

République Algérienne Démocratique et populaire

Ministère de l'enseignement supérieur
et de la recherche scientifique

Université de Blida

Institut d'Aéronautique

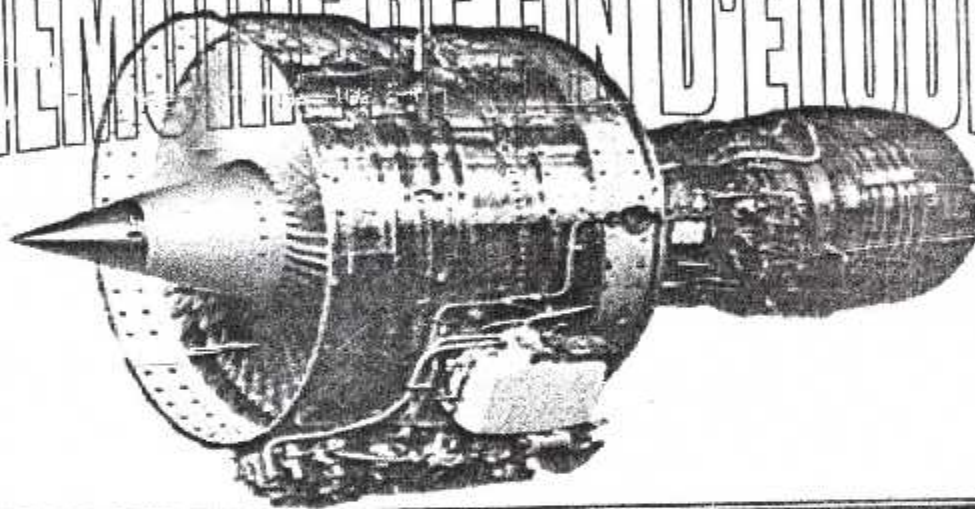
Département de propulsion

Pour l'obtention du diplôme
D'études universitaire appliqué



017/2002
EX N

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES



*Elaboration d'un calcul de
vérification d'un échangeur de
chaleur multitubulaire*

Présenté par :

-BOUCHOUAREB MED EL BACHIR
- ABDELLI SAMIRA

Promoteur:

- M^r BERGUEL SAID

Co-Promoteur:

- BOUDJELLAL HAYAT

Promotion 2002

Sommaire

	Page
Introduction	01
Chapitre I — Introduction aux transferts thermiques	
I-1 Introduction	02
I-2 Conduction thermique	02
I-3 Convection	03
I-4 Rayonnement thermique	04
Chapitre II — Les échangeurs de chaleur	
II-1 Principe des échangeurs	07
II-2 Classification des échangeurs	07
II-3 Différents types d'échangeurs de chaleur	09
II-4 Echangeurs à faisceaux et calandres	15
II-5 Sélection des échangeurs	21
Chapitre III — Calcul thermique d'un échangeur de chaleur	
III-1 Méthode DTLM	22
III-2 Efficacité d'un échangeur de chaleur	33
III-3 Nombre d'unités de transfert (NUT ou NTU)	37
III-4 Comparaison des méthodes DTLM et NUT	37
Chapitre IV — Développement du logiciel	
IV- 1 Introduction.....	38
IV- 2 principe de calcul thermique d'un échangeur.....	38
IV- 3 développement du logiciel	40
IV- 4 différante étape du logiciel	40
IV- 5 organigramme	43
Chapitre V — Résultats et Interprétation	
V- Résultats et Interprétation	49
Nomenclature	
Conclusion	
Annexe	
Listing	
Bibliographie	

Nomenclature

- P : Nombre de passes dans la calandre
 N : Nombre de passes dans les tubes.
 t_{ce} : Température d'entrée du fluide chaud [$^{\circ}\text{C}$]
 t_{cs} : Température de sortie du fluide chaud [$^{\circ}\text{C}$]
 t_{fe} : Température d'entrée du fluide froid [$^{\circ}\text{C}$]
 t_{fs} : Température de sortie du fluide froid [$^{\circ}\text{C}$]
 t_{mc} : Température moyenne du fluide chaud [$^{\circ}\text{C}$]
 t_{mf} : Température moyenne du fluide froid [$^{\circ}\text{C}$]
 q_{mc} : Débit massique du fluide chaud [Kg/s]
 q_{mf} : Débit massique du fluide froid [Kg/s]
 q_{tc} : Débit thermique du fluide chaud W/k
 q_{tf} : Débit thermique du fluide froid W/k
 q_{tmin} : Débit thermique minimal W/k
 C_{pe} : Chaleur spécifique du fluide chaud J/Kg.K
 C_{pf} : Chaleur spécifique du fluide froid J/Kg.K
 Re_f : Reynolds du fluide froid .(S.D)
 Re_c : Reynolds du fluide chaud .(S.D)
 Pr_c : Prandtl du fluide chaud .(S.D)
 Pr_f : Prandtl du fluide froid .(S.D)
 h_c : coefficient d'échange convectif côté chaud [$\text{w/m}^2.\text{k}$]
 h_f : coefficient d'échange convectif côté froid [$\text{w/m}^2.\text{k}$]
 eff : efficacité de l'échangeur côté froid.
 eff_c : efficacité de l'échangeur côté chaud.
 eff_e : efficacité de l'échangeur .
 w : Flux de chaleur à transmettre [W]
 w_{max} : Flux de chaleur maximal [W]
 k : Coefficient d'échange global [$\text{w/m}^2.\text{k}$]
 V_c : Vitesse du fluide chaud [m/s]
 V_f : vitesse de fluide froid [m/s]
 d_{int} : Diamètre intérieur du tube [m]
 d_{ext} : Diamètre extérieur du tube [m]

d_{cal} : Diamètre de la calandre [m]

λ : Conductivité thermique du matériaux des tubes [W/mK]

f : Facteur de correction de DTLM.

S_1 : Surface d'échange [m^2]

ρ_c : masse volumique du fluide chaud [kg/m^3]

ρ_f : masse volumique du fluide froid [kg/m^3]

μ_c : viscosité dynamique du fluide chaud [pas . s]

μ_f : viscosité dynamique du fluide froid [pas . s]

λ_c : conductivité thermique du fluide chaud [w/mk]

λ_f : conductivité thermique du fluide froid [w/mk]

ΔT_a : différence de température dans la section d'entrée (C°)

ΔT_b : différence de température dans la section de sortie (C°)

ΔT_{LM} : différence de température logarithmique moyenne (C°)

Nu_{sc} : nombre de NUSSELT de fluide chaud

Nu_{sf} : nombre de NUSSELT de fluide froid

B : distance entre chicanes (m)

G_t : vitesse transversale dans la calandre

D_h : diamètre hydraulique dans la calandre (m)

e_p : épaisseur des tubes (m)

d_{moy} : diamètre moyen des tubes (m)

L : longueur des tubes (m)

N_t : nombre de tubes

S_{tt} : surface totales des tubes (m^2)

Introduction

Introduction

L'essor rapide des techniques nouvelles fait que l'exploitation dans le domaine technique fait accroître sans cesse l'intérêt porté aux échanges de chaleur et de masse.

Dans des sociétés industrielles dont le fluide vital est l'énergie, les échangeurs thermiques ont acquis une importance économique majeure. On estime que presque toute l'énergie thermique produite ou recueillie transite ou moins une fois par un échangeur.

Pour l'efficacité et la fiabilité des moteurs thermiques (moteurs fusées, moteurs atomiques, réacteur, etc...). La résolution de nombreux problèmes de technique cosmique, de la technique d'aviation, de l'énergétique (centrales thermiques).

L'organisation correcte du système de refroidissement de la veine du moteur est essentielle et parfois décisive ; or, ceci est en définitive déterminé par la sûreté des méthodes de calcul des échanges de chaleur.

Cependant, la réalisation des échangeurs se heurte à des difficultés à la mesure de leur importance : difficultés de calcul en particulier, dues à l'extrême complexité des formes géométriques et des écoulements; difficultés de maintenance, également avec les problèmes de corrosion, d'encrassement, et les pertes de performances qui en découlent.

Il est donc essentiel de bien maîtriser leur conception et les calculs qui s'y rapportent.

1
Chlorine

1.1. Introduction :

Le transfert de chaleur est l'un des modes les plus communs d'échange d'énergie, il intervient naturellement entre deux systèmes dès qu'existe entre eux une différence de température et cela quel que soit le milieu, même vide, qui les sépare. De ce fait les transferts thermiques ont, aussi bien dans le domaine des sciences pures que dans celui des applications technologiques, un rôle souvent essentiel. Ce rôle devient même déterminant lorsqu'il est à l'origine de techniques utilisées (échangeurs, moteurs thermiques, utilisation de l'énergie solaire etc.)

1.2. Conduction thermique :

1.2.1. Définition :

La conduction thermique est la propagation de la chaleur, de molécule à molécule, dans un corps ou dans plusieurs corps contigus et non réfléchissants, sans qu'il y ait mouvement du milieu ou que ce mouvement intervienne dans la transmission.

1.2.2. Application :

Le transfert de chaleur par conduction caractérise tous les transferts de chaleur qui s'effectuent dans les parois séparant deux corps à des températures différentes. C'est le cas des surfaces d'échange des échangeurs de chaleur.

1.2.3. Loi de FOURIER :

La loi de Fourier traduit la relation existant, en chaque point d'un corps, entre le flux thermique et le gradient de température. Cette expression, dans la mesure ou la position d'un point peut être caractérisée par une seule dimension (paroi plane, cylindrique ou sphérique) s'écrit :

$$-\frac{d\phi}{dA} = -\lambda \frac{dT}{dX} \quad (I-1)$$

avec :

Φ : Flux de chaleur. [W].

T : Température. [°C].

A : Surface d'échange. [m²].

X : Coordonnée du point considéré. [m].

λ : Conductivité thermique. [W/(m.°C)].

Le calcul intégral permet de généraliser la loi de Fourier à des corps de forme quelconque, cette loi traduit le fait que le flux de chaleur est proportionnel au gradient de température.

1.3. Convection :

1.3.1. Définition :

La convection caractérise la propagation de la chaleur dans un fluide Gaz ou liquide, dont les molécules sont en mouvement.

Deux types de convection sont généralement distingués :

- **La convection naturelle** : Dans laquelle le mouvement résulte de la variation de masse volumique du fluide avec la température, cette variation crée un champ de forces gravitationnelles qui conditionne les déplacements des particules du fluide.
- **La convection forcée** : dans laquelle le mouvement est provoqué par un procédé mécanique indépendant des phénomènes thermiques, c'est donc un gradient de pression extérieur qui provoque les déplacements des particules du fluide.

L'étude de la transmission de chaleur par convection est donc étroitement liée à celle de l'écoulement des fluides.

1.3.2. Applications :

Les applications du transfert de chaleur par convection sont beaucoup trop nombreuses pour que l'on puisse envisager de les citer toutes. Elles interviennent chaque fois que l'on chauffe ou que l'on refroidit un liquide ou un Gaz, qu'il s'agisse de faire bouillir de l'eau dans

une casserole, du radiateur de chauffage central, du radiateur associé au moteur d'une voiture ou de l'échangeur dans un procédé, évaporateur ou condenseurs.

La représentation exacte des processus de transfert par convection pose des problèmes de mécanique des fluides extrêmement difficiles qu'il n'est pas, dans la plupart des cas possibles de résoudre directement.

Cependant, comme la plus souvent on ne s'intéresse qu'à la quantité de chaleur échangée entre le fluide et la paroi solide qui le limite, on introduit par analogie avec les transferts thermiques par conduction, un coefficient d'échange superficiel h tel que la densité du flux de chaleur ϕ , à travers un élément de surface de la paroi, soit proportionnelle à la différence entre la température T_p de cet élément de surface et une température moyenne du fluide T_f .

$$\phi = h (T_p - T_f) \quad (1-2)$$

1-4 Rayonnement thermique :

1.4.1 Définition :

Dans la transmission de chaleur par rayonnement, le transfert thermique s'effectue par des **vibrations électromagnétiques** qui se propagent en ligne droite sans aucun support de matière.

Le rayonnement thermique concerne les ondes électromagnétiques dont la longueur d'onde couvre le spectre ultra violet et le spectre infra rouge (de 0.01 à 100 μm) en passant par le spectre visible (0.38 à 0.76 μm).

Le rayonnement peut être décomposé en radiations monochromatiques qui concernent une longueur d'onde déterminée. Aux températures des applications industrielles, le rayonnement est surtout constitué par l'infrarouge.

Lorsqu'un flux d'énergie rayonnée rencontre un corps, une partie d'énergie est absorbée, une partie est réfléchie, une partie continue son trajet après avoir traverser le corps.

1.4.2 Applications :

Le rayonnement infrarouge est appliqué dans de très nombreux procédés industriels. Son action sur la matière est essentiellement thermique et les applications principales concernent: (le séchage, la cuisson, le chauffage, la stérilisation, les polymérisations). Le rayonnement ultraviolet est constitué de photons dont l'énergie est de l'ordre de grandeur de l'énergie des liaisons atomiques. Ceci agit sur la matière par déplacement des électrons vers des niveaux énergétiques supérieurs. Lorsque la matière soumise au rayonnement y est sensible, il s'y produit des réactions chimiques. La partie des rayonnements ultraviolets absorbés par la matière et qui n'est pas utilisée à la réaction chimique et transformée en chaleur. Dans la pratique, cet échauffement reste faible et le rayonnement ultraviolet est principalement utilisé dans le domaine des réticulations de films plastique et des polymérisations de produits organiques comme les encres d'imprimeries, les laques et vernis, opérations qui sont souvent appelées improprement séchages.

1.4.3 Principales propriétés :

Emittance.

L'existence énergétique appelée autrefois Emittance est la quantité d'énergie émise par une source, par unité de temps et de surface de cette source, dans tout le demi-espace délimité par cette surface et s'exprime en W/m^2 .

$$M = \frac{d\Phi}{dA} \quad (1-3)$$

Φ (en W) étant le flux thermique et A (en m^2) la surface de la source .

Luminance énergétique :

C'est le flux d'énergie émis par unité de surface, dans un angle solide $\Omega=1$ stéradian, normal à cette surface. L s'exprime en $W/(m^2.sr)$.

En réalité, les radiations ne peuvent être toutes normales à la surface et l'on définit un élément de surface dA . Un élément d'angle solide $d\Omega$ définit un pinceau dans le quel le flux d'énergie est $d\Phi$. la luminance est donc :

$$L = \frac{d\Phi}{dA d\Omega} \quad (I-4)$$

Quand dA et $d\Omega$ tendent vers 0.

I.4.4 Lois du rayonnement thermique :**Loi de Stefan-boltzmann**

Cette loi quantifie l'émission totale d'un corps noir à une température T .

$$M = \delta(T/100)^4 \quad (I-5)$$

δ : constante de Stefan-boltzmann.

$$\delta = 5,670 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$$

2
G
H
I
J
K
L
M
N
O
P
Q
R
S
T
U
V
W
X
Y
Z

II- Les échangeurs de chaleur :

II-1 Principe des échangeurs :

La récupération de l'énergie calorifique en fin d'opération industrielle. Est assurée par des échangeurs. Le refroidissement et le chauffage nécessaires au bon fonctionnement de divers appareils et installations sont réalisés à l'aide d'échangeurs ou systèmes de transfert thermique.

Dans un échangeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases (cas des condenseurs et des vaporiseurs).

En principe, pour les échangeurs les plus répandus dans l'industrie, les deux fluides, s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi, ou cloison, à faible inertie thermique.

La chaleur que le fluide 1 cède à la paroi, par convection le long de la surface de contact, traverse l'épaisseur de la paroi par conduction et est cédée au fluide 2 par convection le long de l'autre face.

II-2- Classification des échangeurs :

Les échangeurs de chaleur peuvent se classer suivant divers critères, ainsi on distingue

II-2-1 Mode de transmission de chaleur :

Les échangeurs de chaleur peuvent se classer suivant le processus du transfert de chaleur, qui peut être accomplie par un contact direct ou par un contact indirect. Dans le premier type, deux fluides différents se mélangent par un contact direct, échangent de la chaleur puis sont séparés. Dans le contact indirect les différents fluides ne se mélangent pas et donc sont séparés, et le transfert de la chaleur se fait à travers une surface ou paroi séparatrice ; dans ce cas, on distingue deux catégories d'échangeurs, suivant l'écoulement des fluides et du transfert de chaleur. Si le transfert de chaleur du fluide le plus chaud au fluide le plus froid est contenu, l'échangeur est appelé échangeur de chaleur à surface ou récupérateur de chaleur, si par contre les fluides parcourent alternativement et périodiquement l'échangeur, dans ce cas la chaleur est transférée d'une manière indirecte.

La chaleur cédée par le fluide chaud et l'échangeur et appelé régénérateur.

II-2-2 Nature de la construction :

Les échangeurs de chaleur peuvent être construits sous différentes formes ; ainsi il existe les échangeurs de chaleur tubulaires constitués d'un certain nombre de tubes horizontaux ou verticaux, les échangeurs de chaleur à plaques, à surface poussée, les échangeurs de chaleur régénérateurs.

II-2-3 Le nombre de fluide :

Un échangeur de chaleur peut fonctionner avec deux, trois ou plusieurs fluides appelés agents thermiques.

II-2-4 Compacité de surface :

Un autre critère de classification des échangeurs de chaleur peut être basé sur le rapport de surface de transfert sur le volume de l'échangeur, ainsi on distingue des échangeurs de chaleur compacts avec un rapport dépassant $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ et les échangeurs de chaleur non compacts avec un rapport inférieur à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

II-2-5 La direction d'écoulement des fluides :

On distingue deux catégories d'échangeurs selon le nombre de passage des agents thermiques, ainsi il existe des échangeurs de chaleur à passage simple où les fluides s'écoulent en une seule direction sans changer de sens d'écoulement et les échangeurs de chaleur à passage multiple où les fluides sont obligés de changer plusieurs fois leurs sens d'écoulement, les échangeurs multitubulaires, à plaques et à ailettes constituent la catégorie de cette classification, dans la catégorie des échangeurs à passage simple, on peut distinguer plusieurs types d'écoulement, tel que :

L'écoulement à co-courant décrivant le cas où les fluides se déplacent dans le même sens, les échangeurs à contre courant où les fluides s'écoulent dans des sens opposés, l'écoulement à courant inverse ou croisé définissant les cas où les fluides ont des directions d'écoulement

perpendiculaires et enfin les échangeurs de chaleur à courant mixte englobant les trois écoulements déjà cités.

II-2-6 Le régime thermique de fonctionnement :

On distingue deux régimes thermiques, le régime stationnaire représentant le cas où la distribution de température des fluides ne varie pas avec le temps et le régime non stationnaire définissant le cas où la distribution de température des fluides est dépendante du temps.

II-2-7 L'état d'agrégation des agents thermiques :

Il existe deux types d'échangeurs de chaleur selon l'état des fluides, ainsi on peut citer les échangeurs de chaleur où les agents thermiques ne changent pas leur état d'agrégation lors de leur passage et les échangeurs de chaleur où un ou tous les agents thermiques changent leur état d'agrégation lors de leur passage.

II-3 Différents types d'échangeurs de chaleur :

II-3-1 Echangeurs tubulaires :

Ils sont constitués d'un corps cylindrique appelé calandre et d'un faisceau de tubes fixés par soudage ou dudgeonnage sur les plaques tubulaires. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement :

- * Echangeur Monotubulaire.
- * Echangeur Coaxial.
- * Echangeur Multitubulaire.

II-3-2 Echangeurs à plaques :

Ils sont constitués de plaques nervurées disposées en parallèle, facilement démontables et nettoyables.

Ces types d'échangeurs de chaleur conviennent particulièrement pour les échangeurs de chaleur entre liquides. Parmi ces échangeurs on trouve :

- Echangeurs à surface primaire :

- *Echangeurs à plaques et joints.
- *Echangeurs à plaques soudées ou brasées.

- Echangeurs à surface secondaire :

- *Echangeurs à plaques serties.
- *Echangeurs à plaques brasées.

II-3-3 Echangeurs avec un fluide changeant de phase :

Dans les échangeurs, un fluide peut subir un changement de phase. Le fluide froid passant de l'état liquide à l'état gazeux concerne les évaporateurs. Le fluide chaud passant de l'état vapeur à l'état liquide concerne les condenseurs.

