

19/93

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التربية الوطنية
MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

**DIMENSIONNEMENT D'UNE TOUR
DE
REFROIDISSEMENT SECHE POUR LE
REACTEUR NUCLEAIRE DE
L'U.R.G.N DE DRARIA**

Proposé par :

Mr. A. IGHEZOU (U.R.G.N)

Etudié par :

BOUBEKRI .h

Dirigé par :

Mr. N. YOUNSI

PROMOTION Septembre 93

E.N.P 10, Avenue Hacén Badi El-Harrach - Alger

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التربية الوطنية
MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

**DIMENSIONNEMENT D'UNE TOUR
DE
REFROIDISSEMENT SECHE POUR LE
REACTEUR NUCLEAIRE DE
L'U.R.G.N DE DRARIA**

Proposé par :

Mr. A. IGHEZOU (U.R.G.N)

Etudié par :

BOUBEKRI .h

Dirigé par :

M. N. YOUNSI

PROMOTION Septembre 93

E.N.P 10, Avenue Hacén Badi El-Harrach - Alger

DEDICACES

JE DEDIS CE MODESTE TRAVAIL A :

* LA MEMOIRE DE MON PERE ;

* MA MERE ;

* TOUS CEUX QUI ME SONT CHERS .

REMERCIEMENTS

Toute ma gratitude la plus sincère et la plus profonde à mon promoteur M. Nourdine YOUNSI, pour son aide soutenue et ses conseils avisés, qui par sa collaboration effective a rendu possible l'élaboration de ce projet.

Ma gratitude va aussi vers M. Abderrahmen IGHEZOU, pour l'aide précieuse qu'il m'a apporté au début de mon travail, pour ses multiples conseils et pour m'avoir facilité la tâche à l'URGN.

Je tiens à remercier M. O. KHAMIS pour l'honneur qu'il m'a fait en présidant mon jury.

Je saisis aussi l'occasion qui m'est offerte pour exprimer ma profonde reconnaissance à toutes ces personnes :

- M. B.SAIM (URGN).
- M. H.BENNOUR et M.BILEK (ENP).
- M. M.MADANI et M. Y. HALLI (ENP).

Un grand merci, à tous les travailleurs de la bibliothèque et du centre de calcul de l'ENP, aux enseignants et aux candidats au magister de Génie Mécanique de l'ENP et aux enseignants de QUED AISSI.

Ahmed, Rachid et Djamel merci d'avoir contribué à l'aboutissement de la formation de votre frère.

Hamou

Résumé

Le présent travail constitue un dimensionnement économique d'un système de refroidissement par tour sèche pour, le réacteur nucléaire de Draria qui génère une puissance thermique de 1 MW.

Une synthèse de méthodes a été entreprise dans le but de tirer la méthode la plus adaptée pour avoir un système aussi sûr que fiable.

الخلاصة

يكون هذا العمل تحدياً إقتصادياً للأبعاد بالنسبة لمنظومة تبريد بواسطة برج جاف للمفاعل النووي للدرارية الذي يولد طاقة حرارية مقدارها 1 Mw. وقد تم القيام بتوصيلة لتعدد طرق بهدف استخلاص الطريقة الأكثر تكليفاً من أجل الحصول على منظومة مضمونة وذات موثوقية.

Summary

Economical cooling system has been worked for a dry tower located near a nuclear reactor site at Draria which generates a thermal power of 1MW.

Differents calculus methods have been tried and the most adapted one was used to obtain system as sure than reliable.

NOMENCLATURE

- A : Amortissement.
- A_f : Surface totale des ailettes .
- A_i : Surface interne des tubes .
- A_t : Surface totale de transfert .
- A_o : Surface externe des tubes.
- C : Corde de la pale .
- \vec{C} : Vitesse absolue de la particule fluide.
- C_p : Chaleur spécifique.
- D_f : Diamètre extérieur des ailettes.
- D_h : Diamètre hydraulique .
- D_i : Diamètre intérieur des tubes.
- E : Ecoulement de l'air.
- $e_t = (D_o - D_i)/2$; e_t : épaisseur du tube.
- F : Coefficient de comparaison avec un échangeur à contre courant.
- f_t : Coefficient de frottement.
- f_r : Prix de revient.
- G : Vitesse massique.
- H : Hauteur.
- h : Coefficient de convection.
- H_{th} : Hauteur théorique.
- JH : Coefficient de colborn.
- K_A : Conductibilité thermique de l'aluminium.
- K_w : Conductibilité thermique de l'eau.
- L : Longueur.
- I : Largeur.
- l_c : Largeur corrigée.
- L_{ct} : Longueur de chaque tube.
- l_e : Hauteur de l'ailette.
- L_p : Espacement longitudinal des tubes.
- L_t : Longueur totale du tube nu.
- \dot{m} : Débit massique.
- $m = (2 \cdot h_a / K_A \cdot \delta_f)^{0.5}$.
- N : Vitesse de rotation.

- n_v : Nombre de ventilateur.
 n_p : Nombre de passe.
 N_r : Nombre de rangée de tubes.
 N_s : Nombre de tube en serie.
 N_{tt} : Nombre total de tube.
 Nu : Nombre de Nusselt.
 P_o : Pression atmospherique.
 P : Prix d'exploitation.
 P_c : Puissance consommée.
 P_t : Puissance reçue par le fluide.
 P_i : Puissance installée.
 P_m : Puissance fournie par le moteur.
 Pr : Nombre de Prandlt.
 P_v : Puissance de soufflage.
 P_w : Puissance de pompage.
 Q : Energie calorifique.
 Q_a : Débit volumique de l'air.
 R : Rayon.
 R_m : Rayon moyen.
 Re : Nombre de Reynolds.
 Rs : Résistance à l'encrassement.
 R : $R = (T_{ew} - T_2) / (T_2 - T_1)$ Rapport des températures.
 r : $r = (T_2 - T_1) / (T_{ew} - T_1)$ " " "
 S : Espacement longitudinal des tubes.
 S_f : Surface frontale de l'échangeur.
 S_p : Section de passage dans le ventilateur.
 St : Nombre de stanton.
 T : Température de l'air.
 t : Le pas entre ailettes.
 T_b : Température de l'ame turbulente.
 T_f : Température du film fluide.
 T_m : Température moyenne.
 T_p : Température de la paroi.
 T_w : Température de l'eau.
 U : Coefficient de transfèrt global.
 u : Vitesse linéaire.
 V_a : Vitesse frontale de l'air.

V_w : Vitesse de l'eau dans les tubes.
 V_{av} : Vitesse de l'air dans le ventilateur.
 W : Vitesse relatif de la particule fluide.
 W_{12} : Travail fournie par le ventilateur.
 Z : Altitude.

Lettres Grec

α : Angle formé par \vec{U} et \vec{C} .
 β : Angle formé par $-\vec{U}$ et \vec{W} .
 λ_t : Coefficient de conductibilité Thermique de l'acier.
 μ : Viscosité dynamique de l'eau.
 ρ : Masse volumique.
 ρ_{av} : Densité de l'air dans le ventilateur.
 η_f : Efficacité de l'ailette.
 η_0 : Efficacité de surface.
 α : Rapport de l'aire de transfert au volume total.
 σ : Rapport de l'aire de passage à l'aire frontale.
 δ_f : Diamètre Hydraulique.
 ϵ : Efficacité de l'échangeur.
 η_g : Rendement global.
 η_m : Efficacité de l'entraînement.
 η_v : Efficacité du ventilateur.
 Δt_m : Ecart logarithmique moyen des températures.
 ΔP_w : Chute de pression de l'eau dans l'échangeur.
 ΔP_t : Chute de pression totale.
 ϕ : Facteur de correction.

Souscription

1 : Relatif à l'entrée, du ventilateur, de l'échangeur.
 2 : Relatif à la sortie, " " " "
 a : Relatif à l'air.
 w : Relatif à l'eau.

SOMMAIRE

I/ INTRODUCTION.....	1
II/ GENERALITE SUR LES TOURS DE REFROIDISSEMENT.....	2
II.1/ EMPLOI DES TOURS HUMIDES.....	2
II.2/ EMPLOI DES TOURS SECHES.....	2
II.3/ STRATEGIE DE L'URGN.....	3
II.4/ BUT DE L'ETUDE.....	4
III/ GENERALITE CONCERNANT LES REACTEURS NUCLEAIRES.....	5
IV/ DESCRIPTION DE L'INSTALLATION.....	8
IV.1/ CIRCUIT PRIMAIRE.....	8
IV.1.1/ REACTEUR.....	8
IV.1.2/ ECHANGEUR DE COUPLAGE.....	10
IV.1.3/ POMPE DU CIRCUIT PRIMAIRE.....	12
IV.1.4/ CANALISATION DU CIRCUIT PRIMAIRE.....	12
IV.2/ CIRCUIT SECONDAIRE.....	12
IV.2.1/ POMPE DU CIRCUIT SECONDAIRE.....	12
IV.2.2/ CANALISATION DU CIRCUIT SECONDAIRE.....	13
IV.2.3/ TOUR DE REFROIDISSEMENT HUMIDE.....	15
V/ DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME DE REFROIDISSEMENT.....	17
V.1/ INTRODUCTION.....	17
V.2/ HYPOTHESES DE CALCUL.....	21
V.2.1/ CHOIX DU TYPE DE L'ECHANGEUR.....	21
V.2.2/ PARAMETRES THERMOHYDRAULIQUES.....	22
V.3/ CALCUL DU COEFFICIENT D'ECHANGE GLOBAL.....	24
V.4/ CALCUL DE LA SURFACE TOTALE D'ECHANGE.....	25
V.5/ CALCUL DU DEBIT D'AIR.....	29

V.6/ CALCUL DE LA SURFACE FRONTALE.....	29
V.7/ CALCUL DE L' EFFICACITE DE L' ECHANGEUR.....	30
V.8/ TABLEAU RECAPITULATIF DES RESULTATS.....	31
V.8.1/ INTERPRETATION DES RESULTATS.....	31
V.9/ CALCUL DE LA PUISSANCE CONSOMMEE.....	34
V.9.1/ PUISSANCE DE POMPAGE DE L'EAU.....	34
V.9.2/ PUISSANCE DE SOUFFLAGE DE L' AIR.....	35
V.9.3/ PUISSANCE TOTALE CONSOMMEE.....	36
V.10/ LES DIMENSIONS DE L' ECHANGEUR.....	38
V.11/ LES DIMENSIONS DU VENTILATEUR.....	39
VI/ CONCLUSION.....	40
ANNEXE A.....	41
ANNEXE B.....	45
ANNEXE C.....	49
ANNEXE D.....	53
ANNEXE E.....	56
ANNEXE F.....	67
ANNEXE G.....	72
APPENDICE.....	75
BIBLIOGRAPHIE.....	78

I/ INTRODUCTION

Un échangeur de chaleur est un appareil qui permet de transmettre de la chaleur d'un fluide à un autre.

On distingue deux types d'échangeurs de chaleur:

-Celui où les deux fluides sont en contact direct, on reconnaît ici la tour de refroidissement humide.

-Celui où les deux fluides sont séparés par une paroi ou une cloison à travers laquelle la chaleur s'écoule, on reconnaît ici la tour de refroidissement sèche.

Les tours de refroidissement constituent les sources froides, des moteurs, des centrales thermiques et nucléaires, aussi elles sont utilisées dans l'industrie pour refroidir et assurer en permanence l'intégrité et le bon fonctionnement des systèmes qui sont à l'origine d'une source de chaleur parasite ou gênante (fonderie et complexe sidérurgique).

Vu leurs importances dans l'industrie, la conception technique des éléments des tours de refroidissement a évolué de façon rapide depuis quelques années, en particulier à la suite de l'augmentation d'implantation des centrales nucléaires, de l'augmentation de la puissance des centrales électriques, de la recherche d'une fiabilité accrue et des nouvelles contraintes qu'apportent les problèmes d'environnement.

C'était dans cette optique, que le cycle de conférences intitulé " sources froides des centrales électriques " a été organisé en été de 1975 à Royaumont. Durant une semaine, plusieurs chercheurs et conférenciers ont exposés leurs récentes recherches sur la technique et la théorie des tours de refroidissement.

Dans les tours de refroidissement sèches ou humides, la source froide est l'air ambiant, c'est pour cela qu'on les appelle encore les aéroréfrigérants.

L'adaptation d'un aéroréfrigérant sec ou humide dépend du sites à exploiter et de la stratégie de l'utilisateur.

II/ GENERALITE SUR LES TOURS DE REFROIDISSEMENT

II.1/ EMPLOI DES TOURS HUMIDES

L'échange de chaleur dans les tours humides se fait entre l'air qui représente la source froide et l'eau la source chaude, l'air et l'eau sont mis en contact aussi intimement que possible, et pendant le temps le plus long possible cela permet d'avoir un transfert de chaleur efficace par convection et par évaporation qui s'effectue approximativement selon les proportions suivantes:

75% par évaporation
et 25% par convection

L'évaporation participe en une très grande proportion dans l'échange thermique, mais ces pertes d'eau posent parfois un sérieux problème de débit d'appoint.

On distingue deux grandes classes de tours de refroidissement humide:

- Celle qui utilise le tirage de l'air par voie artificielle à l'aide de ventilateur aspirants ou refoulants .
- Celle qui utilise le tirage de l'air par voie naturelle par effet de cheminée.

L'inconvénient majeur du refroidissement humide est dû au fait que le circuit d'eau n'est pas fermé par rapport à l'atmosphère, celle-ci étant parfois très agressive attaque sans cesse ce circuit et l'encrassement devient plus redoutable.

II.2/ EMPLOI DES TOURS SECHES

L'échange thermique se fait uniquement par convection entre l'air et l'eau, le circuit de refroidissement étant totalement fermé donc l'appoint d'eau n'est pas nécessaire.

Aussi pour ce type d'aéroréfrigérant on distingue:

- Les tours sèches à tirage naturel: Elles ont une forme hyperboloïde de révolution, leur inconvénient est la hausse de leur coût d'investissement vu leur grandes tailles qui nécessitent des travaux de génie civil importants (pour dissiper une même quantité de chaleur, une tour sèche devra être 3 à 4 fois plus volumineuse que son homologue tour humide, donc plus encombrante, plus coûteuse).

- Les tours sèches à tirage artificiel: Elles présentent une taille plus faible comparées aux premières, mais il se développe une nuisance acoustique due aux effets de la ventilation forcée.

L'emploi du refroidissement par tour sèche est une solution attrayante dans des régions arides où le manque d'eau pose un sérieux problème pour l'utilisation d'une tour humide, et où les travaux de traitement des eaux revient plus cher.

Parfois, les tours sèches sont adoptées en raison de la souplesse et de la simplicité de leur fonctionnement et de leur maintenance.

II.3/ STRATEGIE DE L URGN

Les responsables de l'unité de recherche en génie nucléaire de Draria penchent vers la réalisation et l'adaptation d'une tour de refroidissement sèche qui remplacera la tour humide existante actuellement, et cela dans le souci:

- D'une autonomie par rapport au problème d'approvisionnement en eau et d'une économie très importante de la consommation en eau (en plus des pertes par évaporation, des pertes mécaniques importantes sont provoquées par le vent et un débit d'eau très important est déversé hors de la tour humide).

- D'améliorer la sécurité et la maintenance, un circuit fermé empêche l'introduction de poussières agressives ou de tout corps étranger pouvant endommager l'installation.

De plus, la suppression du débit d'appoint réduit les phénomènes d'entartrage et les dépôts de calcaire.

On peut aussi envisager l'utilisation d'une eau déminéralisée (moins corrosive que l'eau adouci) qui va améliorer la protection et la durée de vie de l'échangeur de couplage, ce dernier se situe dans un lieu très encombré et même exposé aux rayonnements nuisibles, cela rend son nettoyage et sa maintenance coûteux, voire dangereux.

II.4/ BUT DE L'ETUDE

Le but de cette étude est de dimensionner une tour de refroidissement sèche pour le réacteur nucléaire de Draria, qui utilise actuellement une tour de refroidissement humide .

On souhaite de plus conserver l'investissement de la tour humide en gardant l'utilisation de l'ossature en béton armé ainsi que le ventilateur axial à tirage induit afin de minimiser le coût d'investissement et les transformations à apporter.

III/ GENERALITES CONSERNANT LES REACTEURS NUCLEAIRES

Un réacteur nucléaire de recherche est une installation nucléaire dans laquelle on crée par des réactions de fission en chaîne contrôlée un flux de neutrons d'intensité et de qualité dépendant de l'expérience à réaliser.

Il est bien entendu que d'autres rayonnements apparaissent pendant le fonctionnement du réacteur et que l'opérateur s'évertue à atténuer ou à éliminer.

L'énergie libérée pendant le processus de fission, sous-produit gênant, n'est en principe, pas utilisée elle est évacuée vers l'atmosphère à travers les circuits de refroidissement.

La diversité des objectifs de la recherche scientifique avait exhorté à la construction d'installations nucléaires de plus en plus spécialisées, dont on cite:

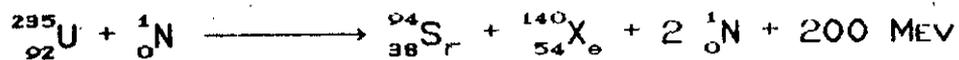
- la pile expérimentale pour des études de physique fondamentale;
- le réacteur d'irradiation pour des essais de matériaux;
- le réacteur de production pour la fabrication de radioéléments artificiels.

Cependant, certains réacteurs possèdent des installations telles qu'elles peuvent permettre d'atteindre plusieurs objectifs apparemment assez différents, ces réacteurs polyvalents sont souvent recherchés pour des raisons économiques.

En 1970, on comptait plus 400 réacteurs nucléaires de recherche en service dans le monde.

La fission est une réaction exoénergétique dont l'importance toute particulière tient aux propriétés spécifiques qu'elle présente, c'est la rupture d'un noyau lourd en deux noyaux différents avec émission d'un certain nombre de particules élémentaires.

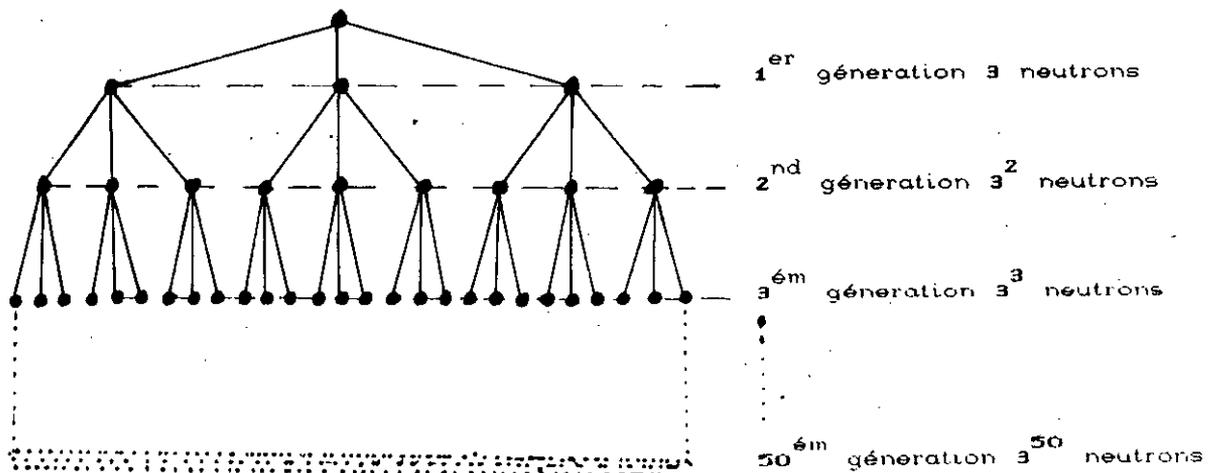
Considérons la fission de l'uranium U_{235} , celle ci peut avoir lieu suivant plus de quarante façons différentes, le cas le plus probable produit le strontium et le xénon avec émission de deux à trois neutrons et une énergie de 200 Mev, l'équation de cette fission s'écrira alors comme suit:



Les deux produits formés étant radio-actifs vont donc se désintégrer jusqu'à parvenir à l'état stable.

Dans une pile nucléaire ce cycle de fission étant entretenu par une multiplication incessante du nombre de neutrons et de ruptures.

Le fait qu'un neutron capturé par le noyau d'uranium U_{235} provoque l'émission d'environ trois neutrons, entraîne la possibilité que ces trois neutrons initiaux aillent en dégageant $3 \times 3 = 3^2$ autres puis $3 \times 3 \times 3 = 3^3$ etc..., la chaîne continuant ainsi en théorie jusqu'à l'épuisement des noyaux fissiles.



Si le temps nécessaire pour la fission est supposé être de 10^{-8} seconde, la 50^{ième} génération dans laquelle 10^{25} neutrons auront été formés serait atteinte en moins de 1μ seconde c'est le cas d'une bombe atomique, mais dans les piles nucléaires on essaie de garder un nombre constant de nouveaux neutrons dans chaque nouvelle génération pour que la réaction ne s'emballe pas, pour cela on utilise un système comprenant une matière fissile, en quantité suffisante dite masse critique, disposée dans un modérateur et un réfrigérant de façon à pouvoir entretenir une réaction en chaîne contrôlée.

