

12/86

THESE DE MAGISTER

GENIE MECANIQUE

OPTION CONVERSION D'ENERGIE

Présentée et soutenue par **Nourdine YOUNSI** le 23 Décembre 1986

ETUDE CONCEPTUELLE D'UNE TOUR DE
REFROIDISSEMENT SECHE POUR
CENTRALE THERMIQUE A CYCLE
COMBINE GAZ/VAPEUR

JURY :

MM. M. BOUHADF,	Professeur à l'U.S.T.H.B.	Président
M. AIT-ALI,	Professeur à l'E.N.P.	Rapporteur
A. GAHMOUSSE,	Maître de Conférences à l'E.N.P.	Membre
Z. AIDOUN,	Maître de Conférences à l'E.N.P.	Membre
S. BELHOUS,	Conseiller Technique à la Direction Générale de la SONEGAZ	Invité

THESE DE MAGISTER

GENIE MECANIQUE

OPTION CONVERSION D'ENERGIE

Présentée et soutenue par **Nourdine YOUNSI** le 23 Décembre 1986

ETUDE CONCEPTUELLE D'UNE TOUR DE
REFROIDISSEMENT SECHE POUR
CENTRALE THERMIQUE A CYCLE
COMBINE GAZ/VAPEUR

JURY :

MM. M. BOUHADEF,	Professeur à l'U.S.T.H.B.	Président
M. AIT-ALI,	Professeur à l'E.N.P.	Rapporteur
A. GAHMOSSE,	Maître de Conférences à l'E.N.P.	Membre
Z. AIDOUN,	Maître de Conférences à l'E.N.P.	Membre
S. BELHOUS,	Conseiller Technique à la Direction Générale de la SONELGAZ	Invité

ABREGE

Une étude conceptuelle d'une tour de refroidissement sèche a été réalisée pour une centrale thermique à cycle combiné gaz / vapeur.

Partant des équations fondamentales régissant les dimensions de la tour, un projet de dimensionnement de la tour a été réalisé pour une centrale KA9-1-50/L30 Brown Boveri. Ce projet propose une solution quantifiée et représente une base indispensable pour tenter une étude économique.

REMERCIEMENTS

Je remercie Monsieur M. BOUHADEF, Professeur à l'Université des Sciences et de la Technologie Houari Boumédiène (Bab-Ezzouar), pour me faire l'honneur de présider mon jury.

Je remercie aussi Monsieur M. AIT-ALI, Professeur à l'Ecole Nationale Polytechnique (ENP) d'Alger, de m'avoir guidé tout au long de ce travail.

Mes remerciements vont aussi à Monsieur Z. AIDOUN, Maître de Conférences à l'ENP, pour avoir bien voulu participer à ce jury et pour m'avoir conseillé dans l'élaboration de cette thèse, et à Messieurs A. WERNER, Docteur Es-Sciences à l'ENP et A. NOUACER, Maître Assistant à l'ENP, pour les remarques qu'ils m'ont faites et les conseils qu'ils m'ont donnés dans l'élaboration de ce travail.

Ils vont encore à Monsieur A. GAHMOUSSE, Maître de Conférences à l'ENP, pour avoir bien voulu participer à ce jury.

Je remercie aussi Monsieur S. BELHOUS, Conseiller Technique à la Direction Générale de SONELGAZ, de me faire l'honneur d'assister à cette soutenance.

Je remercie aussi Monsieur A. BENAFLA pour son assistance technique en reprographie.

Enfin, que tous ceux qui m'ont aidé et encouragé au long de ce travail trouvent ici l'expression de ma profonde gratitude.

NOMENCLATURE

- \bar{A} : surface d'échange côté air (m^2)
 A_1 : surface frontale de l'échangeur (m^2)
 A_1^* = A_1 / l^2
 A_3 : section de sortie de la tour (m^2)
 A_c : aire de passage (m^2)
 A_r : rapport de la surface de transfert à la surface des tubes
 A_s = $N \cdot D_s \cdot H$ (m^2)
 C^* = C_{min} / C_{max}
 C_a : capacité thermique côté air ($W/^\circ C$)
 C_c, C_f : capacité thermique fluide chaud, fluide froid ($W/^\circ C$)
 C_L : capacité thermique du fluide de couplage ($W/^\circ C$)
 $C_{min,o}$ = $\min(C_c, C_f)$ ($W/^\circ C$)
 $C_{min,c}$ = $\min(C_c, C_L)$ ($W/^\circ C$)
 $C_{min,f}$ = $\min(C_f, C_L)$ ($W/^\circ C$)
 C_w : capacité thermique côté eau ($W/^\circ C$)
 c_p : chaleur spécifique côté air ($J/Kg^\circ C$)
 c_w : chaleur spécifique côté eau ($J/Kg^\circ C$)
 D_o : diamètre extérieur des tubes (mm)
 D_f : diamètre extérieur des ailettes (mm)
 D_h : diamètre hydraulique côté air (mm)
 D_i : diamètre intérieur des tubes (mm)
 D_s : diamètre périphérique de la tour (m)
 d : épaisseur de l'échangeur (m)

F : facteur de correction
f : coefficient de friction côté air
f_w : coefficient de friction côté eau
G : vitesse massique de l'air ($\text{Kg/m}^2\text{s}$)
g : accélération de la pesanteur (m/s)
H : hauteur de l'échangeur (m)
h_{air} : coefficient de convection côté air ($\text{W/m}^2\text{°C}$)
j : facteur de Colburn
K_c : coefficient de dépression entrée
K_e : coefficient de dépression sortie
K_l : coefficient de longueur hydraulique équivalente
K_{paroi} : conductibilité de la paroi ($\text{W/m}^{\circ}\text{C}$)
l : défini par l'équation 3-4 (m)
l_p : espacement longitudinal des tubes (mm)
 \dot{m}_w : débit d'eau (Kg/s)
n : nombre de passages de tubes
n_r : nombre de rangées de tubes longitudinalement
Ntu = $\text{UA} / C_{\text{min}}$ nombre d'unités de transfert
Nu : nombre de Nusselt
p* = $(T_{w2} - T_1) / (T_{w1} - T_1)$
Pr : nombre de Prandtl
Q : flux de chaleur (W)
R* : $(T_{w1} - T_{w2}) / (T_{w1} - T_1)$
Re : nombre de Reynolds
s : espacement transversal des tubes (mm)
St : nombre de Stanton
T₁ : température de l'air à l'entrée de l'échangeur ($^{\circ}\text{C}$)
U : coefficient de transfert global ($\text{W/m}^2\text{°C}$)
V₁ : vitesse de l'air à l'entrée de l'échangeur (m/s)

- V_w : vitesse de l'eau dans l'échangeur (m/s)
 WKp : puissance de pompage (KW)
 $Z = Z_A + Z_E + Z_\theta + Z_{Kc} + Z_{Ke}$ hauteur effective de tirage (m)
 $Z^* = Z/1$
 Z_A : hauteur de tirage due à l'accélération à la sortie (m)
 Z_D : défini par la figure 2-1 (m)
 Z_E : hauteur de tirage due à la friction (m)
 Z_{Kc} : hauteur due à l'effet d'entrée (m)
 Z_{Ke} : hauteur due à l'effet de sortie (m)
 Z_θ : hauteur due à l'accélération dans l'échangeur (m)
 α : rapport de l'aire de transfert au volume total, côté air (m^{-1})
 $\alpha_I^* = (T_2 - T_1) / (T_{w1} - T_1)$
 $\beta = T_v - T_{w1}$ ($^{\circ}C$)
 $\delta = T_{w1} / T_1 - 1$
 δ_f : épaisseur des ailettes (mm)
 δ_{paroi} : épaisseur des tubes (mm)
 ΔT_m : écart moyen logarithmique ($^{\circ}C$)
 ϵ : efficacité de l'échangeur de la tour
 ϵ_o : efficacité globale
 ϵ_c : efficacité côté fluide chaud
 ϵ_f : efficacité côté fluide froid
 ϵ_p : efficacité par passage
 η_o : efficacité de surface
 η_f : efficacité des ailettes
 η_p : rendement de la pompe
 $\theta = T_2 / T_1$
 $\theta_m = (\theta + 1) / 2$

- λ = hair / U
 ν : viscosité cinématique de l'air (m^2/s)
 ρ_1 : masse volumique de l'air à l'entrée de l'échangeur (Kg/m^3)
 ρ_w : masse volumique de l'eau (Kg/m^3)
 ρ_E^* = ρ_1 / ρ_2
 ρ_F^* = ρ_B / ρ_A
 σ : rapport de l'aire de passage à l'aire frontale, côté air ($\sigma = A_c/A_1$)
 σ_w : rapport de l'aire de passage à l'aire frontale, côté eau
 ψ : défini par l'équation D-1

w_1 : relatif à l'entrée de l'eau

w_2 : relatif à la sortie de l'eau

0, 1, 2, 3, A et B en indice sont relatifs à des positions dans la tour en accord avec la figure 2-1.

min, max en indice expriment les valeurs minimale, maximale.

min, max en exposant indiquent le fluide ayant la capacité thermique la plus petite, la plus grande.

TABLE DES MATIERES

ABREGE	i
REMERCIEMENTS	ii
NOMENCLATURE	iii
TABLE DES MATIERES	vii
FIGURES	ix
TABLES	xii
1. INTRODUCTION	1
2. EQUATIONS FONDAMENTALES	5
2.1. DEFINITIONS ET HYPOTHESES	5
2.2. EQUATIONS DE TIRAGE	7
2.3. CHUTE DE PRESSION DANS L'ECHANGEUR DE CHALEUR	9
2.4. AIRE DE LA SURFACE DE TRANSFERT DE CHALEUR	10
2.5. PUISSANCE DE POMPAGE DE L'EAU	13
2.6. HAUTEUR ET EPAISSEUR DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR	14
2.7. DIAMETRE PERIPHERIQUE DE LA TOUR	16
2.8. AIRE FRONTALE DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR	16
2.9. HAUTEUR EFFECTIVE DE TIRAGE	17
2.10. INFLUENCE DES COEFFICIENTS	18
2.11. CONCLUSION	20

3. OPTIMISATION DES CARACTERISTIQUES DIMENSIONNELLES DE LA TOUR	23
3.1. EFFICACITE GLOBALE	23
3.2. RELATION DE COMPARAISON	37
3.3. FONCTION DE LA TAILLE DE LA TOUR, Ψ	39
4. DIMENSIONNEMENT THERMIQUE POUR UNE TOUR A TIRAGE NATUREL	46
5. CONCLUSION	64
APPENDICE A: EQUATIONS DE TIRAGE	66
APPENDICE B: PUISSANCE DE POMPAGE DE L'EAU	70
APPENDICE C: HAUTEUR DE L'ECHANGEUR ET DIAMETRE PERIPHERIQUE DE LA TOUR	72
APPENDICE D: FONCTION DE LA TAILLE DE LA TOUR, Ψ	73
APPENDICE E: EFFICACITE DE SURFACE DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR	75
APPENDICE F: CALCUL DE LA VALEUR DU COEFFICIENT DE CONVECTION, h_w COTE EAU	77
BIBLIOGRAPHIE	78

FIGURES

2-1 Schéma de l'arrangement général de la tour sèche.	6
2-2 Diagramme des températures pour l'échangeur à contre courant.	12
2-3 Arrangement schématique de la tour à refroidissement sec à courants croisés.	15
3-2 Influence d'une capacité thermique non optimale du fluide de couplage sur l'efficacité globale paramétrée par Ntu° .	28
3-3(a) Influence d'une capacité thermique non optimale du fluide de couplage sur l'efficacité globale paramétrée par Co^* , avec $Ntu^\circ = 1$.	29
3-3(b) Influence d'une capacité thermique non optimale du fluide de couplage sur l'efficacité globale paramétrée par Co^* , avec $Ntu^\circ = 3$.	30
3-4(a) Influence de la distribution des aires de transfert sur l'efficacité globale pour une aire totale de transfert donnée, $\bar{A}_t = 4$	32

3-4(b) Influence de la distribution des aires de transfert sur l'efficacité globale pour une aire totale de transfert donnée, $\bar{A}_t = 16$	33
3-5 Influence de la distribution des aires de transfert sur l'efficacité globale paramétrée par $N_{tu,0}$ pour $Co^* = 1$.	34
3-6(a) Influence de la distribution des aires de transfert sur l'efficacité globale paramétrée par Co^* pour une valeur donnée de $(UA)_t$ ou $N_{tu,0}$ ($N_{tu,0} = 4$)	35
3-6(b) Influence de la distribution des aires de transfert sur l'efficacité globale paramétrée par Co^* pour une valeur donnée de $(UA)_t$ ou $N_{tu,0}$ ($N_{tu,0} = 12$)	36
3-7 Fonction de la taille de la tour, Ψ , pour un arrangement à contre courant	41
3-8 Fonction de la taille de la tour, Ψ , pour plusieurs passages de tubes, à courants croisés. ($P^* = 0,1$)	42
3-9 Fonction de la taille de la tour, Ψ , pour plusieurs passages de tubes, à courants croisés croisés. ($P^* = 0,5$)	43
3-10 Fonction de la taille de la tour, Ψ , pour trois passages de tubes, à courants croisés.	44
4-1 Schéma simplifié de la centrale thermique à cycle combiné et tour sèche.	49
4-2 Diagramme des températures pour l'échangeur à transfert indirect (condenseur - échangeur air-eau de la tour).	50

4-3	Effet de la vitesse de l'air, à l'entrée de l'échangeur, V_1 , sur le dimensionnement de la tour.	55
4-4	Effet de la température T_2 , sur le dimensionnement de la tour.	56
4-5	Effet du nombre n de passages de tubes sur le dimensionnement de la tour.	57
4-6	Effet de la différence de température terminale β , sur le dimensionnement de la tour.	58

TABLES

2-1	Influence des coefficients	21
4-1	Caractéristiques de la centrale combinée standardisée Brown Boveri KA9-1-50/L30	47
4-2	Paramètres de la géométrie de surface pour un échangeur de chaleur de surface CF-8.8-1.0J(a)	48
4-4	Influence de la vitesse de l'air V1 sur les paramètres de transfert de chaleur et de friction	52
4-5	Influence de la température T2 sur la géo métrie de la tour.	60
4-6	Valeurs et influence des coefficients	62

1. INTRODUCTION

La production d'électricité dans les centrales thermiques à grande puissance et rendement élevé est réalisée presque exclusivement au moyen de cycles à vapeur avec turbines à condensation. Leur grande consommation en eau d'appoint et de refroidissement limite leur implantation - qu'elles soient à refroidissement par tours humides ou en circuit ouvert - sur des lieux où l'eau est disponible en abondance.

L'emploi de tours sèches et humides/sèches a attiré une grande attention durant la dernière décennie. Actuellement, environ deux dizaines de centrales thermiques, en Europe, en Asie, en Afrique du Sud utilisent des condenseurs à refroidissement par air (1). La station de Rugeley réalisée en 1939 en Angleterre et dont la puissance fût portée à 120 MW en 1961 en faisait alors la plus grande centrale à refroidissement sec à tirage naturel. L'installation de Neil Simpson (Wyodak) à Gillette dans le Wyoming était jusqu'en 1978 la seule centrale aux U.S.A. à refroidissement sec. Nous citerons pour l'U.R.S.S. la centrale de Razdan.

Le refroidissement sec exige un investissement plus important que le circuit ouvert et n'est pas employé si le refroidissement humide est acceptable. Récemment,

un grand nombre d'études économiques ont été faites, concernant les centrales thermiques à refroidissement par tours sèches (2). La plupart ont montré que si le refroidissement sec est utilisé, le coût de la puissance électrique sera de 10 à 20 % plus important. Le coût de refroidissement sec est plus élevé à cause du plus grand investissement et du plus faible rendement de la centrale à refroidissement sec. L'investissement important de l'installation provient de la nécessité d'une importante aire de la surface de l'échangeur à tubes ailetés associé, de la tour de refroidissement sèche et du faible rendement thermique en conséquence d'une plus grande pression de sortie de la turbine.

Du fait de la dépendance de la pression de sortie de la turbine par rapport à la température de refroidissement du condenseur, qui à son tour dépend de la température ambiante, on peut s'attendre à une haute pression de sortie de la turbine durant les exploitations estivales (3,4). En conséquence, les installations à refroidissement sec sont substantiellement désavantagées du point de vue de la capacité de production de puissance et de rendement thermique par rapport aux installations à refroidissement par tours humides ou en circuit ouvert.

Un autre facteur majeur affectant l'économie d'une centrale à refroidissement par tour sèche est la corrosion des ailettes de l'échangeur de chaleur et leur encrassement. Une sérieuse corrosion côté air pour la tour de Rugeley a pu être examinée (1,5). Elle était la conséquence de l'environnement et d'une dis-

position horizontale des ailettes (maximise l'accumulation des moisissures). Les surfaces d'échange côté air doivent pouvoir être nettoyées. La poussière et la pluie y déposent une pellicule de saleté qu'il faudra nettoyer au jet d'air comprimé. Un choix du type d'ailette approprié et un espacement adéquat permettra aussi de limiter les conséquences de l'agressivité de l'environnement.

L'emploi de tours sèches permettrait de minimiser les exigences en eau, et d'implanter ainsi la centrale thermique aux pôles de consommation d'énergie électrique que constituent les pôles de développement économique issus de la politique de décentralisation appliquée à l'échelle de tout le pays.

Cependant l'échange thermique avec l'air étant relativement peu efficace, les tours sèches auraient une taille 3 à 4 fois plus grande que les tours humides pour le même flux de chaleur à évacuer vers la source froide du cycle thermodynamique à condensation. Une solution plus attrayante serait de diviser la puissance nominale à produire pour deux tiers pour une turbine à gaz, et un tiers pour une turbine à vapeur avec chaudière de récupération. De plus, cette solution relativement récente et dont le rendement global est compétitif avec celui d'une centrale classique, combine les avantages du cycle à gaz et du cycle à vapeur, tout en évitant leurs inconvénients.

Cependant la tour sèche qui est encore au stade de développement et dont la performance est tributaire des fluctuations des températures ambiantes, nécessite des recherches intégrées pour concevoir les solutions

optimales les mieux adaptées aux problèmes posés par les conditions de l'implantation.

Malgré cet inconvénient, l'emploi des tours sèches peut se révéler comme une nécessité économique devant le manque d'eau et les nécessités d'économie d'énergie.

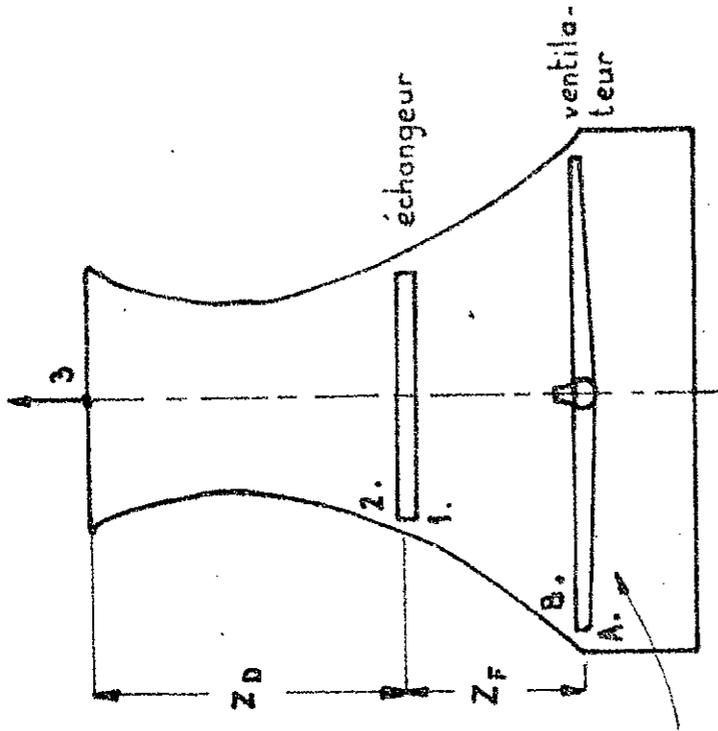
2. EQUATIONS FONDAMENTALES

2.1. DEFINITIONS ET HYPOTHESES

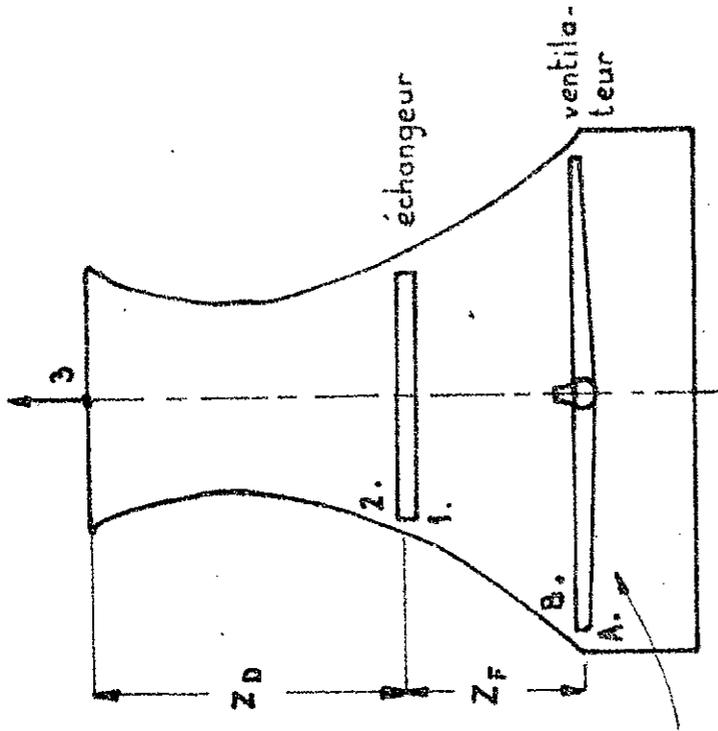
Pour établir les équations fondamentales, nous supposerons la condition d'un flux constant et à une dimension dans la tour. La viscosité de l'air sera traitée comme négligeable de partout sauf dans l'échangeur de chaleur. Nous considérerons que l'air à l'extérieur de la tour est stagnant et que la pression ambiante varie hydrostatiquement.

