

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la
Recherche Scientifique

CENTRE UNIVERSITAIRE D'EL-OUED
INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

Mémoire de fin d'étude
Présenté pour l'obtention du diplôme de

LICENCE ACADIMIQUE

Domaine : Sciences et techniques
Spécialité : génie des procédés
Présentée par : - Merabet sana
- Zekri Fatma

Thème

**Etude comparative de l'isolation thermique
de quelques matériaux**

Soutenu le 24 juin 2009

Devant le jury composé de :

Mr
Malle
Mr

O.BEN MYA
N . MAHFOUDI
S . LAOUINI

Président
Examineur
Rapporteur

2008-2009

SOMMAIRE

Introduction générale	1
Chapitre I : modes des transferts de chaleur	
I-1- Conduction	2
I-1-1 Introduction	2
I-1-2- L'équation de la chaleur	3
I-1-3- Conduction en régime permanent	5
I-1-3-A-Transfert unidirectionnel	5
I-1-3-A-a- Mur simple	5
I-1-3-A-b- Mur multicouches	7
I-1-3-A-c- Mur composite	9
I-1-3-A-d- Cylindre creux long (tube)	10
I-1-3-A-e- Cylindre creux multicouches	11
I-1-4 - Conduction unidirectionnelle en régime variable	12
I-1-4 –A- Milieu à température uniforme	12
I-2- La convection	15
I-2- 1 -Introduction	15
I-2- 2 - Dimensions fondamentales	16
I-2- 3 -Détermination des groupements π	16
I-2- 4 - Convection sans changement d'état	17
I-2- 4-1-Régime d'écoulement	17
I-2-5 - Analogie de Reynolds	18
I-2- 6 -Expression du flux de chaleur	19
I-2-7-Calcul du flux de chaleur en convection forcée	20
I-2-8- Calcul du flux de chaleur en convection naturelle	21
I-2-9-Calcul du flux de chaleur en convection naturelle	21
I-3 - Rayonnement	22
I-3 -1- Définitions	22
I-3 -2- Définitions relatives aux sources	23
I-3 -3- Emittance énergétique	24
I-3 -4- Intensité énergétique dans une direction	24
I-3 -5- Luminance énergétique dans une direction	25

I-3 -6- Lois du rayonnement	25
conclusion	26
Chapitre II : l'isolation thermique	
II-1- Introduction	27
II-2- Définitions	28
II -3 - Principes	28
II -4 - Les produits d'isolation et leurs usages	30
II -5 - Propriétés des isolants (Propriétés physiques de certains corps)	33

Chapitre III : Exemple d'application	
III-1- Exemple d'application	34
III-2- SOLUTION	34
III-3 Résultats et discussion	37
Conclusion générale	38
Références bibliographiques	39

Nomenclature

a : Diffusivité thermique
c : Capacité calorifique
D : Diamètre
e : Epaisseur
E : Effusivité thermique
g : Accélération de la pesanteur
h : Coefficient de transfert de chaleur par convection
H : Enthalpie
L : Longueur, Luminance
m : Débit massique
M : Emittance
Q : Quantité de chaleur
 $\dot{q}$: Densité de flux
Qc : Débit calorifique
r,R : Rayon
Rt : Résistance thermique
S : Surface
t : Temps
T : Température
u : Vitesse
V : Volume
x : Variable d'espace

Lettres grecques

α : Coefficient d'absorption du rayonnement
 β : Coefficient de dilatation cubique
 ε : Emissivité
 ϕ : Densité de flux de chaleur
 Φ : Transformée de Laplace du flux de chaleur
 φ : Flux de chaleur
 μ : Viscosité dynamique
 ν : Viscosité cinématique
 Ω : Angle solide

ρ : Coefficient de réflexion du rayonnement

σ : Constante de Stephan-Boltzmann

τ : Coefficient de transmission du rayonnement

θ : Transformée de Laplace de la température

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Les transferts de chaleur : L'expérimentation repose sur le principe de la transmission de la chaleur. Lorsqu'il existe une différence de température entre deux milieux, la chaleur se déplace spontanément du milieu chaud au milieu froid. Un bon isolant, placé entre ces deux milieux, empêche ce transfert de chaleur, ou à tout le moins, le ralentit. Trois principaux mécanismes entrent en jeu dans ces transferts d'énergie : le rayonnement, la convection et la conduction. L'isolation thermique est une « barrière à chaleur ». Elle vise à conserver la chaleur (ou la fraîcheur) à l'intérieur des espaces de vie : l'hiver, elle empêche la chaleur de s'évacuer des logements chauffés ; l'été, elle l'empêche de pénétrer à l'intérieur. Une bonne isolation augmente donc le confort, hiver comme été.

Et permet de faire des économies importantes de chauffage ou de climatisation. L'investissement dans des Travaux d'isolation est très souvent amorti en quelques années. En effet, environ la moitié de notre facture énergétique dans l'habitat est dédiée au chauffage, mais Comment choisir son isolant ?

Dans ce travail on essaye d'étudier quelques isolants point de vue économique. Pour cette raison, on calcule les grandeurs énergétique pour chaque isolant et réalise une comparaison entre elles. En fin sélectionne l'isolant le plus approprié.

Chapitre I :modes des transferts de chaleur

I- 1-Conduction

I -1-1-Introduction :

La conduction thermique est un phénomène de propagation d'énergie, qui traduit à l'échelle macroscopique les échanges directs d'énergie à l'échelle microscopique entre les molécules ou les atomes (ou encore leurs électrons) à l'intérieur d'un matériau. Ces échanges résultent des mouvements des particules constituant le corps. A l'échelle macroscopique, la conduction entre deux points d'un milieu s'établit lorsque ces deux points ont une température différente.

Le mécanisme de base qui contrôle le transfert thermique par conduction est différent selon la structure physique du corps: solide, liquide ou gaz.

D'une manière générale, la théorie analytique de la conduction repose sur le schéma du milieu continu, ne tenant pas compte de la structure moléculaire des corps concernés.

Cette hypothèse est justifiée pour les cas des corps qui ont des dimensions beaucoup plus grandes que celle de leur molécule et des distances intermoléculaires. [2]

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres. La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : la densité de flux est proportionnelle au gradient de température :

$$\vec{\phi} = -\lambda \vec{\text{grad}}(T) \quad (\text{I .1})$$

ou sous forme algébrique :

$$\phi = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \quad (\text{W}) \quad (\text{I .2})$$

Avec :

ϕ : Flux de chaleur transmis par conduction (W)

λ : Conductivité thermique du milieu ($\text{W m}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$)

x : Variable d'espace dans la direction du flux (m)

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2)

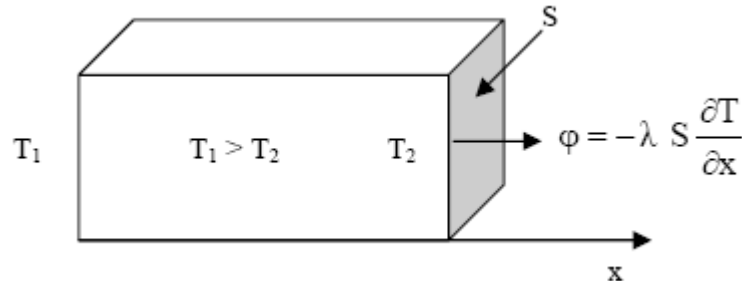


Figure I-1

I-1-2- L'équation de la chaleur

Dans sa forme monodimensionnelle, elle décrit le transfert de chaleur unidirectionnel au travers d'un mur plan :

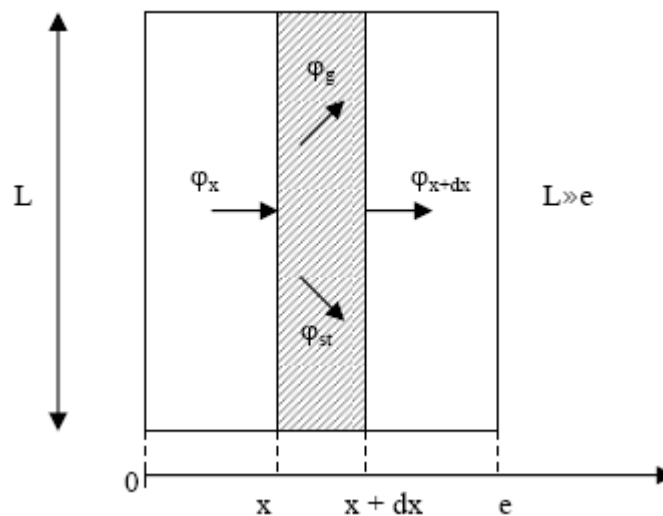


Figure I-2

Considérons un système d'épaisseur dx dans la direction x et de section d'aire S normalement à la direction Ox . Le bilan d'énergie sur ce système s'écrit :

$$\phi_x + \phi_g = \phi_{x+dx} + \phi_{st} \quad (\text{I.3})$$

Avec :

$$\varphi_x = - \left(\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \right)_x \quad (\text{I.4})$$

$$\varphi_g = \dot{q} S \quad (\text{I.5})$$

$$\varphi_{x+dx} = - \left(\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x+dx} \quad (\text{I.6})$$

$$\varphi_{st} = \rho c S dx \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{I.7})$$

En reportant dans le bilan d'énergie et en divisant par dx nous obtenons :

$$\frac{\left(\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x+dx} - \left(\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \right)_x}{dx} + \dot{q} S = \rho c S \frac{\partial T}{\partial t}$$

Soit :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \dot{q} S = \rho c S \frac{\partial T}{\partial t}$$

et dans le cas tridimensionnel, nous obtenons l'**équation de la chaleur** dans le cas le plus général :

$$\boxed{\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}} \quad (\text{I.8})$$

Cette équation peut se simplifier dans un certain nombre de cas :

- a) Si le milieu est isotrope : $\lambda_x = \lambda_y = \lambda_z$
- b) S'il n'y a pas de génération d'énergie à l'intérieur du système : $q = 0$
- c) Si le milieu est homogène, λ n'est fonction que de T.