IV/ DESCRIPTION DE L'INSTALLATION

IV.1/ CIRCUIT PRIMAIRE

Le circuit primaire est composé des éléments suivants: (fig. IV.2)

- Un réacteur de type piscine à eau légère
- Un bac de désactivation
- Une pompe centrifuge
- Un échangeur de couplage
- Différentes canalisations et accessoires

IV.1.1/ LE REACTEUR

L'unité de recherche en génie nucléaire URGN de Draria, sous tutelle du secrétariat d'état à la recherche, se situe à 20 km au sud-ouest d'Alger et s'étend sur une superficie de 5 hectares. Elle a été mise en service depuis le 03 Avril 1989.

Le réacteur utilise de l'eau légère comme modérateur, réfrigérant et protecteur biologique à la fois, il est de type piscine et regroupe beaucoup d'avantages, on cite:

- La facilité d'utilisation et grande sécurité.
- Accessibilité totale (maintenance, expérience, extension, ...)
- Performances et polyvalence suffisantes pour les travaux planifiés d'enseignement et d'entraînement.

La piscine comporte une coque en acier inoxydable de forme cylindrique de trois mètres de diamètre et neuf mètres de profondeur. Elle possède un blindage en béton lourd (de densité trois) recouvert extérieurement en béton conventionnel de quinze centimètres d'épaisseur (fig. IV.1).

Le coeur du réacteur, au fond de la piscine est formé par plusieurs éléments combustibles en plaques d'aluminium contenant l'uranium enrichi à 20 %, pendant le fonctionnement un flux moyen de $1,4 \cdot 10^{13}$ neutrons/cm².s, assure une puissance nominale de 1Mw thermique.

Le réacteur de Draria est destiné à :

- La production de radioisotopes
- l'activité de formation, d'entraînement et de recherche.

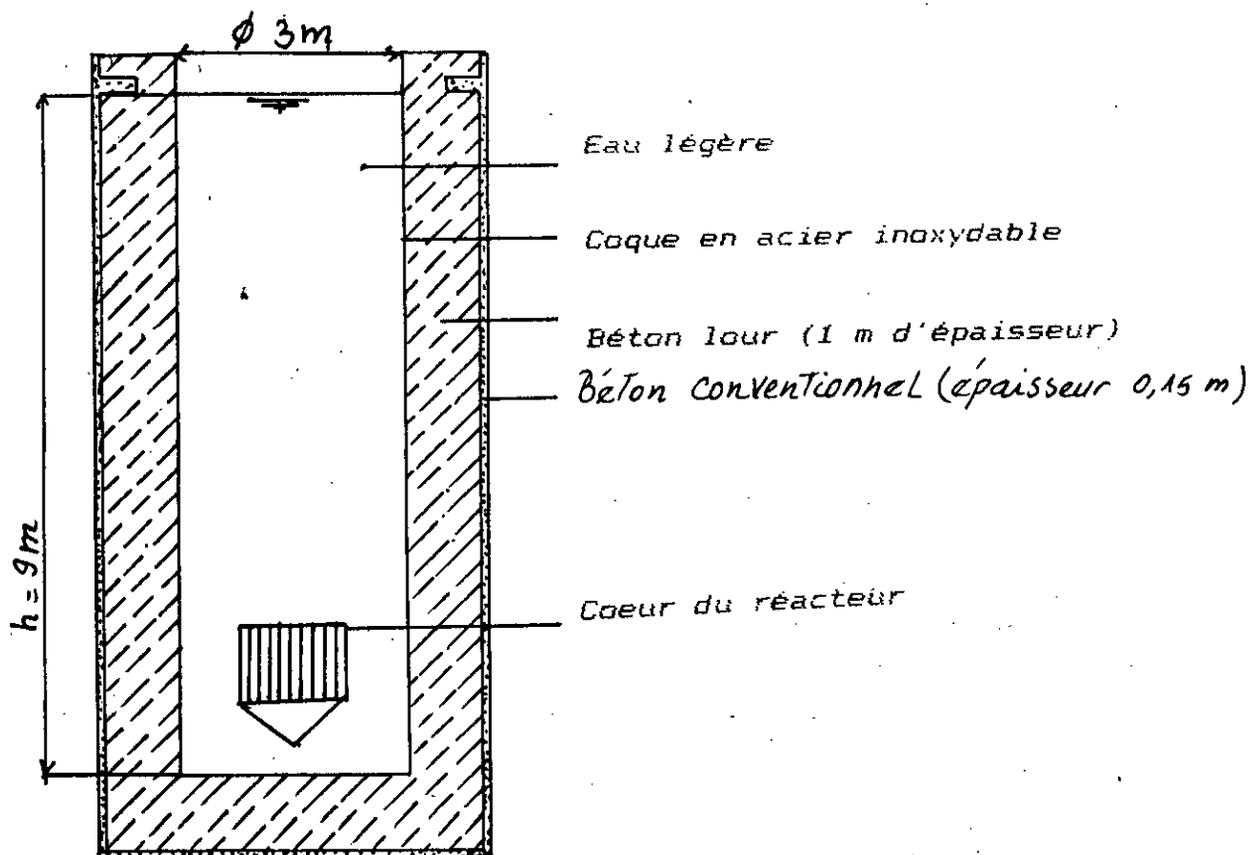
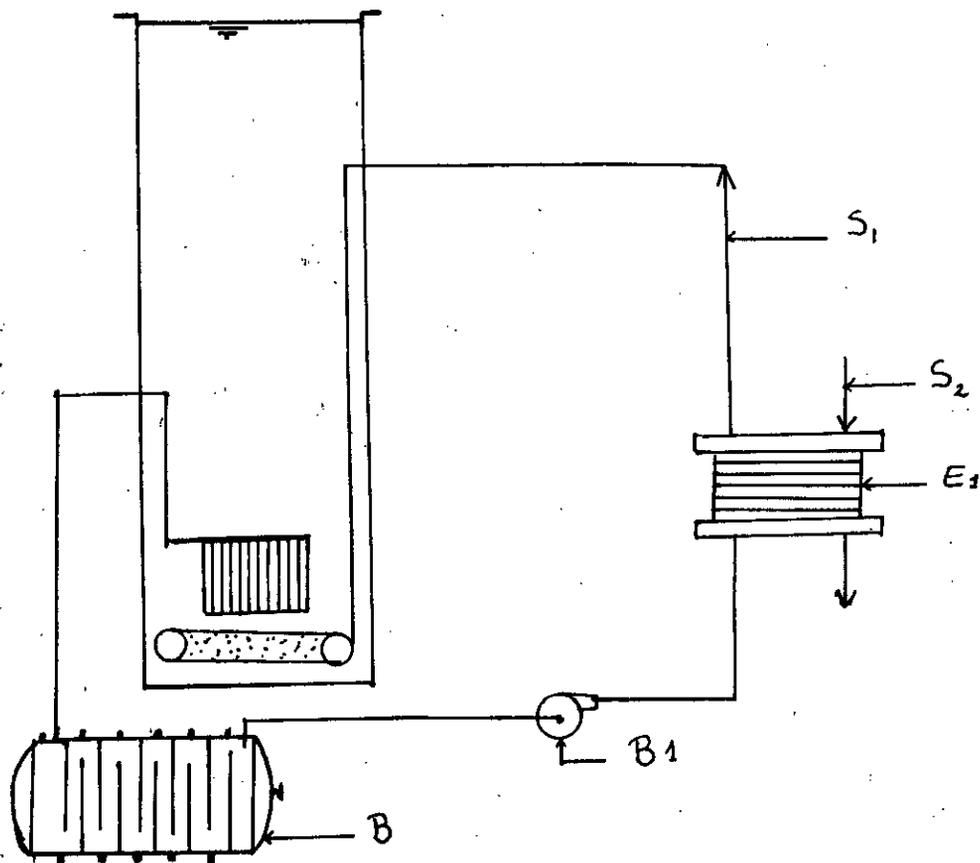


FIG.IV.1 SCHEMA DE LA PISCINE



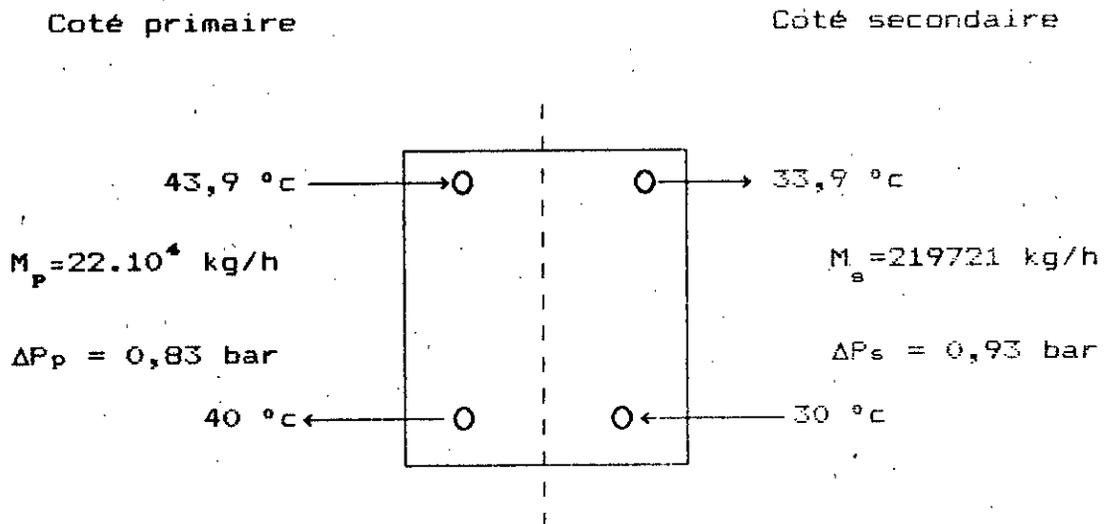
- B : Bac de désactivation
- B_1 : Pompe centrifuge
- E_1 : Echangeur de couplage
- S_1 : Circuit primaire
- S_2 : Circuit secondaire

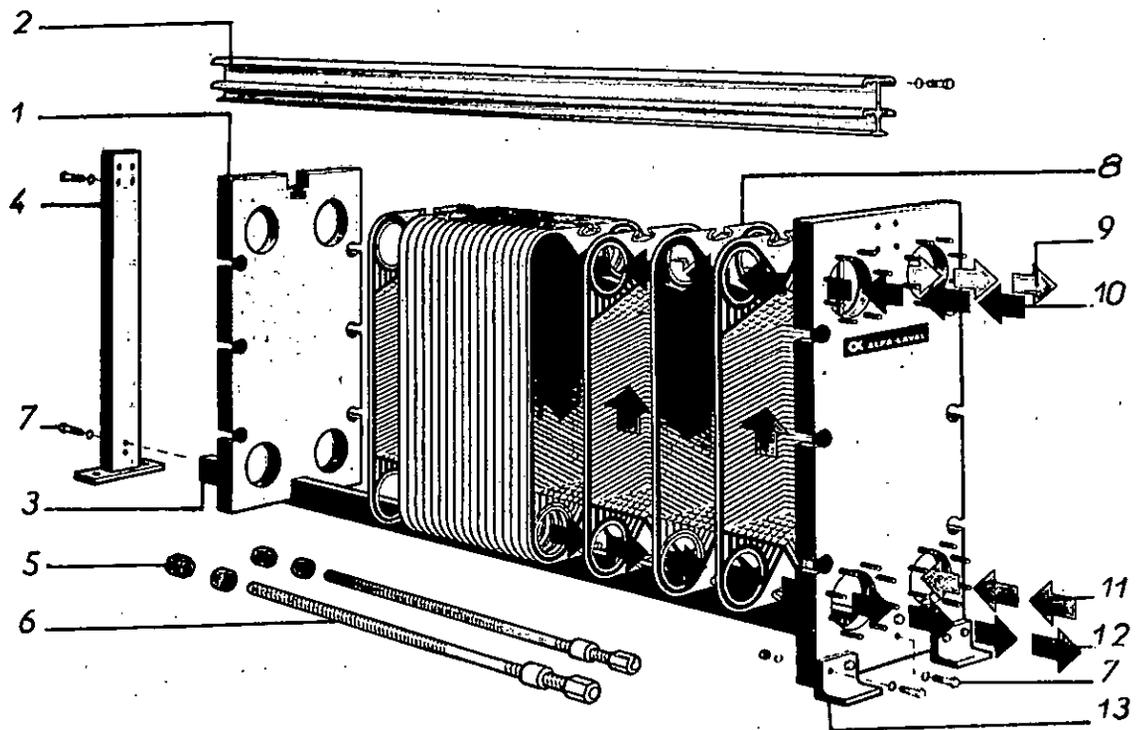
FIG.IV.2 SCHEMA DU CIRCUIT PRIMAIRE

IV.1.2/ L ECHANGEUR DE COUPLAGE

C'est un échangeur de chaleur à plaques à courants croisés, qui permet de refroidir l'eau déminéralisée du circuit primaire avec l'eau douce du circuit secondaire, on donne les caractéristiques suivantes: (Fig.IV.3)

- Echangeur de chaleur à plaques type AM20-FG;
- Constructeur: ALFA-LAVAL ARGENTINE;
- Poids net: 1700 kg ;
- Volume du liquide: 160 l ;
- Connection standard: 203,2 mm ;
- Pression maximale de fonctionnement: 7 bars ;
- Surface de transfert de chaleur: 22,91 m² ;
- Plaque en acier allié Z6CND17-12 (pour cette nuance 0.05% de carbone, 17% chrome et 12% de Nickel molybdène, sa conductibilité $\lambda = [18,6 \div 21,51]$ W/m.°c, Kreith [2].





(Fig.IV.3) VUE ECLATEE DE L ECHANGEUR DE COUPLAGE

- 1-Plaque de pression.
- 2-Poutre porteuse.
- 3-Poutre guide
- 4-Colonne support
- 5-Boulon de serrage
- 6-Goujon
- 7-Boulon d'assemblage
- 8-Plaque de l'échangeur
- 9-Sortie de l'eau froide
- 10-Entrée de l'eau chaude
- 11-Entrée de l'eau froide
- 12-Sortie de l'eau chaude
- 13-Appuit

IV.1.3/ LA POMPE CENTRIFUGE

Cette pompe est conçue en acier inoxydable, elle permet de véhiculer l'eau déminéralisée dans le circuit primaire. On donne ses caractéristiques de fonctionnement:[5]

-Le débit volumique	$Q_1 = 220 \text{ m}^3/\text{h}$
-La hauteur manométrique	$H_h = 22 \text{ m}$
-La puissance absorbée	$P_{\text{abs}} = 27,6 \text{ ch}$
-Rendement manométrique	$\eta = 65 \%$
-Vitesse de rotation	$N = 2900 \text{ tr/mn}$
-Diamètre d'aspiration	$D_a = 152,4 \text{ mm}$
-Diamètre de refoulement	$D_r = 180 \text{ mm}$
-Puissance du moteur	$P_m = 40 \text{ ch}$
-Rendement du moteur	$\eta_m = 90 \%$

IV.1.4/ LA CANALISATION

Cette canalisation véhicule l'eau déminéralisée qui est en contact avec la matière fissile, conçue en acier inoxydable, elle a une longueur de 37,6 m et entraîne une perte de charge de 158,2 kPa ,[5]

IV.2/ LE CIRCUIT SECONDAIRE

Il transfère la chaleur de l'échangeur de couplage à la tour de refroidissement humide,[5] il comporte: (Fig.IV.4)

- Une pompe centrifuge
- Une tour de refroidissement humide
- La canalisation...

IV.2.1/ LA POMPE CENTRIFUGE

Elle est conçue en acier au carbone, on donne ses caractéristiques de fonctionnement:[5]

-Débit massique	$m = 61 \text{ kg/s}$
-Hauteur totale	$H_t = 44 \text{ m}$

-Puissance disponible	$P_d = 50 \text{ ch}$
-Puissance du moteur	$P_m = 60 \text{ ch}$
-Vitesse de rotation	$N = 2960 \text{ tr/mn}$

IV.2.2/ LA CANALISATION

Elle véhicule l'eau adoucie nécessaire au refroidissement de la masse d'eau du circuit primaire, elle est formée par des tuyaux en acier au carbone. (Fig.IV.4)

Le tableau récapitulatif suivant exprime les pertes de charges, la longueur, le diamètre relatif pour chaque tronçon. [5]

tronçon	diamètre m	longueur m	pertes de charges kPa		
			linéaire	singulière	totale
du bassin à la pompe	0,203	27,025	0,943	3,839	4,783
	0,154	2,246	1,296	44,063	46,159
de la pompe à l'échangeur	0,102	0,154	0,655		
	0,154	2,542	2,189	19,824	22,691
	0,203	0,163	0,023		
dans l'échangeur	/	/	/	/	93,00
de l'échangeur au point A	0,203	0,200	0,028	80,668	82,356
	0,154	2,967	1,660		
du point A à la tour	0,154	33,35	18,671	19,593	42,037
	0,102	3,43	3,773		
circuit en entier	/	72,077	29,238	168,787	291,026

D'après [5], la chute de pression causée par les pertes de charges est de 291,026 kPa, celle causée par la différence de niveau est de 24,38 kPa, d'où une différence totale de pression de 315,40 kPa.

Pour dimensionner la pompe centrifuge le constructeur a adopté un coefficient de sécurité de 1,2, donc $\Delta P_s = 380 \text{ kPa}$.

La pompe choisie pour ce circuit peut fournir une hauteur de 44 mètres, soit une différence de pression de 430 kPa, on a 51 kPa de plus que le circuit n'exige.

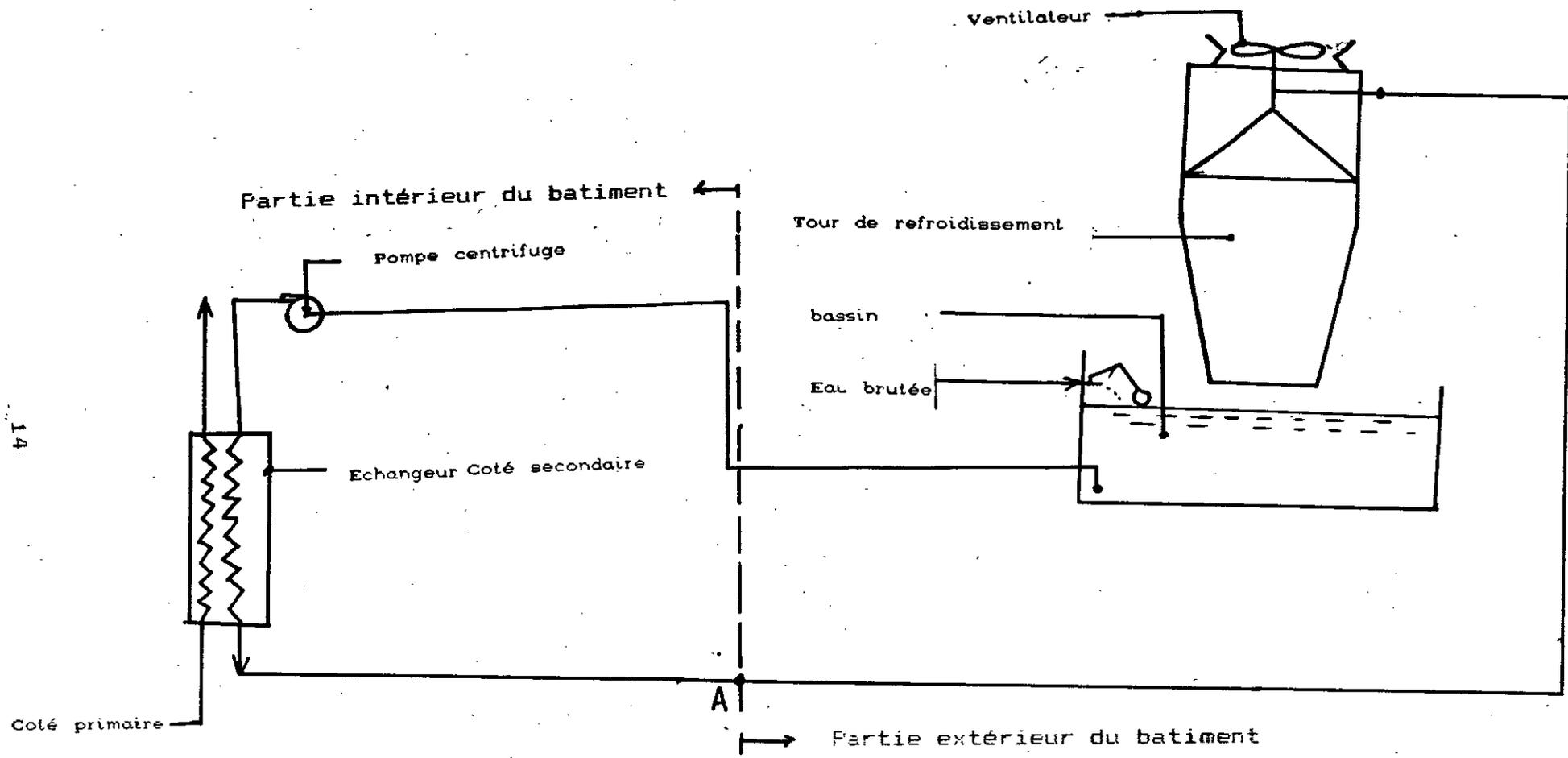


FIG.IV.4 SCHEMA DU CIRCUIT SECONDAIRE

IV.2.3/ LA TOUR DE REFROIDISSEMENT HUMIDE

C'est le lieu où s'effectue le transfert de chaleur avec transfert de masse vers l'atmosphère (fig.IV.5).

Cette tour est constituée par une ossature en béton dans laquelle sont logés deux blocs comportant des centaines de cellules en plastique où ruisselle l'eau en contact avec l'air accéléré par la rotation d'un ventilateur axial à tirage induit.