Il existe dans l'industrie des évaporateurs et des condenseurs tubulaires et des évaporateurs et des condenseurs à plaques.

- Evaporateurs Tubulaires :

Dans le cas où l'évaporation est à l'intérieur du tube, on trouve :

- *Les évaporateurs à tubes verticaux.
- *Les évaporateurs à tubes horizontaux.

Dans le cas d'une évaporation à l'extérieur du tube on trouve :

- *Les évaporateurs noyés.
- *Les évaporateurs à tubes arrosés.

- Condenseurs :

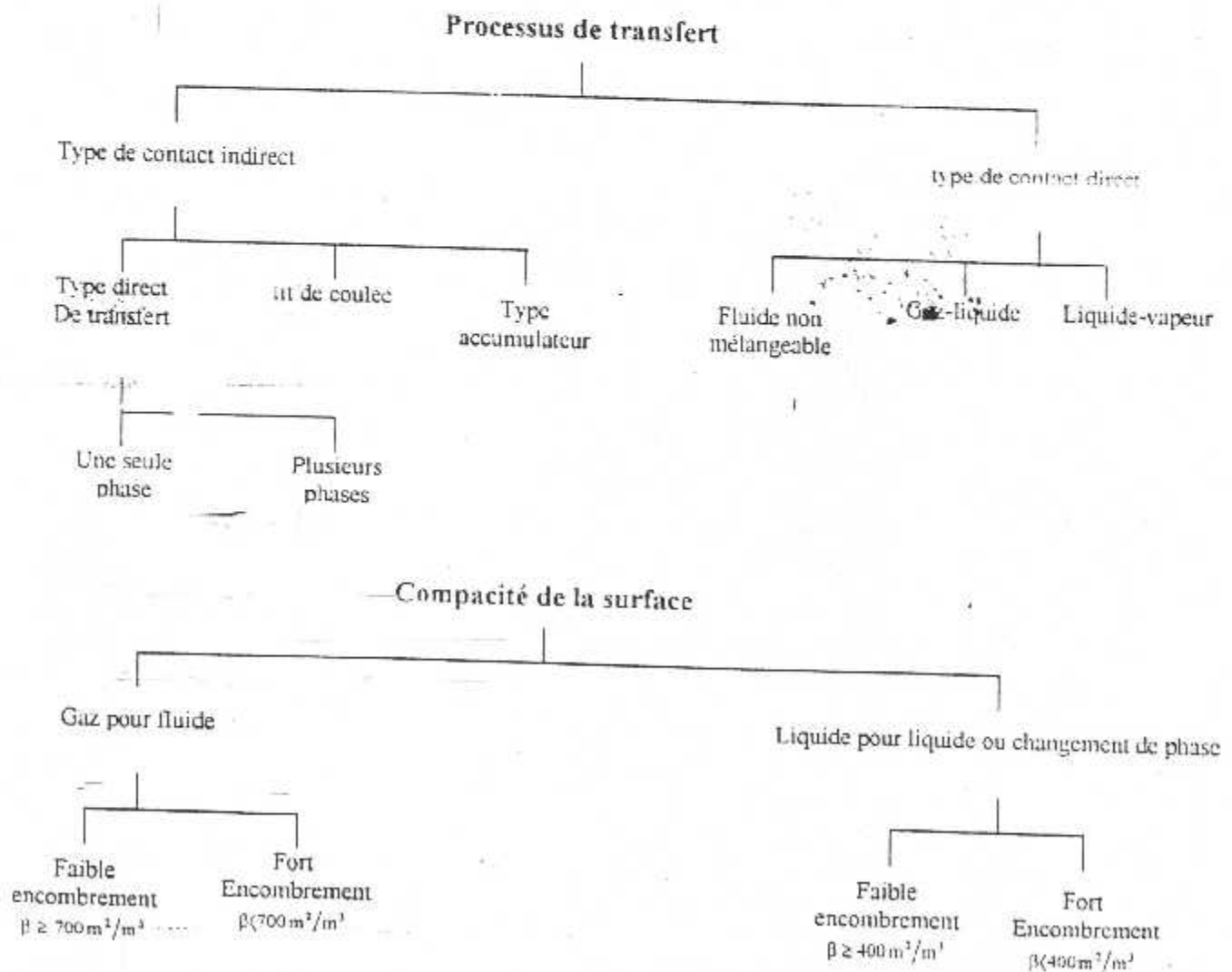
On distingue deux types :

- *Condenseur à fluides séparés.
- *Condenseur à contact direct.

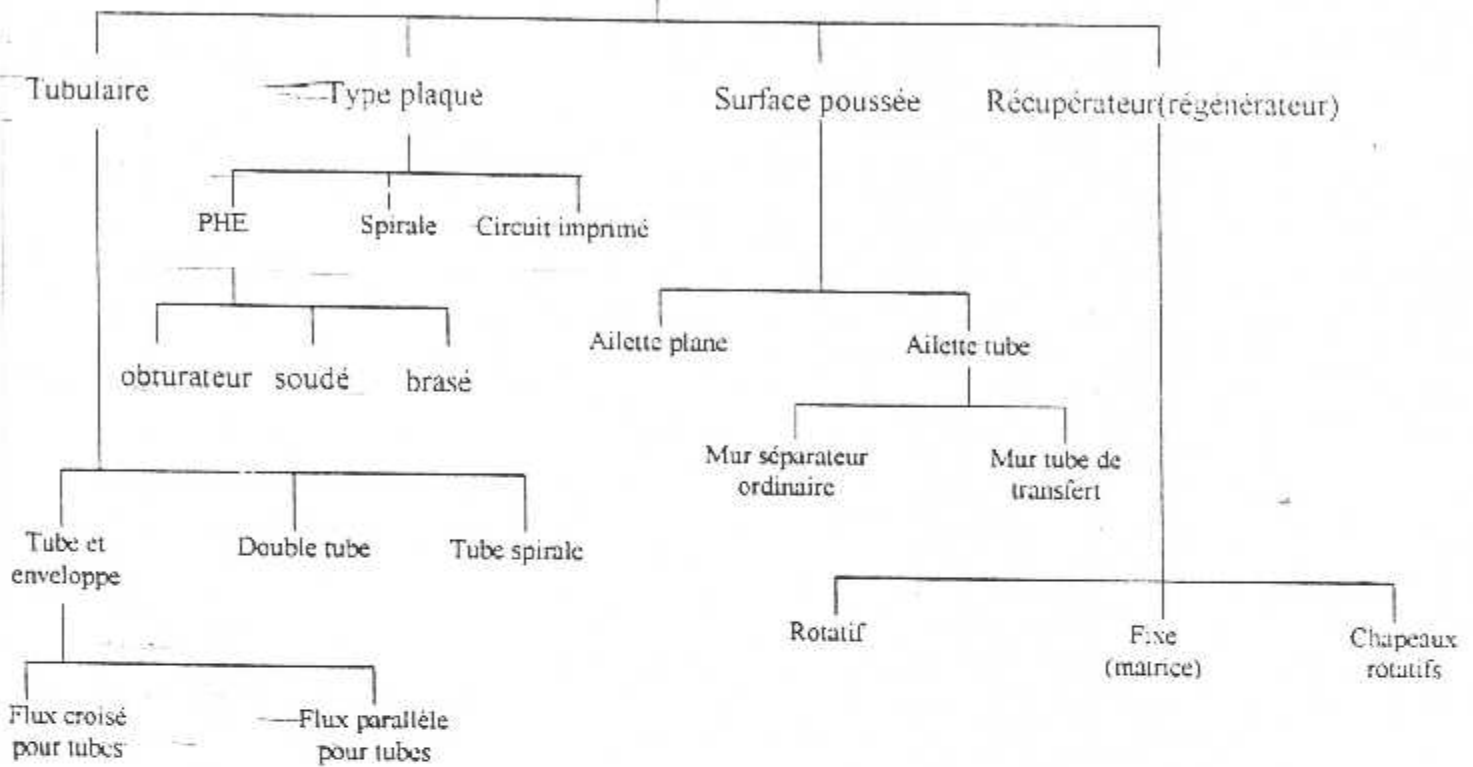
- Les évaporateurs et condenseurs à plaques :

Ce sont les mêmes que les échangeurs à plaques.

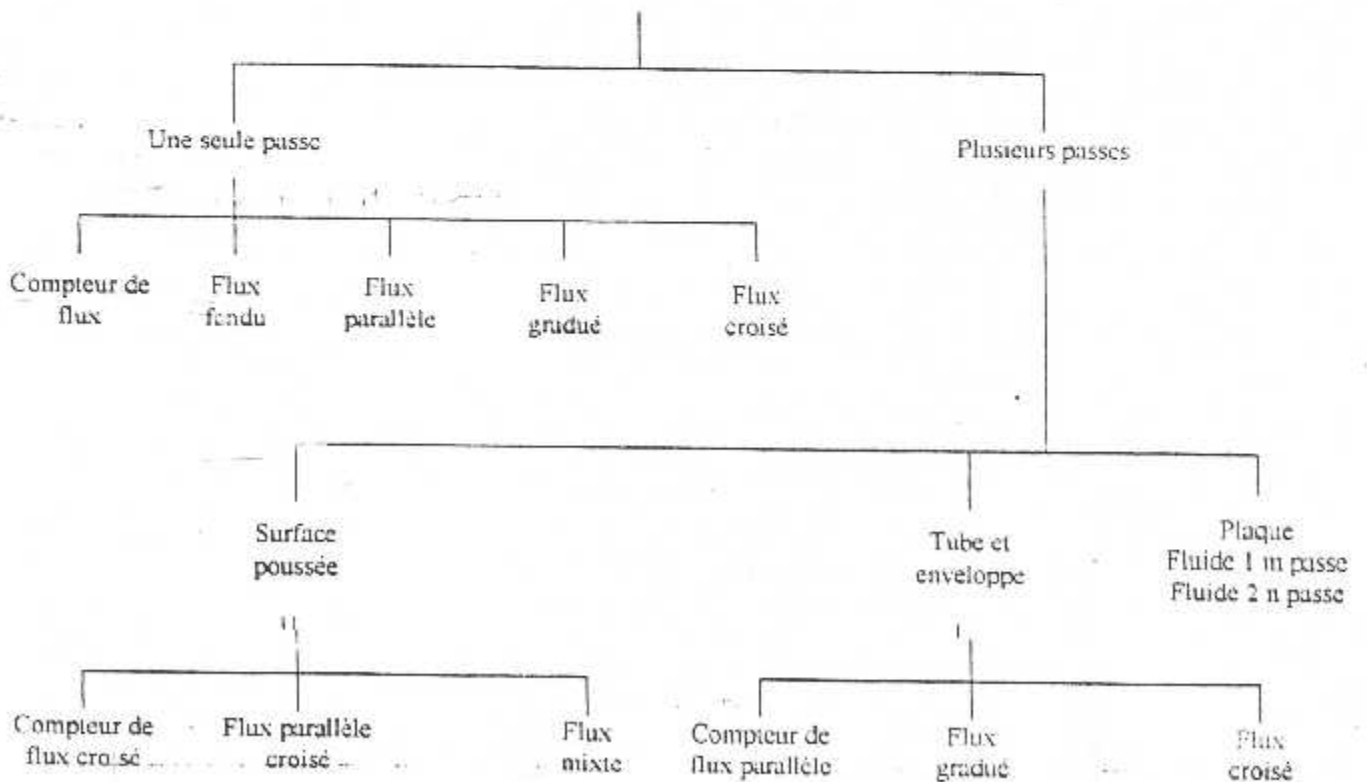
Classification des échangeurs de chaleur :

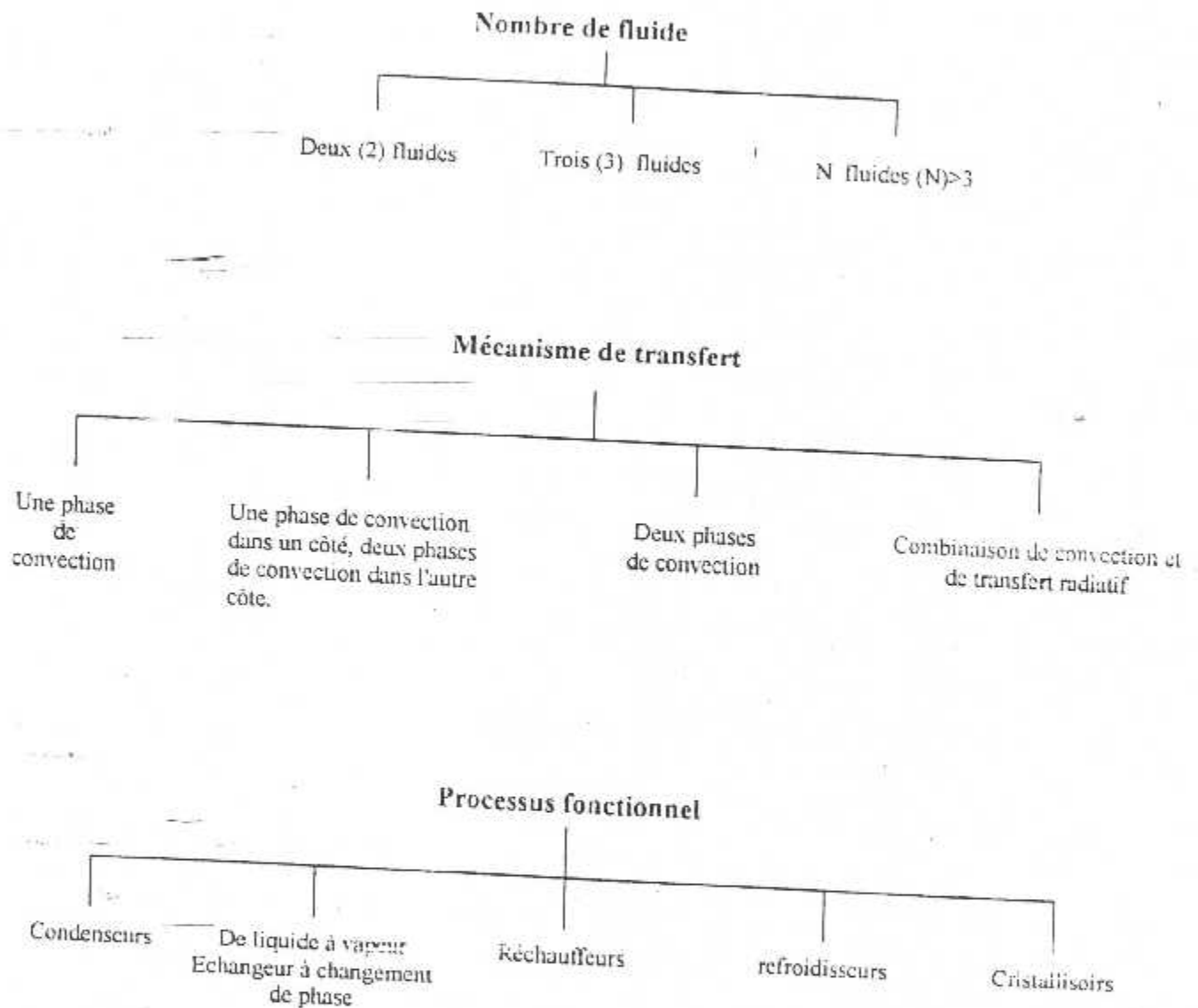


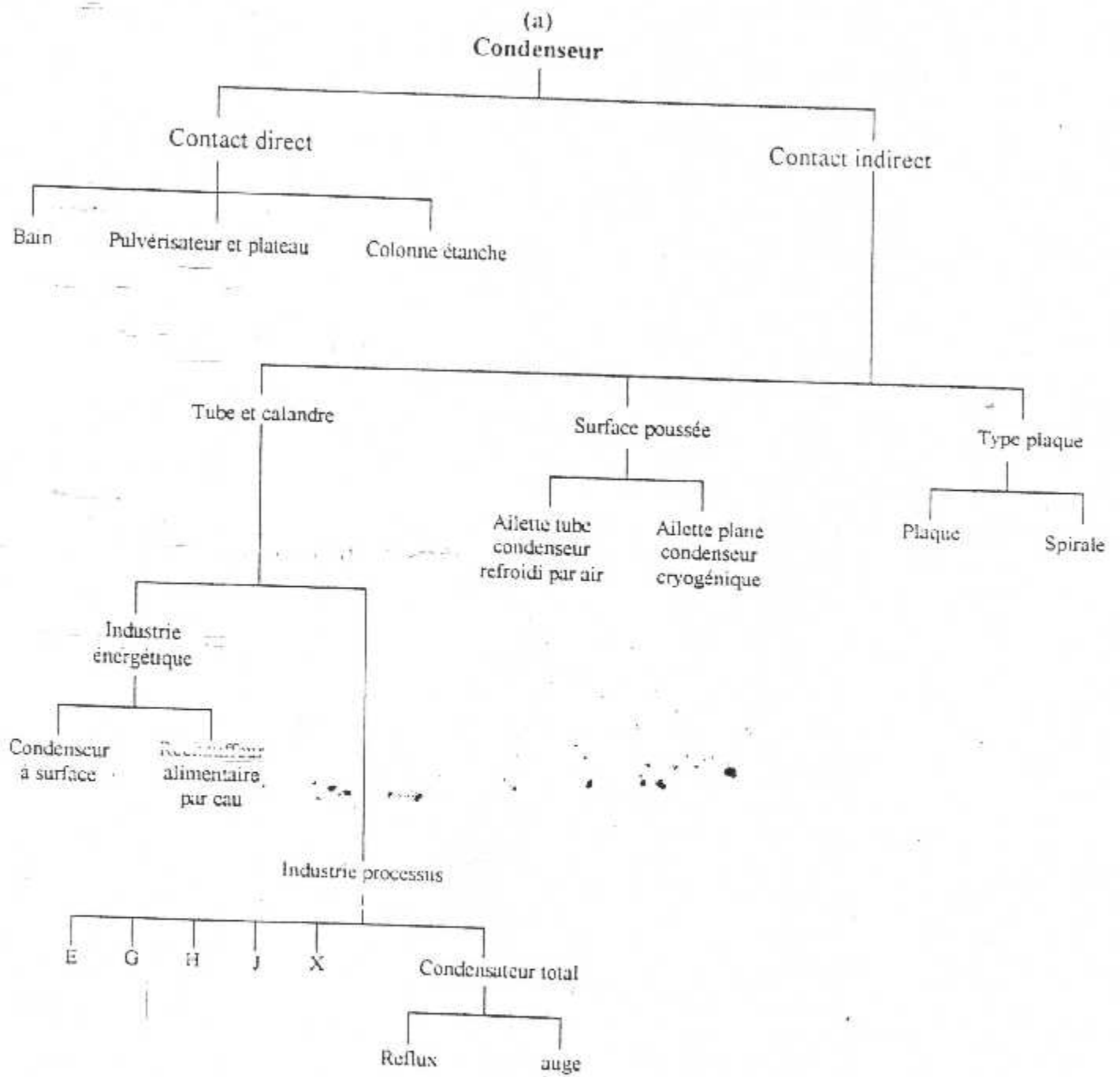
Nature de la construction

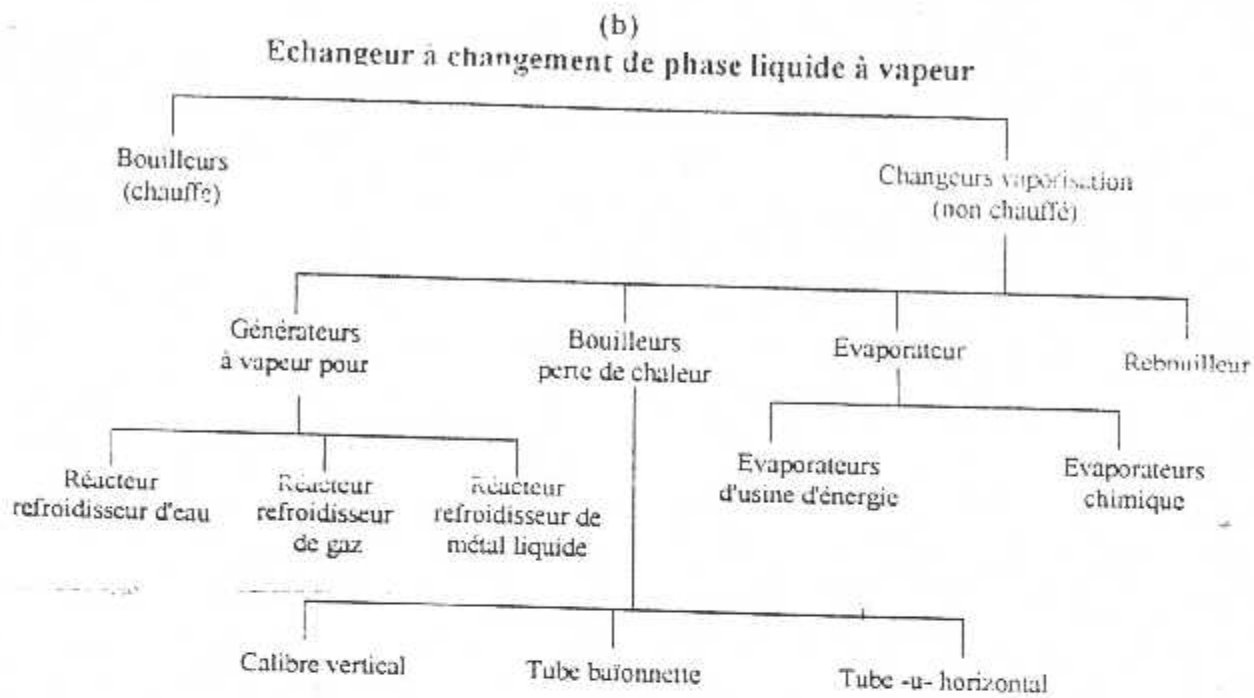


Arrangement du flux









II-4 Echangeurs à faisceaux et calandres :