Les hypothèses a) + b) + c) permettent d'écrire :

$$\lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{d\lambda}{dT} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right] = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}$$

- d) Si de plus λ est constant (écart modéré de température), nous obtenons l'équation de Poisson :

$$a \nabla^2 T = \frac{\partial T}{\partial t}$$

(I .9)

Le rapport $a = \lambda / \rho c$ est appelé la **diffusivité thermique**.

e) En régime permanent, nous obtenons l'équation de Laplace :

$$\nabla^2 T = 0$$

(I .10)

Par ailleurs, les hypothèses a), c) et d) permettent d'écrire :

- Equation de la chaleur en coordonnées cylindriques :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{\lambda} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t}$$

(I .11)

5 Equation de la chaleur en coordonnées sphériques :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial^2 (r T)}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\sin \theta \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} + \frac{\dot{q}}{\lambda} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t}$$

(I .12)

I-1-3 -Conduction en régime permanent

I-1-3 –A -Transfert unidirectionnel

a- Mur simple

On se placera dans le cas où l'écoulement est unidirectionnel et qu'il n'y a pas de génération ni de stockage d'énergie. On considère un mur d'épaisseur e , de conductivité thermique λ , et de grandes dimensions transversales dont les faces extrêmes sont à des températures T_1 et T_2 :

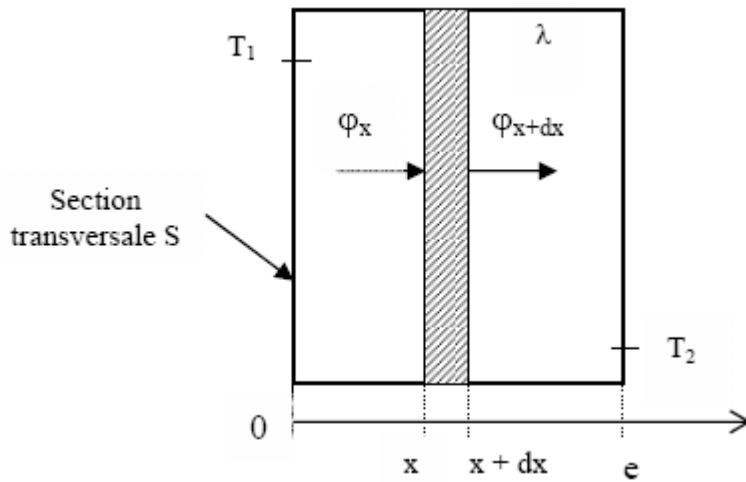


Figure I-3

En effectuant un bilan thermique sur le système (S) constitué par la tranche de mur comprise entre les abscisses x et $x + dx$ il vient :

$$\varphi_x = \varphi_{x+dx} \Rightarrow -\lambda S \left(\frac{dT}{dx} \right)_x = -\lambda S \left(\frac{dT}{dx} \right)_{x+dx}$$

$$\text{d'où } \frac{dT}{dx} = A \text{ et } T = Ax + B$$

Avec les conditions aux limites :

$$T(x=0) = T_1 \quad \text{et} \quad T(x=e) = T_2$$

D'où :

$$T = T_1 - \frac{x}{e} (T_1 - T_2) \quad (^\circ\text{C})$$

(I .13)

Le profil de température est donc linéaire. La densité de flux de chaleur traversant le mur s'en déduit par la relation : $\varphi = -\lambda dT/dx$, d'où :

$$\phi = \frac{\lambda (T_1 - T_2)}{e} \quad (\text{W m}^{-2})$$

(I .14)

La relation peut également se mettre sous la forme : $\varphi = (T_1 - T_2) / (e / \lambda S)$

cette relation est analogue à la loi d'Ohm en électricité qui définit l'intensité du courant comme le rapport de la différence de potentiel électrique sur la résistance électrique. La température apparaît ainsi comme un potentiel thermique et le terme $e / \lambda S$ apparaît comme la résistance thermique d'un mur plan d'épaisseur e , de conductivité thermique λ et de surface latérale S , on a donc le schéma équivalent suivant :

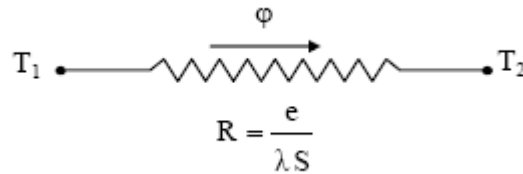


Figure I-4

b - Mur multicouches

C'est le cas des murs réels constitués de plusieurs couches de matériaux différents et où l'on ne connaît que les températures T_{f1} et T_{f2} des fluides en contact avec les deux faces du mur de surface latérale S :

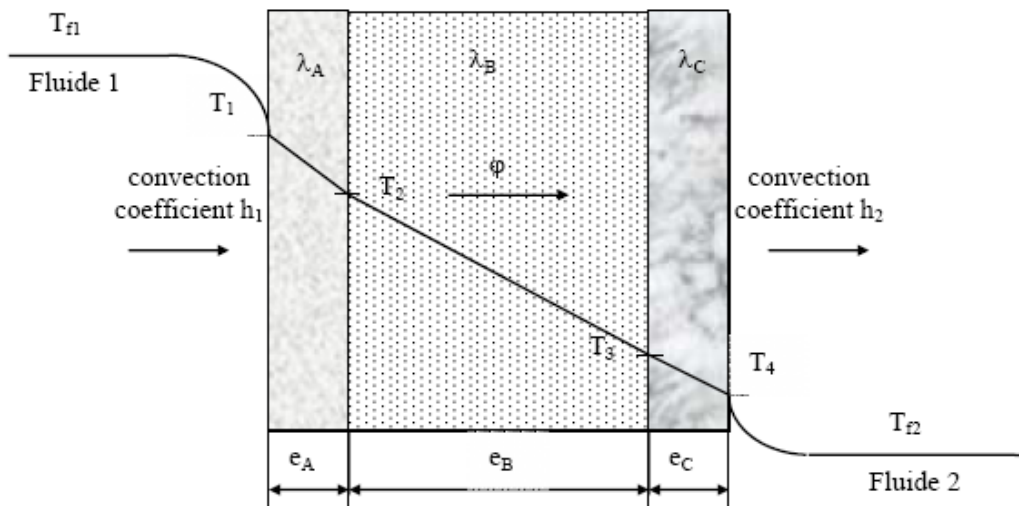


Figure I-5

Le flux de chaleur est conservatif et s'écrit :

$$\varphi = h_1 S (T_{f1} - T_1) = \frac{\lambda_A S (T_1 - T_2)}{e_A} = \frac{\lambda_B S (T_2 - T_3)}{e_B} = \frac{\lambda_C S (T_3 - T_4)}{e_C} = h_2 S (T_4 - T_{f2})$$

D'où :

$$\varphi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 S} + \frac{e_A}{\lambda_A S} + \frac{e_B}{\lambda_B S} + \frac{e_C}{\lambda_C S} + \frac{1}{h_2 S}} \quad (\text{W m}^{-2})$$

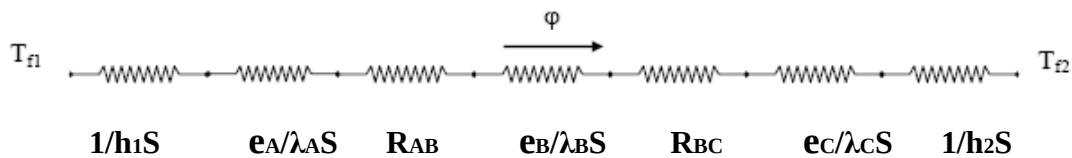
(I .15)

Nous avons considéré que les contacts entre les couches de différentes natures étaient parfaits et qu'il n'existait pas de discontinuité de température aux interfaces. En réalité, compte-tenu de la rugosité des surfaces, une microcouche d'air existe entre les creux des surfaces en regard et crée une résistance thermique R (l'air est un isolant) appelée résistance thermique de contact. La formule précédente s'écrit alors :

$$\varphi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 S} + \frac{e_A}{\lambda_A S} + R_{AB} + \frac{e_B}{\lambda_B S} + R_{BC} + \frac{e_C}{\lambda_C S} + \frac{1}{h_2 S}} \quad (\text{W m}^{-2})$$

