

وزارة الجامعات والبحث العلمي
Ministère aux Universités et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

مدرسة الوطنية لتعدد التخصصات
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT: METALLURGIE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE DES TRANSFERTS
THERMIQUES DANS UN
FOUR A RESISTANCES A
VITESSE DE CHAUFFAGE
CONTROLLABLE SOUS VIDE

Proposé par : LA B.G.A. Etudié par : M^r. A. Boukadoum Dirigé par : M^r. M.A. Geghlef

PROMOTION juillet 92

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

الطبعة الوطنية المتعددة النسخات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique



وقل رب زدني علما

مدونة الله العظيم

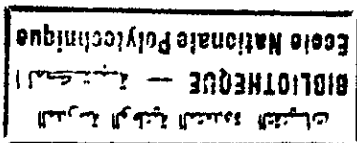
DEDICACE

Je dedie ce travail :

- a la memoire de ma mere ,
- a mon pere ,
- a tous mes freres et soeurs ,
- a toute ma grande famille ,
- a tous mes amis ,
- a mes enseignants ,
- et a toute ma promotion .

Au terme de cette étude, je tiens à exprimer mes
 remerciements à :
 - mon promoteur, Mr GEBHART pour ses précieuses
 contributions, ses conseils et la bonne amitié qu'il a su
 me faire connaître durant l'accomplissement de ce travail ;
 - Mr LARIBI, pour ses orientations bibliographiques ;
 - Mr KHALED, du laboratoire bactériologique pour ses
 aides remarquables ;
 - Mr MOURAD et Mme NADIA, du département Génie Mécanique
 pour leurs aides ;
 - Tous les gens de la bibliothèque de l'ENIT pour
 avoir facilité mon accès à la documentation disponible ;
 - Tous les enseignants du département métallurgie ;
 - Mr SBIRI et Mme KERKOUR, et tous autres personnels
 de la B.C.A ayant contribué à l'accomplissement de ce travail ;
 - Tous les amis et proches qui m'ont aidé et soutenu
 durant ce travail .

 R E M E R C I E M E N T S



S O M M A I R E

INTRODUCTION

PARTIE THEORIQUE
=====

CHAPITRE I : LES MOYENS ACTUELS DU CHAUFFAGE EN TRAITEMENT
----- THERMIQUE

- 1 - Les bains de sel
- 2 - Les fours a air
- 3 - Les fours sous atmosphere controle
- 4 - Les fours sous vide
- 5 - Les fours a lits de fusion
- 6 - Les fours a plasma
- 7 - Les inducteurs electromagnetiques

CHAPITRE II : GENERALITES SUR LES FOURS SOUS VIDE

- 1 - Les fours sous vide a parois chaudes
- 1-1 - Les fours sous vide a parois chaudes a simple vide
- 1-2 - Les fours a parois chaudes a double vide
- 2 - Les fours sous vide a parois froides

CHAPITRE III : ETUDE DES FOURS

- 1 - Production de la chaleur
- 2 - Transmission de chaleur dans un four a resistance
- 3 - Calcul de la puissance du four
- 3-1 - Energie absorbee par la charge
- 3-2 - Energie absorbee par les parois
- 3-3 - Energie perdue dans les parois
- 3-4 - Puissance a installer
- 4 - Rendement du four
- 4-1 - Rendement electrique
- 4-2 - Rendement thermique
- 4-3 - Rendement pratique

CHAPITRE IV : TRANSMISSION DE CHALEUR VERS LA CHARGE

I - LA TRANSMISSION DE CHALEUR PAR RAYONNEMENT ENTRE CORPS SOLIDES	
1 - Loi de Stefan-Boltzmann et notions fondamentales	
1-1 - Loi de Stefan-Boltzmann	
1-2 - Notions fondamentales sur le rayonnement	
1-2-1 - Qu'est ce qu'un rayonnement thermique	
1-2-2 - La noirceur d'une paroi	
1-2-3 - Pouvoir emissif et pouvoir absorbant	
a/ Definition du pouvoir emissif d'un corps noir	
b/ Influence de la temperature sur le pouvoir emissif	
1-2-4 - Remarques importantes	
2 - Emissivite des principaux materiaux	
3 - Loi de Lambert	
II - TRANSMISSION DE CHALEUR PAR CONVECTION	
1 - Types de convection	
1-1 - La convection naturelle	
1-2 - La convection forcee	
2 - Regimes laminaire d'ecoulement	
2-1 - Regime laminaire	
2-1 - Regime turbulent	
3 - Coefficient d'echange thermique par convection	
3-1 - Determination pratique du coefficient d'echange de chaleur par convection	
3-2 - Determination du coefficient convectif pour le cas d'une convection forcee	
4 - Notion de couche limite	
5 - Sens physique des nombres adimensionnels	
5-1 - Le nombre de Nusselt	
5-2 - Le nombre de Reynolds	
5-3 - Le nombre de Prandtl	
5-4 - Le nombre de Grashoff	

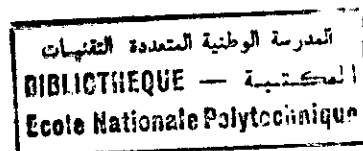
CHAPITRE V : TRANSMISSION DE CHALEUR PAR LES PAROIS D'UN
 ----- FOUR A RESISTANCES A CHAUFFAGE INDIRECT

- 1 - Transmission de chaleur par convection
 - 1-1 - Chaleur emmagasinee dans les parois
 - 1-2 - Conduction de chaleur pour une paroi composite
 - 1-2-1 - Regime permanent
 - 1-2-2 - Regime transitoire et methode numerique de Schmidt
- 2 - Pertes de chaleur par les parois en service continu
- 3 - Pertes par les parois en service intermittent

CHAPITRE VI : TRANSFERTS LORS DU CHAUFFAGE ET DU
 ----- REFROIDISSEMENT DE LA CHARGE

- 1 - Uniformite thermique d'un four
 - 1-1 - Definition
 - 1-2 - Modes de chauffage et uniformite thermique
 - 1-3 - Temps de chauffage et uniformite thermique
 - 1-4 - Vitesse de chauffage et uniformite thermique
- 2 - Transfert de chaleur dans la charge en chauffage et en refroidissement
 - 2-1 - Cas du milieu exterieur a temperature constante
 - 2-1-1 - Repartition de temperature en echauffement et en refroidissement d'un cylindre de longueur infinie
 - 2-1-2 - Repartition de temperature en echauffement et en refroidissement d'une plaque
 - 2-1-3 - Cas d'un rond de dimensions finies et d'un parallelepipede
 - 2-1-4 - Temps de chauffage et uniformite de temperature
 - 2-2 - Cas ou la vitesse de montee ou de baisse en temperature de surface est constante
 - 2-2-1 - Chauffage et refroidissement d'un cylindre
 - 2-2-2 - Chauffage et refroidissement d'une plaque de surface infinie

PARTIE EXPERIMENTALE
=====



CHAPITRE VII : PRESENTATION TECHNIQUE DU FOUR

----- B.62.TR - BMI -

- 1 - Presentation generale
- 2 - Performances thermiques
- 3 - Caracteristiques techniques des organes influançant les transferts

CHAPITRE VIII : PRESENTATION DES ACIERS UTILISES ET

----- CRITERES DE CHOIX

- 1 - Presentation des aciers utilises
- 2 - Criteres de choix des aciers pour coins de frappe monetaire
- 3 - Les elements qui assurent les proprietes exigees par les outils de frappe

CHAPITRE IX : INFLUENCE DES PARAMETRES DE TRANSFERT

----- SUR LES RESULTATS DE LA TREMPE

- 1 - Influence de la vitesse de chauffage
- 2 - Influence de la vitesse de refroidissement

CONCLUSION ET PERPECTIVES .

A N N E X E S : A et B .

B I B L I O G R A P H I E .

I N T R O D U C T I O N

La pratique des traitements thermiques a été toujours l'une des principales préoccupations dans les industries métallurgiques. Elle n'a cessé de connaître des progrès jusqu'à nos jours et cela grâce à l'évolution spectaculaire que les fours ont connus ces derniers temps et surtout les fours électriques.

Les métallurgistes désignent sous le vocable de traitements thermiques les opérations thermiques qui, par l'action d'une variation contrôlée de la température ont pour but d'améliorer les caractéristiques mécaniques et chimiques des métaux. En effet, la répartition et les variations des gradients de température au cours du chauffage et du refroidissement d'une pièce exercent une influence majeure sur les structures obtenues.

D'où la maîtrise de la technologie des fours de traitements thermiques, la connaissance de leurs caractéristiques et leur influence sur les profils de température dans la charge pendant le temps de chauffage est nécessaire pour les usagers de tels équipements. L'étude de l'influence du milieu de refroidissement sur ces profils est aussi un paramètre prépondérant.

Notre travail s'oriente principalement sur l'étude des caractéristiques. Nous nous sommes intéressés dans un premier temps à l'étude des transferts thermiques dans un four à résistances à vitesse de chauffage contrôlable.

La deuxième partie de notre étude se résume à la pratique de la trempe des aciers à outils de grande monétaire.

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
المصنعية - BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

PARTIE THEORIQUE

LES MOYENS ACTUELS DE CHAUFFAGE EN
TRAITEMENT THERMIQUE

A l'heure actuelle, on dénombre un certain nombre de milieux de chauffage utilisés pour la réalisation des différents traitements thermiques, qui se répartissent de la façon suivante :

- les bains de sel neutres ou actifs ;
- les fours à air ;
- les fours sous atmosphère contrôlée ;
- les fours sous vide ;
- les fours à plasma ;
- les lits fluidisés ;
- l'induction électromagnétique . [1]

1 - LES BAINS DE SEL :

=====

Le chauffage, dans les bains de sel, des pièces en traitement thermique a son avantage marqué sur les résultats techniques obtenus, du fait de la bonne uniformité de la température, ainsi que du bon apport de chaleur et de la stabilité de la vitesse de chauffage que peut assurer la conduction, mode de transfert thermique prépondérant dans de tels milieux; mais la faible productivité et les mauvaises conditions de travail ainsi que les effets polluants, qui causent généralement les sels utilisés influent négativement sur l'évolution de ce moyen de chauffage .

A titre d'exemple dans le traitement des outillages qui se faisait généralement dans les bains de sel, il y a un vif transfert vers l'utilisation des fours sous vide, sauf pour les aciers rapides, il est à noter que les bains de sel gardent leur place comme premier moyen de chauffage .

2 - LES FOURS A AIR :

=====

Couramment utilisées pour le traitement des " pièces brutes " en aciers et fontes et même les alliages légers, les fours à air présentent une gamme variée : fours de normalisation - trempe et revenu, fours verticaux, fours horizontaux, fours à sole mobile, fours à rouleaux et fours continues, ...etc ...

3 - LES FOURS SOUS ATMOSPHERE CONTROLEE :

=====

Ils sont utilisés essentiellement pour les traitements thermo-chimiques . Ce sont les fours à bac de trempé incorporé, des fours à plateaux poussant, des fours à tapis transporteurs, des fours à cornue rotative . Tous ces fours utilisent une atmosphère en provenance de générateurs endothermiques qui craquent un mélange d'air et de gaz par passage du mélange sur un catalyseur porté à haute température . A la sortie de ce générateur, le gaz est injecté dans la chambre du four où il sera contrôlé suivant les conditions dans lesquelles on veut réaliser le traitement .

4 - LES FOURS SOUS VIDE :

=====

Leur plus forte progression se situant à partir de 1975, principalement dans les industries de pointe comme l'aéronautique et l'armement . Ils sont utilisés aussi pour le traitement des outillages, des aciers inoxydables, et des alliages réfractaires ainsi que pour le brasage sous vide .

5 - LES FOURS A LITS DE FUSION :

=====

Ces fours sont encore peu utilisés . Ils ont été développés essentiellement pour remplacer les fours à bains de sels souvent jugés trop polluants . Les lits fluidisés permettent un chauffage rapide et homogène comme le cas des bains de sels mais leur température maximale d'emploi n'est que de l'ordre de 1100°C . [1]

6 - LES FOURS A PLASMA :

=====

Le plasma est essentiellement utilisé pour la nitruration et la carbonituration ionique .

7 - LES INDUCTEURS ELECTROMAGNETIQUE :

=====

Pour des raisons d'économie d'énergie et de matières premières le chauffage par induction magnétique tend à se développer dans la pratique des traitements superficiels . En effet, ce type de chauffage permet de réduire la durée du traitement thermique et d'augmenter la productivité . Il crée de plus, des conditions propices à l'automatisation de la fabrication et rend possible l'exécution du traitement thermique directement dans une ligne continue sans interrompre la gamme de fabrication . [12]

GENERALISATION SUR LES FOURS SOUS VIDE

L'utilisation des fours sous vide à l'échelle industrielle est relativement récente (une vingtaine d'années environ). Il existe deux grands types de fours sous vide :

- les fours sous vide à parois chaudes à simple ou à double vide .
- les fours à parois froides .

1 - LES FOURS SOUS VIDE A PAROIS CHAUDES :

1.1 - Les fours sous vide à parois chaudes à simple vide :

Ce sont des fours de conception relativement simple, construits avec des matériaux classiques (refractaires isolants usuels, aciers réfractaires). Ces fours sont constitués d'une enceinte en acier réfractaire dans laquelle on fait le vide. Cette dernière peut être verticale : fours à cloche ou à pot ; ou horizontal .

Les éléments chauffants sont généralement situés à l'extérieur de l'enceinte vide, fabriqués à base d'alliages métalliques connus dans le domaine de fabrication des résistances. Ils fonctionnent dans l'air. L'enceinte à vide doit résister donc à l'action de la pression atmosphérique, tout en étant portée à une température légèrement supérieure à celle du fonctionnement du four. Pour des raisons de tenue mécanique des aciers réfractaires constituant l'enceinte sous vide, la température limite d'emploi de ces fours se situe vers 800-900 C. De plus, le vide est rarement inférieur à 10^{-2} Torr. Ces fours sont actuellement relativement peu utilisés, mais ils peuvent servir d'étuves sous vide ou de fours de recuit et de revenu sous vide .[1]

1.2 - Les fours à parois chaudes à double vide :

Ces fours sont identiques aux précédents, mais l'enceinte en brique contenant les éléments chauffants est soigneusement réalisée afin de permettre une étanchéité

assurant le maintien d'un vide grossier, de l'ordre de 1 Torr. La charge est disposée dans une seconde enceinte concentrique à la première, dans laquelle est maintenu le vide désiré pour la protection de la charge. L'enceinte chaude n'est plus soumise à la pression résiduelle et peut descendre jusqu'à 10^{-2} Torr environ.

2 - LES FOURS SOUS VIDE A PAROIS FROIDES :

Les fours sous vide à parois froides, à l'encontre des premiers, ne présentent pas les handicaps des limitations en température et en pression résiduelle, et permettent d'atteindre la température de 3000°C et le vide de 10^{-6} Torr (10^{-6} mbar) environ, et cela pour une large gamme de dimensions.

La paroi extérieure du four, qui est la plupart du temps en acier inoxydable de forte épaisseur est doublée et elle est refroidie par une circulation d'eau dans cette doublure.

Les éléments chauffants sont placés dans le laboratoire du four et rayonnant directement sur la charge. Ils sont généralement en graphite, molybdène, tantale ou tungstène.

Afin de limiter le rayonnement sur les parois du four ce qui limite les déperditions thermiques, la chambre de chauffe est entourée d'écrans successifs réfléchissant le rayonnement. Ces écrans sont soit métalliques (molybdène, ...) *soit en fer* de graphite ou de carbone. Leur nombre varie généralement entre trois et huit.

Il existe de nombreux types de fours sous vide à parois froides : fours à chambre horizontaux, fours à cloche, fours à pot, fours à sole élévatrice, fours verticaux à chargement par le couvercle au sommet du four, fours à bac de trempe à l'huile incorporé, fours équipés de dispositifs de convection forcée pour le refroidissement des charges ... ces derniers fours permettent, en raison de la faible inertie thermique des fours à parois froides (absence de briquetage), de refroidir la charge très rapidement en trempe au gaz ; des cycles thermiques impossibles avec des fours traditionnels deviennent alors faciles à réaliser ; à savoir :

- montée en température rapide jusqu'à $1250-2000^{\circ}\text{C}$ avec un vide de l'ordre de 10^{-5} Torr.
- refroidissement accéléré au moyen d'un gaz protecteur détendu dans le four et recyclé par une

turbine avec passage par un échangeur refroidi à l'eau .

La puissance et la capacité de ce type de fours sous vide varie respectivement de quelques kilowatts à plusieurs centaines de kilowatts et de quelques dizaines de decimetre cubes a 100 m3 environ.

Parmi les applications des fours sous vide, nous citerons : l'aéronautique et l'aérospatial, le nucléaire, l'électronique, les aciers spéciaux, les ceramiques ; mais leur emploi se developpe de plus en plus dans des secteurs d'activites plus classiques, tels que :

- les traitements thermiques des métaux ,
- le brasage ,
- la métallisation ,
- le frittage ,
- le collage ,
- la fabrication de semi-conducteurs ,
- les traitements thermochimiques . [1,14]

L'étude d'un four du point de vue thermique comporte généralement l'analyse des points suivants :

- la production de la chaleur ;
- la transmission de cette chaleur ;
- l'utilisation de cette chaleur ;
- absorption par la charge ;
- pertes thermiques et rendement du four .

Les fours sous vide font partie des fours à résistances à chauffage indirect. Pour cela notre étude sera limitée à cette famille de fours électriques et prendra par l'analyse les trois points cités .

1 - PRODUCTION DE LA CHALEUR :

Le chauffage des fours à résistances repose sur la loi de Joule. La puissance électrique transformée en chaleur est alors :

$$P = UI = RI^2 = \frac{U^2}{R}$$

avec : P : en Watts (W)
 U : en Volts (V)
 I : en Amperes (A)
 R : en Ohms (Ω)

D'où l'énergie électrique transformée en chaleur est :

$$Q = P \cdot t = R \cdot I^2 \cdot t$$

t : temps en (s)

Cette formule est vraie en supposant les différences grandeurs physiques constantes pendant le temps t, sinon, il faut faire recourt pour déterminer l'e (g) émise, à l'expression intégrale suivante :

$$Q = \int_t U \cdot I \, dt$$

Les réseaux de distribution actuels utilisent à peu près exclusivement le courant alternatif triphasé et la valeur de la puissance dépend alors du montage des résistances : en triangle ou en étoile .

2 - TRANSMISSION DE CHALEUR DANS UN FOUR A RESISTANCE :

=====

Dans un four à résistance, la transmission de la chaleur se fait selon les trois modes connus dans les transferts thermiques, il s'agit de :

- la transmission par conduction ,
- la transmission par rayonnement ,
- la transmission par convection .

Cette transmission se fait :

- entre les résistances et la charge directement et indirectement par réflexion des parois du four .
- dans la charge elle même .
- dans les parois pour le cas des pertes .

3 - CALCUL DE LA PUISSANCE DU FOUR :

=====

L'énergie émise par les corps de chauffe sert à :

- élever la température de la charge à la température requise .
- chauffer les matériaux constituant l'enceinte .
- compenser les déperditions thermiques du four .

3.1 - Energie absorbée par la charge :

Elle est donnée par l'expression suivante :

$$Q_1 = m \cdot \bar{c} \cdot (\theta_2 - \theta_1) \quad \text{avec : } Q_1 : \text{ en kilowatt.heure}$$

et : \bar{c} : chaleur spécifique moyenne en kcal/kg°C et D .
 θ_1 et θ_2 : température initiale et finale le des corps à chauffer (en degrés celsius) .

Il ne faut pas oublier d'ajouter à Q_1 la chaleur latente d'un éventuel changement d'état pendant l'échauffement.

3.2 - Energie absorbée par les parois :

Elle est donnée par l'expression suivante :

$$Q = m_1 \bar{c}_1 (\theta_1 - \theta_2) + m_2 \bar{c}_2 (\theta_2 - \theta_3) + m_3 \bar{c}_3 (\theta_3 - \theta_4) \dots m_n \bar{c}_n (\theta_{n-1} - \theta_n)$$

avec : $\theta_i, i = 1, n$: les températures des interfaces (fig 1)
 $\bar{c}_i, i = 1, n$: les chaleurs spécifiques moyennes.

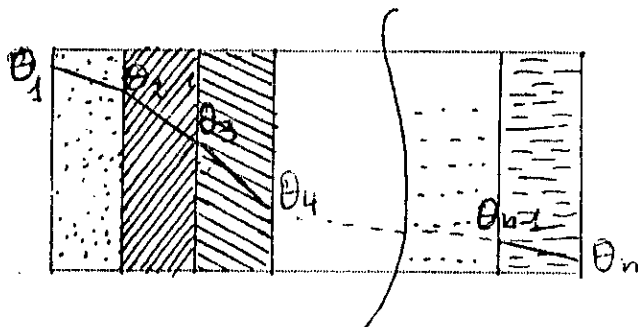


fig 1 : profil de température dans un mur de four.

3.3 - Energie perdue dans les parois :

Parfaite qu'elle soit, l'isolation thermique d'un four, il y a toujours une faible quantité de chaleur qui se perde par les parois. Le calcul de ces pertes se fait en utilisant les lois usuelles de la transmission de chaleur.

3.4 - Puissance à installer :

On a deux relations suivant qu'on travaille en régime intermittent ou en régime continu.

$$W = \frac{Q_1 + Q_2}{t} + a.D$$

pour le régime intermittent

avec : Q_1 : chaleur absorbée par la charge (en kw)
 Q_2 : chaleur accumulée dans les parois (en kw)
 D : pertes thermiques à la température finale du four . (en kw)
 a : coefficient tenant compte de la valeur moyenne des pertes pendant la montée en température .
 a est généralement comprise entre 0,6 et 0,8 .

$$W = F_1 + D \quad \text{pour le regime continu .}$$

avec : W : puissance à installer (en kw)
 F_1 : énergie absorbée par la production horaire (en kw)
 D : déperdition thermique (en kw)

En pratique, la puissance installée est :

$$W_p = W \pm (0,1 \text{ à } 0,3) W$$

Elle prend les valeurs supérieures à W lorsque les conditions d'exploitation exigent une réserve de puissance. En revanche, elle prend les valeurs inférieures quand le refroidissement entre deux cycles est limité .

Seule une analyse approfondie des conditions d'exploitation permet de faire le choix final de la puissance à installer . [1]

4 - RENDEMENT DU FOUR : =====

4.1 - Rendement électrique " η_1 " :

$$\eta_1 = \frac{Q_T}{Q_f}$$

avec : Q_T : énergie électrique transformée en énergie thermique dans la chambre de chauffe .
 Q_f : énergie électrique fournie au four .

Généralement $\eta_1 \approx 95\%$ dans les fours industriels.

4.2 - Rendement thermique " η_2 " :

$$\eta_2 = \frac{Q_1}{Q_T}$$

avec : Q_1 : énergie absorbée sous forme de chaleur par la charge .

C'est généralement ce rendement qui sert de critère pour vérifier la conformité de la réalisation du constructeur au cahier des charges du donneur d'ordre .

4.3 - Rendement pratique :

$$\eta_p = \int_0^t \eta_1(t) \eta_2(t) dt$$

C'est la valeur moyenne du rendement électro-thermique ($\eta_1 \cdot \eta_2$) sur longue période : mois, trimestre, année...

C'est ce rendement qui est significatif de la performance économique d'un équipement .

TRANSMISSION DE CHALEUR VERS LA CHARGE

La transmission de chaleur vers la charge se fait, pour les cas des fours à résistance à chauffage indirect, essentiellement par conduction et par convection si un vide n'est pas réalisé à l'intérieur de l'enceinte de chauffe. Pour cela ce chapitre se consacre à l'étude de ces deux modes de transfert.

I - TRANSMISSION DE CHALEUR PAR RAYONNEMENT ENTRE CORPS SOLIDES

1 - Loi de Stefan-Boltzmann et notions fondamentales sur le rayonnement :

1.1 - Loi de Stefan-Boltzmann :

La transmission de chaleur par rayonnement entre les surfaces de deux solides obéit à la loi de Stefan-Boltzmann.

$$Q_n = C_n \cdot S_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (\text{kcal/h})$$

avec : C_n : en $\frac{\text{kcal}}{\text{h.m}^2 \cdot 100^4 \text{ k}}$ est la constante de Stefan-Boltzmann.

S_1 (m²) : aire de la surface émettrice de rayonnement.

T_1 (°k) = température de la surface émettrice.

T_2 (°k) = " " " " " receptrice.

Q_n $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right)$: chaleur rayonnée par la surface émettrice.

L'expression de cette loi est très simple, mais les difficultés d'application résident dans le choix correct de la constante de rayonnement " Cn " ; c'est pourquoi quelques explications sont nécessaires .

1.2 - Notions fondamentales : [2;6]

1.2.1 - Qu'est-ce qu'un rayonnement thermique ?

Le rayonnement thermique est de même nature que le rayonnement lumineux, et sa qualité se caractérise aussi par sa longueur d'onde. La longueur d'onde de la lumière rouge est égale à $7 \cdot 10^{-4}$ mm, celle de la lumière bleue est égale à $4 \cdot 10^{-4}$ mm. La composition de toutes les longueurs d'onde visible forme la lumière blanche. Mais le spectre visible n'est qu'une partie de la plage totale des longueurs d'onde rayonnantes, et le rayonnement thermique est de portée plus générale .

1.2.2 - La noirceur d'une paroi :

Une paroi absorbant la totalité du rayonnement qu'elle reçoit, c'est à dire ne donnant lieu à aucune réflexion est dite noire. Celle qui ne réfléchit que le rayonnement de longueur d'onde $7 \cdot 10^{-4}$ mm est dite rouge . Une paroi absorbant pour toutes les longueurs d'onde, une même fraction de l'intensité du rayonnement, et réfléchissant le reste est dite grise .

1.2.3 - Pouvoir émissif et pouvoir absorbant :

Il convient d'ajouter qu'un corps donné se comporte de la même façon vis à vis du rayonnement qu'il soit en position de récepteur ou d'émetteur. Si par exemple, il n'absorbe que certaines longueurs d'onde, il n'émettra que ces mêmes longueurs d'onde. Le pouvoir émissif est égal donc au pouvoir absorbant. Le corps noir absorbe complètement toutes les longueurs d'onde du rayonnement et émet donc le rayonnement le plus intense possible. C'est pourquoi il fournit l'étalon de mesure de l'énergie radiante .

a/ Definition du pouvoir emissif d'un corps noir : [8]

C'est la quantité d'énergie rayonnée par unité de temps dQ (w), par l'élément de surface ds (m²) par le paquet des longueurs d'onde λ à $\lambda + d\lambda$

$$\epsilon_0 = \frac{dQ}{d\lambda \cdot ds}$$

b/ Influence de la temperature sur le pouvoir emissif :
fig (4.1) [8]

La formule de Planck manifeste cette influence .

$$\epsilon_0 = \frac{c_1 \cdot \lambda^{-5}}{\exp\left(\frac{c}{\lambda T}\right) - 1}$$

avec : λ (m) : longueur d'onde
T (°k) : temperature absolue

$c_1 = 3,74 \cdot 10^8$ et $c_2 = 1,438 \cdot 10^{-3}$: constantes

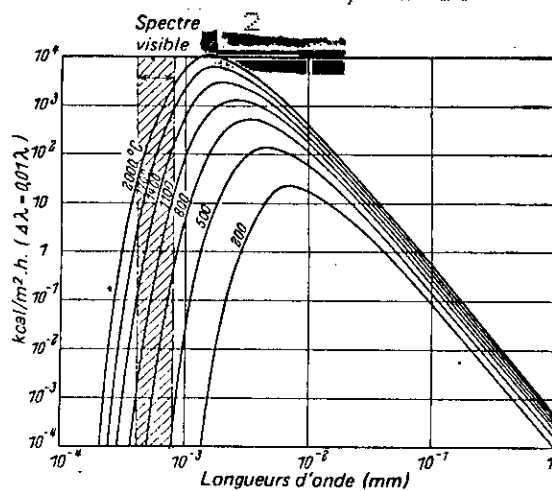


FIG 4.1 . Intensité du rayonnement noir en fonction de la longueur d'onde et de la température

1.2.4 - Remarques :

a/ La loi de Stefan-Boltzmann donne la somme des énergies radiantés de toutes les longueurs d'onde pour une température quelconque. Cela est manifesté sur "la figure 4.1" par l'aire limitée par la courbe correspondant à cette température .

b/ Pour un corps gris, comme il est le cas des principaux matériaux, le rayonnement émis est diminué dans la même proportion pour toutes les longueurs d'onde, de sorte que la répartition relative de l'énergie n'est pas changée. Il s'ensuit que les lois sont alors applicables sans autre modification que celle de la constante de rayonnement C_n .

c/ Par contre, l'application de ces lois relatives au corps noir pour un corps non noir pour lequel la répartition relative de l'énergie ne change pas dans la même proportion pour toutes les longueurs d'onde comme il est le cas pour les métaux polis. Dans de tels cas on attribue une valeur moyenne au pouvoir absorbant . [1]

2 - EMISSIVITE DES PRINCIPAUX MATERIAUX :

Dans la pratique, on a affaire à des corps non noirs d'où une surface S_i quelconque ne peut absorber ou rayonner qu'une fraction " ϵ " du rayonnement absorbé ou rayonné par un corps noir à la même température T_i .

