\text{C}$; Le signe (-) indique le refroidissement.

Alors :

- $t_2 = 30 - 1,5 = 28,5^\circ\text{C}$

- $t_{2h} = t_2 = 28,5^\circ\text{C}$ à la saturation

- $\varphi_2 = 100\%$ (Saturation supposé idéale)

- humidité absolue Y_2 :

$$Y_2 = 0,622 \cdot \frac{\varphi_2 \cdot P_{s2}}{P_t - \varphi_2 \cdot P_{s1}}$$

pour $t_2 = 28,5^\circ\text{C}$ le tableau (5) nous indique :

$$P_{s2} = 29,196 \text{ mmHg}$$

on aura alors : $Y_2 = 0,622 \cdot \frac{1,00 \times 29,196}{760 - 1,00 \times 29,196}$

$$Y_2 = 0,0248 \text{ kg / kg d'air sec.}$$

- Enthalpie de l'air sortant

$$H_2 = 0,24 t_2 + Y_2 \cdot 597,7 \quad \text{cf (3-33)}$$

$$H_2 = 0,24 \cdot 28,5 + 0,0248 \cdot 597,7$$

$$H_2 = 21,66 \text{ kcal / kg d'air sec}$$

Tableau récapitulatif

	$t^\circ\text{C}$	$\varphi \%$	$P_s \text{ mmHg}$	$Y \text{ Kg/kg}$	$H \text{ Kcal/kg}$
Entrée	30	50	31,824	0,0133	15,15
Sortie	28,5	100	29,196	0,0248	21,66

4.3 Débit nécessaire à la réfrigération.

L'équation de la conservation de l'énergie (3-18) s'écrit :

$$G (H_2 - H_1) = L_1 \cdot C_w \cdot (T_1 - T_2)$$

$$G = \frac{L_1 \cdot C_w \cdot (T_1 - T_2)}{H_2 - H_1} = \frac{Q_c}{H_2 - H_1}$$

$$G = \frac{1000\ 000}{21,66 - 15,15} = 153540 \text{ kg/h}$$

$$G = 153540 \text{ kg/h}$$

4.4 Quantité d'eau évaporée :

$$L_0 = L_1 - L_2 = G (Y_2 - Y_1)$$

$$L_0 = 153540 \cdot (0,0248 - 0,0133)$$

$$L_0 = 1766 \text{ kg/h}$$

Le qui représente un pourcentage de :

$$\% L_0 = \frac{1766}{200\ 000} = 0,85\%$$

De l'eau de circulation, il n'ya donc que 0,85% qui s'est évaporée.

4.5 Discussion des résultats.

Le débit d'air est :

$$G = \frac{L_1 C_w (T_1 - T_2)}{H_2 - H_1}$$

La quantité d'eau évaporée est :

$$L_0 = G (Y_2 - Y_1)$$

A partir de ces deux formules, on peut conclure que la capacité de la tour est proportionnelle au volume d'eau évaporée et par conséquent au volume d'air soufflé. Il est évident par ailleurs que la limite physique du refroidissement (température de l'eau refroidie) ne peut jamais être inférieure à la température du bulbe humide de l'air ambiant.

Il s'ensuit que l'optimisation de la performance cherchera à diminuer "l'approche", en réalisant le meilleur contact possible entre l'air et l'eau.

En récapitulant, on peut dire que la capacité d'une tour de refroidissement est déterminée par le débit d'eau en circulation d'une part, et d'autre part elle est conditionnée par les paramètres suivants:

- 1- La force d'entraînement ou tirage qui dépend de la température du bulbe humide et du débit d'air.
- 2- Le coefficient de transmission thermique, déterminé lui-même par la vitesse de l'air et la nature ou structure des surfaces d'échange.
- 3- La surface totale d'échange thermique de la tour.

4-6 Efficacité d'une tour.

$$E(\%) = \frac{\text{Ecart}}{\text{Ecart} + \text{Approche}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_{1h}}$$

Dans le cas de notre étude (tour "Ejector")

$$E(\%) = \frac{32 - 27}{32 - 22} = \frac{5}{10} = 50\%$$

Le tableau suivant reproduit quelques typiques d'efficacité propre aux séries d'économiseurs traditionnels.

Type du réfrigérant	Efficacité E(%)		
	Min	Typique	Max
Refrigérant par aspersion (bassin d'eau)	30	40 - 50	60
Tour de refroidissement à pulvérisation (tirage naturel)	40	45 - 55	60
Tour de refroidissement à ruissellement (tirage naturel)	50	50 - 60	90
Tour de Refroidissement à ventilation forcée	50	55 - 75	93

On voit clairement que l'efficacité dépend de certaines variables qui sont :

- Variations continues de la température de l'eau et de l'air ambiant à travers l'appareil.
- Variations de l'humidité, de la pression, et du volume d'air en circulation.
- Changements de la vitesse et de la direction des vents dominants.
- Caprices du temps, caractéristiques psychrométriques de l'air ambiant, etc...
- Des variables dépendant de la construction de l'appareil.

CHAPITRE V : INDUCTION ET PULVERISATION

5-1 Induction.

Le fonctionnement d'un inducteur est basé sur le phénomène bien connu d'entraînement par induction (par frottement et par dépression) d'une certaine quantité d'air grâce à un système d'éjection d'eau (buses de pulvérisation) à grande vitesse, créant ainsi une dépression en aval des éjecteurs.

C'est bien cette détente qui amorce le mouvement de l'air extérieur en l'aspirant dans la tour. Or dès que cet air entre en contact avec le brouillard sortant des buses, le "frottement" des deux fluides s'ajoute à l'action de la détente d'où le phénomène d'induction.

C'est ainsi que grâce au phénomène d'induction on a pu se passer de tout système de ventilation.

La dynamique de cette induction et sa puissance est fonction de la pression et du débit du fluide inducteur ainsi que du degré de la conicité de pulvérisation.

Voir Fig. 4-1

5-2 Pulvérisation et buses.

5-2.1 Pulvérisation.

Pour favoriser la vaporisation de l'eau et son mélange avec l'air, on la pulvérise préalablement. C'est à dire

qu'on la transforme en un brouillard de minuscules gouttelettes. On augmente ainsi considérablement la surface de contact avec l'atmosphère dans le plenum.

En effet, comparons les surfaces respectives d'une goutte de rayon R et des n gouttelettes de rayon r , provenant de la première goutte pulvérisée.

L'égalité des volumes donne :

$$\frac{4}{3}\pi R^3 = n \cdot \frac{4}{3}\pi r^3$$

soit :

$$\frac{r}{R} = \frac{1}{\sqrt[3]{n}}$$

Le rapport des surfaces sera donc :

$$\frac{n \cdot 4\pi r^2}{4\pi R^2} = n \frac{r^2}{R^2} = n \left(\frac{1}{\sqrt[3]{n}} \right)^2 = \sqrt[3]{n}$$

Par conséquent, si par exemple $n = 1000$, la surface après pulvérisation est devenue 10 fois plus grande.

La qualité de la pulvérisation, donc de l'humidification de l'air dépend essentiellement de quatre paramètres :

- Débit d'eau
- forme du cône éjecté
- dimension des gouttelettes
- homogénéité de leur répartition.

Les quatre éléments sont eux même fonction de beaux.

- coup d'autres :

- Forme de la buse, essentiellement longueur et diamètre du canal d'éjection.

- pression de la pompe, etc...

Il est difficile de préciser l'action de tous ces éléments pris séparément, de nombreux expérimentateurs s'y emploient toujours.

5.2.2 Buses de pulvérisation.

C'est là que réside l'élément essentiel de notre tour, en effet un choix non judicieux des buses affectera préalablement la pulvérisation, de là, la surface et le phénomène de contact air-eau, il s'ensuivra une performance et un dimensionnement erronés de notre tour. Voir Fig (4-2.a, b).