(I .16)

Le schéma électrique équivalent est le suivant :



Remarques :

- Une résistance thermique ne peut être définie qu'entre deux surfaces isothermes
- Cette résistance thermique de contact est négligée si le mur comporte une paroi isolante ou si les parois sont jointes par soudure.

c- Mur composite

C'est le cas le plus couramment rencontré dans la réalité où les parois ne sont pas isotropes et où le transfert n'est pas monodimensionnel. Considérons à titre d'exemple un mur de largeur L constitué d'agglomérés creux :

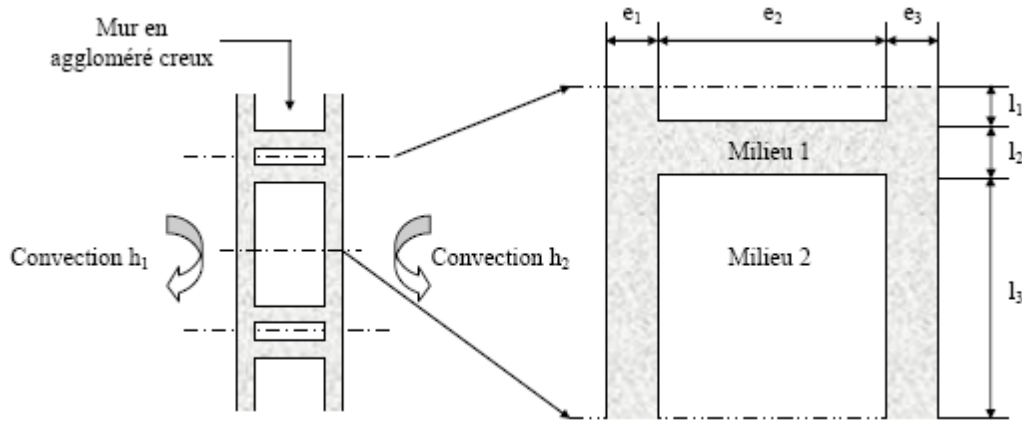


Figure I-6

En tenant compte des axes de symétrie, on peut se ramener au calcul du flux à travers l'élément isolé sur la droite de la figure et calculer la résistance thermique R équivalente d'une portion de mur de largeur L et de hauteur $l = l_1 + l_2 + l_3$ en utilisant les lois d'association des résistances en série et en parallèle par la relation :

$$R = R_1 + R_2 + \frac{1}{\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_5}} + R_6 + R_7$$

Avec :

$$R_1 = \frac{1}{h_1 l L} ; R_2 = \frac{e_1}{\lambda_1 l L} ; R_3 = \frac{e_2}{\lambda_2 l_1 L} ; R_4 = \frac{e_2}{\lambda_1 l_2 L} ; R_5 = \frac{e_2}{\lambda_2 l_3 L} ; R_6 = \frac{e_3}{\lambda_1 l L} ; R_7 = \frac{1}{h_2 l L}$$

Selon le schéma électrique équivalent suivant :

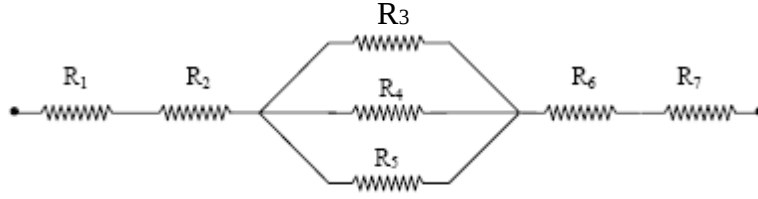
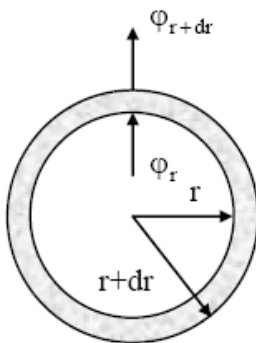


Figure I-7

d - Cylindre creux long (tube)

On considère un cylindre creux de conductivité thermique λ , de rayon intérieur r_1 , de rayon extérieur r_2 , de longueur L , les températures des faces internes et externes étant respectivement T_1 et T_2 . On suppose que le gradient longitudinal de température est négligeable devant le gradient radial. Effectuons le bilan thermique du système constitué par la partie de cylindre comprise entre les rayons r et $r + dr$:

$$\varphi_r = \varphi_{r+dr}$$



$$\text{avec } \varphi_r = -\lambda 2 \pi r L \left(\frac{dT}{dr} \right)_r$$

$$\text{et } \varphi_{r+dr} = -\lambda 2 \pi (r+dr) L \left(\frac{dT}{dr} \right)_{r+dr}$$

$$\text{soit } -\lambda 2 \pi r L \left(\frac{dT}{dr} \right)_r = -\lambda 2 \pi (r+dr) L \left(\frac{dT}{dr} \right)_{r+dr}$$

$$\text{d'où } r \frac{dT}{dr} = C$$

Figure I-8

Avec les conditions aux limites : $T(r_1) = T_1$ et $T(r_2) = T_2$

D'où :

$$T(r) = \frac{T_2 \ln\left(\frac{r}{r_1}\right) + T_1 \ln\left(\frac{r_2}{r}\right)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (^\circ\text{C})$$

(I .17)

Et par application de la relation $\varphi = -\lambda 2\pi r dT/dr$, on obtient :

$$\varphi = \frac{2\pi \lambda L (T_1 - T_2)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (\text{W})$$

(I .18)

Cette relation peut aussi être mise sous la forme :

$$\varphi = \frac{T_1 - T_2}{R_{12}} \quad \text{Avec :} \quad R_{12} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi \lambda L}$$

e - Cylindre creux multicouches

C'est le cas pratique d'un tube recouvert d'une ou plusieurs couches de matériaux différents et où l'on ne connaît que les températures T_{f1} et T_{f2} des fluides en contact avec les faces interne et externe du cylindre ; h_1 et h_2 sont les coefficients de transfert de chaleur par convection entre les fluides et les faces internes et externes :

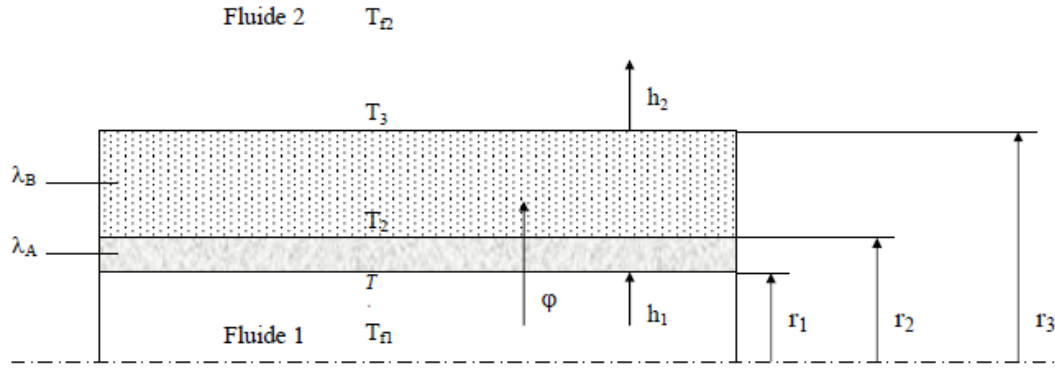


Figure I-9

Le flux de chaleur φ est conservatif et s'écrit :

$$\varphi = h_1 2\pi r_1 L (T_{f1} - T_1) = \frac{2\pi \lambda_A L (T_1 - T_2)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} = \frac{2\pi \lambda_B L (T_2 - T_3)}{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)} = h_2 2\pi r_3 L (T_3 - T_{f2})$$

$$\varphi = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{h_1 2\pi r_1 L} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi \lambda_A L} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi \lambda_B L} + \frac{1}{h_2 2\pi r_3 L}} \quad (\text{W m}^{-1})$$

(I .19)

I-1-4 - Conduction unidirectionnelle en régime variable

I-1-4 –A- Milieu à température uniforme

a priori contradictoire car il est nécessaire qu'il y ait un gradient thermique pour qu'il y ait transfert de chaleur. Cette approximation du milieu à température uniforme peut néanmoins être justifiée dans certains cas que l'on va préciser. Considérons par exemple la trempe d'une bille métallique qui consiste à immerger une bille initialement à la température T_i dans un bain à température T_0 maintenue constante. Si l'on suppose que la température à l'intérieur de la bille est uniforme, ce qui sera d'autant plus vrai que sa dimension est petite et sa conductivité

thermique élevée, on peut écrire le bilan thermique de cette bille entre deux instants t et $t + dt$:

$$-h S (T - T_0) = \rho c V dT \text{ soit: } \frac{dT}{T - T_0} = -\frac{h S}{\rho c V}$$