La quantité de chaleur absorbée est :

$$Q = \epsilon \cdot Q_n = \epsilon \cdot 4,96 S \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T}{100} \right)^4 \right] \frac{\text{kcal}}{n}$$

L'émissivité " ϵ " d'un matériau n'est autre que la fraction que peut absorber ce corps lorsqu'il reçoit un rayonnement noir .

Il est à signaler que la vitesse de chauffage d'une charge soumise à un rayonnement thermique est proportionnelle à son coefficient d'absorption. Le tableau 4.2 donne les émissivités des matériaux des fours industriels .

TABLEAU 4.2 Emissivite des matériaux des fours industriels .

Matériaux	Température (°C)	ϵ
Briques d'argile et de silice.	0-500-1 500	0,85-0,75-0,55
Briques de magnesie	1 100	0,0
Acier coulé oxydé et peau de laminage	0-1 200	0,8
Cuivre oxyde et peau de laminage		0,0
Fonte liquide	1 350	0,3-0,4
Cuivre liquide	1 200	0,14
Aluminium lamine brillant	20	0,05
Acier brillant		0,1
Cuivre		0,03
Aluminium		0,01
Nickel		0,03
Chrome		0,07
Or, argent		0,02
Peinture aluminium		0,4
Peintures, émaux		0,74
Briques rouges	0-300	0,7-0,2
Beton	0-500	0,87
Porcelaine	0-300-1 000	0,94-0,71-0,72
Verre.....		0,7
Graphite	0-300-1 000	0,6-0,65-0,72

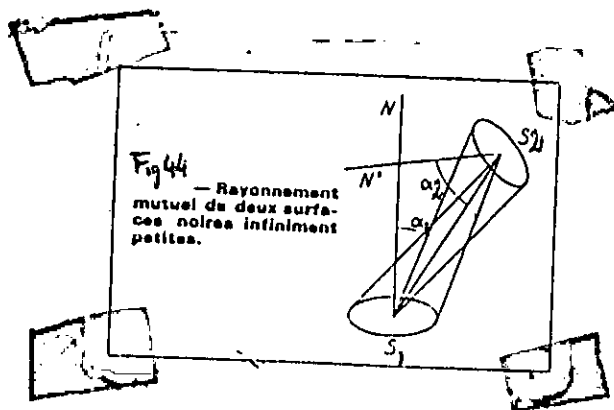
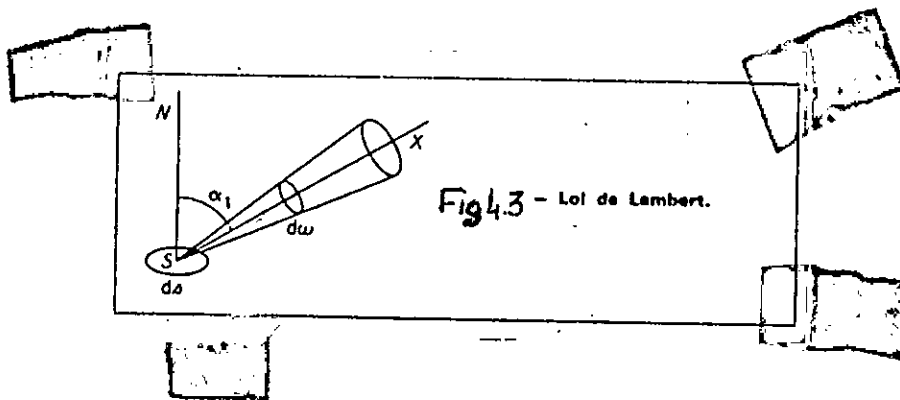
3 - LOI DE LAMBERT (Fig 4.3) et (Fig 4.4) :

La quantité d'énergie échangée entre un élément de surface dS_1 d'un corps noir et un deuxième élément de surface d'un deuxième corps noir dS_2 , tangent à la surface sphérique de l'angle solide, et faisant un angle α_1 avec la normale à dS_1 , est proportionnelle à $\cos \alpha_1$, et cette quantité a pour valeur :

$$dQ_o = C_n \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot \frac{\cos \alpha_1}{\pi \cdot r^2} dS_1 \cdot dS_2$$

Si la surface absorbante dS_2 n'est pas tangente à la surface sphérique de l'angle solide et que sa normale fait un angle α_2 avec la droite joignant dS_1 et dS_2 , alors la formule précédente devient :

$$dQ_{12} = C_n \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T}{100} \right)^4 \right] \cdot \frac{\cos \alpha_1 \cos \alpha_2}{n_1^2 \cdot \pi} dS_1 \cdot dS_2$$



La résolution du problème de l'échange par rayonnement entre deux surfaces quelconques comporte donc

l'intégration de :
$$\left(\frac{\cos \alpha_1 \cdot \cos \alpha_2}{\pi \cdot r^2} dS_1 \cdot dS_2 \right)$$

Cette intégrale quadruple divisée par S_1 est appelée facteur d'angle " u " .

$$u = \frac{1}{S_1} \int_{S_1} \int_{S_2} \frac{\cos \alpha_1 \cos \alpha_2}{\pi \cdot r^2} dS_1 \cdot dS_2$$

Pour les cas des corps gris, il faut tenir compte de l'émissivité mutuelle ξ_{12}

ainsi l'équation de Stefan-Boltzmann devient :

$$Q = u \cdot \xi_{12} \cdot C_n \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T}{100} \right)^4 \right] \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}}$$

Couramment en pratique, on utilise le coefficient de rayonnement mutuel : $\Delta = \xi_{12} \cdot C_n$,

d'où la loi de Stefan-Boltzmann qui s'écrit :

$$Q = u \cdot \Delta \cdot \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T}{100} \right)^4 \right]$$

En fonction des dispositions géométriques, plusieurs cas courants ont des solutions générales pratiquement exactes avec cette formule malgré qu'elle n'est qu'une formule approchée .

Les tableaux 1 et 2 ainsi que les figures de l'annexe A donnent les valeurs nécessaires pour le calcul relatif à chaque cas (voir annexe A)

II - TRANSMISSION DE CHALEUR PAR CONVECTION :

Les transferts de chaleur par convection s'effectuent simultanément avec des transferts de masse. Pour cela, le mode de transfert ne peut exister qu'au sein des milieux fluides.

Il est essentiellement étudié en vue de comprendre les phénomènes caractérisant les échanges de chaleur ayant lieu entre une paroi et un fluide se mouvant au contact de celle-ci.

1 - TYPES DE CONVECTION :

Selon la nature du mécanisme qui provoque le mouvement du fluide, on distingue la convection naturelle et la convection forcée.

1.1 - La convection naturelle :

Le fluide est mis en mouvement sous le seul effet des différences de températures dans sa masse, par l'entraînée des différences de masse volumique et d'un champ de forces extérieures (généralement l'accélération de la pesanteur).

1.2 - La convection forcée :

Le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de température telle qu'une injection de gaz, un soufflage, un brassage ...etc ...

2 - REGIMES D'ÉCOULEMENT :

Les deux cas distincts du régime d'écoulement sont le régime laminaire et le régime turbulent.

2.1 - Regime laminaire :

L'écoulement s'effectue par couches pratiquement indépendantes. Entre deux filets fluides adjacents les échanges de matière sont donc nuls.

- Si l'on considère une direction normale aux filets fluides, l'échange de chaleur se fait uniquement par conduction.
- Si l'on considère une direction quelconque non normale aux filets fluides, l'échange de chaleur est imputable simultanément à la convection et à la conduction, cette dernière étant toutefois négligeable.

2.2 - Regime turbulent :

L'écoulement n'est plus permanent, la trajectoire de toute particule individuelle est irrégulière, mais sur une base statistique le mouvement global de l'ensemble des particules fluides est régulier. L'échange de chaleur dans un écoulement turbulent s'effectue par convection et conduction. Cette dernière est généralement négligeable par rapport à la convection.

3 - COEFFICIENT D'ÉCHANGE THERMIQUE PAR CONVECTION :

Le flux de chaleur échangé entre un solide et un fluide en mouvement caractérisé par une température " θ_f " à travers une surface élémentaire, entourant un point de la surface de ce solide, " dS " de température " θ_s " est :

$$d\Phi = \alpha \cdot dS \cdot (\theta_f - \theta_s)$$

avec : α : le coefficient de convection (en watts par mètre carré par degrés celsius). Lorsque ce dernier est connu, la relation de chaleur traversant une surface donnée

pendant un intervalle de temps quelconque : $dQ = d\Phi dt$

Mais cette formule est globale et ne fournit aucune indication quant au processus responsable du transfert de

chaleur. En fait, le coefficient d'échange thermique par convection " α " ne constitue pas une constante absolue, mais dépend des conditions expérimentales et tout particulièrement :

- des caractéristiques de la paroi: forme, dimensions, rugosité, température, propreté ;
- des caractéristiques du fluide : masse volumique, viscosité, chaleur spécifique, coefficient de conduction .

Ces grandeurs sont dépendantes de la nature du fluide mais aussi de la température :

- de l'écoulement du fluide : vitesse, régime laminaire ou turbulent ;
- de la position respective du fluide et de la paroi: angle d'attaque de la paroi par le fluide .

Exemple : A titre indicatif, α exprime en (W/m² C) varie de 2 à 200 pour les gaz ,
et de 100 à 2000 pour les liquides .

3.1 - Détermination pratique du coefficient d'échange de ----- chaleur par convection : -----

Tout calcul d'échange thermique par convection nécessite donc la détermination du coefficient " α ", cela n'est possible qu'après la connaissance d'un certain nombre de grandeurs sans dimensions (Nusselt, Biot, Prandtl, Reynolds, Grashoff, Margoulis, Eckert ...) caractérisant le type de convection étudiée. Cette étude est largement expérimentale .

D'une façon générale un problème d'échange de chaleur convectif entre une paroi solide et un fluide adjacent pourra être résolu lorsque la quantité de chaleur " Q " traversant une aire " S " de cette paroi solide pendant l'intervalle de temps " t " sera connue, et cela grâce à la formule citée juste avant .[1;5]

3.2 - Détermination de " α " pour le cas d'une convection ----- forcée : [bib 5] [bib 1] -----

Plusieurs méthodes sont employées en convection forcée pour déterminer le coefficient d'échange de chaleur " α ". Ce paragraphe expose celle basée sur l'utilisation

des résultats empiriques, qui est valable tant pour le régime laminaire que pour le régime turbulent. Dans cette méthode, les échanges thermiques sont décrites par des formules liant le nombre de Nusselt (Nu , $\frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$) à d'autres nombres

adimensionnels. En effet un problème de convection forcée peut être décrit par une relation de la forme :

$$Nu = f(Re, Pr, Ec, Gr)$$

- Avec : $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$: nombre de Nusselt ;
 $Re = \frac{\rho \cdot \omega \cdot d}{\eta}$: nombre de Reynolds ;
 $Pr = \frac{\rho \cdot C_p \cdot \omega}{\eta}$: nombre de Prandtl ;
 $Ec = \frac{\omega^2}{C_p \cdot \Delta T}$: nombre d'Eckert ;
 $Gr = \frac{d^3 \cdot \rho \cdot \beta \cdot \Delta T}{\mu^2}$: nombre de Grashoff .

- α : coefficient de convection ($\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$)
 d : dimension caractéristique (m)
 λ : conductivité thermique ($\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$)
 ρ : masse volumique du fluide ($\frac{kg}{m^3}$)
 μ : viscosité cinématique ($\frac{m^2}{s}$)
 η : viscosité dynamique ($\frac{kg}{m \cdot s}$)
 ω : vitesse du fluide ($\frac{m}{s}$)
 C_p : chaleur spécifique ($\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$)
 g : accélération de la pesanteur ($\frac{m}{s^2}$)
 β : coefficient de dilatation ($^\circ C^{-1}$), $\beta = \frac{1}{T}$ pour le gaz

Gr devient négligeable quand il s'agit des convections forcées

Ec n'intervient que lorsque les vitesses sont faibles devant la célérité du son. On aura le plus généralement :

$$Nu = f(Re, Pr)$$

La fonction " f " étant liée à la géométrie de l'écoulement .

Les formules qui sont le plus couramment utilisées sont :

* Pour l'écoulement de couche limite sur plaque plane :

- En regime laminaire ($Re \leq 3.10^5$)

$$Nu = 0,33 Pr^{1/3} \cdot Re^{1/2} \quad \text{avec } 0,6 \leq Pr \leq 15$$

- En regime turbulent ($Re > 3.10^5$)

$$Nu = 0,029 Pr^{1/3} \cdot Re^{4/5} \quad \text{avec } 0,5 \leq Pr \leq 50$$

4 - NOTION DE COUCHE LIMITE : [4;5]

=====

L'étude des écoulements au voisinage des parois, donc dans les zones dites de couches limites, s'avère nécessaire pour la détermination des échanges de chaleur par convection entre un solide et le fluide qui l'entoure . Dans cette zone de couche limite la vitesse du fluide est différente de la vitesse de l'écoulement extérieur de même que la température, voir (fig 4.5).

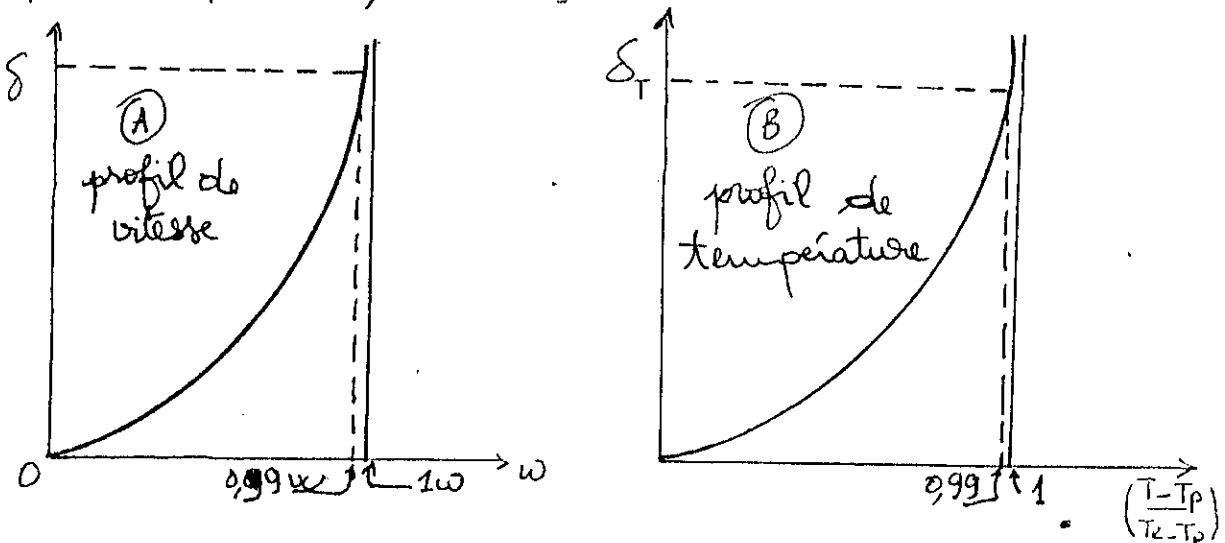


fig 4.5 - Profils de vitesse et de température dans une couche limite .

avec : T_p : température de la paroi .
 T_e : température de l'écoulement .
 T : température dans la couche limite .

les abscisses : $\frac{T - T_p}{T_e - T_p}$

L'épaisseur de la couche limite " δ " est la distance de la paroi pour laquelle la vitesse d'écoulement W devient égale à $(1 - \epsilon) W$ (avec $\epsilon = 10^{-2}$). Dans cette zone de couche limite l'écoulement peut être laminaire ou turbulent et les équations qui caractérisent le transfert de chaleur par convection dans les zones de couches limites sont aussi fonction :
 - du fluide ,
 - de l'écoulement ,
 - des caractéristiques des parois .

5 - SENS PHYSIQUES DES NOMBRES ADIMENTIONNELS :
 =====

5.1 - Nombre du Nusselt : [4]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$$

Au voisinage immédiat de la paroi, la transmission de chaleur se fait purement par conduction, les particules fluides étant stationnaires. C'est dans cette couche qu'il y a la plus grande chute de température car le coefficient de conductivité des fluides est relativement faible .

En effet, pour la conductivité, le flux de chaleur est fonction de λ et ΔT .

$$\Phi = -\lambda \cdot S \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}$$

(1)
 avec y : distance à partir de la paroi .

Autrement, l'expression du flux en fonction du coefficient d'échange par convection est :

$$\Phi = \alpha \cdot S (T_s - T_f) \quad (2)$$

avec T_s : tempéra. de la surface .
 T_f : celle du fluide .

En égalisant (1) et (2) on aura :

$$\Phi = \alpha \cdot S (T_s - T_f) = -\lambda \cdot S \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0}$$

\Rightarrow

$$\frac{\alpha}{\lambda} = \frac{-\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0}}{T_s - T_f} \quad (3)$$

En introduisant une dimension " d " caractérisant le corps à partir duquel la chaleur se transmet, l'équation (3) se met sous la forme adimensionnelle suivante :

$$\frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = \frac{-\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0}}{\frac{T_s - T_f}{d}} = \frac{\partial \left(\frac{T_s - T}{T_s - T_f} \right)}{\partial (y/d)} \Big|_{y=0} \quad (4)$$

" $\frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$ " est ici le nombre de Nusselt .

L'examen de l'équation (4) montre que le nombre de Nusselt pouvant être interprété physiquement comme étant le rapport du gradient de température dans le fluide en contact immédiat avec la surface au gradient de température de référence $\frac{T_s - T_f}{d}$

5.2 - Le nombre de Reynolds : [1]

$$Re = \frac{\gamma \cdot \omega \cdot d}{\eta}$$

et peut s'écrire aussi :

$$Re = \frac{(\omega^2 \cdot \gamma)}{\left(\frac{\eta \cdot \omega}{d} \right)} = \frac{\text{forces d'inertie}}{\text{forces de frottement}}$$

Le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement du fluide . Il représente le rapport des forces d'inertie aux forces de frottement . Un régime turbulent favorise l'échange de chaleur, le nombre de Reynolds pour un tel régime est nettement grand .

5.3 - Le nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\gamma \cdot C_p}{\eta}$$

Le nombre de Prandtl caractérise uniquement le fluide lui-même . Il tient compte aussi bien avec " η " des propriétés dynamiques qu'avec " C_p " des propriétés thermiques . [2]

5.4 - Le nombre de Grashoff :

$$Gr = \frac{d^3 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta T}{\nu^2}$$

Ce nombre concerne la perturbation que subit le courant du fluide par suite des forces de poussée nées des différences de température à l'intérieur du courant . Ces forces deviennent négligeables lorsque les forces qui propagent le courant principal prédominent . Par contre elles sont déterminantes dans le cas d'une convection naturelle où seules les différences de température sont derrière le mouvement du fluide . [2]

CHAPITRE V

TRANSMISSION DE CHALEUR PAR
 LES PAROIS D'UN FOUR
 A RESISTANCES A CHAUFFAGE INDIRECT

En pratique, même si on choisit, pour les parois des fours à résistances à chauffage indirect des matériaux d'un bon caractère isolant on a toujours une quantité de chaleur qui se perd dans les parois. En fait, pour les hautes températures le flux radiant est prédominant d'où le coefficient d'écoulement correspondant à ces pertes est issu seulement de l'équation relative au rayonnement.

$$\alpha_{r,n} = \frac{\Phi_{r,n}}{\theta_1 - \theta_2} \quad \text{kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

ou Φ : est la puissance superficielle d'échauffement par rayonnement.

A l'intérieur des parois le mode qui régit le transfert thermique est la conduction, d'où une brève étude de la transmission de chaleur par conduction nous est nécessaire.

1 - TRANSMISSION DE CHALEUR PAR CONDUCTION :

L'expérience a montré que la quantité de chaleur transmise par conduction dans un corps est celle s'écoulant d'un point à un autre de ce corps, et elle est proportionnelle au temps t, à la section S offerte au flux de chaleur et à la différence de température entre les deux points, elle est inversement proportionnelle à leur distance. C'est ce que rassemble la formule donnant cette quantité de chaleur pour le cas de deux points très proches à des températures très voisines.

$$Q = \lambda \cdot t \cdot S \cdot \frac{d\theta}{dx} \quad \text{kcal}$$

t est en (h)
 d θ en ($^\circ\text{C}$)
 S en (m^2)
 λ en (kcal/m)
 dx en (m)

λ est la conductibilité et elle est propriété spécifique du matériau.

1.1 - Chaleur emmagasinée dans les parois :

Si on imagine une paroi divisée en sections de très faibles épaisseurs dx_1, dx_2, \dots .
On remarque que la quantité de chaleur absorbée par une des sections donnée par la formule ci-dessus n'est pas complètement transmise à la section qui suit, mais une bonne partie reste emmagasinée dans cette section.

Cette quantité emmagasinée, qui sert à chauffer la section, est fonction de la masse de cette dernière, de sa chaleur spécifique et de son élévation de température.

$$dQ = S \, dx \cdot m \cdot C \cdot d\theta$$

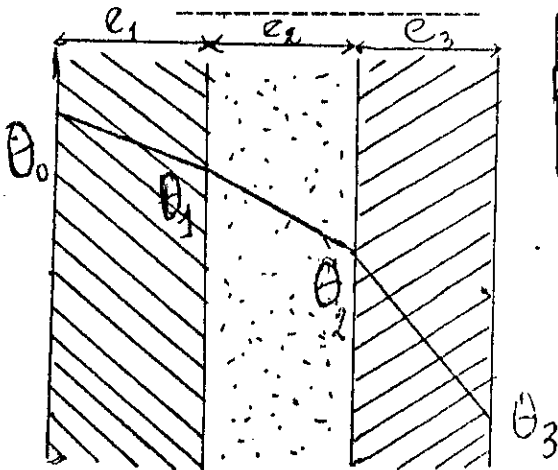
$\frac{1}{1} \quad \frac{1}{1} \quad \frac{m}{v} \quad \frac{C}{v} \cdot d\theta$

m : masse volumique
 v

Cela nous laisse conclure qu'une fois que toute la paroi est chaude, le flux reçu par la section interne est complètement transmis.

1.2 - Conduction de chaleur pour une paroi composite :

1.2.1 - Regime permanent :



$$\Phi = \frac{\lambda_1}{e_1} (\theta_0 - \theta_1) = \frac{\lambda_2}{e_2} (\theta_1 - \theta_2) = \frac{\lambda_3}{e_3} (\theta_2 - \theta_3)$$

λ : (kcal/m.h. C) conductibilité

e : (m) : épaisseur

θ_i ($i = \overline{0,3}$) : températures des interfaces .

ce qui donne par élimination des températures intermédiaires.

$$\Phi = \frac{\theta_0 - \theta_3}{\frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3}}$$

1.2.2 - Regime transitoire :

Dans le cas de la conduction dans les champs à température variable dans le temps, la relation précédente n'est plus valable comme pour l'échauffement et le refroidissement des parois du four qui se fait fréquemment si le régime du travail est le régime intermittent. Dans ce cas de conduction, il faut intégrer l'équation aux dérivées partielles :

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{\lambda}{c \cdot M_v} \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \quad (1)$$

Cette intégration nous donne les variations dans le temps des températures du champ, avec lesquelles, en connaissant la masse volumique du matériau et sa chaleur spécifique, on peut en déduire la variation de son enthalpie et par conséquent le flux de chaleur dont il est le siège. L'intégration de l'équation différentielle aux dérivées partielles n'est possible, et avec des calculs compliqués, que pour quelque cas. C'est pour cela que Schmidt a donné une méthode numérique de résolution approchée qui est valable pour beaucoup de cas, autres que le cas de l'échauffement des parois du four, et elle a en outre l'avantage d'être facile à comprendre.

Méthode numérique de Schmidt : [2]

Cette méthode est basée sur la transformation en différences finies des différences infiniment petites de l'équation (1). Ces différences finies sont visualisées sur la figure " 5.1 " et peuvent être donc facilement mesurables. En se conformant à la signification (des significations) des

symboles infinitesimaux l'équation aux différences finies s'écrit :

$$\frac{\Delta \theta}{\Delta t} = \frac{\lambda}{C.M_v} \frac{\Delta \theta_2 - \Delta \theta_1}{(\Delta e)^2} \quad (2)$$

avec : $\Delta \theta$: la variation de température dans le temps
 $\Delta \theta_1$ et $\Delta \theta_2$: les variations de la température dans l'espace respectivement à gauche et à droite de la section centrale de la fig 5.1 .

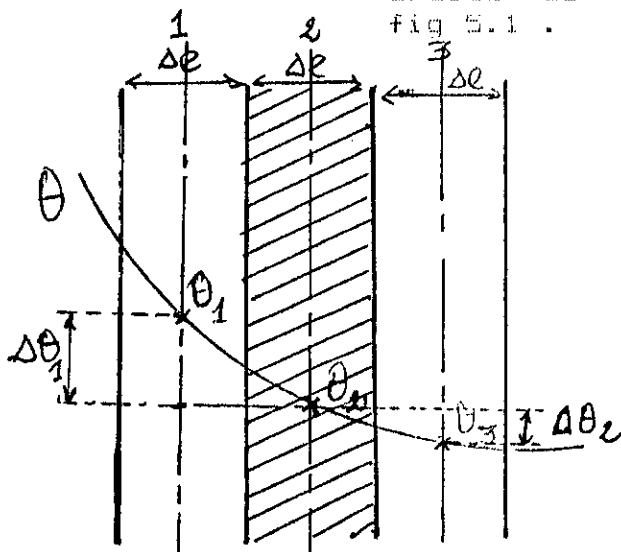


Fig 5.1 - Flux de chaleur dans l'intérieur d'un mur .

d'après la figure on a : $\Delta \theta_1 = (\theta_2 - \theta_1)$ et $\Delta \theta_2 = \theta_3 - \theta_1$

et en posant $a = \frac{\lambda}{C.M}$

il vient

$$\frac{\Delta \theta}{\Delta t} = a \frac{\theta_1 + \theta_3 - 2 \theta_2}{(\Delta e)^2} \quad (3)$$

on peut choisir le pas de temps Δt qui nous convient, d'où on le prend tel qu'il vérifie l'égalité :

$$\Delta t = \frac{(\Delta e)^2}{2a} \quad (4)$$

en substituant (4) dans (3), on obtient :

$$\Delta\theta = \frac{\theta_1 + \theta_3 - 2\theta_2}{2}$$

ou

$$\theta_2 + \Delta\theta = \frac{\theta_1 + \theta_3}{2} \quad (5)$$

L'équation (5) signifie tout simplement que la température d'une section quelconque pour un pas de temps Δt donné est égale à la moyenne des températures des deux sections voisines pendant le pas de temps précédent Δt_{n-1} . En effectuant un calcul par récurrence à partir du champ de répartition initiale de la température dans la paroi, on arrive à déterminer avec la relation d'interpolation (6) le champ de température d'une section quelconque du mur en un temps quelconque.

$$\theta_i + \Delta\theta_{(k)} = \frac{\theta_{i-1} + \theta_{i+1}}{2} \quad (6)$$

avec k : variant avec le nombre de pas de temps et i donnant le numéro des sections.