Pour un écoulement idéal dans la tour à tirage induit, l'air ambiant est accéléré lentement et isentropiquement à partir des conditions de l'ambiance jusqu'à la section 1 d'entrée de l'échangeur (figure 2-1). L'air quitte l'échangeur de chaleur à la section 2 et continue isentropiquement jusqu'au ventilateur à la section A. L'air quitte le ventilateur à la section B et s'écoule isentropiquement jusqu'à la section 3 de sortie de la tour.

La pression de l'air dans la section 3 de sortie de la tour sera supposée égale à celle de l'atmosphère ambiante à l'altitude du point 3.



a - Tirage induit



b - Tirage forcé

Fig. 2-1 Schéma de l'arrangement général de la tour sèche

2.2. EQUATIONS DE TIRAGE

L'équation générale de tirage pour une tour à tirage induit peut être établie selon les conditions citées plus haut.

L'équation de tirage pour une tour à tirage forcé peut être établie de manière similaire.

Chacune de ces équations peut être réduite à une forme appropriée à la tour à tirage naturel.

L'établissement de l'équation de tirage pour la tour à tirage induit, figure 2-1 (a) est basé sur les lois unidimensionnelles de la dynamique des gaz. Entre les sections 0 et 1, l'air est accéléré isentropiquement des conditions ambiantes aux conditions d'entrée de l'échangeur, il s'ensuit une chute de pression due aux variations d'altitude et de la vitesse de l'air. L'effet d'entrée de la tour est négligé et la densité de l'air entre les section 0 et 1 est considérée constante. A travers l'échangeur de chaleur, l'air subit une chute de pression ΔP_E due à la friction, à la géométrie de l'écoulement et à l'accélération du flux. Entre les sections 2 et A, l'air subit à nouveau une variation d'altitude, et de même, une variation de vitesse. La densité de l'air varie durant son cheminement dans l'échangeur de chaleur, mais reste constante entre les sections 2 et A. A travers le ventilateur, l'air subit une augmentation de pression ΔP_F . La variation d'altitude entre les sections A et B est négligée, cependant la densité de l'air varie à travers le ventilateur. L'air quittant le ventilateur dans la section B s'écoule ensuite isentropiquement jusqu'à la section 3 de sortie de la tour et sa den-

sité entre ces deux sections est considérée constante.

Les équations régissant les processus décrits ci-dessus sont reproduites dans l'appendice A. Ces équations peuvent être combinées pour donner l'équation de tirage ci-dessous pour une tour à tirage induit:

$$\frac{\Delta P_F - \Delta P_E}{\rho_1 V_1^2 / 2} + \left[(\rho_E^* - 1) - \rho_E^* \left(\frac{A_1}{A_3} \right)^2 \right] + \frac{Z_D}{V_1^2 / 2g} \left(1 - \frac{\rho_F^*}{\rho_E^*} \right)$$

$$\equiv (\rho_F^* - 1) \left\{ \frac{\rho_E^*}{\rho_F^*} \left(\frac{A_1}{A_3} \right)^2 \left[\left(\frac{A_3}{A_A} \right)^2 - 1 \right] - \frac{1}{\rho_E^*} \frac{Z_F}{V_1^2 / 2g} \right\} \quad (2-1)$$

où ρ_1 et V_1 sont respectivement la masse volumique et la vitesse d'écoulement de l'air dans la section d'entrée de l'échangeur de chaleur. ρ_E^* et ρ_F^* sont les rapports des masses volumiques de l'air à travers l'échangeur de chaleur et le ventilateur, respectivement;

$$\rho_E^* = \frac{\rho_1}{\rho_2} \qquad \rho_F^* = \frac{\rho_B}{\rho_A}$$

En procédant de manière similaire, on obtiendra l'équation de tirage pour une tour à tirage forcé:

$$\frac{\Delta P_F - \Delta P_E}{\rho_1 V_1^2 / 2} + \left[(\rho_E^* - 1) - \rho_E^* \left(\frac{A_1}{A_3} \right)^2 \right] + \frac{Z_D}{V_1^2 / 2g} \frac{1}{\rho_F^*} \left(1 - \frac{\rho_F^*}{\rho_E^*} \right)$$

$$\equiv (\rho_F^* - 1) \left[\frac{1}{\rho_F^*} \frac{Z_D}{V_1^2 / 2g} + \left(\frac{A_1}{A_A} \right)^2 \right] \quad (2-2)$$

Le membre de droite des équations 2-1 et 2-2 représente l'effet de la variation de masse volumique de l'air associé au ventilateur. Dans la plupart des cas, cet effet est négligeable car $\rho_F^* - 1 \sim 0$. Le rapport ρ_F^* des masses volumiques de l'air à travers le ventilateur reste voisin de 1.

De ce fait, les équations 2-1 et 2-2 peuvent être ramenées à une forme identique:

$$\underbrace{\left(1 - \frac{1}{\rho_E^*}\right) \frac{Z_D}{V_1^2/2g}}_{\text{Effet du tirage naturel}} + \underbrace{\frac{\Delta P_F}{\rho_1 V_1^2/2}}_{\text{Effet du tirage mécanique}} = \underbrace{\frac{\Delta P_E}{\rho_1 V_1^2/2}}_{\text{Echangeur de chaleur}} + \underbrace{\rho_E^* \left(\frac{A_1}{A_3}\right)^2 - (\rho_E^* - 1)}_{\text{Effet de l'accélération de l'air}} \quad (2-3)$$

Effet du tirage naturel Effet du tirage mécanique Echangeur de chaleur Effet de l'accélération de l'air

2.3. CHUTE DE PRESSION DANS L'ECHANGEUR DE CHALEUR

L'équation de la chute de pression dans l'échangeur de chaleur établie par "KAYS & LONDON" (6) s'écrit:

$$\underbrace{\frac{\Delta P_E}{\rho_1 V_1^2/2}}_{\text{Echangeur de chaleur}} \equiv \underbrace{\frac{f}{\sigma^2} \frac{\bar{A}}{A_c} \bar{\rho}_E^*}_{\text{Effet de la friction}} + \underbrace{\left(\frac{1}{\sigma^2} + 1\right) (\rho_E^* - 1)}_{\text{Effet de l'accélération de l'air dans l'échangeur}} + \underbrace{\frac{k_c + k_e \rho_E^*}{\sigma^2}}_{\text{Effets d'entrée et de sortie de l'échangeur}} \quad (2-4)$$

Echangeur de chaleur Effet de la friction Effet de l'accélération de l'air dans l'échangeur Effets d'entrée et de sortie de l'échangeur

où $\bar{\rho}_E^* = (1 + \rho_E^*) / 2$, f est le facteur de fric-

tion, σ le rapport de la section de passage à la section frontale côté air, K_c et K_e les coefficients de chute de pression d'entrée et de sortie.

Le premier terme du deuxième membre de l'équation 2-4 représente l'effet de la friction visqueuse et de la géométrie du tirage dans le corps de l'échangeur de chaleur. Le deuxième terme représente l'effet de l'accélération due à la variation de masse volumique associée au transfert de chaleur, et le troisième terme les effets d'entrée et de sortie de l'échangeur de chaleur dues à une contraction brutale dans la section d'entrée du corps de l'échangeur de chaleur et à une expansion dans la section de sortie.

Dans un échangeur à plusieurs passages de tubes ou à plusieurs rangées de tubes, chaque rangée consiste en une contraction puis une expansion. C'est pourquoi, la friction de la première et de la dernière rangée de tubes n'est pas substantiellement différente de celle des rangées de tubes intérieures. De ce fait, les effets d'entrée et de sortie sont directement pris en considération dans le facteur de friction; les coefficients K_c et K_e de chute de pression étant négligés.

2.4. AIRE DE LA SURFACE DE TRANSFERT DE CHALEUR

L'expression \bar{A}/A_c dans l'équation 2-4 peut s'écrire comme suit:

$$\frac{\bar{A}}{A_c} \equiv \frac{4d}{D_h} \equiv \frac{\alpha d}{\sigma} \equiv \frac{\alpha l_p}{\sigma} n_r \quad (2-5)$$

où d est l'épaisseur de l'échangeur de chaleur, D_h le diamètre hydraulique côté air, α la densité de l'aire de surface (rapport de l'aire de transfert au volume total), l_p l'espace longitudinal entre tubes, n_r le nombre de rangées longitudinalement et σ le rapport de l'aire de passage à l'aire frontale côté air.

La première égalité représente la définition du diamètre hydraulique D_h ; les deux suivantes se déduisent de la définition de α , σ , l_p et n_r .

L'aire de transfert de chaleur peut s'exprimer en fonction de l'écart moyen logarithmique:

$$\bar{A} = \frac{Q}{U F \Delta T_m}$$

où Q est le flux total de chaleur à évacuer, ΔT_m l'écart moyen logarithmique pour un échangeur à contre-courant, U le coefficient de transfert global et F le facteur de correction tenant compte de l'arrangement.

La figure 2-2 représente la notation utilisée pour l'évolution des températures des deux fluides et l'écart moyen logarithmique peut s'écrire:

$$\Delta T_m = I \frac{1 - \alpha_I^* - \rho^*}{\ln[(1 - \alpha_I^*)/\rho^*]}$$

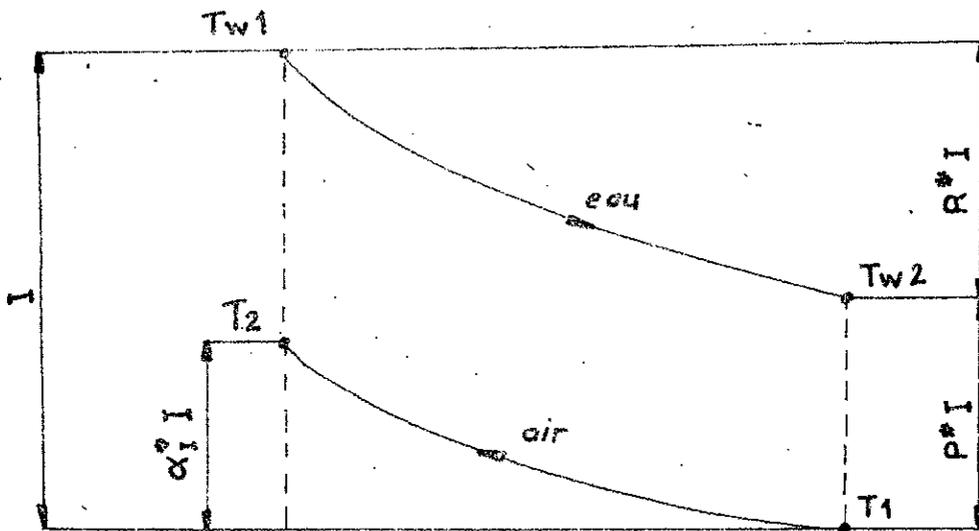


Fig. 2.2. Diagramme des températures pour l'échangeur à contre courant.

Pour $C_a \geq C_w$: $R^* = 1 - P^* = \varepsilon$

$$\alpha_I^* = \varepsilon \frac{C_w}{C_a}$$

pour $C_w \geq C_a$: $R^* = 1 - P^* = \varepsilon \frac{C_a}{C_w}$

$$\alpha_I^* = \varepsilon$$

en général : $R^* = \varepsilon \frac{C_{\min}}{C_w}$

$$\alpha_I^* = \varepsilon \frac{C_{\min}}{C_a}$$

$$P^* = 1 - \varepsilon \frac{C_{\min}}{C_w}$$

L'expression \bar{A}/Ac dans l'équation 2-4 peut s'écrire en fonction des performances thermiques de l'échangeur:

$$\frac{\bar{A}}{Ac} = \frac{\lambda}{St} \frac{C_{min}}{Ca} Ntu \quad (2-6)$$

Cette relation découle de combinaisons adéquates des définitions du nombre d'unité de transfert Ntu , du nombre de Stanton St et du coefficient λ .

Le coefficient est le rapport du coefficient de convection côté air au coefficient de transfert global. Il exprime l'efficacité de surface, l'encrassement et les coefficients de transfert côté air et côté eau:

$$\lambda = \frac{h_{air}}{U} = \frac{1}{\gamma_0} + \frac{\alpha}{\alpha_w} \frac{h_{air}}{h_w} + \frac{\alpha}{\alpha_{paroi}} \frac{h_{air} \delta_{paroi}}{k_{paroi}} + \frac{\alpha}{\alpha_w} \frac{h_{air}}{h_{e,w}} + \frac{h_{air}}{h_e} \quad (2-7)$$

où h_e et $h_{e,w}$ sont des coefficients de transfert pour l'encrassement côté air et côté eau.

2.5. PUISSANCE DE POMPAGE DE L'EAU

L'expression de la puissance de pompage de l'eau a été établie dans l'appendice B à partir des équations de l'énergie et de la continuité.

$$\frac{W_{kp}}{\bar{A}} = \left(\frac{\sigma_w K_l \rho_w}{2 \alpha D_i} \right) \frac{f_w V_w^3}{\gamma_p} \quad (2-8)$$

Le coefficient K_l exprime le concept de longueur hydraulique équivalente et est égal au rapport de la

résistance totale à la résistance due aux tronçons de tubes rectilignes de l'échangeur de chaleur. Ce coefficient est égal à l'unité si la résistance hydraulique due aux robinets, raccords et tous autres accessoires est négligée.

2.6. HAUTEUR ET EPAISSEUR DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR

Nous considèrerons que dans la tour, l'échangeur de chaleur est constitué de plusieurs modules identiques placés verticalement autour de la périphérie de la tour (figure 2-3).

L'arrangement de l'échangeur est à courants croisés avec plusieurs passages, l'eau s'écoulant dans la direction verticale.

La hauteur H de l'échangeur est exprimée par les équations développées dans l'appendice C.

$$\frac{H}{V_w} = \frac{\sigma_w \rho_w \bar{A}}{\alpha n m_w} \quad (2-9)$$

Cette équation qui exprime ici la hauteur de l'échangeur, représente aussi dans le cas général et pour tout autre configuration, la longueur de l'échangeur dans la direction de l'écoulement de l'eau.

L'épaisseur de l'échangeur de chaleur est exprimée dans l'équation 2-5.

$$d = \frac{\sigma}{\alpha} \frac{\bar{A}}{A_c} \quad (2-10)$$

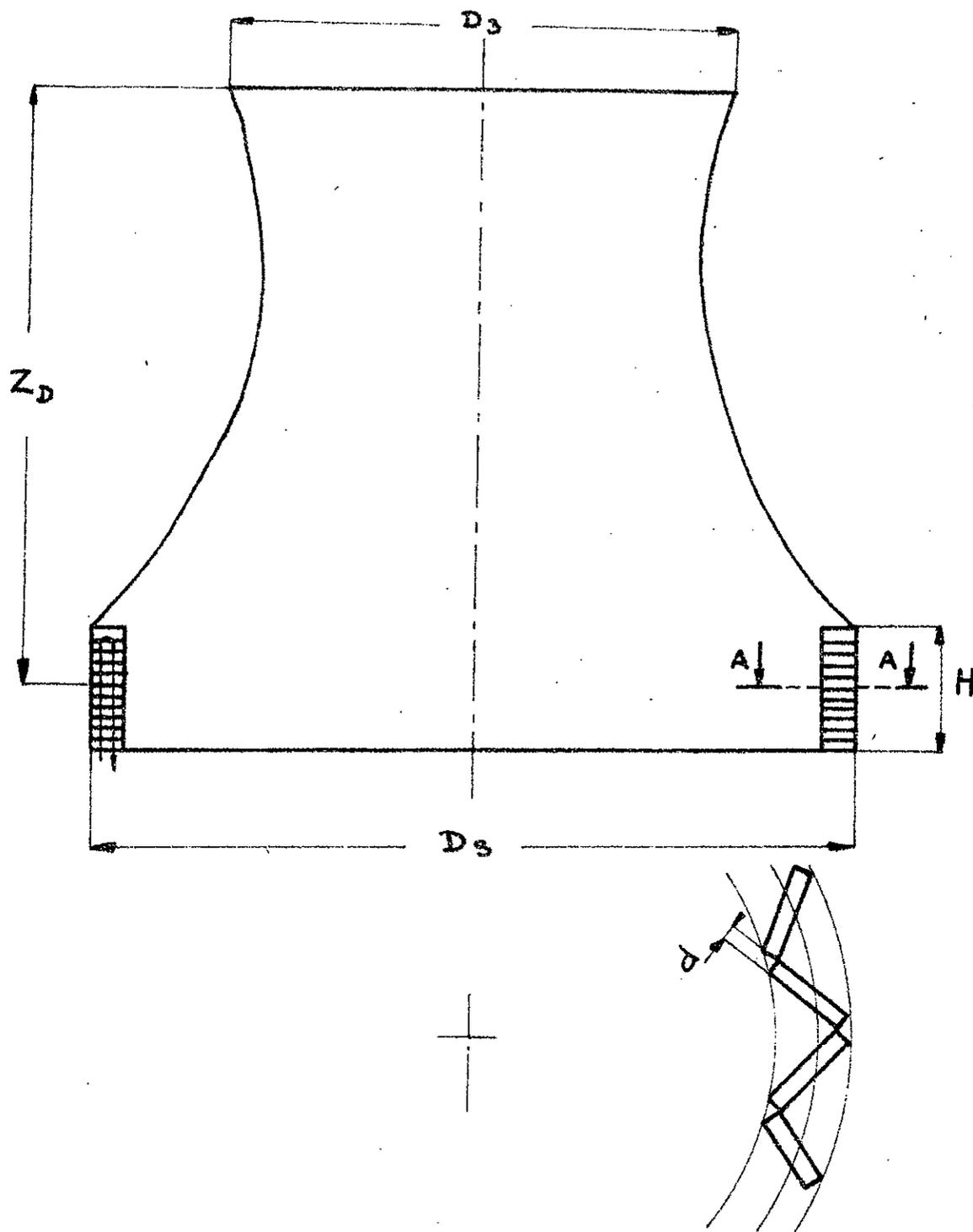


Fig. 2-3 Arrangement schématique de la tour à refroidissement sec à courants croisés.

L'équation 2-10 n'implique aucune restriction sur la configuration de la tour ou sur l'arrangement de l'échangeur.

2.7. DIAMETRE PERIPHERIQUE DE LA TOUR

Le diamètre périphérique de la tour à tirage naturel et à courants croisés est calculé dans l'appendice C et est exprimé par la relation:

$$\frac{D_s V_w}{\dot{m}_w} = \left(\frac{A_s / A_1}{\rho_w \pi \frac{\sqrt{V_w}}{\alpha}} \right) \frac{\eta}{\bar{A} / A_c} \quad (2-11)$$

où $A_s = \pi D_s H$, A_1 est l'aire frontale de l'échangeur de chaleur.

2.8. AIRE FRONTALE DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR

L'équation de continuité; $\dot{m} = \rho_1 A_1 V_1$ et l'équation de l'énergie; $Q = \dot{m} C_p (T_2 - T_1)$ du côté air, peuvent être combinées pour obtenir l'équation:

$$\frac{Q}{\rho_1 C_p T_1} = A_1 V_1 (\Theta - 1) \quad (2-12)$$

où $\Theta - 1$ est le gain de température de l'air à travers le corps de l'échangeur de chaleur et est exprimé par rapport à l'efficacité de l'échangeur, à δ , et au rapport des capacités thermiques C_{min}/C_a .