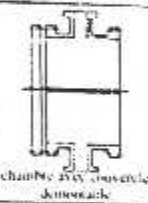
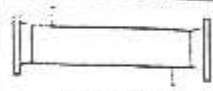
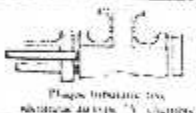
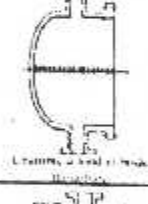

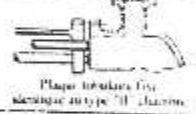
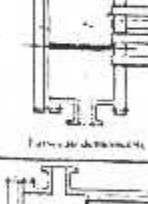
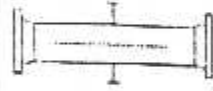

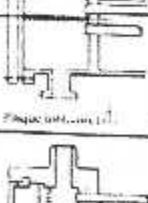
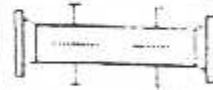





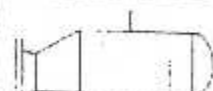

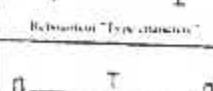
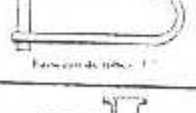



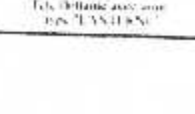
Ce type d'échangeur est plus répandu en raffinerie. Cet appareil est constitué d'un faisceaux de tubes montés sur un nombre de plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes avec à chaque extrémité des boîtes de distillation qui assurent la circulation des fluide à l'intérieur du faisceau en une ou plusieurs passes (voir Figure 1). (13)

Ces types d'échangeurs sont classifiés et construits suivant les normes et codes internationaux tes que la norme TEMA (Tubulaire Exchanger Manufacture Association, USA) le BS3274(GB) et le DIN (Europe). Ainsi la plupart des échangeurs multitubulaires existants, sont construits à partir de ces nombres et particulièrement celle de TEMA.

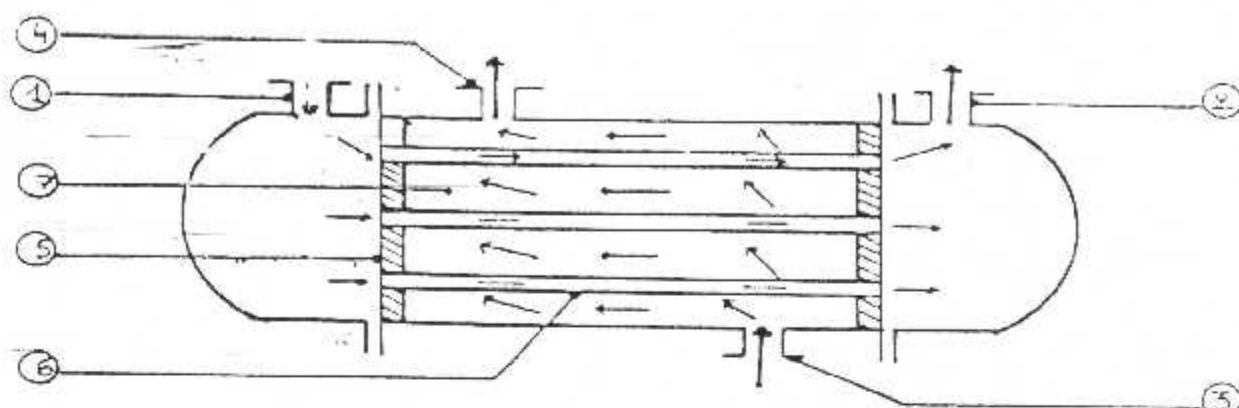
La norme TEMA dans laquelle existe trois classes B, R et C (voir tableau 1), par ordre de service croissant. La classe C est utilisée en génie chimique, la classe B est adoptée dans la majorité des cas où on applique le transfert thermique, et la classe R est réservée pour les conditions d'utilisation dures au point de vue mécanique ou sécuritaire.

Afin de classer les différentes catégories d'échangeurs, l'association américaine TEMA a défini le symbole suivant lequel chaque type de boîte d'entrée de la calandre et de retour est caractérisé par trois lettres (voir Tableau norme TEMA).

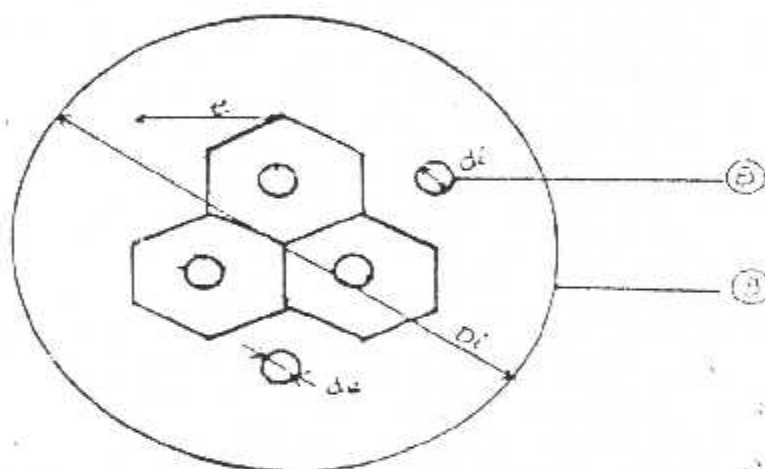
- La première lettre désigne le type de couvercle. (1^{ère} colonne).
- La seconde désigne le type de calandre. (2^{ème} colonne).
- La troisième désigne le tête et la plaque tubulaire. (3^{ème} colonne).

	Type de chambre de distribution	Type de calandre	Type de tête (couvercle et de fond de calandre)
A	 Chambre avec couvercle d'intégralité	F  Cylindre calandre	L  Plaque tubulaire avec tête dôme et type "A" calandre
B	 Chambre avec couvercle d'intégralité	F  Cylindre calandre	M  Plaque tubulaire avec tête dôme et type "B" calandre
C	 Chambre avec couvercle d'intégralité	G  Cylindre calandre	N  Plaque tubulaire avec tête dôme et type "C" calandre
D	 Chambre avec couvercle d'intégralité	H  Cylindre calandre	P  Plaque tubulaire avec tête dôme et type "D" calandre
E	 Chambre avec couvercle d'intégralité	J  Cylindre calandre	S  Plaque tubulaire avec tête dôme et type "E" calandre
F	 Chambre avec couvercle d'intégralité	K  Cylindre calandre	T  Plaque tubulaire avec tête dôme et type "F" calandre
		A  Cylindre calandre	U  Plaque tubulaire avec tête dôme et type "A" calandre
		B  Cylindre calandre	V  Plaque tubulaire avec tête dôme et type "B" calandre
		C  Cylindre calandre	W  Plaque tubulaire avec tête dôme et type "C" calandre

Tableau(1) : Normes TEMA



Coupe longitudinale



Coupe transversale

- 1- Entrée du fluide (1).
- 2- Sortie du fluide (1).
- 3-Entrée du fluide (2).
- 4- Sortie du fluide (2).
- 5- Plaque tubulaire.

- 6- Faisceau de tubes.
- 7- Espace annulaire.
- 8- Tube.
- 9- Calandre

Figure 1. Echangeur de chaleur multitubulaire

II-4-1 Calandre :

C'est l'enveloppe métallique cylindrique de l'échangeur de chaleur. La construction des calandres est faite à partir d'acier au carbon. La calandre est classée suivant les lettres E, F, G, H, J, K.

* La classe F est utilisée pour le cas d'un échangeur à plusieurs passages.

- Les classes J, G et H sont utilisées pour les chutes de pression importante, mais les classes G et H sont caractérisées par une grande valeur de la DTLM.
- La classe K est réservée pour les rebouilleurs.

La calandre est constituée par :

- Un tube d'acier IPS pour un diamètre inférieur à 24".
- De plaques d'acier roulées et soudées pour un diamètre supérieur à 24".

Des brides sont soudées à chaque extrémité pour le couvercle et la boîte de distribution.

II-4-2 Boîte d'échangeur :

C'est l'organe qui distribue au extrémité des tubes, sauf pour le tube en U. la disposition des boîtes dépend non seulement du type mais aussi du nombre de passes.

II-4-3 Les chicanes :

Dans la plupart des cas, on trouve des chicanes transversales qui ont le rôle de gouverner l'écoulement du fluide côté calandre et de supporter les tubes des faisceaux. Les chicanes longitudinales sont utilisées pour former deux ou plusieurs passages des tubes.

II-4-4 Les tubes :

Ce sont généralement des tubes normalisés dont le diamètre nominal correspond au diamètre extérieur. Les épaisseurs des tubes sont normalisées selon le calibre BWG (Birmingham Wire Gage).

Diamètre Extérieur (in et mm)	BWG	Épaisseur (mm)	Diamètre Intérieur (cm)	Section (cm ²)	Surface (m ²)	
					Extérieur	Intérieur
1/2 in (12.7 mm)	14	2.10	0.848	0.565	0.0399	0.0266
	16	1.65	0.940	0.694		0.0295
	18	1.24	1.021	0.819		0.0321
3/4 in (19.05 mm)	10	3.40	1.224	1.177	0.0598	0.0384
	12	2.77	1.351	1.434		0.0424
	14	2.10	1.483	1.727		0.0466
	16	1.65	1.575	1.948		0.0495
	18	1.24	1.656	2.154		0.0520
1 in (25.4 mm)	10	3.40	1.859	2.714	0.0798	0.0584
	12	2.77	1.986	3.098		0.0624
	14	2.10	2.118	3.523		0.0665
	16	1.65	2.210	3.836		0.0694
	18	1.24	2.291	4.122		0.0720
1 1/2 in (31.75 mm)	10	3.40	2.494	4.885	0.0997	0.0783
	12	2.77	2.616	5.375		0.0822
	14	2.10	2.743	5.909		0.0862
	16	1.65	2.845	6.357		0.0894
	18	1.24	2.921	6.701		0.0918
1 1/2 in (38.1 mm)	10	3.40	3.124	7.665	0.1197	0.0981
	12	2.77	3.251	8.300		0.1020
	14	2.10	3.378	8.962		0.1061
	16	1.65	3.480	9.512		0.1093
	18	1.24	3.556	9.931		0.1171

Tableau (2) : Caractéristiques des tubes d'échangeurs.

Deux dispositions des tubes sont possibles : le pas triangulaire, et le pas carré. La disposition en pas carré offre une plus grande facilité de nettoyage, la disposition en pas triangulaire est plus compacte et plus économique.

Tableau(3) : Disposition des tubes en pas carré.

D _c Calandre		Tubes: 3/4				Tubes: 1				Tubes: 1 1/4			
(in)	(cm)	Nombre de passe N _p				Nombre de passe N _p				Nombre de passe N _p			
		2	4	6	8	2	4	6	8	2	4	6	8
8	20.3	26	20	20		16	14						
10	25.4	52	40	36		32	26	24		12	10		
12	30.5	76	68	68	60	45	40	38	36	24	22	16	16
13 1/4	33.7	90	82	76	70	56	52	48	44	30	30	22	22
15 1/4	38.7	124	116	108	108	76	68	68	64	40	37	35	31
17 1/4	43.9	168	158	150	142	112	96	90	82	53	51	48	44
19 1/4	48.9	220	204	192	188	132	128	122	116	73	71	64	56
21 1/4	54	270	246	240	234	166	158	152	148	90	86	82	78
23 1/4	59.1	324	308	292	292	208	192	184	174	112	106	102	96
25	63.6	394	370	368	340	262	238	220	212	136	127	123	116
27	68.6	460	432	420	408	288	278	268	260	160	161	146	140
29	73.7	526	480	468	456	326	300	294	288	188	178	174	168
31	78.8	640	600	580	560	398	380	368	368	220	209	202	193
33	83.8	718	688	676	648	460	432	420	414	262	244	238	226
35	88.9	824	780	766	748	518	488	484	422	287	276	268	268
37	94	914	886	806	838	574	562	544	532	322	311	304	293
39	99	1024	982	968	948	644	624	612	600	362	348	342	336

Tableau(4) : Disposition des tubes en pas Triangulaire.

D _c Calandre		Tubes: 3/4				Tubes: 1				Tubes: 1 1/4			
(in)	(cm)	Nombre de passe N _p				Nombre de passe N _p				Nombre de passe N _p			
		2	4	6	8	2	4	6	8	2	4	6	8
8	20.3	32	26	24	18	30	24	24		16	16	14	
10	25.4	56	47	42	36	52	40	36		32	26	24	
12	30.5	98	86	82	78	82	76	74	70	52	48	46	44
13 1/4	33.7	114	96	90	86	106	86	82	74	66	58	54	50
15 1/4	38.7	160	140	136	128	138	122	118	110	86	80	74	72
17 1/4	43.9	224	194	188	178	196	78	172	166	118	106	104	94
19 1/4	48.9	282	252	244	234	250	226	216	210	152	140	136	128
21 1/4	54	342	314	306	290	302	278	272	260	188	170	164	160
23 1/4	59.1	420	386	378	364	376	352	342	328	232	212	212	202
25	63.6	506	468	446	434	452	422	394	382	282	256	252	242
27	68.6	602	550	536	524	534	488	474	464	334	302	296	286
29	73.7	692	540	620	694	604	556	538	508	376	338	334	316
31	78.8	822	766	722	720	728	678	666	640	454	430	424	400
33	83.8	938	878	852	826	830	774	760	732	522	486	470	454
35	88.9	1068	1004	988	958	938	882	864	848	592	562	546	532
37	94	200	144	1114	1072	1044	1012	986	870	664	632	614	598
39	99	1330	1258	1248	1212	1176	1228	1100	1078	736	700	688	672

11-5 Sélection des échangeurs :

La sélection des échangeurs doit considérer plusieurs facteurs, le tableau ci-dessus nous facilite leur sélection :

Type	Caractéristiques	Emplois	Limites
Plaques tubulaires fixes	Les deux plaques tubulaires sont solidaires de la calandre.	Condenseurs, Réfrigérants, Rebouilleurs.	Différence maximale de température 100°C environs à cause de la dilatation.
<ul style="list-style-type: none"> - Tête flottante - "Pull through" - "Spilt ring" 	<p>Le couvercle est amovible et laisse apparaître les extrémités du tube</p> <p>La tête et la plaque tubulaire sont boulonnées.</p> <p>La plaque tubulaire est flottante; le faisceau tubulaire peut être ou non retiré.</p>	Différence des températures supérieure à 100°C, s'emploie avec des fluides sales.	Danger des fuites aux joints. Corrosion dans les parties flottantes.
Tubes en "U"	Une seule plaque tubulaire avec faisceau en U. Faisceau amovible.	Différence de température élevée. Dilatation importante. Fluide propre.	Danger de rupture dans les coudes par érosion aux vitesses élevée. Fluide dépourvu de particules.
Kettle	Rebouilleur à niveau liquide. Faisceau amovible du type en U ou à tête flottante.	Rebouillage ou évaporation côté calandre. Taux de vaporisation élevés.	Encombrement. Prix élevé.
Thermosiphon	Rebouilleur noyé à circulation naturelle.	Rebouillage côté tube:vertical. Rebouillage côté calandre:horizontal.	Taux de vaporisation faible.
Double enveloppe	Tubes concentriques.	Faible surface d'échange. Pression élevée.	Service analogue rendu par les tubes à ailettes. Encombrement et prix plus faibles.

Tableau (5)

III-1 METHODE DTLM :

III-1-1 Équation de L'échange local à travers une surface d'échange(ds) :

Le flux $d\phi$ échangé entre les deux fluides s'écrit :

$$d\phi = K.ds.(T_c - T_f) \quad (III-1)$$

K : coefficient d'échange global. $[W / m^2 . c^0]$

III-1-2 La différence logarithmique moyenne des températures :

Dans notre étude on prend le cas des échanges de type courants-parallèles ou contre-courant (figure III-1 et III-2).

On supposera que l'échangeur est sans pertes. Dans ces conditions, le flux de chaleur $d\phi$ transmis du fluide chaud à travers l'élément de surface d'échange ds s'écrira, pour l'échangeur à courant parallèle (figure III-1).

$$d\phi = -\dot{m}_c . C_{pc} . dT_c = \dot{m}_f . C_{pf} . dT_f \quad (III-2)$$

flux perdu flux gagné
par le fluide par le fluide
chaud froid
($dT_c < 0$) ($dT_f > 0$)

Avec :

\dot{m}_c et \dot{m}_f sont les débits massiques des fluides (kg/s).

C_{pc} et C_{pf} sont leurs chaleurs massiques à pression constante ($J/kg.c^0$).

De (III-1) et (III-2) on tire :

$$dT_c = -\frac{d\phi}{\dot{m}_c . C_{pc}} \quad (III-3)$$

$$dT_f = \frac{d\phi}{\dot{m}_f . C_{pf}} \quad (III-4)$$

(III-3) - (III-4) donne :

$$d(T_c - T_f) = -d\phi \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) \quad (III-5)$$

En éliminant $d\phi$ dans (III-5) à l'aide (III-1) on obtient :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -k \cdot ds \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) \quad (III-6)$$

si l'on admet que le coefficient d'échange local k reste constant tout le long de l'échangeur, on peut intégrer l'expression précédente le long de la surface d'échange, en introduisant les conditions aux extrémités T_{ce}, T_{fe} et T_{cs}, T_{fs} , on obtient:

$$\ln \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = -k \cdot ds \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) \quad (III-7)$$

D'autre part (Bilant enthalpique globale) :

$$\phi = \dot{m}_c \cdot C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f \cdot C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (III-8)$$

En remplaçant dans (III-7) Les expressions de $\dot{m}_c \cdot C_{pc}$ et $\dot{m}_f \cdot C_{pf}$ tirées de (III-8) on obtient :

$$\phi = KS \cdot \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \left(\frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \right)} \quad (III-9)$$

Pour l'échangeur à contre-courant, ($dT_f < 0$) on obtiendrait :

$$d\phi = -\dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot dT_c = -\dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot dT_f \quad (III-10)$$

Ce qui nous donne pour les échangeurs du type contre-courant l'expression suivante :

$$\phi = K.S. \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - T_{cs} - T_{fe}}{\ln\left(\frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}\right)} \quad (III-11)$$

Ainsi :

$$\phi = K.S.DTLM \quad (III-12)$$

Ce qui nous donne la formule de la DTLM :

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (III-13)$$

Remarque :

$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs}$ $\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe}$ pour les échangeurs contre-courant.

$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fe}$ $\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fs}$ pour les échangeurs co-courant.