2 - PERTES DE CHALEUR PAR LES PAROIS EN SERVICE CONTINU :

=====

Le principe de calcul est l'équation de la conduction

$$\Phi = \frac{d}{e} (\theta_{int} - \theta_{ext}) \quad \text{kcal/m}^2\text{h}$$

avec λ : conductivite thermique
 e : épaisseur
 θ_{int} : température de la face interne de la paroi
 θ_{ext} : température de la face externe de la paroi .

Généralement on évite de faire le calcul avec θ_{ext} et on combine l'équation précédente à l'équation caractérisant la transmission de chaleur entre le milieu

ambiant et la paroi du four : $\Phi = \alpha \cdot (\theta_{ext} - \theta_a)$

avec θ_a : température ambiante .

La combinaison donne alors :

$$\Phi = \frac{\theta_{int} - \theta_a}{\frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}} \quad \text{kcal/m}^2\text{h}$$

on pose $\beta = \frac{1}{1 + \frac{1}{\alpha \cdot e}}$ d'où : $\Phi = \beta \cdot \frac{\theta_{int} - \theta_a}{\left(\frac{e}{\lambda}\right)}$

Cette dernière formule est la formule fondamentale de calcul des pertes par les parois . Les valeurs de β sont données par les diagrammes des figures " 5.2 " et " 5.3 " .

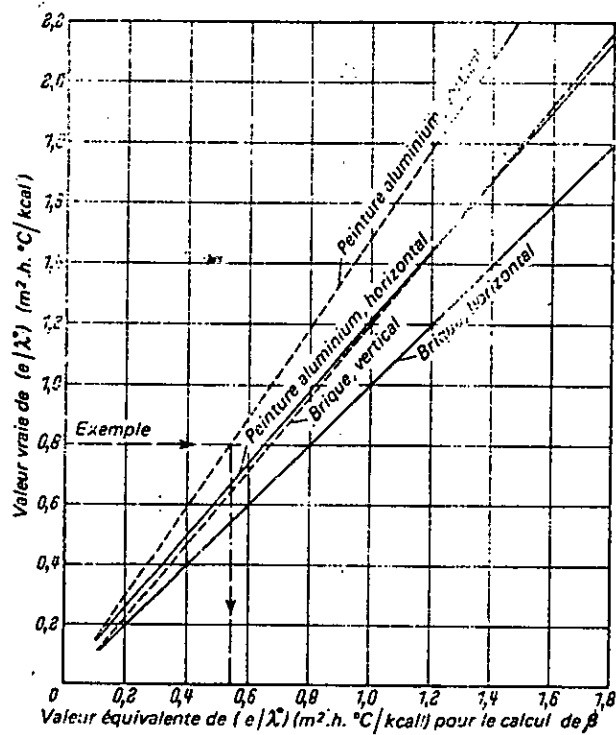


FIG. 5.2 Diagramme de calcul de $\left(\frac{e}{\lambda}\right)$ équivalent.

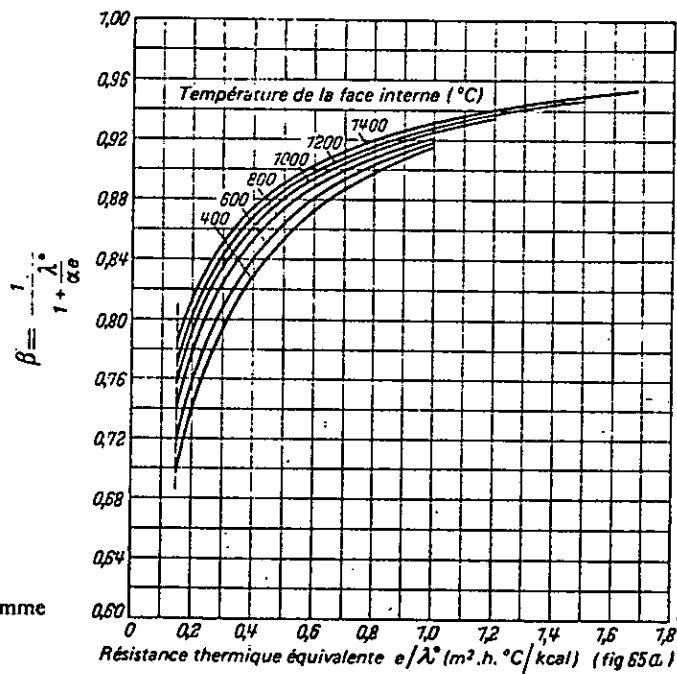


FIG. 5.3 Diagramme de calcul de β

3 - PERTES PAR LES PAROIS EN SERVICE INTERMITTENT :

Dans le cas d'un service intermittent, les pertes par les parois sont beaucoup plus difficiles à évaluer. Elles doivent être évaluées comme pertes par les parois :

- * la chaleur emmagasinée dans celles-ci, du fait qu'on ne peut pas la négliger en service intermittent.

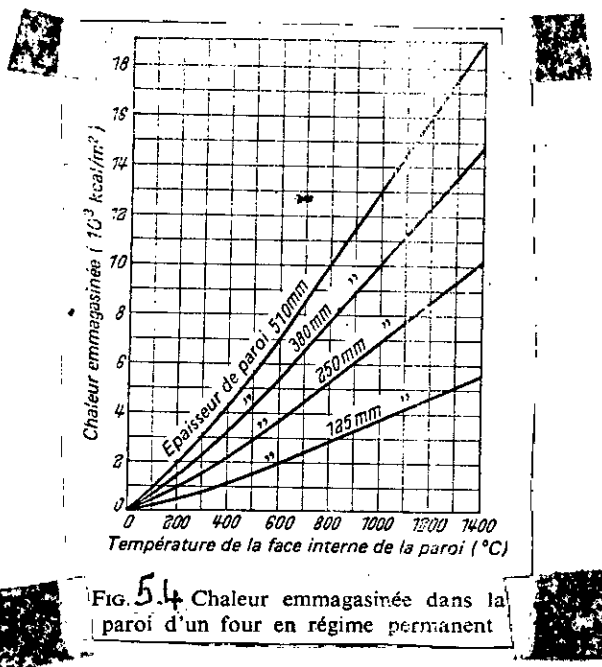
- * la chaleur dissipée pendant la durée du chauffage. Il s'agit des pertes par absorption et des " pertes extérieures " .

Pour éviter de répéter à chaque fois des calculs complexes, on a déterminé et classé les pertes par les parois pour les conditions habituelles de construction et d'exploitation. En effet, les deux catégories de pertes seront rapportées à l'étalon que constituent les pertes en régime permanent.

Pour les pertes par absorption, la quantité de chaleur contenue dans les parois pendant le régime stationnaire (fig 5.4), représente la chaleur absorbée maximale dans le cas du régime intermittent. La chaleur emmagasinée en régime permanent pour une paroi composée de deux matériaux caractérisés par les chaleurs spécifiques C_1 et C_2 et les masses volumiques m_{v1} et m_{v2} et si la température d'interface entre les deux couches est $\theta_1^{\circ}\text{C}$, est :

$$X_p = e_1 \cdot m_{v1} \cdot c_1 \cdot \left(\frac{\theta_i + \theta_1}{2} - \theta_0 \right) + e_2 \cdot m_{v2} \cdot c_2 \cdot \left(\frac{\theta_1 + \theta_{ex}}{2} - \theta_1 \right) \quad \text{kcal/m}^2$$

La figure " 5.5 " donne la variation de la chaleur absorbée en fonction du temps par un four complètement froid en pour cent de la chaleur emmagasinée à l'état stationnaire pour quelques structures déterminées.



Pour les pertes extérieures : c'est le même raisonnement, et la variation de ces pertes avec la durée de chauffage est donnée par la fig " 5.6 " en pour cent des pertes par les parois en régime permanent .

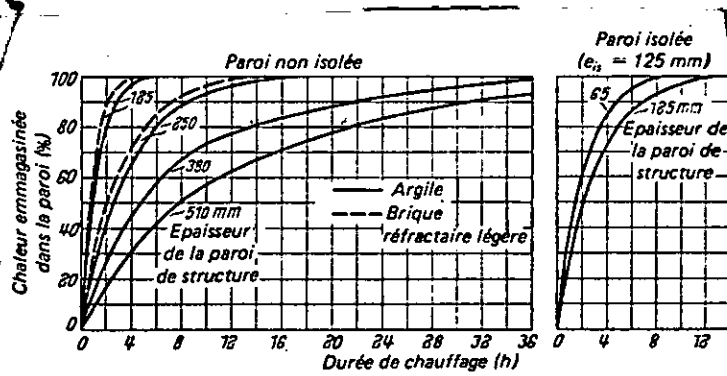


FIG. 5.5 Chaleur emmagasinée dans la paroi en fonction du temps de chauffage (% de la chaleur emmagasinée en régime permanent)

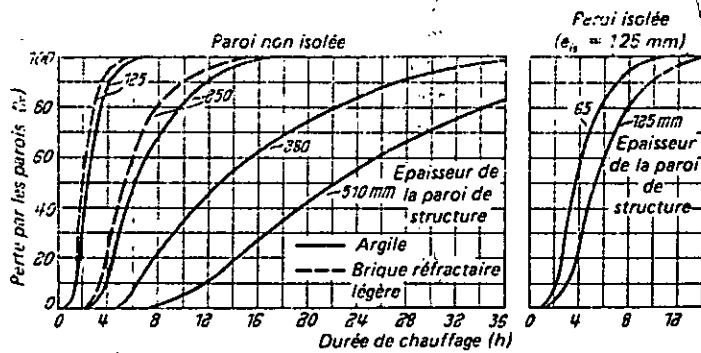


FIG. 5.6 Pertes extérieures d'une paroi en fonction du temps de chauffage (% des pertes en régime permanent)

TRANSFERTS LORS DU CHAUFFAGE ET DU REFROIDISSEMENT

DE LA CHARGE

1 - UNIFORMITE THERMIQUE D'UN FOUR : [3]

La rigueur d'un four réside en son aptitude à garantir un chauffage qui fait aboutir aux résultats techniques optimaux pour une pièce traitée. Toutefois certaines industries de pointe exigent des structures d'une haute qualité et avec une grande uniformité, ce qui demande, entre autre, une uniformité thermique lors du chauffage ce qui est du rôle du four, comme pour l'uniformité de refroidissement qui est du rôle du milieu refroidisseur.

1.1 - Définition :

L'uniformité thermique comporte trois sens, qu'il faut distinguer : uniformité de température dans l'espace, uniformité dans le temps et uniformité dans la charge.

- L'uniformité dans le temps dépend de la régulation de température et peut être définie ainsi : la température dans n'importe quel point du four est constante pendant une période de temps donnée. C'est là un avantage des fours électriques en générale.

- L'uniformité dans l'espace de la température concerne l'égalité dans le four de cette dernière pour une charge donnée. Elle est relativement simple à déterminer et elle est presque la condition essentielle pour obtenir l'uniformité de la température dans la charge, le facteur technique cherché qui sera le plus abordé dans les paragraphes qui viennent.

- L'uniformité thermique dans la charge : celle-ci est toujours relative, du fait qu'en pratique il est toujours impossible d'obtenir un chauffage parfaitement homogène. Une uniformité thermique totale dans la charge n'est atteinte que si trois conditions sont vérifiées : égalité de température dans la pièce à la fin de la période de chauffage, vitesse de chauffage égale dans toutes les parties de la pièce pendant tout le temps, séjour de même durée de toutes les pièces dans les mêmes conditions thermiques.

1.2 - Modes de chauffage et uniformite thermique :

Les trois conditions qui viennent d'être citées ne peuvent jamais être totalement remplies sauf par une combinaison du chauffage direct et du chauffage indirect . En effet, le premier assure une alimentation en chaleur de la même manière ^{de} toute la masse, du fait que la charge elle-même est source des calories . Le deuxième empêche les pertes de chaleur par la surface en évitant un gradient de température entre la charge et le milieu qui l'entoure .

1.3 - Temps de chauffage et uniformite thermique :

Une piece de forme donnée réalisée dans un matériau donné dont les dimensions sont connues ne peut être chauffée à une uniformité de température demandée que pendant un temps de chauffage suffisant . Ceci est vraie pour une température du four maintenue constante pendant toute la durée du chauffage .

1.4 - Vitesse de chauffage et uniformite thermique :

Pour respecter les trois conditions pour une bonne uniformité thermique, il serait nécessaire de chauffer les pièces le plus lentement possible, mais évidemment la production serait proportionnellement très réduite .

L'exploitation d'un four n'est rentable que si la production est élevée donc que si le chauffage est rapide . Trouver le compromis le plus pratique et le plus économique, c'est là où consiste l'art de la construction des fours et de leur exploitation .

2 - TRANSFERT DE CHALEUR DANS LA CHARGE EN CHAUFFAGE ET EN REFROIDISSEMENT : [7]

Dans les fours à chauffage indirect, toute la chaleur absorbée par les pièces et pendant tout le temps de chauffage leur parvient par leur surfaces extérieures puis s'écoule à l'intérieure de leurs masses par conduction régie par le gradient de température entre le coeur et la surface de chacune d'elles (l'inverse se passe pendant le refroidissement). Il s'agit donc de la variation de la température en regime variable en milieu continu .

Ces conditions pratiques que le chauffage indirect peut assurer, ne remplissent pas totalement les conditions de chauffage qu'exige une uniformité thermique totale. Entre autre, l'égalité de la vitesse de chauffe dans toutes les parties de la même pièce est une condition difficile à remplir. En fait, la détermination des courbes de répartition de température par calcul mathématique pour des formes simples de la charge a permis l'étude de l'uniformité thermique.

2.1 - Cas du milieu extérieur à température constante :

Ce cas est proche de ce qui se passe dans la charge pendant les paliers à température constante.

2.1.1 - Répartition de température en échauffement et refroidissement d'un cylindre de longueur infinie :

L'équation différentielle à laquelle doit satisfaire la fonction représentative de la variation de température dans un cylindre de longueur infinie s'écrit :

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = a \cdot \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial r} \right] \quad (1)$$

avec : $a = \frac{\lambda}{C_p}$: diffusivité thermique (on admet qu'elle est indépendante de la température).

θ : température
 r : rayon du cylindre
 t : temps
 λ : conductivité thermique du matériau
 C_p : chaleur spécifique.

La résolution de cette équation nous donne donc la fonction représentative de la variation de température dans le cylindre pendant le chauffage ou le refroidissement dans un milieu extérieur à température constante (qu'il soit milieu de chauffage ou milieu de refroidissement).

Pour les conditions aux limites suivantes :
 . condition de lieu :

$$\frac{\partial \theta}{\partial r} \Big|_{r=R} = -2H\theta \Big|_{r=R}$$

avec : $H = \frac{\alpha}{2\lambda}$: coefficient relatif de transmission de chaleur .
 α : coefficient de transmission de chaleur .
 . condition de temps :

$$\theta = \theta_0 \text{ au temps } t = 0$$

L'équation différentielle (1) a une solution générale fonction de trois termes indépendants :

$$HD ; \frac{4 at}{D} ; \frac{Du}{D}$$

$$U_t = \frac{\theta - \theta_A}{\theta_0 - \theta_A} = f \left(HD, \frac{4 at}{D^2}, \frac{Du}{D} \right)$$

avec : θ_A : température du milieu de chauffage
 D : diamètre .

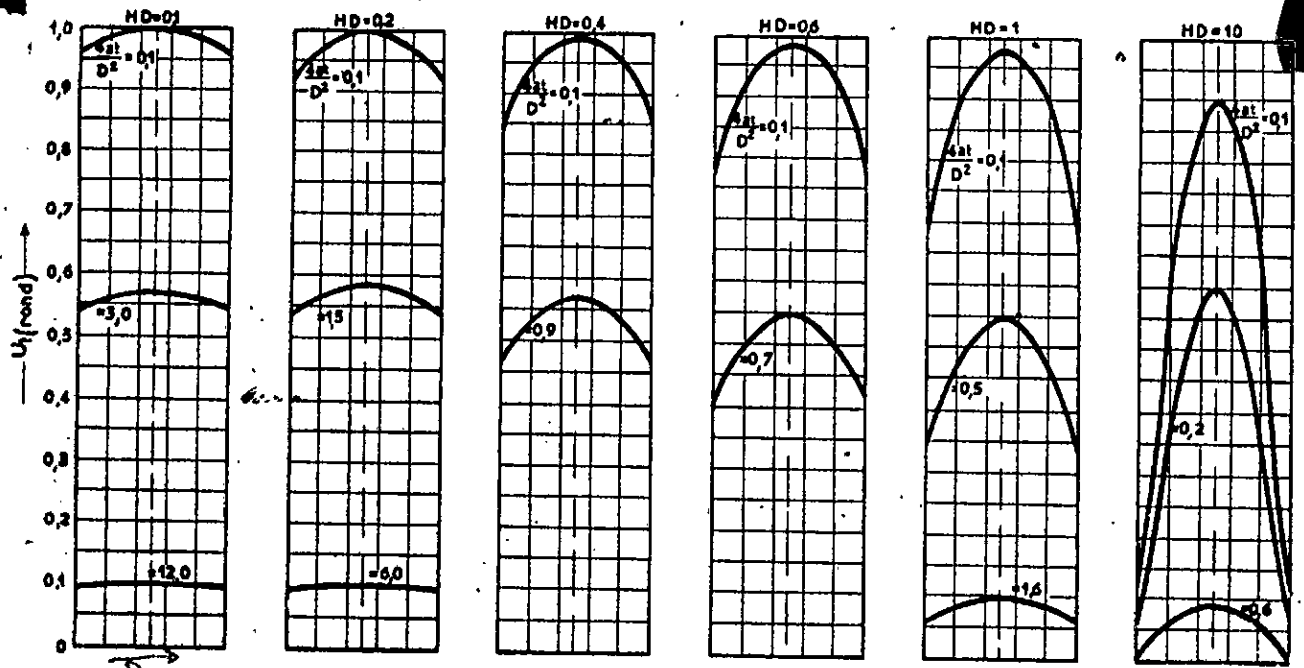
- Le premier terme " H.D " permet de définir l'influence du milieu extérieur sur la répartition de la température dans le rond . Certains auteurs font intervenir l'inverse de cette variable ($m = \frac{1}{H.D}$) et appellent " m " la résistance de passage .

- Le second terme " $\frac{4 at}{D^2}$ " définit pour un matériau donné, (donné) la variation de température en fonction du temps d'un point de coordonnées définies . Cette variable s'appelle habituellement le temps relatif et se note " τ " .

- Quant à la troisième variable " $\frac{Du}{D}$ ", elle définit pour une même durée de refroidissement la température des divers points d'un rond .

La courbe de la figure " 6.1 " représente les variations de U en fonction de " Du " pour plusieurs temps relatifs " τ " et dans des milieux extérieurs de différentes résistances de passage .

Les variations U en fonction de τ lorsque H.D est égal respectivement à 0,1 - 0,4 - 1 et 10 sont reproduites sur les figures 6.2; 6.3; 6.4; 6.5 pour le coeur et la peau d'un rond .



$$\frac{Du}{D}$$

Fig 6.1 — Distribution de la température dans des ronds en cours de refroidissement.

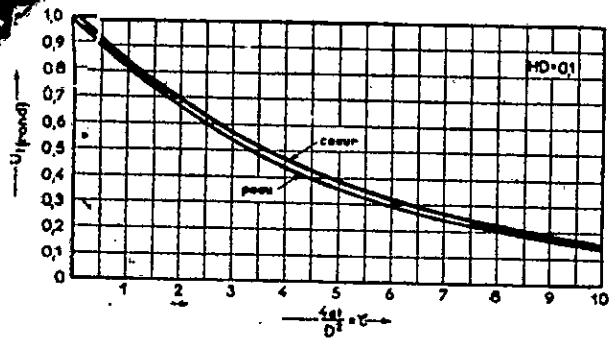


Fig 6.2 — Allure des courbes de refroidissement de ronds pour HD = 0,1.

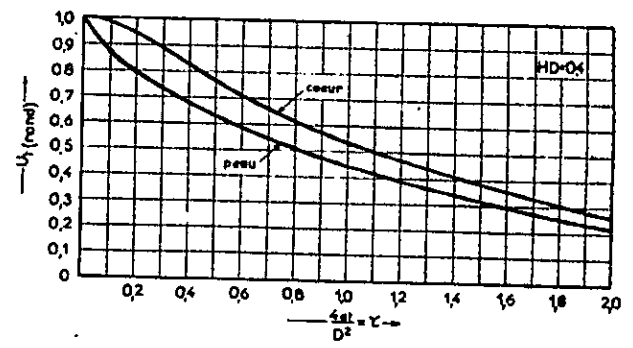


Fig 6.3 — Allure des courbes de refroidissement de ronds pour HD = 0,4.

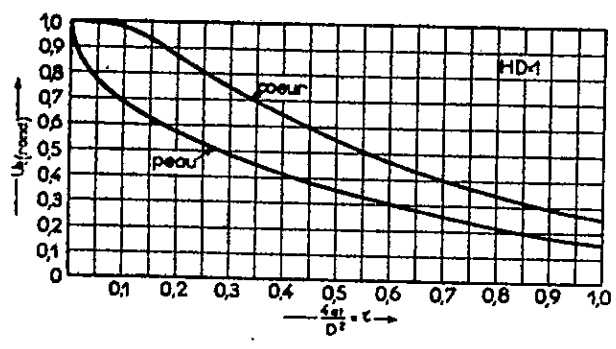


Fig 6.4 — Allure des courbes de refroidissement de ronds pour HD = 1.

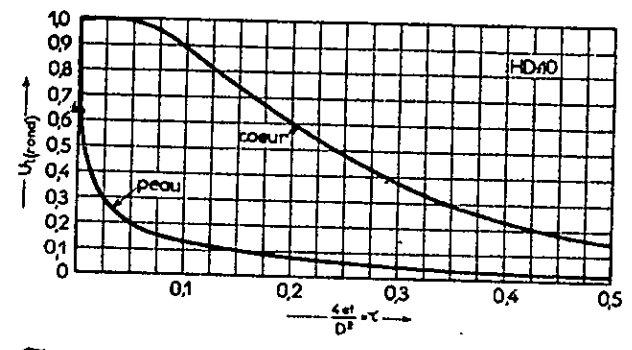


Fig 6.5 — Allure des courbes de refroidissement de ronds pour HD = 10.

Interpretation des courbes precedentes :

a/ - Les courbes de la fig " 6.1 " montrent que l'hétérogénéité de température croit rapidement avec la valeur du produit H.D . Cela signifie que l'augmentation de la sévérite du milieu extérieur (H₁), de même que celle du diamètre du rond " D₁ " accroît l'une comme l'autre l'hétérogénéité de température .

b/ - Des figures : "6.2" ; "6.3" ; "6.4" et "6.5" on déduit :

b1/ - que la différence de température existante entre le coeur et la peau passe par un maximum pour une valeur définie de la durée de refroidissement ou de chauffage .

b2/ - que la diminution de la température du centre s'amorce d'autant plus lentement que le produit H.D est élevé tandis que la chute de température de la surface est d'autant plus rapide que H.D est plus grand .

Graphiques de répartition des températures :

Les valeurs de la solution générale " U " sont données par les auteurs sous forme de graphiques facilitant ainsi la tâche pour leurs utilisateurs et leurs évitant la répétition de calcul long et fastidieux . Les graphiques publiés par " Heisler " sont les plus complets car :

a/ Ils sont susceptibles d'être appliqués à des cycles thermiques de courtes durées .

b/ Ils sont faits pour un nombre considérablement suffisant des résistances de passage " m " .

c/ Ils sont capables, dans le cas de cycles thermiques de longues durées de fournir la distribution de la température à travers tout le corps .

Ces graphiques sont reproduits sur les figures :
" 6.6 ; 6.7 ; 6.8 ; 6.9 " .