5.2.3 Dimension des gouttelettes.

L'échange thermique entre l'eau et l'air est d'autant meilleur que la pulvérisation est plus fine. Seulement, il nous faut choisir un compromis; Des gouttelettes d'un diamètre trop grand sont en effet tout particulièrement à craindre (temps de freinage par l'air trop long, de même que pour la durée d'évaporation partielle), les gouttelettes trop petites d'autre part auront

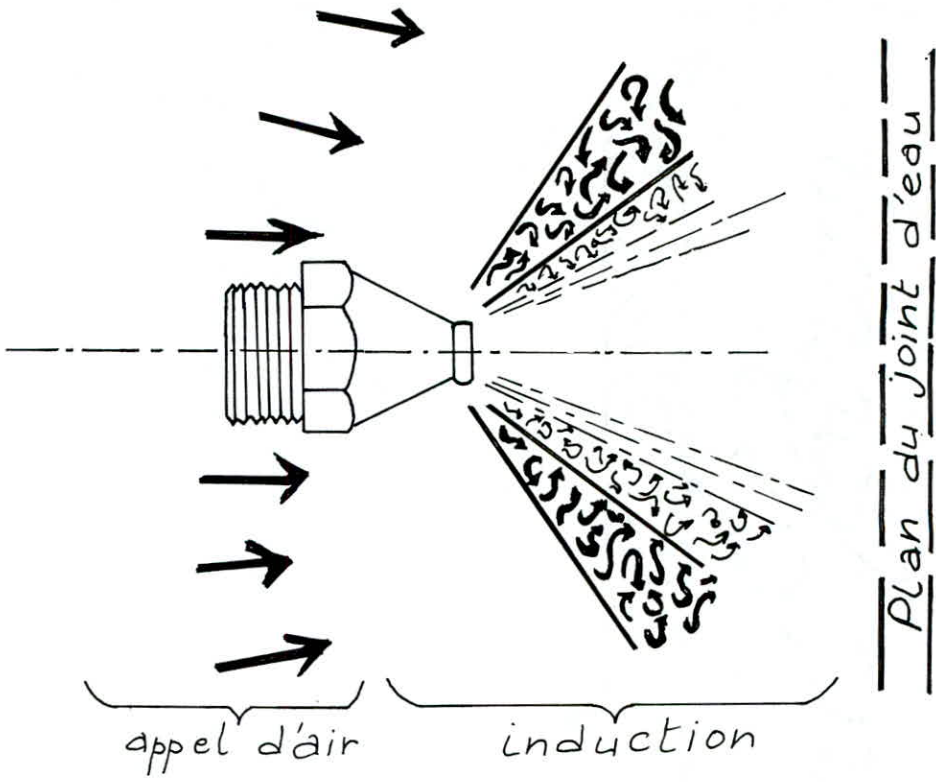


Fig 5.1. Phénomène d'induction

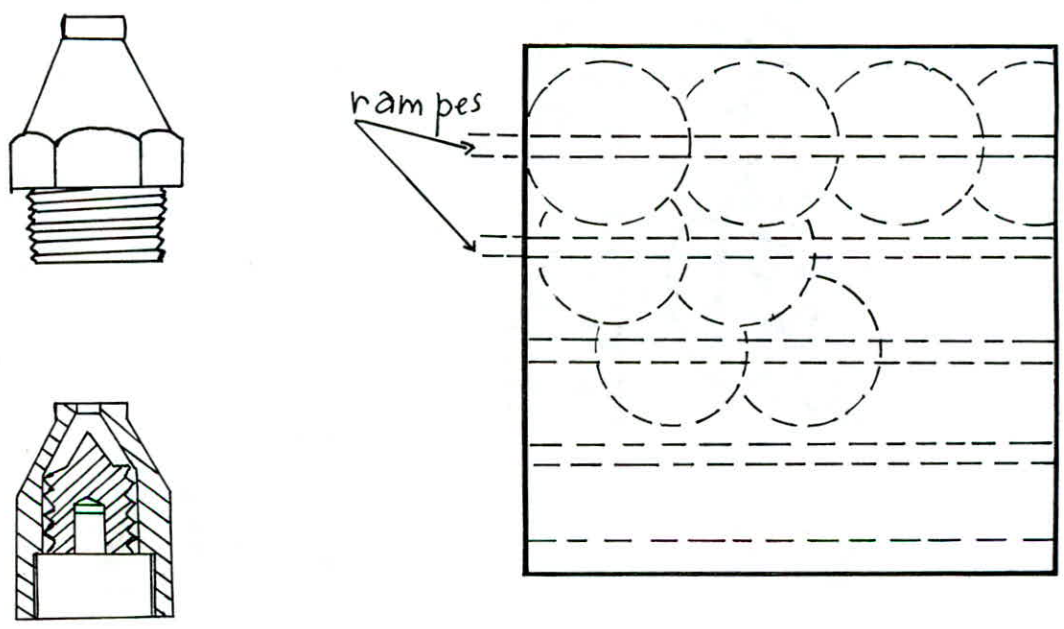


Fig 5.2.a Tuyère de pulvérisation

Fig 5.2.b Joint d'eau

une tendance à être entraînées par l'air saturé.

Nous voyons donc apparaitre l'idée d'un "diamètre moyen" précise par la définition suivante :

Le "nombre de SAUTER" d'une pulvérisation est le diamètre des gouttes d'une pulvérisation dans laquelle toutes les sphères seraient identiques, mais à condition que la surface totale de fluide (surface spécifique) soit la même dans les deux pulvérisations, réelle et théorique. Le nombre doit être aussi petit que possible, sans pour autant dépasser un certain diamètre critique, qui ne peut être déterminé que par suite d'expériences.

EDELING (1947) cite à la suite de travaux : séchage direct des liquides dans le cas de dispersion par l'air, en gouttelettes (pour une plage de pression : $2 \div 10 \text{ atm}$) d'un diamètre moyen de $1,25 \cdot 10^{-4} \text{ m}$; 10% du liquide (poids et viscosité voisins de l'eau) se trouvaient sous forme de gouttelettes d'un diamètre supérieur à $1,75 \cdot 10^{-4} \text{ m}$ et 10% de gouttelettes d'un diamètre inférieur à $0,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}$. La plus grande partie, soit 80% se trouvait sous forme de globules d'un diamètre compris entre $0,5$ et $1,75 \cdot 10^{-4} \text{ m}$; La surface totale par litre de liquide était de 63 m^2 . Il s'agit là d'une homogénéité satisfaisante dans les dimensions.

est intermédiaire.

$$\frac{dV}{d\theta} = -18 \cdot D^{-2} \cdot V \cdot \rho_2^{-1} \cdot \mu \text{ si le régime est laminaire}$$

5.2.5. Dimensionnement de la tour.

a) Section de la tour:

$$G_{\text{massique}} = G_{\text{volumique}} \times \rho_1$$

$$G_{\text{massique}} = V \cdot S_0 \cdot \rho_1 \cdot \epsilon$$

Avec :

V : vitesse de l'air

ϵ : rapport de vide

Etant donné que l'on ne peut disposer d'un moyen théorique pour pouvoir estimer la surface spécifique et par là, la section de la tour, on devra donc se tourner du côté de la vitesse de l'air.

D'après de multiples considérations et documentations techniques, il s'avère que la vitesse de l'air pour des puissances importantes, donc débits d'air importants, se situe entre 4 et 6 m/s à cause des contraintes d'encombrement.

Notre choix sera donc : $V = 5 \text{ m/s}$, et en estimant le rapport de vide à :

$$\epsilon = 0,95$$

5.2.4 Trajectoire et accélération des gouttelettes.

La gouttelette est projetée dans l'air "immobile". Cette immobilité étant relative, même si l'écoulement de l'air est turbulent, l'inertie prépondérante étant rectiligne, car l'écoulement des gouttelettes se faisant dans ce sens. Elles subissent de la part de celui-ci un freinage dû à l'action d'une force F provenant de la résistance de l'air au déplacement de la matière. Cette résistance provoque une décelération telle que :

$$\frac{dV}{d\theta} = - \frac{F}{m}$$

F : Force de résistance

m : masse de la sphère d'eau

V : vitesse de la sphère d'eau

θ : le temps

On prend généralement, de façon conventionnelle, comme nombre de Newton l'expression suivante :

$$N_e = f(Re) = \frac{2 \cdot F}{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot V^2 \cdot \rho_1}$$

Avec :

D : diamètre du globe.

V : vitesse du globe.

ρ_1 : masse volumique du fluide résistant (air).

Re : nombre de Reynolds caractérisant l'écoulement

- Pour un régime Laminaire : $0,0001 < Re < 2$:
L'expression de Ne est la suivante :

$$Ne = \frac{24}{Re} = \frac{24}{\frac{\rho_1 \cdot v \cdot D}{\mu}}$$

$$\implies F = 3 \cdot \pi \cdot \mu \cdot D \cdot v$$

- Pour un régime intermédiaire (transitoire) : $2 < Re < 500$:

$$Ne = \frac{18,5}{Re^{0,6}} = \frac{18,5}{\left(\frac{\rho_1 v D}{\mu}\right)^{0,6}}$$

$$F = 18,5 \cdot \pi \cdot D^{1,4} \cdot v^{1,4} \cdot \rho_1^{1,4} \cdot \mu^{0,6}$$

- Pour un régime turbulent : $500 < Re < 200000$:

$$Ne = 0,45$$

$$F = 0,45 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho_1$$

En remplaçant F par sa valeur et m par $\frac{1}{6} \pi D^3 \rho_2$:

Avec :

ρ_2 : masse volumique du liquide (eau)

μ : viscosité dynamique de l'air

L'accélération s'exprimera par :

$$\frac{dv}{dt} = - \frac{3}{4} \cdot \frac{0,45 \cdot v^2 \cdot \rho_1}{D \cdot \rho_2} \quad \text{si le régime est turbulent}$$

$$\frac{dv}{dt} = - 13,9 \cdot D^{1,6} \cdot v^{1,4} \cdot \rho_1^{0,4} \cdot \rho_2^{0,1} \cdot \mu^{0,6} \quad \text{si le régime}$$

5.2.5 Dimensionnement de la tour.

a/ La section de la tour: sera alors :

$$S_0 = \frac{G_{\text{massique}}}{v \cdot \rho \cdot \epsilon}$$

$$S_0 = \frac{153540/3600}{5 \cdot 1,165 \cdot 0,95}$$

$$\underline{S_0 = 7,322 \text{ m}^2}$$

b/ Calcul de la longueur active de la tour :

Il nous faut d'abord déterminer la vitesse de la gouttelette au sortir de la buse.