L'eau refroidie est recueillie en bas, dans un bassin, puis renvoyée de nouveau dans le circuit secondaire. Les pertes d'eau sont compensées par le système d'appoint.

On donne les paramètres caractérisant les conditions d'exploitation de la tour humide: [5]

Température d'eau °c		Température du bulbe humide °c	Pertes d'eau l/h par	
Entrée	Sortie		effet de vent	évaporation
33,9	30	26	446	1560

Les dimensions de la tour sont:

Longueur m	Largeur m		hauteur m	Poids kg	
	supérieure	de base		à sec	en operation
2,56	5,10	4,65	1,8	4500	7774

Les caractéristiques du ventilateur de la tour humide (Cannexe F)

Diamètre extérieur	Nombre de pale	Puissance du moteur	Reduction	Débit volumique	Vitesse frontale de l'air
224 cm	6	17 hp	1/3	5 m ³ /s	0,65 m/s

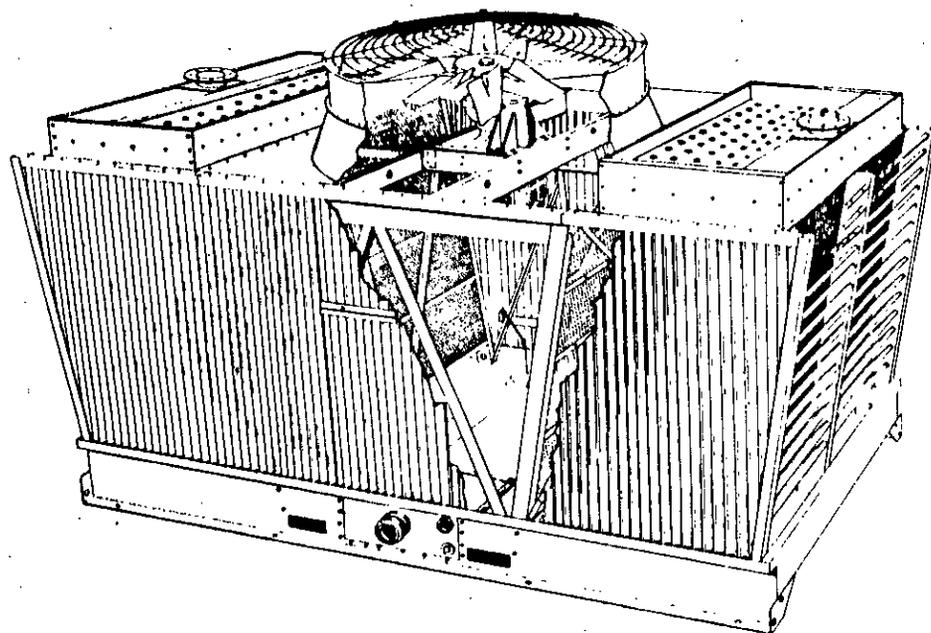


FIG.IV.5 TOUR DE REFROIDISSEMENT HUMIDE

Retrouvé dans MC.QUISTON [16].

V/ DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME DE REFROIDISSEMENT

V.1/ INTRODUCTION

L'élaboration d'une solution pour le problème du refroidissement du réacteur nucléaire de Draria, consiste à choisir un système de refroidissement par voie sèche qui devra répondre aux exigences suivantes:

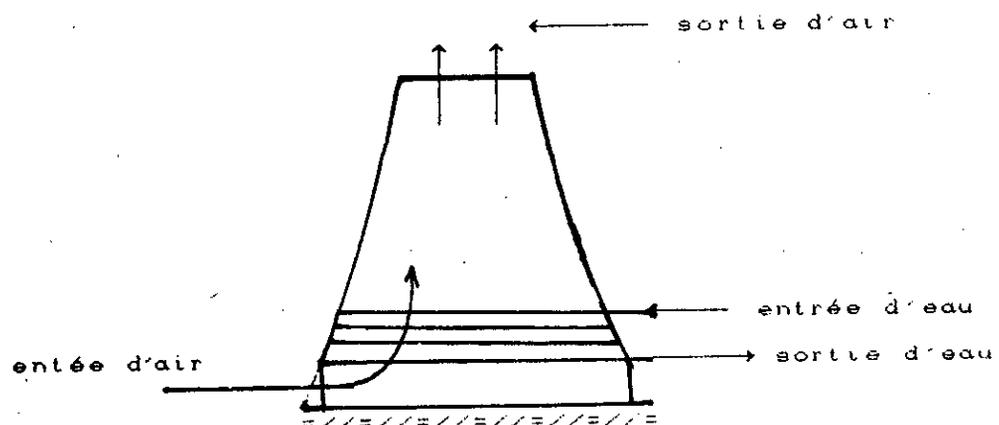
- Assurer en permanence l'évacuation d'une énergie calorifique de 1Mw ;
- Etre économique et fiable.

la première solution qui nous a parue attrayante, est celle qui consiste à conserver l'investissement de la tour humide, en gardant l'utilisation de l'ossature en béton et du ventilateur axial. Une première estimation du débit d'air à induire, a montré que cette solution n'est pas réalisable . (Annexe F)

Donc nous étions amenés à choisir un système de refroidissement indépendant de l'ossature en béton de la tour humide .

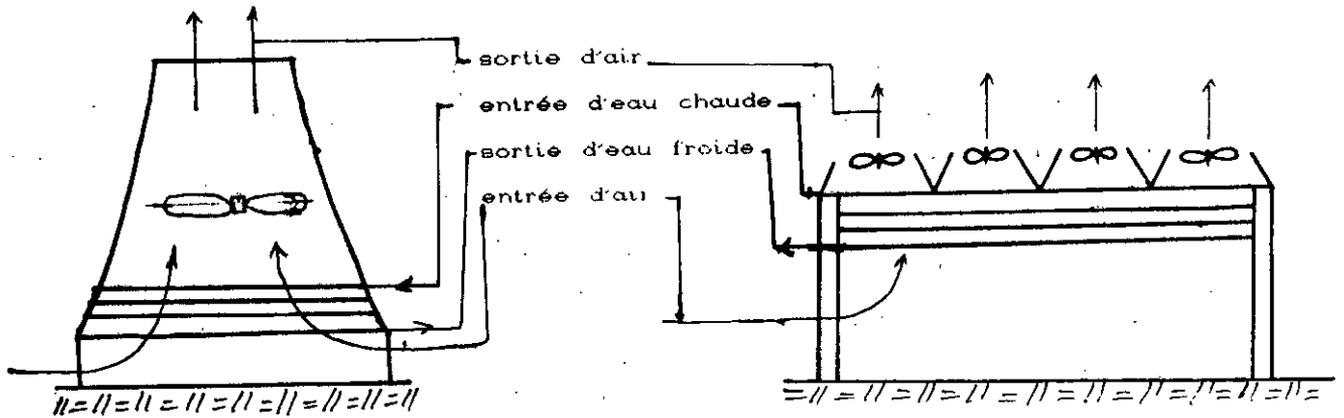
Les systèmes les plus connus et les plus pratiqués sont :

- a/ Système de refroidissement par voie sèche à tirage naturel



b/ Système de refroidissement par voie sèche à tirage artificiel.

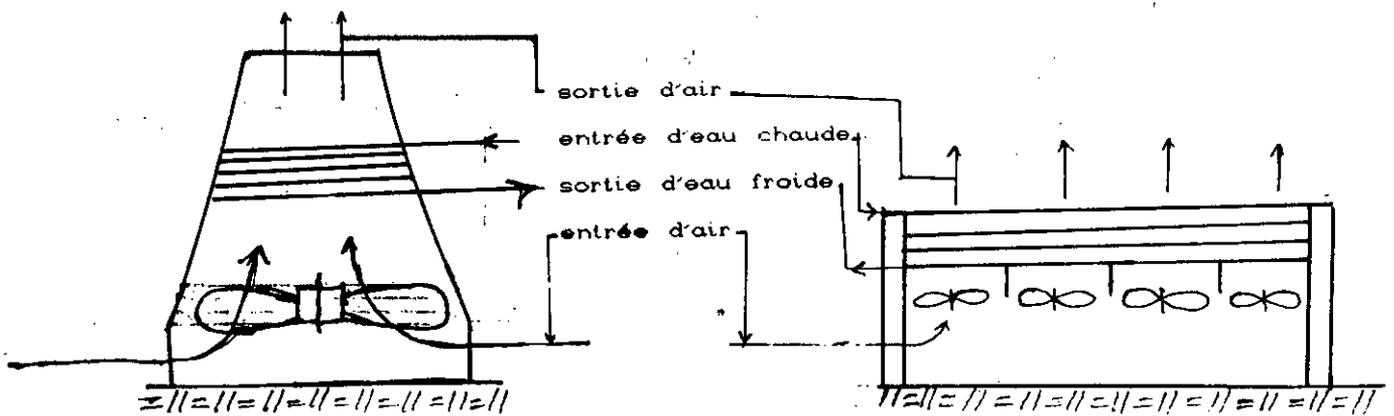
b.1/ Tirage induit.



b.1.1

b.1.2

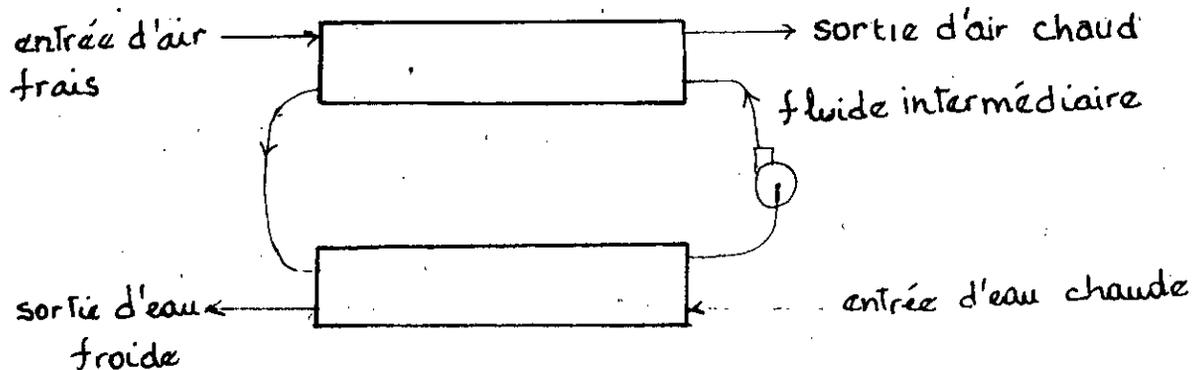
b.2/ Tirage forcé.



b.2.1

b.2.2

c/ Système de refroidissement à l'aide d'un fluide de couplage



La consultation des différentes études qui ont été déjà faites dans ce domaine a révélé que les systèmes cités en : a; b.1.1; b.2.1 et c , nécessitent des travaux d'investissement très coûteux. CHIKH.S [14] , nous donne:

- Une hauteur de la tour de 4,5 m ;
- Un diamètre de base de 2,3 m ;

pour évacuer une énergie thermique de 375 kw dans les conditions suivantes:

- L'écart moyen logarithmique de température $\Delta T_m = 21,3 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- L'énergie de soufflage de 10,7 kw .

Dans notre cas:(1 Mw)

- on pose $\Delta T_m = 7,77 \text{ } ^\circ\text{C}$, la hauteur serait prohibitive.

Pour cela nous étions amenés à considérer la solution citée dans b.1.2, celle-ci est largement utilisée dans l'industrie pour refroidir les eaux et pour la condensation des produits chimiques notamment les hydrocarbures.(fig.V.6)

On adopte le tirage induit pour les multiples avantages qu'il offre:

- les faisceaux sont protégés par les caissons;
- la convection naturelle est plus importante;
- moins de risque de recirculation;
- meilleur repartition de l'air à travers l'échangeur;
- moins bruyant;
- nettoyage facile des premières rangées qui s'encrassent le plus .

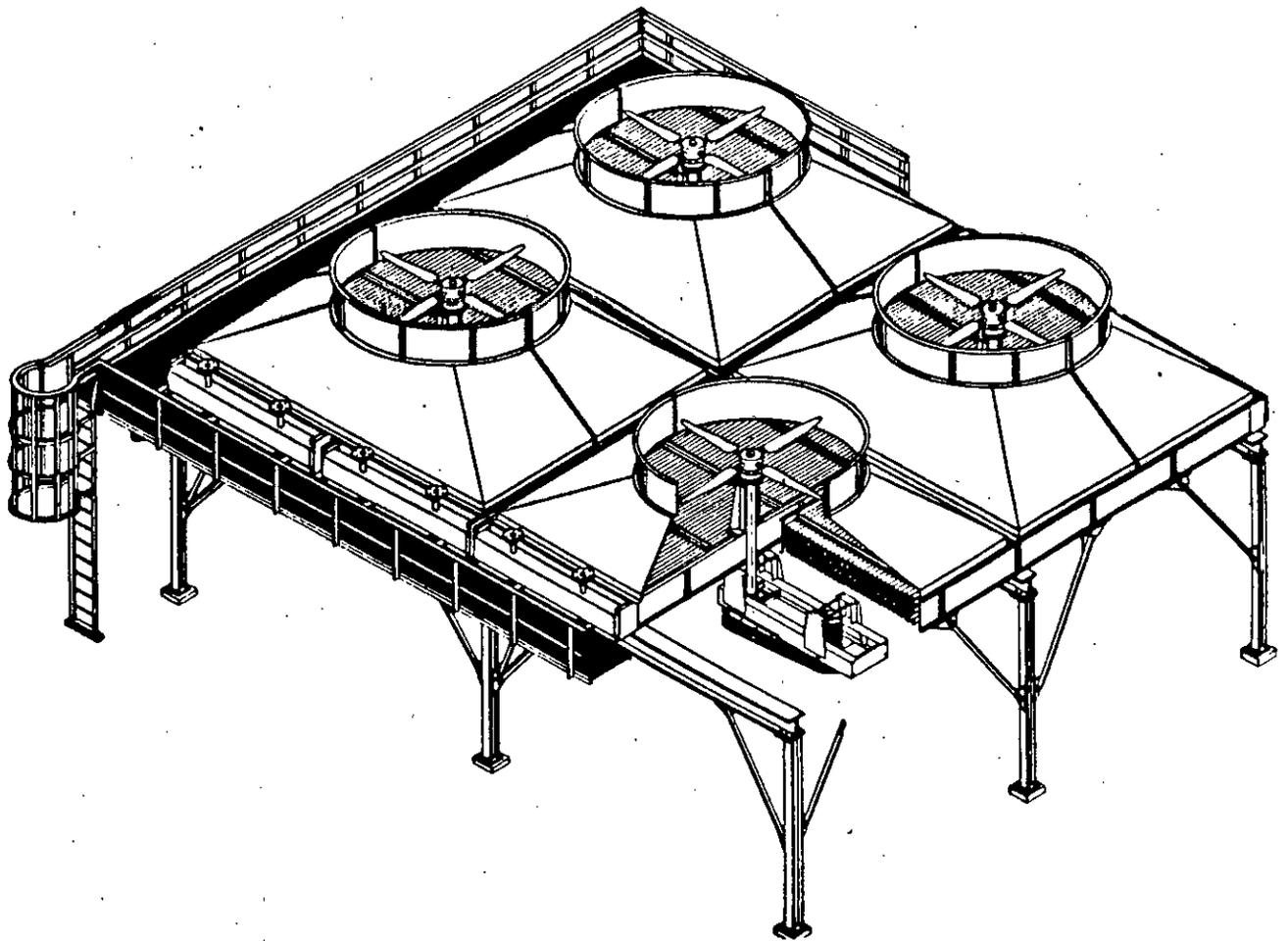


FIG.V.6 TOUR DE REFROIDISSEMENT SECHE A TIRAGE INDUIT

Retrouvé dans DE BRIGGS [9]

V.2/ HYPOTHESES DE CALCUL

V.2.1/ CHOIX DU TYPE DE L'ECHANGEUR

La configuration de l'échangeur en batterie de tubes ailetés présente l'avantage de réaliser un refroidissement efficace car il permet un écart de température relativement faible entre l'eau et l'air.

L'emploi d'ailettes permet de réduire avantageusement le volume de l'échangeur de chaleur par augmentation de la surface d'échange par unité de longueur de tube.

Le calcul d'un échangeur de chaleur consiste en la détermination de la surface totale d'échange thermique, celle-ci peut être déterminée rigoureusement par la méthode de l'écart moyen logarithmique de température (EMLT).

Dans le calcul de cet échangeur de chaleur, on propose la dissipation d'une quantité de chaleur maximale de 1Mw dans les conditions économiques optimales qui réalisent le compromis entre les frais d'investissement et les frais d'exploitation.

La dualité transfert de chaleur-perte de charge domine tout le problème. En effet, la résistance au transfert, matérialisée par des films, est d'autant plus faible que la vitesse de circulation, et en conséquence, le nombre de Reynolds, est élevée, ce qui entraîne une réduction de la surface d'échange à prévoir. En contrepartie, l'élévation du nombre de Reynolds provoque une augmentation de perte de charge qui conduit à utiliser des turbomachines exigeants plus d'énergie, de sorte que ce que l'on a gagné sur la surface de l'appareil est contrebalancé par l'accroissement des frais d'exploitation.

Avant, le calcul d'optimisation de ces appareils était un problème très complexe, l'inlassable recherche engagée par des chercheurs tels: Osborn Reynolds, Prandtl, Von Karman, Fishenden, Hoge, pierson, grimson, Kays et London, Briggs et Young etc... a apporter un précieux secours à l'ingénieur.

Notre choix va porter sur un échangeur de chaleur dont le modèle a été mis en oeuvre par Kays et London [11].

Cet échangeur est constitué par des tubes en acier à ailettes en aluminium, disposés en quinconce, formant des faisceaux (fig.V.7).

Choisissons le modèle suivant "ECHANGEUR DE CHALEUR DE SURFACE CF-7.0-5/8J " dont les paramètres de la géométrie de surface sont:

- Diamètre extérieur des ailettes	D_f (mm)	28,5
- Diamètre extérieur des tubes	D_o (mm)	16,4
- Diamètre intérieur des tubes	D_i (mm)	14,4
- Diamètre hydraulique	D_h (mm)	6,68
- Epaisseur de l'ailette	δ_t (mm)	0,254
- Nombre d'ailette par mètre de tube		275
- Espacement longitudinal des tubes	L_p (mm)	34,3
- Espacement transversal des tubes	S (mm)	31,3
- Rapport de l'aire de passage à l'aire frontale α ; côté air		0,449
- Rapport de l'aire de transfert au volume total. α ; côté air (m^{-1})		259
- Rapport de l'aire des ailettes à l'aire totale A_f/A_t		0,830

V.2.2/ PARAMETRES THERMOHYDRAULIQUES

La vitesse frontale de l'air, V_a , et la vitesse d'écoulement de l'eau, V_w , à l'intérieur des tubes sont fixés par les conditions d'exploitation :

$$V_a = 4 \text{ m/s} \quad \text{annexe E}$$

$$V_w = 1,5 \text{ m/s} \quad \text{annexe A}$$

- température de l'eau à l'entrée de l'échangeur.

$$T_{w1} = 33,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- température de l'eau à la sortie de l'échangeur.

$$T_{w2} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

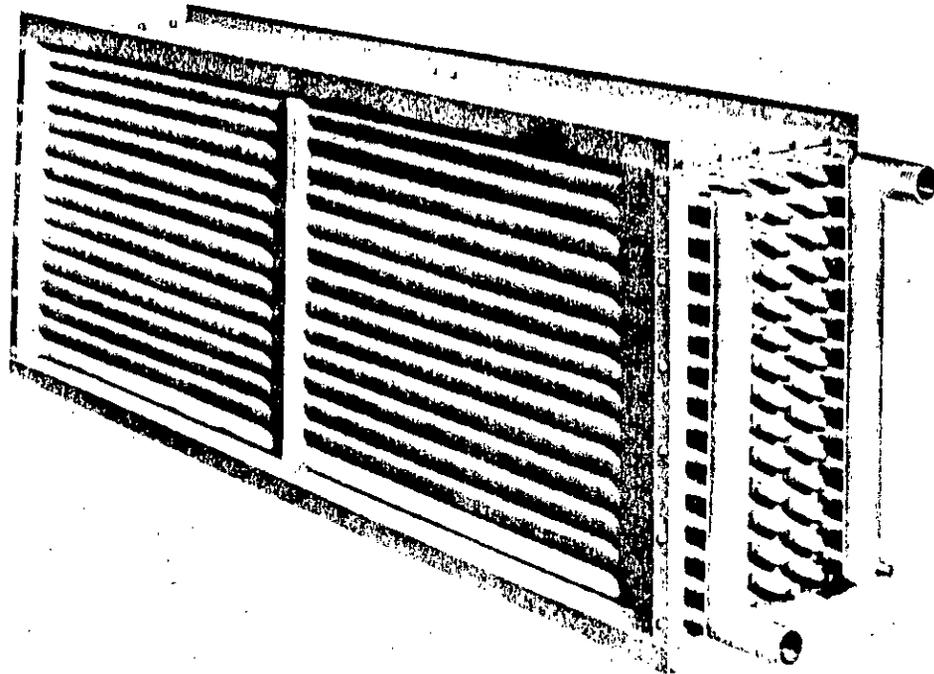


FIG.V.7 ECHANGEUR DE CHALEUR A FAISCEAU

Retrouvé dans MC.QUISTON [16]

- Débit d'eau à refroidir

$$m_w = 61 \text{ kg/s}$$

- la température de l'air ambiant sera choisie en tenant compte du relevé des températures de la région de Draria [5].

$$T_1 = [4 + 16] \text{ } ^\circ\text{c} \quad \text{pour l'hiver}$$

$$T_1 = [7 + 24] \text{ } ^\circ\text{c} \quad \text{pour le printemps}$$

$$T_1 = [17 + 32] \text{ } ^\circ\text{c} \quad \text{pour l'été}$$

$$T_1 = [9 + 29] \text{ } ^\circ\text{c} \quad \text{pour l'automne}$$

Le choix judicieux de la température de fonctionnement qui va réaliser un compromis entre un dimensionnement économique et un fonctionnement normal en hiver et en printemps nous conduit à prendre $T_1 = 20 \text{ } ^\circ\text{c}$, mais il reste à prévoir une option pour le fonctionnement au temps chaud.