D'où :

$$\boxed{\frac{T - T_0}{T_i - T_0} = \exp\left(-\frac{h S}{\rho c V} t\right)} \quad (\text{I .20})$$

On remarque que le groupement $\rho c V / h S$ est homogène à l'inverse d'un temps, on l'appellera τ la constante de temps du système :

$$\boxed{\tau = \frac{\rho c V}{h S}} \quad (\text{I .21})$$

Cette grandeur est fondamentale dans la mesure où elle donne l'ordre de grandeur de temps du phénomène physique, on a en effet:

$$\frac{T - T_0}{T_i - T_0} = \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right)$$

Avec :

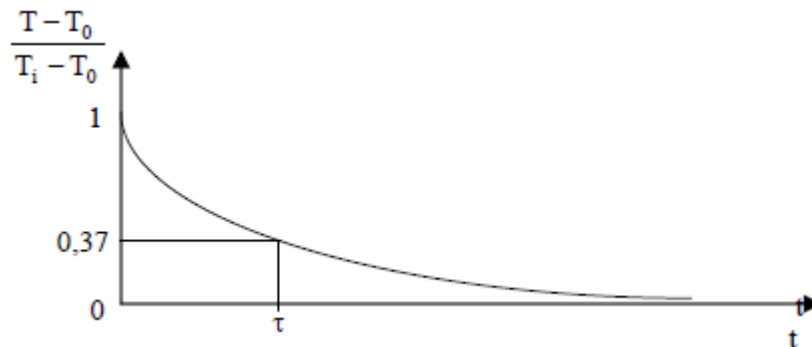


Figure I-10

Il est toujours intéressant en physique de présenter les résultats sous forme adimensionnelle, on verra que d nombres adimensionnels sont particulièrement important en régime variable :

Le nombre de Biot: Bi = nombre de Biot = Résistance thermique interne/ Résistance thermique externe = $(1 / \lambda s) / (1 / h s)$

l est la dimension caractéristique du milieu, $l = r$ pour une sphère.

$$Bi = \frac{h l}{\lambda}$$

(I .22)

L'hypothèse d'uniformité de la température est justifiée lorsque $Bi < 0,1$.

Le nombre de Fourier :

$$Fo = \frac{at}{l^2}$$

(I .23)

Le nombre de Fourier caractérise la pénétration de la chaleur en régime variable. La définition de ces deux nombres permet d'écrire l'expression de la température de la bille sous la forme :

$$\frac{T - T_0}{T_i - T_0} = \exp(- Bi Fo)$$

(I .24)

La connaissance des nombres de Bi et de Fourier permet de déterminer l'évolution de la température de la sphère de même que celle de tout système à température uniforme souvent appelés systèmes minces ($Bi < 0,1$).

I-2- La convection

I-2- 1-Introduction

Il en va de la convection comme de beaucoup d'autres phénomènes physiques : ses manifestations nous environnent en permanence sans que nous leur prêtions vraiment attention. Mais précisément, où et comment peut-on les percevoir et sur quoi doit se fixer notre attention ?

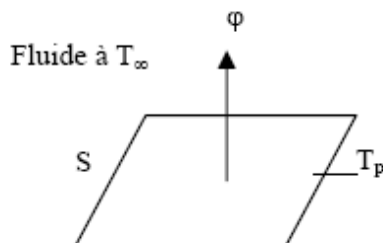
Lorsqu'un fluide isotherme est en écoulement, il met en jeu des forces de pression et de frottement qui peuvent se traduire - partiellement - de manière visuelle ou sensitive.

Si l'écoulement est anisotherme, le mouvement s'accompagne d'un transfert de chaleur : il s'agit alors de « convection thermique » ou « thermoconvection ». [2]

Malheureusement, les champs de température sont encore moins perceptibles à l'expérience quotidienne que les champs de vitesse, ce qui rend le phénomène un peu plus abstrait, voire un peu plus mystérieux. [2]

Pourtant, la diversité des situations thermoconvectives est beaucoup plus grande qu'en mécanique des fluides isothermes. En effet, aux catégories d'écoulement classiques (interne, externe, laminaire, turbulent ...) on doit superposer une différenciation qui porte sur les causes de l'écoulement et qui se répercute dans sa structure. [2]

La convection C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de NEWTON :



$$\boxed{\varphi = h S (T_p - T_{\infty})} \quad (W)$$

(I .25)

Figure I-11

Avec :

Φ : Flux de chaleur transmis par convection (W)

H : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($\text{W m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$)

T_p : Température de surface du solide ($^\circ\text{C}$)

T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide ($^\circ\text{C}$)

S : Aire de la surface de contact solide/fluide (m^2) . [1]

I-2- 2- Dimensions fondamentales

On peut exprimer les grandeurs physiques en fonction d'un nombre limité de dimensions fondamentales.

Exemples : Vitesse : $\text{L} \cdot \text{T}^{-1}$; viscosité dynamique : $\text{M} \cdot \text{L}^{-1} \cdot \text{T}^{-1}$; force : $\text{M} \cdot \text{L} \cdot \text{T}^{-2}$

Sur ces exemples on voit que le nombre de dimensions fondamentales est de 3 : Masse M, Longueur L, Temps T. [1]

Ces trois dimensions fondamentales ne sont pas toujours suffisantes. Pour les problèmes de transfert de chaleur, il est nécessaire d'ajouter une 4ème dimension : la température θ et, lorsque l'échange d'énergie entre grandeurs mécaniques et grandeurs thermiques ne sera pas mesurable, on ajoutera la quantité de chaleur Q qui sera considérée comme une 5ème dimension. [1]

I-2- 3-Détermination des groupements π :

Il faut maintenant choisir 5 équations de base (toutes les dimensions fondamentales ont été utilisées) de façon à ce que les 5 dimensions fondamentales figurent au moins une fois dans l'ensemble des équations. Prenons par exemple : λ , ρ , u , D , $\Delta\theta$, il reste ϕ , c_p et μ . On écrit alors les 3 rapports sans dimension correspondants à ces variables sous la forme :

$$\pi_1 = \frac{\phi}{\theta^{a_1} \lambda^{b_1} \rho^{c_1} D^{d_1} u^{e_1}} ; \quad \pi_2 = \frac{c_p}{\theta^{a_2} \lambda^{b_2} \rho^{c_2} D^{d_2} u^{e_2}} ; \quad \pi_3 = \frac{\mu}{\theta^{a_3} \lambda^{b_3} \rho^{c_3} D^{d_3} u^{e_3}}$$

Pour chaque rapport π , on remplace les grandeurs physiques par leurs équations dimensions ce qui donne par exemple pour π_1 :

$$[\pi_1] = \frac{Q T^{-1} L^{-2}}{\theta^{a_1} (Q T^{-1} L^{-1} \theta^{-1})^{b_1} (M L^{-3})^{c_1} L^{d_1} (L T^{-1})^{e_1}}$$

Le rapport π_1 s'écrit donc $\pi_1 = \varphi D / \Delta\theta \lambda$

Ce qui avec $\varphi = h \Delta\theta$ peut encore s'écrire : $\pi_1 = h D / \lambda$

On obtient de la même manière :

$$\pi_2 = \frac{\rho u D c_p}{\lambda} \quad \text{et} \quad \pi_3 = \frac{\mu}{\rho D u}$$

Le théorème de Vaschy-Buckingham nous permet d'affirmer que la relation :

$$f(\lambda, c_p, \rho, \mu, u, D, \Delta\theta, \varphi) = 0$$

Entre 8 variables peut s'exprimer à l'aide des trois nombres sans dimension π_1 , π_2 et π_3 sous la forme : $f(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0$ ou $\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3)$. [1]

Signification physique de ces groupements : $\pi_1 = h D / \lambda$ est le Nombre de Nusselt, il peut aussi s'écrire : $Nu = (D / \lambda) / (1 / h)$.