Le théorème de Bernoulli permet d'écrire pour une particule d'eau considérée entre l'entrée et la sortie du canal de la buse.

$$H_1 + \frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2g} = H_2 + \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2g}$$

$$V_1 \approx 0$$

$$H_1 = H_2$$

$$; \text{ d'où } V_2 = \left[\frac{2g(P_2 - P_1)}{\rho} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$P_2 - P_1 = 32,5 \text{ m.C.E}$$

$$= 3,15 \text{ atm}$$

$$= 32546,7 \text{ Kg/m}^2$$

Alors la vitesse de sortie de la gouttelette (de la buse).

$$V = \left(\frac{2 \times 9,81 \times 32546,7}{1000} \right)^{1/2}$$

$$\underline{V = 25,3 \text{ m/s}}$$

Calculons maintenant le Reynolds caractérisant l'écoulement des gouttelettes.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

En prenant un diamètre moyen des spherules d'eau : $D = 1,25 \cdot 10^{-4}$ m, on aura : $Re = \frac{20,3 \cdot 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot 1,165}{1,85 \cdot 10^{-5}} = 295,6$

$Re = 295,6$, nombre compris entre : $2 < 295,6 < 500$.

On est en régime intermédiaire, et dans ce cas l'accélération aura pour valeur :

$$\Gamma = \frac{dV}{d\theta} = -13,9 \cdot D^{-1,6} \cdot V^{1,4} \cdot \rho_1^{0,4} \cdot \rho_2^{0,1} \cdot \mu^{0,6}$$

$\frac{\Delta V}{\Delta \theta} = \Gamma$ étant bien sûr l'accélération, considérée non pas en valeur différentielle mais en valeur fixe constante.

$\frac{dV}{d\theta}$ peut être différenciée en dV et $d\theta$, ainsi l'on pourra intégrer le temps en fonction de la vitesse; il s'en sort :

$$\theta = -\frac{1}{37,02} \int_{20,27}^1 V^{-1,4} dV$$

La valeur initiale de la vitesse a été prise de 20,27 m/s, car n'oublions pas que l'on est en mouvement relatif (vitesse de l'air : 5 m/s, vitesse de la gouttelette : 25,27 m/s).

On a pris comme vitesse finale de la spherule : 1 m/s; vitesse choisie pour la raison suivante : profiter au maximum

de l'inertie de la goutte sans pour autant que la pesanteur puisse intervenir avec efficacité. On trouve :

$$\theta = \frac{1}{37,02 \cdot 0,4} \left[\frac{1}{1^{0,4}} - \frac{1}{(20,27)^{0,4}} \right]$$

$$\theta = 0,107 \text{ s}$$

L'accélération moyenne de la gouttelette sera :

$$\Gamma = \frac{-20,27 + 1}{0,107} = -180,1 \text{ m/s}^2$$

$$\underline{\Gamma = -180,1 \text{ m/s}^2}$$

La longueur (de plenum) parcourue pendant le temps

$\theta = 0,107 \text{ s}$ est de :

$$Z = \frac{1}{2} \Gamma \theta^2 + v \cdot \theta$$

$$Z = \frac{1}{2} (-180,1) (0,107)^2 + 20,27 \cdot 0,107$$

$$\underline{Z = 1,14 \text{ m}}$$

Cette valeur constitue la longueur active de la tour.

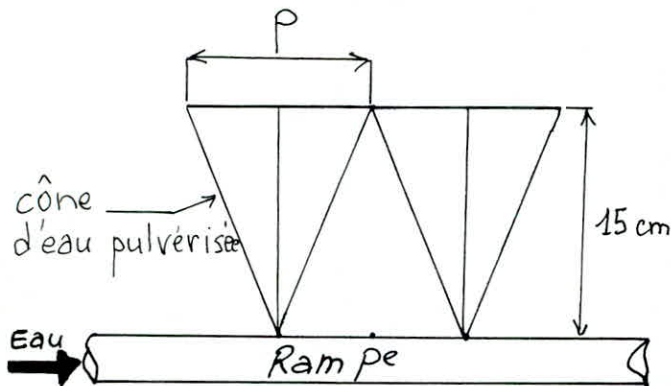
c/ Système de distribution de l'eau.

Devant toujours entretenir le phénomène d'induction, les buses éjectent des cônes d'eau pulvérisée qui doivent former un écran qu'on appelle joint d'eau.

Le joint d'eau joue deux rôles :

- empêcher des retours éventuels des bouffées d'air humide,
- marquer la zone de dépression qui induit l'air.

Les buses seront éloignées les unes des autres d'un pas horizontal p égal au pas vertical.



$$p = 2 \cdot 15 \cdot \tan 30^\circ$$

$$p = 17,3 \text{ cm}$$

Si on prenait comme dimensions de la surface S_0 .

$$S_0 = L_1 \times l_1$$

$$7,32 = 3,75 \times 1,95$$

On aura alors le nombre de rampes :

$$N_r = \frac{l_1}{p} = \frac{1,95}{17,3 \cdot 10^{-2}} = 11,2$$

On prendra donc 11 rampes de pulvérisation qui auront pour diamètre ϕ_r et pour section S_r .

Le choix de la conduite d'amenée est pour un diamètre

de : $D_c = 0,20 \text{ m}$ avec $S_c = N_r \cdot S_r$

donc : $S_c = 11 \cdot S_r$

$$S_c = \frac{1}{4} \pi D_c^2 = \frac{1}{4} \pi \phi_r^2 \cdot 11$$

$$\Rightarrow \phi_r = \frac{1}{\sqrt{11}} \cdot D_c = \frac{1}{\sqrt{11}} \cdot 0,20$$

$$\phi_r = 0,066 \text{ m} = \underline{\underline{6,6 \text{ cm}}}$$

Le nombre de buses par rampe est :

$$N_{br} = \frac{L_1}{\rho} = \frac{375}{17,32} = 21,65$$

On prendra donc 22 buses par rampe.

Le nombre total de buses :

$$N_b = 22 \times 11 = 242$$

Chaque buses devrait assurer un débit d'eau de :

$$L_b = \frac{L}{N_b} = \frac{200\,000}{242} = 826,45 \text{ l/h}$$

Le débit sera délivré sous une pression de 32,5 m.c.e ; le calcul des tuyères (tableaux) nous indique une buse ayant les caractéristiques suivantes :

Orifice du gicleur : $\phi_g = 9,5 \text{ mm}$

Longueur totale : $l_g = 54 \text{ mm}$

d/ Bassin de récupération de l'eau refroidie.

La récupération de l'eau refroidie se fait à l'intérieur de ce bassin ; qui est construit en acier galvanisé avec revêtement spécial anticorrosion.

Le bassin doit pouvoir contenir une quantité d'eau minimale pour que la pompe de circulation puisse fonctionner sans broutement.

Cette quantité est égale au volume d'eau s'évaporant, plus le volume des pertes qui n'exécède pas 0,2% de l'eau

de circulation. L'estimation est faite pour une durée d'une heure.

Donc :

$$\begin{aligned}V_{\text{bassin}} &= V_{\text{exp}} + V_p \\ &= (0,85\% + 0,2\%) L \\ &= (0,85 + 0,2)\% (200)\end{aligned}$$

$$\underline{V_{\text{bassin}} = 2,10 \text{ m}^3}$$

Ayant maintenant toutes les caractéristiques des dimensions et tailles des éléments distributeur d'eau, on peut aborder le calcul de l'organe de recirculation: La pompe.

CHAPITRE VI : CALCUL DE LA POMPE

La circulation d'eau dans un réfrigérant atmosphérique étant généralement assurée par une pompe à eau auxiliaire, c'est des caractéristiques (débit, vitesse, puissance) et du bon fonctionnement de cette pompe que dépendra essentiellement la stabilité et la valeur du débit d'eau de refroidissement.