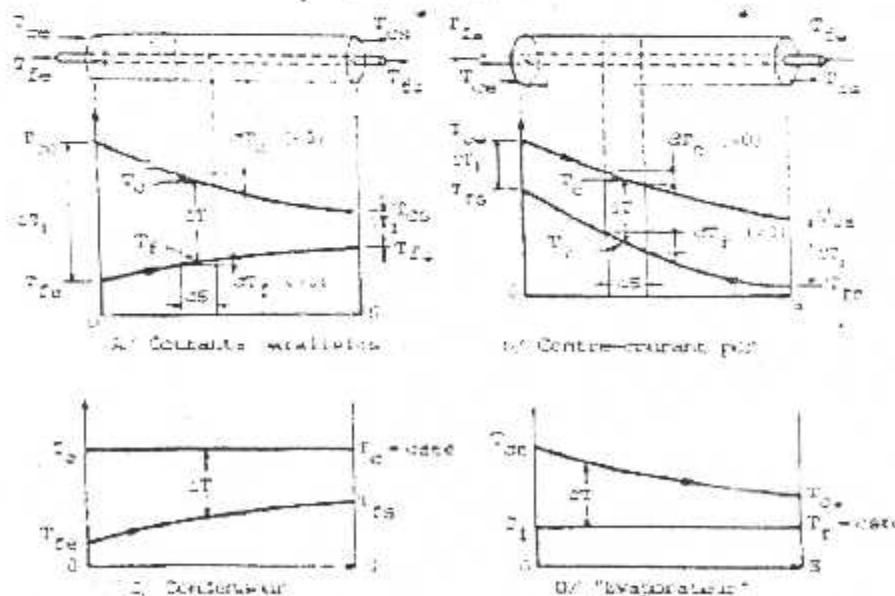


Figure III-1. Distributions des températures dans un échangeur A un seul passage (type double-tube).

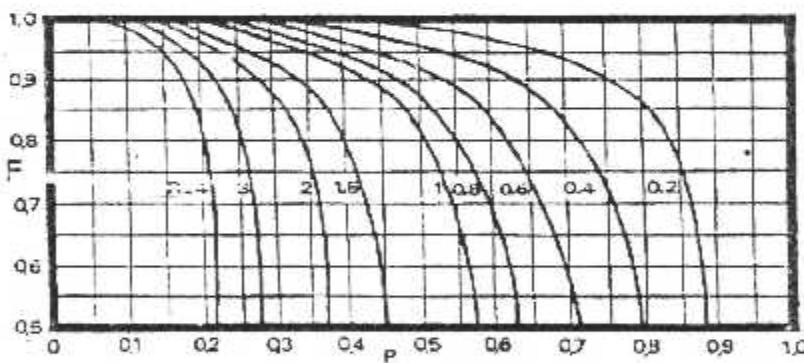
Dans le cas où l'échangeur est plus compliqué que le type contre-courant la quantité DTLM n'est plus exactement la différence de température moyenne effective, on continue à calculer la DTLM comme s'il s'agissait d'un échangeur de chaleur à contre-courant et on doit corriger le résultat obtenu en introduisant un facteur de correction F qui tient compte de la véritable configuration de l'écoulement.

F est toujours inférieur à l'unité. Il est donné sous forme d'abaque. La plupart de ces abaques ont comme paramètre d'entrée P et R.

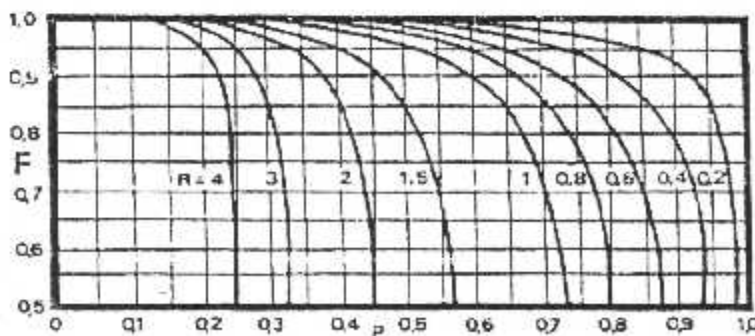
$$P = \frac{T_{ts} - T_{te}}{T_{ce} - T_{te}} \tag{III-14}$$

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ts} - T_{te}} \tag{III-15}$$

Pour un seul passage $DTLM_{(reel)} = F(DTLM)$ (III-16)



1 passe côté calandre et 2, ou plus, côté tubes.



2 passes côté calandre et 4, ou plus, côté tubes.

Figure III-2 - Facteur de correction F pour échangeur tubes et calandre.

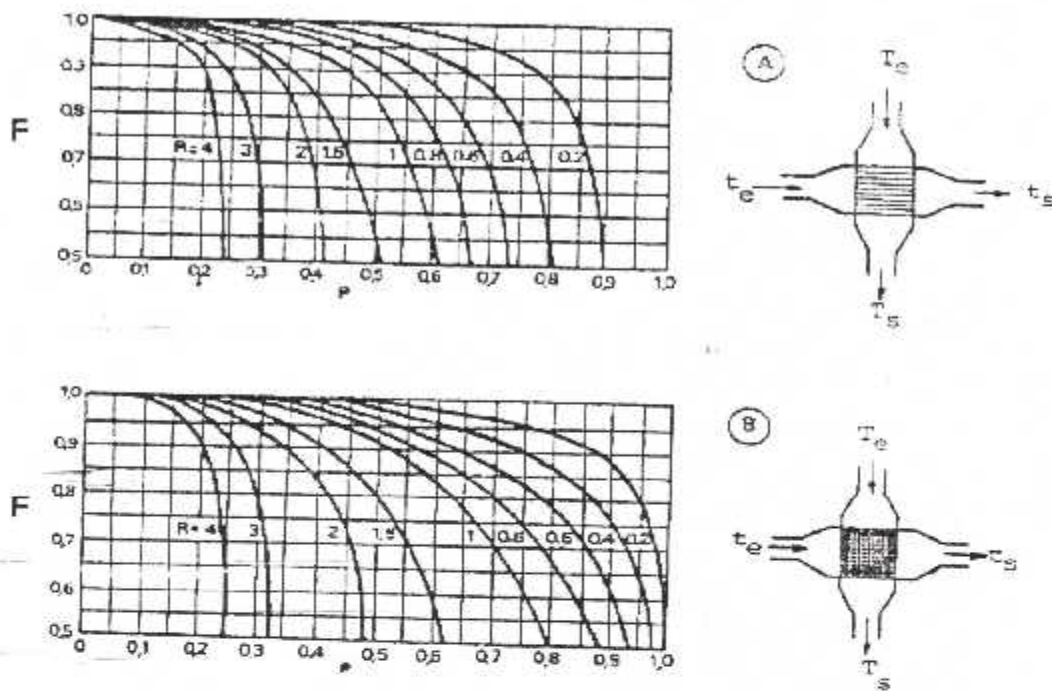


Figure III-3 :Facteur de correction F pour échangeur à courants croisés.

III-3 Evaluation du coefficient d'échange global :

Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid peut être décomposé comme suit :

- Convection fluide chaud-paroi, au prorata d'un coefficient de convection h_c .
- Conduction à travers la paroi, au prorata de la conductivité λ du matériau et de l'épaisseur e de la paroi.
- Convection paroi fluide froid, (coefficient de convection h_f).

La figure qui suit donne l'allure du profil des températures pour un échange entre deux fluides séparés par une paroi plane.

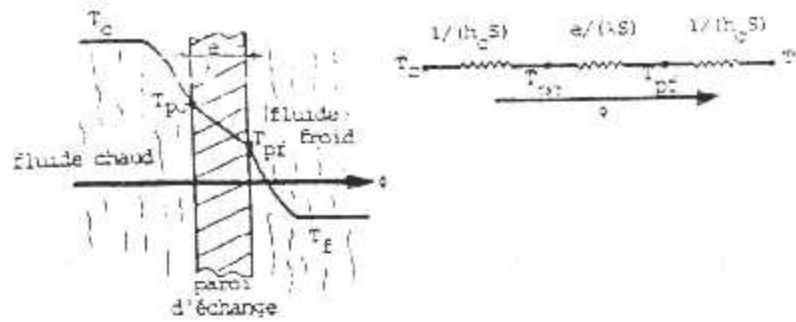


Figure III-4. Echange entre deux fluides séparés par une paroi plane.

On a dans ce cas :

$$\phi = \frac{T_c - T_f}{1/(h_c S) + e/(\lambda S) + 1/(h_f S)} \tag{III-17}$$

Soit encore : $\phi = K.S.(T_c - T_f)$ (III-18)

K: coefficient d'échange global

$$K = \frac{1}{1/h_c + e/\lambda + 1/h_f} \tag{III-19}$$

III-4 Ecoulement dans les tubes :

*Régime laminaire : $Re < 2100$

$$Nu = 1,86 \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_i}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \tag{III-20}$$

Cette corrélation empirique a été proposée par SIDER et TATE pour les écoulements en conduite.

d_i : diamètre intérieur de la conduite [m].

L : Longueur de la conduite [m].

μ : La viscosité dynamique du fluide à sa température moyenne [Kg/m.s].

μ_p : La viscosité dynamique du fluide à la température de la paroi [Kg/m.s].

Le terme $\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$ est une correction destinée à tenir compte des effets de chauffage, et du refroidissement sur la viscosité dynamique du fluide, et par conséquent sur la distribution des vitesses dans le tube.

* Régime turbulent : $Re > 10\,000$.

Des corrélations ont été proposées pour les régimes turbulents pour des domaines d'applications limités parmi lesquels, on cite :

- Corrélation de DITTUS et BOLTER :

$$\overline{Nu} = 0,0243 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \quad (III-21)$$

avec $n = 0,4$ Lorsque le liquide s'échauffe.
 $n = 0,3$ Lorsque le liquide se refroidit.

Domaine de validité : $Re = 10^4$ à $12 \cdot 10^4$
 $Pr = 0,7$ à 120

$$\frac{L}{d_e} > 60$$

Avec

d_e : diamètre des tubes d'échange.

L : longueur des tubes d'échange.

- Corrélation de SIEDER et TATE :

$$\overline{Nu} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14} \quad (III-22)$$

$$\overline{Nu} = \frac{h_c \cdot d_i}{\lambda} \quad (III-23)$$

Où d_i : est le diamètre intérieur du tube.

Domaine de validité :

$$Re > 10^4$$

$$Pr = 0,7 \text{ à } 16700$$

$$\frac{L}{de} > 60$$

Remarque :

Cette corrélation est conseillée pour les fluides visqueux que l'eau pour les fluides variant beaucoup avec la température. Elle est aisée à l'emploi du fait du calcul par itération de la température de la paroi.

- **Corrélation de GNIELINKI :**

$$Nu = 0,012 \cdot (Re^{0,87} \cdot 280) \cdot Pr^{0,4} \cdot \left[1 + \left(\frac{de}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (\text{III-24})$$

Domaine de validité :

$$Re = 2300 \text{ à } 10^6$$

$$Pr = 1,5 \text{ à } 500$$

$$\frac{de}{L} = 0 \text{ à } 1$$

III-5 Ecoulement dans la calandre :

La présence des chicanes qui rendent la surface d'écoulement des fluides inconstantes et par conséquent le parcours du fluide très sinueux, donc on applique le calcul des deux vitesses massiques longitudinale G_L et transversale G_T .

La vitesse massique équivalente et donnée sous la forme :

$$Ge = \sqrt{G_L \cdot G_T} \quad (\text{III-25})$$

En utilisant les corrélations de BOWMANN,

$$Nu = 0.22 \cdot Re^{0.6} \cdot Pr^{\frac{1}{4}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (\text{III-26})$$

$$\text{avec : } Re = Ge \cdot \frac{de}{\mu} \quad (\text{III-27})$$

μ_s : La viscosité dynamique à la température de la paroi du tube [Kg/m.s].

* Pour des calandres normalisées laissant un passage libre d'une hauteur égale de 25% environ du diamètre intérieur de la calandre, KERN a observé que les deux vitesses massiques longitudinale et transversale peuvent être égales, $G_T = G_L$.

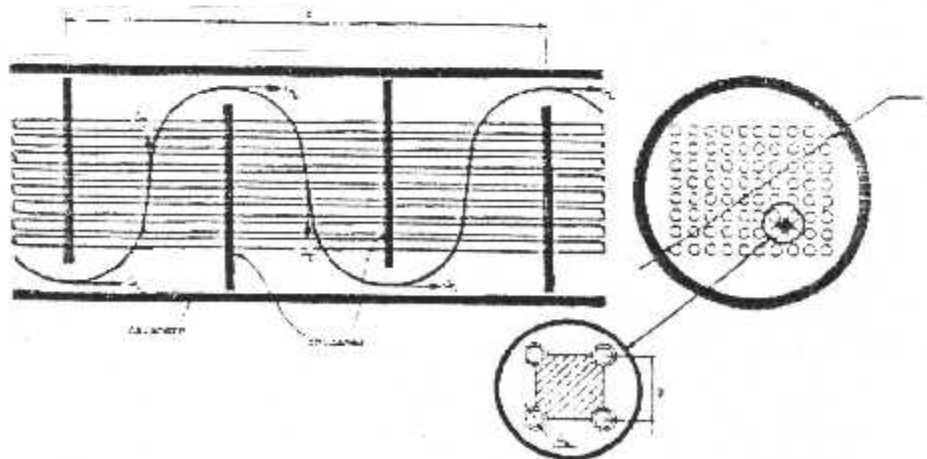


Figure III-5. écoulement dans une calandre

Ainsi il se limite à évaluer Re à partir de la seule vitesse massique transversale G_T .

$$Re = \frac{m_{cal}}{Di.B.\frac{(P-d_e)}{P}} \quad (III-28)$$

m_{cal} : Débit massique [Kg/s].

Di : Diamètre intérieur de la calandre [m].

d_e : Diamètre extérieur du tube [m].

B : Espacement des chicanes [m].

P : Pas du tube [m].

Donc dans ce cas KERN utilise la corrélation suivante.

$$Nu = 0,36.Re^{0,55}.Pr^{\frac{1}{4}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (III-29)$$

avec : $Re = \frac{G_T.D}{\mu}$ et $Nu = \frac{h_c.D_h}{\lambda}$

D_h : Diamètre hydraulique [m].

- pour un pas carré (arrangement carré).

$$D_h = \frac{4P^2}{\pi.d_e} - d_e \quad (III-30)$$

III-7 Surface d'écoulement côté tube :

La surface d'écoulement côté tube est donnée par :

$$A_s = \frac{N_t a}{n_p} \quad (\text{III-31})$$

N_t : Nombre de tubes.

a : Surface d'écoulement par tube.

n_p : Nombre de passe côté tube.

III-2 Efficacité d'un échangeur de chaleur :

En générale la méthode des DTLM suppose la connaissance des températures des fluides à l'entrée et à la sortie pour un échangeur de chaleur, pour permettre l'évaluation de la température moyenne appropriée. Or, souvent on connaît approximativement le coefficient d'échange global K , mais pas la température de sortie des fluides. On introduit alors la notion d'efficacité de l'échangeur définie comme étant le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théoriquement possible avec les mêmes paramètres d'entrées.

$$E = \frac{\phi_{\text{real}}}{\phi_{\text{max. theor.}}} \tag{III-32}$$

Dans l'échangeur à courants parallèles ce maximum n'est jamais atteint. Par contre, dans la configuration de contre-courant pur, T_{fs} dépasse couramment T_{cs} , ce qui montre bien que cet échange est plus efficace (figure III-4).

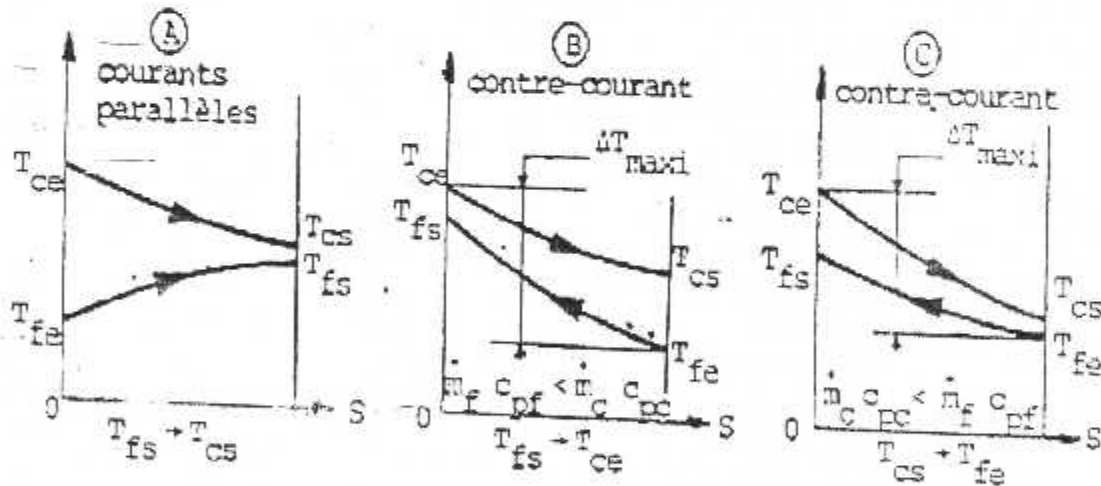


Figure III-4. Distribution des températures dans un échangeur

Donc :

$$\phi_{\text{max}} = C_{\text{min}} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \tag{III-33}$$

C_{min} est la plus faible capacité calorifique horaire.

$$C_{\text{min}} = (m C_p)_{\text{min}} \tag{III-34}$$

$$E = \frac{C_c \cdot (T_{ce} - T_{cs})}{C_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{C_c \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{C_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} \quad (\text{III-35})$$

Avec:

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{pc}$$

et

$$C_f = \dot{m}_f \cdot C_{pf}$$

$$\text{Si } C_{\min} = m_c C_{pc} \Rightarrow E = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (\text{III-36})$$

$$\text{Si } C_{\min} = m_f C_{pf} \Rightarrow E = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (\text{III-37})$$

Donc C_{\min} est la plus faible capacité calorifique horaire.

D'où ;

$$\phi = E \cdot C_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{III-38})$$

- Dans le cas où l'écoulement serait parallèle :

$$\ln \left[\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right] = -K.S. \left[\frac{1}{\dot{m}_c \cdot C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot C_{pf}} \right] \quad (\text{III-39})$$

$$\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \text{EXP} \left[-\frac{K.S.}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right) \right] \quad (\text{III-40})$$

Cas ou :

$$\dot{m}_c \cdot C_{pc} < \dot{m}_f \cdot C_{pf}$$

$$C_c = C_{\min}$$

$$E = \frac{1 - \text{EXP} \left[- \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right) \cdot \frac{K.S}{C_c} \right]}{1 + \frac{C_c}{C_f}} \quad (\text{III-41})$$

Cas ou :

$$\dot{m}_f \cdot C_{pf} < \dot{m}_c \cdot C_{pc}$$

$$C_f = C_{\min}$$

$$E = \frac{1 - \text{EXP} \left[- \left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right) \cdot \frac{K.S}{C_f} \right]}{1 + \frac{C_f}{C_c}} \quad (\text{III-42})$$

La formule générale de l'efficacité pour courant parallèle est donc :

$$E = \frac{1 - \text{EXP} \left[- \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \cdot \frac{K.S}{C_{\min}} \right]}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}} \quad (\text{III-43})$$

Pour le cas d'un échangeur à contre courant pur, la même démarche est à suivre pour arriver à l'expression de l'efficacité :

$$E = \frac{1 - \text{EXP} \left[\left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \frac{K.S}{C_{\min}} \right]}{1 - \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \text{EXP} \left[\left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \frac{K.S}{C_{\min}} \right]} \quad (\text{III-44})$$

- Pour un échangeur à courant croisé, un fluide brassé, l'autre non brassé :

Si

$$C_{\min} = C_{\text{brassé}}$$

$$E = 1 - \text{EXP} \left[-\delta, \frac{C_{\max}}{C_{\min}} \right] \quad (\text{III-45})$$

Avec

$$\delta = 1 - \text{EXP} \left[- \left(\frac{C_{\text{mix}}}{C_{\max}} \right), \frac{K.S}{C_{\min}} \right] \quad (\text{III-46})$$

Si

$$C_{\min} = C_{\text{non brassé}}$$

Alors on a :

$$E = \left(\frac{C_{\max}}{C_{\min}} \right) \left[1 - \text{EXP} \left(-\delta, \frac{C_{\text{mix}}}{C_{\max}} \right) \right] \quad (\text{III-47})$$

Avec

$$\delta = 1 - \text{EXP} \left(- \frac{K.S}{C_{\min}} \right) \quad (\text{III-48})$$

III-3 Nombre d'unités de transfert : (NUT ou NTU)

La méthode NUT, attribuée à NUSSELT, n'utilise que les températures d'entrée des fluides. Il est représentatif du pouvoir d'échange de l'appareil.