C'est donc le rapport de la résistance thermique de conduction par la résistance thermique de convection. Il est d'autant plus élevé que la convection est prédominante sur la conduction. Il caractérise le type de transfert de chaleur. [1]

$\pi_3 = \mu / \rho D u = 1 / Re$, c'est l'inverse du Nombre de Reynolds qui caractérise le régime d'écoulement dans la canalisation. $\pi_2 = \rho u D c_p / \lambda$, c'est le Nombre de Peclet On peut aussi l'écrire : et faire $Pe = (\rho u D / \mu) \cdot (c_p \mu / \lambda)$ apparaître un nouveau nombre adimensionnel: $Pr = c_p \mu / \lambda$ appelé Nombre de Prandtl. Ce nombre est calculable pour un fluide donné indépendamment des conditions expérimentales (il ne dépend que de la température) et caractérise l'influence de la nature du fluide sur le transfert de chaleur par convection. On préfère donc chercher une relation sous la forme :

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

(I .26)

I-2- 4- Convection sans changement d'état

I-2- 4-1-Régime d'écoulement

Compte-tenu du lien entre le transfert de masse et le transfert de chaleur, il est nécessaire de considérer le régime d'écoulement. Considérons à titre d'exemple l'écoulement d'un fluide dans

une conduite:

En **régime laminaire**, l'écoulement s'effectue par couches pratiquement indépendantes :

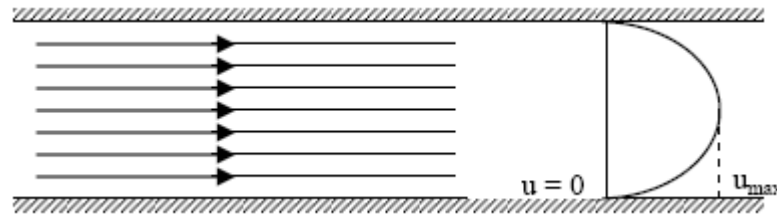


Figure I-12

Entre deux filets fluides adjacents les échanges de chaleur s'effectuent donc :

- Par conduction uniquement si l'on considère une direction normale aux filets fluides.
- Par convection et conduction (négligeable) si l'on considère une direction non normale aux filets fluides.
- En régime turbulent, l'écoulement n'est pas unidirectionnel : [1]

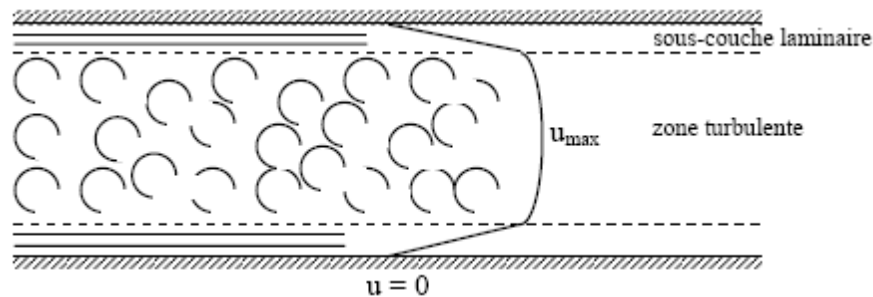


Figure I-13

L'échange de chaleur dans la zone turbulente s'effectue par convection et conduction dans toutes les directions. On vérifie que la conduction est généralement négligeable par rapport à la convection. [1]

I-2-5- Analogie de Reynolds

De même qu'au niveau moléculaire on explique la viscosité des gaz par la transmission des quantités de mouvement des molécules lors des chocs intermoléculaires, on explique la transmission de la chaleur par la transmission d'énergie cinétique lors de ces mêmes chocs. [1]

Cette liaison intime des phénomènes de viscosité et de transfert de chaleur conduisent à l'analogie de Reynolds : dans un écoulement fluide avec transfert de chaleur dans un tube, le profil des vitesses et le profil des températures sont liés par une relation de similitude :

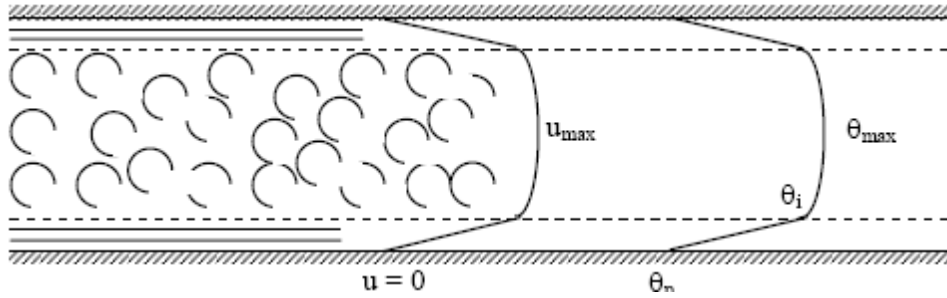


Figure I-14

I-2- 6-Expression du flux de chaleur

On considère que cette résistance thermique R est équivalente à celle que le flux de chaleur rencontrerait en conduction à travers une paroi dont l'épaisseur serait celle du film laminaire et qui posséderait les mêmes caractéristiques thermiques que le fluide soit : $R = e / \lambda$ avec :

e : épaisseur du film laminaire

λ : conductivité thermique du fluide

Rigoureusement, le flux de chaleur par unité de surface s'écrit alors :

$\phi = \lambda / e (\theta_p - \theta_i)$ où θ_i est la température à la limite du film laminaire. [1]

Pour un régime thermique bien établi, on peut considérer en première approximation que par suite des courants de convection la masse fluide au-delà du film laminaire est à une température de convection la masse fluide au-delà du film laminaire est à une température constante et prendre comme loi de constante et prendre comme loi de

la densité de flux de chaleur la relation : $\phi = \lambda / e (\theta_p - \theta_\infty)$ ($W m^{-2}$) .

Avec : θ_∞ : Température du fluide loin de la paroi ($^{\circ}C$)

qui correspond au modèle de Prandtl représenté ci-après à titre d'exemple pour l'écoulement d'un fluide dans une conduite :

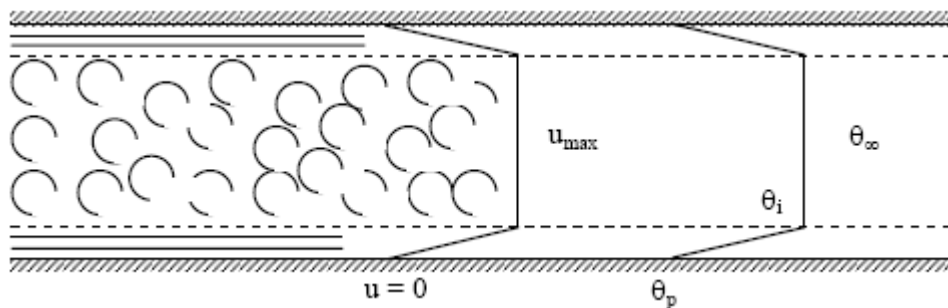


Figure I-15

Loi de Newton. Valeur du coefficient de transfert

Cette loi simple présente néanmoins une énorme difficulté dans son application puisque l'on ne connaît pas l'épaisseur e du film laminaire. C'est ce qui amène à définir un coefficient de transfert superficiel ou coefficient de transfert de chaleur par convection par :

$$h = \lambda / e \text{ (W m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1} \text{)}$$

Quelque soit le type de convection (libre ou forcée) et quelque soit le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent), le flux de chaleur ϕ est donné par la relation dite loi de

$$\text{NEWTON : } \phi = h S \Delta\theta \text{ (W) . [1]}$$

I-2-7-Calcul du flux de chaleur en convection forcée

L'application de l'analyse dimensionnelle montre que la relation liant le flux de chaleur transféré par convection aux variables dont il dépend peut être recherchée sous la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels : $Nu = (Re, Pr)$

Définis par :

$$Nu = (h D / \lambda) \quad \text{Nombre de Nusselt}$$

$$Re = (\rho u D / \mu) \quad \text{Nombre de Reynolds}$$

$$Pr = (c_p \mu / \lambda) \quad \text{Nombre de Prandtl}$$

Le calcul d'un flux de chaleur transmis par convection forcée s'effectue donc de la manière suivante :

1. Calcul des nombres adimensionnels de Reynolds et de Prandtl.
2. Suivant la valeur de Re et la configuration $\rightarrow$ choix de la corrélation.
3. Calcul de Nu par application de cette corrélation.
4. Calcul de $h = \lambda Nu / D$ et de $\phi = h S (\theta_p - \theta_{\infty})$. [1]

I-2-8- Calcul du flux de chaleur en convection naturelle

Mécanisme de la convection naturelle

Considérons un fluide au repos en contact avec une paroi plane à température θ_0 . Si l'on porte la paroi à une température $\theta = \theta_0 + \Delta\theta$, le fluide au contact de la paroi va s'échauffer par conduction et la masse du volume unité va passer de ρ_0 à $\rho_0 - \Delta\rho$:

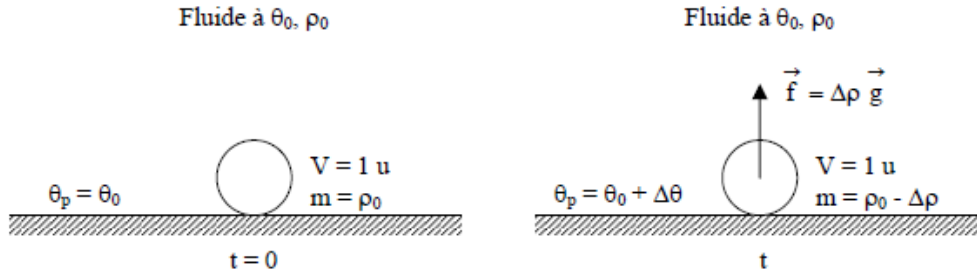


Figure I-16

Signification physique du nombre de Grashof

Lorsque la masse unité du fluide, soumise à l'accélération $\beta g \Delta\theta$ subit une variation d'altitude L , la conservation de l'énergie permet d'écrire :

$$\frac{u^2}{2} = \beta g \Delta\theta L$$

$U^2/2$ représente la variation d'énergie cinétique et $\beta g \Delta\theta L$ la variation d'énergie potentielle. On voit donc que le nombre de Grashof peut se mettre sous la forme :

$$Gr = \frac{1}{2} \left(\frac{u L \rho}{\mu} \right)^2$$

I-2-9-Calcul du flux de chaleur en convection naturelle

L'application de l'analyse dimensionnelle montre que la relation liant le flux de chaleur transféré par convection aux variables dont il dépend peut être recherchée sous la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels : $Nu = f(Gr, Pr)$ définis par :