V.3/ CALCUL DU COEFFICIENT D'ÉCHANGE GLOBAL U

Plusieurs corrélations nous permettent d'évaluer les coefficients de convection côté eau, h_w , et côté air, h_a .

Nous allons utiliser les corrélations les plus connues et les plus pratiquées dans le domaine des échangeurs à faisceaux, puis comparer les écarts entre les résultats obtenus à l'aide de ces corrélations et enfin calculer le coefficient d'échange global U, en utilisant les valeurs de h_w et de h_a les mieux adaptées.

Dans l'annexe B, on a calculé le coefficient de convection côté eau, h_w , par trois corrélations. Celle de Kays nous donne un résultat intermédiaire, c'est la valeur retenue pour la suite des calculs.

Dans l'annexe C; on a calculé le coefficient de convection côté air, h_a , par deux méthodes. La corrélation de Briggs et Young et celle de Kays aboutissent à un même résultat. Les valeurs des coefficients de convection côtés air, h_a , et côté eau, h_w , retenues sont les suivantes:

$$h_a = 114,78 \text{ w/m}^2\text{°c}$$

$$h_w = 7465,4 \text{ w/m}^2\text{°c}$$

Les résistances à l'encrassement sont :

$$R_{sw} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ w/m}^2\text{°c} \quad \text{et} \quad R_{sa} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ w/m}^2\text{°c}, \text{ Wuithier [8].}$$

En effet le calcul de U a été fait à l'aide de deux formules:

- La 1^{er} formule utilisée dans la plupart des PFE et notamment par Chikh.S. [14], s'écrit:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_w} + \frac{D_i}{2 \cdot Ka} \cdot \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{D_i}{D_o} \cdot \frac{1}{h_a} + R_{sw} + R_{sa}$$

Cette équation conduit à une valeur de $U = 119,21 \text{ W/m}^2\text{°C}$

- La 2nd formule, citée dans Briggs et Young [9], s'écrit:

$$\frac{1}{U} = \frac{A_t}{A_i \cdot h_w} + \frac{e_t}{\lambda_t} \cdot \frac{A_t}{A_o} + \frac{1}{h_a \cdot \eta_o} + \frac{A_t}{A_o} \cdot R_{sw} + R_{sa}$$

On trouve $U = 85,25 \text{ W/m}^2\text{°c}$ (Annexe D)

la 2nd méthode utilise une formule qui met en évidence la participation de la résistance d'encrassement relatif à la surface sur laquelle elle agit, c'est alors la formule que nous jugeons la plus adaptée à notre dimensionnement.

V.4/ CALCUL DE LA SURFACE TOTALE D'ECHANGE A_t

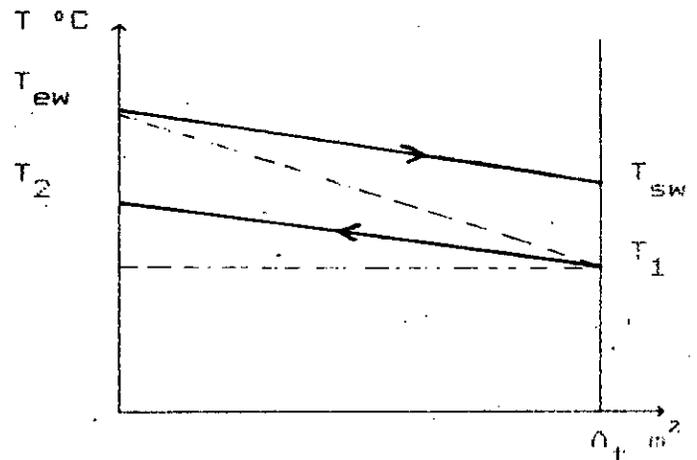
La surface totale d'échange A_t est déterminée par l'équation:

$$\dot{Q} = F.U.A_t.\Delta T_m$$

Où

F : est le facteur de comparaison avec un échangeur à contre courant.

F = 1 dans le cas où le nombre de passe dépasse trois.



ΔT_m : écart moyen logarithmique des températures, déterminé par la formule suivante:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{ew} - T_2) - (T_{sw} - T_1)}{\ln \left(\frac{T_{ew} - T_2}{T_{sw} - T_1} \right)}$$

Si on pose: $T_{ew} - T_2 = \Delta T_e$ (e : entrée)

$T_{sw} - T_1 = \Delta T_s$ (s : sortie)

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

Dans notre cas $\Delta T_e = 33,9 - T_2$

$$\text{et } \Delta T_s = 30 - 20 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Donc ΔT_m sera fonction de la température de sortie de l'air T_2 .

$$\Delta T_m = \frac{23,9 - T_2}{\text{Ln} \left[\frac{33,9 - T_2}{10} \right]}$$

\dot{Q} : est l'énergie calorifique à évaluer

$$\dot{Q} = \dot{m}_w \cdot C_{p_{wm}} \cdot (T_{ew} - T_{sw})$$

$$\dot{Q} = 61.4173 \cdot 3,9 = 992757 \text{ W}$$

on considèrera un échangeur de chaleur à trois passages, F est évalué à l'aide de l'abaque ci-après, celui-ci donne la valeur de F en fixant les valeurs de R et r tel que :

$$R = \frac{T_{ew} - T_{sw}}{T_2 - T_1} = \frac{3,9}{T_2 - 20}$$

$$r = \frac{T_2 - T_1}{T_{ew} - T_1} = \frac{T_2 - 20}{13,9}$$

U : est le coefficient de transfert global, on prend :

$$U = 85,25 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{Annexe D})$$

$$\text{enfin } A_t = \frac{\dot{Q}}{F \cdot U \cdot \Delta T_m} = \frac{11645,24}{F \cdot \Delta T_m}$$

les valeurs de A_t sont consignées dans le tableau [1] en fonction de la valeur de T_2 .

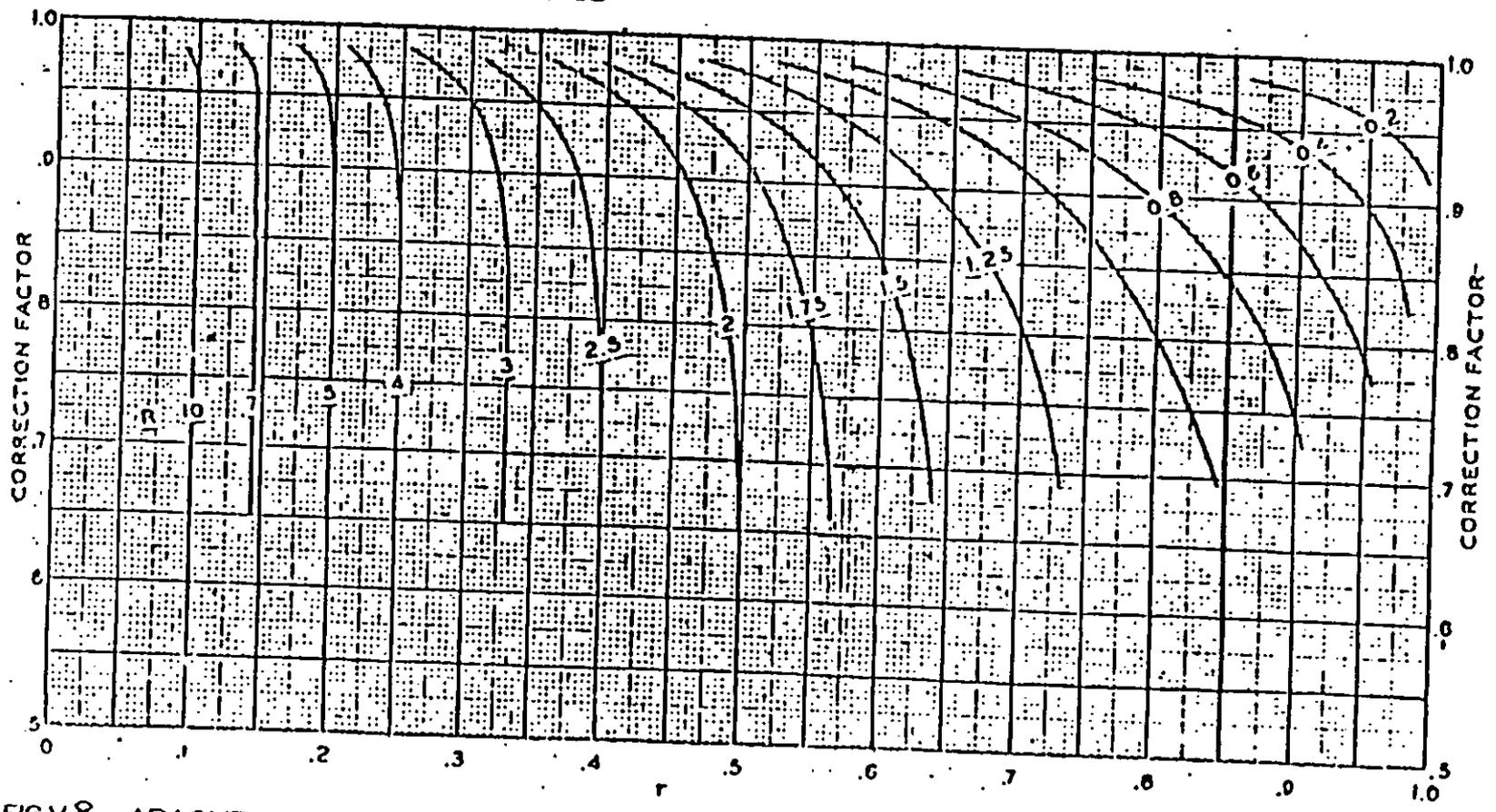


FIG.V.8 ABAQUE POUR LA DETERMINATION DU FACTEUR DE CORRECTION F

3
- crosses -

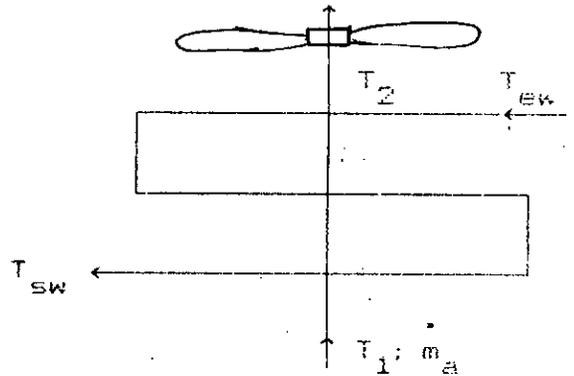
Retrouvé dans DE.BRIGGS [9]

V.5/ CALCUL DU DEBIT D'AIR

Le débit massique de l'air à l'entrée de l'échangeur est donné par l'équation suivante:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot (T_2 - T_1) \quad \text{alors}$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}}{C_{p_a} \cdot (T_2 - T_1)}$$



Le débit volumique de l'air à l'entrée de l'échangeur de chaleur s'écrit :

$$Q_a = \frac{\dot{Q}}{\rho_a \cdot C_{p_a} \cdot (T_2 - T_1)}$$

Avec $\dot{Q} = 992757 \text{ W}$

$$\rho_a = 1,21 \text{ Kg/m}^3$$

$$C_{p_a} = 1005 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$Q_a = \frac{992757}{1,21 \cdot 1005 \cdot (T_2 - 20)} = \frac{816,38}{(T_2 - 20)}$$

Les valeurs de Q_a sont consignées dans le tableau [1] pour différentes valeurs de T_2 .

V.6/ CALCUL DE LA SURFACE FRONTALE S_f

La surface frontale se calcul à l'aide de la formule suivante :

$$S_f = \frac{Q_a}{V_a} = \frac{Q_a}{4}$$

Les valeurs de S_f seront données en fonction de Q_a dans le tableau [1].

V.7/ CALCUL DE L'EFFICACITE DE L'ECHANGEUR

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est le rapport du flux de chaleur évacué par l'échangeur au flux que peut libérer cet échangeur considéré à contre courant et possédant une surface totale infinie.

$$\epsilon = \frac{\dot{q}_{\text{reel}}}{\dot{q}_{\text{max}}}$$

ϵ peut être calculé comme suit.

1^{er} cas : lorsque $C_{\min} = C_{p_w} \cdot \dot{m}_w$

$$\epsilon = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{T_{w1} - T_1} = 0,28$$

2nd cas : lorsque $C_{\min} = C_{p_a} \cdot \dot{m}_a$

$$\epsilon = \frac{T_2 - T_1}{T_{w1} - T_1} \quad \text{dans ce cas } \epsilon = r$$

Les valeurs de ϵ seront portées dans le tableau [1] en fonction de T_2 .

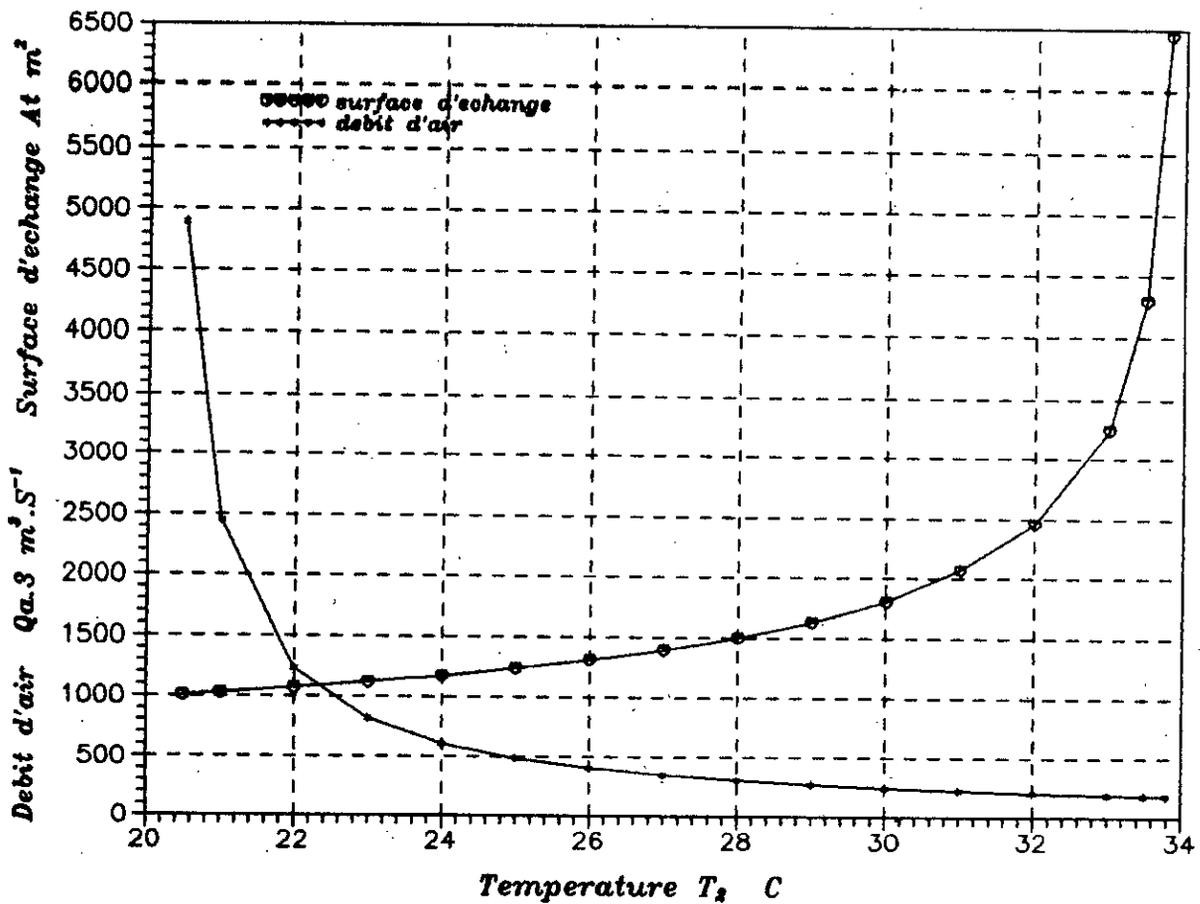
V.8/ TABLEAU RECAPITULATIF DES RESULTATS

TABLEAU [1]: Ce tableau regroupe les résultats des opérations mentionnées dans les chapitres 4, 5, 6, et 7 .

T_2 °C	ΔT_m °C	R	r	F	A_t m ²	Q_a m ³ /s	S_f m ²	ϵ
20,5	11,617	7,800	0,036	1	1002,4	1632,8	408,2	0,280
21	11,389	3,900	0,072	1	1022,5	816,4	204,1	0,280
22	10,922	1,950	0,144	1	1066,2	408,2	102,0	0,280
23	10,444	1,300	0,216	1	1115,1	272,1	68,0	0,280
24	9,950	0,975	0,287	1	1170,4	204,1	51,0	0,287
25	9,439	0,780	0,359	1	1233,7	163,3	40,8	0,359
26	8,909	0,650	0,432	1	1307,2	136,1	34,0	0,432
27	8,354	0,557	0,504	1	1393,9	116,6	29,2	0,504
28	7,771	0,488	0,576	1	1498,6	102,0	25,5	0,576
29	7,149	0,433	0,647	1	1628,8	90,7	22,7	0,647
30	6,478	0,390	0,719	1	1797,6	81,6	20,4	0,719
31	5,736	0,355	0,791	0,98	2071,8	74,2	19,6	0,791
32	4,877	0,325	0,863	0,97	2461,5	68,0	17,0	0,863
33	3,779	0,300	0,935	0,95	3243,6	62,8	15,7	0,935
33,5	2,982	0,289	0,971	0,91	4290,8	60,5	15,1	0,971
33,8	2,150	0,283	0,993	0,84	6448,8	59,2	14,8	0,993

V.8.1/ INTERPRETATION DES RESULTATS

La variation de la température de sortie de l'air T_2 de 20,5 à 33,8 entraîne (fig.V.9):



(Fig.V.9) Evolution de la surface d'échange A_t et du débit d'air Q_a en fonction de la température T_z pour $V_a = 4$ m/s .

- Une évolution croissante de la surface totale de transfert A_t , donc une augmentation du coût d'investissement.
- une évolution décroissante du débit volumique d'air Q_a , donc une diminution du coût d'exploitation à la suite de la diminution de la puissance de soufflage.

Pour déterminer la taille optimale de l'échangeur, il est indispensable de connaître et le prix de revient relatif du mètre carré de surface d'échange et le prix de revient du kilo watt d'énergie d'exploitation.

R.GIBERT [14] nous fournit une méthode de calcul de la taille optimale d'un échangeur de chaleur. Elle consiste à tracer les courbes du prix de revient d'exploitation et du prix de revient d'investissement en fonction de la surface d'échange A_t , puis tracer ensuite la fonction F_v qui est la somme des deux fonctions et enfin chercher le minimum de cette fonction par la méthode de programmation non linéaire (Fig.V.10).

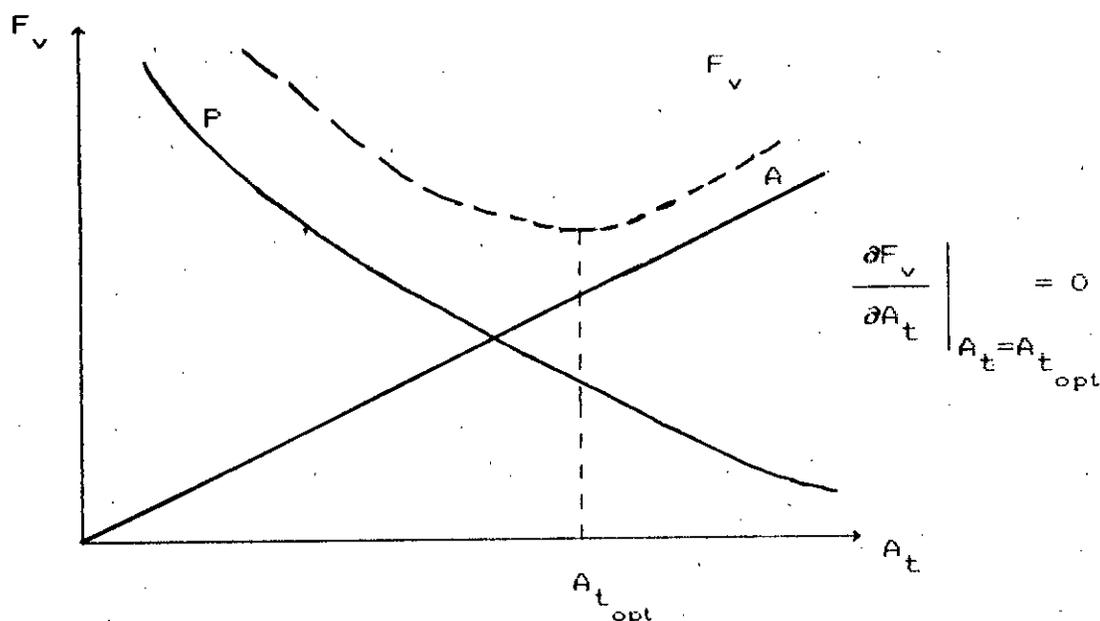


Fig.V.10: Evolution de la surface d'échange optimale

A_t : Surface d'échange thermique.