D'après la notation de la figure 2-2,

$$\alpha_I^* = \epsilon \frac{C_{\min}}{C_a} = \frac{T_2 - T_1}{T_{w1} - T_1} ; \quad \text{d'où :}$$

$$\theta - 1 = \frac{C_{\min}}{C_a} \epsilon \delta \quad (2-13)$$

2.9. HAUTEUR EFFECTIVE DE TIRAGE

En introduisant la hauteur effective de tirage;

$$Z = Z_D + \frac{\Delta P_F}{g(\rho_1 - \rho_2)}$$

(ici, on néglige la variation de masse volumique à travers le ventilateur) et en substituant θ à \int_E^* (si l'air est assimilé à un gaz parfait et son évolution dans l'échangeur isobarique), l'équation 2-3 peut s'écrire sous la forme:

$$\frac{Z}{V_i^2/2g} = \underbrace{\frac{\theta \theta_m}{\theta - 1} \frac{f}{\sigma^2} \frac{\bar{A}}{A_c}}_{\text{Friction de l'échangeur}} + \underbrace{\frac{\theta^2}{\theta - 1} \left(\frac{A_1}{A_3} \right)^2 + \frac{\theta}{\sigma^2}}_{\text{Effet de l'accélération}} + \underbrace{\frac{k_c + k_e \theta}{\sigma^2} \frac{\theta}{\theta - 1}}_{\text{Effet d'entrée et de sortie}} \quad (2-14)$$

$$\text{où } \theta_m = (\theta + 1) / 2$$

Nous pouvons ainsi décomposer Z en une somme de cinq composantes;

$$Z = Z_E + Z_A + Z_\theta + Z_{Kc} + Z_{Ke}$$

Ces cinq composantes correspondent respectivement à la friction de l'air dans l'échangeur de chaleur, à l'effet de l'accélération de la sortie de l'échangeur à la sortie de la tour, à l'effet de l'accélération

dans l'échangeur, à l'effet d'entrée et de sortie de l'échangeur.

2.10. INFLUENCE DES COEFFICIENTS

Un projet de dimensionnement thermique d'une tour de refroidissement sèche est basé sur l'influence des variables pouvant affecter le coût global de l'installation et parmi celles-ci, on peut distinguer quatre type (7):

1. Les propriétés des fluides caloporteurs.
2. La géométrie de surface du corps de l'échangeur de chaleur et la géométrie de la tour.
3. Les vitesses d'écoulements des fluides caloporteurs, le transfert de chaleur et la friction dans le corps de l'échangeur de chaleur.
4. Les paramètres d'efficacité.

Dans les équations établies plus loin dans ce paragraphe, et qui représente une base pour le dimensionnement et l'analyse des performances, nous ferons apparaître explicitement les variables saillantes citées plus haut de manière à pouvoir déterminer directement leurs effets sur le dimensionnement de la tour.

La friction de l'échangeur de chaleur est représentée par le premier terme du deuxième membre de l'équation 2-14. En exprimant \bar{A}/Ac en fonction des performances de l'échangeur, (équation 2-6) et en combinant avec l'équation 2-13, on obtient:

$$\frac{ZE}{V_1^2/2g} = \frac{F\lambda}{St \sigma^2} \theta \theta_m \frac{Ntu}{\epsilon \delta} \quad (2-15)$$

En combinant les équations 2-12 et 2-13 et en introduisant la définition de σ ($\sigma = A_c/A_1$), on obtient:

$$\frac{\bar{A}}{Q} = \frac{1}{\rho_1 c_p T_1} \frac{\lambda \sigma}{St V_1} \frac{Ntu}{\epsilon \delta} \quad (2-16)$$

L'équation 2-9 de la hauteur H de l'échangeur de chaleur sera ramenée sous la forme recherchée en exprimant \bar{A} à l'aide de l'équation 2-6 et en introduisant l'équation de l'énergie 2-12 côté air:

$$\frac{H}{V_w} = \frac{\rho_w c_w}{\rho_1 c_p} \frac{\sigma \sigma_w}{\alpha} \frac{\lambda}{St V_1} \frac{R^* Ntu}{\epsilon n} \quad (2-17)$$

L'équation 2-10 de l'épaisseur de l'échangeur de chaleur, combinée avec l'équation 2-6 donne l'équation:

$$d = \frac{\sigma}{\alpha} \frac{\lambda}{St} \frac{C_{min}}{Ca} Ntu \quad (2-18)$$

En combinant l'équation 2-8 avec l'équation 2-16, on obtient:

$$\frac{\eta_p W_{kp}/Q}{\rho_w V_w^3} = \frac{1}{\rho_1 c_p T_1} \frac{\rho_w}{2} \frac{\sigma \sigma_w}{\alpha Di} k_l \frac{\lambda}{St V_1} \frac{Ntu}{\epsilon \delta} \quad (2-19)$$

Par combinaison de l'équation 2-11 et de l'équation de l'énergie côté eau, en exprimant \bar{A}/Ac à partir de l'équation 2-6, et en introduisant la notation utilisée sur la figure 2-2, on obtient l'équation suivante du diamètre périphérique:

$$\frac{D_s V_w}{Q} = \frac{1}{\rho_w C_w T_1} \frac{A_s/A_1}{\pi \sqrt{V_w}} \frac{St}{\lambda} \frac{1}{(\theta-1) R^* \frac{Ntu}{nE}} \quad (2-20)$$

2.11. CONCLUSION

Les équations 2-12 et 2-14 à 2-20 ainsi arrangées expriment les grandeurs caractéristiques de la tour à tirage naturel comme le produit de quatre facteurs principalement:

1. Le coefficient de dépendance des propriétés thermodynamiques des fluides caloporteurs.
2. Le coefficient dépendant de la géométrie de surface de la tour et de l'échangeur de chaleur.
3. Le coefficient dépendant du nombre de Reynolds et des caractéristiques des écoulements côté eau et côté air.
4. Le coefficient dépendant des capacités thermiques des deux fluides et des conditions de températures à travers l'échangeur de chaleur.

Ces équations représentent une base pour un projet de dimensionnement du point de vue thermique et de détermination des conditions optimales.

Table 2-1
Influence des coefficients
D'après Montakhab (7)

Désignation des paramètres	Coefficient à dépendance thermodynamique		Coefficient à dépendance géométrique	Coefficient dépendant du nombre de Reynolds	Coefficient dépendant des capacités thermiques	Equation référenciée
	air	eau				
Z_F	1	1	$\frac{1}{\sigma^2}$	$\frac{f\lambda}{St} \frac{V_1^2}{2g}$	$\theta \theta_m \frac{Ntu}{E\delta}$	2-15
Z_A	1	1	$\left(\frac{A_1}{A_3}\right)^2$	$\frac{V_1^2}{2g}$	$\frac{\theta^2}{\theta-1}$	Composante de 2-14
Z_θ	1	1	$\frac{1}{\sigma^2}$	$\frac{V_1^2}{2g}$	θ	2-14
Z_{kc}	1	1	$\frac{1}{\sigma^2}$	$k_c \frac{V_1^2}{2g}$	$\frac{\theta}{\theta-1}$	2-14
Z_{ke}	1	1	$\frac{1}{\sigma^2}$	$k_e \frac{V_1^2}{2g}$	$\frac{\theta^2}{\theta-1}$	2-14
A_1/Q	$\frac{1}{\rho_1 c_p T_1}$	1	1	$\frac{1}{V_1}$	$\frac{1}{\theta-1}$	2-12
\bar{A}/Q	$\frac{1}{\rho_1 c_p T_1}$	1	σ	$\frac{\lambda}{St V_1}$	$\frac{Ntu}{E\delta}$	2-16
H/V_w	$\frac{1}{\rho_1 c_p}$	$\rho_w c_w$	$\frac{\sigma \sigma_w}{\alpha}$	$\frac{\lambda}{St V_1}$	$R^* \frac{Ntu}{E n}$	2-17
d	1	1	$\frac{\sigma}{\alpha}$	$\frac{\lambda}{St}$	$\frac{C_{min} Ntu}{Ca}$	2-18
$\frac{\rho_p W_{kp}/Q}{f_w V_w^3}$	$\frac{1}{\rho_1 c_p T_1}$	$\frac{\rho_w}{2}$	$\frac{\sigma \sigma_w}{\alpha} \frac{k_1}{Di}$	$\frac{\lambda}{St V_1}$	$\frac{Ntu}{E\delta}$	2-19
$\frac{D_s V_w}{Q}$	$\frac{1}{T_1}$	$\frac{1}{\rho_w c_w}$	$\frac{A_s/A_1}{\pi \sigma \sigma_w / \alpha}$	$\frac{St}{\lambda}$	$\frac{nE}{(\theta-1)R^* Ntu}$	2-20

Elles donnent des relations explicites des variables saillantes et pourront être utilisées pour la visualisation et la quantification de l'influence de ces variables.

3. OPTIMISATION DES CARACTERISTIQUES DIMENSIONNELLES DE LA TOUR

3.1. EFFICACITE GLOBALE

Les échangeurs à transfert indirect à liquides couplés sont fréquemment utilisés pour le refroidissement sec dans les installations à cycles fermés de turbines à gaz ou à vapeur pour évacuer de l'énergie thermique.

Ces systèmes sont constitués de deux échangeurs couplés par la circulation d'un fluide de couplage qui transfère l'énergie thermique du fluide chaud au fluide froid.

Dans un tel système, la capacité thermique C_L du fluide de couplage est une variable indépendante et peut être donc choisie de manière à maximiser l'efficacité globale pour:

- des aires de transfert données,
- des capacités thermiques des fluides chaud et froid données,
- un coefficient de transfert global donné.

Au point de vue thermodynamique, le transfert indirect est plus avantageux, car les aires de transfert de chaleur des fluides chaud et froid n'étant pas directement liées, il en résulte une certaine li-

berté dans le choix de l'échangeur de chaleur.

Si les fluides chaud et froid sont des gaz, le liquide de couplage sera, en général en adéquation avec un arrangement et une construction plus compacte vu la plus simple adduction des gaz.

Bien que le transfert indirect soit aussi attractif du point de vue thermodynamique, il présente cependant les désavantages:

- d'une surface totale de transfert plus importante (de l'ordre de 10 à 20 % de plus dans le cas de régénérateurs de turbines à gaz).
- d'une complication supplémentaire du circuit du liquide de couplage.
- d'un encombrement et d'un coût plus importants.

L'efficacité globale pour un échangeur à transfert indirect est donnée par l'équation suivante:

$$\epsilon_o = \frac{1}{\frac{C_{\min,o}/C_{\min,f}}{\epsilon_f} + \frac{C_{\min,o}/C_{\min,c}}{\epsilon_c} - \frac{C_{\min,o}}{C_L}} \quad (3-1)$$

où $C_{\min,o}$ est la plus petite des capacités thermiques des fluides chaud et froid C_c et C_f ; $C_{\min,f}$ la plus petite des capacités thermiques du fluide froid et du fluide de couplage; et $C_{\min,c}$ la plus petite capacité thermique des fluides chaud et de couplage.

KAYS & LONDON (6) donnent six expressions pour l'équation de ϵ_o , dépendant des valeurs relatives de C_c , C_f et C_L et toutes contenues dans l'équation 3-1. Ces expressions sont valables sans aucune restriction

sur les arrangements des fluides côté chaud et côté froid.

HOLMBERG (8) a établi une expression pour la capacité C_L du fluide de couplage qui maximise l'efficacité globale ζ_o pour un arrangement à contre courant dans les deux échangeurs. (Dans les échangeurs à transfert indirect, les deux échangeurs sont généralement à contre courant, ou ont des arrangements voisins du centre courant). Pour des valeurs données de Ntu^{\min} et Ntu^{\max} ,

$$C_{L,opt} = \frac{(UA)^{\min} + (UA)^{\max}}{\left[\frac{(UA)^{\min}}{C_{\min,o}} + \frac{(UA)^{\max}}{C_{\max,o}} \right]} \quad \text{ou} \quad C_{L,opt}^* = \frac{(UA)^* + 1}{(UA)^* + C_o^*} \quad (3-2)$$

avec: $(UA)^* = (UA)^{\min} / (UA)^{\max}$

$$C_o^* = C_{\min,o} / C_{\max,o}$$

$$C_L^* = C_L / C_{\min,o}$$

$(UA)^{\min}$ et $(UA)^{\max}$ correspondant aux côtés fluide ayant la capacité thermique la plus petite, la plus grande respectivement.

A cette valeur optimale $C_{L,opt}$ de la capacité thermique du fluide de couplage correspondent les expressions suivantes de l'efficacité globale:

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_o &= \frac{1 - \exp[-Ntu^o (1 - Co^*)]}{1 - Co^* \exp[-Ntu^o (1 - Co^*)]} && \text{pour } Co^* \neq 1 \\ \epsilon_o &= \frac{Ntu^o}{1 + Ntu^o} && \text{pour } Co^* = 1 \end{aligned} \right\} (3-3)$$

$$\begin{aligned} \text{où: } \frac{1}{Ntu^o} &= \frac{1}{Ntu^{\min}} + \frac{1}{Ntu^{\max}} \\ Ntu^{\min} &= (UA)^{\min} / C_{\min,o} \\ Ntu^{\max} &= (UA)^{\max} / C_{\min,o} \end{aligned}$$

On notera que Ntu^o , ainsi défini, confère à l'équation 3-3 une forme identique à celle de l'efficacité d'un échangeur individuel arrangé en contre courant ; cette équation est illustrée par la représentation graphique de la figure 3-1.

Les effets d'une capacité thermique C_L non optimale du fluide de couplage sur l'efficacité globale sont illustrés par la représentation graphique des figures 3-2, 3-3 (a) et 3-3 (b) de ϵ_o en fonction de $C_L / C_{L,opt}$ pour certaines valeurs des paramètres Ntu^o , Co^* et $(UA)^*$.

Ces figures montrent que la capacité thermique optimale $C_{L,opt}$ devient critique seulement pour de grandes valeurs de Ntu^o et moins critique lorsque Co^* tend vers zéro.

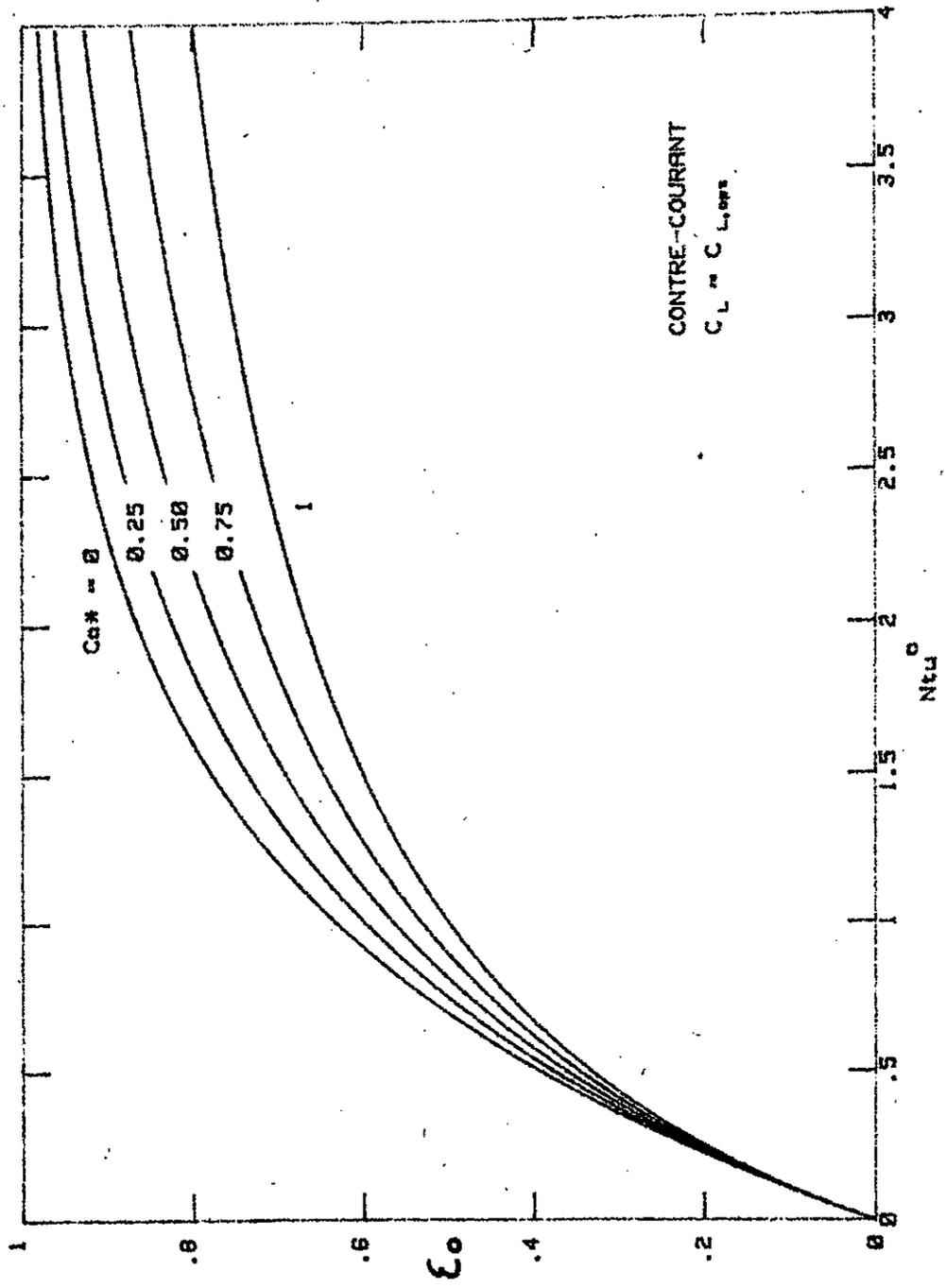


Fig. 3-1 Efficacité globale pour la capacité thermique optimale du fluide de couplage.

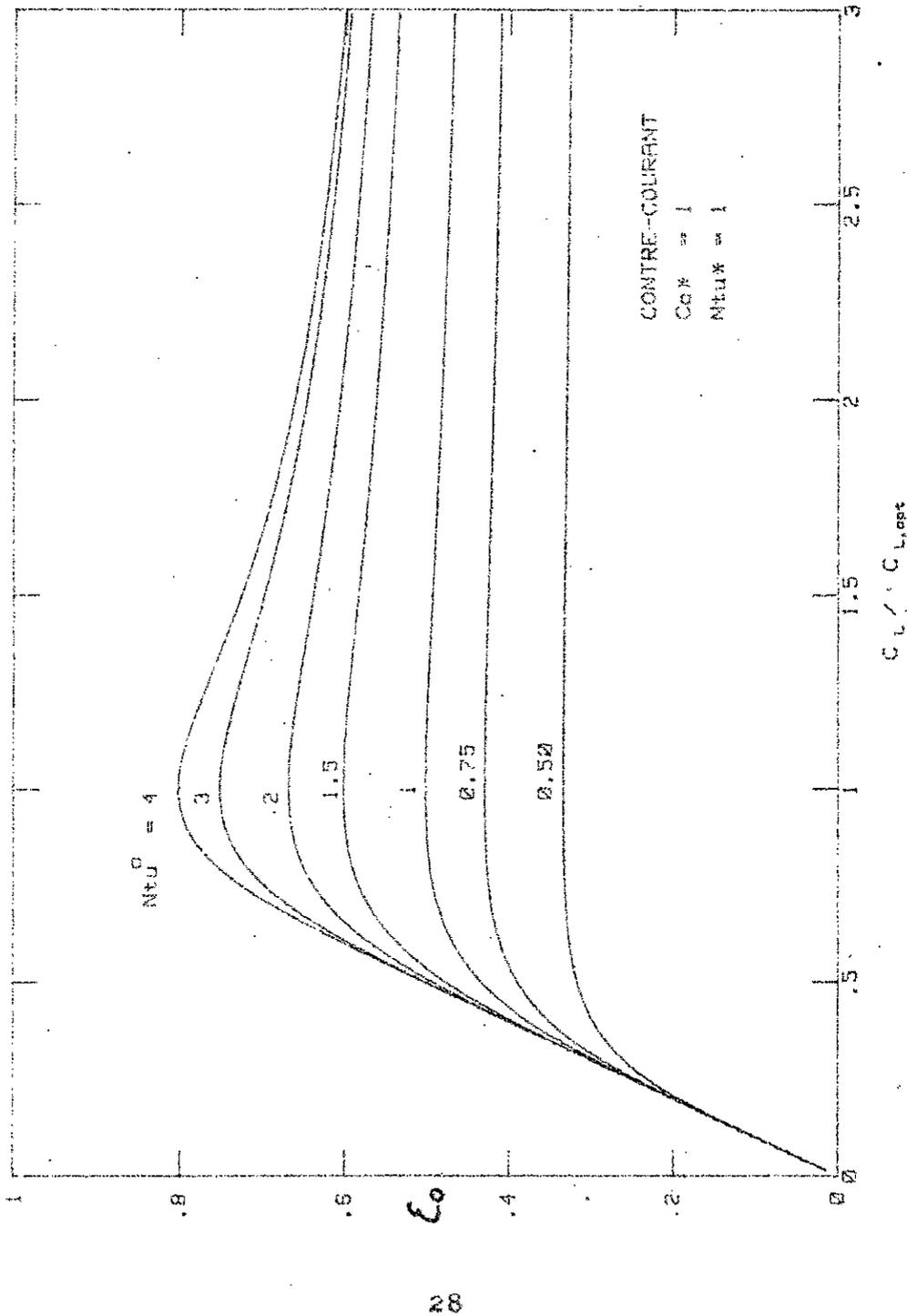


Fig. 3-2 Influence d'une capacité thermique non optimale du fluide de couplage sur l'efficacité globale paramétrée par Ntu_0 .