Le calcul et la sélection d'une pompe à eau s'effectuent ainsi que l'on sait, en partant de deux paramètres de base ci-après :

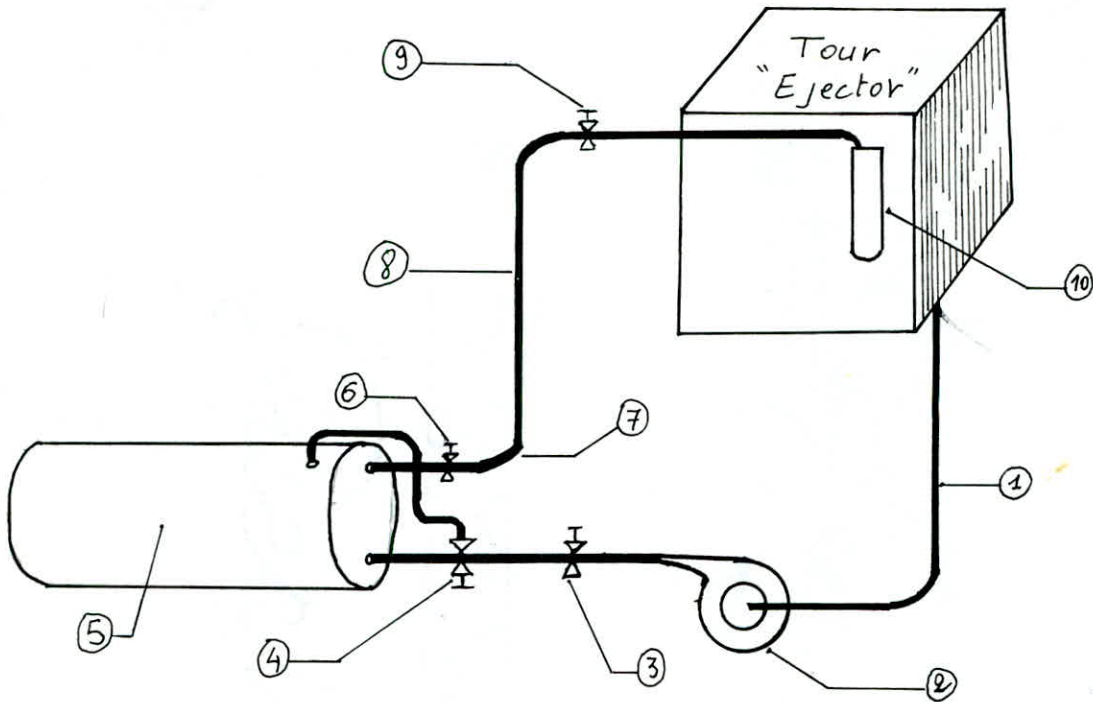
- Le débit et ;
- La hauteur manométrique.

La hauteur manométrique n'est autre que la pression de pulvérisation augmentée de la somme des résistances (ou pertes de charge) offertes par le circuit hydraulique.

Les résistances sont en fait :

- La résistance de la colonne montante (hauteur d'élevation)
- Les pertes de charge dans les tuyauteries.
- " " " " " " coudes et autres accidents du parcours (vannes, robinets, buses etc...)
- La perte de charge dans le condenseur lui-même.

Nous devons donc évaluer toutes ces grandeurs.



Legende :

- ① conduite de retour
- ② pompe de recirculation
- ③, ⑥, ⑨ vannes
- ④ vanne d'équilibrage
- ⑤ condenseur
- ⑦ conduite aller
- ⑧ colonne montante
- ⑩ collecteur des rampes

FIG. 6-1. schéma du circuit hydraulique

6-1. Evaluation des pertes de charge par frottement.

L'écoulement étant en général turbulent, la perte de charge est donnée par la formule empirique suivante :

$$h_f = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{V_m^2}{2g}$$

Avec :

λ : coefficient de perte de charge qui a pour expression :

$$\lambda = 0,0054 + 0,395 \cdot Re^{-0,3}$$

Ceci, d'après la formule de HERMANN pour des tuyaux en acier laminé :

h_f : perte de charge par frottement

l : longueur de la tuyauterie

V_m : vitesse moyenne de l'eau dans la conduite

ρ : masse volumique de l'eau

Re : nombre de Reynolds

μ : viscosité de l'eau

Pour un diamètre de conduite : $D_c = 0,20 \text{ m}$

" " débit de : $L = 0,055 \text{ m}^3/\text{s}$

" " masse volumique de : $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$

" " viscosité de : $\mu = 902,7 \cdot 10^{-6} \text{ kg/m.s}$

La vitesse moyenne vaudra :

$$V_m = \frac{4 \cdot L}{\pi D_c^2} = \frac{4 \cdot 0,055}{\pi \cdot (0,2)^2} = 1,75 \text{ m/s}$$

Le nombre de Reynolds sera de :

$$Re = \frac{0,2 \cdot 1,75 \cdot 1000}{902,7 \cdot 10^{-6}} = 387725$$

$Re = 387725$: Le régime étant donc bien turbulent, le coefficient de perte de charge est alors de :

$$\lambda_f = 0,0054 + 0,395 \cdot (387725)^{-0,3}$$

$$\lambda_f = 0,014$$

Pour une longueur totale du conduit (aller-retour) l_c ,

$$l_c = 10 + 10 = 20 \text{ m},$$

alors :

$$h_f = 0,014 \frac{20}{0,2} \cdot \frac{(1,75)^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$h_f = 0,218 \text{ m.c.d'eau}$$

6.1.1. Pertes de charge dans la colonne montante.

$$h_e = l_{c.m}$$

$$h_e = 2 \text{ mce (d'après le réseau imaginé)}$$

6.2 Evaluation des pertes de charges locales

1- Dans les quatre vannes :

$$h_v = \lambda_v \frac{l_v}{d} \cdot \frac{V_m^2}{2g} \quad \text{ou} \quad \lambda_v = \lambda_f$$

Avec : l_v : longueur équivalente des vannes, le graphique de la figure (6-2) nous indique pour un débit de $200 \text{ m}^3/\text{h}$ et pour le diamètre de conduite $D_c = 200 \text{ mm}$

$$l_v = 2,4 \times 4 = 9,6 \text{ m}$$

$$h_v = 0,014 \cdot \frac{9,6}{0,2} \cdot \frac{(1,75)^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$h_v = 0,105 \text{ m.c.e}$$

2. Dans les coudes (six coudes en tout)

$$h_R = \lambda_R \frac{V_m^2}{2g}$$

$$\lambda_R = 6 \cdot \left(0,051 + 0,19 \frac{d}{R} \right)$$

Cette formule du coefficient de perte de charge dans les coudes est valable pour des coudes circulaire à 90° et

pour un rayon de courbure tel que : $R/d < 1$

On choisit un rayon de courbure de : $R = 1 \text{ m}$

$$\rightarrow \lambda_R = 6 \left(0,051 + 0,19 \cdot \frac{0,2}{1} \right) = 0,534$$

La perte sera de :

$$h_R = 0,534 \cdot \frac{(1,75)^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$h_R = 0,083 \text{ m.c.e}$$

3. Dans le collecteur des rampes.

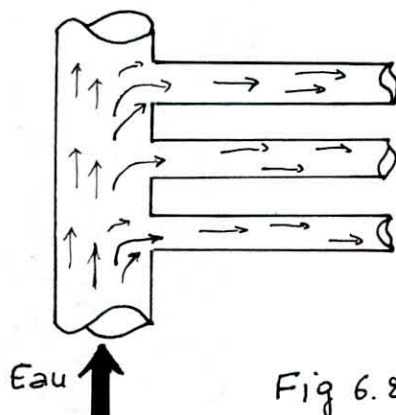


Fig 6.2.1 collecteur des rampes.