L'efficacité peut s'exprimer en fonction de deux paramètres additionnels :

1-Le rapport des capacités calorifiques horaires des deux fluides.

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (III-49)$$

2-Le rapport de la conductance globale à la capacité calorifique horaire la plus faible et qui est appelé le Nombre d'Unités de Transmission de chaleur(NUT).

$$NUT = \frac{K.S}{C_{\min}} \quad (III-50)$$

III-4 Comparaison des méthodes DTLM et NUT :

Les deux méthodes aboutissent au même résultat, mais tout dépend du type d'échangeur.

Méthode NUT

Méthode de DTLM

1- Calcul du NUT et du rapport $\frac{C_{\min}}{C_{\max}}$

1-Approximation des températures de sorties

2- Evaluation de ϵ

2-Evaluation du DTLM.

3-Calcul de ϕ
 $\phi = C_r \cdot (T_{1s} - T_{1e})$
 $\phi = C_c \cdot (T_{2e} - T_{2s})$

3-Détermination de ϕ .

4-Déduire les nouvelles valeurs pour les températures de sorties.

- La méthode des DTLM nécessite une approche itérative.

- La méthode des NUT nécessite moins de données.

IV- Développement du logiciel :

IV-i Introduction :

Le dimensionnement d'un échangeur est très important. Pour une installation industrielle, le but recherché est de récupérer de la chaleur, qui, sans cet échangeur, un autre dispositif devrait être utilisé, par exemple le chauffage à flamme ; mais la complexité du problème de calcul thermique des échangeurs vient de plusieurs facteurs qui sont :

- La grande diversité des appareils.
- Le nombre important des configurations.
- La variété des régimes d'écoulement.

La démarche logique pour un dimensionnement basé sur une méthode de calcul dont on doit parfaitement maîtriser les hypothèses, comme suit :

- Définir un modèle d'écoulement.
- Prendre les corrélations physiques les mieux adaptées.
- Choisir un algorithme pour le problème que l'on se pose.
- Prendre une méthode numérique fiable assurant une convergence du calcul thermique.

Le dimensionnement thermique d'un échangeur de chaleur peut être manuel ou effectué à l'aide d'un outil informatique. Le calcul est souvent itératif, permettant par des essais successifs, la solution qui semble la plus juste.

IV-2 Principe de calcul thermique des échangeurs de chaleur :

Le calcul thermique des échangeurs de chaleur se fait soit pour concevoir un appareil, soit pour vérification. Plusieurs critères sont pris en considération suivant l'utilisation de l'échangeur. Si on introduit les différents paramètres des fluides caloporteurs : vitesse, densité, températures d'entrées et de sorties, ... Ce qui déterminent les dimensions d'échange connaissant comme données les propriétés thermo-physiques des deux fluides.

Par contre, si les dimensions de l'échangeur de chaleur sont connues il reste à déterminer les propriétés thermo-physiques, on dit alors que le calcul est un calcul de vérification.

Généralement les phases logiques à suivre, sont :

- Introduction des données géométriques de fonctionnement et les propriétés physiques des fluides.
- Calcul de la phase thermique, c'est à dire un calcul de transfert de chaleur.
- Vérification et interprétation des résultats obtenus.

Pour un tel calcul on peut utiliser deux méthodes de calcul qui sont :

- les méthodes analytiques.
- les méthodes numériques.

Méthodes analytiques :

Tel que la méthode DTLM qui est l'objet de notre étude, ou la méthode de NTU . Ces méthodes analytiques nécessitent une bonne connaissance pratique des échangeurs de chaleur .le choix arbitraire des données géométriques débouche sur un surdimensionnement de construction fictif et irréaliste, alors que, dans la plupart des cas pour déterminer la surface d'échange, il est nécessaire d'admettre certaines dimensions constructives normalisées (diamètre, longueur,...) de l'appareil.

Ces dimensions figurent toujours, dans les formules critérielles proposées et appliquées pour la détermination du coefficient global d'échange.

C'est la raison pour laquelle le choix des dimensions ne peut pas être arbitraire. Il est conditionné par une série de considérations, comme le choix de :

- Diamètre des tubes :

Pour la même vitesse du fluide, la diminution du diamètre du tube permet d'augmenter le nombre de ces derniers dans le faisceau, ce qui permet d'augmenter l'encombrement de l'appareil.

- **La longueur des tubes :**

Pour un échangeur de chaleur on utilise des tubes de longueur standard.

Méthodes numériques :

Les méthodes les plus utilisées, sont les méthodes des volumes finies, né au moins on peut prendre en considération les méthodes des différences finies et des éléments finis.

IV-3 Développement du logiciel :

Le logiciel a été élaboré en langage Fortran (compilateur fbench) conçu par PROSPERO Software et adapté aux applications scientifiques et à la résolution des problèmes de calcul numérique.

IV-4 Les différentes étapes de calcul du logiciel :

Etape 01 :

lecture des données de départ :

T_{ce} , T_{cs} , T_{fe} , q_{mc} , q_{mf} .

Etape 02 :

calcul de la température moyenne du fluide chaud T_{mc}

lire C_{pc} , μ_c , ρ_c , λ_c

ou interpoler entre T_{c1} , T_{c2} .

Etape 03 :

suposer $T_{fs} = T_{fe}$

Calcul de la température moyenne du fluide froid : T_{mf}

lire C_{pf}

Ou interpoler entre T_{f1} , et T_{f2}

$$\text{Calculer } T_{fs_1} = T_{fe} + \frac{q_{mc} C_{pc}}{q_{mf} C_{pf}} (T_{ce} - T_{cs})$$

Tester si : $T_{fs_1} - T_{fs_2} < \epsilon$

Si on $T_{fs} = T_{fs_1}$ Retourner à I

Étape 04 :Lire μ_f , ρ_f et λ_f On interpole entre T_{f1} et T_{f2} **Étape 05 :**Calcul de $W = C_{pc} q_{mc} (T_{ce} - T_{cs})$ Calcul de $q_{tc} = q_{mc} C_{pc}$ Calcul de $q_{tf} = q_{mf} C_{pf}$ Calcul de $q_{tmin} = \min(q_{tc}, q_{tf})$ **Étape 06 :**Calcul de $W_{max} = q_{tmin} (t_{ce} - t_{fe})$ Calcul de $EFFE = W/W_{max}$ **Étape 07 :**Calcul de ΔT_a ΔT_b selon le casCalcul de Z et R selon le casLire P , N Déterminer F selon le casCalcul de $DTLM$ **Étape 08 :**Lire d_{int} , V_c Calcul $Rec = \rho_c V_c d_{int} / \mu_c$ Calcul $Prc = \mu_c C_{pc} / V_c$

Presenter le regime

Laminaire

$$Nusc = 1,86 Rec^{0,33} \cdot Prc^{0,33}$$

Turbulent

$$Nusc = 0,023 Rec^{0,8} \cdot Prc^{0,33}$$

Calcul de $h_e = Nusc \cdot \lambda_c / d_{int}$ Lire d_{ext} , b , D_{cal}

Calcul de

$$G_1 = \frac{q_m}{D_{cal} \cdot b \cdot (p - d_{ext}) / p}$$

q_m : débit massique dans la calandre.

Calcul de $D_h = [4 p^2 / \pi d_{ext}] - d_{ext}$

Calcul de Re_f , Pr_f , $Nuss_f$, h_f

Si fluide froid à l'intérieur des tubes on fait les mêmes étapes.

Etape 09 :

Calcul de $e_p = (d_{ext} - d_{int})/2$

Calcul de $K = 1/[(1/h_c) + (1/h_f) + (1/\lambda)]$

Calcul de $S_1 = W/(K \cdot \Delta TLM)$

Etape 10 :

Calcul de $eff_c = (T_{ce} - T_{cs})/(T_{ce} - T_{fe})$

Calcul de $eff_f = (T_{fs} - T_{fe})/(T_{ce} - T_{fe})$

Etape 11 :

Calcul de $D_{moy} = (d_{int} + d_{ext})/2$

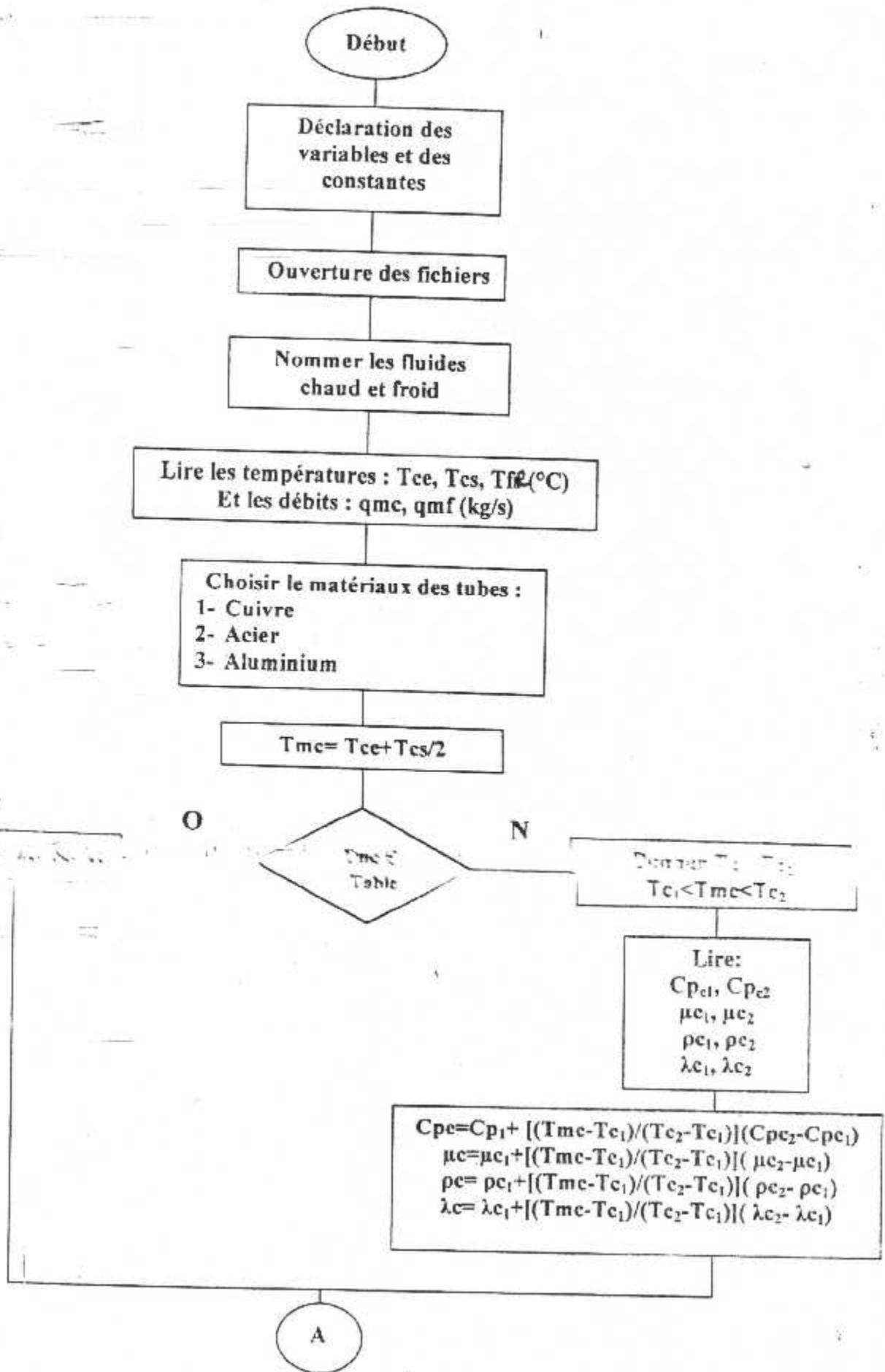
$L = 0,5$ à $9,5$ (19 valeurs) par $0,5$

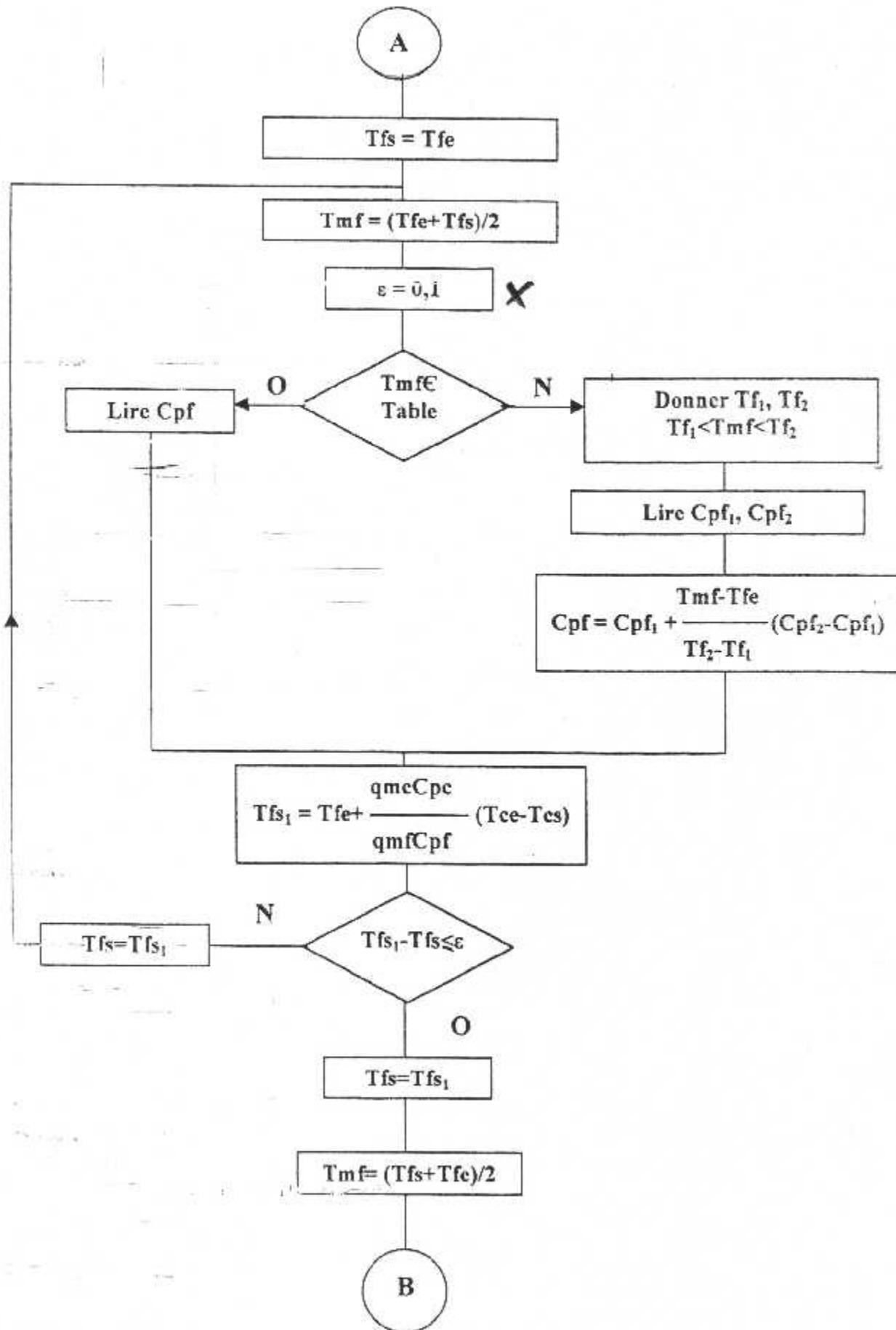
$nt = S_1/L \cdot \pi \cdot d_{int}$

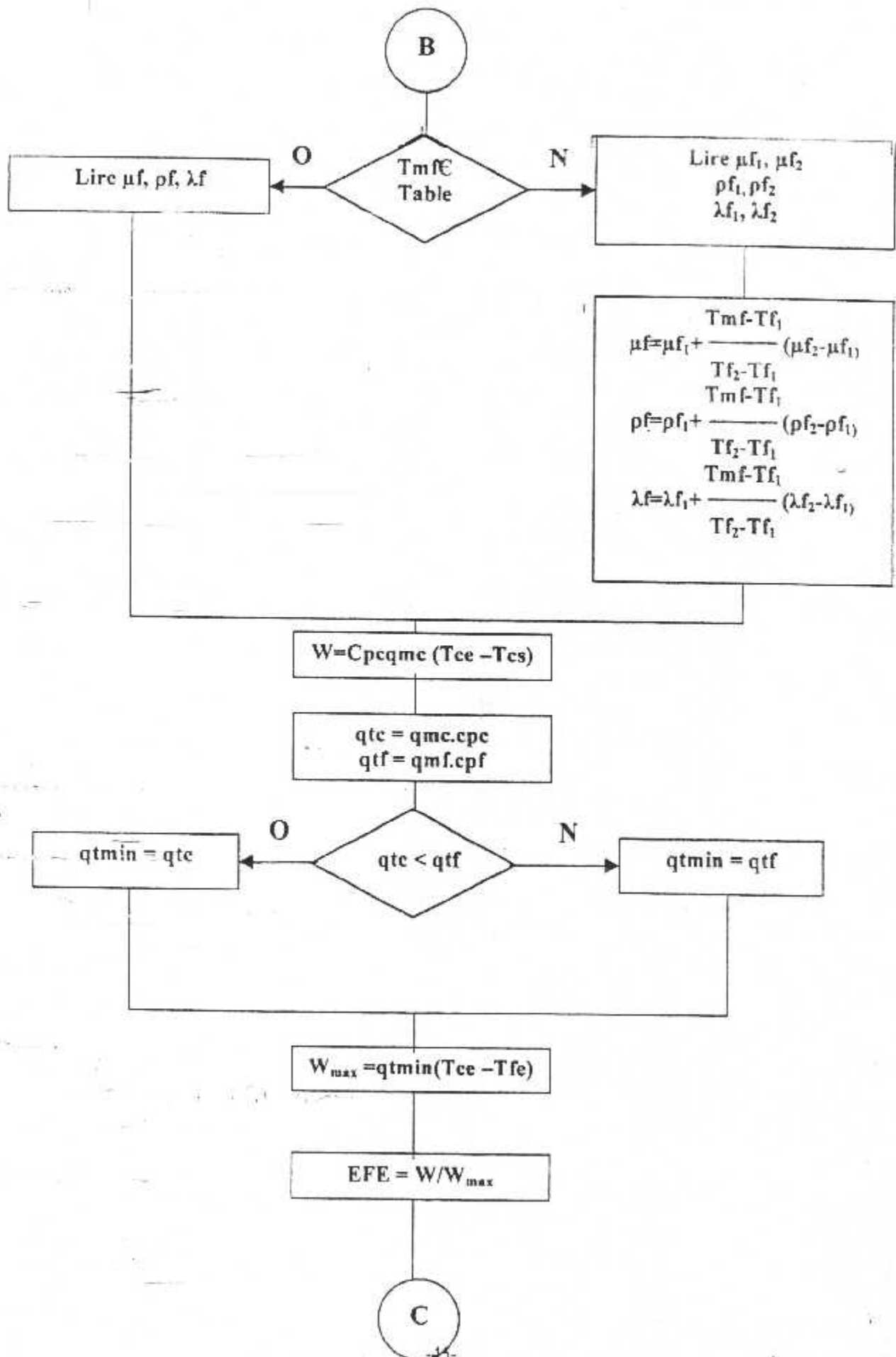
$S_{tt} = \pi \cdot D_{moy} \cdot L \cdot nt$