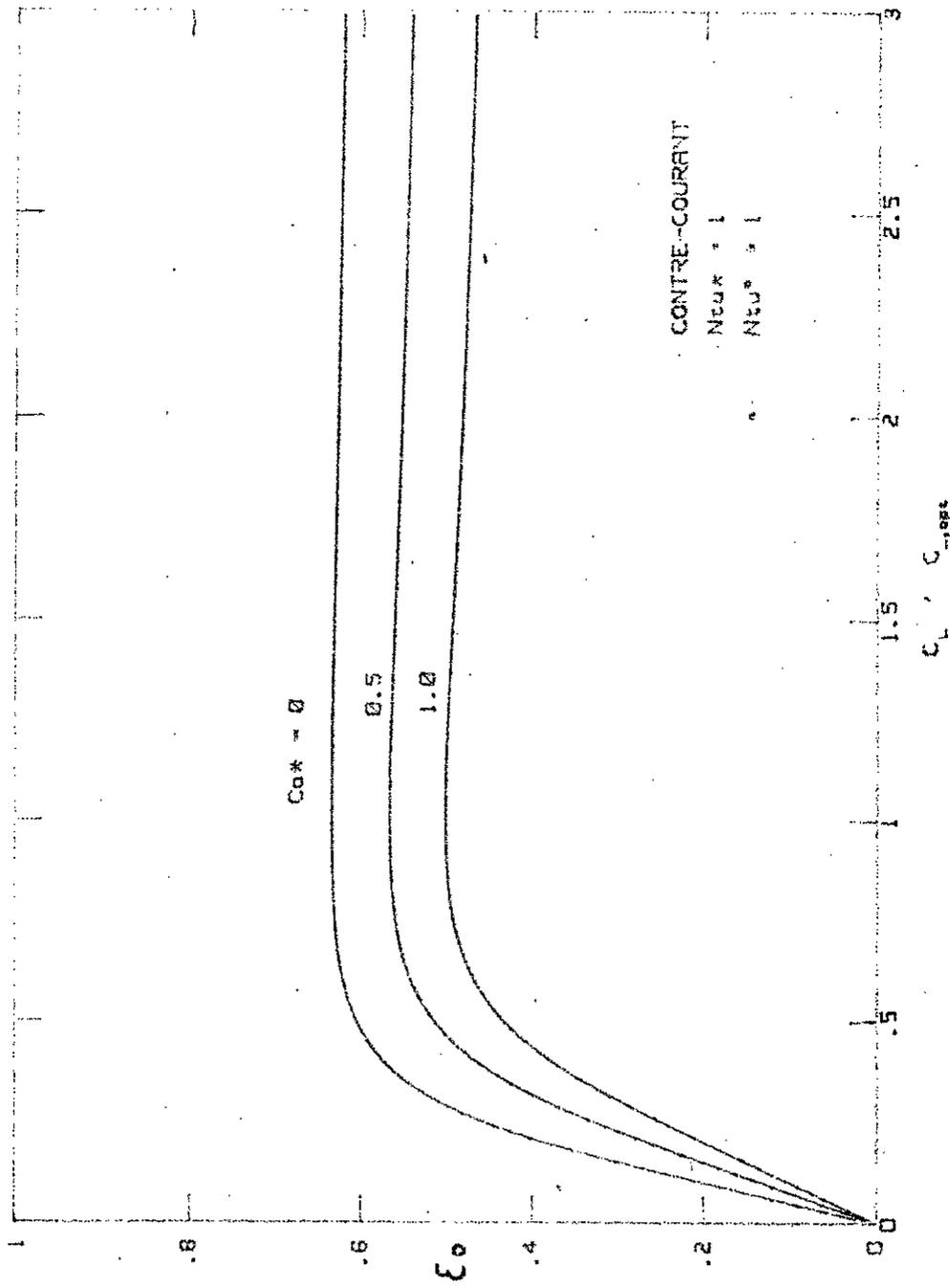


Fig. 3-3(a) Influence d'une capacité thermique non optimale du fluide de refroidissement sur l'efficacité globale paramétrée par C_0^* , avec $N_{c0} = 1$.

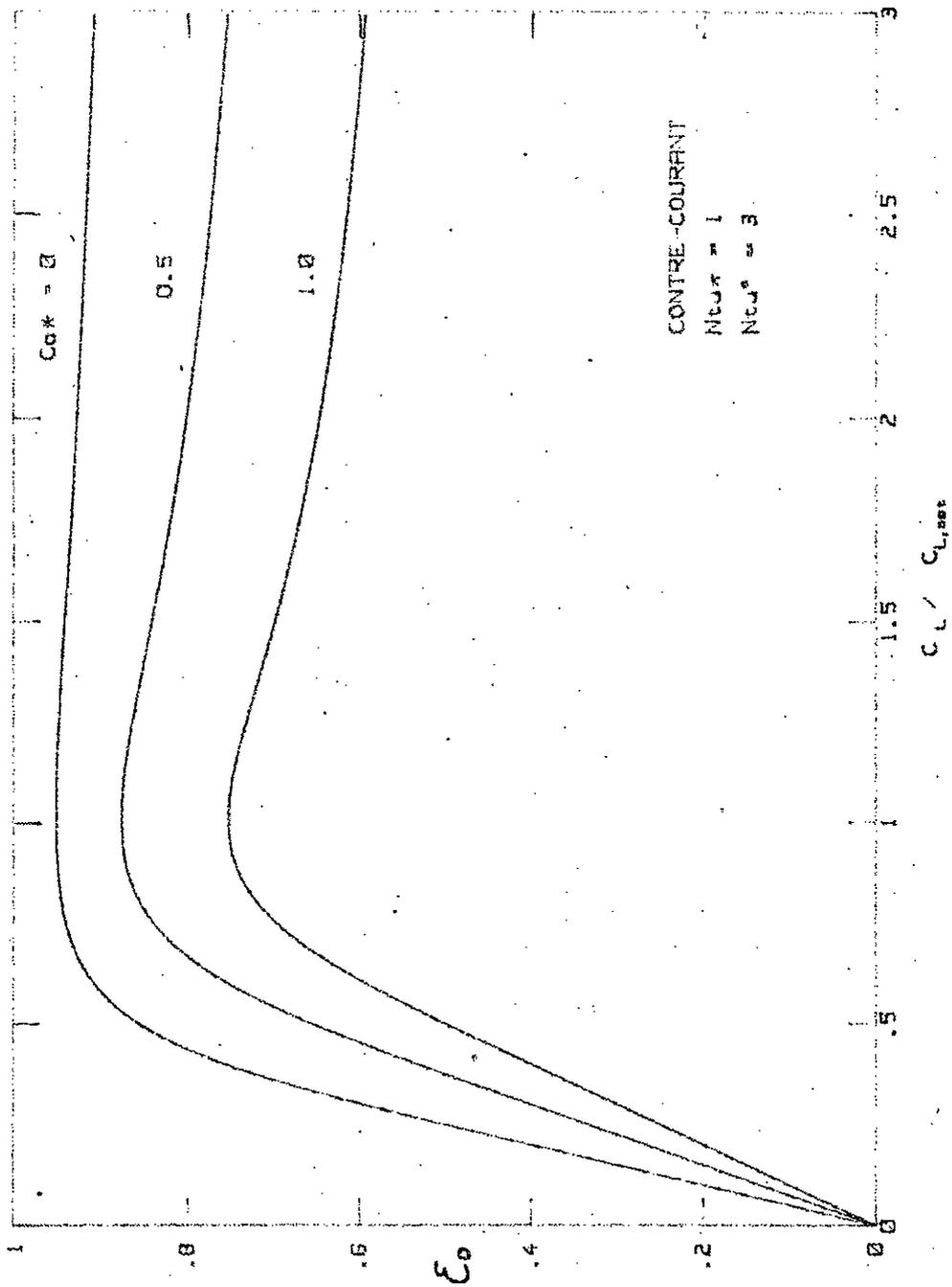


Fig. 3-9(b) Influence d'une capacité thermique non optimale du fluide de contre-courant sur l'efficacité globale paramétrée par $C_{p,ref}$, avec $NTU^* = 3$.

Dans le cas de la capacité thermique optimale $C_{L,opt}$ du liquide de couplage, HOLMBERG (8) détermine le rapport des aires de transfert $A^* = A^{\min} / A^{\max}$ des deux échangeurs qui maximise l'efficacité globale ξ_0 pour une aire totale de transfert donnée $A_t = A^{\min} + A^{\max}$;

$$A^*_{opt} = 1 / (U^*)^{0,5}$$

$$\text{où } U^* = U^{\min} / U^{\max}$$

Cet optimum n'implique aucune restriction sur Co^* . Et on notera que minimiser l'aire totale de transfert pour une efficacité globale donnée est un problème identique à celui-ci.

Une autre alternative, peut être de moins grand intérêt dans la pratique, consiste à optimiser A^* pour une valeur donnée de $(UA)_t = (UA)^{\min} + (UA)^{\max}$. Dans ce cas, et pour toutes valeurs arbitraires de Co^* et de C_L .

$$A^*_{opt} = 1 / U^*$$

Lorsque $U^* = 1$, ce résultat est en accord avec celui obtenu pour une aire totale donnée A_t .

Les effets d'une répartition non optimale des aires de transfert sur l'efficacité globale sont illustrés par la représentation graphique des figures 3-4 (a) et (b), 3-5 (a) et (b), et 3-6.

Les figures 3-4 (a) et (b) représentent ξ_0 en fonction de la répartition des aires de transfert A^*/A^*_{opt} et montrent l'influence de U^* pour une aire

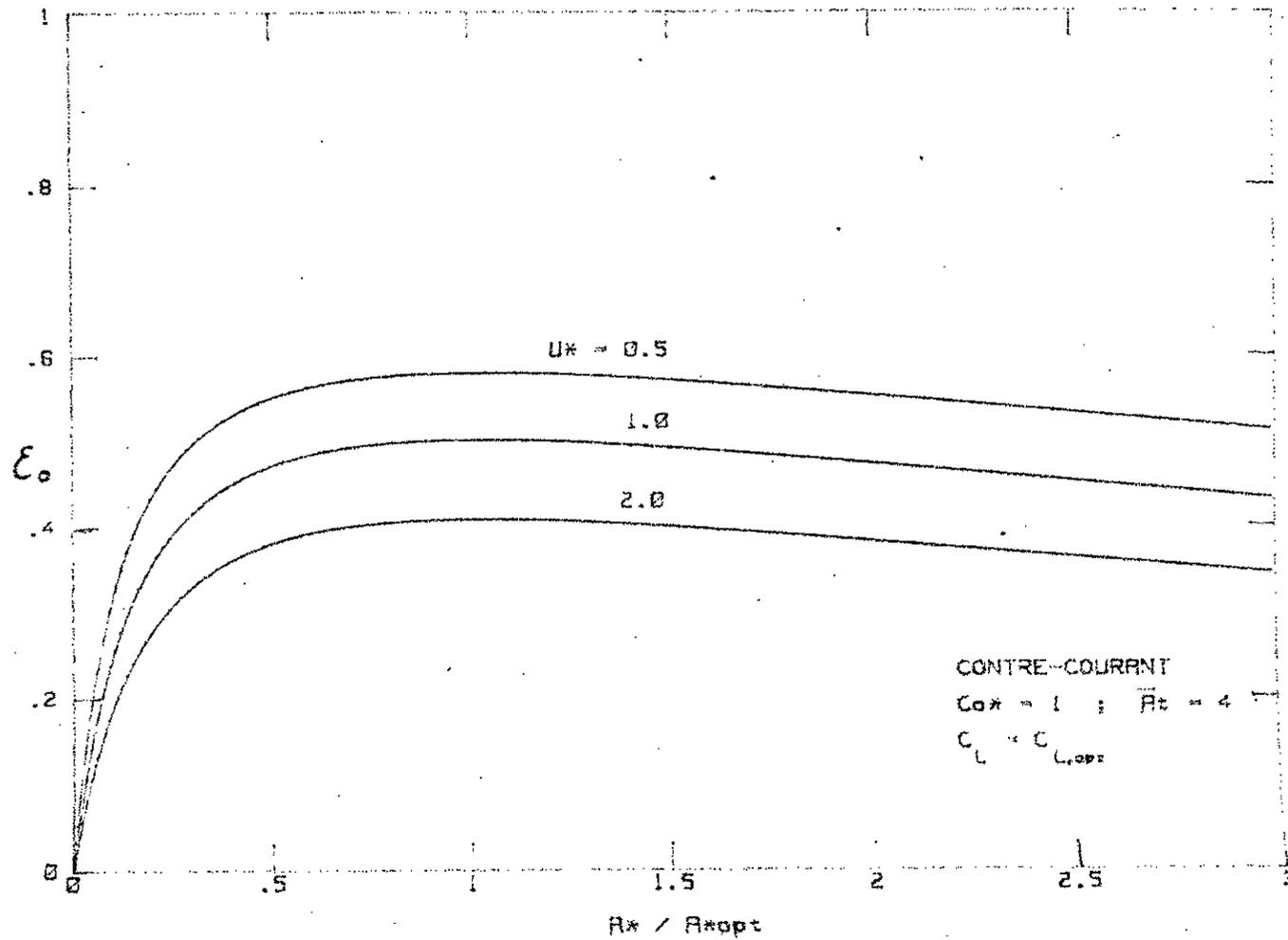


Fig. 3-4(a) Influence de la distribution des aires de transfert sur l'efficacité globale pour une aire totale de transfert donnée, $\bar{A}_t = 4$.

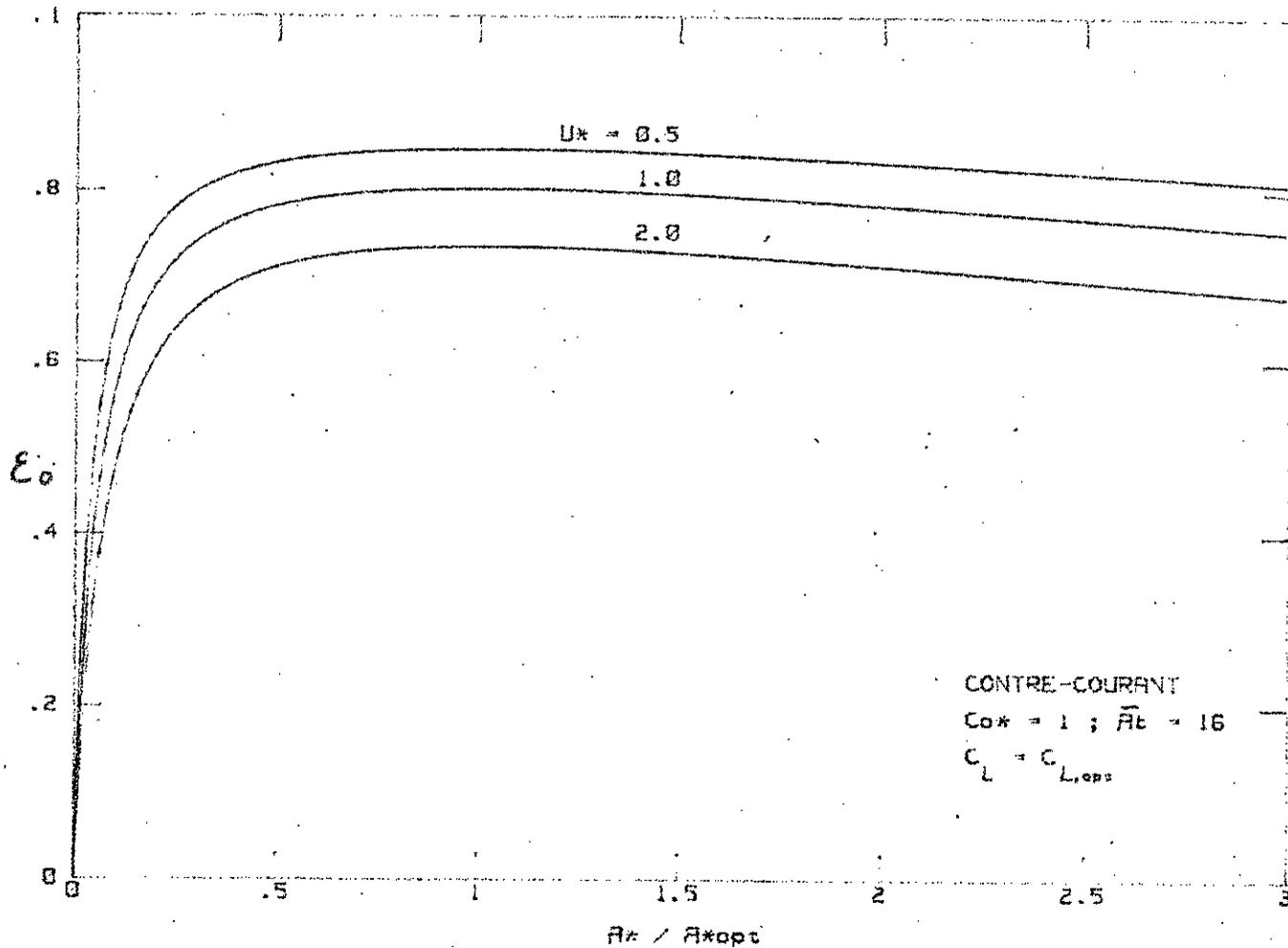


Fig. 3-4(b) Influence de la distribution des aires de transfert sur l'efficacité globale pour une aire totale de transfert donnée, $\bar{At} = 16$.

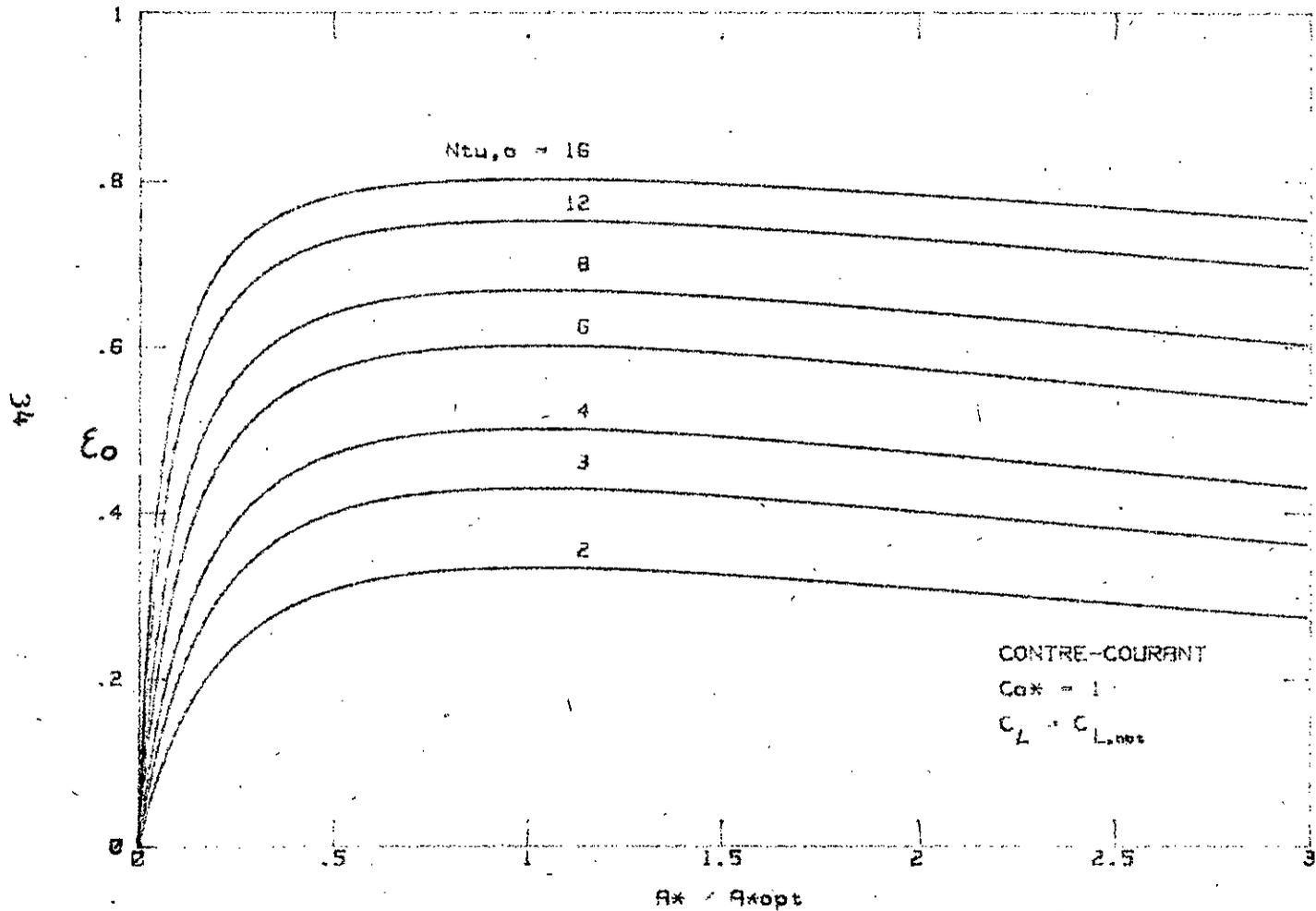


Fig. 3-5 Influence de la distribution des aires de transfert sur l'efficacité globale paramétrée par $Ntu_{,0}$ pour $Co^* = 1$.