$Nu = (h D / \lambda)$ Nombre de Nusselt

$Gr = (\beta g \Delta \theta \rho^2 L^3) / \mu^2$ Nombre de Grashof

$Pr = (c_p \mu / \lambda)$ Nombre de Prandtl

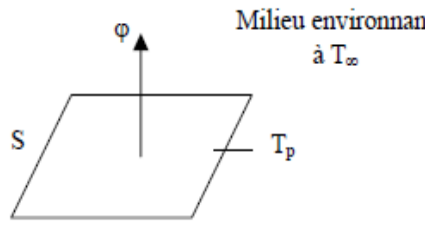
Le calcul d'un flux de chaleur transmis par convection naturelle s'effectue donc de la manière suivante :

1. Calcul des nombres adimensionnels de Grashof et de Prandtl.
2. Suivant la valeur de Gr et configuration $\rightarrow$ choix de la corrélation.

3. Calcul de Nu par application de cette corrélation.
4. Calcul de $h = \lambda Nu / D$ et de $\phi = h S (\theta_p - \theta_\infty)$. [1]

I-3 - Rayonnement

C'est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans le vide). Dans les problèmes de conduction, on prend en compte le rayonnement entre un solide et le milieu environnant et dans ce cas nous avons la relation :



$$\phi = \sigma \epsilon_p S (T_p^4 - T_\infty^4)$$

(W)

(I .27)

Figure I-17

Avec :

- ϕ : Flux de chaleur transmis par rayonnement (W)
- σ : Constante de Stephan $(5,67.10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4})$
- ϵ_p : Facteur d'émission de la surface
- T_p : Température de la surface (K)
- T_∞ : Température du milieu environnant la surface (K)
- S : Aire de la surface (m^2) . [1]

I-3 -1- Définitions

* Nature du rayonnement

Tous les corps, quelque soit leur état : solide, liquide ou gazeux, émettent un rayonnement de nature électromagnétique. Cette émission d'énergie s'effectue au détriment de l'énergie interne du corps émetteur. Le rayonnement se propage de manière rectiligne à la vitesse de la lumière, il est constitué de radiations de Différentes longueurs d'onde comme l'a démontré l'expérience de William HERSCHELL :

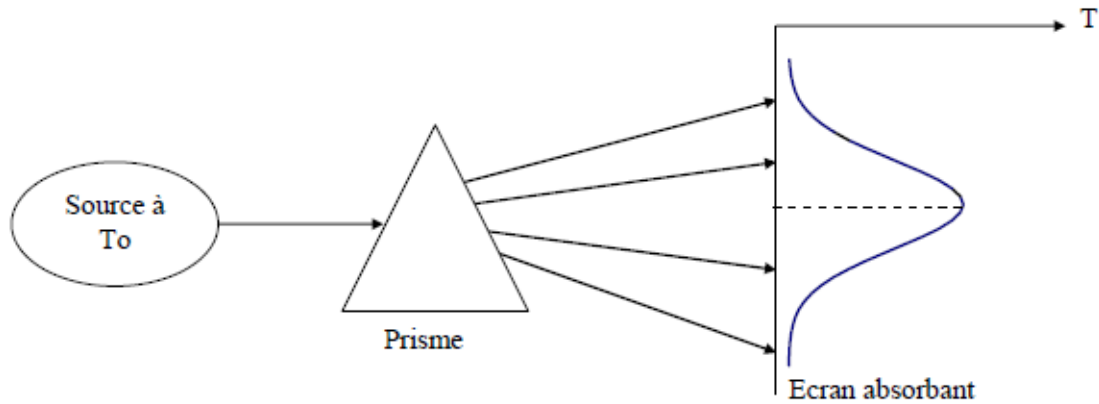


Figure I-18

Principe de l'expérience de William HERSCHELL

En passant à travers un prisme, les radiations sont plus ou moins déviées selon leur longueur d'onde. On envoie donc les radiations émises par une source à la température T_0 sur un prisme et on projette le faisceau dévié sur un écran absorbant (noirci), on obtient ainsi la décomposition du rayonnement total incident en un Spectre de radiations monochromatiques. [1]

On trouvera représenté sur la figure ci-dessous les différents types d'ondes électromagnétiques et leurs longueurs d'ondes correspondantes. On retiendra que le rayonnement thermique émis par les corps se situe entre $0,1$ et $100 \mu\text{m}$. On notera par ailleurs que le rayonnement est perçu par l'homme :

- Par l'oeil : pour $0,31 \mu\text{m} > \lambda > 0,79 \mu\text{m}$ rayonnement visible.
- Par la peau : pour $0,79 \mu\text{m} < \lambda < 314 \mu\text{m}$ rayonnement IR. [1]

I-3 -2- Définitions relatives aux sources

***Flux**

- On appelle flux d'une source S la puissance rayonnée notée φ par S dans tout l'espace qui l'entoure, sur toutes les longueurs d'onde. Le flux φ s'exprime en W
- Le flux envoyé par un élément de surface dS dans un angle solide élémentaire $d\Omega$ est noté $d^2\varphi$
- Le flux envoyé dans tout l'espace par une surface élémentaire dS est noté $d\varphi$.
- Le flux envoyé par une surface S dans l'angle solide $d\Omega$ entourant la direction Ox est noté $d\varphi_x$. [1]

Nous avons donc les relations suivantes :

$$d\varphi = \int_{\Omega} d^2\varphi \quad \text{et} \quad \varphi = \int_S d\varphi = \int_{\Omega} d\varphi_x$$

I-3 -3- Emittance énergétique

- Monochromatique :

Un élément de surface dS émet dans toutes les directions du $\frac{1}{2}$ espace un certain flux d'énergie par rayonnement. Ce flux est réparti sur un intervalle de longueurs d'ondes. Si l'on considère le flux d'énergie $d\varphi_{\lambda}^{\lambda+d\lambda}$ émis entre les deux longueurs d'ondes λ et $\lambda+d\lambda$, on définit l'émittance monochromatique d'une source à la température T par :

$$M_{\lambda T} = \frac{d\varphi_{\lambda}^{\lambda+d\lambda}}{dS \, d\lambda} \quad (\text{W m}^{-3})$$

(I .28)

- Totale :

C'est la densité de flux de chaleur émise par rayonnement par dS sur tout le spectre des longueurs d'ondes. Elle n'est plus fonction que de la température T et de la nature de la source :

$$M_T = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} M_{\lambda T} \, d\lambda = \frac{d\varphi}{dS} \quad (\text{W m}^{-2})$$

(I .29)

I-3 -4- Intensité énergétique dans une direction

On appelle intensité énergétique I_x le flux par unité d'angle solide émis par une surface dS dans un angle solide $d\Omega$ entourant la direction Ox :

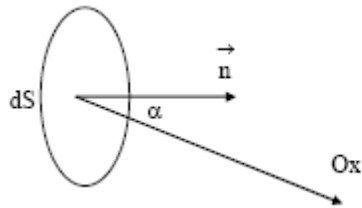
$$I_x = \frac{d^2 \phi_x}{d\Omega}$$

(I .30)

I-3 -5- Luminance énergétique dans une direction

Soit α l'angle fait par la normale $\vec{n}$ à la surface émettrice S avec la direction Ox suivant laquelle la surface S possède une intensité énergétique I_x . La projection de S sur le plan perpendiculaire à Ox s'appelle la surface émettrice apparente Σ et l'intensité énergétique dans la direction Ox par unité de surface émettrice apparente . [1]

S'appelle la luminance énergétique L :



$$L_x = \frac{I_x}{dS_x} = \frac{I_x}{dS \cos \alpha} = \frac{d^2 \phi_x}{d\Omega dS \cos \alpha}$$

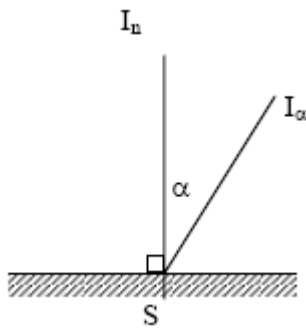
(I .31)

Figure I-19

I-3 -6- Lois du rayonnement

Loi de Lambert

Dans le cas où la source est isotrope, la luminance est indépendante de la direction :



$$L_x = L, \quad L_n = I_n / S \quad \text{et} \quad L_\alpha = I_\alpha / S \cos \alpha$$

Figure I-20

De l'égalité $L_n = L_\alpha$ on déduit la loi de Lambert pour une source isotrope :

$$I_\alpha = I_n \cos \alpha$$

(I .32)

Conclusion :

On distingue 3 modes différents de transmission de la chaleur :

- La conduction : Transmission provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu en contact physique. Il n'y a pas de déplacement appréciable des atomes ou molécules.
- La convection : Transmission provoqué par le déplacement d'un fluide (liquide ou gazeux).
- Le rayonnement : Transmission provoquée par la différence de température entre deux corps sans contact physique, mais séparés par un milieu transparent tel l'air ou le vide. Il s'agit d'un rayonnement électromagnétique.