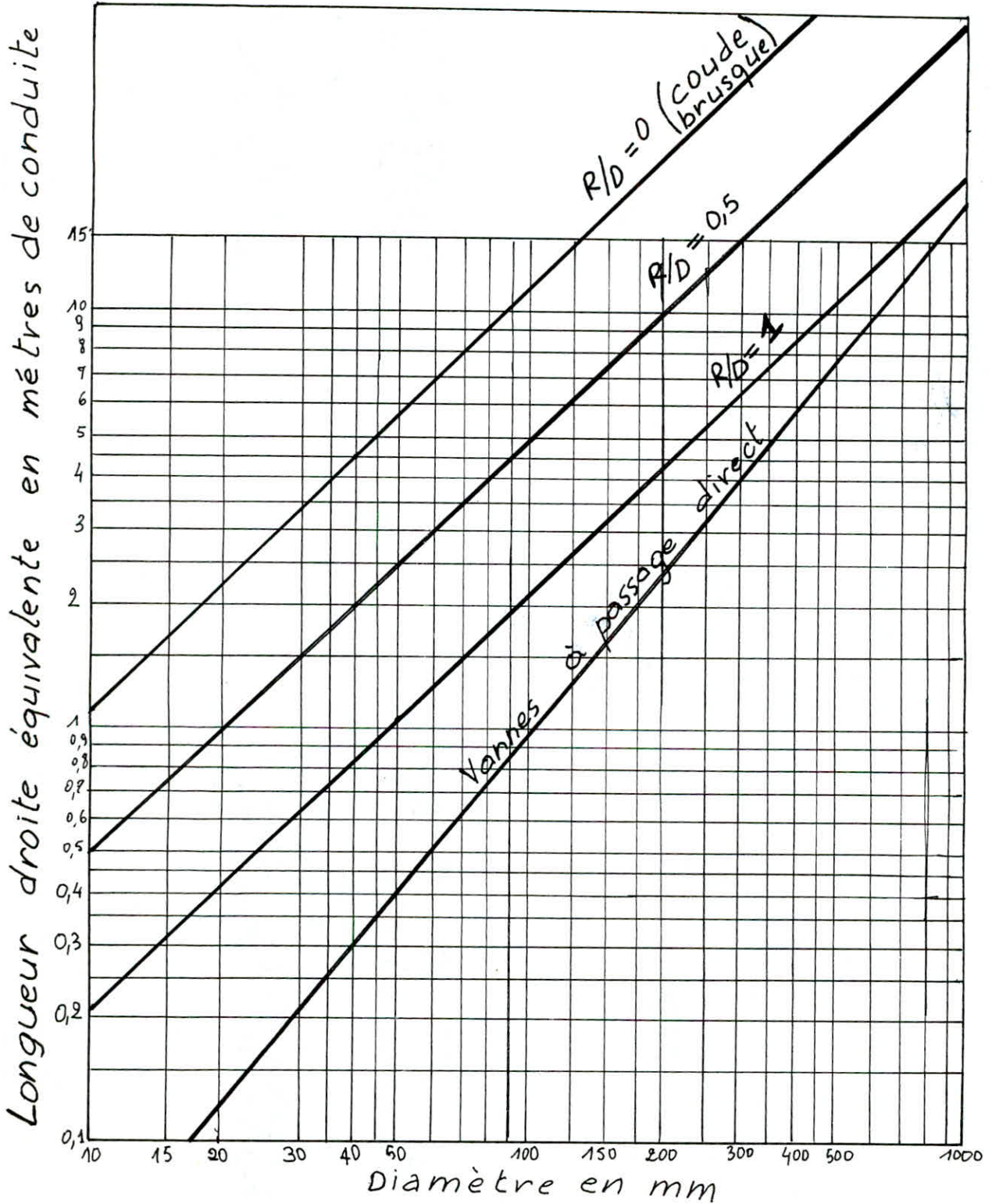


Fig 6-2 Longueur fictive des "accidents"

Il existe à ce niveau deux pertes de charge:

- l'une due à un coude brusque,
- l'autre au changement de section.

Pour ce qui est de la 1^{ère}:

$$h_{cd} = \lambda_{cd} \frac{L \cdot V_m^2}{d \cdot 2g} \quad \text{ou} \quad \lambda_{cd} = \lambda_v = \lambda_f$$

D'après le graphique de la Fig 6.2, la longueur équivalente à un coude brusque est: $L = 24 \text{ m. de conduite.}$

$$h_{cd} = 0,014 \frac{24 \cdot (1,75)^2}{0,2 \cdot 2 \cdot 9,81}$$

$$h_{cd} = 0,017 \text{ m.c.e}$$

Pour ce qui est de la 2^{ème} perte de charge:

$$h_{cs} = \lambda_{cs} \frac{V_m^2}{2 \cdot g}$$

$$\lambda_{cs} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right) = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d_r}{D_c} \right)$$

Avec:

d_r : diamètre de la rampe

D_c : diamètre de la conduite du collecteur

On a déjà vu que: $\frac{d_r}{D_c} = \frac{1}{11}$

d'où: $\lambda_{cs} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1}{11} \right) = 0,455$

$$h_{cs} = 0,455 \frac{(1,75)^2}{2 \cdot 9,81} = 0,071 \text{ m.c.e}$$

4 - Dans la buse la plus éloignée: ici aussi, il existe

deux sortes de perte de charge, la première le long de la rampe, la deuxième au niveau de la buse de pulvérisation.

En ce qui concerne la première :

$$h_r = \lambda_r \frac{L}{d} \cdot \frac{V_m^2}{2g} \quad \text{ou} \quad \lambda_r = \lambda_f$$

L = longueur de la rampe, $L = 3,75 \text{ m}$

$$h_r = 0,014 \frac{3,75}{0,2 \times \frac{1}{11}} \cdot \frac{(1,75)^2}{2g}$$

$$h_r = 0,088 \text{ m.c.e}$$

En ce qui concerne la deuxième, d'après la buse choisie :

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{9,5}{42}$$

alors :

$$h_b = \lambda_r \frac{V_m^2}{2g}$$

$$h_b = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{9,5}{42} \right) \frac{(1,75)^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$h_b = 0,06 \text{ m.c.e}$$

- 5. Dans le condenseur :

N'ayant aucune donnée sur le condenseur, on ne peut qu'estimer sommairement la perte de charge. Soit un choix de 25 % de la pression de pulvérisation.

$$h_{c ds} = \frac{32,5}{4} = 8,125 \text{ m.c.e}$$

La perte de charge totale, plus la pression de pulvérisation constituent la hauteur manométrique absolue de la pompe de recirculation d'eau.

$$\begin{aligned}\Delta H &= h_f + h_l + h_v + h_R + (h_{cd} + h_{cs}) \\ &\quad + (h_r + h_b) + h_{cds} + h_{pulvérisation} \\ \Delta H &= 0,218 + 2 + 0,105 + 0,083 + (0,088 + 0,06) \\ &\quad + (0,017 + 0,071) + 8,125 + 32,5\end{aligned}$$

$$\Delta H = 43,19 \text{ m.c.e}$$

Cette devra fournir une puissance P telle que :

$$P = \frac{L \cdot \rho \cdot g \cdot \Delta H}{\eta}$$

Avec, un rendement η estimé à 80% :

$$P = \frac{0,055 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 43,19}{0,80}$$

$$P = 29,394 \text{ kW}$$

Le nombre de tours spécifique de la pompe aura la forme suivante :

$$N_s = \frac{N \cdot L^{0,5}}{\Delta H^{0,75}}$$

soit : $N = 1450 \text{ tr/min}$.

$$N_s = \frac{1450 (0,055)^{0,5}}{(43,19)^{0,75}} = 20 \text{ tr/min}$$

Pour un tel nombre de tours spécifique, une telle hauteur manométrique, et surtout pour un tel débit, c'est une pompe centrifuge qui nous convient.

6-4 Stabilisateurs et éliminateurs.

Auront la même forme (voir planche) et seront en P.V.C (polyvinyle). Cette configuration est la plus employée actuellement.

6-4.1 Crepine.

Ayant deux rôles essentiels : le premier étant de filtrer l'eau des impuretés ; le deuxième la bonne répartition de l'eau dans les différentes rampes ainsi que la tranquillisation de cette eau. C'est un cylindre parsemé de petits trous. Il ne faut pas perdre de vue que tous les constituants, d'un réfrigérant d'eau atmosphérique travaillent en permanence dans une ambiance chaude et humide, la circulation forcée de cet air ne pouvant qu'augmenter davantage les effets oxydants, et ceci d'autant plus que si l'environnement (usines par exemple) et la qualité de l'eau d'appoint comportent des éléments négatifs pouvant favoriser les pollutions et les actions corrosives. Toutes les parties concernées seront alors en acier galvanisé, avec peinture au chromate de zinc ou d'aluminium.

Une révision bimestrielle est donc nécessaire pour le

nettoyage et l'entretien, au niveau surtout des buses, de la crépine et du tamis.

6.5 Sécurité et régulation.

Sécurité: Deux éventualités peuvent nuire à la sécurité et au bon comportement du matériel :

- manque d'eau, chute brutale ou nette absence de la pression d'eau.
- fonctionnement pendant la saison froide, tout particulièrement en hiver ; en présence de températures négatives.

Dans le premier cas, il est facile de prévoir un dispositif sous forme d'un pressostat ou manostat de sécurité.

Dans le deuxième cas, "l'Ejector" est une tour tout particulièrement adoptée à un fonctionnement hivernal.

En effet le seul accessoire qui peut s'avérer nécessaire est un réchauffeur de l'eau du bassin (serpentin à vapeur ou à eau chaude, ou encore, un thermoplongeur électrique). Toutefois, la meilleure solution consiste à utiliser un bassin auxiliaire à l'intérieur du bâtiment.

Régulation :

La méthode par by-pass, utilisée très souvent dans les tours traditionnelles s'avère particulièrement commode et efficace dans le cas des tours "Ejector".

Ainsi en faisant varier le débit d'eau, de la tour

en fonction des besoins de refroidissement, la pompe envoie moins d'eau à l'appareil lorsque ces besoins sont moindres. Dans la tour "Ejector", la réduction du débit d'eau se traduit par une pression de pulvérisation moins élevée, qui à son tour, réduit l'induction d'air et, par voie de conséquence l'échange de chaleur.

Le dispositif de régulation à by-pass permet par conséquent un contrôle direct et facile de la tour.

CHAPITRE VIII : COMPARAISON ET CONCLUSION

7.1 Comparaison.

Un tableau permettra de dégager les reliefs existant entre une tour "Ejector" et une tour classique à tirage forcé.

Observations	Tour "Ejector"	Tour classique
Pour une même puissance	encombrement moins faible	encombrement faible
Efficacité pour : - une longue approche - un long écart	bonne mauvaise	mauvaise bonne
Coût de première installation	faible	moins faible
Coût d'entretien	faible	moins faible
Fonctionnement hivernal	bien approprié	Assez bon
Vibrations et niveau sonore	faibles	non négligeables

Le tableau permet une différenciation dans les caractéristiques de chacun des deux types de tour, mais pas pour

autant d'affirmer la supériorité de l'un sur l'autre. Seule une sélection dans le cadre de l'application, est possible. Pour cela, les différents points comparatifs nous guideront dans le choix entre tel ou tel autre type.