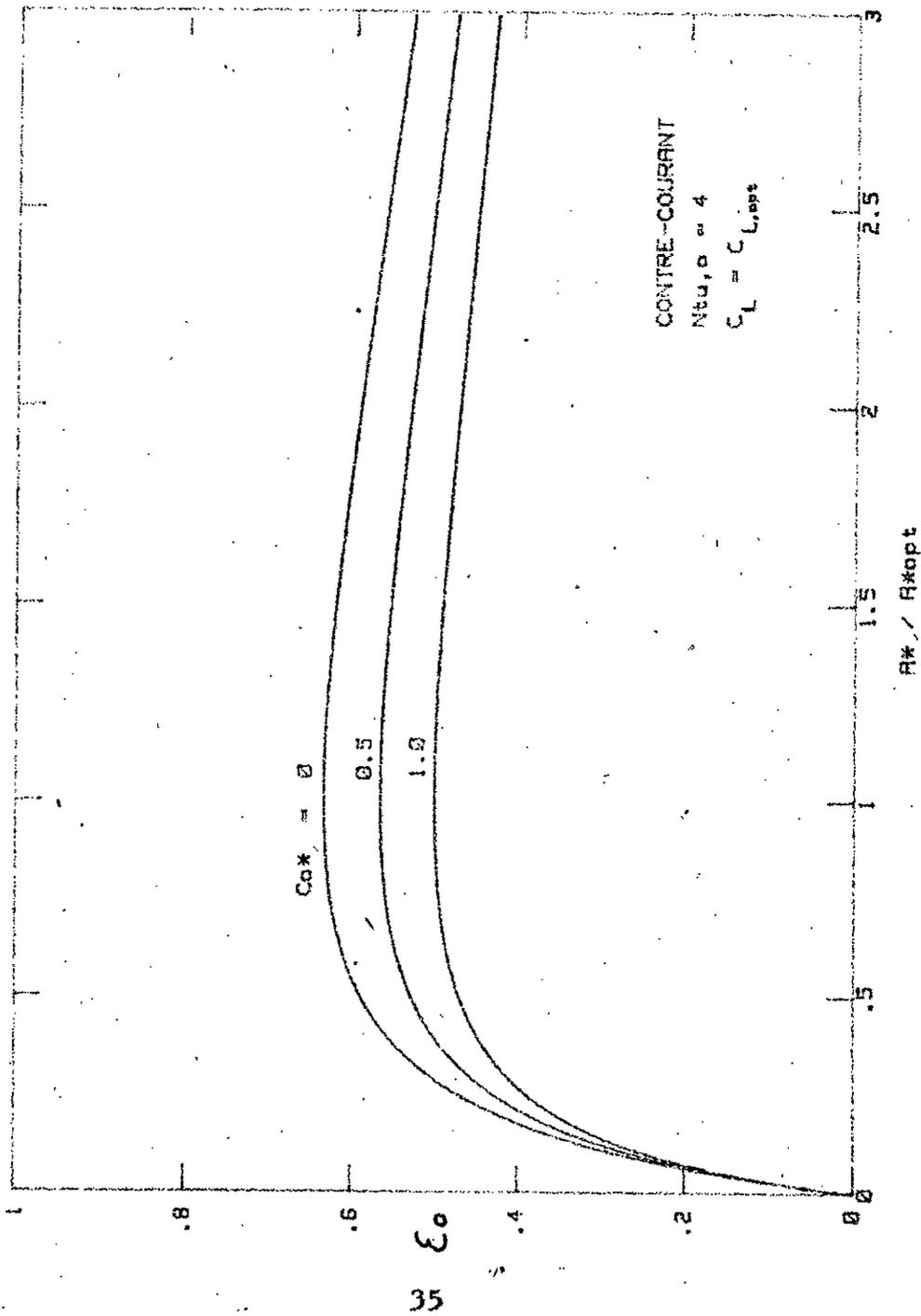


Fig. 3-6(a) Influence de la distribution des aires de transfert sur l'efficacité globale paramétrée par Co^* pour une valeur donnée de $(UA)_{opt}$ ou $Ntu,0$. ($Ntu,0 = 4$)

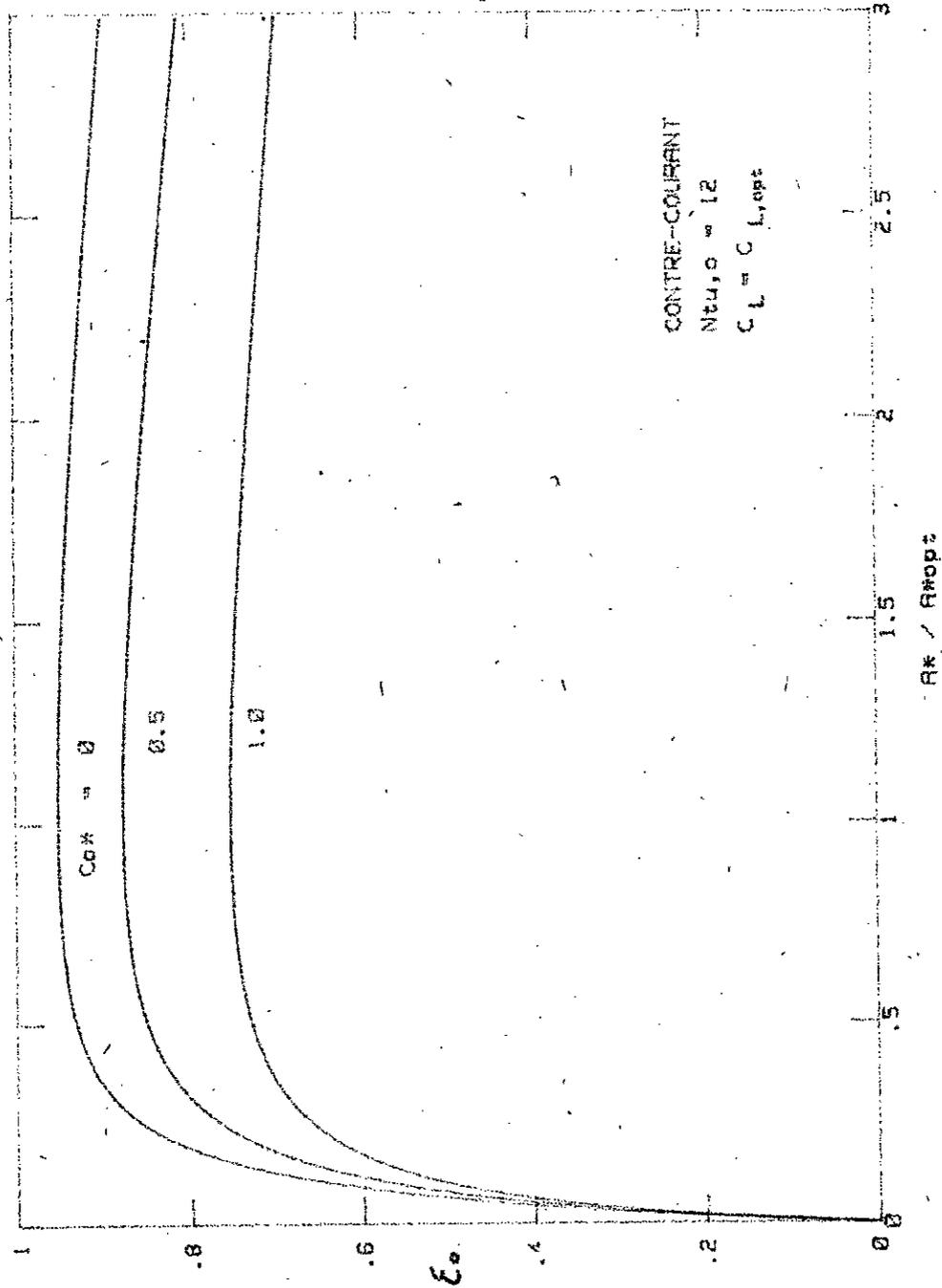


Fig. 3-6(b) Influence de la distribution des aires de transfert sur l'efficacité globale paramétrée par Cox pour une valeur donnée de (Nu)t ou $Ntu,0$. ($Ntu,0 = 12$)

totale de transfert donnée sous la forme adimensionnelle $\bar{A}t = U^{\min} At / C_{\min,0}$.

Les figures 3-5 (a), 3-5 (b) et 3-6 illustrent la représentation graphique de \bar{C}_e en fonction de A^*/A^*_{opt} dans le cas de la capacité thermique optimale du fluide de couplage, $C_{L,opt}^* = 1$ et pour quelques valeurs des paramètres Co^* et $(UA)t$ sous la forme adimensionnelle $Ntu,0 = (UA)t / C_{\min,0} = Ntu^{\min} + Ntu^{\max}$.

Toutes ces courbes reflètent une distribution optimale très plate pour toutes les valeurs des paramètres. Le rapport optimal A^*_{opt} des aires de transfert des deux échangeurs de chaleur n'est critique pour aucune valeur des paramètres envisagés.

3.2. RELATION DE COMPARAISON

Pour étudier les effets des conditions d'exploitation sur la taille des tours sèches à tirage naturel, MOORE (9) définit une "longueur de comparaison" l :

$$l = \left(\frac{Q}{\sqrt{2g} \rho_1 c_p T_1} \right)^{2/5} \quad (3-4)$$

qui a la dimension d'une longueur et qui est constante pour un flux de chaleur et des conditions de l'ambiance données.

En combinant l'expression de la vitesse V_1 dans l'équation 2-12 avec l'équation 3-4, on déduit l'expression:

$$V_1 = \frac{\sqrt{29l}}{A_1^*(\theta-1)} \quad \text{où : } A_1^* = A_1 / l^2$$

En substituant cette expression à V_1 dans l'équation 2-14 et en négligeant l'accélération dans l'échangeur, les effets d'entrée et de sortie, on obtient:

$$\frac{(\theta-1)^3}{\theta^2} A_1^{*2} Z^* = \frac{\theta_m}{\theta} \frac{f}{V^2} \frac{\bar{A}}{A_c} + \left(\frac{A_1}{A_3} \right)^2 \quad (3-5)$$

où: $Z^* = Z / l$

Le premier terme du membre de droite de l'équation 3-5 représente l'effet de la friction dans le corps de l'échangeur de chaleur, le deuxième représente l'effet de l'accélération de l'air entre la sortie de l'échangeur de chaleur et la sortie de la tour.

Si $(\theta - 1)$ est grand, c'est-à-dire si la variation de température de l'air est grande à travers l'échangeur, la tour aura des dimensions moins importantes.

Si la friction est grande dans l'échangeur, et/ou le rapport des aires est grand, la tour devra être plus importante pour produire le tirage adéquat.

A première vue, il semble désirable de réduire le rapport (A_1/A_3) pour réduire la taille de la tour. Cela consiste cependant à réduire la vitesse de sortie de la tour. Or, une tour ayant une vitesse de sortie plus faible sera plus sensible aux effets du vent et à l'instabilité du flux. De plus, une valeur trop grande de A_3 (pour réduire V_3) entraîne une plus grande et peut être plus coûteuse structure de la tour.

Le paramètre $(A_1^* Z^*)$ de la taille de la tour est moins sensible à la hauteur qu'à la dimension latérale. Si l'en désire particulièrement réduire la hauteur, il est à noter que pour une réduction de la hauteur par un facteur 2, on doit augmenter la dimension latérale par un facteur $2^{1/4}$ seulement (19 %), (pour une disposition horizontale du corps de l'échangeur de chaleur). Bien sûr, cette idée ne doit pas être appliquée avec trop d'enthousiasme car une tour trop basse et trop large souffrira de problèmes de flux interne adverse induits par les instabilités de flux, la non uniformité et la séparation de l'écoulement. Dans ces circonstances, le flux dans la tour ne sera plus uniforme et l'hypothèse d'un flux unidimensionnel à l'intérieur de la tour ne sera plus justifiée.

3.3. FONCTION DE LA TAILLE DE LA TOUR

MOORE (10,11) propose une fonction adimensionnelle Ψ pour jauger la taille de la tour:

$$\Psi = \frac{\ln[(1 - \alpha_I^*) / P^*]}{\alpha_I^{*2} F(1 - P^* - \alpha_I^*)}$$

En utilisant cette définition, l'équation 3-5 peut s'écrire sous la forme:

$$\int_0^3 A_3^* Z^* = \frac{f \lambda}{St} \Psi \left(\frac{A_3}{A_c} \right)^2 + \frac{1}{\alpha_I^{*3}} \quad (3-6)$$

Cette relation met en évidence la grande influence de la différence initiale de température I qui apparaît sous la forme \int_0^3 et du rapport des aires d'en-

trée et de sortie de la tour, f/St étant une fonction du nombre de Reynolds ne croissant que très faiblement, la "taille" de la tour ($A_1^* Z^*$) n'est pas fortement affectée par la vitesse de l'air V_1 à l'entrée de l'échangeur.

Dans le cas d'un seul passage de tube ($n = 1$), et pour un arrangement à contre courant ($F = 1$), la figure 3-7 illustre la représentation graphique de la fonction Ψ .

Pour une valeur donnée de P^* ($\geq 0,2$) la valeur minimale de Ψ pour un arrangement à contre courant est obtenue pour une valeur de $\alpha \frac{P^*}{I}$ comprise approximativement entre 0,8 et 0,85.

Pour des arrangements à plusieurs passages de tubes, la valeur minimale de Ψ et la valeur de $\alpha \frac{P^*}{I}$ correspondante sont d'autant plus influencées par le nombre n de passages de tubes que P^* est faible.

Pour un arrangement à "contre courants croisés", KAYS & LONDON" (6) ont établi l'expression de l'efficacité globale de l'échangeur:

FONCTION DE LA TAILLE DE LA TOUR Ψ

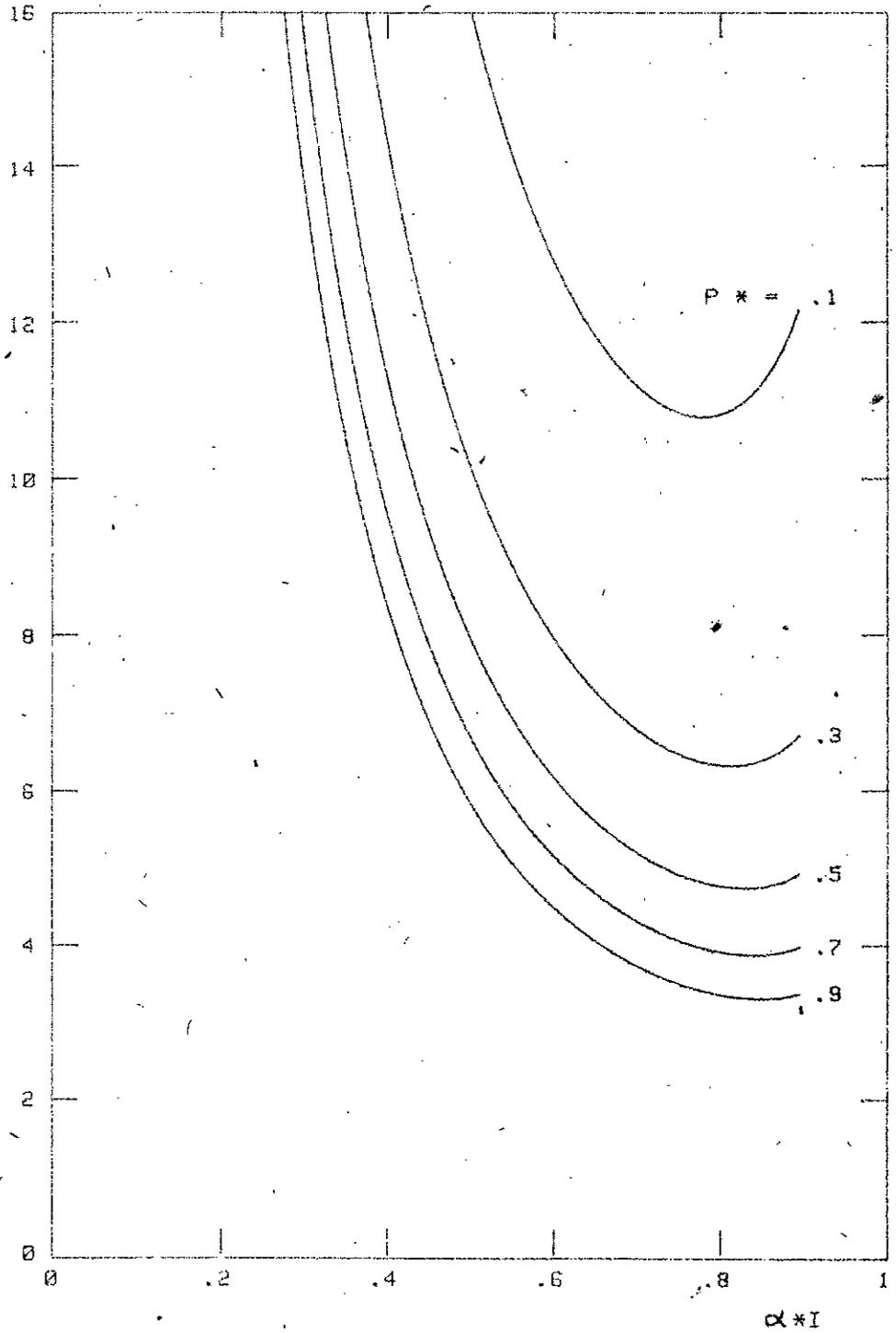


Fig. 3-7 Fonction de la taille de la tour, Ψ , pour un arrangement à contre courant

FONCTION DE LA TAILLE DE LA TOUR Ψ

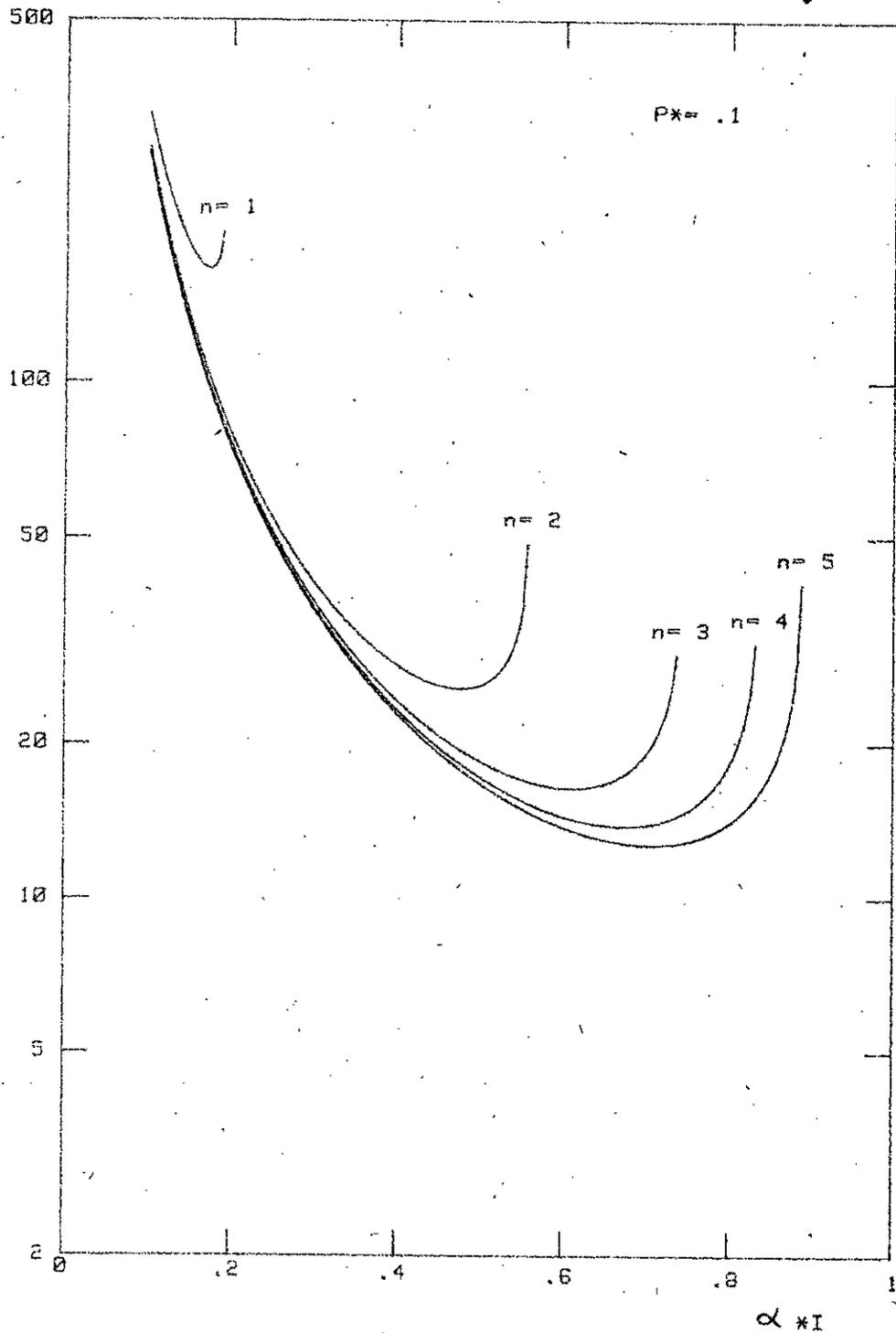


Fig. 3-B Fonction de la taille de la tour, Ψ , pour plusieurs passages de tubes, à courants croisés. ($P^* = 0.1$)