A : Amortissement, c'est une fonction linéaire de A_t .

P : Prix d'exploitation, représenté par une courbe d'allure décroissante.

F_v : Prix de revient total.

Remarque : Ne connaissant pas le prix de revient unitaire d'échange, on ne pourra pas utiliser cette méthode de dimensionnement optimale.

V.9/ CALCUL DE LA PUISSANCE CONSOMMEE

V.9.1/ PUISSANCE DE POMPAGE DE L'EAU

Dans la suite de ce chapitre, nous allons considérer un échangeur de chaleur, avec une température de sortie de l'air,

$T_2 = 28 \text{ °C}$, donc de surface $1498,6 \text{ m}^2$.

La température $T_2 = 28 \text{ °C}$ conduit à la plus faible valeur de la puissance consommée $P_C = 98,075 \text{ kW}$ (Tableau [2]).

La puissance de pompage s'exprime par la relation :

$$\Delta P_w = \eta_p \cdot \rho_w \cdot V_w^2 \left[\frac{f_t \cdot L_{ct}}{D_i \cdot \phi} + 2 \right] \quad (\text{A-1}) \quad (\text{Annexe A})$$

$$\Delta P_w = 3.994 \cdot 1,5^2 \left[\frac{(0,0028 + 1,073 \cdot 10^{-2} (1,5)^{-0,32}) \cdot 2,918 \cdot 10^{-3} \cdot A_t \cdot V_w}{14,4 \cdot 10^{-3}} + 2 \right]$$

$$\Delta P_w = 50778 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_w < 51000 \text{ Pa}$$

L'équation (A-1) peut se mettre sous la forme :

$$\Delta P_w = 2,982 \cdot 10^3 \cdot V_w^2 \left[5,674 \cdot 10^{-4} \cdot A_t \cdot V_w + 2,174 \cdot 10^{-3} \cdot A_t \cdot V_w^{0,68} + 2 \right]$$

Traçons la courbe de la puissance de pompage pour différentes valeurs de la surface d'échange A_t et en prenant $V_w = 1,5$ m/s, on obtient :

$$\Delta P_w = 5,711.A_t + 19,218.A_t + 13419$$

$$\Delta P_w = 24,93.A_t + 13419$$

La puissance de pompage sera :

$$P_w = \frac{m_w \cdot \Delta P_w}{\eta_g \cdot \rho_w} \quad \text{Avec } \eta_g = 0,71$$

$$P_w = \frac{61.(24,93.A_t + 13419)}{0,71 \cdot 994} = 2,155.A_t + 1159,8$$

Dans notre cas $A_t = 1498,6$ m² :

$$P_w = 4389,34 \text{ W}$$

V.9.2/ PUISSANCE DE SOUFFLAGE DE L'AIR

Elle est donnée par la formule suivante :

$$P_v = \frac{Q_a \cdot \Delta P_t}{\eta_m \cdot \eta_v} \quad (\text{Annexe E})$$

$$\text{Où : } \Delta P_t = \Delta P_l + \Delta P_a + \Delta P_v$$

La puissance à installer est :

$$P_i = 1,2 \cdot P_v, \text{ et peut se mettre sous la forme :}$$

$$P_i = 0,9573.A_t.V_a^{2,684} \quad (\text{Annexe E})$$

Pour $V_a = 4 \text{ m/s}$:

$$P_i = 93,075 \text{ KW pour } T_2 = 28 \text{ }^\circ\text{C}$$

Plus généralement,

$$P_i = 39,53.A_t + 337,61.Q_a$$

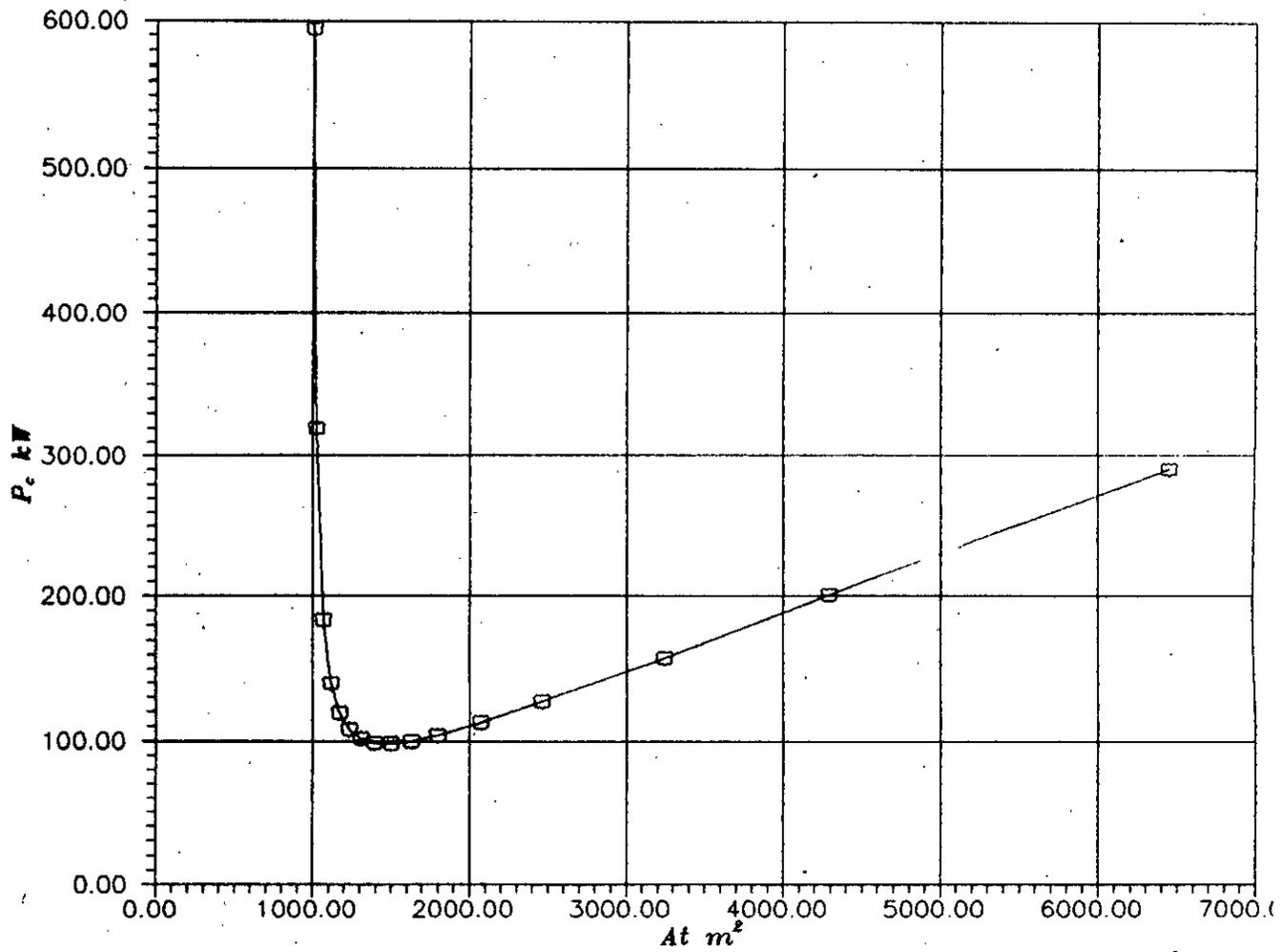
V.9.3/ LA PUISSANCE TOTALE CONSOMMEE

$$P_c = P_w + P_i = (2,155.A_t + 1159,8) + (39,53.A_t + 337,61.Q_a)$$

$$P_c = 337,61.Q_a + 41,685.A_t + 1159,8 \quad \text{W}$$

LE TABLEAU [2]: Il exprime la variation de P_c en fonction de A_t .

T_2 °C	A_t m ²	Q_a m ³ /s	P_c KW
20,5	1002,4	1632,8	594,194
21	1022,5	816,4	319,405
22	1066,2	408,2	183,417
23	1115,1	272,1	139,506
24	1170,4	204,1	118,854
25	1233,7	163,3	107,718
26	1307,2	136,1	101,599
27	1393,9	116,6	98,630
28	1498,6	102,0	98,075
29	1628,8	90,7	97,678
30	1797,6	81,6	103,642
31	2071,8	74,2	112,573
32	2461,5	68,0	126,725
33	3243,6	62,8	157,571
33,5	4290,8	60,5	200,447
33,8	6448,8	59,2	289,965



(FIG.V.11) EVOLUTION DE LA PUISSANCE CONSOMMEE P_c EN FONCTION DE LA SURFACE TOTALE D'ECHANGE POUR $V_a = 4 \text{ m.s}^{-1}$

V.10/ DIMENSIONS DE L'ECHANGEUR

La longueur de l'échangeur s'exprime par la relation (A-9) établie dans l'annexe A. Avec $V_w = 1,5 \text{ m/s}$ et $A_t = 1498,6 \text{ m}^2$.

On obtient :

$$L_{ct} = 6,56 \text{ m}$$

La largeur de l'échangeur est déterminée par : $S_f = L.l$.

Pour $L = 6,56 \text{ m}$ et $S_f = 25,5 \text{ m}^2$ (pour $T_2 = 28 \text{ °C}$ dans le tableau [1]), on a :

$$l = 3,887 \text{ m}$$

L'épaisseur H de l'échangeur est proportionnelle au nombre N_r de rangées de tube et à leur espacement longitudinal L_p .

$$H = N_r \cdot L_p$$

$$N_r = \frac{0,10317 \cdot A_t \cdot V_a}{Q_a} \quad (\text{E-6}) \quad (\text{annexe E})$$

$$N_r = \frac{0,10317 \cdot 1498,6 \cdot 4}{102} = 6,06$$

On prendra $N_r = 6$.

D'où $H = 6 \cdot 3,887 \cdot 10^{-3} = 0,206 \text{ m}$.

$$\text{Nombre de rangée en série } N_s = \frac{N_{tt}}{N_r} = \frac{1130,45}{1,5 \cdot 6}$$

$$N_s = 125,6 \quad \text{on prendra } 126$$

Il faut corriger l ; $l_c = L_p \cdot N_s = 3,944 \text{ m}$

Le nombre total de tubes :

$$N_{tt} = N_s \cdot N_r = 126,6 = 756$$

La longueur totale de tube est :

$$756 \cdot l_{ct} = 756 \cdot 6,56 = 4959,36 \text{ m}$$

$$A_t = \frac{L_t}{3,299} \quad (A-6) \quad (\text{Annexe A})$$

$$A_t = \frac{4959,36}{3,299} = 1503,3 \text{ m}^2 > 1498,6 \text{ m}^2$$

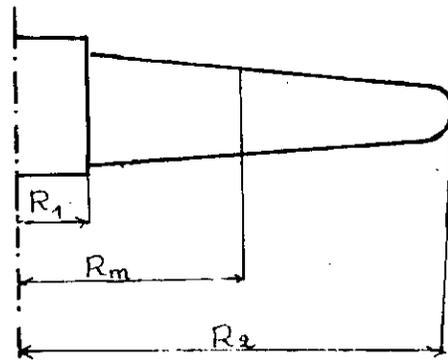
V.11/ DIMENSIONS DU VENTILATEUR

Le dimensionnement du ventilateur a été détaillé dans l'annexe B, on a :

$$R_2 = 0,855 \text{ m}$$

$$R_1 = \frac{R_2}{5} = 0,171 \text{ m}$$

$$R_m = 0,531 \text{ m}$$



\$R_2\$ m	\$R_m\$ m	\$R_2\$ m	\$\alpha_1\$ °	\$\beta_1^*\$ °	\$\beta_2^*\$ °	N tr/mn	\$P_v\$ ch	\$P_c\$ ch
0,855	0,531	0,171	90	30	46	670	17,2	22,2

VI./ CONCLUSION.

Dans le cas où le refroidissement en circuit ouvert est impossible (ressources en eaux insuffisantes, pollution etc...) il y'a lieu d'envisager l'adaptation de la tour humide car elle est de loin plus économique que la tour sèche. Cependant, en vue de réaliser une stratégie préventive et sécuritaire du réacteur nucléaire de Draria l'utilisation de la tour sèche s'impose quelqu'en soit le prix .

Le dimensionnement de cette tour sèche a été fait dans les conditions économique optimales. La tentative de garder l'ossature en béton de la tour humide s'est avéré impossible tant dans l'encombrement de l'échangeur que dans l'insuffisance de soufflage du ventilateur. Cependant le circuit secondaire reste inchangé: celui-ci limite la puissance de pompage de l'eau à l'intérieur des tubes.

Aussi, pour réduire davantage les frais d'exploitation il a fallu mettre la vitesse de l'écoulement de l'air à travers l'échangeur en équation dans l'énergie de soufflage.

Enfin, pour une utilisation rationnelle de ce système, même pendant les saisons estivales, il va falloir envisager l'utilisation d'un système de refroidissement de l'air par humidification avant qu'il lèche les ailettes, ou d'utiliser une tour humide sèche.

ANNEXES

ANNEXE A

A.1/ DETERMINATION DE LA VITESSE LIMITE DE L'EAU A L'INTERIEUR DES TUBES

La puissance fournie par la pompe du circuit secondaire est limitée. la différence de pression entre l'entrée et la sortie de l'échangeur ne doit en aucun cas dépasser 51 kPa (chapitre iv.2.2).

donc $\Delta p_w \leq 51000 \text{ pa}$.

WUITHIER [8] recommande l'utilisation de la formule de KERN pour déterminer les pertes de pression entre l'entrée et la sortie d'un échangeur à faisceaux.

$$\Delta P_w = \frac{n_p \cdot G_t^2}{\rho_w} \left[\frac{f_t \cdot l_{ct}}{D_i \cdot \phi_t} + 2 \right] \quad (A-1)$$

avec $G_t = \rho_w \cdot V_w$ alors (A-1) s'écrit

$$\Delta P_w = n_p \cdot \rho_w \cdot V_w^2 \left[\frac{f_t \cdot l_{ct}}{D_i \cdot \phi_t} + 2 \right] \quad (A-2)$$

avec n_p : nombre de passage;

l_{ct} : longueur de chaque tube;

ϕ_t : coefficient de correction tel que $\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$;

f_t : coefficient de frottement.

μ_p étant la viscosité dynamique à la paroi et μ celle au centre de l'écoulement, on prend $\phi_t = 1$ puisque la viscosité dynamique reste sensiblement constante pour une petite variation de température.

A.I.1/ CALCUL DE LA LONGUEUR DE CHAQUE TUBE

La surface totale de transfert s'écrit:

$$A_t = A_0 + A_f \quad (A-3)$$

avec : A_0 la surface du tube nu, $A_0 = \pi \cdot D_0 \cdot L_t$ (A-4)

L_t la longueur totale du tube nu

A_f la surface totale des ailettes

L'équation (A-3) s'écrit: $A_t = \pi \cdot D_0 \cdot L_t + A_f$ d'où :

$$L_t = \frac{A_t \left[1 - \frac{A_f}{A_t} \right]}{\pi \cdot D_0} \quad (A-5)$$

$$L_t = \frac{A_t \left[1 - 0,83 \right]}{\pi \cdot 16,4 \cdot 10^{-3}} = 3,299 \cdot A_t \quad (A-6)$$

$$L_{ct} = \frac{L_t}{N_{tt}} \quad (A-7)$$

Avec N_{tt} le nombre total de tube, calculé par l'équation de continuité.

$$\dot{m}_w = V_w \cdot N_{tt} \cdot \frac{\pi \cdot D_i \cdot \rho_w}{4 \cdot n_p} \quad (A-8)$$

Alors pour: $\rho_w = 994 \text{ kg/m}^3$

$D_i = 14,4 \text{ mm}$

$\dot{m} = 61 \text{ kg/s}$

$n_p = 3$

$$N_{tt} = \frac{4 \cdot \dot{m}_w \cdot n_p}{V_w \cdot \pi \cdot D_i^2 \cdot \rho_w} = \frac{4 \cdot 61,3}{V_w \cdot \pi \cdot (16,4 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 994} = \frac{1130,45}{V_w}$$

$$L_{ct} = \frac{3,299 \cdot A_t}{1130,45} \cdot V_w = 2,918 \cdot 10^{-3} \cdot A_t \cdot V_w \quad (A-9)$$

A.I.2/ CALCUL DU COEFFICIENT DE FROTTEMENT f_t EN FONCTION DE V_w

Pour un écoulement turbulent Wuithier [8] recommande la corrélation suivante:

$$f_t = 0,0028 + 0,25 (Re_w)^{-0,32} \quad (A-10)$$

$$\text{Sachant que } Re_w = \frac{\rho_w \cdot V_w \cdot D_i}{\mu_w} = \frac{994 \cdot 14,4 \cdot 10^{-3}}{7,63 \cdot 10^{-4}} \cdot V_w$$

$$Re_w = 1,876 \cdot 10^4 \cdot V_w$$

$$\text{d'où } f_t = 0,0028 + 1,0728 \cdot 10^{-2} \cdot V_w^{-0,32} \quad (A-11)$$

A.I.3/ CONDITION DE DETERMINATION DE V_w

A partir des équations (A-2), (A-9) et (A-11) et la condition $\Delta P_w \leq 51000$ Pa on obtient:

$$51000 \geq n_p \cdot \rho_w \cdot V_w^2 \left[(0,0028 + 1,073 \cdot 10^{-2} \cdot V_w^{-0,32}) \cdot \frac{2,918 \cdot 10^{-3} \cdot A_t \cdot V_w}{14,4 \cdot 10^{-3}} + 2 \right]$$

$$51000 \geq 2982 \cdot V_w^2 \left[(0,0028 + 1,073 \cdot 10^{-2} \cdot V_w^{-0,32}) \cdot 2,026 \cdot 10^{-1} \cdot A_t \cdot V_w + 2 \right]$$

$$2982 \cdot V_w^2 \left[5,674 \cdot 10^{-4} \cdot A_t \cdot V_w + 2,174 \cdot 10^{-9} \cdot A_t \cdot V_w^{0,68} + 2 \right] \leq 51000 \quad (A-12)$$

Le calcul itératif conduit pour une surface de $A_t = 1498,6 \text{ m}^2$ donnée dans le tableau [2] pour $T_2 = 28^\circ\text{C}$.

$$V_w^2 \cdot (0,851 V_w + 3,259 V_w^{0,68} + 2) < 17,103$$

$$V_w < 1,502 \text{ m/s}$$

on prendra: $V_w = 1,5 \text{ m/s}$

La puissance consommée pour véhiculer l'eau à cette vitesse sera calculée à partir de l'équation (A-12)

$$P_w = \frac{m_w \cdot \Delta P_w}{\eta_g \cdot \rho_w} \quad \text{avec } \eta_g = 0,71$$

$$P_w = \frac{61}{0,71 \cdot 944} \cdot 2,982 \cdot 10^3 \cdot (1,5)^2 \left[5,674 \cdot 10^{-4} \cdot A_t \cdot (1,5) + 2,174 \cdot 10^{-9} \cdot A_t \cdot (1,5)^{0,68} + 2 \right]$$

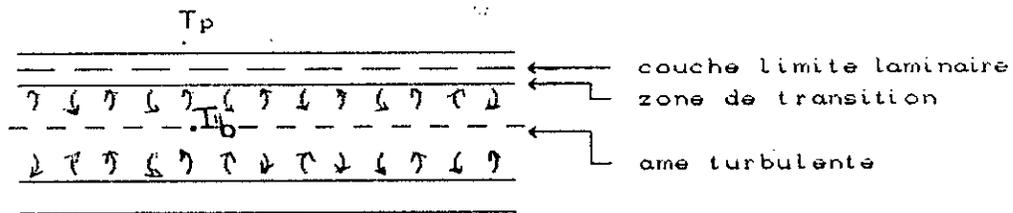
$$P_w = 2,155 \cdot A_t + 1159,8 \quad (A-13)$$

ANNEXE B

B.I/ CALCUL DU COEFFICIENT DE CONVECTION COTE EAU h_w

Les expressions définitives obtenues à partir d'analogies plus élaborées sont très compliquées et l'évaluation du nombre de Nusselt dans un écoulement et pour les conditions limites thermiques données nécessite ordinairement une intégration numérique, pour cette raison il est plus commode d'utiliser des équations semi-empiriques ou des graphiques basés sur des analogies avancées.

Illustrons le phénomène d'apparition de couche limite causé par un écoulement turbulent de fluide à l'intérieur d'une conduite lisse.