En effet, si par exemple on doit choisir une tour pour l'installer aux besoins d'un hôpital, on votera pour l'"Ejector" à cause du niveau sonore et vibratoire.

Par contre, pour les besoins d'une raffinerie d'hydrocarbures on adoptera une tour classique à tirage forcé à contre-courant, car possédant une meilleure efficacité pour un long écart de température.

7.2. Conclusion.

L'absence de documentation technique spécialisée a été le problème essentiel rencontré dans cette étude. Celle-ci a toute été basée sur les résultats d'expérimentateurs, sauf pour deux points; où le secret professionnel et dépôts de brevets ont constitué obstacle. Les deux points sont :

- La détermination la plus exacte possible de la surface de contact air-eau en fonction de la dimension des gouttelettes et de la pression de pulvérisation d'eau.

Cette détermination exige beaucoup d'expériences, mais aura l'avantage (grâce à une quelconque formule empirique obtenue) de dimensionner automatiquement la tour suivant ses caractéristiques (puissance, débit, etc...).

- Le taux d'induction d'air en fonction de la pression de pulvérisation et des conditions psychrométriques de l'air ambiant. Ce point permettra une souplesse d'adaptation de la tour en fonction des dites conditions.

Je suggère au prochain utilisateur de travailler sur les cas suivants :

- Tour "Ejector" avec circulation à contre-courant.
- Tour "Ejector" avec deux plans de rampes de pulvérisation l'une en face de l'autre pour une circulation d'air induite assurée par un ventilateur. Ceci dans le but de rapprocher l'humidification le plus possible vers l'idéale.
- Etude approfondie d'une régulation automatique réagissant avec les variations des besoins thermiques de la tour, et avec les variations psychrométriques de l'air ambiant.

Tableau 1. Relations entre les coefficients de transferts de masse.

Equations	unités du coefficient
$N_A = K_G \cdot \Delta P_A$	$\frac{\text{Moles transférées}}{\text{temps} \cdot \text{surface} \cdot \text{pression}}$
$N_A = K_y \cdot \Delta Y_A$	$\frac{\text{Moles transférées}}{\text{temps} \cdot \text{surface} \cdot \text{fract.mol.}}$
$N_A = K_C \cdot \Delta C_A$	$\frac{\text{Moles transférées}}{\text{temps} \cdot \text{surface} \cdot \text{Concent.}}$

Conversions :

$$F = K_G \cdot P_{BM} = K_y \frac{P_{BM}}{P_t} = K_C \frac{P_{BM}}{RT} = \frac{K_y}{M_B}$$

Extrait de : Opérations élémentaires du Génie-chimique
(M. Loncin)

Tableau 2. Pression de la vapeur à saturation

T: C	P _s (mm. Hg)	/	T: C	P _s (mm. Hg)
16	13,644		29	30,043
17	14,530		30	31,824
18	15,477		31	33,695
19	16,477		32	33,663
20	17,535		33	37,729
21	18,650		34	39,898
22	19,287		35	42,175
23	21,078		36	44,563
24	22,377		37	47,067
25	23,756		38	49,692
26	25,209		39	52,442
27	26,739		40	55,324
28	28,349			

Extrait de: Chaleur et thermodynamique. ENAM
par C. CHAUSSIN

Tableau.3. Constantes physiques de l'air

(Pression: 1atm)

$t^{\circ}C$	ρ	K	$\lambda \cdot 10^2$	ℓ	$\mu \cdot 10^6$	$\nu \cdot 10^6$	P_r
$^{\circ}C$	$\frac{kg}{m^3}$	$\frac{KJ}{kg \cdot ^{\circ}C}$	$\frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}$	$\frac{m^2}{s}$	$\frac{kg}{m \cdot s}$	$\frac{m^2}{s}$	/
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,6	0,705
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
400	0,524	1,060	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,486	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,062	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
900	0,329	1,158	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713

Extrait de : Chaleur et thermodynamique. ENAM
par C. CHAUSSIN

Tableau 4.

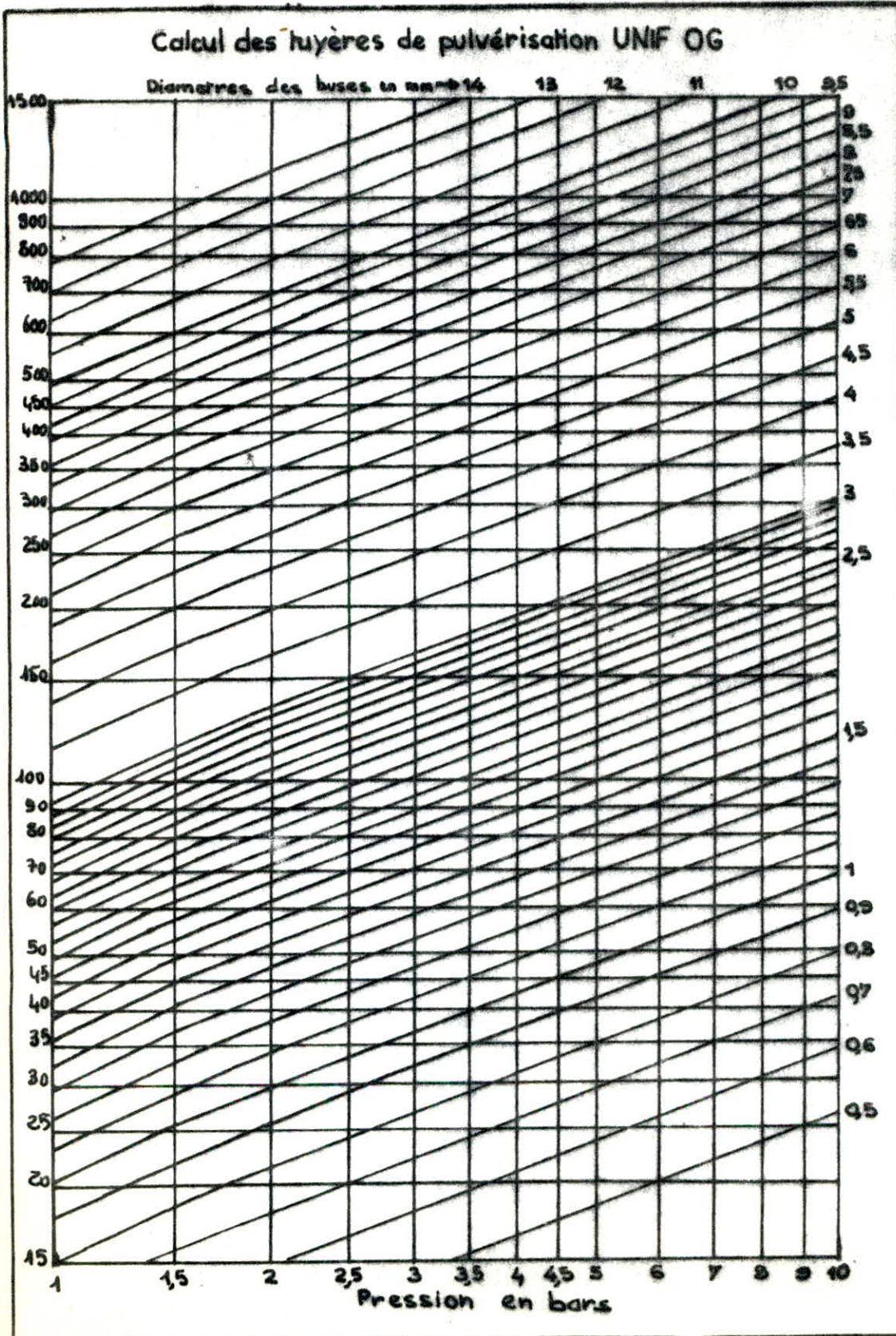
Constantes physiques de L'eau.

(Pression: 1atm)

t	ρ	C_p	$\lambda \cdot 10^2$	$\alpha \cdot 10^6$	$\mu \cdot 10^8$	$\sigma \cdot 10^4$	P_r
$^{\circ}C$	$\frac{kg}{m^3}$	$\frac{kg \cdot cal}{kg \cdot ^{\circ}C}$	$\frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}$	$\frac{m^2}{s}$	$\frac{kg}{m \cdot s}$	$\frac{N}{m}$	/
0	999,9	4,212	55,1	13,1	1788	756,4	13,67
10	999,7	4,191	57,4	13,7	1306	741,6	9,52
20	998,8	4,183	59,9	14,3	1004	726,9	7,02
30	995,7	4,174	61,8	14,9	801,6	712,2	5,42
40	992,2	4,174	63,5	15,3	653,3	696,5	4,31
50	998,1	4,174	64,8	15,7	549,4	676,9	3,54
60	983,2	4,178	65,9	16,0	469,9	662,2	2,98
70	977,8	4,187	66,8	16,3	406,1	643,5	2,55
80	971,8	4,195	67,4	16,6	355,1	625,9	2,21
90	969,3	4,208	68,0	16,8	314,9	607,2	1,95
100	958,4	4,220	68,3	16,9	282,5	588,6	1,75