Chapitre II : l'isolation thermique

II -1-Introduction:

Un isolant a pour but de conserver la chaleur à l'intérieur du bâtiment. Il doit donc être un mauvais Conducteur de chaleur. Le coefficient de Conductivité thermique d'un corps est indiqué par la Lettre grecque λ (lambda) et s'exprime en W/m. °C.

Il caractérise l'aptitude à transmettre ou non la Chaleur pour un matériau donné. Plus la valeur du λ Est faible, plus le matériau est isolant.

Un isolant est caractérisé le plus souvent par sa Résistance thermique (R) exprimée en m². °C/W. Plus cette valeur est importante plus le matériau Sera isolant.[3]

En thermique, un isolant est un matériau ayant une faible conductivité thermique. Il s'oppose aux transferts de chaleur. Il permet notamment d'éviter les fuites de chaleur : pertes de chaleur (dans une pièce chauffée, un four) ou gain de chaleur (un réfrigérateur, une chambre froide) .[4]

Les isolants les plus utilisés dans les applications courantes sont :

- les matériaux naturels dans la construction : bois, laine (de mouton, de bois, de chanvre...), paille, ouate de cellulose...
- les matériaux industriels dans la construction : laine de verre, laine de roche et autres laines minérales...
- les polymères : plastique, caoutchouc...
- l'air emprisonné : dans les fils d'un vêtement, les poils d'un animal, un double vitrage...
- le vide entre deux parois : dewar.
- Les mousses de polymère :
 - polystyrène expansé, présente les avantages des polymères et de l'air.,
 - polystyrène extrudé (styrodur) .[4]

Pour les applications à hautes températures, on utilise en général des isolants céramiques.

II -2 -Définitions:

L'isolation thermique: désigne l'ensemble des méthodes utilisées pour limiter les transferts de chaleur entre un milieu chaud et un milieu froid. On retrouve de l'isolation thermique dans :

- le bâtiment (diminution des besoins énergétiques des habitations).
- l'industrie (protection contre de grandes sources de chaleur).
- L'automobile.[4]

Dès que deux éléments en contact possèdent des températures différentes, il se produit un échange de chaleur entre eux jusqu'à ce que leurs températures deviennent identiques. Le but de l'isolation est de freiner cet échange de température. Pour une maison en hiver, il s'agit donc de freiner ses déperditions de chaleur vers l'extérieur, et en été de freiner la pénétration de chaleur. L'isolation va également permettre de garder les parois de la maison à une température la plus proche possible de celle de l'air intérieur. Ainsi, en hiver, l'isolation donne une bonne sensation de confort tout en limitant sa note de chauffage. En été, le confort sera obtenu en associant les atouts de cette isolation à une forte inertie thermique de la maison. La température de la maison sera alors maintenue stable et la plus fraîche possible sans recours à la climatisation.

Conductivité thermique: La conductivité thermique est une valeur propre à chaque matériau. Elle est exprimée en Watt par Kelvin et par mètre ou $W/(K.m)$. .[4]

II -3 - Principes :

On peut considérer une maison comme un récipient percé de différentes sortes de trous : portes et fenêtres; ventilation; combles plafonds; murs extérieurs.

On aura donc intérêt à colmater simultanément et de façon équilibrée chaque sorte de trou. Toutefois une sur isolation peut ne pas s'avérer rentable, tant par le coût des matériaux supplémentaires que par la place occupée par l'isolation. .[4]

Les sources d'évasion de chaleur :

En climat tempéré, la première source de déperdition thermique des maisons est la toiture (jusqu'à 30%, voire plus). La fonte de la neige sur les toitures montre ici les

défauts d'isolation entre maisons, se traduisant par un gaspillage d'énergie et des dépenses accrues, ainsi que des impacts sur l'Environnement (Effet de serre, ou risque et déchets nucléaires). En l'absence de neige, une thermographie rend visible ces pertes de calories. Les sources de déperdition de chaleur sont les suivantes :

- Le toit 30 %
- Les murs extérieurs 25 %
- Le renouvellement d'air 20 %
- Les fenêtres et portes extérieures 13%
- Le plancher 7%
- Les ponts thermiques 5% [5]

Où part votre énergie et donc votre argent ?

La réduction des consommations d'énergie pour le chauffage et / ou la climatisation entraîne immédiatement une réduction de la facture et diminue la pollution. .[6]

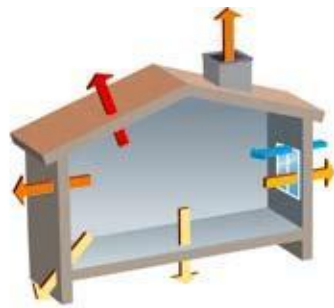


Figure II -1 [6]

- **Plus d'économies d'énergie:**

L'isolation vous permet de réduire les déperditions à travers les parois. Les besoins en chauffage sont diminués et votre facture allégée. En été, l'isolation fait barrière à la chaleur et au rayonnement solaire extérieur. [6]

II -4 - Les produits d'isolation et leurs usages :

Tableau II -1[6]

Produits d'isolation	Conditionnement	Usages les plus fréquents
Béton cellulaire	Blocs à coller, panneaux	Murs porteurs et cloisons Planchers (sur vide sanitaire, intermédiaire, combles habitables) Bardages
Monomur terre cuite	Briques à maçonner ou à joints minces	Murs porteurs
Laine minérale, laine de roche et laine de verre	Rouleaux et panneaux	Toitures, toitures-terrasses, combles perdus ou aménagés, cloisons, contre cloisons complexes de doublage et bardages Panneaux sandwiches, planchers et dalles flottantes
	Vrac	Combles perdus Murs creux (insufflage)
Perlite expansée	Panneaux	Toitures-terrasses
Polystyrène expansé (PSE)	Panneaux	Planchers (terre-pleins, dallages, chapes flottantes) Murs (complexes de doublage, isolation par l'extérieur, bardage) Combles habitables (panneaux de toiture) et toitures-terrasses
	Entrevous	Planchers à entrevous et poutrelles béton ou treillis
Polystyrène extrudé (PSX)	Panneaux	Planchers et sols (terre-pleins), murs Combles

		habitables (panneaux de toiture, Sarking) et toitures-terrasses
Polyuréthane (PUR)	Panneaux	Toitures, toitures-terrasses, doublage des murs, planchers et sols
Verre cellulaire	Panneaux, blocs	Toitures-terrasses
Laine de bois ou fibragglos Liège expansé Fibres de bois		Compléments aux produits isolants manufacturés

- **La performance des isolants classiques:**

Les lois de la physique indiquent que la chaleur est transférée selon les trois principaux modes suivants :

- ♦ Par conduction, phénomène par lequel les atomes ou les molécules se transmettent La chaleur de proche en proche,
- ♦ Par convection, qui correspond à des déplacements d'ensemble de grands nombres D'atomes ou de molécules dans les liquides et les gaz,
- ♦ Par rayonnement, qui correspond à l'émission d'ondes électromagnétiques par les Atomes et les molécules. [7]

Ces phénomènes très complexes s'ajoutent et contribuent tous aux échanges de chaleur. Un isolant doit donc être capable de limiter les échanges liés à chacun de ces Phénomènes de la limitation des consommations d'énergie au dimensionnement Des isolants :

La réglementation thermique actuelle fixe des limites de performance de consommation d'énergie, exprimée en kWh/m²/an. Les règles Th-C associées donnent une méthode de calcul de cette consommation qui intègre la conception des parois. Ces règles prennent en compte les caractéristiques d'isolation et d'inertie des parois, notamment le coefficient de déperdition U (en W m⁻²K⁻¹) d'une paroi de surface S (en m²) en régime permanent :

$$Q = S \cdot U \cdot \Delta T$$

Où Q est la quantité de chaleur transmise par la paroi par unité de temps (en W) et ΔT est la différence de température entre les deux faces de la paroi. Le coefficient U est lié à la résistance thermique R de la paroi par l'équation :

$$1 / U = R + R_{si} + R_{se}$$

R_{si} et R_{se} sont les résistances superficielles intérieures et extérieures, (Figure II -2).