B.I.1/ CALCUL DE h_w PAR LA CORRELATION DE KAYS

Cette corrélation est citée par Younsi, N [4].

$$Nu = \frac{h_w \cdot D_i}{K_w} = 0,0155 \cdot Re_w^{0,83} \cdot Pr_w^{0,5}$$

avec $Re_w = \frac{\rho_w \cdot V_w \cdot D_i}{\mu_w}$

Les propriétés thermophysiques de l'eau sont déterminées à la température moyenne d'eau.

$$T_{m_w} = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} = \frac{33,9 + 30}{2} \approx 32 \text{ °C}$$

ρ_w kg/m ³	C_{p_w} J/kg.°C	μ_w Kg/m.s	K_w W/m.°C	Pr_w
994	4173	$7,63 \cdot 10^{-4}$	0,621	5,13

D'où

$$Re_w = \frac{994.1,5.14,4.10^{-3}}{7,63.10^{-4}} = 28139,4$$

$$Nu = 0,0155.(28139,4)^{0,83}.(5,13)^{0,5} = 173,11$$

$$h_w = \frac{K_w}{D_i} . Nu = \frac{0,621}{14,4 . 10^{-3}} . 173,11 = 7465,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$$

B.I.2/ CALCUL DE h_w PAR UNE AUTRE METHODE DE CORRELATION

Wuithier [8] propose la corrélation suivante:

$$h_w = \frac{900.(1,352 + 0,02.Tm_w).V_w^{0,8}}{D_i^{0,2}}$$

$$h_w = \frac{900.(1,352 + 0,02.32).(1,5)^{0,8}}{(14,4.10^{-3})^{0,2}} = 5790,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$$

B.I.3/ EVALUATION DE h_w PAR UNE METHODE GRAPHIQUE

L'utilisation de l'abaque (fig.B.2) donné par KREITH [2], est recommandée pour évaluer le nombre de NUSSELT, lors du refroidissement des liquides qui ont un nombre de PRANDLY supérieur à l'unité, applicable pour n'importe quel type de variation de température de paroi de sorte que la distinction entre l'apport de chaleur uniforme et la température de paroi uniforme n'est pas nécessaire.

Dans notre cas:

$$\begin{cases} Pr_w = 5,13 \\ Re_w = 28139 \end{cases}$$

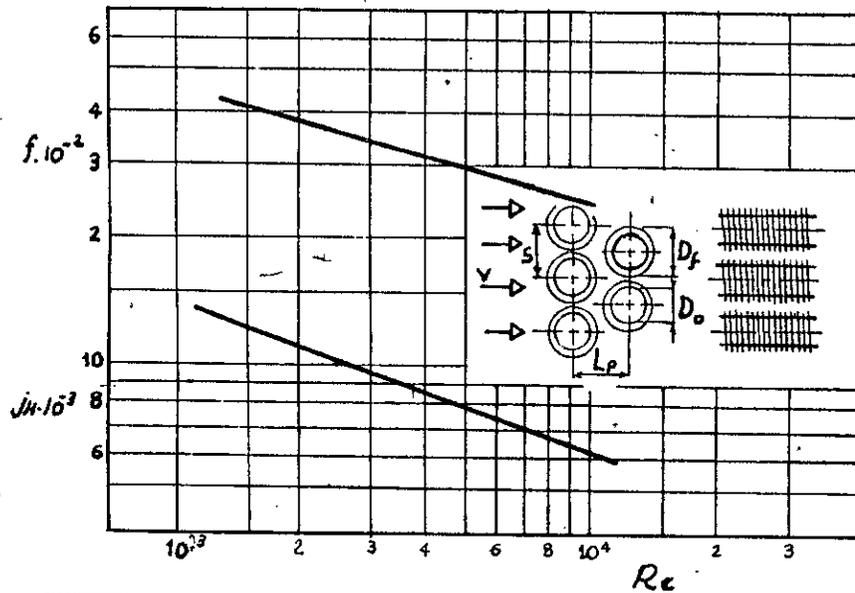


FIG.B.1 CARACTERISTIQUE DE L'ECHANGEUR DE SURFACE CF-7.05/8j
(Obtenu par KAYS et LONDON)

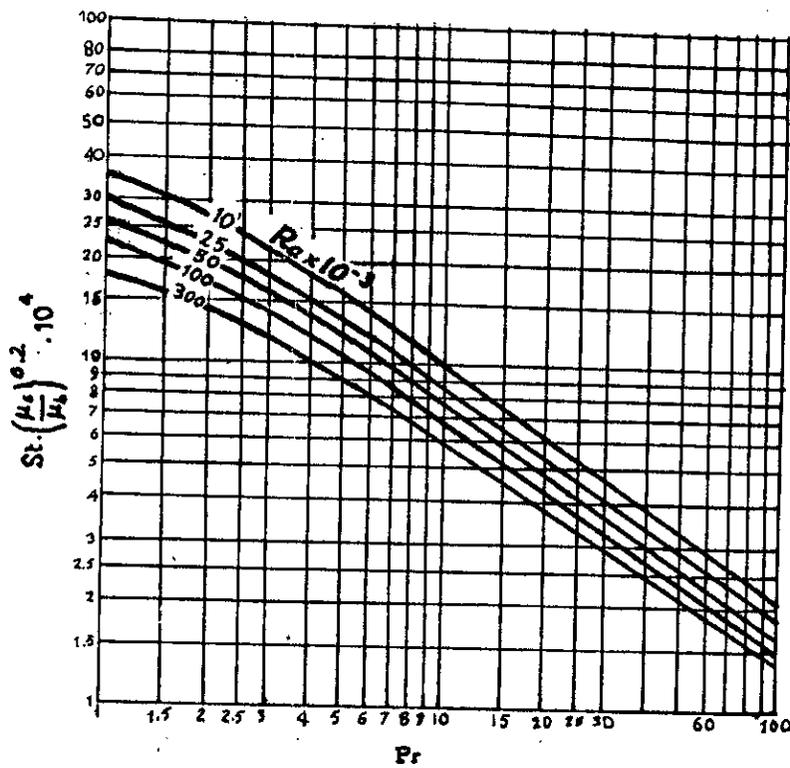


FIG.B.2 VARIATION DU NOMBRE DE STANTON EN FONCTION DU NOMBRE DE PRANDTL ET DU NOMBRE DE REYNOLDS (Obtenu par KAYS et LONDON)

Sur l'abaque (FIG B.2), on lit:

$$St. \left(\frac{\mu_p}{\mu_b} \right)^{0,20} \cdot 10^{-4} = 13,4$$

Or, pour un faible écart de température

$$\left(\frac{\mu_p}{\mu_b} \right)^{0,20} \approx 1$$

Alors:

$$St = 13,4 \cdot 10^{-4} \text{ puis;}$$

$$h_w = \frac{K_w}{D_i} \cdot Re \cdot Pr \cdot St$$

$$h_w = \frac{0,621}{14,4 \cdot 10^{-3}} \cdot 28139 \cdot 5,13 \cdot 13,4 \cdot 10^{-4} = 8341,8 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

B.I.4/ ECART ENTRE LES RESULTATS

La corrélation de KAYS, donne un résultat, intermédiaire par rapport à ceux des deux autres corrélation.

Ecart entre le résultat de la seconde corrélation par rapport à celui donné par la corrélation de KAYS.

$$\frac{7465,4 - 5790,7}{7465,4} = + 22 \%$$

Ecart entre le résultat de la troisième corrélation par rapport à celui donné par la corrélation de KAYS.

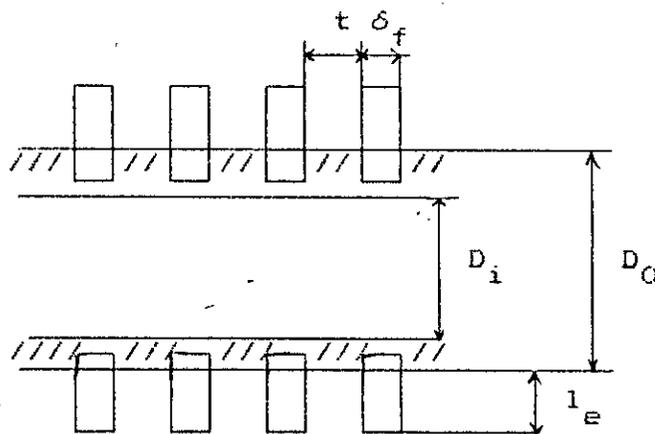
$$\frac{7465,4 - 8341,8}{7465,4} = - 12 \%$$

Remarque : Dans la suite des calculs de U global, il ne sera retenu que la valeur de h_w donné par la méthode de la corrélation de KAYS.

ANNEXE C

C.1/ CALCUL DU COEFFICIENT DE CONVECTION COTE AIR h_a PAR LA CORRELATION DE BRIGGS ET YOUNG.

Si on considère que les ailettes encastrées comme le montre la figure suivante:

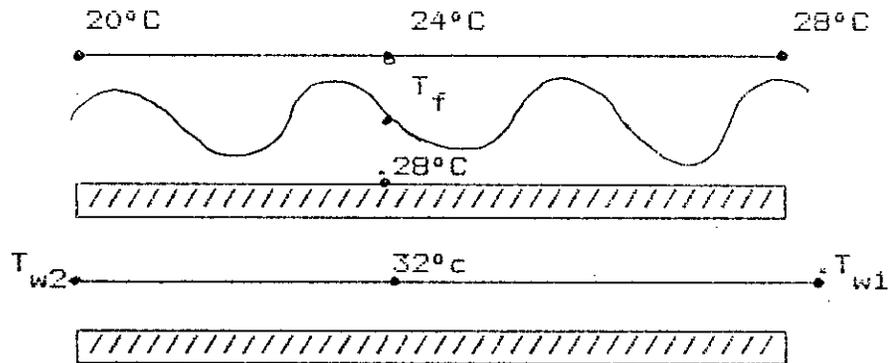


Pour calculer h_a , BRIGGS et YOUNG^[9] recommandent cette formule :

$$h_a = \frac{0,134}{D_o} \left[\frac{D_o \cdot Ga_{\max}}{\mu_a} \right]^{0,681} \cdot \lambda_a \cdot \left[\frac{Cp \cdot \mu_a}{\lambda_a} \right]^{1/3} \cdot \left[\frac{t}{l_e} \right]^{0,2} \cdot \left[\frac{t}{\delta_f} \right]^{0,1134}$$

h_a doit être déterminé à la température du film T_f .
avec $T_f = (T_p + T) / 2$

On adopte le modèle suivant :



On trouve:

$$T_f = (24 + 28) / 2 = 26 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pour les caractéristiques thermophysiques de l'air sont :

ρ_a Kg/m ³	C_p J/Kg.°C	μ_a Kg/m.s	λ_a W/m.°C	Pr
1,186	1005	$1,854 \cdot 10^{-5}$	0,026	0,72

$G_{a_{max}}$: Vitesse massique de l'air .

$$G_{a_{max}} = \rho_a \frac{V_a}{\sigma} = 1,186 \cdot \frac{4}{0,449} = 10,56 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Posons: $F_i = (t / l_e)^{0,2} \cdot (t / \delta_f)^{0,1134}$

Avec $l_e = \frac{D_f - D_o}{2} = (28,5 - 16,4) / 2 = 6,05 \text{ mm}$

$$\delta_f = 0,254 \text{ mm}$$

t : est donné par l'équation $t = 1/275 - \delta_f$

$$t = 1/275 - 0,254 \cdot 10^{-3} = 3,382 \text{ mm}$$

avec cela

$$F_i = \left[\frac{3,382}{3,05} \right]^{0,2} \cdot \left[\frac{3,382}{0,254} \right]^{0,1134} = 1,194$$

d'où:

$$h_a = \frac{0,134}{0,0164} \cdot \left[\frac{0,0164 \cdot 10,56}{1,854 \cdot 10^{-5}} \right]^{0,681} \cdot 0,026 \cdot \left[\frac{1005 \cdot 1,854 \cdot 10^{-5}}{0,026} \right]^{1/3} \cdot F_i$$

en fin

$$h_a = 114,78 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

C.2/ CALCUL DU COEFFICIENT DE CONVECTION COTE AIR PAR LA CORRELATION DE KAYS.

Dans cette méthode, le coefficient de convection coté air h_w est déterminé à partir du produit $St_a \cdot Pr_a^{2/3}$ en fonction du nombre de Reynolds qui s'écrit .

$$Re_a = \frac{G_a \cdot D_h}{\mu_a}$$

Les caractéristiques thermophysiques de l'air sont déterminées à la température du film fluide $T_f = 26^\circ\text{C}$, citées précédemment.

G_a : vitesse massique de l'air;

$$G_a = \rho_a \cdot \frac{V_a}{\sigma} = 1,186 \cdot \frac{4}{0,449} = 10,56 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$Re = \frac{10,56 \cdot 6,68 \cdot 10^{-3}}{1,854 \cdot 10^{-5}} = 3804,8$$

Pour cette valeur, on détermine le produit de KAYS et LONDON sur l'abaque (B.1), on trouve :

$$J_H \approx 8,7 \cdot 10^{-3} \quad \text{alors} \quad St \cdot Pr^{2/3} = 8,7 \cdot 10^{-3} \Rightarrow St = \frac{8,7 \cdot 10^{-3}}{Pr^{2/3}}$$

$$\text{mais} \quad St = \frac{h_a}{C_p \cdot G_a} \Rightarrow h_a = St \cdot C_p \cdot G_a$$

$$h_a = \frac{8,7 \cdot 10^{-3}}{0,72^{2/3}} \cdot 1005 \cdot 10,56 = 114,94 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_a = 114,94 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

REMARQUE

Le coefficient de convection côté air h_a , retrouvé ici par l'abaque de KAYS est identique à celui retrouvé par la corrélation de BRIGGS et YOUNG.

Dans les calculs qui suivent on adoptera la valeur de h_a donnée par la corrélation de BRIGGS et YOUNG puisqu'elle est plus précise, alors qu'une lecture sur abaque est entachée d'erreurs.

$$h_a = 114,94 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{Par l'abaque de KAYS}$$

$$h_a = 114,78 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{Par BRIGGS et YOUNG}$$

ANNEXE D

D.1/ CALCUL DU COEFFICIENT DE TRANSFERT GLOBAL U

Dans le calcul du coefficient de transfert global U on a rencontré deux formules très utilisées dans le calcul des échangeurs de chaleur à faisceaux .

D.1.1/ CALCUL DU COEFFICIENT DE TRANSFERT GLOBAL U PAR LA 1^{er} FORMULE

La 1^{er} formule s'écrit comme suit :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_w} + (D_i / (2 \cdot KA)) \ln(D_o / D_i) + (D_i / D_o) (1/h_a) + R_{sw} + R_{sa}} \quad (D-1)$$

Avec : $h_w = 7465,4 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

$h_a = 114,78 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

$KA = 203,0 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

R_{sw} = Résistance d'encrassement côté eau

R_{sa} = Résistance d'encrassement côté air

WUITHIER [8], nous donne :

$$R_{sw} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{W}$$

$$R_{sa} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{W}$$

On a alors :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{7465,4} + (0,0144 / (2 \cdot 203)) \ln(16,4 / 14,4) + (14,4 / 16,4) (1 / 114,78) + 6 \cdot 10^{-4}}$$

$$U = 119,21 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Dans cette formule :

h_a participe à 91,2% dans la détermination de U.

$1/(R_{sa}+R_{sw})$ participe à 7,2% dans la détermination de U.

h_w et K_A/D_i eux participent ensemble à 1,6% dans U.

D.1.2/ CALCUL DU COEFFICIENT DE TRANSFERT GLOBAL PAR LA SECONDE FORMULE

La formule la plus utilisée pour la détermination de U est celle citée par BRIGGS et YOUNG [9], elle s'écrit comme suit :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_a \cdot \eta_0} + \frac{e_t}{\lambda_t} \frac{A_t}{A_0} + \frac{A_t}{h_w \cdot A_i} + \frac{R_{sw} \cdot A_t}{A_i} + R_{sa} \quad (D-2)$$

Avec: h_a : Coefficient de Transfert côté air calculé par la corrélation BRIGGS et YOUNG .

h_w : Coefficient de Transfert côté air calculé par la corrélation de KAYS (ANNEXE B).

A_t : Surface Totale de Transfert

A_0 : Surface totale du tube nu

A_i : Surface totale interne

e_t : Epaisseur du tube , $e_t = (D_0 - D_i) / 2$

λ_t : Conductivité thermique du tube (pour l'acier
 $\lambda_t = 45 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$)

η_0 : Efficacité de surface telle que

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad (D-3)$$

A_f : Surface totale des ailettes dans notre cas $\frac{A_f}{A_t} = 0,83$.

η_f : Efficacité de l'ailette, elle peut être déterminé soit par abaque, soit par la formule suivante:

$$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot l_e)}{(m \cdot l_e)} \quad \text{avec } m = \left(\frac{2 \cdot h_a}{K_A \cdot \delta_f} \right)^{0,5} \quad (D-4)$$

ailette en aluminium de $K_A = 203 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

$$\text{d'où } m \cdot l_e = 6,05 \cdot 10^{-3} \left[\frac{2 \cdot 114,78}{203 \cdot 0,254 \cdot 10^{-3}} \right]^{0,5} = 0,404$$

$$\eta_f = \frac{\tanh 0,404}{0,404} = 0,949$$

$$\text{d'où } \eta_0 = 1 - 0,83 (1 - 0,949) = 0,958$$

$$\text{Calcul de } \frac{A_t}{A_0} \text{ et } \frac{A_t}{A_i};$$

$$A_t = \pi \left[D_0 + 275 \cdot \frac{1}{4} (D_f^2 - D_0^2) \cdot 2 \right] \cdot L$$

$$A_t = \pi \left[16,4 \cdot 10^{-3} + \frac{275}{2} ((28,5)^2 - (16,4)^2) 10^{-6} \right] \cdot L = 0,2862 \cdot L$$

$$A_0 = \pi \cdot D_0 \cdot L = 0,0515 \cdot L$$

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L = 0,0452 \cdot L$$

$$\frac{A_t}{A_0} = \frac{0,2862 \cdot L}{0,0515 \cdot L} = 5,555$$

$$\frac{A_t}{A_i} = \frac{0,2862 \cdot L}{0,0452 \cdot L} = 6,326$$

Le calcul de U sera effectué alors par cette formule

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{109,959} + \frac{1}{8100,81} + \frac{1}{1180,114} + \frac{1}{790,39} + \frac{1}{2500}$$

$$U = 85,25 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Participation en pourcentage dans U

h_a participe à 77,5 %

$1/(R_{sa} + R_{sw})$ participe à 14,2 %

h_w participe à 7,22 %

Le facteur le plus déterminant dans U est h_a . Si on souhaite optimiser U, il faut optimiser h_a .

ANNEXE E

E/ DETERMINATION DE LA VITESSE FRONTALE DE L'AIR à L'ENTREE DE L'ECHANGEUR.

La puissance développée pour faire circuler l'air et l'eau ne doit pas dépasser en générale 12 % de la puissance à produire. Comme la vitesse de l'air est déterminante dans le calcul de la puissance de soufflage, il serait nécessaire de fixer auparavant la vitesse de l'écoulement de l'air pour réaliser cette condition.

Donc nous allons chercher à retrouver la formule de la puissance consommée en fonction de la vitesse frontale de l'air, puis fixer celle-ci pour réaliser la condition $P_c(V_a) \leq 0,12 \text{ MW}$.

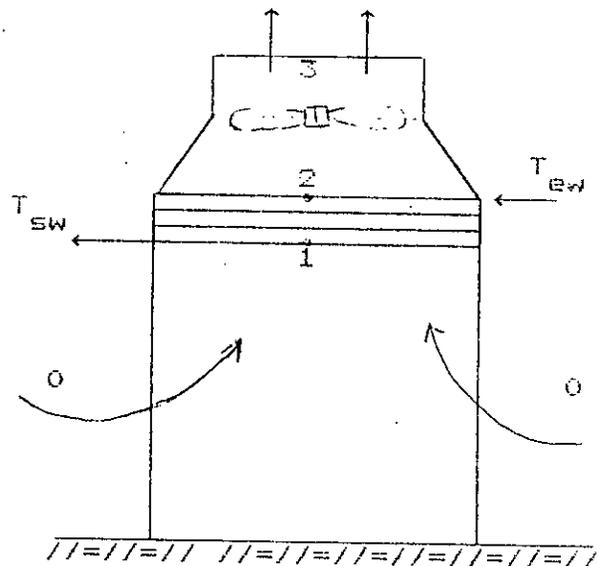
E.1/ DETERMINATION DE LA PUISSANCE CONSOMMEE EN FONCTION DE LA VITESSE FRONTALE DE L'AIR $P_c = f(V_a)$

E.1.1/ DETERMINATION DES PERTES DE CHARGES A L'ENTREE DE L'ECHANGEUR .

L'équation de Bernoulli s'écrit entre 0 et 1 :

$$P_0 + \frac{\rho_0 V_0^2}{2} + \rho_0 \cdot g \cdot z_0 = P_1 + \frac{\rho_1 V_1^2}{2} + \rho_1 \cdot g \cdot z_1$$

On Prend $\rho_1 = \rho_0 ; z_1 = 1$
 $V_0 = 0 ; z_0 = 0$



Il s'ensuit :

$$\Delta P_1 = P_0 - P_1 = \frac{1}{2} \cdot \rho_1 \cdot V_1^2 + \rho_1 \cdot g \cdot z_1 \quad (E-1)$$

$$\Delta P_1 = \frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot V_a^2 + 1,21 \cdot 9,81 \cdot 1$$

$$\Delta P_1 = 0,605 \cdot V_a^2 + 12,87 \quad \text{N/m}^2$$

E.1.2/ DETERMINATION DES PERTES DE CHARGES A TRAVERS L'ECHANGEUR .

Pour déterminer les pertes de charges à travers l'échangeur Robinson & Briggs [10] recommandent cette formule:

$$\Delta P_e = \frac{F_a \cdot G_{\max}^2 \cdot N_r}{\rho_{ma}} \quad (E-2)$$

Avec :

$$F_a = 18,93 \cdot \left[\frac{D_0 \cdot G_{\max}}{\mu_a} \right]^{-0,316} \left[\frac{S}{D_0} \right]^{-0,927} \quad (E-3)$$

Avec :

N_r : Nombre de rangées de tubes ailetées.