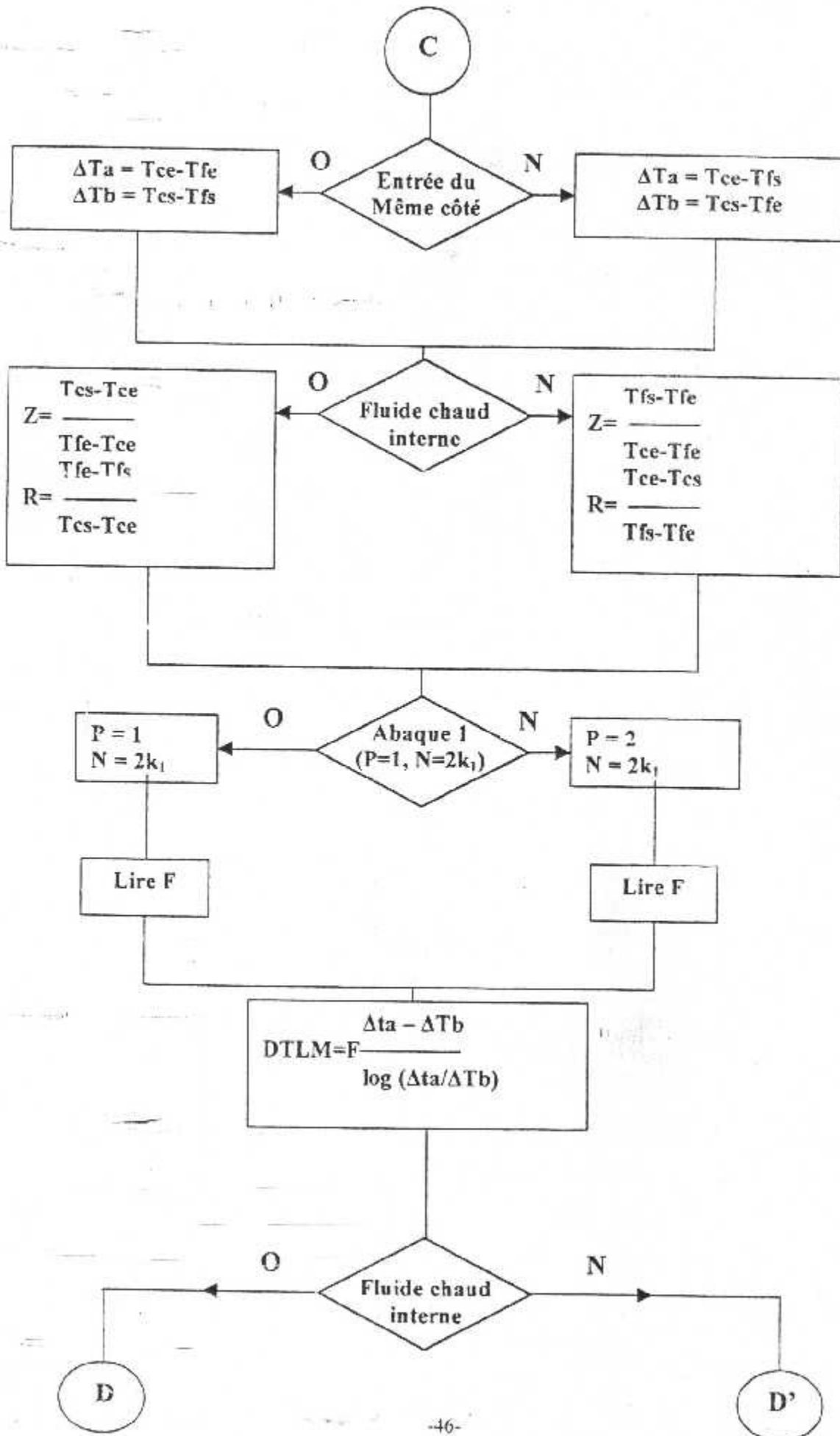
Etape 12 :

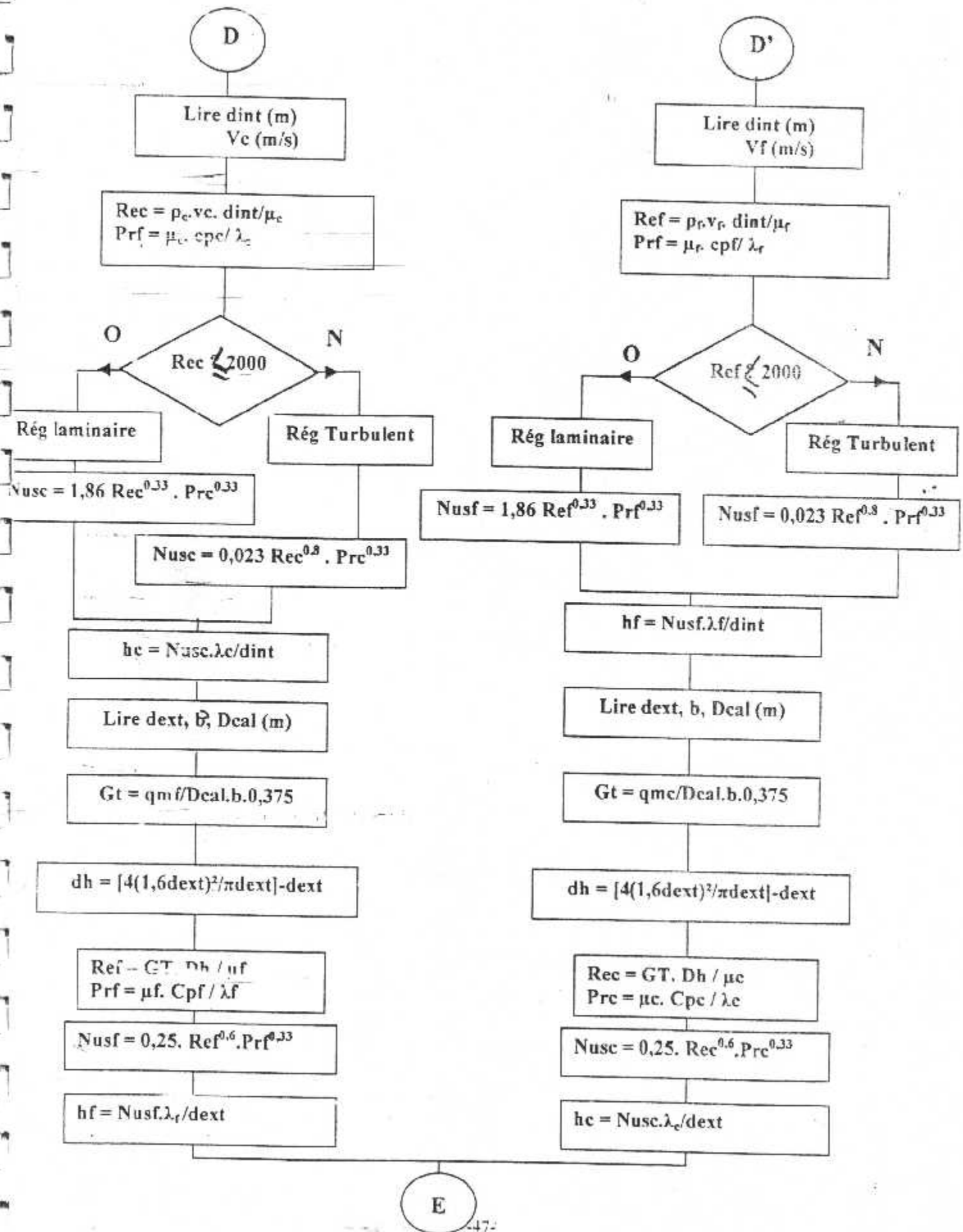
l'imprimer les résultats.

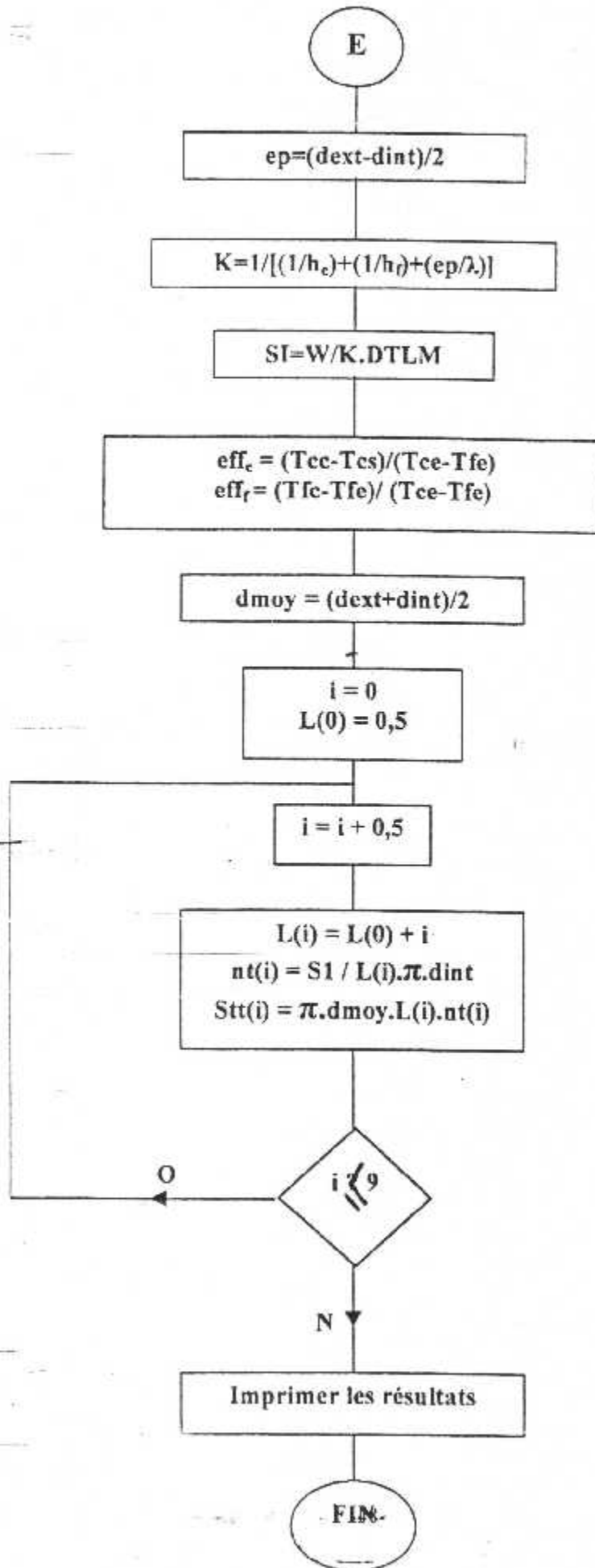












1950
The
Year
of
the
Great
Migration

V-résultat et interprétation :

Les résultats montrés dans les tableaux qui suit dans ce chapitre, sont pour un échangeur de chaleur multi-tubulaire et les testes ont été fait sur l'exemple dont les fluides circulant sont de l'eau .

Les testes de L'exemple comporte 12 essais.

Données de départ :

$T_{ce} = 180^{\circ}\text{C}$ (température d'entrée du fluide chaud).

$T_{cs} = 122^{\circ}\text{C}$ (température de sortie du fluide chaud).

$T_{fe} = 40^{\circ}\text{C}$ (température d'entrée du fluide froid).

$Q_{mc} = 2,77 \text{ kg/s}$ (débit massique du fluide chaud).

$Q_{mf} = 5,55 \text{ kg/s}$ (débit massique du fluide froid).

$V_c = 0,22 \text{ m/s}$ (vitesse du fluide chaud circulant dans les tubes).

$V_f = 0,1 \text{ m/s}$ (vitesse du fluide froid circulant dans les tubes).

Type d'échangeur :

$N = 2$ (nombre de passe côté tube).

$P = 1$ (nombre de passe côté calandre).

$D_{int} = 0,020 \text{ m}$ (diamètre intérieur des tubes).

$D_{ext} = 0,022 \text{ m}$ (diamètre extérieur des tubes).

$Disc = 0,3 \text{ m}$ (distance entre les chicanes).

$D_{cal} = 0,6 \text{ m}$ (diamètre de la calandre).

Les résultats des essais sont présentés comme suit :

Les tableaux : V-1 et V-2, présentent les résultats des essais faits sur le fluide chaud circulant à l'intérieur des tubes, montrent que:

- Les tubes en cuivre présentent une surface d'échange minimale ce qui nous permet d'utiliser moins de tubes.
- La meilleur configuration mécanique d'écoulement du fluide est à entrée opposée.

Les tableaux : V-3 et V-4, présentent les résultats des essais faits sur le fluide froid circulant à l'intérieur des tubes, elles montrent que :

- Toujours que les tubes en cuivre présentent une surface d'échange minimale ce qui nous permet d'utiliser moins de tubes.

- La meilleure configuration mécanique d'écoulement du fluide est à entrée opposée.

La comparaison des essais présentés dans les tableaux V-1, V-2 et V-3, V-4 permet de conclure que :

- Le choix du matériau des tubes; le matériau dont la conductivité thermique est élevée permet d'avoir une surface d'échange moins donc moins de nombre de tube.
- L'entrée opposée des fluides
- La circulation du fluide chaud à l'intérieur des tubes.

Permettent d'avoir une surface d'échange moins et un nombre de tube moins dans l'échangeur de chaleur.

Les courbes qui suivent montrent la variation du nombre de tubes en fonction de la longueur.

	Cuivre			Acier			Aluminium		
	Entrée opposée	Entrée même côté	Entrée opposée	Entrée du même côté	Entrée opposée	Entrée du même côté			
Tfs	69.868019	69.868057	69.868057	69.868057	69.868057	69.868057			
Tmf	54.934010	54.934029	54.934029	54.934029	54.934029	54.934029			
Cpf	4182.48013	4182.480187	4182.480187	4182.480187	4182.480187	4182.480187			
Crc	11953.796500	11953.796500	11953.796500	11953.796500	11953.796500	11953.796500			
Qui	23212.791821	23212.765037	23212.765037	23212.765037	23212.765037	23212.765037			
Rec	21989.700480	21989.700480	21989.700480	21989.700480	21989.700480	21989.700480			
Quinin	11953.796500	11953.796500	11953.796500	11953.796500	11953.796500	11953.796500			
Ref	3645.925425	3645.926654	3645.926654	3645.926654	3645.926654	3645.926654			
Pre	1.162728	1.162728	1.162728	1.162728	1.162728	1.162728			
Prf	3.339254	3.339249	3.339249	3.339249	3.339249	3.339249			
Deltalm	93.467996	86.279050	92.514224	86.279050	92.514224	86.279050			
Hc	2420.390024	2420.390024	2420.390024	2420.390024	2420.390024	2420.390024			
Hf	1495.630902	1495.630953	1495.630953	1495.630953	1495.630953	1495.630953			
Sl	8.043350	8.713538	8.269924	8.867572	8.144478	8.733059			
K	922.218771	922.218790	906.199457	906.199457	920.157314	920.157314			
W	693320.197000	693320.197000	693320.197000	693320.197000	693320.197000	693320.197000			
Wmax	1673531.510000	1673531.51000	1673531.510000	1673531.51000	1673531.510000	1673531.51000			
Eife	0.414286	0.414286	0.414286	0.414286	0.414286	0.414286			
Efc	0.414286	0.414286	0.414286	0.414286	0.414286	0.414286			
Eff	0.213343	0.213343	0.213343	0.213343	0.213343	0.213343			

Fluide chaud interne, froid externe (N=2, P=1)

Tableau V-1

	Cuivre			Acier			Aluminium		
	Entrée opposée	Entrée du même côté	Entrée opposée	Entrée du même côté	Entrée opposée	Entrée du même côté			
Tfs	69.868057	69.868057	69.868057	69.868057	69.868057	69.868057			
Tmf	54.934029	54.934029	54.934029	54.934029	54.934029	54.934029			
CrF	4182.480187	4182.480187	4182.480187	4182.480187	4182.480187	4182.480187			
Qt:	11953.796500	11953.796500	11953.796500	11953.796500	11953.796500	11953.796500			
Qtf	23212.765037	23212.765037	23212.765037	23212.765037	23212.765037	23212.765037			
Rec	11112.663403	11112.663403	11112.663403	11112.663403	11112.663403	11112.663403			
Qtmin	11953.796500	11953.796500	11953.796500	11953.796500	11953.796500	11953.796500			
Ref	3835.098799	3835.098799	3835.098784	3835.098799	3835.098799	3835.098799			
Pr	1.162728	1.162728	1.162728	1.162728	1.162728	1.162728			
Prf	3.339249	3.339249	3.339249	3.339249	3.339249	3.339249			
Delhalm	92.514224	84.500101	92.514224	84.500101	92.514224	84.500101			
Hc	2169.363670	2169.363670	2169.363670	2169.363670	2169.363670	2169.363670			
Hf	806.467666	806.467666	806.467666	806.467666	806.467666	806.467666			
Sl	12.766451	13.977242	12.910104	14.134518	12.784657	13.997174			
K	587.023030	587.023030	580.491162	580.491162	586.187093	586.187093			
W	693320.197000	693320.197000	693320.197000	693320.197000	693320.197000	693320.197000			
Wmax	1673531.51000	1673531.51000	1673531.51000	1673531.51000	1673531.51000	1673531.51000			
Efe	0.414286	0.414286	0.414286	0.414286	0.414286	0.414286			
Efc	0.414286	0.414286	0.414286	0.414286	0.414286	0.414286			
Eff	0.213343	0.213343	0.213343	0.213343	0.213343	0.213343			

Fluide froid interne, chaud externe, (N=2, P=1)

Tableau V-3

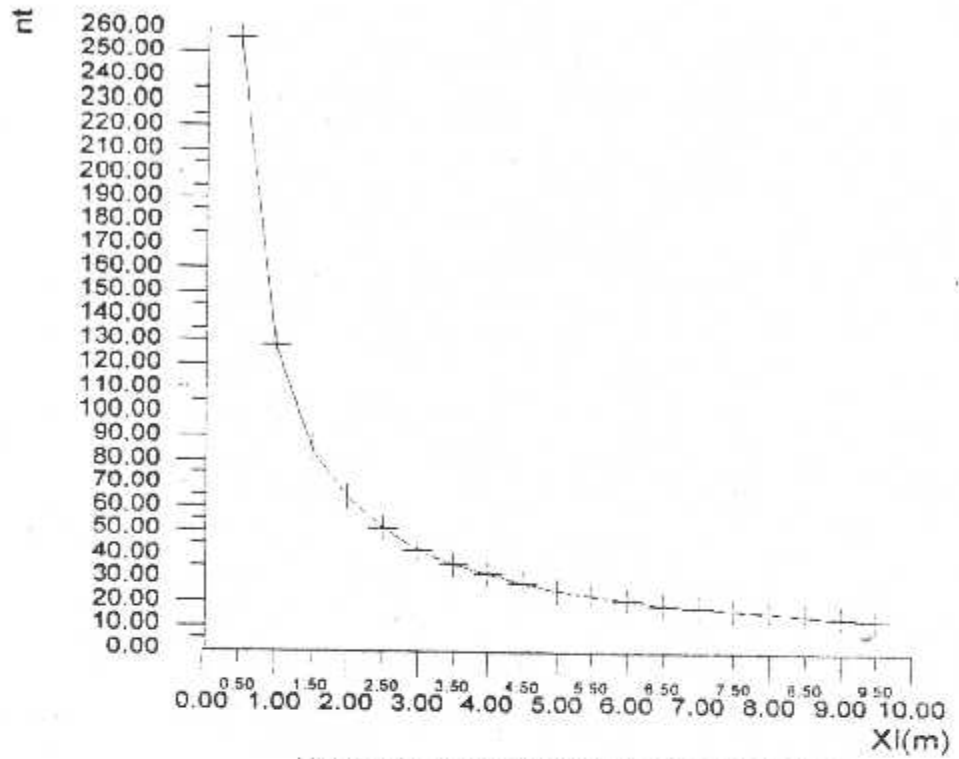
XL(m)	Cuivre				Acier				Aluminium			
	Mém côté		Ent opp		Mém côté		Ent opp		Mém côté		Ent opp	
	Nt	Sit (m ²)	Nt	Sit (m ²)	Nt	Sit (m ²)	Nt	Sit (m ²)	Nt	Sit (m ²)	Nt	Sit (m ²)
0.5	406	13.3858	445	14.5716	411	13.5507	450	14.8365	407	13.4188	445	14.6716
1	203	13.3858	222	14.5387	205	13.5177	225	14.8365	203	13.3858	222	14.6387
1.5	135	13.3528	148	14.6387	135	13.5507	150	14.8365	135	13.3528	148	14.6387
2	101	13.3199	111	14.6387	102	13.4518	112	14.7706	101	13.3199	111	14.6387
2.5	81	13.3528	89	14.6716	82	13.5177	90	14.8365	81	13.3528	89	14.6716
3	67	13.2539	74	14.6387	68	13.4518	75	14.8365	67	13.2529	74	14.6387
3.5	58	13.3858	63	14.5398	58	13.3855	64	14.7707	58	13.3858	63	14.5398
4	50	13.1880	55	14.5068	51	13.4518	56	14.7706	50	13.1880	55	14.5068
4.5	45	13.3528	49	14.5398	45	13.3528	50	14.8365	45	13.3528	49	14.5398
5	40	13.1880	44	14.5068	41	13.5177	45	14.8365	40	13.1880	44	14.5068
5.5	36	13.0561	40	14.5068	37	13.4188	40	14.5068	37	13.4188	40	14.5068
6	33	13.0561	37	14.6387	34	13.4518	37	14.6387	33	13.0561	37	14.6387
6.5	31	13.2869	34	14.5727	31	13.2869	34	14.5727	31	13.2869	34	14.5727
7	29	13.3858	31	14.3090	29	13.3858	32	14.7706	29	13.3858	31	14.3090
7.5	27	13.3528	29	14.3411	27	13.3528	30	14.8365	27	13.3528	29	14.3419
8	25	13.1880	27	14.2430	25	13.1880	28	14.7706	25	13.1880	27	14.2430
8.5	23	12.8913	26	14.5727	24	13.4518	26	14.5727	23	12.8913	26	14.5727
9	22	13.0561	24	14.2430	22	13.0561	25	14.8365	22	13.0561	24	14.2430
9.5	21	13.1550	23	14.4079	21	13.1550	23	14.4079	21	13.1550	23	14.4079