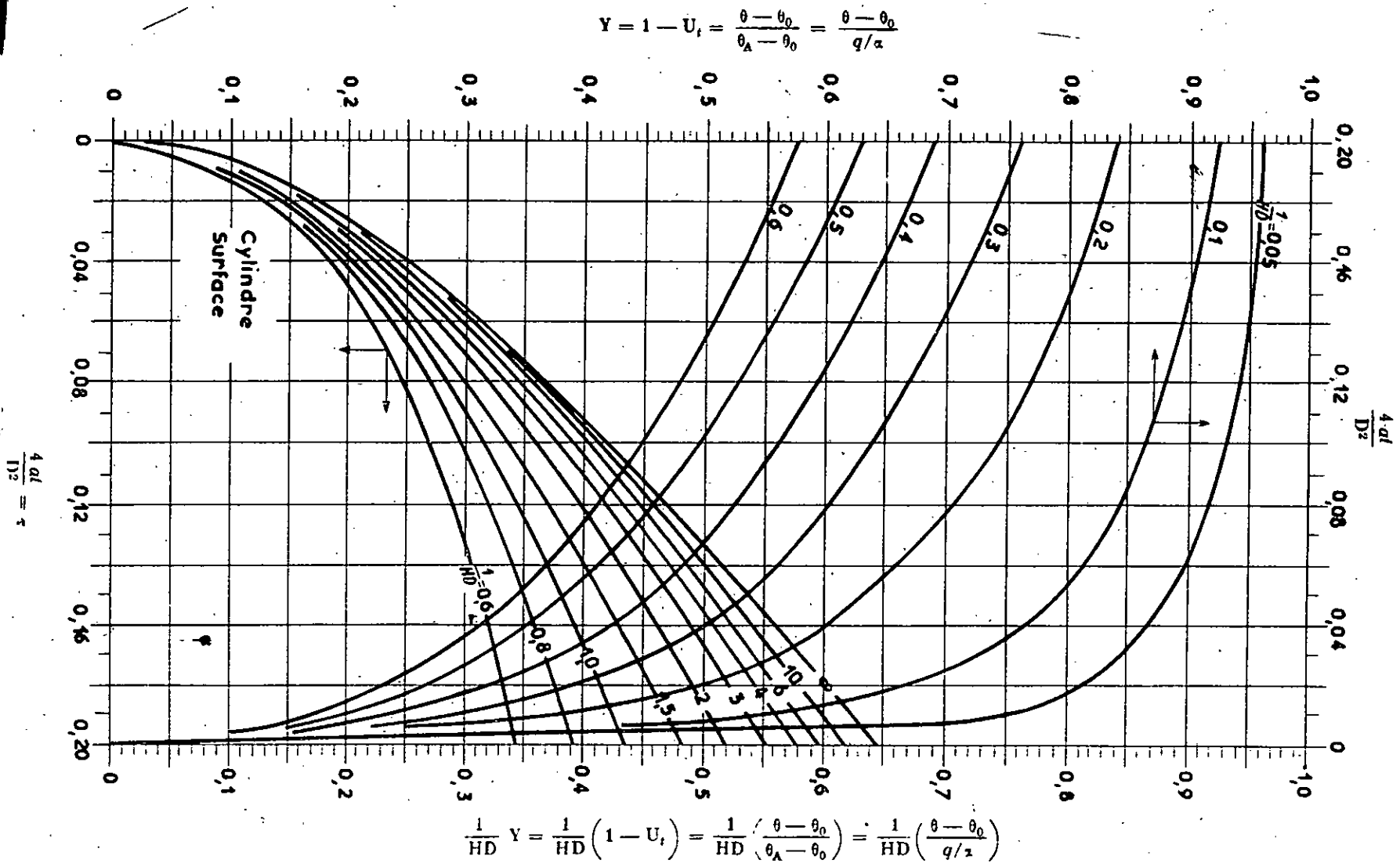
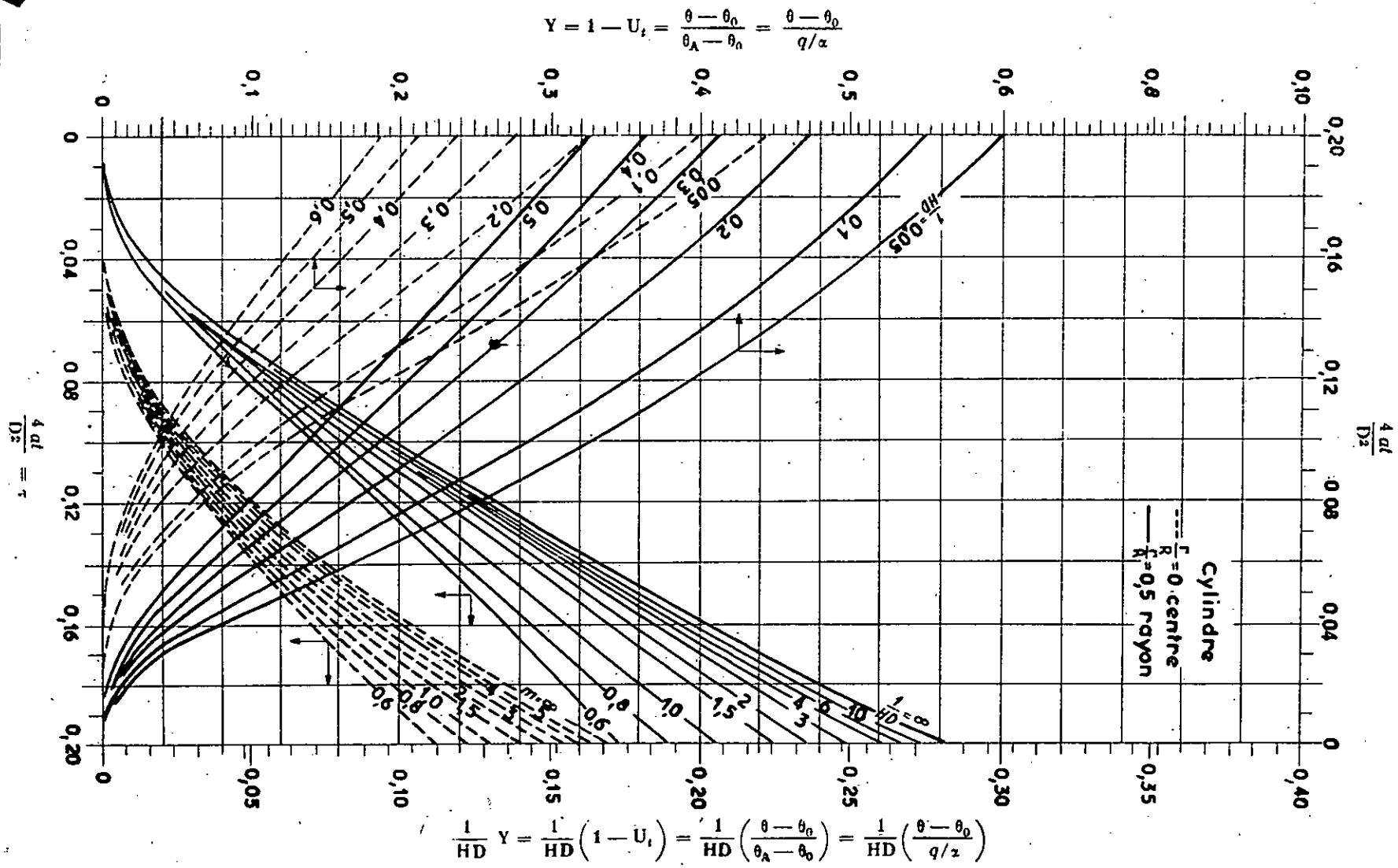


Fig 6.6. — Variation de la température en surface d'un cylindre de la longueur infinie.
Graphique valable pour $\tau \leq 0,20$.

(D'après Heisler.)

Reproduit avec l'aimable autorisation de l'A.S.M.E.



43

Fig. 6.7. — Variation de la température au centre et à demi-rayon d'un cylindre de longueur infinie.
 Graphique valable pour $\tau \leq 0,20$.
 (D'après Heister.)
 Reproduit avec l'aimable autorisation de l'A.S.M.E.

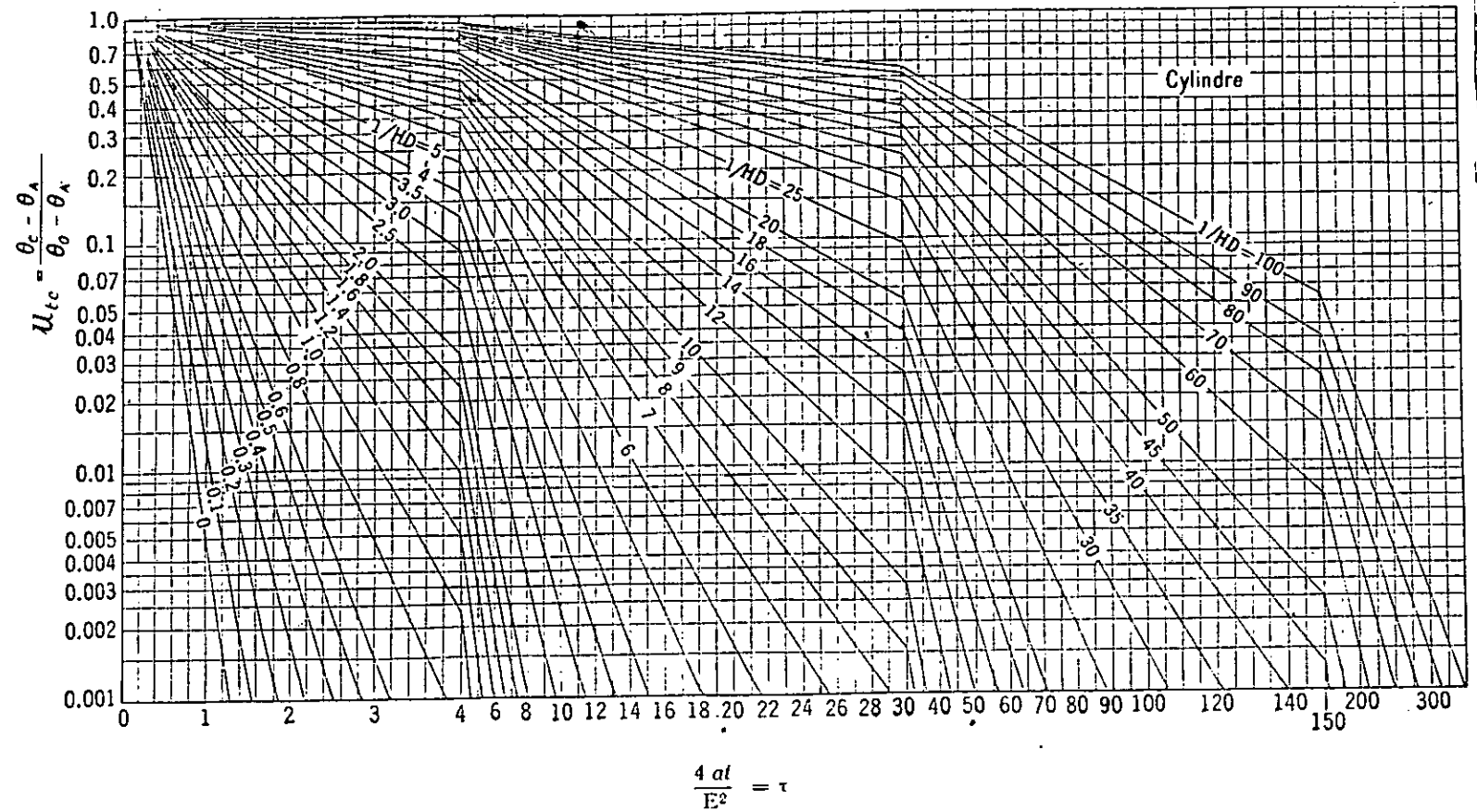


Fig. 8 — Variation de la température du centre d'un cylindre de longueur infinie.

(D'après Heisler.)
Reproduit avec l'aimable autorisation de l'A.S.M.E.

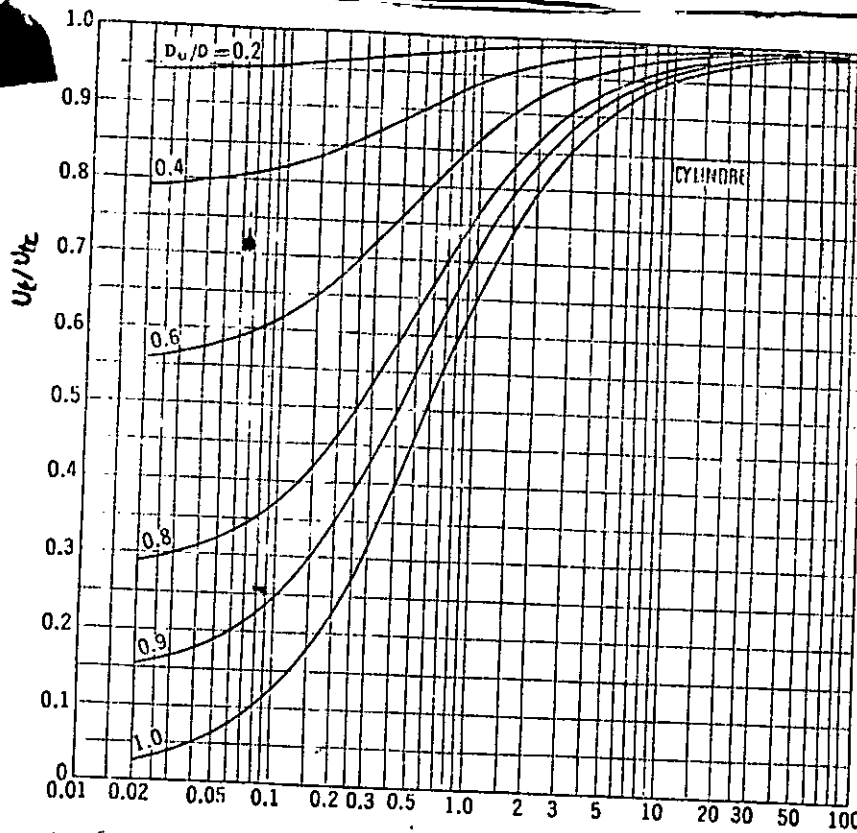


Fig. 9.1 -- Variation du rapport U_t/U_{tc} pour un cylindre de longueur infinie.

(D'après Heisler.)

Reproduit avec l'aimable autorisation de l'A.S.M.E.

- Les graphiques valables pour les cycles thermiques de courtes durées et qui donnent les valeurs de U_t pour le centre, la surface et le mi-rayon du cylindre de longueur infinie sont donnés par les figures " 6.6 et 6.7 " .

- Les graphiques de la figure " 6.8 " donnent les valeurs de U_{tc} correspondant au centre d'un cylindre . La valeur U_t en un point quelconque se déduit de U_{tc} par un facteur correctif ($\eta = \frac{U_t}{U_{tc}}$) lu sur le graphique de la figure " 6.9 " .

2.1.2 - Répartition de température en échauffement et refroidissement d'une plaque :

L'équation différentielle à laquelle doit satisfaire la fonction représentative de la variation de température se ramène à :

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = a \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2}$$

x : représente la distance d'un point quelconque au plan de symétrie de la plaque .

Les conditions aux limites s'écrivent :

. condition de lieu .

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial x} \right|_{x = L} = - 2.H.\theta$$
$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial x} \right|_{x = -L} = + 2.H.\theta$$

L : demi épaisseur de la plaque .

. condition de temps .

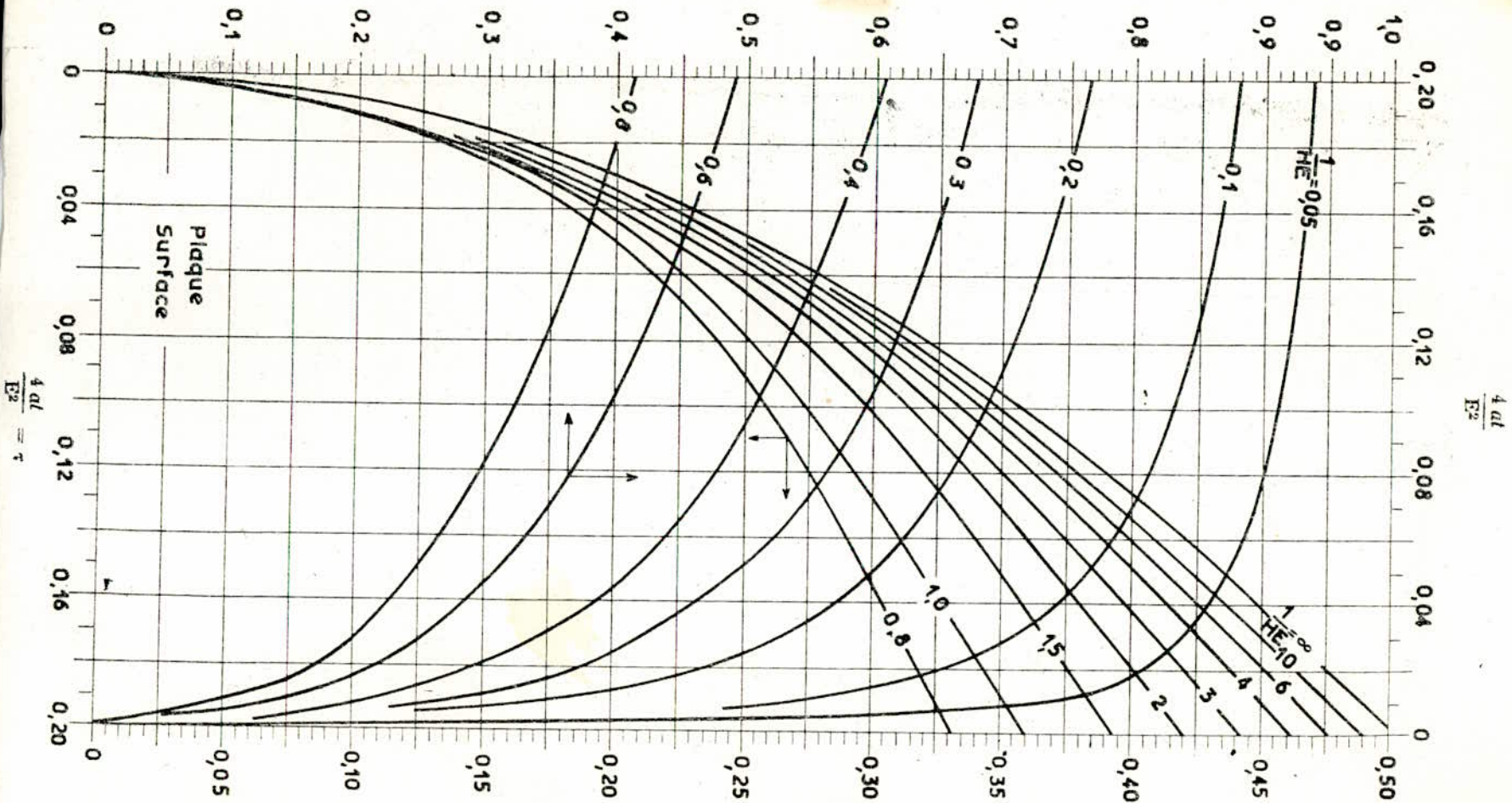
$$\theta = \theta_0 \quad \text{pour } t = 0$$

comme pour le cas du cylindre la solution générale de l'équation différentielle donnant la représentation de la variation de température est :

$$U = f \left(HE, \frac{4at}{E^2}, \frac{x}{E} \right) \quad \text{pour } E : \text{ épaisseur de la plaque .}$$

Les graphiques de distribution des températures dans la plaque infinie pendant le chauffage ou le refroidissement sont donnés par les figures : " 6.10 ; 6.11 ; 6.12 et 6.13 " .

$$Y = 1 - U_t = \frac{\theta - \theta_0}{\theta_A - \theta_0} = \frac{\theta - \theta_0}{q/\alpha}$$



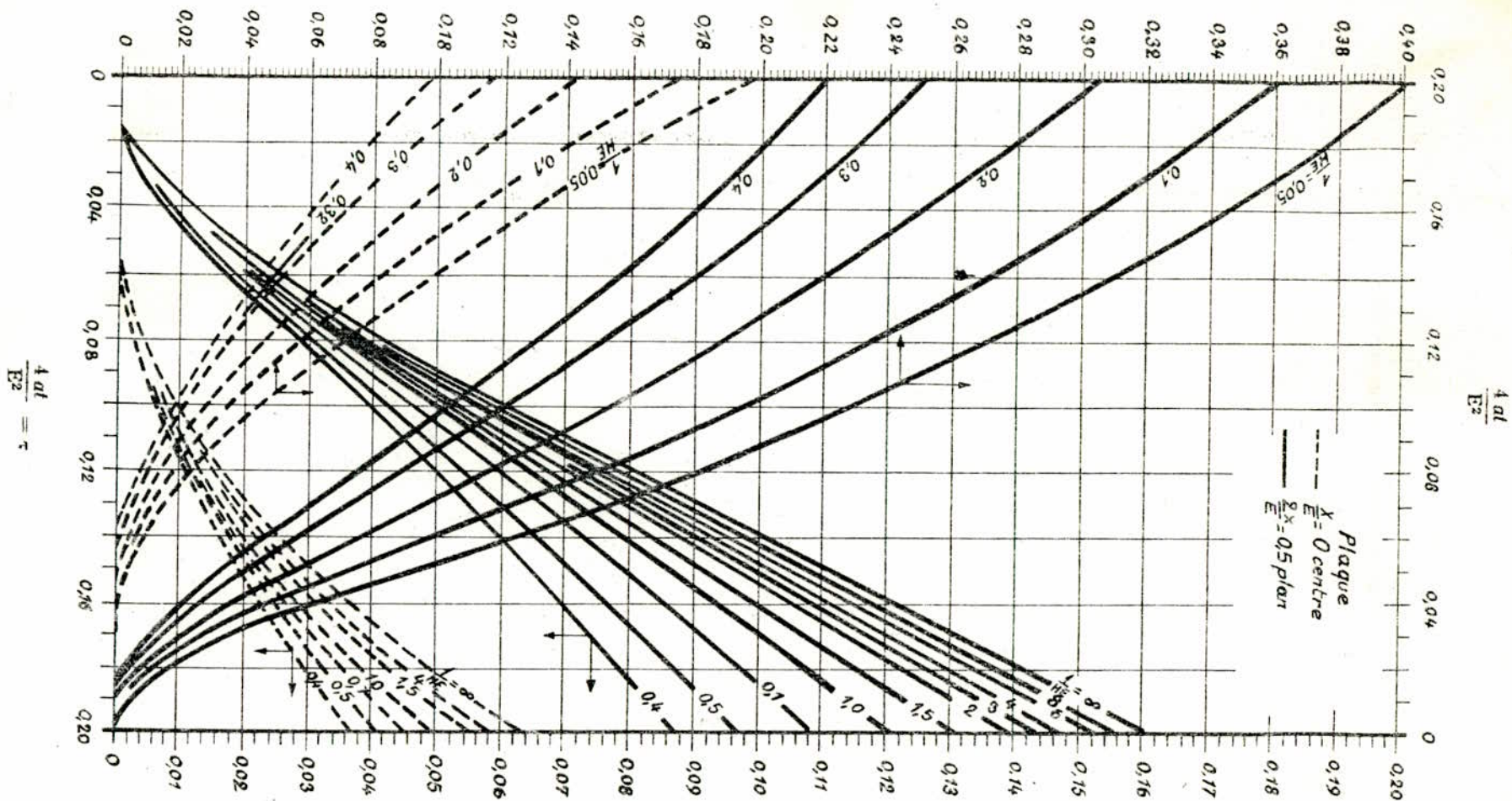
$$\frac{1}{HE} Y = \frac{1}{HE} (1 - U_t) = \frac{1}{HE} \left(\frac{\theta - \theta_0}{\theta_A - \theta_0} \right) = \frac{1}{HE} \left(\frac{\theta - \theta_0}{q/\alpha} \right)$$

Fig 6.10 — Variation de la température en surface d'une plaque de surface infinie.
Graphique valable pour $\tau \leq 0.20$.

(D'après Heisler.)

Reproduit avec l'aimable autorisation de l'A.S.M.E.

$$Y = 1 - U_1 = \frac{\theta - \theta_0}{\theta_A - \theta_0} = \frac{\theta - \theta_0}{q/x}$$



48

$$\frac{1}{HE} Y = \frac{1}{HE} (1 - U_1) = \frac{1}{HE} \left(\frac{\theta - \theta_0}{\theta_A - \theta_0} \right) = \frac{1}{HE} \left(\frac{\theta - \theta_0}{q/x} \right)$$

Fig 6.11

— Variation de la température au centre et sur le plan situé au 1/4 de l'épaisseur d'une plaque de surface infinie.

Graphique valable pour $\tau \leq 0.20$.

Reproduit avec l'aimable autorisation de l'A.S.M.E.

(D'après Heisler.)

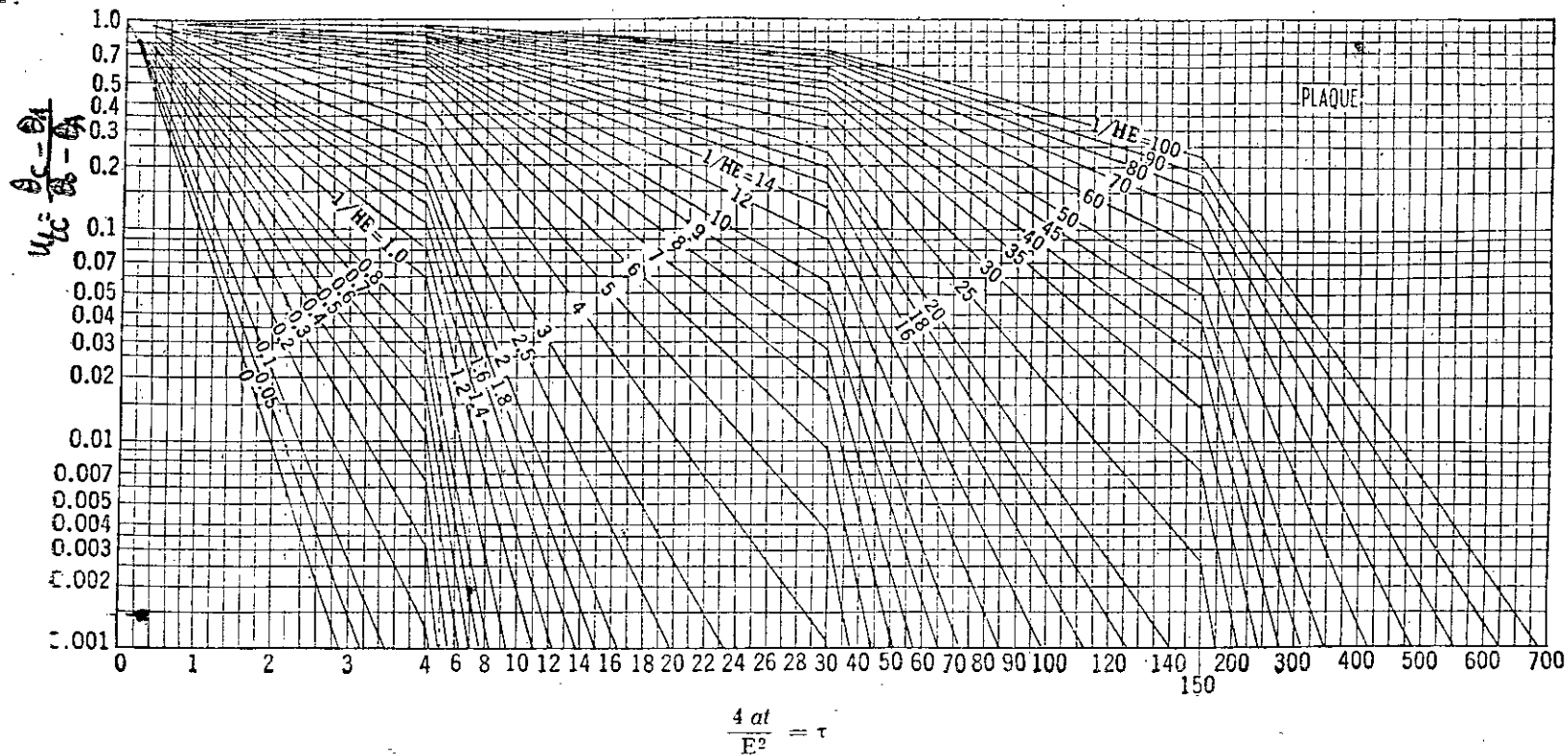


Fig 6.12 — Variation de la température du centre d'une plaque de surface infinie.

Reproduit avec l'aimable autorisation de l'A.S.M.E. (D'après Heisler.)

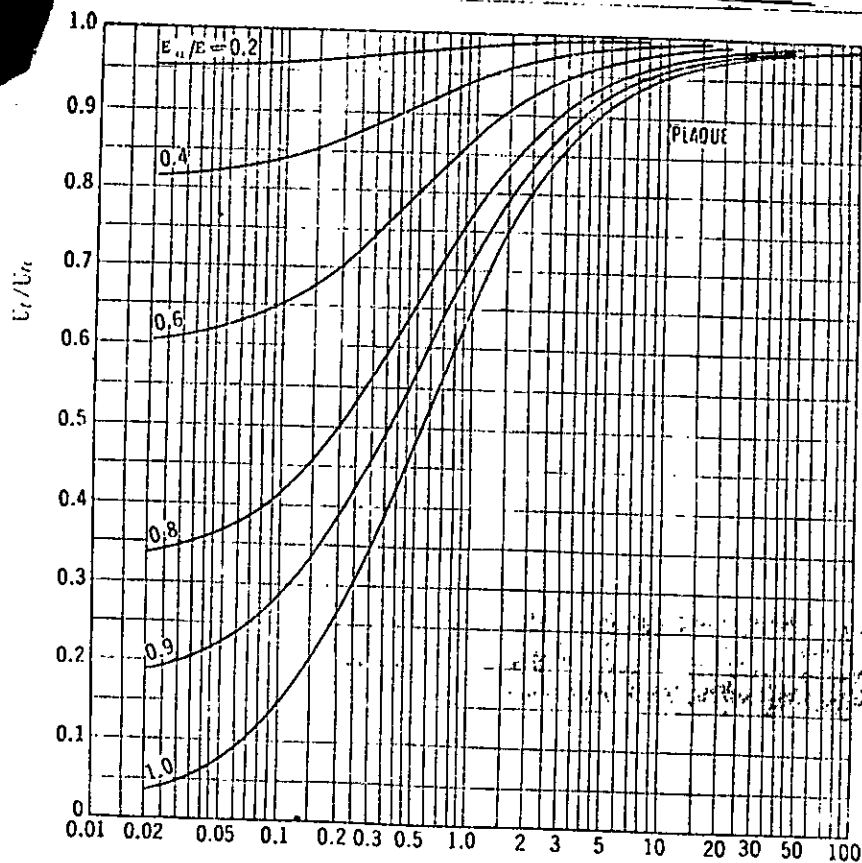


Fig. 13. — Variation du rapport U_t/U_{tc} pour une plaque de surface infinie.