Extrait de : Chaleur et thermodynamique. ENAM
par C. CHAUSSIN

Tableau 5



Extrait de : Catalogue formulaire Sers (Robinneterie)

Tableau.6. Normalisation des tuyères UNIFOG

Filetage ou taraudage	5 x 10	8 x 13	12 x 17	15 x 21	20 x 27	26 x 34	33 x 42	40 x 49
Orifice du gicleur variable de mm	0,5 à 1,5	1 à 2,5	2 à 3,5	3 à 5,5	5 à 7,5	7 à 9	8 à 11	11 à 13
longueur, filetage non compris mm	13	17	22	25	32	39	48	56
longueur totale (mâle ou femelle mm	18	24	31	36	45	54	65	75
Six pans sur plats sur angles mm	12/14	17/20	21/24	26/34	32/37	42/48	50/58	58/67
Poids moyen gr.	10	15	30	55	120	280	500	980

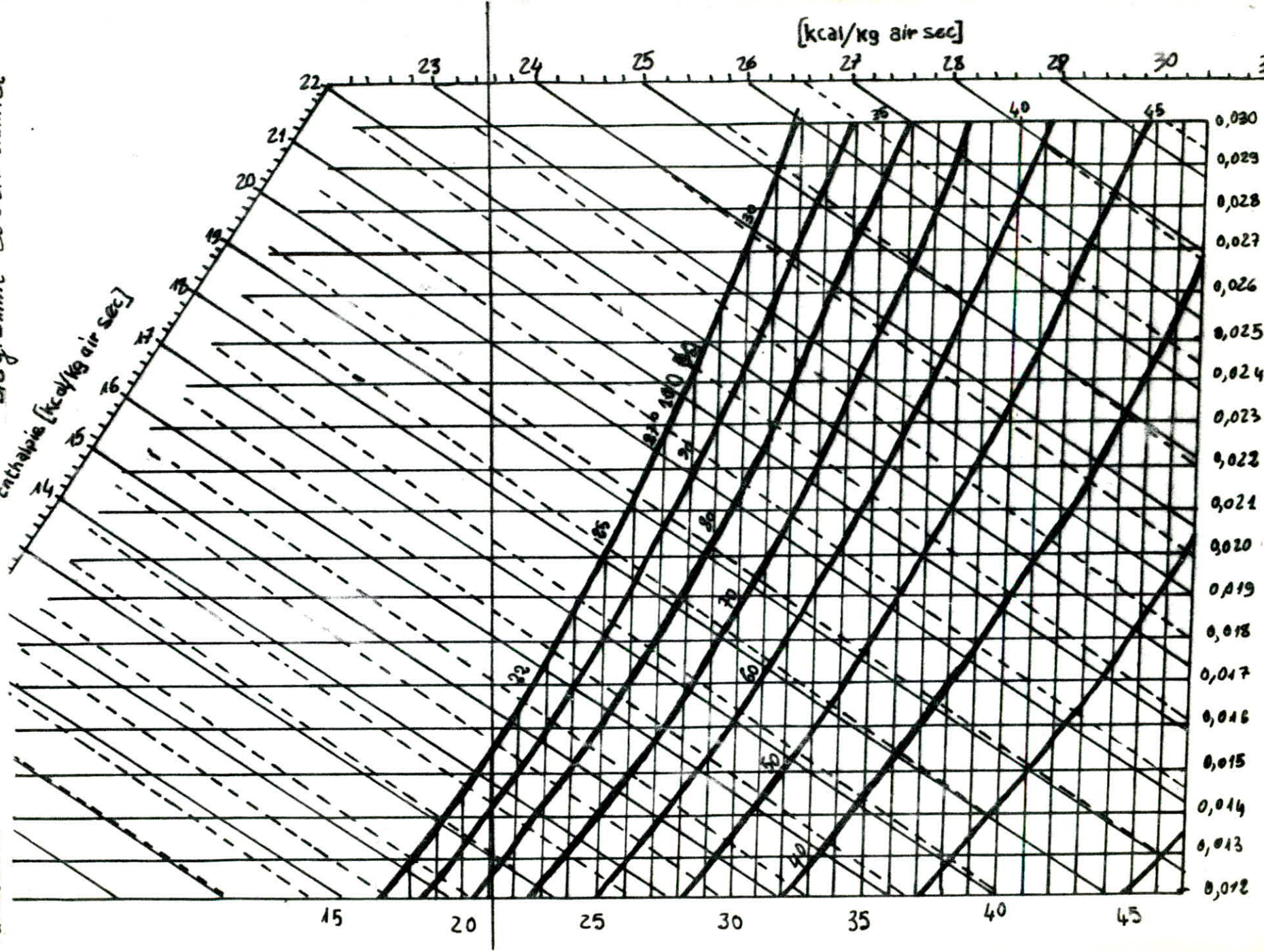
Extrait de : Catalogue formulaire Sergot (Robinneterie)

Diagramme de l'air humide

Enthalpie [kcal/kg air sec]