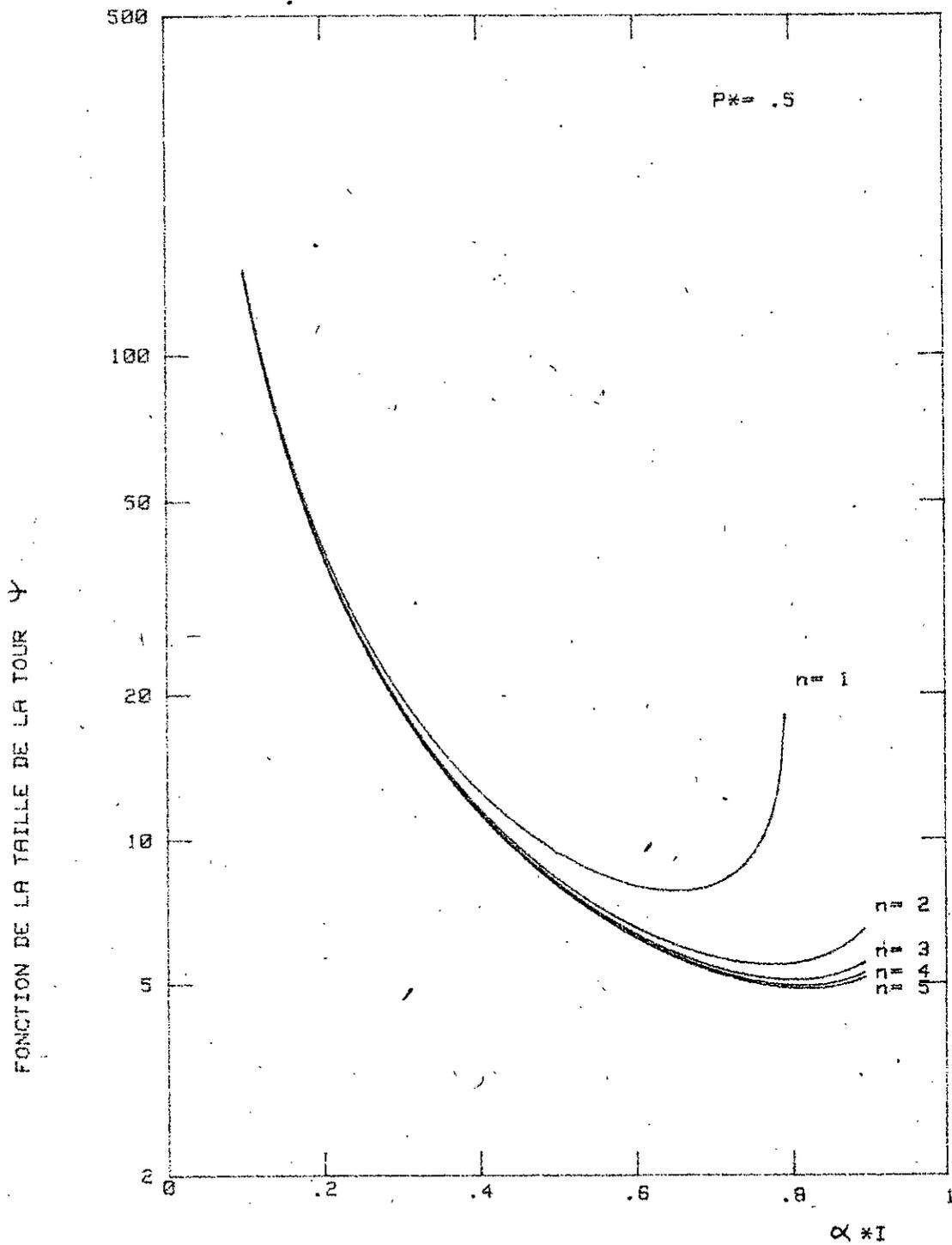


Fig. 3-9 Fonction de la taille de la tour, Ψ , pour plusieurs passages de tubes, à courants croisés. ($P^* = 0.5$)

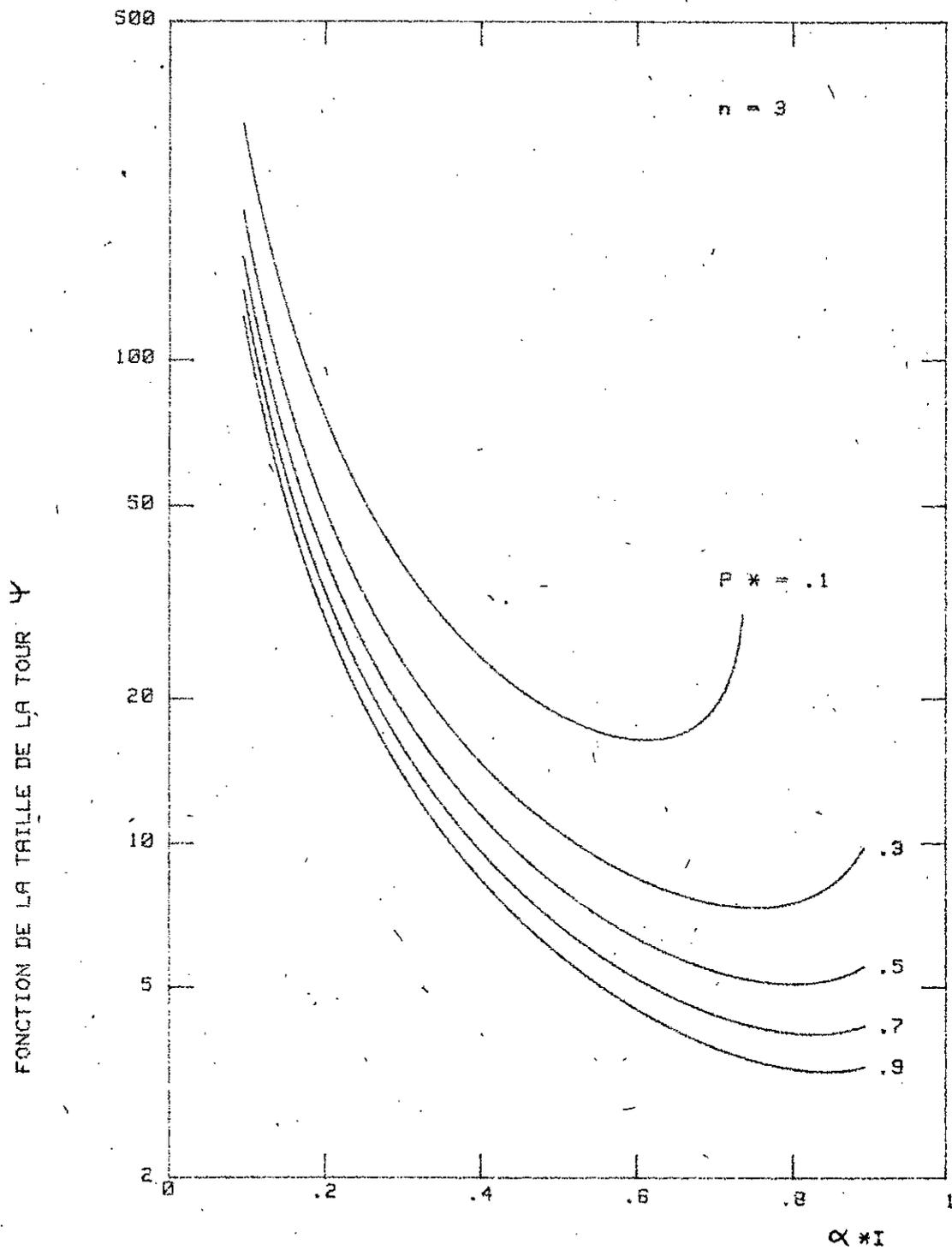


Fig. 3-10 Fonction de la taille de la tour, Ψ , pour trois passages de tubes, à courants croisés.

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\left(\frac{1 - \varepsilon_p C^*}{1 - \varepsilon_p} \right)^n - 1}{\left(\frac{1 - \varepsilon_p C^*}{1 - \varepsilon_p} \right)^n - C^*} && \text{pour } C^* \neq 1 \\ \varepsilon &= \frac{n \varepsilon_p}{1 + (n-1) \varepsilon_p} && \text{pour } C^* = 1 \end{aligned} \right\} (3-7)$$

où ε_p est l'efficacité de chaque passage, n le nombre de passage et C^* le rapport des capacités thermiques.

Le nombre de Ntu global de l'échangeur étant la somme des nombres de Ntu de chaque passage et ceux-ci étant identiques, la fonction Ψ peut s'écrire sous la forme établie dans l'appendice (D).

$$\Psi = \frac{n \text{ Ntu}_p}{\varepsilon \alpha_I^{*2}}$$

Les figures 3-8, 3-9 et 3-10 illustrent les variations de la fonction Ψ pour un arrangement à plusieurs passages de tubes à "contre courants croisés" en fonction de α_I^* pour différentes valeurs de P^* et du nombre n de passages de tubes.

L'accroissement du nombre n de passages de tubes permet de minimiser Ψ . Néanmoins, plus la valeur de P^* est grande et plus faible devient l'influence de n ; et à la limite, pour $P^* = 1$, n n'a plus aucune influence sur la fonction Ψ . Au delà de la valeur 3, l'influence de n sur la fonction Ψ est pratiquement négligeable (restriction faite pour les très faible valeur de P^*).

4. DIMENSIONNEMENT THERMIQUE POUR UNE TOUR A TIRAGE NATUREL

Dans ce chapitre, nous illustrerons l'utilisation des relations de l'influence des coefficients établies dans le chapitre 2 et consignées dans la table 2-1 par le dimensionnement du point de vue thermique d'une tour de refroidissement sèche à tirage naturel adaptée à une centrale à cycle combiné gaz/vapeur.

Le projet qui sera présenté dans ce chapitre n'est qu'un traitement partiel d'un projet de tour sèche. Il concerne uniquement les dimensions caractéristiques de la tour. Cette simplification est nécessaire pour illustrer la méthodologie exposée dans les chapitres précédents; le traitement complet d'un projet de tour sèche est tellement vaste qu'une étude à objectif limité comme celle-ci ne pourrait y suffir.

Nous avons opté pour une centrale combiné standardisée de type Brown Boveri KA9-1-50/L30 où les différents éléments de la désignation ont les significations suivantes:

KA série
9 type
1 Nombre de turbines à gaz par tranche
50 Fréquence (Hz)

- L Agent de refroidissement du condenseur (air)
 30 Température de dimensionnement de l'air de refroidissement (°C)

Les caractéristiques d'exploitation de la centrale sont consignées dans la table 4-1.

La tour est munie d'un échangeur à tubes ailetés dont les ailettes sont conférentielles, hélicoïdales et polies, et les tubes arrangés en quinquence. Ce choix portera plus précisément sur un échangeur de surface CF-8.8-1.0J(a) dont les paramètres géométriques, consignés dans la table 4-2 sont basés sur la figure 10-82 de KAYS & LONDON (6).

Table 4-1

Caractéristiques de la centrale combinée standardisée Brown Boveri KA9-1-50/L30

Caractéristiques de la vapeur vive
 (à l'entrée de la turbine)

Pression	P_{abs}	= 22	bars
Température	t	= 470	°C
Débit massique	\dot{m}	= 19,1	Kg/s
Condenseur (Pression)	P	= 0,250	bar
Puissance de la turbine à gaz	P_{TG}	= 28,2	MW
Puissance de la turbine à vapeur	P_{TV}	= 13,81	MW
Puissance totale	P_{tot}	= 42,01	MW
Rendement total	η	= 37,4	%
Pression atmosphérique	P_0	= 1,013	bars
Température de l'air	t_0	= 30	°C
Carburant			Fuel léger

Table 4-2
 Paramètres de la géométrie de surface
 pour un échangeur de chaleur de surface
 CF-8.8-1.0J(a)

Type d'ailette: circonférentielles, hélicoïdales, po-	lies.
Matériau de l'ailette	Aluminium
Arrangement des tubes	Quinquence
Diamètre extérieur des tubes. D_o (mm)	26
Diamètre extérieur des ailettes. D_f (mm)	44
Diamètre intérieur des tubes. D_i (mm)	24
Nombre d'ailettes par cm	3,46
Diamètre hydraulique. D_h (mm)	5,87
Epaisseur de l'ailette. δ_f (mm)	0,305
Rapport de l'aire de passage à l'aire frontale σ , côté air.	0,439
Rapport de l'aire de transfert au volume total α , côté air. (m^{-1})	299,22
Rapport de l'aire des ailettes à l'aire totale	0,825
Espacement longitudinal des tubes. l_p (mm)	52,4
Espacement transversal des tubes. s (mm)	49,8
Rapport de l'aire de passage à l'aire frontale σ_w , côté eau	0,1732
Rapport de l'aire de transfert au volume total α_w , côté eau. (m^{-1})	28,89

Pour les caractéristiques de la vapeur vive (au point v_1 de la figure 4-1) et au condenseur (point v_2 et v_3) données dans la table 4-1, le rendement effectif est de 0,76. En supposant un rendement mécanique de 0,96, le flux de chaleur Q à évacuer au condenseur est de 45,066MW, et la température T_v de la vapeur à la sortie de la turbine 64,55°C.

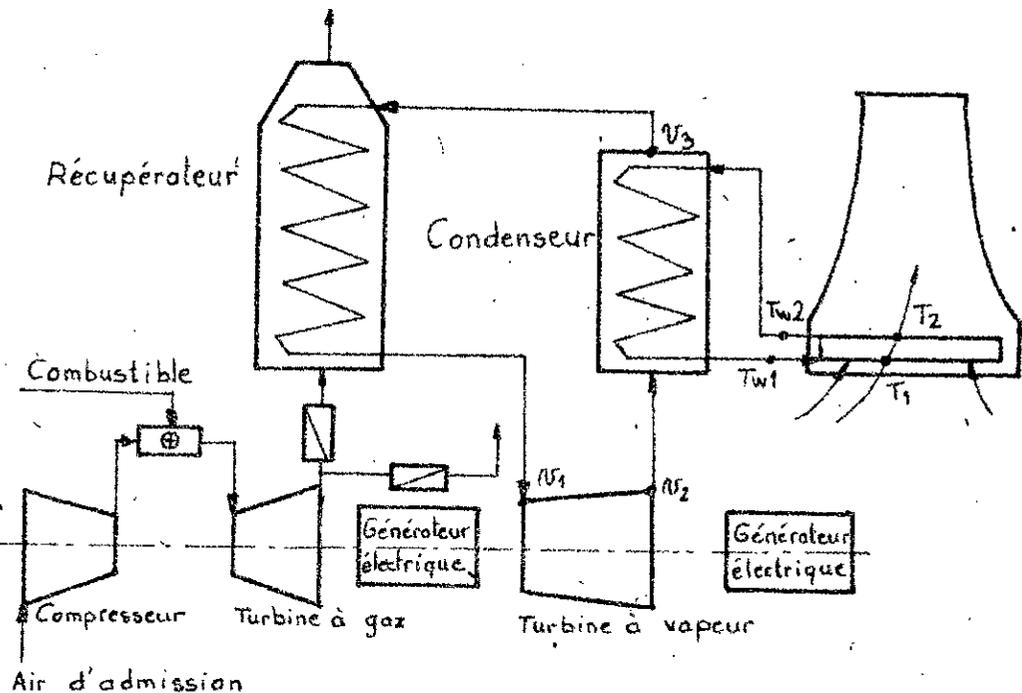


Fig. 4-1 Schéma simplifié de la centrale thermique à cycle combiné et tour sèche.

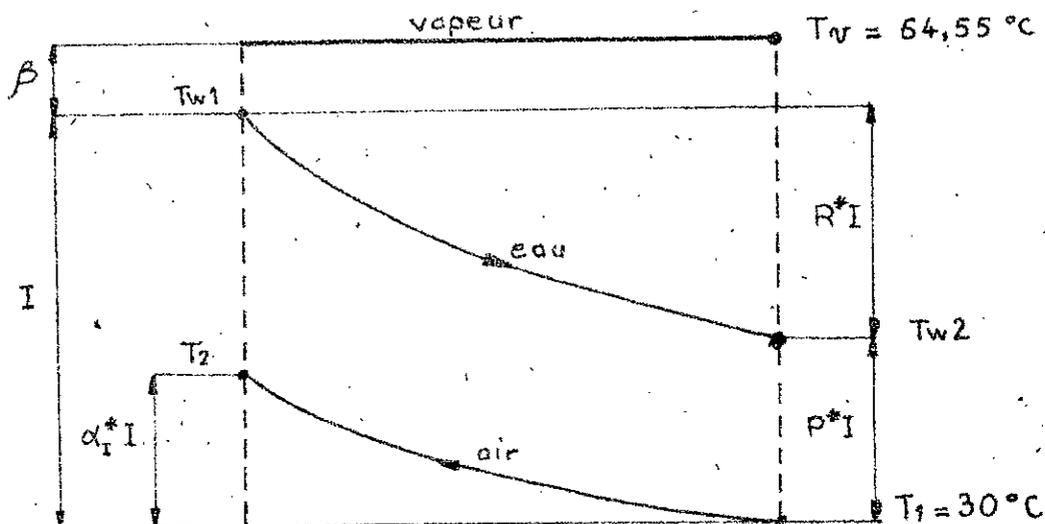


Fig. 4-2 Diagramme des températures pour l'échangeur à transfert indirect (condenseur - échangeur air-eau de la tour).

Pour la détermination des conditions optimales de températures pour les deux échangeurs (échangeur de la tour et condenseur), les données sont le flux de chaleur à transférer $Q = 45,066 \text{ MW}$, la température d'entrée de l'air dans l'échangeur de la tour $T_1 = 30^\circ\text{C}$ et la température de condensation de la vapeur au condenseur, $T_v = 64,55^\circ\text{C}$.

La température T_2 de l'air à la sortie de l'échangeur de la tour, le rapport C^* des capacités thermiques des deux fluides de ce même échangeur, son nombre n de passages de tubes et la différence de température terminale β du condenseur sont quatre paramètres dont la connaissance détermine complètement les conditions de température des deux échangeurs.

Plus faible sera la valeur de β , et plus grande sera l'efficacité du condenseur; néanmoins la surface d'échange se trouvera augmentée. Il est généralement recommandé, M.M.EL-WAKIL (12), de ne pas prendre de valeur inférieure à 2,8 °C pour β . Les trois autres paramètres sont liés par une relation d'interdépendance, ce qui réduit les degrés de liberté à deux.

Nous étudierons donc l'influence de la variation de deux de ces paramètres, soit T_2 et n , non seulement sur les conditions de température des deux échangeurs mais aussi plus globalement sur le dimensionnement de la tour.

La table 4-4 illustre l'influence de la vitesse V_1 de l'air dans la section frontale de l'échangeur de la tour sur les paramètres de transfert et de friction.