(D'après Heister.)

Reproduit avec l'aimable autorisation de l'A.S.M.E.

2.1.3 - Cas d'un rond de dimensions finies et d'un parallélépipède :

Le cylindre de longueur infinie ou la plaque de largeur infinie représente les formes géométriques les plus faciles à traiter mathématiquement. En effet, les champs thermiques qui interviennent alors sont unidimensionnels et ne nécessitent qu'une analyse relativement simple.

Cependant, dans tous les cas concrets, les cylindres et les plaques ayant des dimensions finies, tous les points de ces corps sont soumis à des champs thermiques bi ou tridimensionnels.

Pour déterminer la loi de refroidissement d'un point soumis à de tels champs, Fourier a montré que l'action de chacune des surfaces est identique à celle de la surface infinie qui la contient.

Le refroidissement total est donc la résultante du refroidissement causé par chacune des surfaces infinies passant par les surfaces réelles de la pièce .

D'où :

- Dans le cas d'un rond de dimensions finies

$$U_t = U_r \cdot U_l$$

avec : U_t : rapport de température dû à l'action du cylindre au cours du refroidissement .

U_l : rapport de température dû à l'action des sections transversales .

U_r : rapport de température réelle .

- Dans le cas d'un parallélépipède, on a :

$$U_t = U_x \cdot U_y \cdot U_z$$

avec : U_x , U_y , U_z représentent les rapports de température dus à l'action des surfaces respectivement perpendiculaires à l'axe des x, des y et des z .

2.1.4 - Temps de chauffage et uniformité de température :

On a bien vu que l'hétérogénéité de température croît avec la valeur du produit H.D .

Lorsque H.D est petit (< 0,1) correspondant à un chauffage très lent, on a une pièce de très petites dimensions, la température du coeur est très peu différente de la température de la surface . La durée de chauffage nécessaire pour porter le coeur de la pièce à une température déterminée est sensiblement égale à celle qui est demandée par la peau . L'influence de la diffusivité de la pièce est faible . La durée totale de chauffage est donc principalement conditionnée par la densité du flux de chaleur à travers la peau .

Quand le produit H.D est élevé (>1) correspondant au chauffage rapide des pièces de dimensions moyennes ou au chauffage lent d'une grosse pièce, la température du coeur à un instant donné est beaucoup plus faible que la température de la peau. La durée de chauffage nécessaire pour porter le coeur de la pièce à une température déterminée est très différente de celle qui est exigée par la peau, elle dépend pour une très large part de la diffusivité du matériau, la densité du flux de chaleur à travers la peau n'ayant qu'une influence secondaire. La durée totale de chauffage dépend alors pour une forte proportion du degré d'homogénéisation désiré.

Par conséquent, pour un produit H.D suffisamment élevé, il y a lieu de déterminer avec soin la durée totale de chauffage pour que les différences de température entre le coeur et la peau restent inférieures à une limite fixe. Les graphes des figures 6.14 et 6.15 donnent respectivement les valeurs du facteur d'uniformité "A" en fonction du temps relatif "τ" pour le cylindre et la plaque.

2.2 - Cas où la vitesse de montée ou de baisse en température de surface est constante :

Ce cas est proche de ce qui se passe dans la charge pendant les rampes de montée de température en cas de chauffage ou de descente de celle-ci en cas de refroidissement.

2.2.1 - Chauffage et refroidissement d'un cylindre :

L'équation différentielle est toujours la même car c'est toujours le régime variable dans un milieu continu.

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = a \cdot \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial r} \right]$$

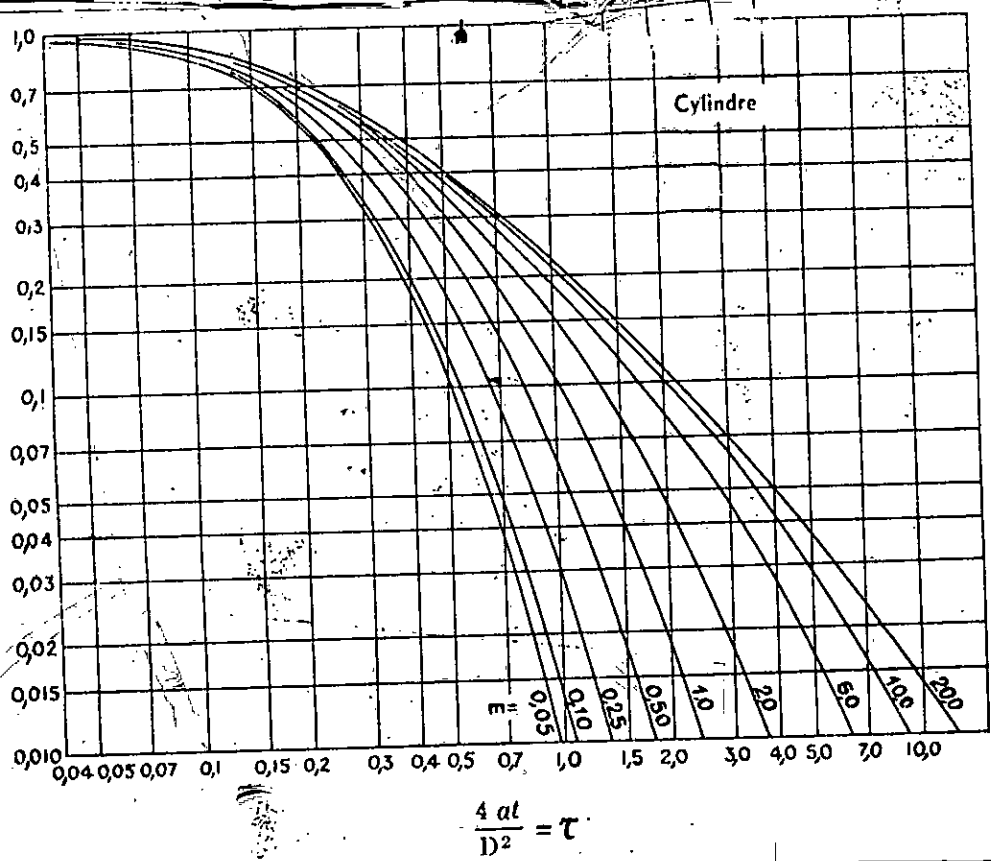
Quant aux conditions aux limites, elles sont les suivantes :

condition de lieu :

$$\left. \theta \right|_{r=R} = A \cdot t$$

; A : vitesse de montée (ou descente) en température

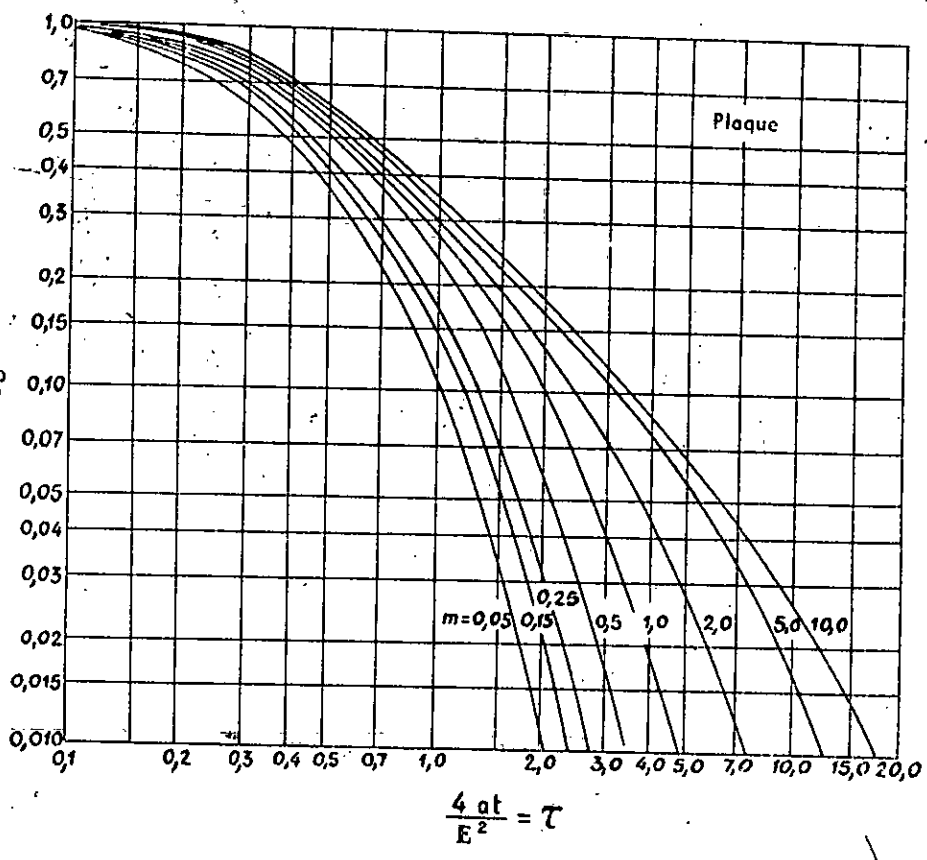
$$A = \frac{\theta_s - \theta_c}{\theta_s}$$



$$m = \frac{1}{HD}$$

Fig 6.14 — Valeurs du facteur d'uniformité A d'un cylindre.
(D'après Paschke.)
Reproduit avec l'aimable autorisation de l'éditeur J. Wiley & Sons.

$$A = \frac{\theta_s - \theta_c}{\theta_s}$$



$$m = \frac{1}{HE}$$

Fig 6.15 — Valeurs du facteur d'uniformité A d'une plaque.
(D'après Paschke.)
Reproduit avec l'aimable autorisation de l'éditeur J. Wiley & Sons.

. condition de temps :

$$\theta = \theta_2 \quad \text{pour } t = 0$$

La température du cylindre est homogène et égale à l'origine des temps .

La solution générale du problème donnant la variation de la température dans le cylindre est fonction de trois termes .

$$\theta = \underbrace{At}_{1^{\text{er}} \text{ terme}} - \underbrace{\frac{AR^2}{4a} \left[1 - \frac{r^2}{R^2} \right]}_{2^{\text{d}} \text{ terme}} - \underbrace{\sum_{h=1}^{\infty} \frac{2A \cdot R^2}{\mu_h^3 J_1(\mu_h) \cdot a} J_0\left(\mu_h \frac{r}{R}\right)}_{3^{\text{em}} \text{ terme}}$$

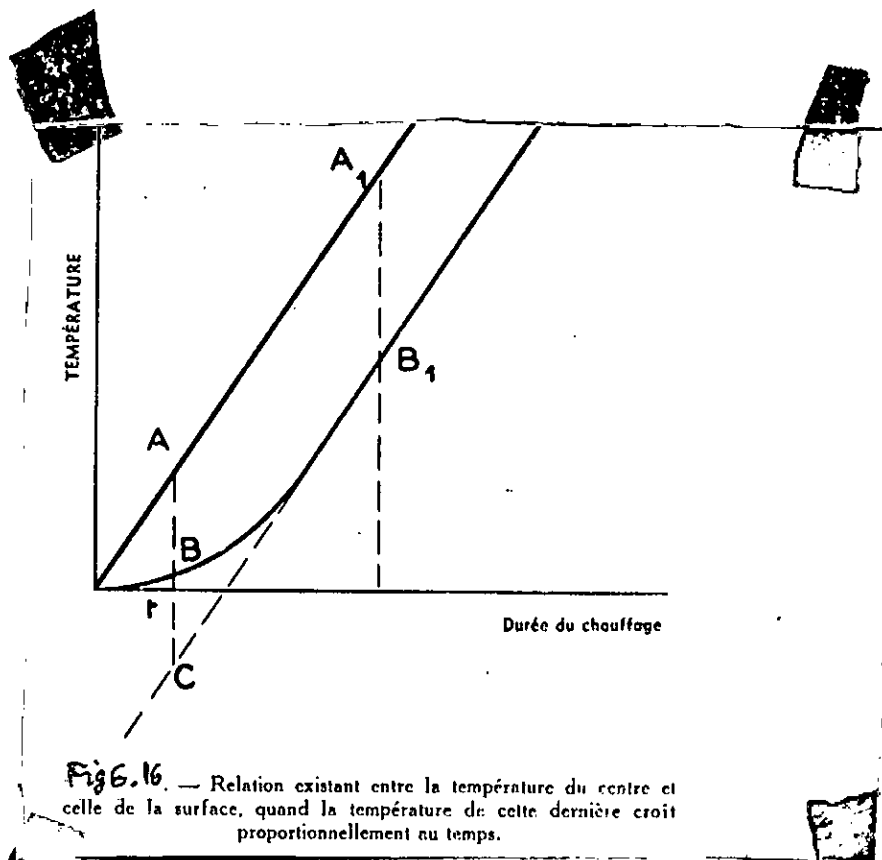
J_0 et J_1 : fonctions de Bessel d'ordre 0 et 1 .
 $\mu_h, h = (1, \infty)$: racines d'une équation transcendante définie par la condition de lieu .

- Le premier terme donne la valeur de la température en surface . En effet, pour $r = R$ le second et le troisième terme s'annulent .

- Le second terme exprime la différence maximale de température existante entre la surface du cylindre et un point de coordonné r , .en effet, dès que le temps t croit, le troisième terme diminue rapidement et l'équation se réduit à :

$$\theta = At - \frac{AR^2}{4a} \left[1 - \frac{r^2}{R^2} \right]$$

Cette expression montre que les températures de tous les points du cylindre croissent alors à la même vitesse comme le montre la figure " 6.14 " .



Pour le centre du cylindre " r = 0 ", l'équation précédente devient :

$$\theta_c = At - \frac{AR^2}{4a}$$

et la différence maximale $\Delta\theta_{max}$ entre la surface et le centre est donnée par la relation :

$$\Delta\theta_{max} = \frac{AR^2}{4a} \quad (*)$$

En effet, l'accroissement par unite de temps et de longueur de la quantite de chaleur contenue dans le cylindre

est :

$$\dot{Q} = A \cdot \pi \cdot R \cdot C_p$$

Ainsi la densite du flux de chaleur est donnee par :

$$\Phi = \frac{A \cdot \pi \cdot R \cdot C_p}{2 \cdot \pi \cdot R} = \frac{A \cdot R \cdot C_p}{2}$$

d'où :

$$A = \frac{2 \Phi}{R \cdot C_p}$$

Cette equation combinee à l'equation (*) nous donne

$$\Delta \theta_{max} = \frac{\Phi \cdot R}{2 \cdot \sqrt{\dots}}$$

Le rapport

$$\frac{\Delta \theta_{max} - \Delta \theta}{\Delta \theta_{max}} = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{8}{\mu_k^3 J_1(\mu_k)} e^{-\mu_k^2 \frac{\alpha t}{R^2}}$$

est independant de la vitesse de chauffage " A ", et ne depend que des caracteristiques du cylindre, par consequent, pour un cylindre determine ce rapport represente toujours la meme valeur à un instant t determine.

Le tableau " 6.17 " donne les valeurs de ce rapport.

TABLEAU 6.17 - Variation relative de l'écart de température (surface-centre) dans un cylindre , dont la température de la surface croit a vitesse constante . (D'après Russell)

τ	$\frac{\Delta\theta_{max} - \Delta\theta}{\Delta\theta_{max}}$	τ	$\frac{\Delta\theta_{max} - \Delta\theta}{\Delta\theta_{max}}$
0,01	0,95945	0,50	0,16149
0,02	0,91993	0,60	0,03449
0,04	0,84018	0,70	0,01934
0,05	0,80052	0,80	0,01085
0,06	0,76133	0,90	0,00609
0,08	0,68562	1,00	0,00342
0,10	0,61490	1,20	0,00107
0,20	0,34726	1,40	0,00034
0,30	0,19548	1,50	0,00019
0,40	0,10864	1,60	0,00010

Interpretations des relations :

Un examen rapide des relations précédentes permet de conclure :

a/ Pour des cylindres de même diffusivité et de même diamètre, la différence maximale de température entre la surface et un point quelconque est proportionnelle à la vitesse de montée (ou de baisse) en température de la surface .

b/ Pour avoir la même différence de température dans des cylindres de même diffusivité mais de diamètre différent, les vitesses de montée (ou de baisse) en température doivent être inversement proportionnelles aux diamètres .

c/ Pour avoir la même différence de température dans des cylindres de même diamètre, mais de diffusivité différentes, les vitesses de montée (ou de baisse) doivent être proportionnelles aux diffusivités ou ce qui revient au même, les densités des flux de chaleur doivent être proportionnelles aux conductivités .

d/ Si les surfaces de deux cylindres de même diffusivité mais de diamètres différents sont traversées par des flux de

chaleur de même densité, les différences maximales de température sont proportionnelles aux diamètres.

2.2.2 - Chauffage et refroidissement d'une plaque de surface infinie :

La solution générale donnant la variation de température à l'intérieur de la plaque est :

$$\theta = \underbrace{At}_{1^{\text{er}} \text{ terme}} - \underbrace{\frac{AL^2}{2a} \left[1 - \frac{x^2}{L^2} \right]}_{2^{\text{e}} \text{ terme}} - \sum_{k=1}^{\infty} \underbrace{\frac{-4 \cdot A}{\pi} \frac{1}{[(2k-1)^2 \pi^2 \cdot a/4L^2]}}_{3^{\text{e}} \text{ terme}}$$

$$\cdot \frac{1}{(2k-1)} \cdot \frac{\cos(2k-1) \cdot \pi \cdot x}{L} \cdot (-1)^{k+1} \cdot e^{-[(2k-1)^2 \pi^2 \frac{at}{4L^2}]}$$

3^e terme

La différence maximale de température entre la surface et un point quelconque de coordonnées x est donnée par la relation :

$$\theta = A \cdot t - \frac{AL^2}{2a} \left[1 - \frac{x^2}{L^2} \right]$$

d'où $\Delta\theta_{\max} = \frac{AL^2}{2a}$

Les interprétations sont similaires à ceux du cas des cylindres donc il nous est pas nécessaire de les reprendre.

Les valeurs du rapport $\frac{\Delta\theta_{\max} - \Delta\theta}{\Delta\theta_{\max}}$ sont reportées sur le tableau " 6.16 " .

TABLEAU 6.18 - Variation relative de l'écart de température (surface-centre) dans une plaque, dont la température sur la surface croit à vitesse constante . (D'après Russell) .

γ	$\frac{\Delta\theta_{max} - \Delta\theta}{\Delta\theta_{max}}$	γ	$\frac{\Delta\theta_{max} - \Delta\theta}{\Delta\theta_{max}}$
0,04	0,92001	0,80	0,14336
0,08	0,84077	1,20	0,05343
0,16	0,69433	1,60	0,01992
0,20	0,62961	2,00	0,00742
0,24	0,57060	2,40	0,00277
0,32	0,46856	2,80	0,00103
0,40	0,38465	3,20	0,00038
0,60	0,23453	3,60	0,00014

PARTIE EXPERIMENTALE

PRESENTATION TECHNIQUE DU FOUR

B.62.TR - BMI -

1 - PRESENTATION GENERALE : (Fig 7.1) [17]

=====

* Le four BMI type B.62.TR est un four de traitement thermique sous vide a double paroi froide .

* Cette derniere est en acier réfractaire et son refroidissement est assure par une circulation d'eau controlée par des électrovannes .

* L'enfournement se fait horizontalement, grace a un chariot ordinaire, par le biais d'une porte qui dispose d'une rigoureuse étanchéité et qui s'ouvre directement sur la chambre de chauffe .

* La chambre de chauffe vient juste au milieu de droite de la double paroi extérieure. Elle est constituée des trois couches respectives :

- une carcasse externe en acier réfractaire assurant la rigidité .
- une couche d'isolant réfractaire en céramique fibreuse .
- des écrans réfléchissants en graphite .
- un écran réfléchissant en molybdène .

* Cette chambre de chauffe supporte une charge maximale de 100 kg en poids dont les dimensions maximales sont :

- 300 mm en hauteur ;
- 350 mm en largeur ;
- 450 mm en longueur .

* Un système de convection situé aussi à l'intérieur de l'enceinte à double paroi assurant un cycle thermique fermé du gaz inerte composé d'azote et de 5 % d'hydrogène .

* Le gaz inerte est fait passer, grace à une turbine par :

- la chambre de chauffage à travers des issues s'ouvrant automatiquement .

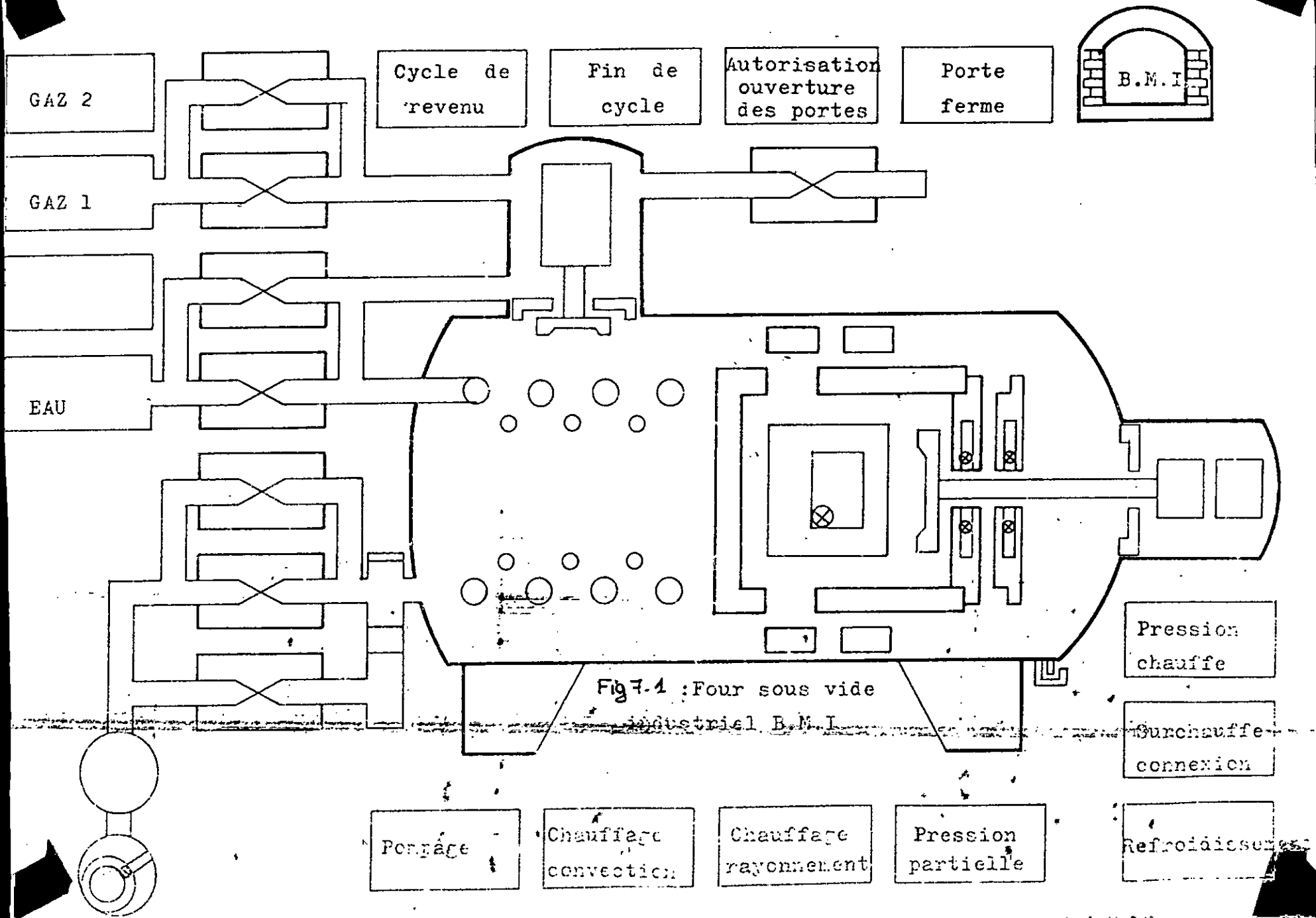


Fig 7.1 : Four sous vide

industriel B.M.I.

- et par un échangeur de chaleur - de 20 m² de surface - utilisant la même circulation d'eau que la double paroi extérieure .
- pour un refroidissement rapide de la charge dans le laboratoire même où elle a été chauffée, le mélange de N₂ et d'H₂ est pressé dans un réservoir extérieur à 8 bar et peut ainsi alimenter le système de convection sous des débits importants qu'une électrovanne permet le réglage automatique . La pression maximale permise est de 4 bar absolue .

* Le chauffage est assuré par des résistances en graphite disposées à l'intérieur de la chambre de chauffe permettant une température de travail allant de 200 C à 1250 C . La température maximale admissible est 1300 C .

* Le vide est réalisé jusqu'à $5 \cdot 10^{-2}$ mbar, grâce à un système de pompage constitué de 2 pompes montées séquentiellement, la première est à ailettes assurant le vide primaire d'un mbar, la seconde est du type Root . Le montage d'une 3ème pompe type " à diffusion " est possible et pourra pousser le vide jusqu'à $5 \cdot 10^{-4}$ mbar .

2 - PERFORMANCES THERMIQUES : [17]

=====

L'ensemble de traitement se caractérise par :

* Une combinaison du chauffage par convection forcée jusqu'à 700° C et celui par rayonnement sous vide jusqu'à 1300 C. Une telle combinaison est meilleure, vue l'efficacité de la convection pour les basses températures pour lesquelles le rayonnement n'est pas prépondérant .

* Un chauffage à 4 faces :

La charge est soumise au rayonnement selon quatre directions . Les éléments chauffants étant répartis uniformément sur quatre faces de la chambre de chauffe .

* Chambre froide :

Une forte épaisseur de la fibre céramique du réfractaire isolant a permis de minimiser l'inertie thermique des parois et d'atteindre des températures ambiantes en quelques secondes dans la chambre chauffée à de hautes températures, et cela grâce au circuit de convection court et rationnel .

* Controle microprocesseur :

Les cycles thermiques sont déterminés par microprocesseur, avec controle permanent de tous les paramètres de transfert. Cette conception est à l'origine des performances thermiques exceptionnelles :

- précision et uniformité de temperature, en tout point du volume utile, en chauffage et refroidissement .
- possibilite d'adopter des vitesses de chauffage et de refroidissement optimales, en evitant les deformations et permettant :
 - a/ de reduire la durée du cycle, en augmentant la productivité .
 - b/ d'élargir la gamme des aciers pouvant être traitée en trempe " a l'air " .
 - c/ fiabilite, reproduction du traitement .
 - d/ reduction très sensible des consommations d'énergie .