ρ_{ma} : Masse volumique moyenne de l'air : $\rho_{ma} = 1,18 \text{ kg/m}^3$.

$$F_a = 18,93 \left[\frac{16,4 \cdot 10^{-3} \cdot 1,18 \cdot V_a}{0,449 \cdot 1,854 \cdot 10^{-5}} \right]^{-0,316} \left[\frac{31,3}{16,4} \right]^{-0,927}$$

$$F_a = 0,897 \cdot V_a^{-0,316}$$

$$N_r = \frac{N_{tt}}{N_s} \quad (E-4) \quad N_s: \text{Nombre de tube en série}$$

$$\left. \begin{aligned} S_f &= N_s \cdot S \cdot L_{ct} \\ S_f &= \frac{Q_a}{V_a} \end{aligned} \right\} \Rightarrow N_s = \frac{Q_a}{S \cdot L_{ct} \cdot V_a} \quad (E-5)$$

N_{tt} et L_{ct} sont définis dans l'annexe A.

$$N_{tt} = \frac{1130,45}{1,5} = 753,63 \quad \text{on prend} \quad N_{tt} = 753$$

$$N_r = \frac{753 \cdot 31,3 \cdot 10^{-3} \cdot 4,377 \cdot 10^{-3} \cdot V_a \cdot A_t}{Q_a}$$

$$N_r = \frac{0,10317 \cdot A_t \cdot V_a}{Q_a} \quad (E-6)$$

D'où :

$$N_s = \frac{N_{tt}}{N_r} = \frac{753 \cdot Q_a}{0,10317 \cdot A_t \cdot V_a} = 7298,51 \frac{Q_a}{A_t \cdot V_a} \quad (E-7)$$

Donc (E-2) s'écrit avec $G_{\max} = \rho_{ma} \frac{V_a}{\sigma}$

$$\Delta P_e = \frac{0,897 \cdot V_a^{-0,316} \cdot 1,18 \cdot V_a^2}{(0,449)^2} \cdot \frac{0,10317 \cdot A_t \cdot V_a}{Q_a}$$

$$\Delta P_e = 0,54167 \cdot \frac{A_t}{Q_a} \cdot V_a^{2,684} \quad (E-8)$$

E.1.3/ DETERMINATION DES PERTES DE CHARGES A TRAVERS LE VENTILATEUR :

Cette perte de charges est donnée par la formule suivante :

$$\Delta P_v = \frac{\rho_{av} \cdot V_{av}^2}{2} \quad (E-9)$$

Avec :

ρ_{av} : Densité de l'air dans les conditions du ventilateur.

V_{av} : Vitesse de l'air à travers le ventilateur.

Supposons que notre système contient 6 ventilateurs et que :

$$\frac{V_{av}}{V_a} = 1,8 \quad \Rightarrow \quad V_{av} = 1,8 \cdot V_a$$

Pour le calcul de ρ_{av} on utilise la formule suivante :

$$\rho_{av} = \rho_{20} \cdot \frac{293}{293 \cdot T_2} \cdot F \quad (E-10)$$

Où F est le facteur de correction qui dépend de l'altitude.
Pour une altitude de 60 m au dessus du niveau de la mer :

$$F = 0,993 \quad \text{d'où :}$$

$$\rho_{av} = 1,2 \cdot \frac{293}{293 + 28} \cdot 0,993 = 1,09 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Enfin : } \Delta P_v = \frac{1,09 \cdot (1,8 \cdot V_a)^2}{2} \cdot 6 = 10,595 \cdot V_a^2$$

$$\Delta P_v = 10,595 \cdot V_a^2 \quad (E-11)$$

E.1.4/ PERTE DE PRESSION TOTALE .

$$\Delta P_t = \Delta P_i + \Delta P_e + \Delta P_v$$

$$\Delta P_t = 0,605.V_a^2 + 11,87 + 0,54167 \cdot \frac{A_t}{Q_a} \cdot V_a^{2,084} + 10,595.V_a^2$$

$$\Delta P_t = 0,54167 \cdot \frac{A_t}{Q_a} \cdot V_a^{2,084} + 11,2.V_a^2 + 11,87 \quad (E-12)$$

E.1.5/ LA PUISSANCE TOTALE DE SOUFFLAGE .

La puissance consommée par les ventilateurs s'écrit :

$$P_v = \frac{Q_a \cdot \Delta P_t}{\eta_m \cdot \eta_v} \quad (E-13)$$

Avec η_m et η_v sont respectivement l'efficacité de l'entraînement et du entilateur. En pratique, on prend :

$$\eta_m = 0,95$$

$$\eta_v = 0,7$$

On recommande d'installer une puissance supérieure.

En tenant compte du rendement électrique et du fonctionnement en hiver.

P_i : Puissance installée.

$$P_i = 1,2 \cdot P_v = \frac{1,2}{0,7 \cdot 0,95} \cdot Q_a \cdot \Delta P_t$$

$$P_i = 1,767 \cdot Q_a \cdot \Delta P_t \quad (E-14)$$

$$P_i = 1,767 \cdot Q_a \cdot \left[0,54167 \cdot \frac{A_t}{Q_a} \cdot V_a^{2,081} + 11,2 \cdot V_a^2 + 11,87 \right]$$

$$P_i = 0,9573 \cdot A_t \cdot V_a^{2,084} + 19,79 \cdot Q_a \cdot V_a^2 + 20,97 \cdot Q_a \quad (E-15)$$

E.2/ PUISSANCE CONCOMMEE P_c

$$P_c = P_i + P_w \quad \text{fonction des équations (A-13) et (E-15)}$$

$$P_c = 0,9573 \cdot A_t \cdot V_a^{2,084} + 19,79 \cdot Q_a \cdot V_a^2 + 20,97 \cdot Q_a + 2,155 \cdot A_t + 1159,8$$

Mais ici A_t est aussi en fonction de V_a pour T_2 constante, alors que le débit est constant avec V_a pour T_2 constante.

E.2.1/ DETERMINATION DE LA SURFACE TOTALE DE TRANSFERT EN FONCTION DE LA VITESSE FRONTALE DE L'AIR $A_t = f(V_a)$

La formule de Briggs nous donne : $h_a = f(V_a)$ comme :

$$h_a = 44,654 \cdot V_a^{0,681} \quad (\text{annexe C})$$

$$\eta_0 = 0,17 + 0,83 \cdot \eta_f \quad \text{avec} \quad \eta_f = \frac{\text{th}(m \cdot l_e)}{m \cdot l_e} \quad \text{qui s'écrit :}$$

$$\eta_f = \frac{\text{th}(0,252 \cdot V_a^{0,3405})}{0,252 \cdot V_a^{0,3405}} \quad \text{puisque} \quad m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_a}{K_a \cdot S_f}}$$

$$\text{Puis } Re = \frac{D_h \cdot \rho_a}{\sigma \cdot \mu_a} \cdot V_a$$

$$Re = \frac{6,68 \cdot 10^{-3} \cdot 1,186}{0,449 \cdot 1,854 \cdot 10^{-5}} \cdot V_a = 951,71 \cdot V_a$$

Puis :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_a \cdot \eta_0} + \text{Cste}}$$

Cette constante ne dépend pas de V_a .

Déterminons alors cette constante :

Pour :

$$\left\{ \begin{array}{l} V_a = 4 \text{ m/s.} \\ h_a = 114,78 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \\ \eta_0 = 0,958 \\ U = 85,25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{array} \right.$$

$$\text{Cste} = \frac{1}{U} - \frac{1}{h_a \cdot \eta_0} = \frac{1}{85,25} - \frac{1}{114,78 \cdot 0,958} = 2,636 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$$

D'où :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_a \cdot \eta_0} + \frac{1}{379,373}}$$

$$\text{Enfin } A_t \text{ pour } T_2 = 28 \text{ °C} \quad A_t = \frac{127751,47}{U}$$

$$A_t = \frac{127751,47}{\frac{1}{\frac{1}{h_a \cdot \eta_0} + \frac{1}{379,373}}}$$

$$A_t = 127751,47 \cdot \left(\frac{1}{h_a \cdot \eta_0} + \frac{1}{379,373} \right)$$

$$A_t = \frac{127751,47}{44,654 \cdot V_a^{0,681} \left[0,17 + 0,83 \cdot \frac{\text{th}(0,252 \cdot V_a^{0,34})}{0,525 \cdot V_a^{0,34}} \right]} + 336,744$$

$$A_t = \frac{2861}{V_a^{0,681} \left[0,17 + 0,83 \cdot \frac{\text{th}(0,252 \cdot V_a^{0,34})}{0,525 \cdot V_a^{0,34}} \right]} + 336,744$$

Donc c'est la forme $A_t = f(V_a)$.

Enfin on pourra écrire maintenant $P_c = f(V_a)$.

$$P_c = \frac{2738,8 \cdot V_a^{2,009}}{0,17 + 0,83 \cdot \frac{\text{th}(0,252 \cdot V_a^{0,34})}{0,525 \cdot V_a^{0,34}}} + 322,36 \cdot V_a^{2,684} + 19,79 \cdot Q_a \cdot V_a^2 +$$

$$20,97 \cdot Q_a + \frac{6165,4}{V_a^{0,681} \left[0,17 + 0,83 \cdot \frac{\text{th}(0,252 \cdot V_a^{0,34})}{0,525 \cdot V_a^{0,34}} \right]} + 1885,5$$

Les valeurs de P_c sont consignées dans le tableau suivant en fonction de V_a .

Tableau [3]:

Tableau [3]:

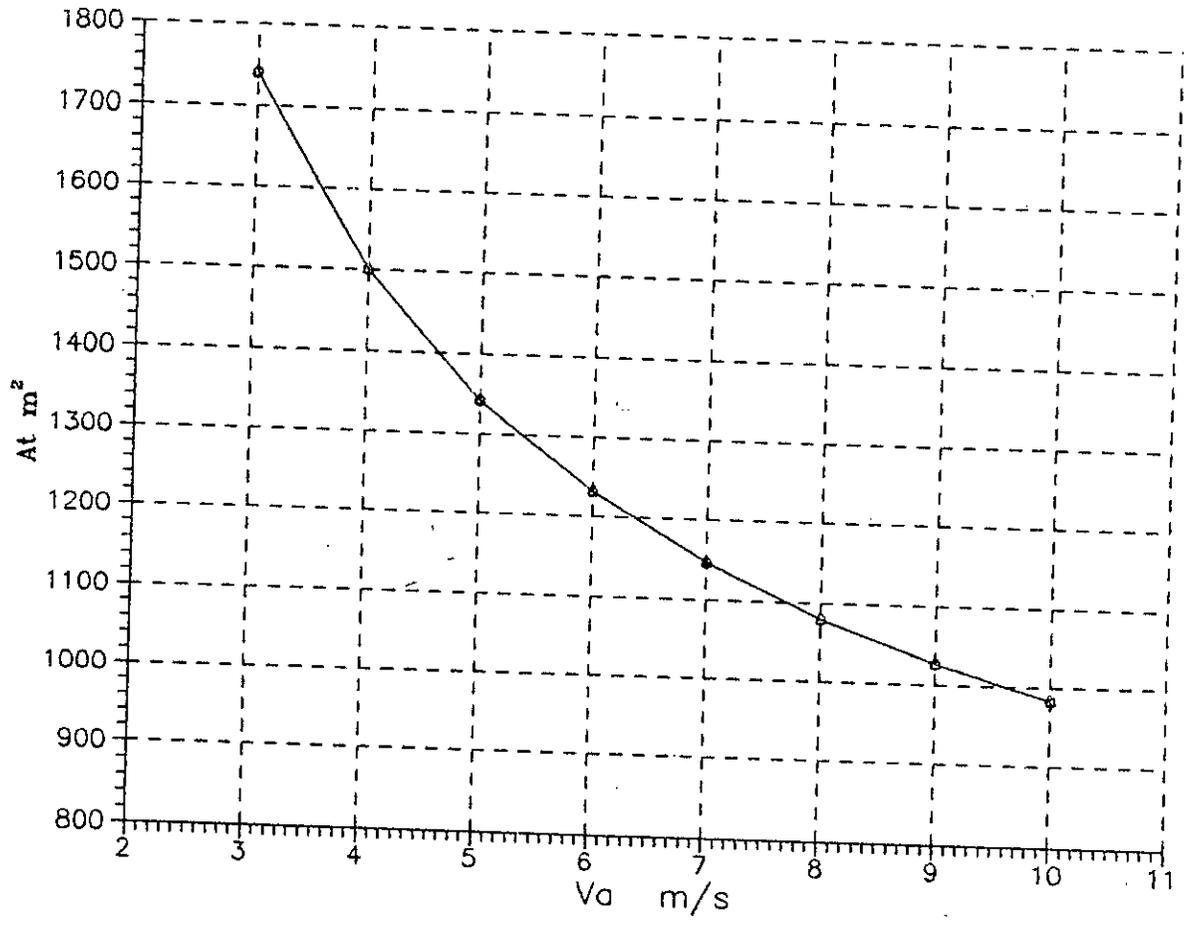
V_a m/s	h_a W/m ² .°C	η_0	Re	U W/m ² .°C	A_t m ²	P_c kW
3	94,36	0,965	2855	73,43	1741	56,997
4	114,78	0,958	3807	85,25	1500	98,075
5	133,62	0,951	4759	95,19	1342	153,231
6	151,28	0,945	5710	103,83	1231	223,049
7	168,02	0,939	6662	111,43	1147	308,228
8	184,02	0,934	7614	118,29	1080	409,204
9	199,39	0,929	8565	124,46	1027	526,743
10	214,22	0,925	9517	130,17	982	661,104

Ce tableau a été tracé pour :

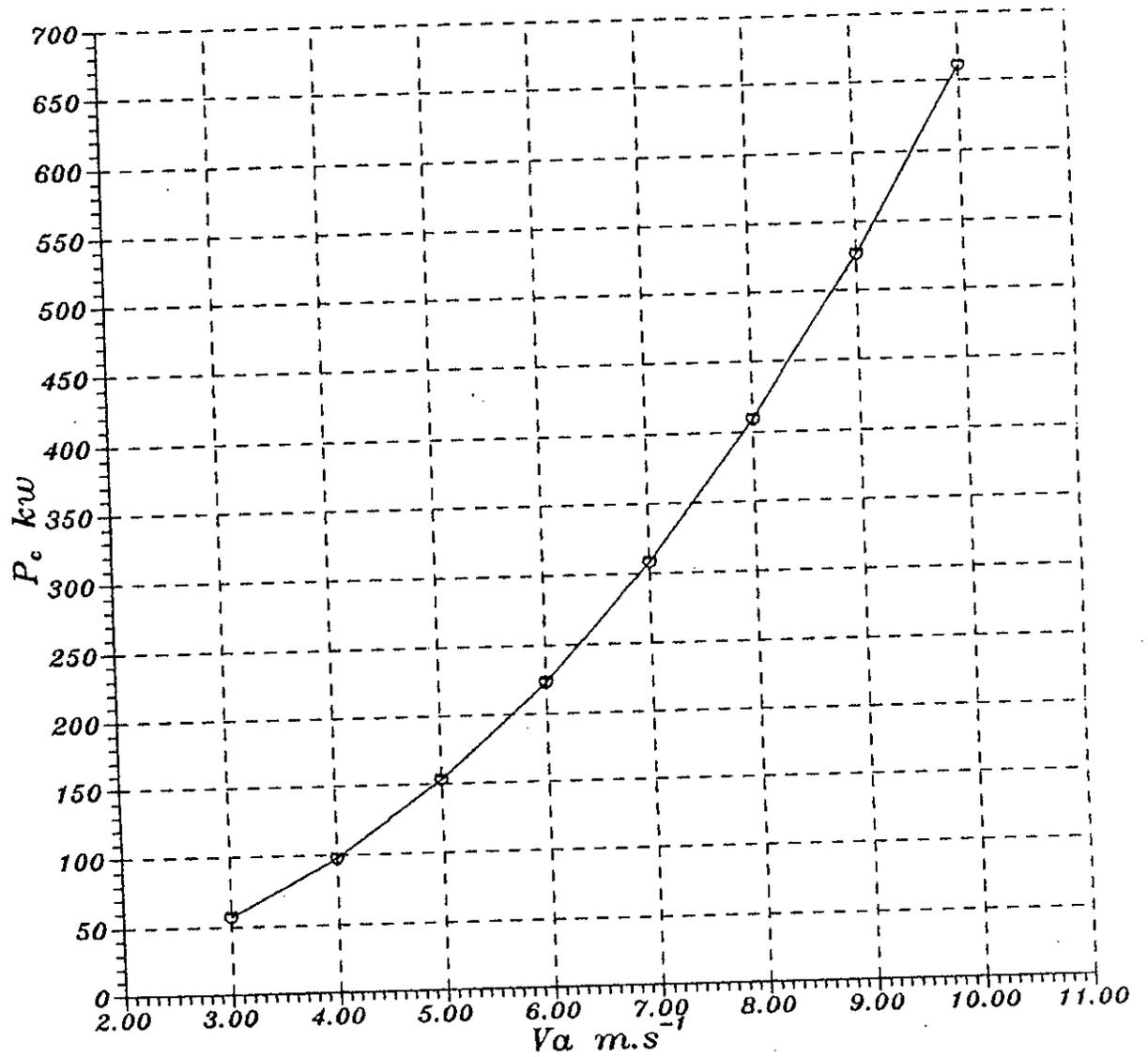
$$T_2 = 28 \text{ °C} \quad \text{alors} \quad Q_a = 102 \text{ m}^3/\text{s}$$

Donc: $P_c \leq 120 \text{ kW}$ est satisfaite pour $V_a = 4 \text{ m/s}$.

On prendra alors $V_a = 4 \text{ m/s}$.



(fig.E.3) EVOLUTION DE LA SURFACE D'ECHANGE DE CHALEUR A_t EN FONCTION DE LA VITESSE V_a POUR $T_2 = 28$ C.



(FIG.E.4) EVOLUTION DE LA PUISSANCE CONSOMMEE P_c EN FONCTION DE LA VITESSE FRONTALE DE L'AIR V_a POUR $T_2=28$ c

ANNEXE F

F/ EVALUATION DES PERFORMANCES DU VENTILATEUR AXIAL DE LA TOUR DE REFROIDISSEMENT HUMIDE

La mesure des dimensions de la pale du ventilateur nous donne (fig.F.5).

$$R_1 = 170 \text{ mm} \quad \dots \quad C_1 = 250 \text{ mm}$$

$$R_2 = 1100 \text{ mm} \quad \dots \quad C_2 = 205 \text{ mm}$$

On calcule le rayon moyen par la formule suivante:

$$R_m = (R_1 + R_2) / 2 = (170 + 1100) / 2 = 635 \text{ mm}$$

pour R_m on a: $C_m = 220 \text{ mm}$

Au niveau de ce rayon moyen, on mesure les angles β_1^* et β_2^* à l'aide d'un rapporteur d'angle (fig.F.6), on trouve:

$$\beta_1^* = 33^\circ$$

$$\beta_2^* = 44^\circ$$

Ces deux valeurs présentent une grande incertitude du fait de la difficulté de la mesure.

Pour la suite des calculs:

on supposera $\alpha_1 = 90^\circ$
 $\eta_g = 70 \%$

La vitesse de rotation est estimée à 1000 tr /min

Déterminons alors le débit d'air approximatif qui traverse le ventilateur.

Avec les mesures et les suppositions qu'on avait faites, on trace les triangles de vitesses à l'entrée et à la sortie d'une pale. les résultats sont portés sur la figure (fig.F.7).