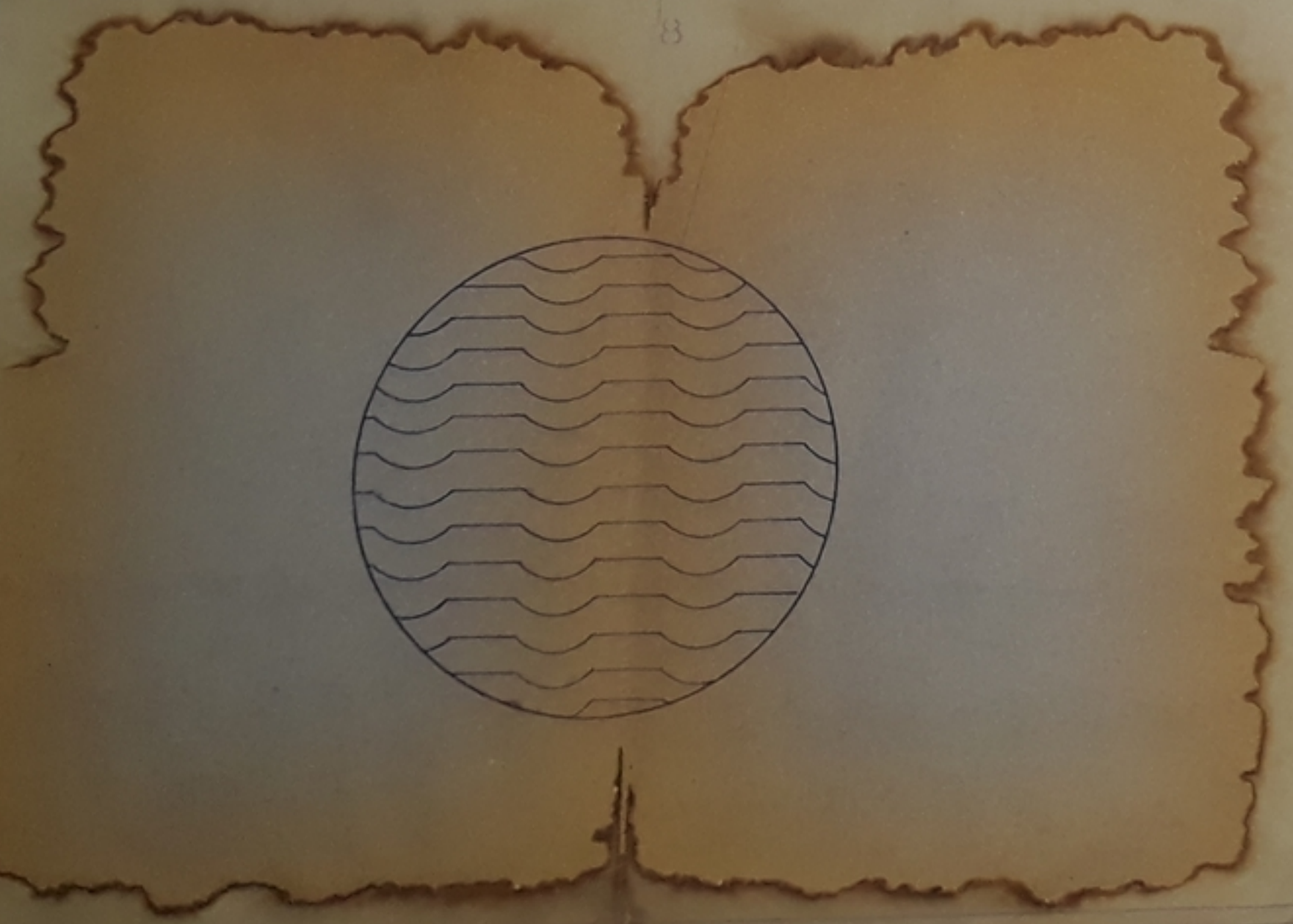
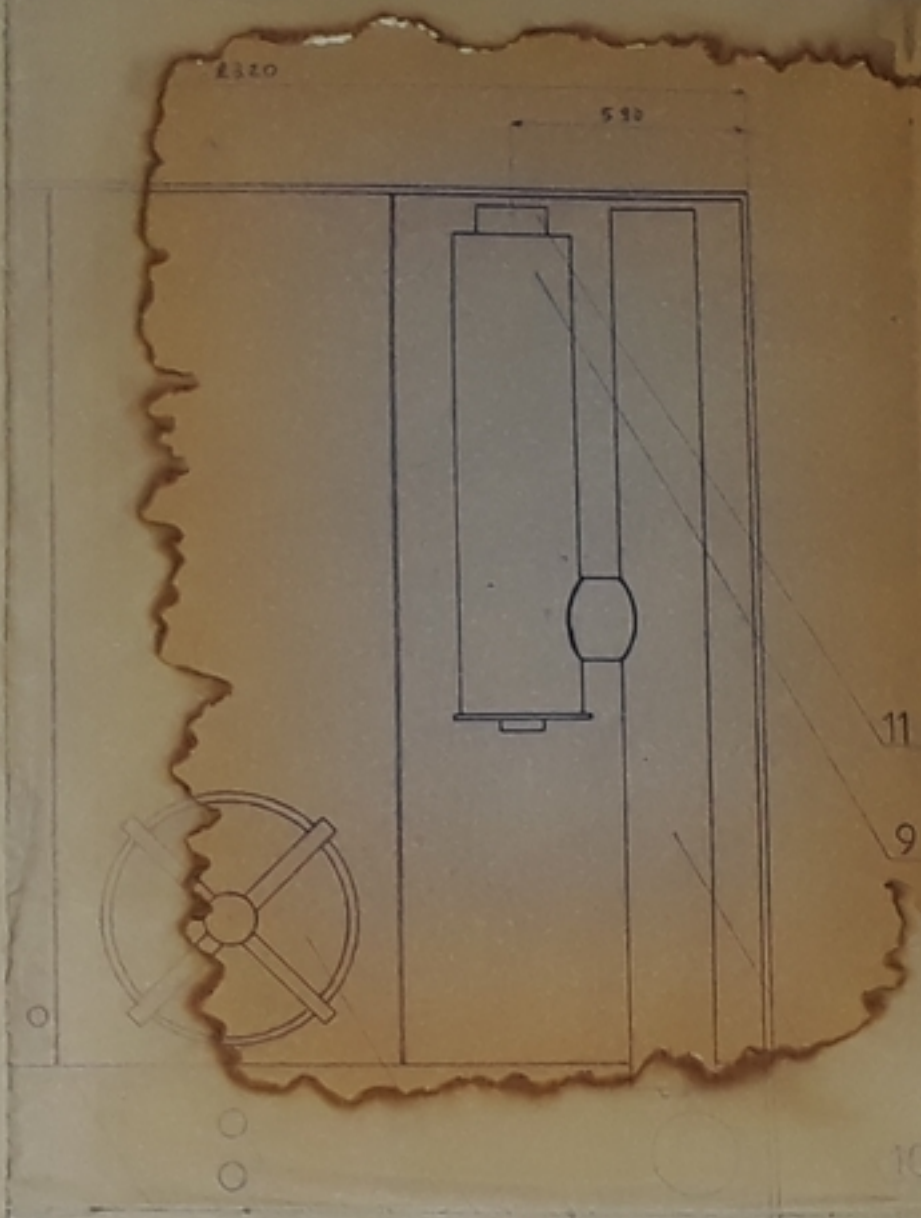
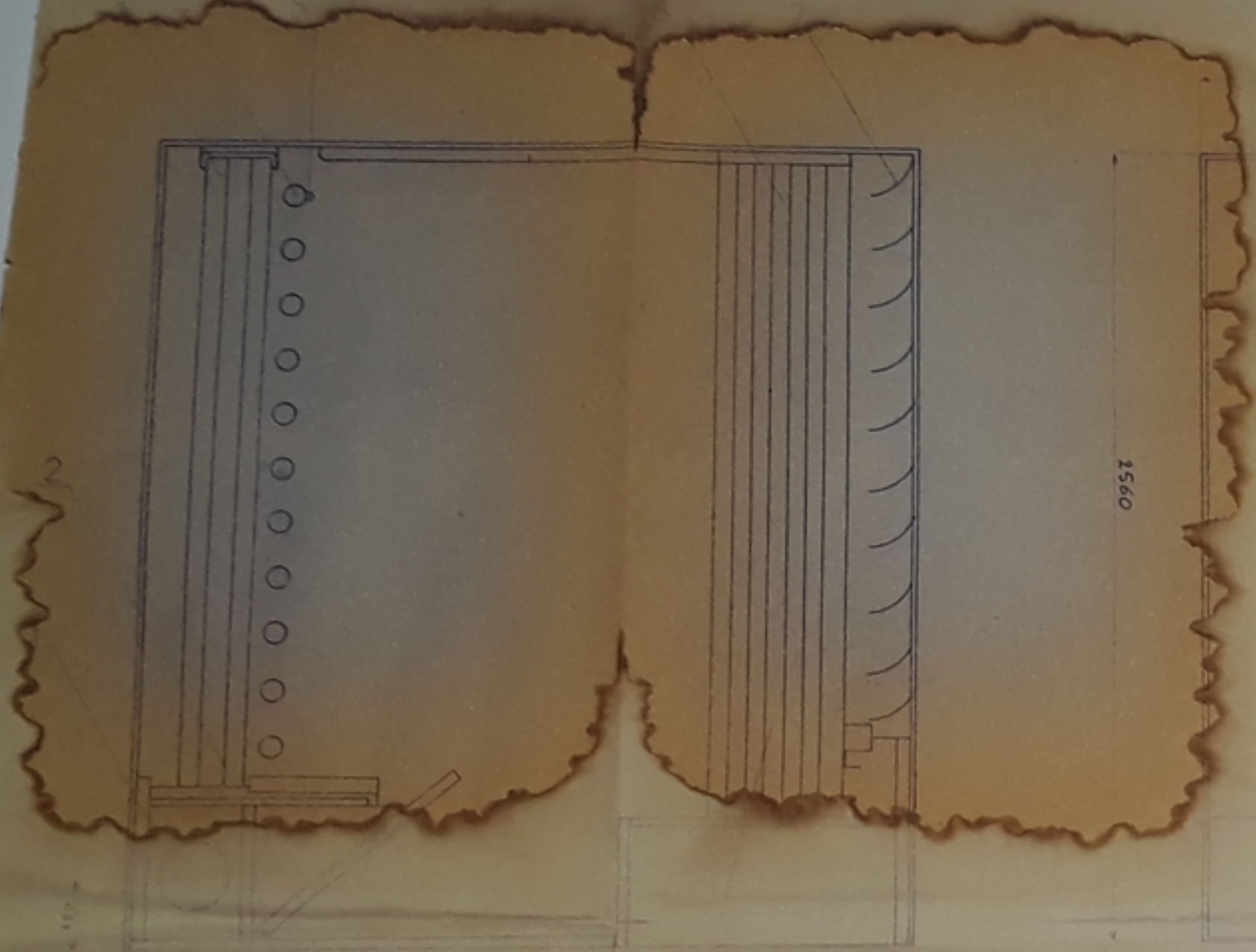
[kcal/kg air sec]

Tableau 7.



Bibliographie

- Opérations élémentaires du Génie-chimique
(M. Loncin). Paris 1962
- Transmission de la chaleur. I.F.F
(H. Rigot). Paris 1968
- Transmission de la chaleur
(W. Mac. Adams)
- Traité du conditionnement de l'air. Tome 2 et 3
(Georges. A. de Notbeck) Paris 1972
- Les pertes de charges. C.F.P
(A. Boussicaud) Paris 1980
- Traité du conditionnement de l'air
(H. Ritchev) Paris 1967
- Combustibles liquides
(S. Belakhowsky) Paris 1966
- Chaleur et thermodynamique. ENAM et EI
(C. Chaussin) Paris 1966
- Technique de l'ingénieur. Tome 5, J2510
Paris 1968
- Catalogue formulaire Sergot
(Robinneterie) Paris 1964



PM02483

Annexe

مكتبة
مجلس
الجمهورية
التابعة
للمعهد
الوطني
للدراسات
والتقنية
BIBLIOTHÈQUE

15	Tr.0015.01	Trou d'eau d'appont	1			
14	Tr.0014.01	Trou de vidange	1			
13	Tr.0013.01	Trou de trop-plein	1			
12	Tr.0012.01	Trou d'homme	1			
11	Tr.0011.01	Entrée de l'eau	1			
10	Tr.0010.01	Collecteur	1		Acier	
9	Tr.0009.01	Pâ-crâpine	1		Acier	
8	Tr.0008.01	Bassin	1		Acier	
7	Tr.0007.01	Défecteurs	1		Acier	
6	Tr.0006.01	Eliminateurs	1		PVC	
5	Tr.0005.01	Buse de pulvér.	1		Caoutchouc	
4	Tr.0004.01	Rampe de pulvér.	1		Acier	
3	Tr.0003.01	Stabilisateurs	1		PVC	
2	Tr.0002.01	Tamis	1		Acier	
1	Tr.0001.01	Sortie de l'eau	1			
R0	N°dessin	designation	N°			Mat Obs

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

TOUR de ENPA
Retour à l'envoi
TR0000