**3 - CARACTERISTIQUES TECHNIQUES DES ORGANES INFLUENCANT LES
=====**
TRANSFERTS :
=====

3-1 - Les organes de chauffe : [1]

Douze ronds en graphite synthétiques de 60 cm, de longueur et 3 cm de diamètre sont disposés horizontalement d'une manière uniforme sur les quatre faces (deux sur chaque face et un le long de chaque arrête horizontale). La distance entre les ronds est à peu près de 10 cm .

TABLEAU 7.2 - Caracteristiques des resistances en graphite :

Caracteristiques	Valeurs	Caracteristiques	Valeurs
*Densite reelle	2,25	* Temperature d'ebullition (°C)	> 2700
*Densite apparente	1,55	* Temperature de distillation (°C)	> 3500
*Chaleur specifique (Wh/kg C)	(0,20a0,23) a 20 C (0,33a0,55) 1000°C et 2000°C		
*Resistivite ($\mu\Omega\text{cm}$)	800 à 1050	* Temperature limite d'emploi	2600 sous vide 2900 sous argon 3000 sous helium
*Coefficient de temperature " " de la resistance	- negatif de 0 a 500 C ($-4.10^{-4}/C$) - positif de 500 a 1200 C ($3,6.10^{-4}/C$) - logerement positif en suite ($1,3.10^{-4}/C$)	* Temperature de debut d'oxydation (°C)	500°C

le graphite presente donc l'avantage d'une resistivite elevee et variant peu a chaud avec la temperature. Aussi la section elevee des elements fabriques ainsi pour une raison de resistance mecanique fait que la resistance electrique soit faible, ce qui permet l'avantage d'une

alimentation en basse tension ($P = \frac{U^2}{R}$) . Un autre

avantage des resistances en graphite est le caractere de grande refractairete qui permet de hautes temperatures de travail . Le seul inconvenient que presente ce type de resistance c'est qu'il s'oxyde a l'air a partir d'une temperature relativement basse .

Sous vide ou dans une atmosphere inerte, comme c'est le cas pour notre four, ce probleme est resolu et les resistances en graphite sont tres adaptes a de telles conditions .

3-2 - Les matériaux d'isolation :

3-2-1 - Propriétés des réfractaires isolants fibreux : [15]

La plus grande partie des réfractaires fibreux ceramiques est constituée de mélanges de silice et d'alumine. La température maximale d'emploi de l'ordre de 1450°C en face chaude exige généralement des réfractaires isolants à 60 % d'alumine. Leur aspect fibreux leur permet des économies d'énergie spectaculaires de 30 à 60 %, selon les cas, du fait des deux caractéristiques qui les marquent :

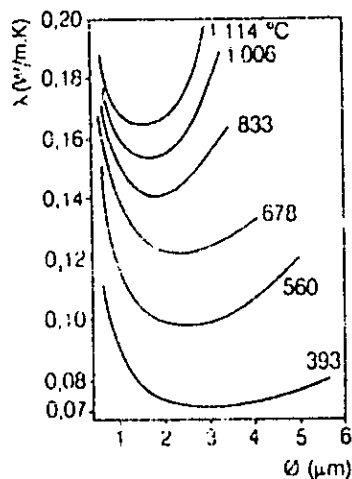
- capacité thermique massique faible, de l'ordre de 1,13 $\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$.
- conductivité thermique 20 à 40 % plus faible que celle des isolants classiques comme les briques ou les bétons.

Le principal inconvénient technique que présente ce type de réfractaire isolant est l'augmentation avec la température de la conductivité due à la prépondérance du terme radiatif dans la formule de celle-ci qui augmente rapidement avec la température.

$$\lambda = \lambda_{\text{solide}} + \lambda_{\text{gaz des pores}} + \lambda_{\text{rayonnement}}$$
$$\Leftrightarrow \lambda = A\sqrt{T} + B + CT^3$$

Ce problème est résolu avec :

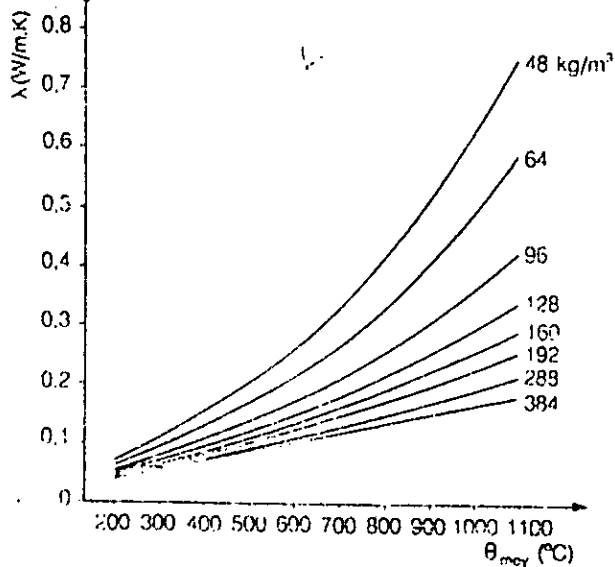
- l'optimisation de l'épaisseur des fibres (Fig 7.3).
- l'augmentation de la masse volumique de l'isolant (Fig 7.4).



Isolant fibreux : *Thermoflux* (Joins Manville du Franco S.A.), du masse volumique égale à 128 kg/m³, contenant 22,5 % de grosses particules non fibreuses (slur).

A haute température, les fibres doivent être très fines (Ø < 2 μm)

Fig 7.2 - Influence du diamètre des fibres sur la conductivité thermique d'un isolant fibreux à différentes températures.



Le *Cerachromfelt* est fabriqué par la Société Johns Manville de France S.A.

Fig 7.3 - Conductivité thermique d'un feutre en fonction de la température, pour différentes masses volumiques.

3-2-2 - Les écrans de rayonnement : [15]

La densité du flux thermique entre deux plans P_1 et P_2 s'écrit :

$$\Phi = (\Phi_1 - \Phi_2) = \bar{\epsilon} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

avec : $\bar{\epsilon}$: coefficient de rayonnement mutuel entre P_1 et P_2

Si on interpose un écran de rayonnement P' entre P_1 et P_2 , la relation précédente devient :

$$\Phi = (\Phi - \Phi') = (\Phi' - \Phi_2) \approx \frac{\bar{\epsilon}_1}{2} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

avec : $\bar{\epsilon}_1$: coefficient de rayonnement mutuel entre P_1 et P'

Cela signifie que l'on divise par deux les pertes thermiques et que l'on bénéficie aussi de la faible émissivité de l'écran.

Si on interpose deux écrans au lieu d'un, on divise par 3 les pertes thermiques au lieu de deux et ainsi de suite.

PRESENTATION DES ACIERS UTILISES

ET CRITERES DE CHOIX

1 - PRESENTATION DES ACIERS UTILISES : [21]

Les aciers utilisés pour la fabrication des coins de la frappe monétaire à la Banque Centrale d'Algérie - B.C.A - sont respectivement 50 NC 13 et 55 WC 20 selon la norme AFNOR. Cette dernière les classe sous la norme - NF.A35.590 - en deuxième classe, des aciers à outils alliés travaillant à froid et elle leur donne pour composition chimique exacte, les teneurs en éléments d'alliage données par le tableau 8.1.

NUANCE D'ACIER A F N O R	COMPOSITION CHIMIQUE					
	C	Cr	Mo	Ni	V	W
50 NC 13	0,52	1,0	0,2	3,0	/	/
55 WC 20	0,63	1,1	/	/	0,2	2,0

TABLEAU 8.1 : Composition chimique des deux aciers - AFNOR -

* Dureté à l'état recuit :

	1er essai	2eme essai	3eme essai
50 NC 13	20,7 HRC	20,5 HRC	20,5 HRC
55 WC 20	22,0 HRC	22,1 HRC	21,9 HRC

* Micrographie des structures à l'état recuit :

Les structures des deux nuances à l'état recuit avant le traitement de trempe sont perlitiques avec la présence d'une faible quantité de ferrite pour le 50 NC 13 .

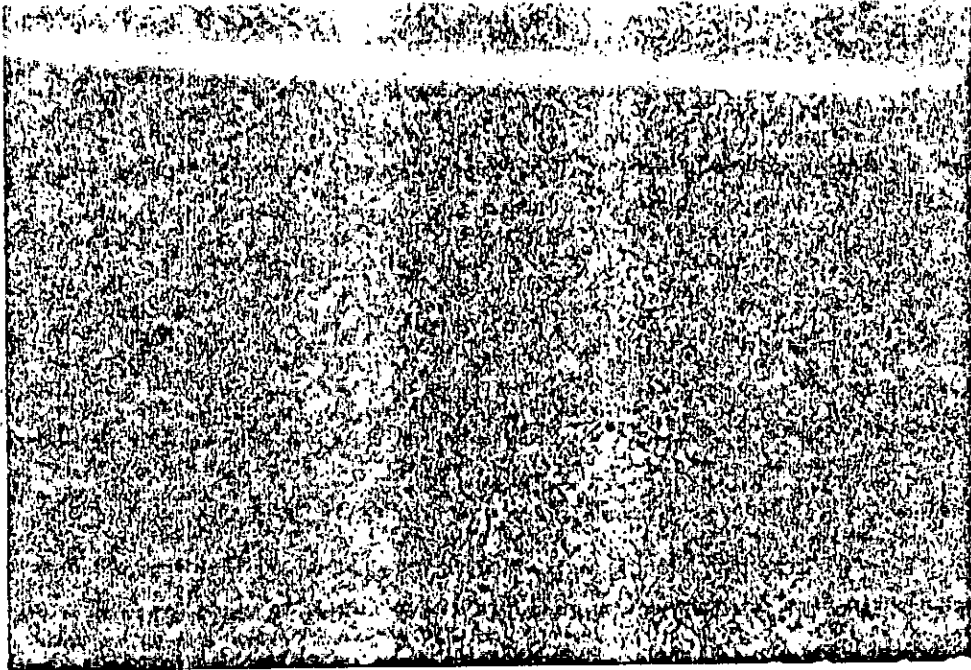


Fig B.2 : 50 NC 13 ; 6x ; total recuit

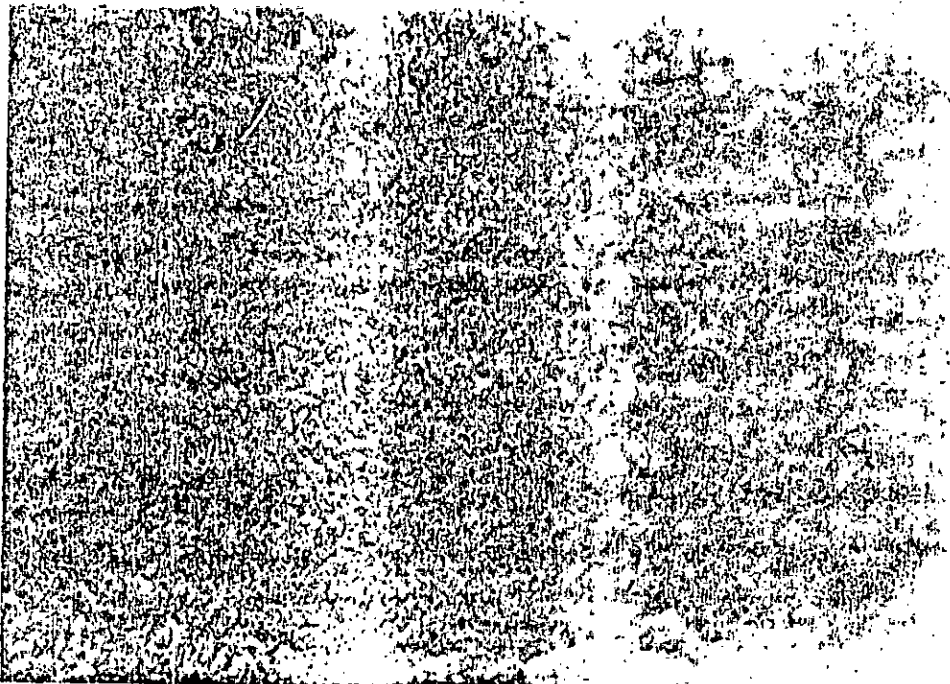


Fig B.3 : 55 NC 20 ; 6x ; total recuit

2 - CRITERES DE CHOIX DES ACIERS POUR COINS DE FRAPPE

=====

MONETAIRE : [20;21]

=====

Les deux criteres essentiels dans le choix des aciers à outils pour la frappe monetaire sont :

- la stabilite des dimensions apres traitement thermique .

- la bonne performance des coins vis à vis des conditions de travail et cela en montrant de meilleures proprietes mecanique dans le but de prolonger leur durée de vie tout en gardant leur forme intacte lors de leur utilisation . [21]

Parmi les propriétés mécaniques requises pour un acier à outils preconisé pour tels emplois , on dénombre les plus essentielles qui sont :

- la durete ;
- la tenacite ;
- la resistance à l'usure .

Il faut remarquer que le bon choix de la nuance d'acier couplé à un bon traitement thermique permettent l'optimisation de la durée de vie de l'outil .

3 - LES ELEMENTS QUI ASSURENT LES PROPRIETES EXIGEEES PAR LES

=====

OUTILS DE FRAPPE :

=====

3-1 - La stabilité des dimensions apres traitement :

La précision en dimensions exigée pour une pièce monetaire restreint la gamme pour un choix de l'acier pour l'outil de frappe aux catégories d'aciers à outils peu déformables à la trempe . Il s'agit donc des aciers qui ont la température de trempe basse et qui ont la vitesse critique de trempe moins importante donc, en d'autres termes, trempables à l'huile et même à l'air. Certains éléments d'alliage abaissent le point AC₃ de l'acier, donc permettent sa trempe à partir de température relativement basse, comme il est le cas des éléments alphas dont le Ni est caractéristique. D'autres éléments diminuent considérablement la vitesse critique de trempe et rendent l'acier trempable facilement à coeur même pour de grandes dimensions et cela dans des milieux de trempe peu sévères que l'eau minimisant ainsi les déformations de trempe. Ces éléments classes dans l'ordre d'intensité décroissante sont : Mn, Si, Ni, Mo, W, V.

Les quatre derniers confèrent cette propriété pour les deux nuances du tableau 8.1 .

3-2 - La dureté :

La dureté est la propriété commune à tous les aciers à outils, donc elle est, entre autre l'une des propriétés les plus exigées pour les outils de frappe monétaire. Elle est obtenue par la présence de teneurs suffisantes en carbone . Certains éléments solubles dans la ferrite, comme le Ni pour la nuance 50 NC 13, durcissent aussi comme le carbone, la martensite obtenue par trempe .

3-3 - La tenacité :

Deja les pourcentages relativement ^{peu} élevés du carbone laissent aux coins de frappe une certaine tenacité qui leur permet de résister aux chocs, condition à laquelle sont soumis généralement les outils de déformation, catégorie à laquelle appartient les coins monétaires. La présence des carbures d'éléments d'addition dans l'austenite empêche le grossissement des grains pendant l'austénisation, ce qui améliore la tenacité après trempe. Ces carbures spéciaux qui se forment aussi en solution dans la martensite après trempe confèrent à l'acier trempé une résistance à l'adoucissement par revenu après trempe, ce qui permet d'éliminer les tensions de trempe sans perte de dureté. La fragilité causée par de telles tensions est ainsi évitée, et la tenacité est encore meilleure .

3-4 - La résistance à l'usure :

Comme les coins travaillent dans des conditions de frottement, il leur est nécessaire d'avoir une structure plus résistante à l'usure. Cette propriété est obtenue par la présence des carbures spéciaux qui sont plus durs que la cémentite. Donc plus l'excès de carbures non dissous est grand, plus la résistance à l'usure est importante. Dans le cas des deux nuances qu'on a, cette propriété est assurée par les carbures suivants, classés par ordre de stabilité croissante :

Carbures de Cr
" " W
" " Mo
et carbures de V

INFLUENCE DES PARAMETRES DE TRANSFERT

SUR LES RESULTATS DE LA TREMPE

Les paramètres influençant les lois de transfert thermiques dans une pièce pendant la pratique du traitement et **parmi** lesquels on cite : la vitesse de chauffage, la vitesse de refroidissement, les dimensions de la pièce, la diffusivité thermique du matériau utilisé, la température du laboratoire de chauffe, le temps de maintien à cette température ..., ces paramètres et d'autres ont une influence majeure sur les résultats de tout traitement thermique. Les essais pratiques que nous avons effectués au laboratoire se consacrent à voir l'influence des deux premiers paramètres cités sur les résultats de la trempe de l'une ou l'autre des deux nuances d'acier présentées précédemment.

1 - INFLUENCE DE LA VITESSE DE CHAUFFAGE :
=====

Trois échantillons cylindriques de 4 cm de diamètre et 1 cm de hauteur de l'acier 55 WC 20 :

- ont été chauffés avec des vitesses différentes (voir cycles thermiques 9.1 - 9.2 et 9.3) .

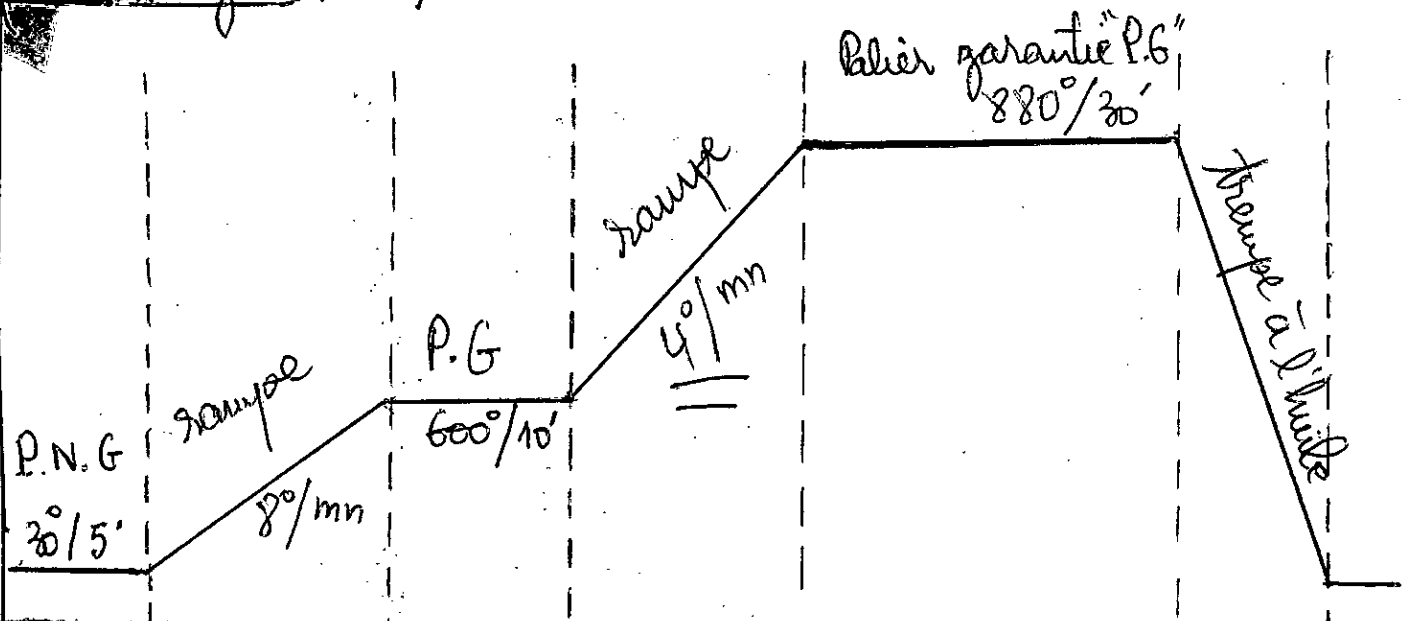
- ont subi une bonne préparation micrographique : polissage mécanique + attaque en nital .

- ont été soumis, pendant un temps suffisant à une observation micrographique des grossissements de 500 et de 1000 fois sous un microscope métallographique. (voir micrographies 9.4 - 9.5 et 9.6) .

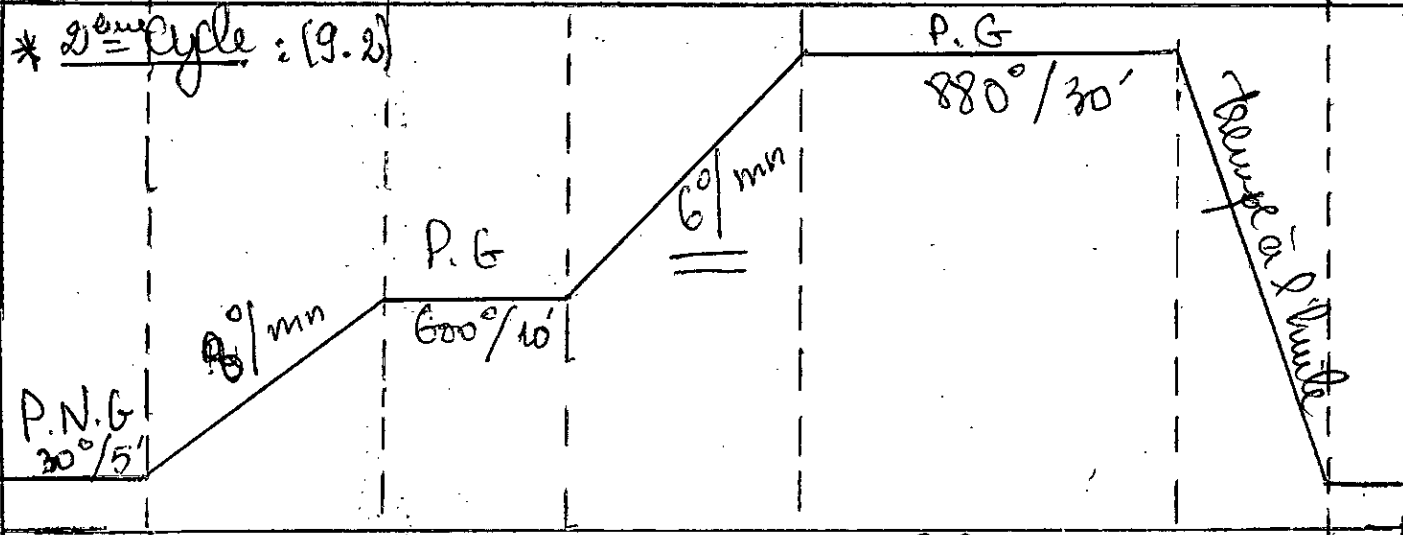
1-1 - Cycles thermiques pratiqués :

Vu la non disponibilité du four industriel B.62.TR de la B.C.A, les cycles ont été effectués sur un four de laboratoire " ADAMEL " type " TV 03 " qui est aussi à résistance et à vitesse de chauffe réglable ce qui permet de reproduire les mêmes cycles que le four industriel. Une brève présentation technique du dispositif " ADAMEL " est donnée sur l'annexe B .

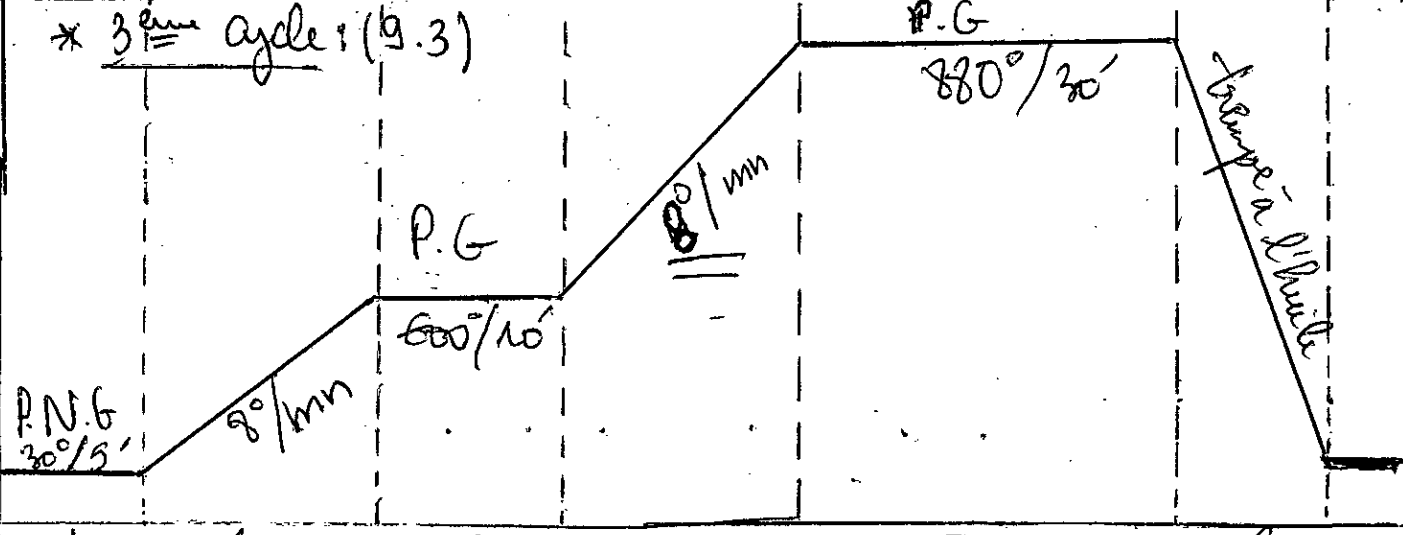
1^{er} cycle (9.1)



* 2^{ème} cycle : (9.2)



* 3^{ème} cycle : (9.3)



1 2 3 4 5 6

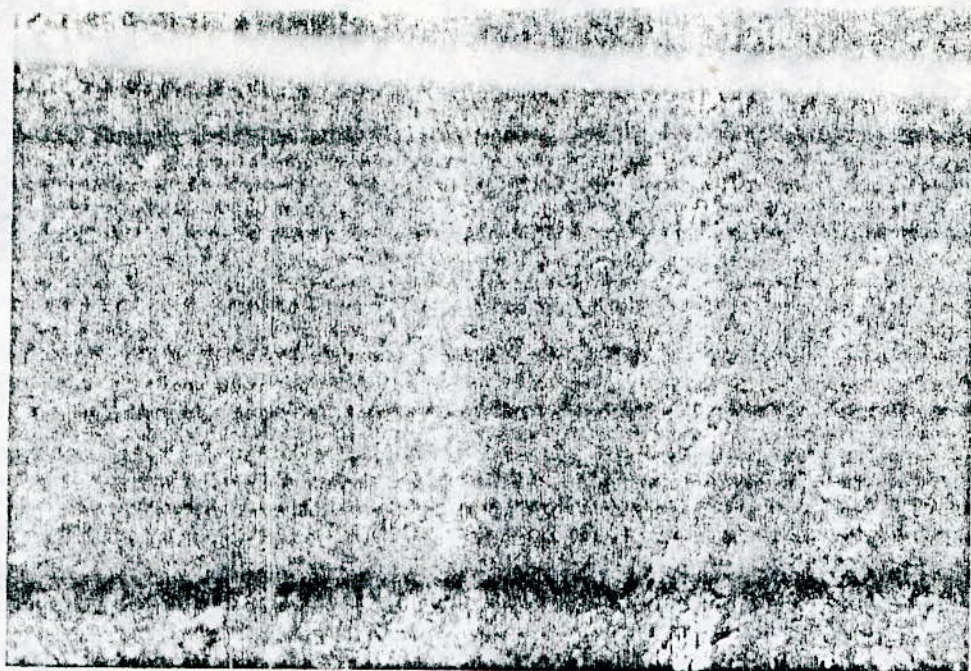


Fig 9.4 : 55 WC 20 ; 6×500 ; vitesse de chauffe $10^{\circ}/\text{mn}$;
----- $4^{\circ}/\text{mn}$; trempe à l'huile .