Fluide froid interne, chaud externe, (N=2, P=1)

Tableau V-4

Courbe 1

Fluide chaud interne
Entrée opposée

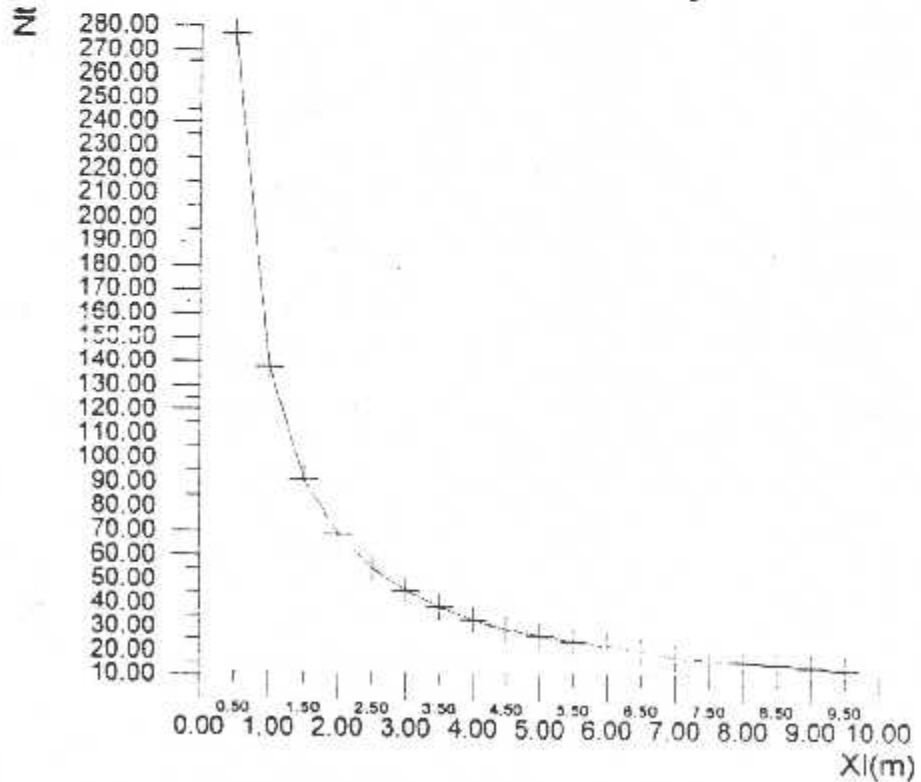


Variation du nombre de tubes en fonction de la longueur

"cuivre"

Courbe 2

Fluide chaud interne
Entrée du même côté

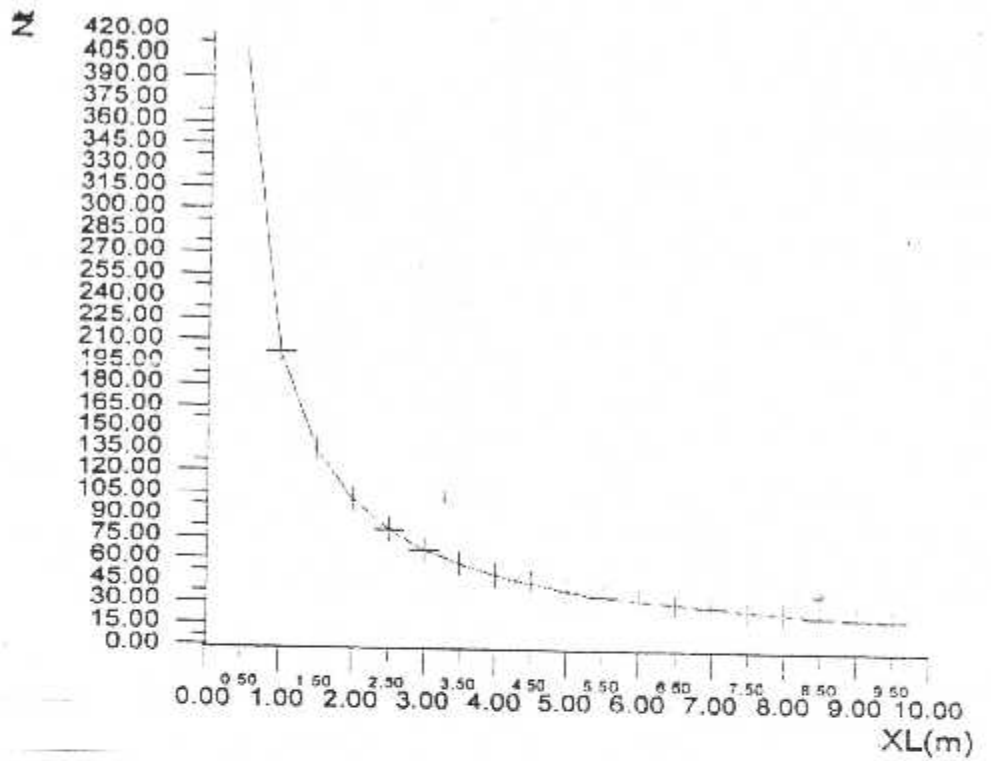


Variation du nombre de tubes en fonction de la longueur

Cuivre

Courbe 3

Fluide froid interne
Entrée opposée

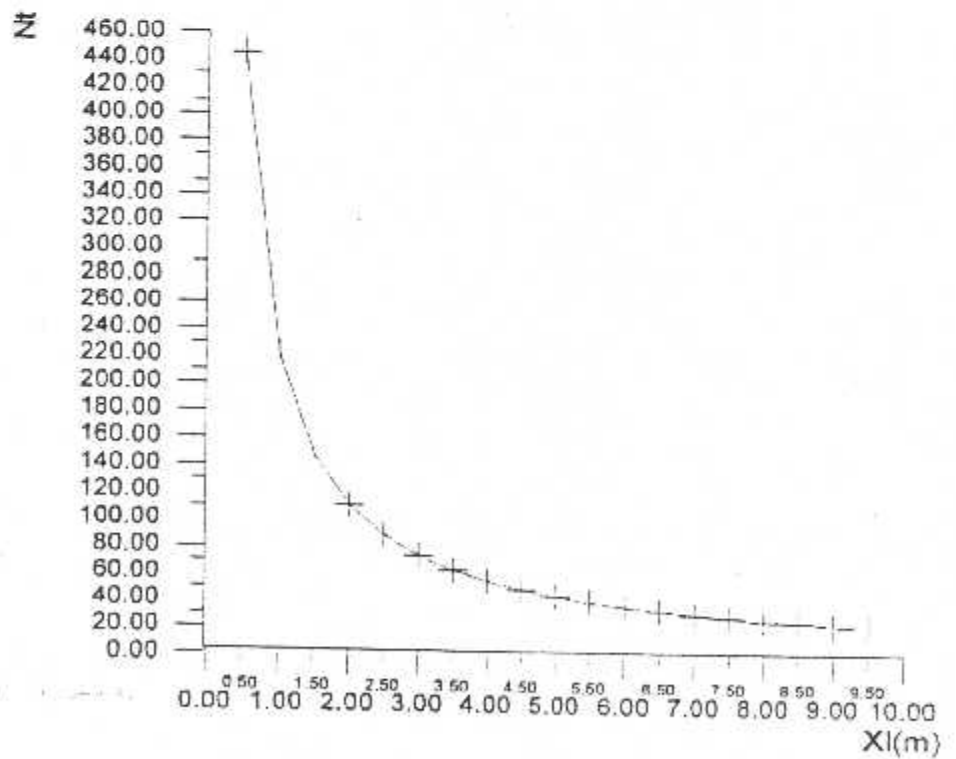


Variation du Nombre de tubes en fonction de la longueur

CUIVRE

Courbe 4

Fluide froid interne
Entrée du même côté

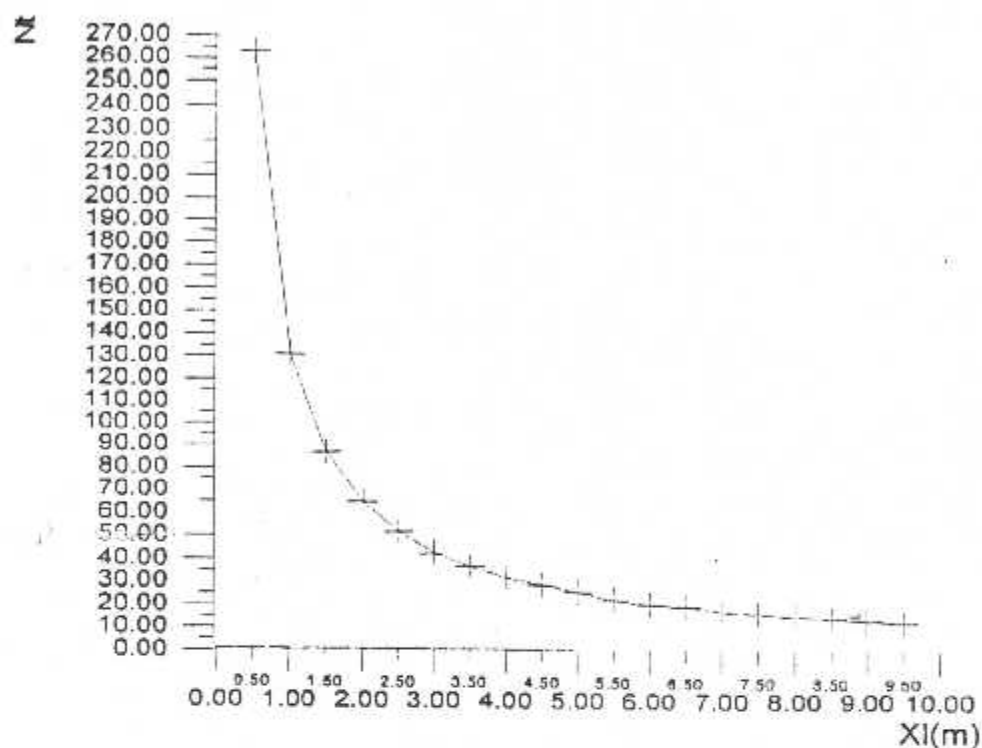


Variation du nombre de tubes en fonction de la longueur

Cuivre

Courbe 5

Fluide chaud interne
Entrée opposée

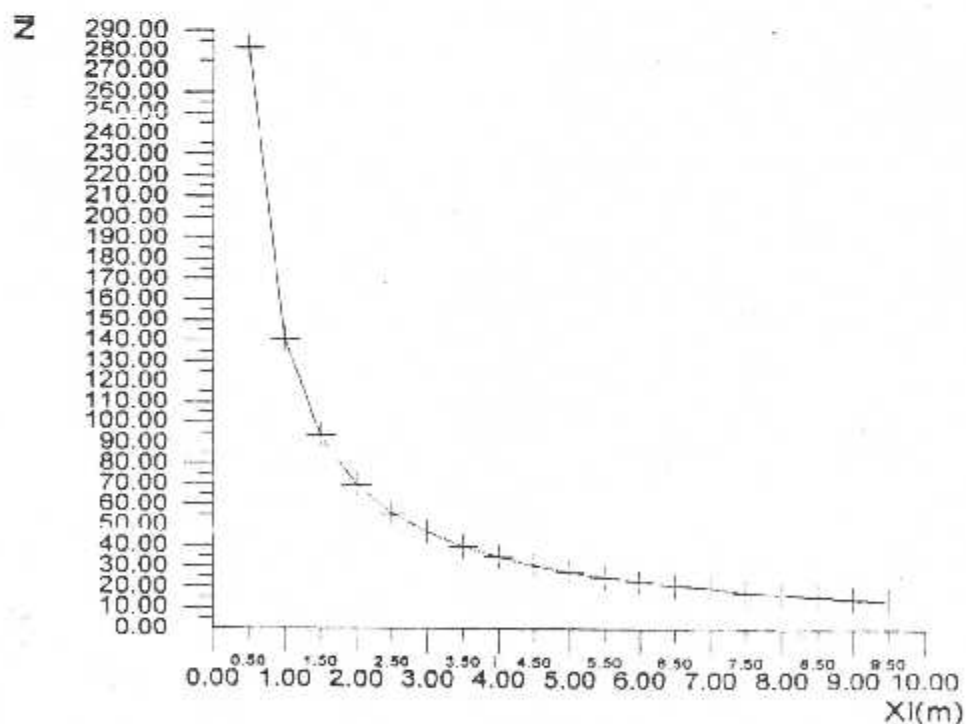


Variation du nombre de tubes en fonction de la longueur

Acier

Courbe 6

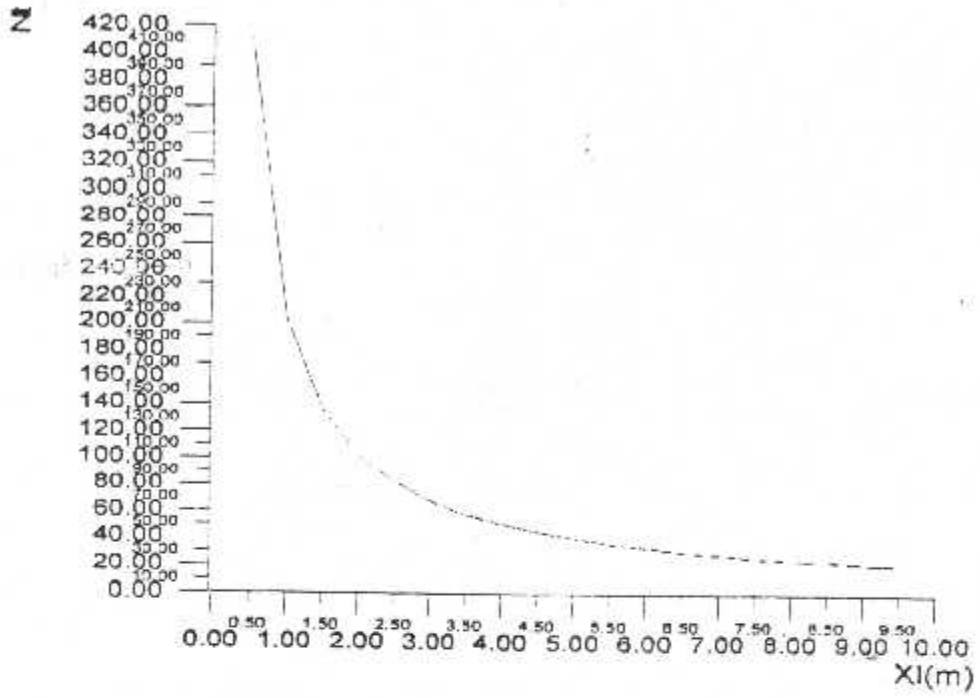
Fluide chaud interne
Entrée du même côté



Variation du nombre de tubes en fonction de la longueur

Acier

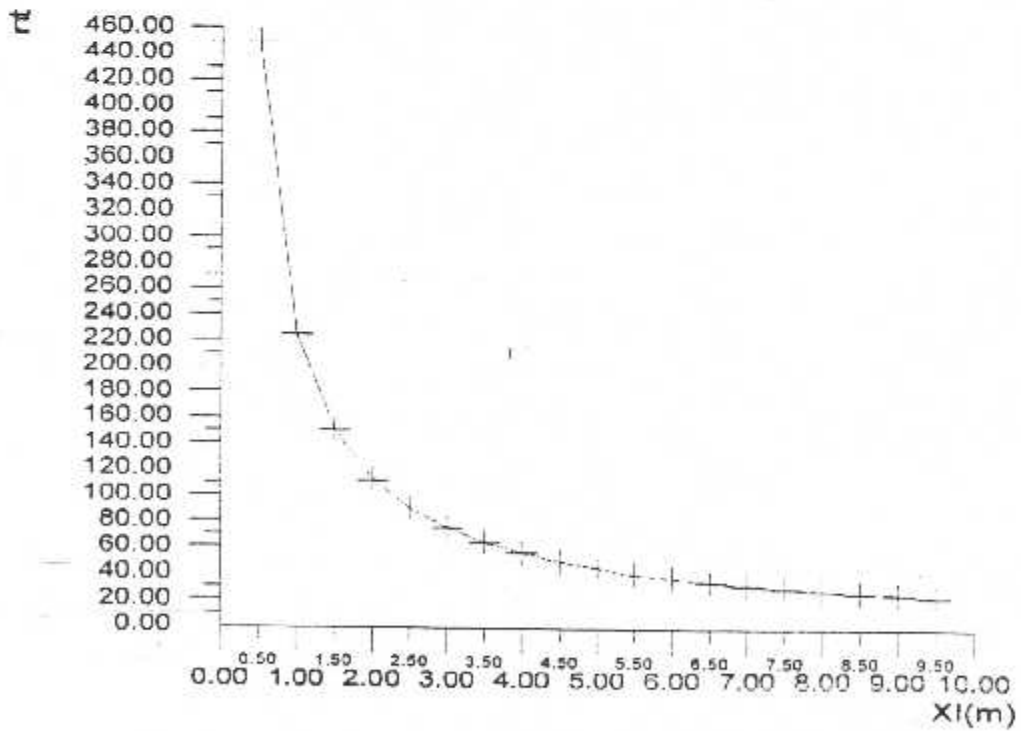
Courbe 7
 Fluide froid interne
 Entrée opposée