Le nombre de Reynolds pour l'écoulement de l'air dans l'échangeur est exprimé par la relation:

$$Re = \frac{V_1 D_H}{\nu \gamma}$$

où ν est la viscosité cinématique de l'air pour une température moyenne voisine de 46 °C.

$$\nu = 18,33 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Le facteur de Colburn est défini par la relation:

$$j = (h/GC_p)(Pr)^{2/3} = St \times Pr^{2/3}$$

$$\text{où } G = \rho_1 V_1 / \sigma$$

D'après cette définition du facteur de Colburn, le coefficient de convection h'air s'exprime par la relation:

Table 4-4

Influence de la vitesse de l'air V_1
sur les paramètres de transfert de
chaleur et de friction

V_1 (m/s)	Re	j	λ_{air} (W/m ² °C)	γ_0	f
0,5	365	0,01643	26,41	0,980	0,03586
1,0	729	0,01256	40,37	0,970	0,03016
1,5	1094	0,01073	51,74	0,962	0,02725
2,0	1459	0,00959	61,65	0,955	0,02536
2,5	1824	0,00879	70,64	0,949	0,02398
3,0	2188	0,00819	78,98	0,943	0,02292
3,5	2553	0,00772	86,86	0,938	0,02205
4,0	2918	0,00733	94,25	0,933	0,02132
4,5	3283	0,00700	101,25	0,929	0,02071
5,0	3647	0,00672	107,99	0,925	0,02017

$$h_{\text{air}} = \frac{j \rho_1 V_1 c_p}{\sqrt{Pr}^{2/3}} \quad (4-2)$$

Pour une température de l'air de 46°C ;

$$\rho_1 = 1,109 \text{ Kg/m}^3$$

$$c_p = 1007 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$$

$$Pr = 0,704$$

Les valeurs des facteurs de Colburn j et de friction f sont déterminés en fonction du nombre de Reynolds par la figure 10-82 de KAYS & LONDON (6).

L'efficacité de surface η_o dont le calcul a été détaillé dans l'appendice E s'exprime par la relation:

$$\eta_o = \frac{1}{Ar} + \eta_f \left(1 - \frac{1}{Ar}\right) \quad (4-3)$$

où Ar est le rapport de la surface de transfert à la surface des tubes et η_f l'efficacité des ailettes.

Nous considérerons une vitesse d'écoulement V_w de l'eau dans les tubes de l'échangeur de chaleur de 2,1 m/s. M.M. EL-WAKIL (12) recommande des valeurs comprises entre 2,1 et 2,5 m/s.

La vitesse choisie pour l'écoulement de l'eau conduit à un régime turbulent avec un coefficient de convection $h_w = 10.256 \text{ W/m}^2\text{}^\circ\text{C}$ calculé dans l'appendice F.

En négligeant les résistances à l'encrassement et de la paroi, le coefficient de transfert global basé sur le côté air, d'après l'équation 2-7, s'écrit;

$$\lambda = \frac{h_{air}}{U} = \frac{1}{\lambda_0} + \frac{\alpha}{\alpha_w} \frac{h_{air}}{h_w}$$

Pour une vitesse de l'air $V_1 = 1,5 \text{ m/s}$, $\lambda = 1,09$ conduisant à un coefficient de transfert global $U = 47,4 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

Les figures 4-3 à 4-6 illustrent respectivement les influences de la vitesse de l'air V_1 à l'entrée de l'échangeur de chaleur, de la température T_2 de l'air à sa sortie, de son nombre n de passages de tubes et de la différence de température terminale β du condenseur.

L'influence de la vitesse V_1 sur les grandeurs caractéristiques de la tour est illustrée par la figure 4-3 pour une température $T_2 = 46\text{°C}$, un rapport des capacités thermiques $C^* = C_w/C_a = 0,751$, une différence de température terminale $\beta = 3\text{°C}$ et pour une tour ayant un rapport $A_1/A_3 = 3$ et munie d'un échangeur à 3 passages de tubes. Lorsque la vitesse augmente, la puissance de pompage W diminue (d'où un meilleur rendement global de l'installation), la hauteur H de l'échangeur de chaleur dans la direction de l'écoulement de l'eau diminue (ce qui est très avantageux dans le cas d'une disposition verticale), la surface d'échange et la surface frontale diminuent (ce qui entraîne une taille plus petite de l'échangeur de chaleur), néanmoins la hauteur Z de la tour nécessaire pour produire le tirage augmente, ce qui entraîne pour la construction de la tour un coût plus élevé. Il faudra donc retenir

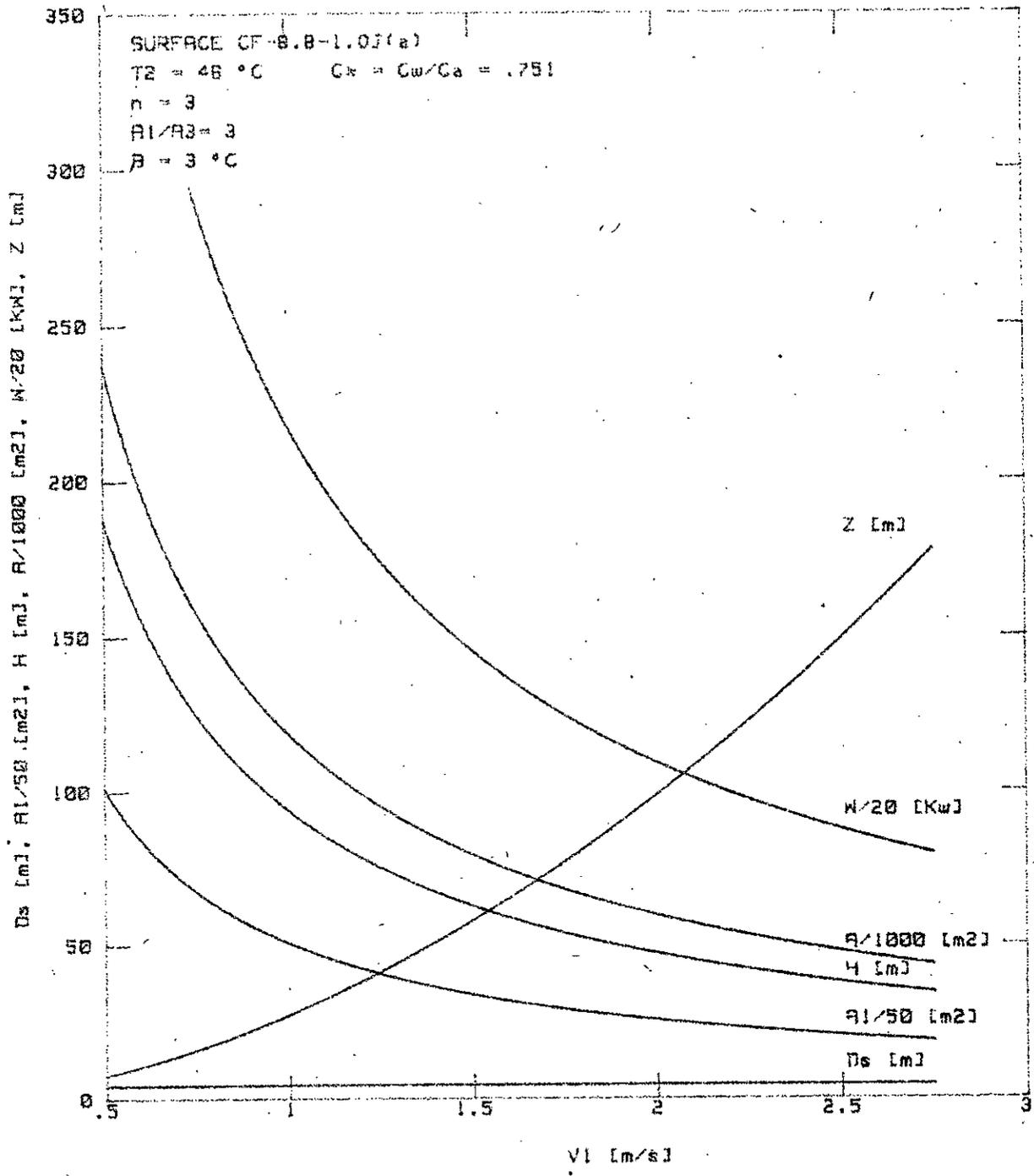


Figure 4-3 Effet de la vitesse de l'air, à l'entrée de l'échangeur V1, sur le dimensionnement de la tour

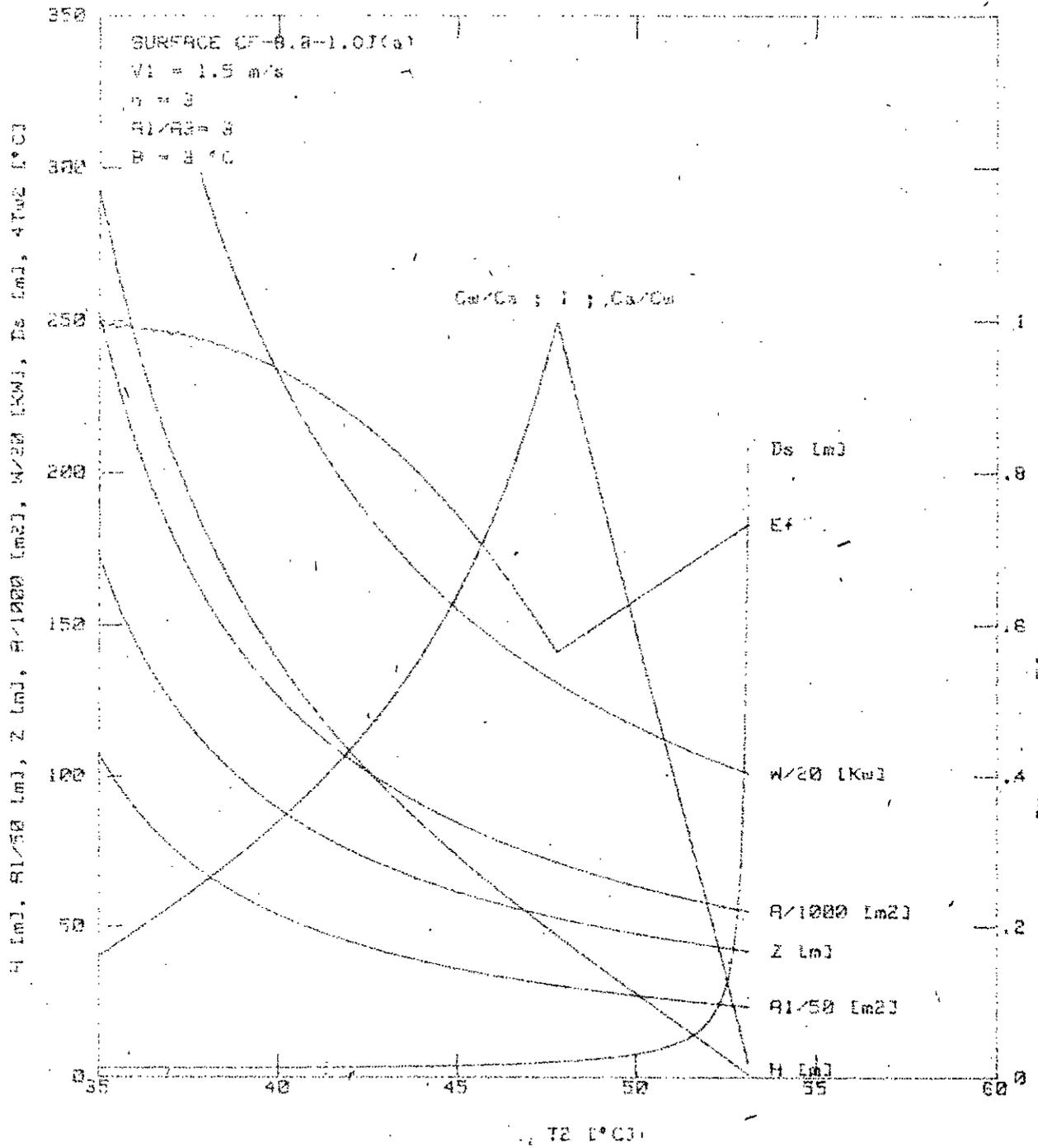


Figure 4-4 Effet de la température T2, sur le dimensionnement de la tour

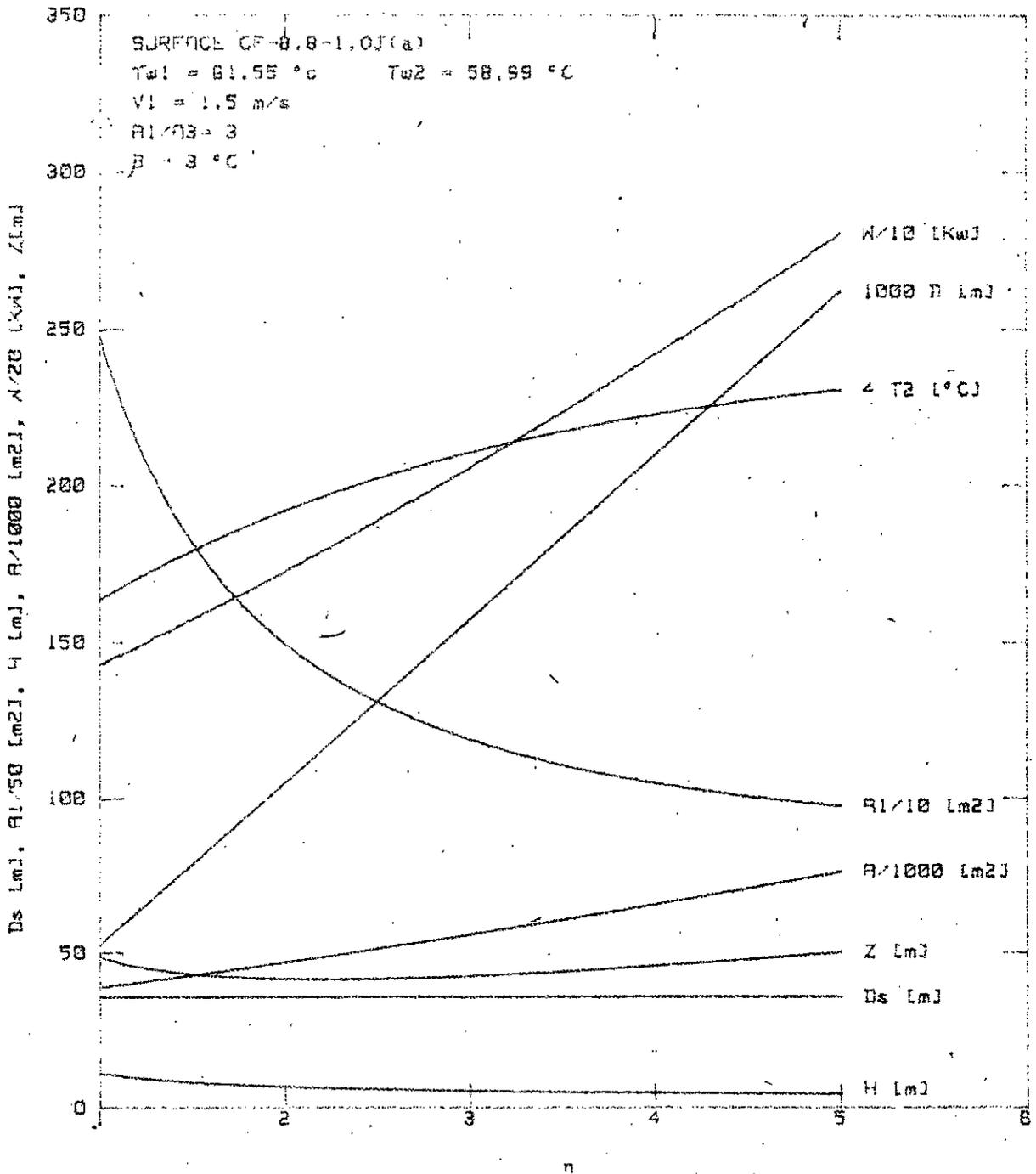


Figure 4-5. Effet du nombre n de passages de tubes sur le dimensionnement de la tour

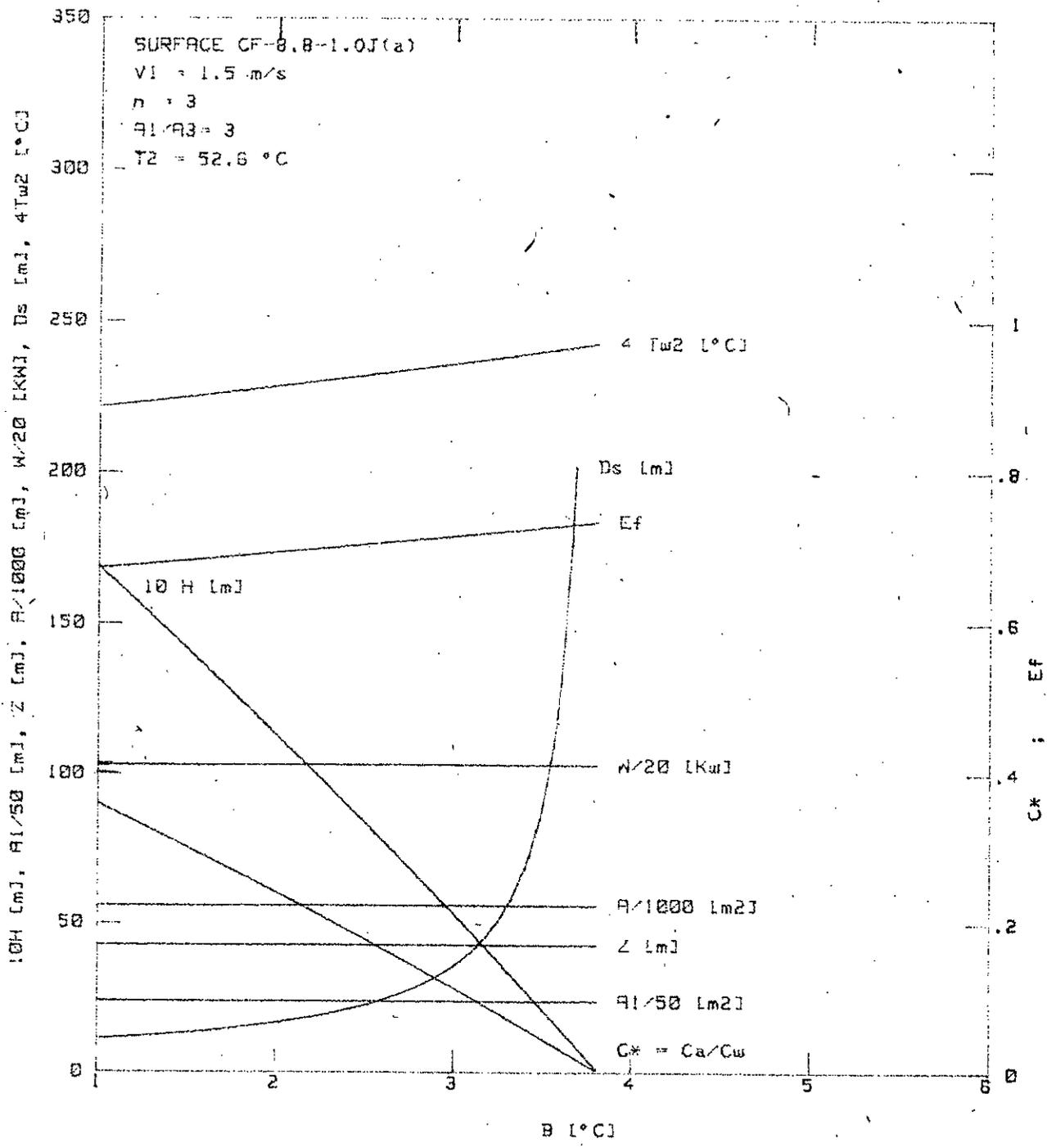


Figure 4-6 Effet de la différence de température terminale B, sur le dimensionnement de la tour

pour V_1 une valeur qui sera un compromis entre une tour trop effilée et une tour trop basse mais ayant un échangeur de chaleur de taille plus importante; ces deux cas représentant deux cas extrêmes dans la variation du coût.

Les effets de la température T_2 de l'air à la sortie de l'échangeur de chaleur sur les grandeurs caractéristiques de la tour et ses conditions de fonctionnement sont illustrés par la représentation graphique de la figure 4-4 pour une vitesse $V_1 = 1,5$ m/s, un nombre de passages de tubes $n = 3$, un rapport $A_1/A_3 = 3$ et une différence de température terminale $\beta = 3^\circ\text{C}$. La hauteur de la tour Z , la puissance de pompage W , la surface frontale A_1 , la surface de transfert \bar{A} et la hauteur H de l'échangeur de chaleur diminuent lorsque la température T_2 augmente. Cette augmentation est néanmoins limitée, lorsque β est fixée, à la valeur de T_2 correspondant au cas où $T_{w1} = T_{w2}$. Pour une disposition verticale de l'échangeur, la hauteur H doit être très inférieure à la hauteur de la tour Z ; on remarque donc qu'il existe une valeur minimale de T_2 qui satisfait à cette condition. Le diamètre de base de la tour varie très peu aux faibles valeurs de T_2 , mais augmente de plus en plus vite lorsque T_2 augmente vers sa valeur limite. Les courbes de l'efficacité ξ_f et du rapport des capacités thermiques C^* admettent toutes deux un point anguleux à l'abscisse $T_2 = 47,8^\circ\text{C}$; les expressions analytiques de ces deux fonctions de T_2 étant différentes de part et d'autre du point anguleux. Dans la plage de tempéra-

ture allant de la valeur $T_2 = 46,9^{\circ}\text{C}$ pour laquelle $H = Z$ à la valeur maximale de T_2 , on notera que pour une faible valeur de T_2 , la tour est plus effilée alors que pour une valeur élevée elle sera plus basse. La table 4-5 illustre cette influence de T_2 sur la géométrie de la tour.