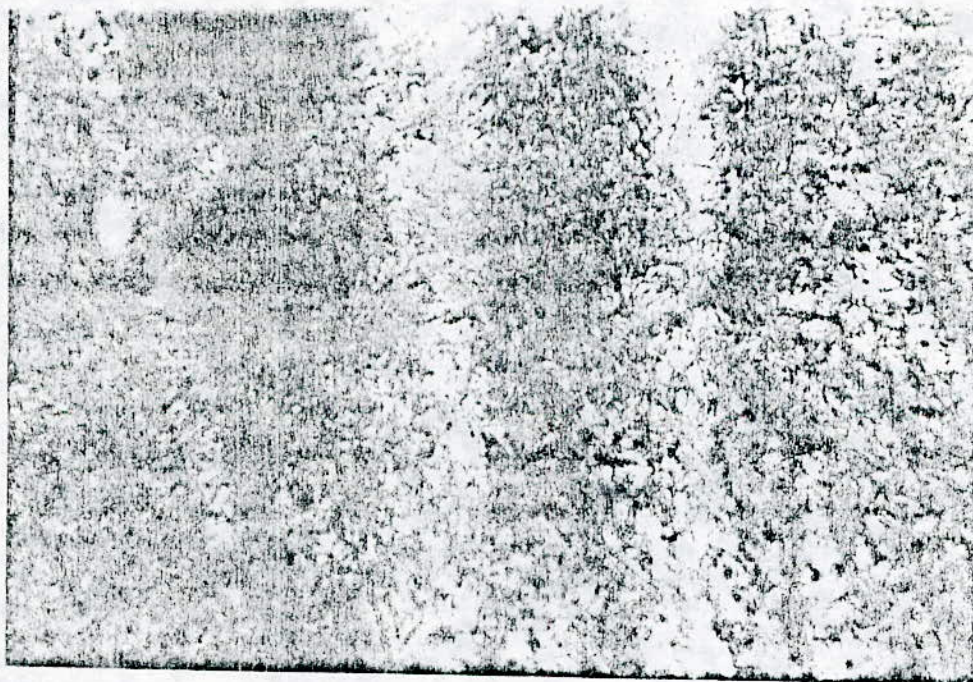


Fig 9.5 : 55 WC 20 ; 6×500 ; vitesse de chauffe $20^{\circ}/\text{mn}$;
----- $8^{\circ}/\text{mn}$; trempe à l'huile .

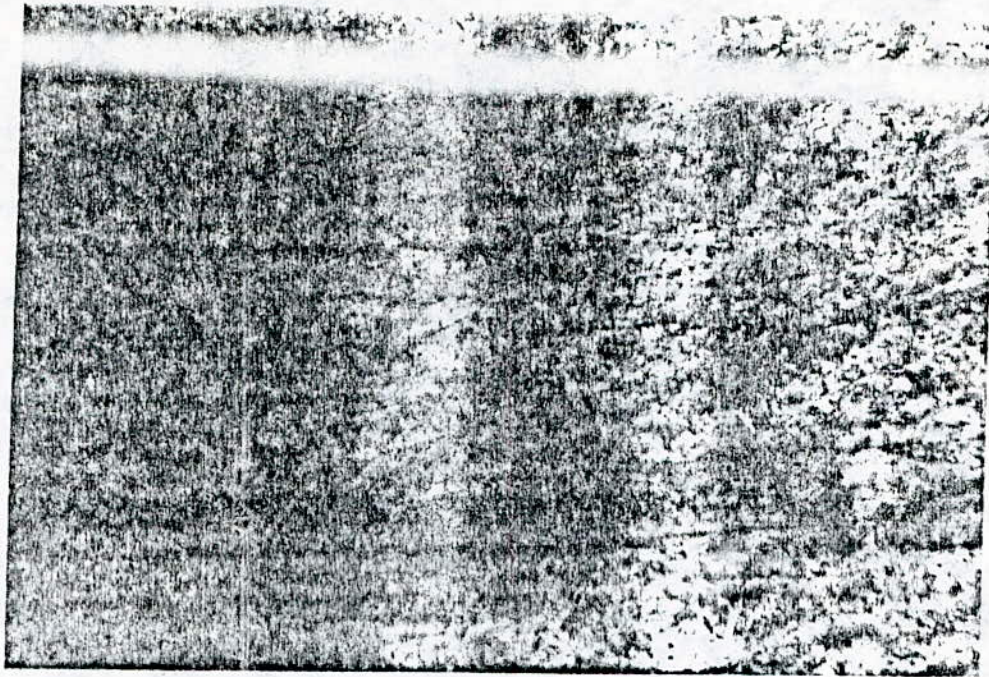


Fig 9.6 : 55 WC 20 ; Gx 500 ; vitesse de chauffe 3eme cycle
 ----- 8°/mn ; trempe à l'huile .

1-3 - Interpretation :

Comme on l'a vu au - chapitre 6 - la vitesse de chauffe influe sur l'homogeneite de la temperature dans la piece, donc sur l'homogeneite de la structure martensitique obtenue. Pour cela, les observations cherchent à voir l'homogeneite de la taille des aiguilles martensitiques à travers toutes les plages ainsi que leur couleur, sachant bien que les structures fines sont plus dures que les grossieres et que les aiguilles brunes sont plus dures que les claires .

Ainsi les observations montrent :

- pour le cycle à vitesse de chauffe 4 zmn :

Une martensite très fine qui a la même taille et la même couleur : jaune clair, sur toutes les plages .

- pour le cycle à vitesse de chauffe 6 /mn :

Les aiguilles de la martensite , relativement grossieres par rapport à celles du 1er cycle, n'ont pas la même couleur. Cette dernière varie de jaune clair à jaune brun avec une distribution heterogene montrant des plages contenant des aiguilles brunes en plus et d'autres plages en aiguilles claires .

- pour le cycle à vitesse de chauffe 10 min :

Les grossières que celles obtenues par l'hétérogénéité de couleur est nettement plus visible surtout au grossissement 1000 .

2 - INFLUENCE DE LA VITESSE DE REFROIDISSEMENT :

De la même manière que la vitesse de chauffe, la vitesse de refroidissement agit sur l'homogénéité des températures dans la pièce, donc sur les structures finales de trempe. C'est ce qu'on montre clairement les observations micrographiques effectuées sur des échantillons de la taille de l'acier 50 NC 13 refroidis dans de différents milieux de trempe .

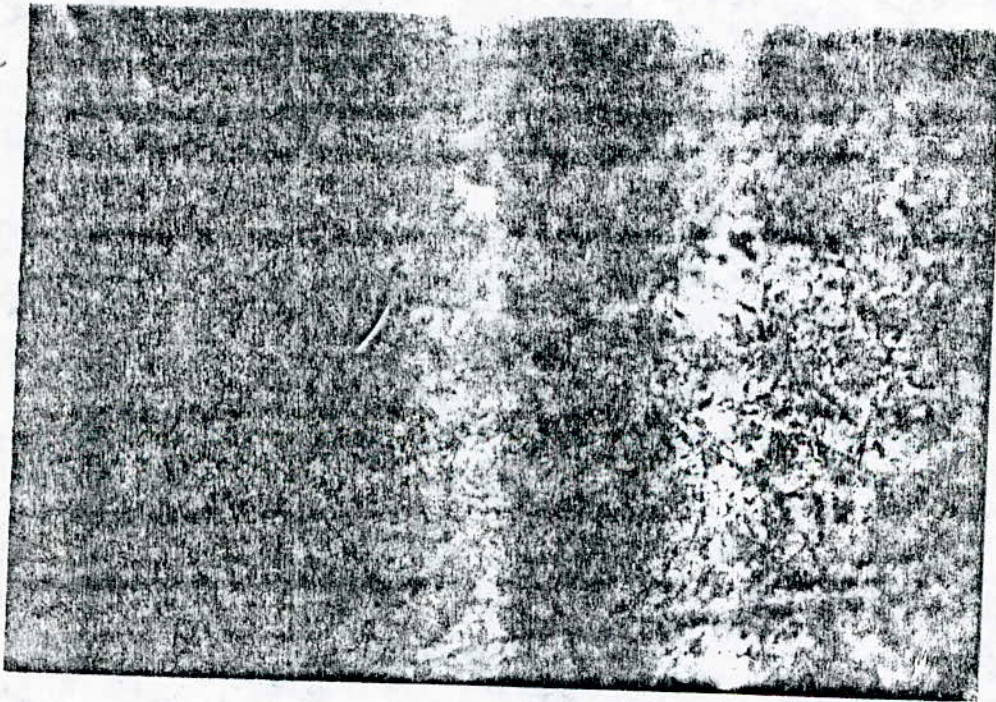


Fig 9.7 : 50 NC 13 ; 6x 500 ; trempe à l'eau ; une page au centre .

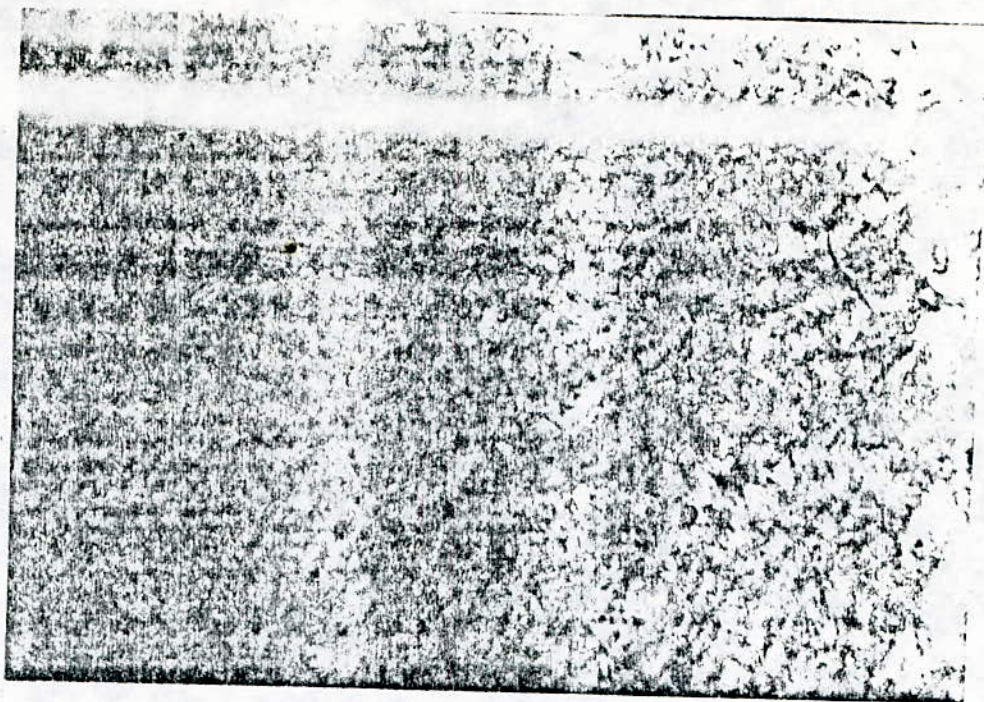


Fig 9.10 : 50 NC 13 ; Gx 500 ; trempé à l'huile ; une plage
----- du centre .

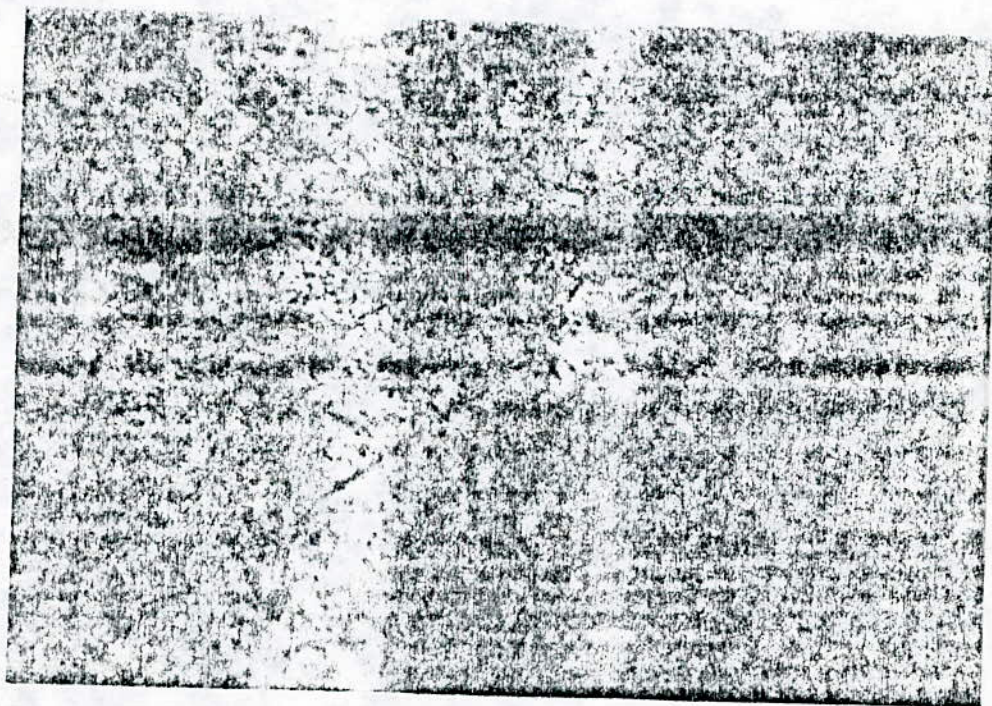


Fig 9.11 : 50 NC 13 ; Gx : trempé à l'eau ; plage de la
----- peripherie .

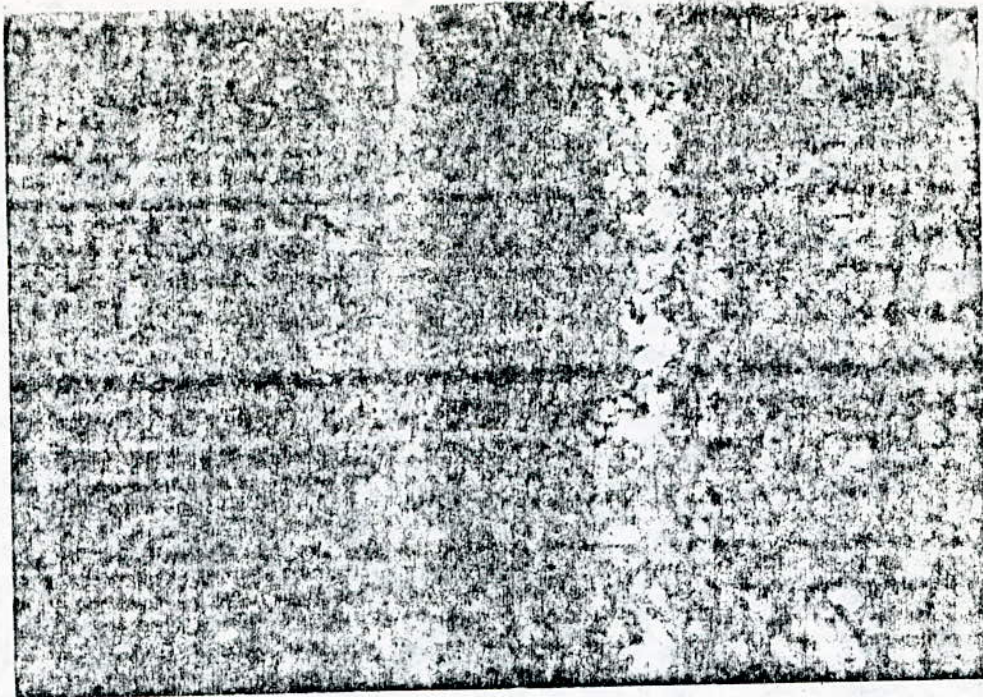


Fig 9.12 : 50 NC 13 ; 6x ... ; trempé à l'huile ; plage de la
----- périphérie .

Interpretation :

La structure martensitique des échantillons trempés à l'eau est plus fine que celle des échantillons trempés à l'huile mais l'hétérogénéité en taille et en couleur des aiguilles martensitiques est moins nette pour les échantillons trempés à l'huile. On voit aussi plus de carbures dans les échantillons trempés à l'huile. On peut expliquer l'hétérogénéité de la structure par l'hétérogénéité de la vitesse de refroidissement de l'extérieur vers l'intérieur de la pièce qui est moindre pour l'huile que pour l'eau. Ainsi que l'excès de carbures dans les échantillons trempés à l'huile est dû à la possibilité de précipitation d'un peu de carbures en refroidissement à l'huile, alors qu'il n'est pas le cas pour le refroidissement à l'eau où la structure est figée sans la moindre diffusion .

CONCLUSION et PERSPECTIVES

La connaissance des lois qui gèrent les transferts thermiques dans les fours et dans les bains de trempe et les paramètres qui les influencent ; paramètres liés au four, aux bains, ou au matériau lui même : diffusivité thermique et dimensions, permettent la maîtrise de la pratique des traitements et ainsi l'optimisation des résultats .

Ce qui est intéressant c'est de choisir les vitesses de chauffage en fonction des dimensions des pièces à traiter ainsi que leur matériau d'une part et de l'homogénéité des structures qu'on veut obtenir d'autre part. Pour la trempe des coins monétaires cette homogénéité est prépondérante afin d'éviter qu'une région du coin se détériore plus rapidement que les autres d'où une vitesse de chauffe plus basse est recommandée .

La trempe à l'eau pour les pièces de petites dimensions avec les aciers 55 WC 20 et 50 NC 13 n'est pas possible à cause des microfissures dues aux contraintes thermiques qui se sont manifestées et qui ont causé la cassure des échantillons de 2 cm³ et même de 1 cm³ sous le simple effort dû au polissage mécanique .

Les problèmes de transferts thermiques sont d'une complexité tel qu'une simple étude ne peut cerner ou optimiser les différents paramètres régissant ce phénomène . A ce propos, un logiciel complet serait d'un apport considérable pour cette étude .

Ce travail peut faire l'objet d'une étude complète en mettant en relief tous les paramètres pratiques de transfert tels que :

- la géométrie et les dimensions du matériau .
- la diffusivité thermique .
- la température des milieux de chauffage et de refroidissement .

Des essais de résilience sont recommandés et ce juste après la trempe sans aucun revenu car ces essais mettent en évidence les contraintes internes dues à l'hétérogénéité thermique du chauffage .

En perspective, il serait intéressant que la "B.C.A" se penche sur cet aspect afin de résoudre un problème ignoré jusqu'à ce jour .

ANNEXE A : Données pour calcul du flux de chaleur radiante pour différents cas pratiques .

Tableau 1. — Rayonnement entre solides : facteur d'angle et coefficient de rayonnement mutuel

Surfaces échangeant le rayonnement		Surface (1)	Facteur	Coefficient de rayonnement mutuel α
1	Plans parallèles infinis	l'une ou l'autre	1	$\frac{1}{\frac{1}{\sigma_1} + \frac{1}{\sigma_2} + \frac{1}{\sigma_0}}$
2	Corps n° 1 intérieur au corps n° 2 et petit par rapport à celui-ci	S_1 (2)	1	σ_1
3	Corps n° 1 intérieur au corps n° 2 et ayant presque même surface	S_1	1	$\frac{1}{\frac{1}{\sigma_1} + \frac{1}{\sigma_2} + \frac{1}{\sigma_0}}$
4	Cas intermédiaire entre 2 et 3 ; étude impossible sauf dans des cas particuliers	S_1	1	$\sigma_1 > \sigma_2 > \frac{1}{\frac{1}{\sigma_1} + \frac{1}{\sigma_2} + \frac{1}{\sigma_0}}$
5	Cas particulier de 4 : sphères concentriques ou cylindres concentriques infinis (indice 1 pour le corps intérieur)	S_1	1	$\frac{1}{\frac{1}{\sigma_1} + \frac{S_1}{S_2} \left(\frac{1}{\sigma_2} + \frac{1}{\sigma_0} \right)}$ ou $\frac{1}{\frac{1}{\sigma_1} + \frac{1}{\sigma_2} + \frac{1}{\sigma_0}}$ (3)
6	Surface élémentaire dS et surface finie S_2 ; ce cas on comprend plusieurs autres dont les résultats peuvent être représentés graphiquement ; voir ci-après 7, 8, 9 et 10 (4)	dS	$\int \frac{d\omega \cos \theta}{\pi}$	$\frac{\sigma_1 \sigma_2}{\sigma_0}$
7	Surface élémentaire dS parallèle à un rectangle dont l'un des angles se trouve sur la normale à dS	dS	Fig. 1	$\frac{\sigma_1 \sigma_2}{\sigma_0}$
8	Surface élémentaire dS parallèle à un rectangle ; diviser ce rectangle en 4 parties par la normale à dS et traiter comme le 7	dS	Somme de quatre facteurs déterminés comme pour 7	$\frac{\sigma_1 \sigma_2}{\sigma_0}$
9	Surface élémentaire dS et disque plan parallèle au plan de dS (4)	dS	(7)	$\frac{\sigma_1 \sigma_2}{\sigma_0}$
10	Surface élémentaire dS et surface engendrée par une ligne se déplaçant parallèlement à elle-même et au plan de dS . On fait passer un plan par la normale à dS et perpendiculairement à la génératrice de l'autre surface. Dans ce plan, u' et u'' sont les angles que font, avec la normale à dS , les droites joignant dS aux arêtes de la surface	dS	$\frac{\sin u' - \sin u''}{2}$ Les angles qui interviennent sont des angles plans	$\frac{\sigma_1 \sigma_2}{\sigma_0}$
11	Deux disques circulaires situés dans des plans parallèles, perpendiculaires à la droite joignant leurs centres (4)			
12	Cas particulier de 11, les deux cercles ayant le même diamètre	l'un ou l'autre	Fig. 2 courbe I	$\frac{\sigma_1 \sigma_2}{\sigma_0} < \alpha < \frac{1}{\frac{1}{\sigma_1} + \frac{1}{\sigma_2} + \frac{1}{\sigma_0}}$ (5)
13	Deux rectangles égaux se faisant exactement vis-à-vis dans des plans parallèles	l'un ou l'autre	Fig 3	
14	Deux carrés égaux se faisant exactement vis-à-vis dans des plans parallèles ; cas particulier de 13	l'un ou l'autre	Fig 3	
15	Deux rectangles ayant un côté commun et situés dans des plans perpendiculaires	l'un ou l'autre	Fig 4	
16	Carrés ou disques situés dans des plans parallèles et reliés par des murs noirs non conducteurs mais réfléchissants	l'un ou l'autre	Fig. 2 courbe III	environ $\frac{\sigma_1 \sigma_2}{\sigma_0}$
17	Rectangles situés dans des plans parallèles et reliés par des murs non conducteurs mais réfléchissants (4)	l'un ou l'autre		
18	Un plan 1 et une ou deux rangées de tubes 2 parallèles à ce plan ; cas particulier de 10	S_1	Fig. 5	

(1) Surface à laquelle se rapporte le coefficient α .
 (2) Le corps intérieur doit être convexe. Pour évaluer S_1 , remplacer les creux de la surface par le plan limitant l'ouverture et rapprocher σ_1 de 5,73 d'autant plus que les creux sont plus profonds.
 (3) La première formule est établie dans l'hypothèse de la réflexion diffuse, la deuxième dans l'hypothèse de la réflexion spéculaire (miroirs). La réalité se rapproche plus du premier cas que du second.
 (4) Mottel [I. b. 13] donne une étude plus complète de cette question, avec des formules permettant de résoudre divers cas complexes et la description d'un mécanisme pour la solution des problèmes de rayonnement entre corps de formes quelconques.
 (5) L'étude exacte dépend de la nature de la réflexion, qui est inconnue ; lorsque les surfaces sont petites par rapport à la distance qui les sépare, α est plus voisin de $\sigma_1 \sigma_2 / \sigma_0$; pour de grandes surfaces ou pour des surfaces très rapprochées, α est plus voisin de la deuxième expression.
 (6) Généralisation du cas 16 de la même façon que 13 de 14. Voir la figure 2.
 (7) Si l'élément dS est sur la perpendiculaire au plan du cercle passant par son centre, $\mu = \sin^2 \alpha$, α étant le demi-angle au sommet du cône ayant pour sommet un point de dS et pour base le cercle.

4

TABLEAU 2 : Valeurs de $\left(\frac{T}{100}\right)^4$ pour le calcul des échanges de chaleur par rayonnement (T : °K) .

Temperature C	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	Temperature C	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$
0	55	660	7 560
10	64	680	8 250
20	74	700	8 960
30	85	720	9 720
40	96	740	10 530
50	107	760	11 390
60	123	780	12 290
70	139	800	13 260
80	156	820	14 280
90	174	840	15 350
100	194	860	16 480
120	239	880	17 670
140	292	900	18 930
160	352	920	20 260
180	422	940	21 650
200	502	960	23 110
220	592	980	24 650
240	695	1 000	26 260
260	809	1 050	30 640
280	936	1 100	35 540
300	1 078	1 150	41 060
320	1 235	1 200	47 080
340	1 415	1 250	53 800
360	1 610	1 300	61 220
380	1 820	1 350	69 390
400	2 055	1 400	78 340
420	2 300	1 450	88 140
440	2 560	1 500	98 820
460	2 840	1 550	110 450
480	3 150	1 600	123 070
500	3 570	1 650	136 750
520	4 020	1 700	151 540
540	4 490	1 750	167 500
560	5 000	1 800	184 670
580	5 540	1 850	203 140
600	6 110	1 900	222 970
620	6 720	1 950	244 200
640	7 360	2 000	266 950

Tableau 3 - Coefficient de rayonnement du différents corps.