Variation du nombre de tubes en fonction de la longueur

Acier

Courbe 8
 Fluide froid interne
 Entrée du même côté

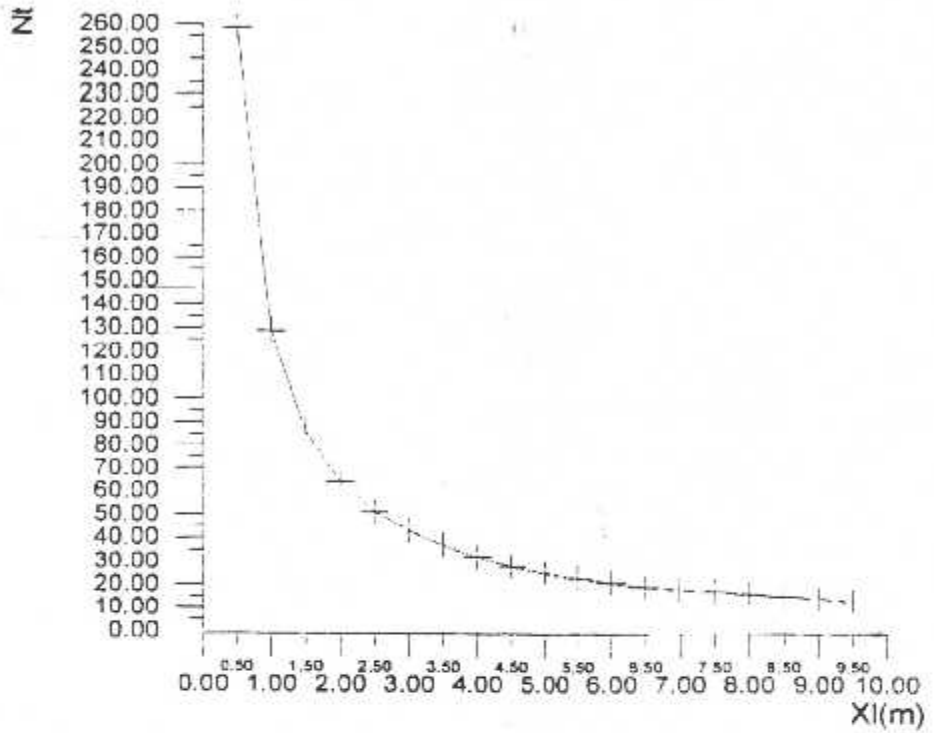


Variation du nombre de tubes en fonction de la longueur

Acier

Courbe 9

Fluide chaud interne
Entrée opposée

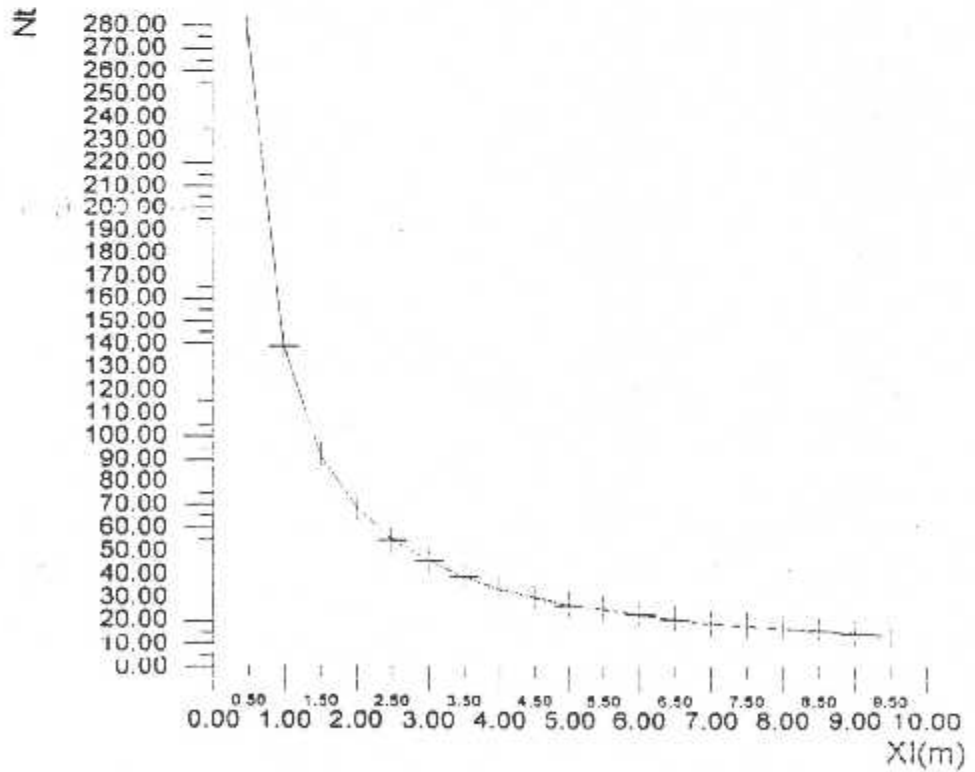


Variation du nombre de tubes en fonction de la longueur

Aluminium

Courbe 10

Fluide chaud interne
Entrée du même côté

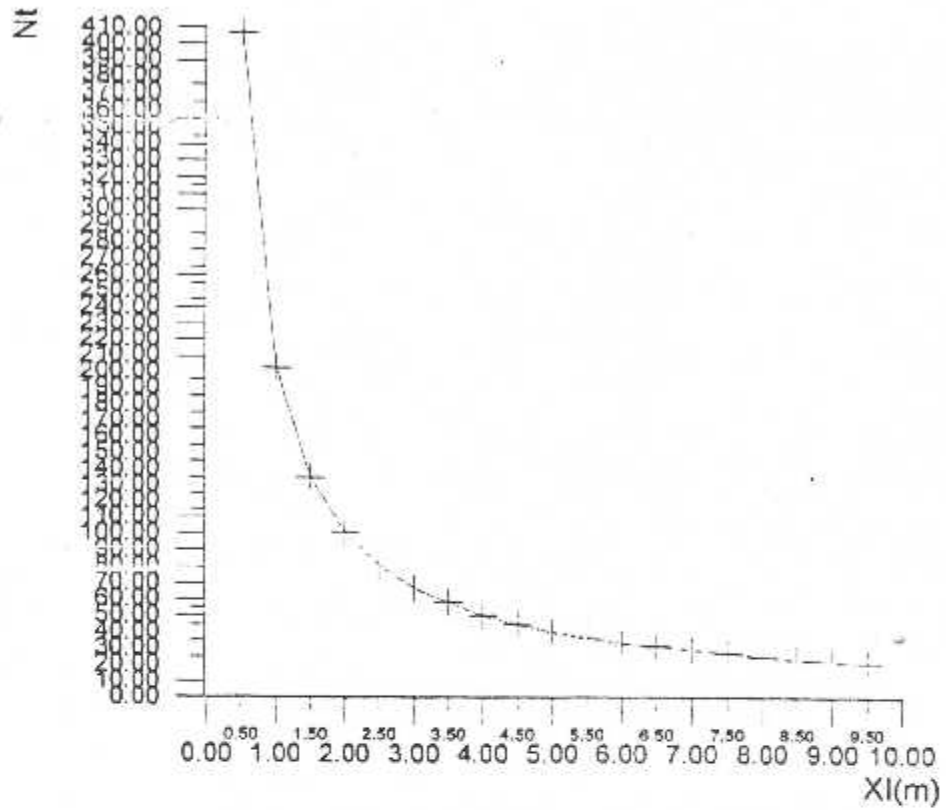


Variation du nombre de tubes en fonction de la longueur

Aluminium

Courbe 11

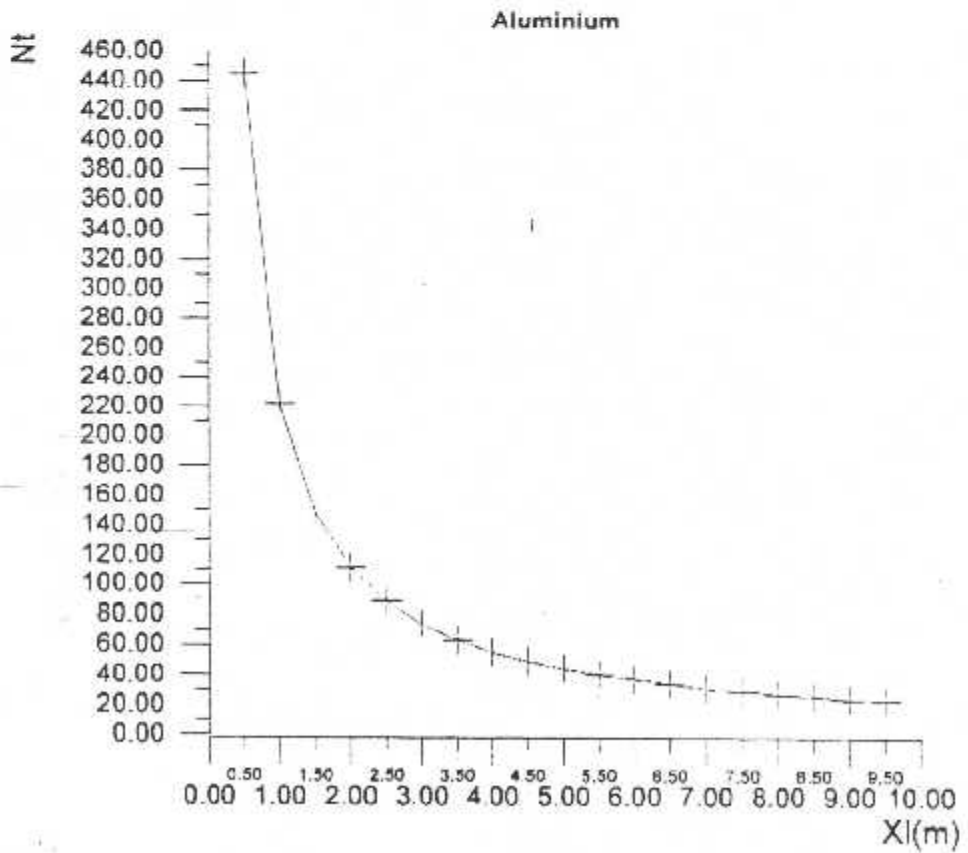
Fluide froid interne
Entrée opposée



Variation du nombre de tubes en fonction de la longueur

Courbe 12

Fluide froid interne
Entrée du même cotée



Variation du nombre de tubes en fonction de la longueur

Aluminium

Commissions

Conclusion

Pour conclure ce modeste travail, est malgré les problèmes rencontrés durant l'élaboration de ce projet, nous tenons à mentionner le grand bénéfice que nous avons pu en tirer, en enrichissant nos connaissances dans des domaines aussi passionnants que lucrative pour l'utilisation de l'outil informatique et du transfert de chaleur.

Nous estimons que nous avons atteint notre but, qui est l'élaboration d'un programme qui permet le calcul de vérification d'un échangeur de chaleur tube et calandre à contre-courant et co-courant qu'elle que soit la nature des fluides caloporteurs, en utilisant la méthode DTLM.

Nous comptons venir en aide par ce travail pour les promotions futurs, en leurs facilitant la tache pour une éventuelle étude du dimensionnement des échangeurs de chaleur.

ARMEXE

T K	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	ν m ² /s	C_p J/kg.K	λ W/m.K	α m ² /s	Pr
<i>Air</i>							
250	1,413	1,60.10 ⁻⁵	0,949.10 ⁻⁵	1005	0,0223	1,32.10 ⁻⁵	0,722
300	1,177	1,85.10 ⁻⁵	1,57.10 ⁻⁵	1006	0,0262	2,22.10 ⁻⁵	0,708
350	0,998	2,08.10 ⁻⁵	2,08.10 ⁻⁵	1009	0,0300	2,98.10 ⁻⁵	0,697
400	0,883	2,29.10 ⁻⁵	2,59.10 ⁻⁵	1014	0,0337	3,76.10 ⁻⁵	0,689
450	0,783	2,48.10 ⁻⁵	2,89.10 ⁻⁵	1021	0,0371	4,22.10 ⁻⁵	0,683
500	0,705	2,67.10 ⁻⁵	3,69.10 ⁻⁵	1030	0,0404	5,57.10 ⁻⁵	0,680
550	0,642	2,85.10 ⁻⁵	4,43.10 ⁻⁵	1039	0,0436	6,53.10 ⁻⁵	0,680
600	0,588	3,02.10 ⁻⁵	5,13.10 ⁻⁵	1055	0,0466	7,51.10 ⁻⁵	0,680
650	0,543	3,18.10 ⁻⁵	5,85.10 ⁻⁵	1063	0,0495	8,58.10 ⁻⁵	0,682
700	0,503	3,33.10 ⁻⁵	6,63.10 ⁻⁵	1075	0,0523	9,67.10 ⁻⁵	0,684
750	0,471	3,48.10 ⁻⁵	7,39.10 ⁻⁵	1086	0,0551	10,8.10 ⁻⁵	0,686
800	0,441	3,63.10 ⁻⁵	8,23.10 ⁻⁵	1098	0,0578	12,0.10 ⁻⁵	0,689
850	0,415	3,77.10 ⁻⁵	9,07.10 ⁻⁵	1110	0,0603	13,1.10 ⁻⁵	0,692
900	0,392	3,90.10 ⁻⁵	9,93.10 ⁻⁵	1121	0,0628	14,3.10 ⁻⁵	0,696
950	0,372	4,02.10 ⁻⁵	10,08.10 ⁻⁵	1132	0,0653	15,5.10 ⁻⁵	0,699
1000	0,352	4,15.10 ⁻⁵	11,8.10 ⁻⁵	1142	0,0675	16,8.10 ⁻⁵	0,702
1100	0,320	4,40.10 ⁻⁵	13,7.10 ⁻⁵	1161	0,0723	19,5.10 ⁻⁵	0,706
1200	0,295	4,63.10 ⁻⁵	15,7.10 ⁻⁵	1179	0,0663	22,0.10 ⁻⁵	0,714
1300	0,271	4,85.10 ⁻⁵	17,9.10 ⁻⁵	1197	0,0803	24,8.10 ⁻⁵	0,722
<i>Gaz carbonique</i>							
250	2,166	12,6.10 ⁻⁵	0,581.10 ⁻⁵	803,9	0,0129	0,740.10 ⁻⁵	0,793
300	1,797	15,0.10 ⁻⁵	0,832.10 ⁻⁵	870,9	0,0166	1,06.10 ⁻⁵	0,770
350	1,536	17,2.10 ⁻⁵	1,119.10 ⁻⁵	900,2	0,0205	1,48.10 ⁻⁵	0,755
400	1,342	19,3.10 ⁻⁵	1,439.10 ⁻⁵	942,0	0,0246	1,95.10 ⁻⁵	0,738
450	1,192	21,3.10 ⁻⁵	1,790.10 ⁻⁵	979,7	0,0290	2,48.10 ⁻⁵	0,721
500	1,073	23,3.10 ⁻⁵	2,167.10 ⁻⁵	1013	0,0335	3,08.10 ⁻⁵	0,702
550	0,974	25,1.10 ⁻⁵	2,574.10 ⁻⁵	1047	0,0382	3,75.10 ⁻⁵	0,685
600	0,894	26,8.10 ⁻⁵	3,002.10 ⁻⁵	1076	0,0431	4,48.10 ⁻⁵	0,668
<i>Eau</i>							
0	1002	1,78.10 ⁻⁵	0,179.10 ⁻⁵	4218	0,552	13,1.10 ⁻⁵	13,6
10	1001	1,30.10 ⁻⁵	0,130.10 ⁻⁵	4192	0,586	13,7.10 ⁻⁵	9,30
20	1001	1,00.10 ⁻⁵	0,101.10 ⁻⁵	4192	0,597	14,3.10 ⁻⁵	7,02
40	994,6	0,651.10 ⁻⁵	0,0658.10 ⁻⁵	4178	0,628	15,1.10 ⁻⁵	4,34
60	985,4	0,469.10 ⁻⁵	0,0477.10 ⁻⁵	4184	0,651	15,5.10 ⁻⁵	3,02
80	974,1	0,354.10 ⁻⁵	0,0364.10 ⁻⁵	4196	0,668	16,4.10 ⁻⁵	2,22
100	960,6	0,281.10 ⁻⁵	0,0294.10 ⁻⁵	4216	0,680	16,8.10 ⁻⁵	1,74
120	945,3	0,234.10 ⁻⁵	0,0247.10 ⁻⁵	4250	0,685	17,1.10 ⁻⁵	1,446
140	928,3	0,198.10 ⁻⁵	0,0214.10 ⁻⁵	4283	0,684	17,2.10 ⁻⁵	1,241
160	909,7	0,172.10 ⁻⁵	0,0189.10 ⁻⁵	4342	0,680	17,3.10 ⁻⁵	1,099
180	898,0	0,154.10 ⁻⁵	0,0173.10 ⁻⁵	4417	0,675	17,2.10 ⁻⁵	1,004
200	866,7	0,138.10 ⁻⁵	0,0160.10 ⁻⁵	4505	0,665	17,1.10 ⁻⁵	0,937
220	842,4	0,125.10 ⁻⁵	0,0149.10 ⁻⁵	4610	0,653	16,8.10 ⁻⁵	0,891
240	815,7	0,117.10 ⁻⁵	0,0143.10 ⁻⁵	4756	0,635	16,4.10 ⁻⁵	0,871
260	785,9	0,108.10 ⁻⁵	0,0137.10 ⁻⁵	4949	0,611	15,6.10 ⁻⁵	0,874
280	752,5	0,102.10 ⁻⁵	0,0135.10 ⁻⁵	5208	0,580	14,8.10 ⁻⁵	0,910
300	714,3	0,096.10 ⁻⁵	0,0135.10 ⁻⁵	5728	0,540	13,2.10 ⁻⁵	1,019

Tableau (1) : Système international SI (unités de mesure)

Grandeur	Unité de base	nom	Symbole
Longueur		Mètre	m
Masse		Kilogramme	Kg
Temps		Seconde	S
Intensité de courant électrique		Ampère	A
Température thermodynamique		Kelvin	K
Quantité de matière		Mole	Mol
Intensité lumineuse		Candela	cd
	Certaines unités dérivées		
Aire ou superficie		Mètre carré	m ²
Volume		Mètre cube	m ³
Vitesse		Mètre par seconde	m/s
Accélération		Mètre par seconde carrée	m/s ²
Densité		Kilogramme par mètre cube	kg/m ³
Force		Newton	N
Pression		Pascale	Pa
Viscosité dynamique		Pascale.seconde	Pa.S
Viscosité cinématique		Mètre carré par seconde	m ² /S
Travail, énergie, quantité de chaleur		Joule	J
Puissance, flux thermodynamique		Watt	W
Chaleur spécifique		Joule par kilogramme.kelvin	J/(Kg.K)
Chaleur de changement de phase, enthalpie		Joule par kilogramme	J/Kg
Densité du flux thermodynamique		Watt par mètre carré	W/m ²
Coefficient de conductivité thermique		Watt par mètre.kelvin	W/m.K
Coefficient de transmission de chaleur, coefficient d'échange de chaleur		Watt par mètre carré.kelvin	W/(m ² .K)
Coefficient de radiation		Watt par (mètre carré.kelvin) ⁴	W/(m ² .K) ⁴

Tableau (2) : Relation entre les unités de mesure du système MKGFS et du système international (SI).

Energie	1 Kcal = 4,187 KJ
Force	1Kgf = 9,81 N
Poids spécifique	1 Kgf/m ³ = 9,81 N/m ³
Densité	1 Kgf.S ² /m ⁴ = 9,81 N/m ³
Pression	1Kgf/cm ² = 0,981.10 ⁵ Pa.S
Viscosité dynamique	1 Kcal/(Kgf.°C) = 4,187 KJ/(Kg.°C)
Enthalpie, chaleur de changement de phase	1cal/Kgf = 4,187 KJ/Kg
Flux thermique	1Kcal/h = 1,163 W
Densité du flux thermique	1Kcal/(m ² .h) = 1,163 W/m ²
Densité volumique du flux thermique, coefficient de conductivité thermique	1Kcal/(m ³ .h) = 1,163W/m ³
Coefficient de transmission de chaleur, coefficient d'échange de chaleur	1Kcal/(m.h.°C) = 1,163 W/(m.°C)
Coefficient de radiation	1Kcal/(m.h.°C) = 1,163 W/(m ² .K ⁴)

Bibliographie

- 1- Kern : Process Heat Transfert. Edition Mac Crow Hill.
- 2- W-H Mc Adams : Transmission De La Chaleur. Edition Dunod.
- 3- J-F Sacadura : Initiation au transfert thermique. Edition Technique et Documentation.
- 4- E Krasnochtchekov : Problème de transfert de chaleur. Edition Mir.
- 5- A Leonitiev : Théorie Des échangeurs de Chaleur et de Masse. Edition Mir.
- 6- J-Padet : Echangeurs Thermiques. Edition Masson.
- 7- Warren M. Rohsenow Handbook Of
James P. Hartnett Heat Transfert.
Young I. Cho Edition Mc Graw Hill.
- 8- Technique de l'ingénieur : Volume B II.