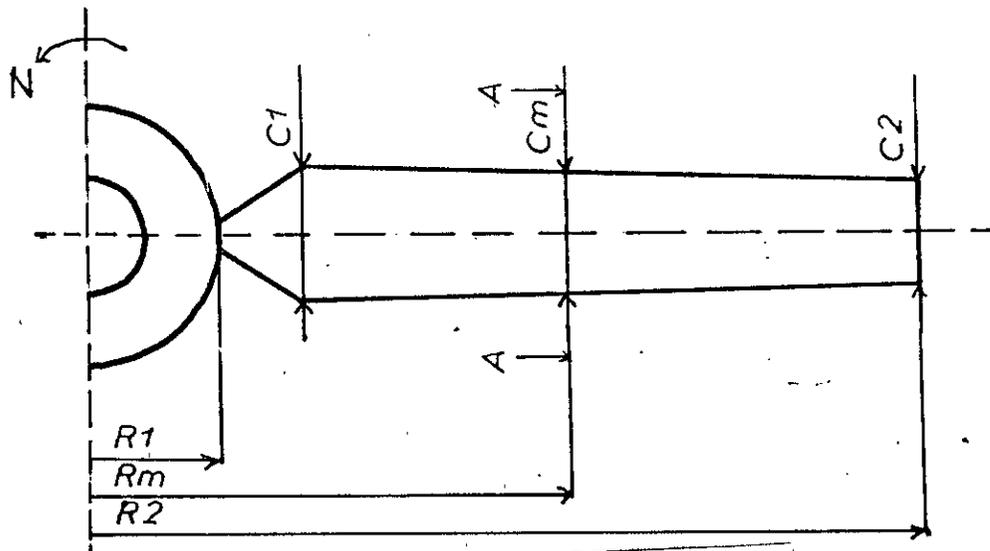


FIG.F.5 REPRESENTATION D'UNE PALE

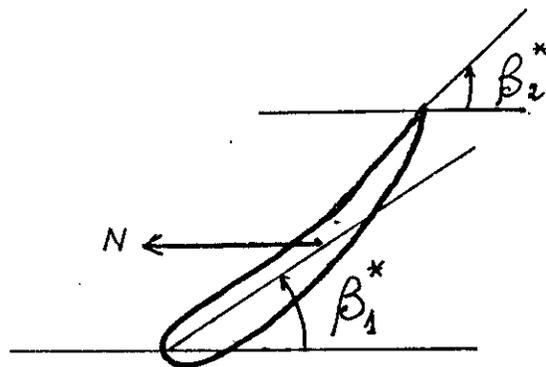


FIG.F.6 COUPE A-A

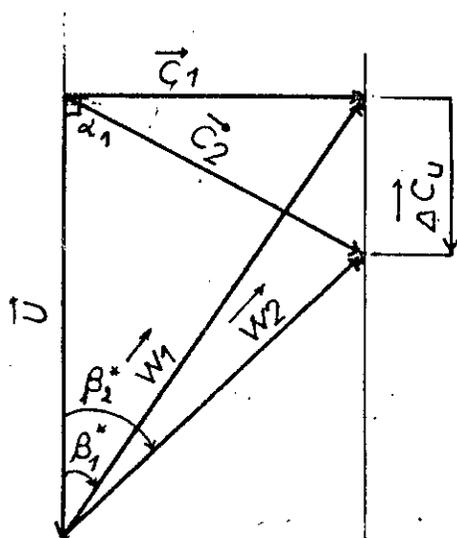


FIG.F.7 TRIANGLES DES VITESSES

Le travail fourni par le ventilateur se calcule comme suit

$$W_{12} = U.(C_{2u} - C_{1u}) = U.C_{2u} \quad \text{puisque } C_{1u} = 0.$$

$$\text{ou : } W_{12} = U.\Delta C_u$$

$$U = \omega.R_m = \frac{\pi.N}{30}.R_m = \frac{\pi.10^{-2}}{30}.63,5.10^{-2} = 66,5 \text{ m/s.}$$

$$\text{Mais : } W_{12} = g.H_{th} \quad \Rightarrow \quad H_{th} = U.\Delta C_u/g.$$

$$P_m = P_f \cdot \frac{1}{\eta_g} \quad \text{Avec } P_m : \text{ Puissance fournie par le moteur.}$$

~ et $P_f : \text{ Puissance reçue par le fluide.}$

$$\text{On sait que : } P_f = \rho.g.H_{th}.Q_a = \dot{m}.U.\Delta C_u. \quad \text{alors :}$$

$$\dot{m}.\Delta C_u = \frac{\eta_g.P_m}{U} = \frac{0,7.17.745,7}{66,5} = 133,4 \text{ N.}$$

Le calcul de ΔC_u se fait en appliquant les lois de la géométries des triangles (Fig.F.7) on a :

$$C_1/U = \text{tg } \beta_1^* \quad \Rightarrow \quad C_1 = U.\text{tg } \beta_1^* = 66,5.\text{tg } 33^\circ = 43,18 \text{ m/s.}$$

$$\text{et } W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2} = \sqrt{(43,18)^2 + (66,5)^2} = 79,29 \text{ m/s.}$$

La résolution du système suivant nous donne la valeur de ΔC_u :

$$\begin{cases} W_2.\text{Cos } 11^\circ + \Delta C_u.\text{Cos } 33^\circ = W_1 & (1) \\ W_2.\text{Sin } 11^\circ = \Delta C_u.\text{Sin } 33^\circ & (2) \end{cases}$$

$$(2) \quad \Rightarrow \quad W_2 = \frac{\text{Sin } 33^\circ}{\text{Sin } 11^\circ} \Delta C_u.$$

En combinant avec l'équation (1), on aura :

$$\Delta C_u \cdot \left(\frac{\sin 33^\circ}{\operatorname{tg} 11^\circ} + \cos 33^\circ \right) = W_1$$

$$\Delta C_u = \frac{W_1}{\left(\frac{\sin 33^\circ}{\operatorname{tg} 11^\circ} + \cos 33^\circ \right)} = \frac{79,27}{3,64} = 21,77 \text{ m/s}$$

$$\text{Alors } \dot{m}_a = \frac{133,4}{21,77} = 6,13 \text{ kg/s}$$

$$\text{Le débit volumique } Q_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} \text{ à } 20^\circ\text{C} \quad \rho_a = 1,21 \text{ kg/m}^3$$

Alors :

$$Q_a = \frac{6,13}{1,21} = 5,06 \text{ m}^3/\text{s}$$

Pour estimer la vitesse frontale de l'air on prélève les dimensions suivantes (Fig.F.8) et (Fig.F.9):

$$\begin{array}{l} 2.1 = 2.106 = 212 \text{ cm} \\ h = 180 \text{ cm} \end{array} \left| \begin{array}{l} S_f = 2.1.h = 2,12.1,8 = 3,816 \text{ m}^2 \end{array} \right.$$

La section de passage dans le ventilateur est :

$$S_p = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) = \pi (R_2^2 - R_1^2) = \pi (1,1^2 - 0,17^2) = 3,71 \text{ m}^2$$

L'équation de continuité s'écrit :

$$\dot{m}_a = 2 \cdot \rho_a \cdot V_a \cdot S_f \quad \text{d'où : } V_a = \frac{\dot{m}_a}{2 \cdot \rho_a \cdot S_f} = \frac{Q_a}{2 \cdot S_f} = \frac{5,066}{2 \cdot 3,816} = 0,664 \text{ m/s}$$

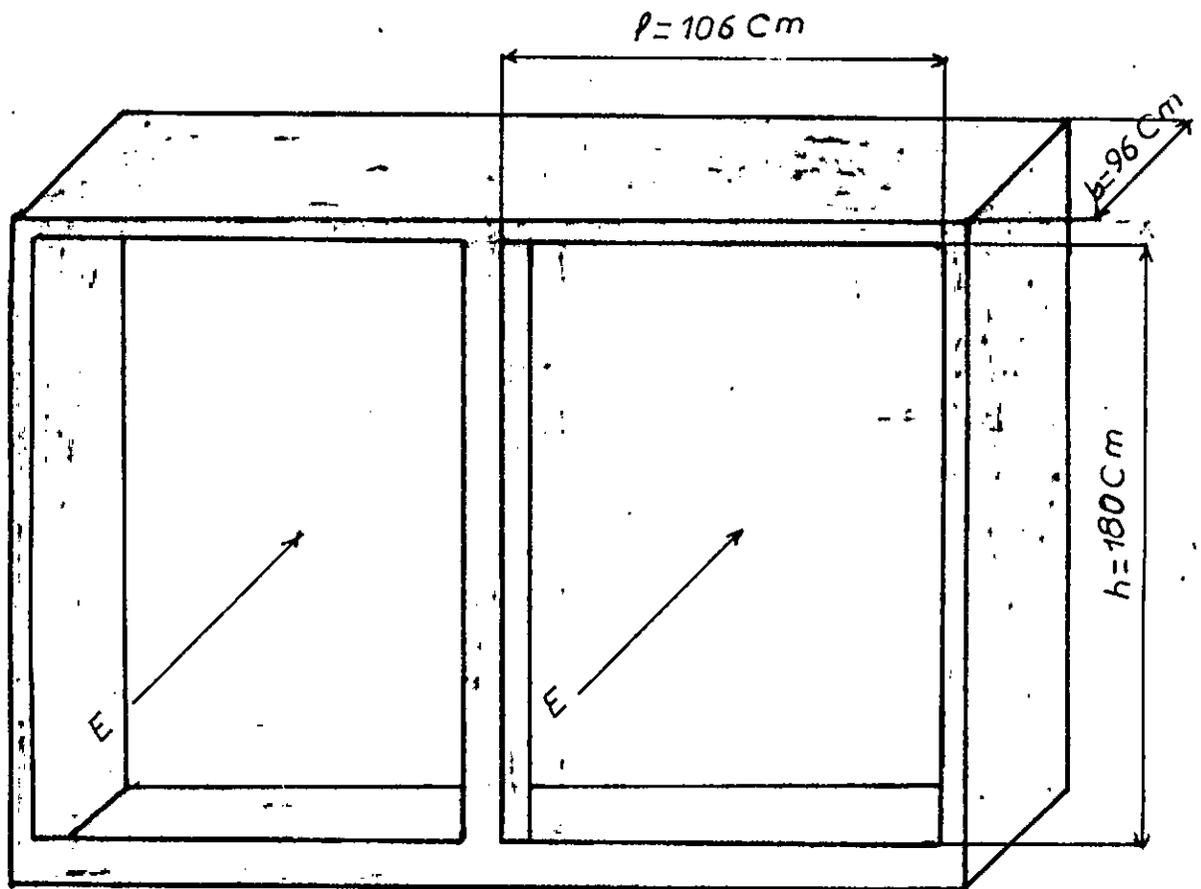


FIG.F.8 LOGEMENT DES CELLULES

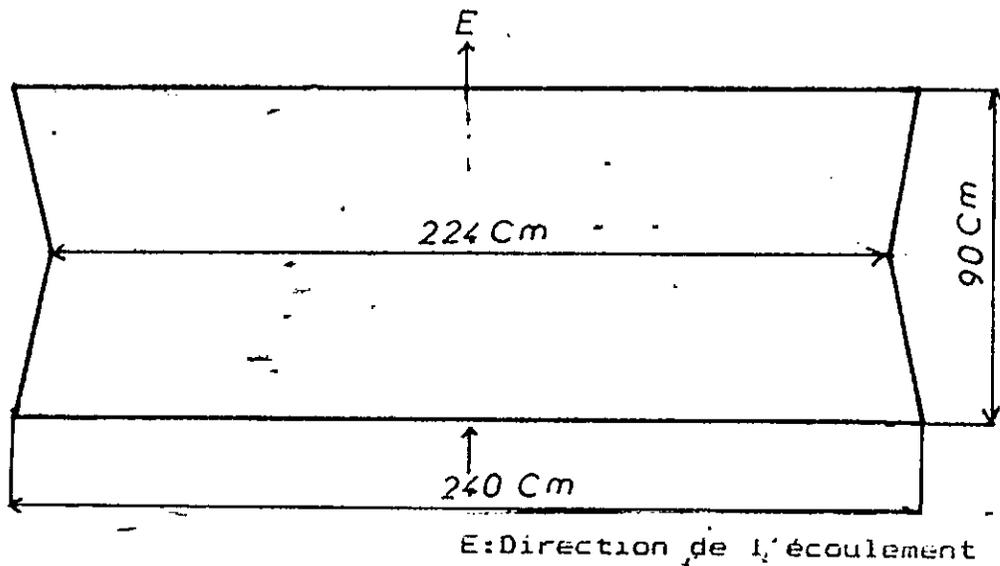


FIG.F.9 LOGEMENT DU VENTILATEUR

ANNEXE G

G/ DIMENSIONNEMENT DU VEINTILATEUR AXIAL DE LA TOUR SECHE.

Le débit total d'air à souffler est $102 \text{ m}^3/\text{s}$ et la surface totale de transfert est de $1498,6 \text{ m}^2$.

La puissance des ventilateurs est donnée par la formule :

$$P_v = \frac{Q_a \cdot \Delta P_t}{\eta_v}$$

Avec $\eta_v = 0,7$ rendement du ventilateur (tenant compte des pertes volumétriques et manométriques).

$$\Delta P_t = 0,54167 \cdot \frac{A_t}{Q_a} \cdot V_a^{2,614} + 11,2 \cdot V_a^2 + 11,87 \quad (\text{E-12})$$

Dans notre cas :

$$\Delta P_t = 0,54167 \cdot \frac{1500}{102} \cdot 4^{2,684} + 11,2 \cdot 4^2 + 11,87$$

$$\Delta P_t = 520,04 \text{ N/m}^2$$

$$P_v = \frac{102 \cdot 520,04}{0,7} = 75777,26 \text{ W}$$

On suppose un nombre de ventilateurs égal à 6 $n = 6$.

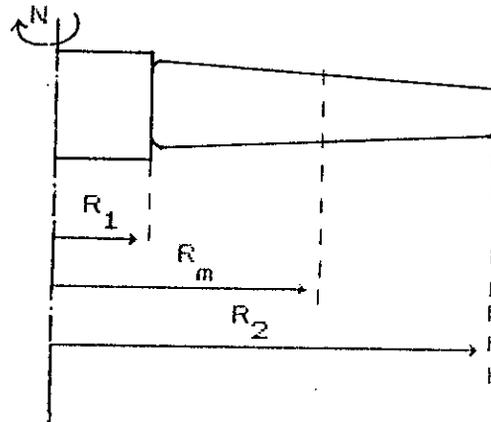
$$\frac{D_1}{D_2} = 0,2 \quad \rightarrow \quad \frac{R_2}{R_1} = 5$$

$$\frac{V_{av}}{V_a} = 1,8 \quad \text{supposition faite dans (E-9)}$$

d'où on tire la puissance d'un ventilateur :

$$P_{vi} = \frac{P_v}{6} = \frac{75777,26}{6} = 12629,5 \quad \text{W}$$

$$\text{Or : } \frac{V_{av}}{v_a} = \frac{S_f}{S_p} = 1,8$$



V_{av} : Vitesse de l'air à travers le ventilateur.

S_f : Surface frontale de l'échangeur.

S_p : Section de passage dans le ventilateur (annexe F).

Or :

$$S_p = \pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) = \pi \cdot R_2^2 \left(1 - \frac{1}{25} \right) = 0,96 \cdot \pi \cdot R_2^2$$

$$S_f = 25,5 \quad \text{m}^2$$

$$\text{D'où : } 6 \cdot S_p = \frac{S_f}{1,8} \quad \Rightarrow \quad S_p = \frac{S_f}{6 \cdot 1,8} = \frac{25,5}{10,8} = 2,361 \quad \text{m}^2$$

$$S_p = 0,96 \cdot \pi \cdot R_2^2 \quad \Rightarrow \quad R_2 = \sqrt{\frac{S_p}{0,96 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{2,361}{0,96 \cdot \pi}} = 0,885 \quad \text{m}$$

Alors :

$$R_2 = 0,885 \quad \text{m} \quad \Rightarrow \quad R_m = \frac{R_2 + R_1}{2} = \frac{R_2}{2} + \frac{R_2/5}{2} = R_2 \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{10} \right)$$

$$R_m = 0,531 \quad \text{m}$$

Le problème consiste en la détermination de l'angle β_1^* au rayon moyen R_m , en supposant une valeur de β_1^* et U .

On supposera de plus que $U_2 \leq 75 \text{ m/s}$ pour qu'il n'y ait pas de phénomène de nuisance acoustique, décollement ...etc.

On prendra : $U_2 = 60 \text{ m/s}$.

$$U_2 = \omega \cdot R_2 \quad \Rightarrow \quad \omega = \frac{U_2}{R_2} = \frac{60}{0,855} = 70,175 \text{ rd/s.}$$

$$U_m = \omega \cdot R_m = 70,175 \cdot 0,531 = 37,263 \text{ m/s.}$$

$$N = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 70,175}{\pi} = 670 \text{ tr/mn.}$$

On pose :

$$\alpha_1 = 90^\circ.$$

au rayon moyen.

$$\beta_1^* = 30^\circ.$$

Dans l'annexe F on a établi les équations suivantes :

$$\dot{m} \cdot \Delta C_u = \frac{P_{v1}}{U_m} \quad \Rightarrow \quad \Delta C_u = \frac{P_{v1}}{U_m \cdot \dot{m}} = \frac{12629,5}{37,263 \cdot \frac{102}{6} \cdot 1,211}$$

$$\text{Puisque } \dot{m} = \rho_a \cdot Q_a \quad \Rightarrow \quad \dot{m} = \frac{\rho_a \cdot Q_a}{6} = \frac{102 \cdot 1,211}{6} = 20,5 \text{ kg/s}$$

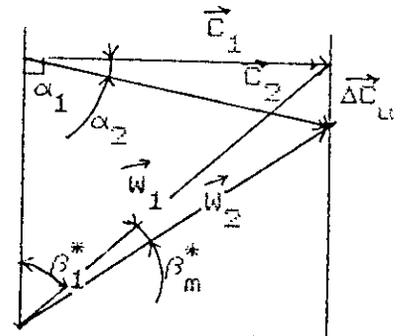
$$\Delta C_u = 16,477 \text{ m/s.}$$

$$C_1 = U_m \cdot \text{tg } \beta_1^* = 37,263 \cdot \text{tg } 30^\circ$$

$$C_1 = 21,514 \text{ m/s.}$$

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U_m^2} = \sqrt{21,510^2 + 37,263^2}$$

$$W_1 = 43,03 \text{ m/s}$$



$$\begin{cases} W_2 \cdot \cos \beta_m^* + \Delta C_u \cdot \cos \beta_1^* = W_1 & (1) \\ W_2 \cdot \sin \beta_m^* = \Delta C_u \cdot \sin \beta_1^* & (2) \end{cases}$$

$$(2) \text{ donne } W_2 = \frac{\sin \beta_1^*}{\sin \beta_m^*} \cdot \Delta C_u = \frac{8,238}{\sin \beta_m^*} \quad (3)$$

On met (3) dans (1) :

$$\frac{8,238}{\sin \beta_m^*} \cdot \cos \beta_m^* = 43,03 - 16,477 \cdot \cos 30^\circ$$

$$\frac{8,238}{\operatorname{tg} \beta_m^*} = 28,76 \quad \Rightarrow \quad \operatorname{tg} \beta_m^* = \frac{8,238}{28,76} = 0,286.$$

$$\text{Enfin } \beta_m^* = \operatorname{Arctg} 0,286 = 15,98^\circ \simeq 16^\circ.$$

$$\text{Alors } \beta_2^* = 30^\circ + 16^\circ = 46^\circ.$$

APPENDICE

Définitions.

NOMBRE DE PRANDLT

$$Pr = \frac{\nu}{\frac{k_f}{\rho \cdot C_p}} = \frac{\text{Diffusivité moléculaire de la quantité de mouvement}}{\text{Diffusivité Thermique}}$$

Le nombre de PRANDLT associe la distribution des températures à la distribution de vitesse .

NOMBRE DE REYNOLDS

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot x}{\mu} = \frac{\text{Force d'inertie}}{\text{Force de viscosité}}$$

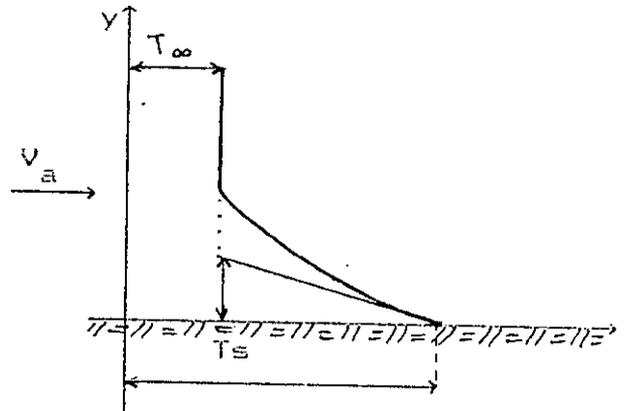
Re est le nombre de REYNOLDS

Re nous renseigne sur la qualité de l'écoulement de fluide

Re < 2000	Régime laminaire
$2 \cdot 10^3 < Re < 10^4$	Régime transitoire.
Re > 10000	Régime turbulent

NOMBRE DE NUSSELT

$$Nu = \frac{h_c \cdot L}{K_f} = \frac{-\frac{\partial T}{\partial Y} \Big|_{y=0}}{\frac{T_s - T_\infty}{L}}$$



C'est le rapport du gradient de température dans le fluide en contact immédiat avec la surface au gradient de température de référence.

NOMBRE DE STANTON

$$St = \frac{Nu}{Pr \cdot Re}$$

Le nombre de STANTON traduit la relation entre la transmission de la chaleur et le frottement fluide

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0,5 \cdot C_{fx}$$

BIBLIOGRAPHIE

- [1] CEA.EDF "Sources froides des centrales électriques" cycle de conférences -1975.
- [2] KREITH.F "Transmission de la chaleur et thermodynamique"
- [3] Technique de l'ingénieur B 1550 "réfrigération des eaux de circulation"
- [4] Younsi.N "Etude conceptuelle d'une tour de refroidissement sèche pour centrale thermique à cycle combiné gaz-vapeur" Thèse de magister 1986.
- [5] Manuels de maintenance et rapport final d'exécution de L'URGN.
- [6] KAHAN .TH et M.GAUZIT "Physique et calcul des réacteurs nucléaires ".
- [7] Technique de l'ingénieur B8I "Génie Énergétique nucléaire".
- [8] WUITHIER "le pétrole ,raffinage et génie chimique .".
- [9] D.E.BRIGGS and EH.YOUNG "Convection Heat Transfert and Pressure Drop of air flowing accross triangular pitch banks of finned tubes " 1963 .
- [10] KK.ROBINSON and DE.BRIGGS "Pressure drop of air flowing accross triangular pitch banks of finned tubes" 1966
- [11] W.M.KAYS and -A.L.LONDON "Compact Heat exchangers"
- [12] JAMES.R.WELTY "Fundamentals of momentum ,heat ,and mass transfert ".
- [13] FRANK .P. INCROPERA "Fundaméntals of heat and mass transfert" ed.1985.
- [14] RENE GIBERT "Génie Chimique:Echangeurs de chaleur "ed.1963.
- [15] CHIKH SALAH "Système de refroidissement par tour sèche " P.F.E Janvier 1984.
- [16] FAYE. C.MC. QUISTON "Heating ,ventilating ,and Air conditioning Analysis and design" Third Edition 1988 .