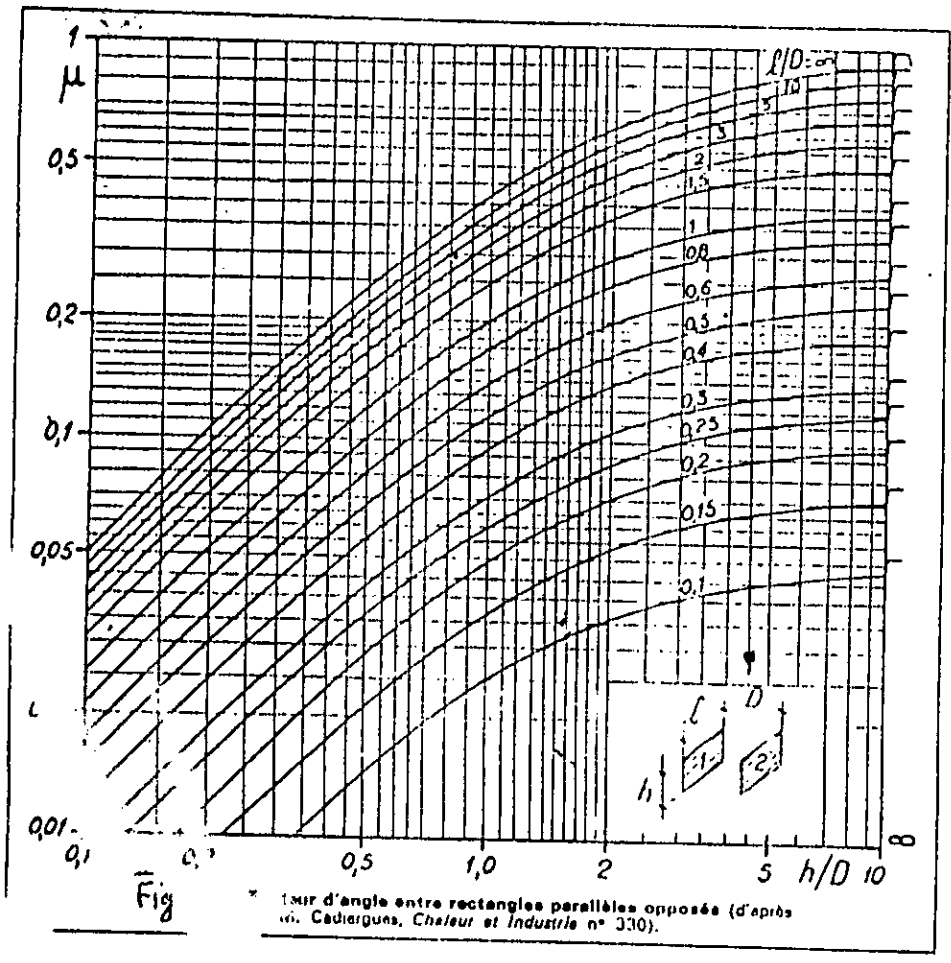
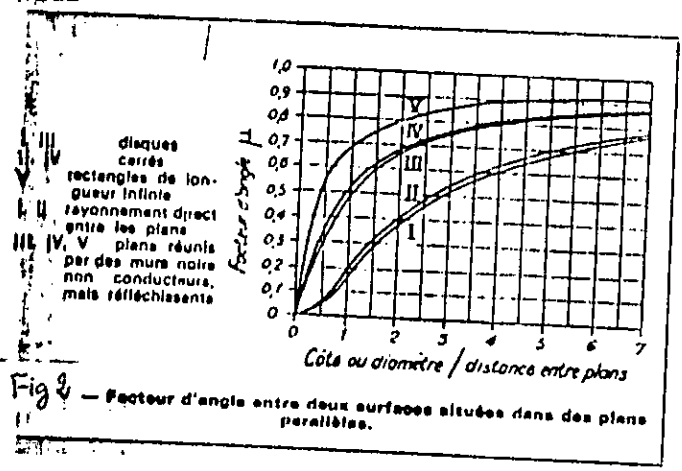
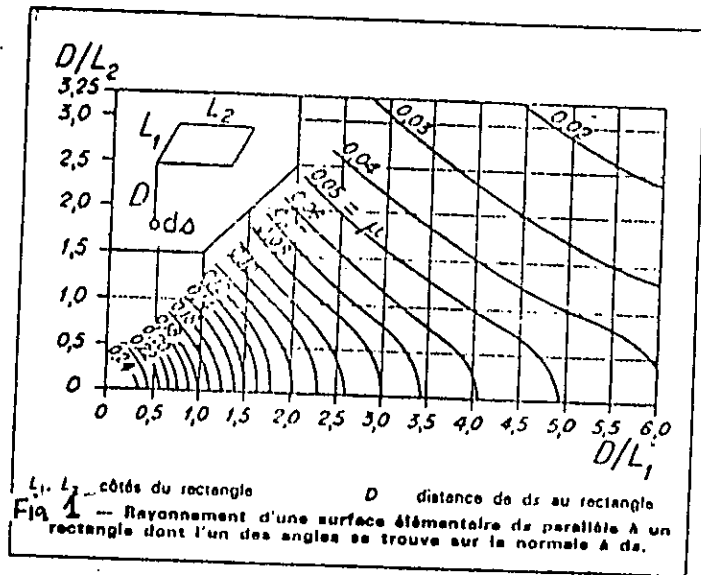
Corps	Température -C	Coefficient de rayonnement $10^{-4} W/m^2 \cdot ^\circ K$	Corps	Température -C	Coefficient de rayonnement $10^{-4} W/m^2 \cdot ^\circ K$
Acier :			Carton bitumé		5,26
au nickel :			Carton bitumé rugueux		6,23
- 8% Ni, 18% Cr, légèrement argenté, brut, bruni par chauffage	52	2,52	Charbon en ignition		5,16
	490	2,06	Charbon à 0,9% de cendres	130	4,65
- le même, après 24 h de chauffage à 530°	52	3,55		630	4,54
	530	4,18	Chaux	10	6,21
- 20% Ni, 25% Cr, bruni, oxydé en service	52	5,16		90	6,21
	530	5,55	Chêne raboté	21	5,14
- 60% Ni, 12% Cr, lisse, noir, pellicule d'oxyde formée en service et fortement adhérente	270	5,09	Coke en ignition		6,16
	564	4,70	Couche d'huile sur feuille d'aluminium (huile de lin) :		
doux, liquide	1 600	1,60	feuille d'aluminium	100	0,50
	1 600	1,60	+ 1 couche d'huile	100	3,23
inoxydable, poli		1,51	+ 2 couches d'huile	100	3,29
moulé, poli	770	2,98	Couche d'huile sur nickel poli (huile de grais- sage) :		
	1 040	3,21	surface polie seule	20	0,26
oxydé à 600 °C	200	4,62	+ 0,025 mm d'huile	20	1,49
	600	4,52	+ 0,050 mm d'huile	20	2,65
recouvert d'aluminium et chauffé à 600 °C	200	2,98	+ 0,125 mm d'huile	20	4,14
	600	3,27	+ ∞ d'huile	20	4,71
Alliages de nickel :			Craie		5,00
alliage Ni - Cr	52	3,66	Cuivre :		
	1 035	4,35	à surface légèrement polie		0,92
alliage 18 - 32% Ni, 55 - 68% Cu, 20% Zn en poids, recouvert d'oxyde gris	21	1,50	brut		4,19
alliage Ni - Cu oxydé à 600 °C	200	2,35	commercial, passé à l'amuri, poli, mais piqué dépoli	19	0,174
Aluminium (voir aussi à : Surface)			électrolytique, soigneusement poli	80	0,104
brut		0,41	étiré, oxydé		2,09
oxydé à 600 °C	200	2,98	fondu	1 075	0,92
	600	3,27		1 280	0,74
poli		0,30	gratté, brillant, mais moins qu'un miroir	22	0,42
Amiante :			laminé		3,61
en feuilles minces	40	5,33	légèrement poli	165	0,93
	370	5,41	mat		1,28
en plaques	23	6,49	oxydé		2,09
gent :			oxydé en noir		4,19
poli	40	1,27	parfaitement poli		0,29
	370	1,79	passé au grattoir		0,53
u, poli	230	0,113	poli	117	0,126
	600	0,186	recouvert d'aluminium et chauffé à 600 °C	200	1,04
Argenterie Christoffe, brillante, étirée		1,74		600	1,09
Base :			Dépôt galvanoplastique de nickel :		
poli	130	3,98	non poli sur tôle piquée	20	0,63
Béton rugueux		5,23	poli sur tôle préalablement polie	23	0,26
Béton rugueux		1,69	Dulong polie	130	2,33
Blanc de Meudon		4,19	Eau	0	5,44
Bois lisse				60	3,72
Brique :				100	6,51
grise, lisse, vernie	1 100	4,30	Email blanc fondu sur fer	19	5,15
polie		4,07	Enduit de noir de fumée :		
rouge rugueuse		5,36	en couche épaisse sur tôle de fer	20	5,65
rouge, rugueuse mais sans grandes irrégu- larités	21	5,45	en couche mince sur tôle de fer	21	5,33
rougeuse		5,00	au silicate de soude	98	6,50
siliceuse, ou vernie, rugueuse	1 000	4,59		130	6,49
siliceuse	1 100	4,88		183	6,43
				230	6,47
Caillou		1,63			
Caoutchouc :					
doux, gris, b. (traité)	24	4,92			
dur, lisse et		6,45			
mou		4,95			
rougeux en plaques brillantes	23	5,41			

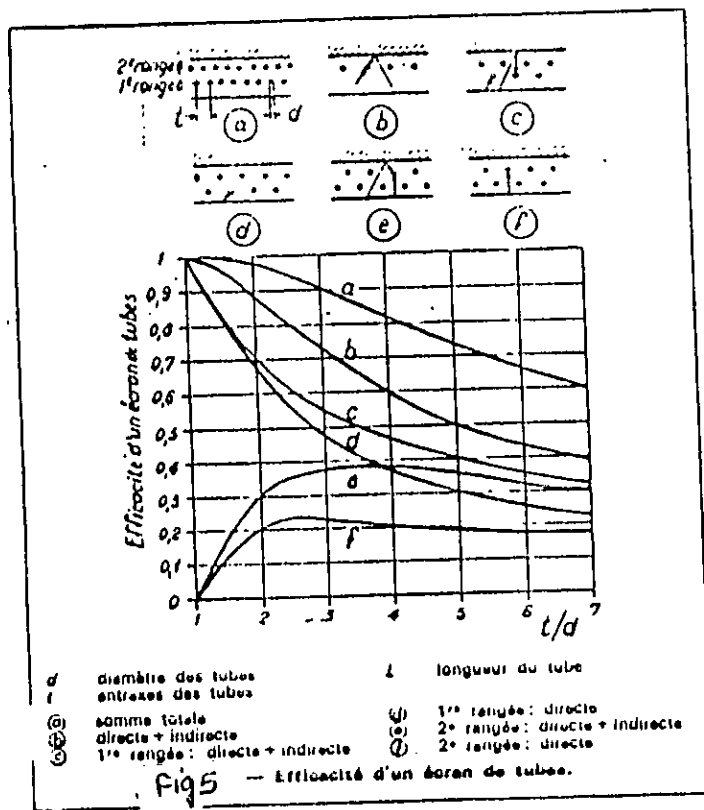
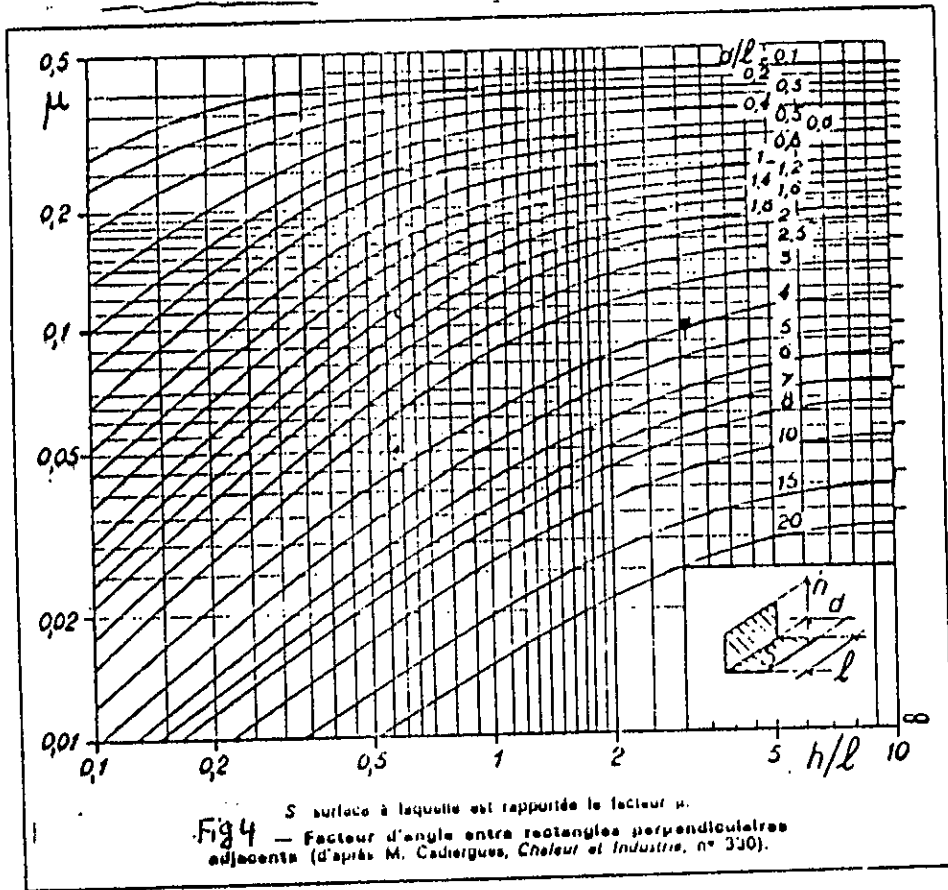
Tableau 3 - Coefficient de rayonnement de différents corps.

Corps	Température °C	Coefficient de rayonnement $10^{-4} W_{\text{m}^{-2} \text{K}^{-4}}$	Corps	Température °C	Coefficient de rayonnement $10^{-4} W_{\text{m}^{-2} \text{K}^{-4}}$
Enduit de plâtre :			Glace		3,03
lisse		1,69	Gomme lique		3,94
rugueux		4,19	Granit		2,47
Etain		0,70	Granit poli	130	2,44
Fe :			Grès rouge poli	130	3,37
à surface mate oxydée		5,12	Gypse 0,5 mm d'épaisseur sur 1000 lisse ou mat	21	6,10
à surface très polie		1,54	Humus		3,01
brut, en lingots	930	4,99	Laiton :		
	1120	5,46	à surface mate		1,20
électrolytique :			avec traces de stearine restant en poussière	24	0,36
-- lisse, oxydée	135	4,47	cure par laminage, poli, sens de laminage visible	31	0,11
-- parfaitement poli	530	4,70	fondement poli sur la toile émeri	37	0,17
-- forgé	180	0,30	légèrement oxydée	23	0,17
-- bien poli	230	0,42	mat	260	1,16
-- brillant		1,51	oxydés par chauffage à 600°C	30	0,14
-- lisse, étiré		1,68	parfaitement poli (7,2% Cu, 2,7% Al en poids)	247	1,16
-- mat, oxydée	190	0,23	parfaitement poli (2,4% Cu, 36,8% Zn 0,4% Pb; 0,3% Al)	357	0,10
-- parfaitement poli	30	1,60		200	0,12
-- profondément oxydée	250	1,60		77	0,56
-- très oxydée	20	5,40		48	0,53
légèrement passé à la toile émeri	360	6,40		315	0,58
oxydée	20	1,38		265	0,69
soit	1030	2,16		1330	0,98
Filament de carbone	1040	3,02	Laque :		
	1400	3,02	à l'alcool, noir brillant		1,20
Filament de molybdène	730	0,65	blanche	40	4,58
	2600	1,67	d'aluminium	90	5,40
Filament de nickel	167	0,56	émaillé, blanc de neige		5,23
	1007	1,07	noire	40	4,56
Filament de platine	30	0,21	noire brillante	90	4,26
	1230	1,10	noire brillante, pulvérisée sur le verre	24	5,08
Filament de tantale	1330	1,10	noire unie	40	5,19
	2530	1,78	Maçonnerie		4,00
Filament de tungstène :			Maçonnerie de pierres calcaires rugueuses		4,00
neuf	1300	2,33	Maçonnerie		
traçé	70	1,84	gris clair poli		2,17
	3300	2,09	légèrement lisse poli		5,3
Fil de platine	200	0,42	poli	310	3,14
	1300	1,05	poli, non brillant		3,14
Fente :			Mercury		1,00
à surface fortement oxydée		6,21	Mercury pur et propre	0	0,00
brute de coulée, lisse		4,63	Métal quelconque à plus de 500°C	100	3,00
brute de coulée, rugueuse		4,72	Mica		0,10
brute, très oxydée	145	5,35	mer de chaux :		
légèrement oxydée	22	2,50	mat, blanc	145	5,33
liquide	1300	1,66	rugueux		5,00
	1400	1,66	Nickel industriel pur (99,2% Ni en poids + Mn)	230	0,41
oxydée à 600	200	3,68		360	0,50
	600	4,47			
polie	200	1,20			
rugueuse		5,11			
rugueuse, fortement oxydée	40	6,46			
	250	5,45			
néo	600	3,44			
	950	4,02			

Tableau 3 - Coefficient de rayonnement de différents corps.

Corps	Température °C	Coefficient de rayonnement $10^{-8} W/m^2 \cdot ^\circ K^4$	Corps	Température °C	Coefficient de rayonnement $10^{-8} W/m^2 \cdot ^\circ K^4$
Noir de fumée	97	5,45	Terre argileuse rugueuse		3,65
	272	5,45	Terre de labour		2,09
Noir de fumée en couche d'au moins 0,08 mm	40	5,41	Terre glaise		2,15
	370	5,41	Tôle d'acier :		
Or :			avec une forte couche brillante d'oxyde		4,72
électrolytique, non poli		2,73	avec une forte couche rugueuse d'oxyde		4,63
pur, parfaitement poli	225	0,104	brute de laminage		3,79
	630	0,198	couche épaisse brillante d'oxyde	24	4,70
Oxyde cuivreux	800	3,78	doux	900	3,15
	1 100	3,09		1 040	3,44
Oxyde de fer	600	4,87	forte couche brute d'oxyde	24	4,58
	1 200	5,09	laminé	21	3,77
Oxyde de nickel	650	3,37	rugueuse	40	6,38
	1 260	4,92		370	5,66
Papier lisse		4,42	Tôle d'aluminium :		
Papier mince :			brute	26	0,31
déposé sur tôle de fer brute	19	5,31	parfaitement polie (98,3% Al)	225	0,22
déposé sur tôle étamée	19	5,29		580	0,33
déposé sur tôle de fer laquée noire	19	5,41	polie	23	0,23
Papier pour peintures	21	5,68	Tôle de cuivre :		
Peinture à l'aluminium après chauffage à 330 °C	150	2,00	chauffée à 600 °C	200	3,27
	320	2,00		600	3,27
Peinture à l'huile (16 couleurs différentes)	100	5,23-5,47	chauffée longtemps, recouverte d'une couche épaisse d'oxyde	25	4,47
Peinture à l'huile mate		4,30	Tôle de fer :		
Peintures et laques à l'aluminium :			complètement rouge et rouillée		3,95
0% Al, 22% de laque, sur surface rugueuse ou lisse	100	2,98	décapée, puis complètement rouillée	19	3,93
2% Al, 27% de laque, sur surface rugueuse ou lisse	100	1,72	décapée, puis recouverte d'une couche de rouille rouge	20	3,51
Peintures à l'aluminium, degrés de brillance et tenues en Al différents	100	1,55-3,84	étamée brillante		0,33
Pierre :			étamée mate		0,50
argileuse, rugueuse		4,07-4,65	galvanisée :		
calcaire		2,28	— grise		1,59
ponce rugueuse		1,59	— grise et oxydée	25	1,58
Plaques de fer coulé :			— moyennement brillante	28	1,30
lisse	23	4,58	nickelée mate		0,64
rugueuse	23	4,69	nickelée polie		0,31-0,35
Platine :			nouvellement passée à la toile émeri		1,40
laminé		0,58	Tôle de laiton :		
poli		0,47	laminée, surface naturelle	22	0,35
Plâtre		5,21	mate	50	1,26
Plâtre brut	10	5,21		350	1,26
	90	5,21	passée à la toile émeri grosse	22	1,16
Plomb :			Tôle de nickel oxydée par chauffage à 600 °C	200	2,12
brut		2,44		600	2,76
oxydé à 200 °C	200	3,61	Tôle de platine pur, polie	230	0,31
oxydé et gris		1,62		600	0,59
sur (99,96%) non oxydé	130	0,33	Tôle enduite de suie		5,16
recouvert d'oxyde gris	230	0,43	Vernis :		
Porcelaine glacée	22	5,29	à la gomme laque, noir brillant sur tôle étamée	21	4,71
			à la gomme laque, mat	80	5,21
				150	5,21
			émail blanc de neige, sur tôle rugueuse	23	5,20
			Verre		5,12
			Verre lisse	22	5,38
			Zinc :		
			à surface mate		1,13
Schéval poli		3,84	commerciallement pur (99,1%) poli	230	0,26
Serpentin poli	23	5,16		330	0,29
Suie lampe		5,35	oxydé par chauffage à 400 °C	400	0,63
Surface recouverte d'aluminium	43	1,23			





ANNEXE B

DISPOSITIF POUR TREMPES ET TRAITEMENTS

THERMIQUES SOUS VIDE " ADAMEL "

MODELE T V . 03

PRESENTATION : (voir photographie)

Le dispositif est conçu pour réaliser des trempes qui seront effectuées au choix: à l'air, sous atmosphère contrôlée statique ou dynamique sous vide primaire au poussé, à des températures maximales de 1500°C .

Il est constitué :

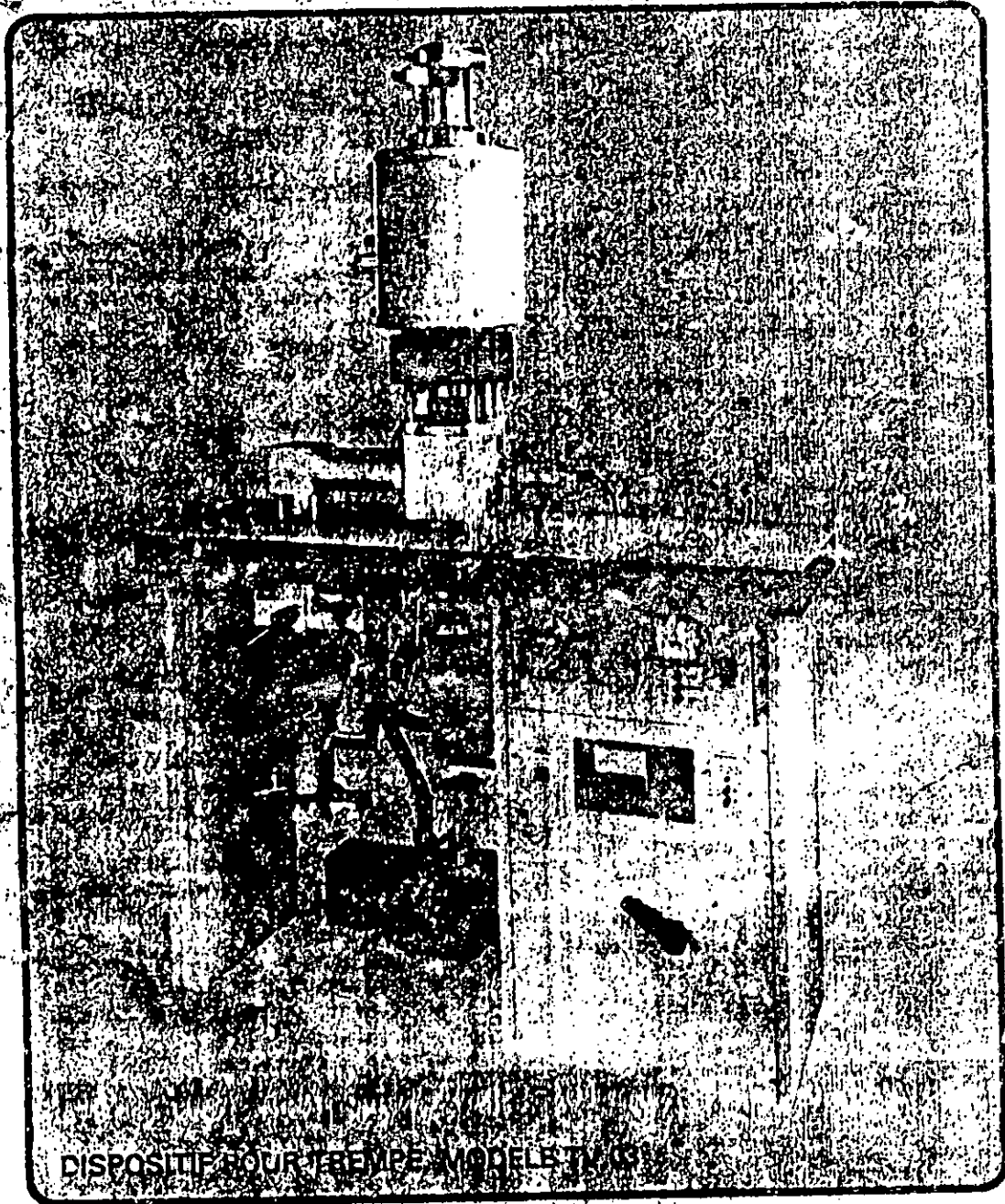
- d'un four vertical de laboratoire type TCR 50 à chambre de chauffe tubulaire en alumine frittée d'un diamètre utile de 45 mm, à paroi refroidie par une circulation d'eau, à bac de trempe incorporé et à baguettes chauffantes en carbure de silicium .

- d'un système de pompage du vide constitué par une pompe primaire à palettes et une pompe secondaire à diffusion d'huile refroidie par la même circulation d'eau que le four .

- d'un système à commande numérique par microprocesseur permettant la commande automatique des cycles thermiques. La mémoire peut contenir à la fois jusqu'à 9 programmes contenant de 1 jusqu'à 99 secteurs chacun .

- d'un système de régulation de température à transistors exécutant les cycles thermiques qui lui sont transmis du système de commande et peut être aussi fonctionnel manuellement .

LE DISPOSITIF DE TREMPE , MODELE TV 03 .



- [11] - C. LEROUX
 Article : " Etat actuel des traitements thermiques "
 Revue : " Traitement thermique " N 210 - Année 1987
- [12] - M. EL FENNE ; P. ARCHAMBAULT
 Article : " Trempe par pulvérisation d'eau après
 chauffage superficiel par induction. Cas
 d'un acier XC 42 " .
 Revue : " Traitement thermique " N 207 - Année 1987
- [13] - M. Michel DWORZAK
 Article : " Les fours: problème que peuvent rencontrer
 les constructeurs " .
 Revue : " Traitement thermique " N 210 - Année 1987
- [14] - J.P. LUC
 Article : " Les fours " .
 Revue : " Traitement thermique " supplément au N 206
 - Année 1986 .
- [15] - Francois CABANNES
 Article : " Isolation thermique a haute temperature "
 Periodique : Technique de l'ingenieur
 Volume : A
- [16] - Michel BOST
 Article : " Choix et utilisation d'un four " .
 Revue : " Traitement thermique " supplément au N 200
 - Année 1986 .
- [17] - Documentation technique sur les fours BMI envoyée
 par le fournisseur avec l'équipement B.62.TR .
- [18] - E. YAKIMOVA
 Cours sur les échanges de chaleur donné à l'Ecole
 Nationale Polytechnique d'Alger E.N.P - en 1972 - .
- [19] - Mr. PHAM
 Cours sur les échanges de chaleur donné au départe-
 ment de métallurgie de l'E.N.P - en 1990 - 1991 .
- [20] - Andre MICHEL
 Livre : " Aciers & outils
 Deuxieme Edition : Paris Dunod 1950
- [21] - Memoire de fin d'etude , Juin 1991
 " Influence du temps de maintien sur le revenu et la
 trempe des aciers a outils " .

B I B L I O G R A P H I E

- [01] - Maurice Orfeuil
Livre : Electrochimie industrielle
Edition :
- [02] - Heligenstaedet
Livre : Thermique appliquee aux fours industriels
Edition :
- [03] - PASCHKIS
Livre : " Les fours industriels " Tome II
Edition : Dunod
- [04] - F. KREITH
Livre : " Transmission de la chaleur "
Edition : Masson et Cie 1967
- [05] - J.F.SACADURA
Livre : " Initiation aux transferts thermiques "
Edition : 1982 Lavoisier TEC & DOC
- [06] -
Livre : Manuel de transfert thermique
- [07] - YVES DARDEL
Livre : " Transmission de la chaleur au cours de la
solidification du rechauffage et de la trempée
de l'acier " .
Edition de la revue de Metallurgie 1964
- [08] - Alain Degiovanni
Article : " Le rayonnement des solides " .
Periodique : Technique de l'ingenieur
Volume : A
- [09] - Alain Degiovanni
Article : " La conduction "
Periodique : Technique de l'ingenieur
Volume : A
- [10] - MM.D.BRUN ; D. SCHWEBEL ; B.CLEMENT
Article : " Integration du traitement thermo-chimique
dans les lignes d'usurage " .
Revue : " Traitement thermique " N 215 - Année 1987