Table 4-5
INFLUENCE DE LA TEMPERATURE T_2 SUR
LA GEOMETRIE DE LA TOUR.

T_2 ($^{\circ}\text{C}$)	T_{w2} ($^{\circ}\text{C}$)	Z (m)	H (m)	D_s (m)	D_3 (m)
48	44.3	52.04	44.95	5.29	25.19
51	53.0	45.40	19.05	10.70	23.32
52.3	57.8	43.08	7.88	24.36	22.63
52.6	58.9	42.58	5.30	35.74	22.48
53	60.7	41.94	1.78	104.42	5.57

La figure 4-5 illustre l'influence du nombre n de passages de tubes sur les grandeurs caractéristiques de la tour pour une différence de température terminale $\beta = 3$, une température de sortie de l'eau de l'échangeur de la tour $T_{w2} = 59^{\circ}\text{C}$, une vitesse de l'air $V_1 = 1,5 \text{ m/s}$ et un rapport $A_1/A_3 = 3$. On remarque que la hauteur de la tour est minimale pour un nombre de passages voisin de trois. Des valeurs plus faibles de n auraient pour inconvénients une plus grande hauteur

de l'échangeur ainsi qu'une plus grande aire de la surface frontale. Par contre, de plus grandes valeurs de n entraîneront une augmentation de la puissance de pompage et de la hauteur de tirage.

Les effets de la différence de température terminale β sur les grandeurs caractéristiques de la tour sont illustrés par la représentation graphique de la figure 4-6. L'augmentation de β aura pour principal avantage d'avoir une plus faible hauteur et une plus grande efficacité de l'échangeur de chaleur de la tour. L'augmentation de β est néanmoins limitée par la condition $T_{w1} = T_{w2}$. Par ailleurs M.M. EL-WAKIL (12) recommande pour β de ne pas prendre de valeurs inférieure à $2,8^{\circ}\text{C}$.

Nous retiendrons finalement les valeurs suivantes:

$$V1 = 1,5 \text{ m/s}$$

$$T2 = 52,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$n = 3$$

$$\beta = 3$$

La table 4-6 représentant les valeurs et influences des coefficients, sur la base de la table 2-1, a été établie pour $V1 = 1,5 \text{ m/s}$; $T2 = 52,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $n = 3$; $\beta = 3$, pour les caractéristiques de la centrale de la table 4-1 et les paramètres de la géométrie de surface de l'échangeur de chaleur consignés dans la table 4-2.

$$\text{De plus : } A1/A3 = 3$$

$$Kc = Ke = 0.$$

La puissance de pompage est calculée en admettant

Table 4-6
Valeurs et influence des coefficients

Désignation des paramètres	Coefficient à dépendance thermodynamique		Coefficient à dépendance géométrique	Coefficient dépendant du nombre de Reynolds	Coefficient dépendant des capacités thermiques	DIMENSIONS	
	Air	eau				des paramètres	des grandeurs caractéristiques
Z_E	1	1	5,189	0,252	19,875	25,965	$Z = 42,584 \text{ m}$
Z_A	1	1	9	0,115	15,482	15,978	
Z_θ	1	1	5,189	0,115	1,075	0,639	
Z_{kc}	1	1	5,189	0	14,407	0	
Z_{ke}	1	1	5,189	0	15,482	0	
A_1/Q	$2,995 \cdot 10^{-6}$	1	1	0,667	13,407	$2,641 \cdot 10^{-5}$	$A_1 = 1190,4 \text{ m}^2$
\bar{A}/Q	$2,995 \cdot 10^{-6}$	1	0,439	53,711	17,830	0,00124	$\bar{A} = 55992,7 \text{ m}^2$
H/V_w	0,000895	$4,124 \cdot 10^6$	0,000254	53,711	0,0501	2,525	$H = 5,3 \text{ m}$
d	1	1	0,00147	80,567	1,330	0,1572	$d = 0,1572 \text{ m}$
$\frac{\eta_p W_{kp}/Q}{f_w V_w^3}$	$2,996 \cdot 10^{-6}$	493,85	0,00353	53,711	17,830	0,00493	$W_{kp} = 0,71 \text{ MW}$ avec $f_w = 0,025$ $\eta_p = 0,72$
$\frac{D_s V_w}{Q}$	0,0033	$2,425 \cdot 10^7$	626,3	0,0124	267,64	$1,665 \cdot 10^{-6}$	$D_s = 35,736 \text{ m}$

un rendement effectif $\eta_p = 0,72$ pour la pompe.

Le facteur de friction f_w est de 0,025 d'après l'abaque de MOODY.

5. CONCLUSION

Dans cette étude, nous avons dans une première partie (chapitre 2) reproduit les équations fondamentales régissant les grandeurs caractéristiques d'une tour sèche à tirage naturel. Ces équations présentées sous la forme de produits des facteurs principaux d'influence (table 2-1) mettent en évidence les variables saillantes influençant le dimensionnement.

Dans le chapitre 4 "DIMENSIONNEMENT", la table 4 donne les dimensions et les caractéristiques principales d'une tour sèche pour un cycle combiné gaz/vapeur de 42 MW de type BBC KA9-1-50/L30. Ce dimensionnement illustre la méthodologie exposée dans les chapitres précédents.

Dans le chapitre 3, "OPTIMISATION DES CARACTERISTIQUES DIMENSIONNELLES", l'expression analytique de la capacité thermique du fluide de couplage qui maximise l'efficacité globale a été reproduite d'une part, puis l'influence des conditions de températures et du nombre de passages de tubes sur la taille de la tour a été mise en évidence d'autre part. Ces conditions optimales qui ne peuvent être prises en compte dans le cas du dimensionnement de la tour seule exposé dans le chapitre 4 pourraient être recherchées et réunies

dans le cas d'une étude plus globale embrassant les autres éléments de la centrale.

Principalement, cette étude présente une solution quantifiée pour le dimensionnement thermique d'une tour sèche à tirage naturel et représenterait une base indispensable pour tenter une étude économique.

APPENDICE A
EQUATIONS DE TIRAGE

Dans cet appendice, nous détaillerons les équations de tirage pour une tour à tirage induit. Une méthode similaire pourrait être utilisée pour le tirage forcé.

L'écoulement de l'air sera considéré unidimensionnel et permanent. La figure 2-1 représente l'arrangement et la disposition considérés.

L'air à l'extérieur de la tour est considéré stagnant et la pression variant hydrostatiquement.

Entre la section d'entrée de la tour, point 0, et la section frontale de l'échangeur de chaleur, point 1, l'air est accéléré isentropiquement de la vitesse V_0 que nous négligerons, à la vitesse V_1 dans la section frontale de l'échangeur. La masse volumique de l'air est traitée comme une constante entre ces deux sections;

Sous ces conditions, l'équation de Bernoulli entre les sections 0 et 1 s'écrit sous la forme;

$$\frac{P_0 - P_1}{\rho_1} = \frac{V_1^2}{2} + g(z_1 - z_0) \quad (A-1)$$

Entre les points 1 et 2, l'air subit une chute de pression à travers l'échangeur de chaleur due à la

friction, l'accélération et les effets d'entrée et de sortie.

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

L'air est ensuite accéléré isentropiquement entre la section 2 de sortie de l'échangeur et la section A d'entrée du ventilateur. La masse volumique de l'air est considérée constante entre ces deux sections; $\rho_2 = \rho_A$

L'équation de Bernoulli entre les sections 2 et A s'écrit alors sous la forme:

$$\frac{P_2 - P_A}{\rho_2} = \frac{V_A^2 - V_2^2}{2} + g(z_A - z_2) \quad (A-3)$$

Dans le ventilateur, l'air subit une augmentation de pression:

$$\Delta P_F = P_B - P_A \quad (A-4)$$

puis est à nouveau accéléré isentropiquement entre la section B de sortie du ventilateur et la section 3 de sortie de la tour, la masse volumique de l'air ne variant pas au cours de ce cheminement.

L'équation de Bernoulli entre les sections B et 3 s'écrit;

$$\frac{P_B - P_3}{\rho_B} = \frac{V_3^2 - V_B^2}{2} + g(z_3 - z_B) \quad (A-5)$$

A l'extérieur de la tour, l'air est considéré stagnant et la pression variant hydrostatiquement. La masse volumique de l'air étant supposée constante entre les sections 0 et 3, nous pouvons écrire;

$$P_0 - P_3 = \rho_0 g (z_3 - z_0) \quad (A-6)$$

En additionnant les équations A-1 à A-5, nous obtenons une nouvelle expression pour la différence de pression $P_0 - P_3$. L'équation générale du tirage pour la tour est obtenue en écrivant l'égalité de l'expression de $P_0 - P_3$ ainsi obtenue avec celle de l'équation A-6.

$$\begin{aligned} \rho_0 g (z_3 - z_0) = & \Delta P_E - \Delta P_F + \rho_1 \left[\frac{V_1^2}{2} + g (z_1 - z_0) \right] \\ & + \rho_2 \left[\frac{V_A^2 - V_2^2}{2} + g (z_A - z_2) \right] + \rho_B \left[\frac{V_3^2 - V_B^2}{2} + g (z_3 - z_B) \right] \end{aligned}$$

Afin de simplifier cette équation, les différentes vitesses seront exprimées en fonction de V_1 selon l'équation de continuité appropriée. Les masses volumiques de l'air dans chacune des sections seront exprimées en fonction de ρ_E^* et ρ_F^* .

$$\rho_E^* = \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

$$\rho_F^* = \frac{\rho_B}{\rho_A}$$

De plus, on notera comme indiqué sur la figure 2-1;

$$z_D = z_3 - z_1$$

$$z_F = z_A - z_1$$

les différences d'altitude ($Z_2 - Z_1$) et ($Z_B - Z_A$) étant négligées.

$$\frac{\rho_0 g}{\rho_1 V_1^2/2} (z_3 - z_0) = \frac{\Delta P_E - \Delta P_F}{\rho_1 V_1^2/2} + \left[1 + \frac{2g}{V_1^2} (z_3 - z_0 - Z_D) \right] + \left[\rho_E^* \left(\frac{A_1}{A_A} \right)^2 - \rho_E^* + \frac{2g}{\rho_E^* V_1^2} (Z_F) \right] + \left[\frac{\rho_E^*}{\rho_F^*} \left(\frac{A_1}{A_3} \right)^2 - \frac{\rho_E^*}{\rho_F^*} \left(\frac{A_1}{A_A} \right)^2 + \frac{2g}{V_1^2} \frac{\rho_F^*}{\rho_E^*} (Z_D - Z_F) \right]$$

Après quelques arrangements, l'équation de tirage pour une tour à tirage induit s'écrit sous la forme:

$$\frac{\Delta P_F - \Delta P_E}{\rho_1 V_1^2/2} + \left[\left(\rho_E^* - 1 \right) - \rho_E^* \left(\frac{A_1}{A_3} \right)^2 \right] + \frac{Z_D}{V_1^2/2g} \left(1 - \frac{\rho_F^*}{\rho_E^*} \right) = \left(\rho_F^* - 1 \right) \left\{ \frac{\rho_E^*}{\rho_F^*} \left(\frac{A_1}{A_3} \right)^2 \left[\left(\frac{A_3}{A_A} \right)^2 - 1 \right] - \frac{1}{\rho_E^*} \frac{Z_F}{V_1^2/2g} \right\}$$

APPENDICE B
PUISSANCE DE POMPAGE DE L'EAU

La puissance de pompage de l'eau peut s'exprimer en fonction de la variation de pression par:

$$W_{kp} = \frac{m_w \Delta P_w}{\eta_p \rho_w} \quad (B-1)$$

où ΔP_w est l'élévation de pression de l'eau dans la pompe ou la chute de pression due à la friction dans le circuit.

$$\Delta P_w = f_w \rho_w \frac{L_w}{D_i} \frac{V_w^2}{2} \quad (B-2)$$

L_w est la longueur hydraulique équivalente basée sur la géométrie des tubes de l'échangeur.

Dans un échangeur à n passages de tubes, et dont la longueur de module est H dans la direction de l'écoulement de l'eau, le coefficient Kl égal au rapport de la résistance totale à la résistance due aux tronçons rectilignes est défini par: $Kl = L_w / n H$

Kl est égal à l'unité si la résistance due aux raccords, changements de directions et tout autre accessoire est négligée.

Le volume total de l'échangeur de chaleur peut être

exprimé par $n H A_w$ où $A_w = A_{cw} / \sigma_w$. Par ailleurs, d'après la définition de α , le volume de l'échangeur s'exprime aussi par \bar{A} / α . Donc:

$$n H A_w = \frac{\bar{A}}{\alpha}$$

ou:

$$H = \frac{\bar{A}}{n \alpha A_w} \quad (B-3)$$

L'équation de continuité dans les tubes de l'échangeur s'écrit:

$$\dot{m}_w = \rho_w A_{cw} V_w = \rho_w A_w \sigma_w V_w \quad (B-4)$$

d'où:

$$A_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w \sigma_w V_w} \quad (B-5)$$

En combinant les équations B-1 à B-5 et en introduisant le coefficient K_1 ; on obtient l'expression:

$$\frac{W_{kp}}{\bar{A}} = \left(\frac{\sigma_w K_1 \rho_w}{2 \alpha D_i} \right) \frac{f_w V_w^3}{\eta_p}$$

APPENDICE C
HAUTEUR DE L'ECHANGEUR ET DIAMETRE
PERIPHERIQUE DE LA TOUR

D'après les équations B-3 et B-4, nous pouvons écrire immédiatement;

$$\frac{H}{V_w} = \frac{\sigma_w \rho_w \bar{A}}{\alpha n \dot{m}_w} \quad (C-1)$$

Pour une disposition verticale de l'échangeur de chaleur, la section totale de passage du flux d'air, s'écrit;

$$A_s = \pi D_s H \quad (C-2)$$

En combinant les équations C-1 et C-2, en introduisant la définition de α ($\alpha = \bar{A} / d A_1$) et l'épaisseur de l'échangeur de chaleur exprimée dans l'équation 2-10, on obtient;

$$\frac{D_s V_w}{\dot{m}_w} = \left(\frac{A_s / A_1}{\rho_w \frac{\pi \sigma_w}{\alpha}} \right) \frac{n}{\bar{A} / A_c}$$

APPENDICE D
 FONCTION DE LA TAILLE DE LA TOUR, Ψ

L'équation de la taille de la tour a été définie par MOORE (10,11) par l'équation:

$$\Psi = \frac{\ln \left[\frac{(1 - \alpha_I^*)}{P^*} \right]}{\alpha_I^{*2} F(1 - P^* - \alpha_I^*)} \quad (D-1)$$

L'écart moyen logarithmique de température selon les notations de la figure 2-2 pour un arrangement à contre courant s'exprime par la relation:

$$\Delta T_m = I \frac{1 - \alpha_I^* - P^*}{\ln \left[\frac{(1 - \alpha_I^*)}{P^*} \right]} \quad (D-2)$$

Le flux de chaleur évacué dans l'échangeur de chaleur de la tour dont l'arrangement est en courants croisés peut s'écrire:

$$Q = U A F \Delta T_m = C_w R^* I \quad (D-3)$$

En utilisant l'équation D-3 pour exprimer l'écart moyen logarithmique, en introduisant le nombre d'unités de transfert ($Ntu = UA/C_{min}$) et en remplaçant R^* par C_{min}/C_w , on obtient;

$$\frac{\Delta T_m}{I} = \frac{1}{F} \frac{\epsilon}{Ntu} \quad (D-4)$$

En combinant les équations D-1, D-2 et D-4 et en remplaçant α_I^* par $\xi C_{min}/C_a$, nous pouvons alors écrire;

$$\Psi = \frac{Ntu}{\left(\frac{C_{min}}{C_a}\right)^2 \varepsilon^3} = \frac{Ntu}{\varepsilon \alpha_I^{*2}}$$

APPENDICE E
EFFICACITE DE SURFACE DE
L'ECHANGEUR DE CHALEUR

D'après les définitions de \bar{U}_w , α et α_w , nous pouvons écrire:

$$\bar{U}_w = \frac{\frac{\pi}{4} D_i^2}{L_p S} \quad (E-1)$$

$$\alpha = \frac{\bar{A}}{L_p S} \quad (E-2)$$

$$\alpha_w = \frac{\pi D_i}{L_p S} \quad (E-3)$$

On définit A_r comme étant le rapport de la surface totale de transfert (surface des tubes et des ailettes) à la surface des tubes:

$$A_r = \frac{\bar{A}}{\bar{A}_{\text{tube}}} = \frac{\bar{A}}{\pi D_o} \quad (E-4)$$

En combinant les équations E-1 à E-4, nous obtenons:

$$A_r = \frac{\alpha}{\alpha_w} \frac{D_i}{D_o} \quad (E-5)$$

L'efficacité de surface η_o est définie par l'équation 2-3 de KAYS & LONDON (6):

$$\eta_0 = 1 - \frac{\bar{A}_f}{\bar{A}} (1 - \eta_f)$$

où \bar{A}_f est la surface des ailettes. D'après les notations précédentes;

$$\eta_0 = \frac{1}{A_r} + \eta_f \left(1 - \frac{1}{A_r}\right)$$

APPENDICE F
CALCUL DE LA VALEUR DU COEFFICIENT DE
CONVECTION, hw COTE EAU

Pour une vitesse d'écoulement de l'eau dans les tubes de l'échangeur de chaleur $V_w = 2,1$ m/s, le nombre de Reynolds, $Re_w = V_w D_i / \nu_w$ est égal à $Re_w = 91.337$ en prenant pour valeur de la viscosité cinématique de l'eau à sa température moyenne;

$$\nu_w = 5,518 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

La corrélation du nombre de Nusselt pour un écoulement turbulent de l'eau ou d'un liquide léger ($1 < Pr < 20$) à travers des tubes lisses a été proposée par KAYS (13)

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

Le calcul du nombre de Nusselt selon cette corrélation conduit à une valeur du coefficient de convection, côté eau;

$$h_w = 10255,64 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

BIBLIOGRAPHIE

1. DESTEESE J.G., & K. SIMHAN, "European dry cooling tower operation experience" ERDA Report BNWL-1995, Battelle Northwest laboratory, March 1976.
2. ROSSIE J.P. & W.A. WILLIAMS Jr., "The cost of energy from nuclear Power Plants equipped with dry cooling systems", ASME Paper 72-Pwr-4.
3. SMITH E.C. & M.W. LARINOFF, "Power plant siting, performance and economy with dry cooling tower systems", in proceedings of the American power conference, vol. 32, 1970.
4. SILVESTRI G.J. & J. DAVIDS, "Effects of high condenser pressure on steam turbine design", paper presented at the American power conference, 33 rd annual meeting, April 1971.
5. CHRISTOPHER P.J. & V.T. FORSTER, "Rugeley dry cooling tower systems", proceedings of the institute of mechanical engineers, Vol. 184, Part 1, n° 11, pp. 197-22, 1969,70.

6. KAYS W.MW & LONDON A.L., "Compact Heat Exchangers
2nd edition, Mc Graw-Hill Book Company, 1964
7. MONTAKHAB A., "Waste heat disposal to air forced
and natural draft; some analytical design consi-
derations", General Atomic Projects 9157 and 9158
May 1978.
8. HOLMBERG R.B., "Heat transfer in liquid-coupled
indirect heat exchanger systems", transactions of
the ASME, Journal of heat transfer, November 1975.
9. MOORE F.K., "Scaling law dry cooling towers with
combined mechanical and natural draft", Cornell
University Report 72-19, August 1972.
10. MOORE F.K., "On the minimum size of natural-draft
dry cooling towers for large power plants", ASME
paper 72-WA/HT-60.
11. MOORE F.K., "On the minimum size of large dry cool-
ing towers with combined mechanical and natural
draft", Transactions of the ASME, Journal of heat
transfer, August 1973.
12. M.M. EL-WAKIL, "Powerplant technologie" Mc Graw-
Hill Book Company, 1985.

13. KAYS W.M., "Convective heat and mass transfer" Mc
Graw-Hill Book Company, New York, 1966.

14. BROWN BOVERI COMPANY "Centrales combinées standar-
disées Brown Boveri série KA 9" (N° de publication
CH-T 0404 093 F).