Pour une paroi verticale, les règles Th-Bât donnent la valeur $R_{si} + R_{se} = 0,17 \text{ m}^2\text{KW}^{-1}$.

$$Q = S / R (\theta_i - \theta_e) = S / R_{si} (T_i - \theta_i) = S / R_{se} (T_e - \theta_e). \quad [7]$$

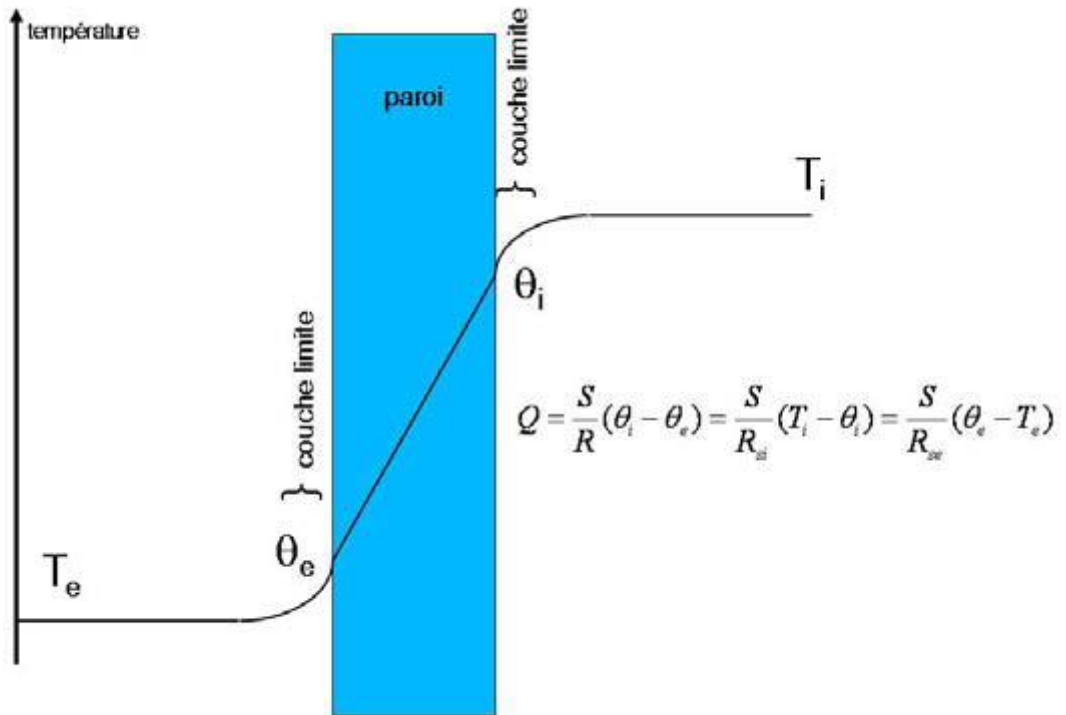


Figure II -2

[7]

II -5 - Propriétés des isolants (Propriétés physiques de certains corps)

Tableau II -2 Propriétés des isolants (Propriétés physiques de certains corps) [1]

Nature	θ	ρ	c_p	λ
	$^{\circ}\text{C}$	kg m^{-3}	$\text{J kg}^{-1}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$	$\text{W m}^{-1}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$
Métaux, alliages et céramiques				
Acier au carbone	20	7833	465	54
	200			48
	600			35
Acier inox 15%Cr, 10%Ni	20	7864	460	20
Acier inox 18%Cr, 8%Ni	20	7816	460	16,3
	600			22
Acier inox 25%Cr, 20%Ni	20	7864	460	13
Alumine	20			29
Aluminium	20	2707	896	204
	400			249
Argent	20	10525	234	407
Bronze 75%Cu, 25%Sn	20	8666	343	26
Carbone	20			147
Carbure de silicium	20			13
Chrome	20	2118	7160	449
Constantan 60% Cu, 40%Ni	20	8922	410	22,7
Cuivre	20	8954	383,1	386
	400			363
Duralumin	20	2787	883	164
Etain	20	7304	226	64
Fer	20	7870	452	73
Fonte	20	7849	460	59
Laiton 70%Cu, 30%Zn	20	8522	385	111
	400			147
Magnésie	38	270		0,067
Or	20	1336	19300	129
Platine	20			72
Plomb	20	11373	130	35
Sodium liquide	100			81,5
Titane	20			16
Tungstène	20	19350	134	163
Zinc	20	7144	384	112
Zircone	20			4
Matériaux divers				
Amiante	20			0,16
Asphalte	20	2115	920	0,062
Caoutchouc (naturel)	20	1150		0,28
Caoutchouc (vulcanisé)	20	1100	2010	0,13
Carton	20	86	2030	0,048
Cuir	20	998		0,159
Glace	0	920	2040	1,88
Papier	20			0,48
Plexiglass	20	1190	1465	0,19
Sable	20	1515	800	0,2-1,0
Sciure	20			
Terre mouillée	20	1900	2000	2
Terre sèche	20	1500	1900	1
Verre	20	2700	840	0,78

Nature	θ	ρ	c_p	λ
	$^{\circ}\text{C}$	kg m^{-3}	$\text{J kg}^{-1}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$	$\text{W m}^{-1}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$
Matériaux de construction				
Ardoise	20	2400	879	2,2
Basalte	20	2850	881	1,6
Béton caverneux	20	1900	879	1,4
Béton plein	20	2300	878	1,75
Bitume (cartonné)	20	1050	1305	0,23
Bois feuillus légers	20	525	3143	0,15
Bois feuillus mi-lourds	20	675	3156	0,23
Bois feuillus très légers	20	375	3147	0,12
Bois résineux légers	20	375	3147	0,12
Bois résineux mi-lourds	20	500	3160	0,15
Bois résineux très légers	20	375	3147	0,12
Brique terre cuite	20	1800	878	1,15
Calcaire dur	20	2450	882	2,4
Calcaire tendre	20	1650	879	1
Carrelage	20	2400	875	2,4
Contre-plaqué okoumé	20	400	3000	0,12
Contre-plaqué pin	20	500	3000	0,15
Granite	20	2600	881	3
Gravier (vrac)	20	1800	889	0,7
Grès	20	2500	880	2,6
Lave	20	2350	881	1,1
Marbre	20	2700	881	2,9
Parquet	20	700	3143	0,2
Plâtre	20			0,48
Schiste	20	2400	879	2,2
Matériaux isolants				
Balsa	20	85		0,054
Copeaux bois	23			0,059
Coton	20	80	1300	0,06
Kapok	30			0,035
Laine de roche	20	20	880	0,047
	20	55	880	0,038
	20	135	880	0,041
Laine de verre	20	8	875	0,051
	20	10	880	0,045
	20	15	880	0,041
	20	40	880	0,035
Liège expansé	20	120	2100	0,044
Moquette	20	200	1300	0,06
Polyuréthane (mousse rigide)	20	32	1300	0,03
	20	50	1360	0,035
	20	85	1300	0,045
PVC (mousse rigide)	20	30	1300	0,031
	20	40	1300	0,041
Polystyrène expansé	20	12	1300	0,047
	20	14	1300	0,043
	20	18	1300	0,041
	20	28	1300	0,037

Chapitre III : Exemple d'application

III-1- Exemple d'application :

L'intérieur d'un réfrigérateur de 46×46 cm de base et 122 cm de hauteur doit être maintenu à 7 °C. Les parois du réfrigérateur sont construites de deux tôles d'acier doux de 3 mm d'épaisseur entre lesquelles se trouvent une couche de 76 mm de quelques isolants. Les coefficients moyens d'échange de chaleur sur les surfaces intérieures et extérieures étant respectivement 9.7 et 12.2 kcal / hm²°C, Evaluer la puissance calorifique à évacuer pour chaque isolant, si la température dans la cuisine est de 29 °C. [8]

1) Quelle est la température à la surface extérieure de la paroi pour chaque isolant ?

Conductivité thermique de l'acier doux : $k = 38$ kcal / hm °C.

Conductivité thermique des isolants sont:

Laine de verre : $k_2 = 0.041$ wm⁻¹°C⁻¹.

Laine de roche: $K_3 = 0,038$ wm⁻¹°C⁻¹.

Liège expansé : $K_4 = 0,044$ wm⁻¹°C⁻¹.

Mousse rigide : $k_5 = 0.031$ w m⁻¹ °C⁻¹. (PVC).

III-2 SOLUTION :

1-l'acier doux : $k_1 = 44.08$ w m⁻¹ °C⁻¹

Laine de verre: $k_2 = 0.041$ wm⁻¹°C⁻¹ (comme isolant)

Surface intérieur de réfrigérateur

$$S_i = 2(0.46 \times 0.46) + 4 (122 \times 0.46) = 2.67 \text{ m}^2.$$

Dimensions extérieures : $0.460 + 2 (0.076 + 0.006) = 0.624$ m.

$$1.220 + 2 (0.076 + 0.006) = 1.384 \text{ m}.$$

Surface extérieure de réfrigérateur

$$S_e = 2(0.624 \times 0.624) + 4 (1.384 \times 0.624) = 4.230 \text{ m}^2.$$

Surface moyenne

$$S_m = (S_i + S_e) / 2 = (2.67 + 4.23) / 2 = 3.45 \text{ m}^2 .$$

Résistance thermique de la paroi

$$\begin{aligned} R_{ki} &= (1/ S_i) + (1/ S_e) (e_1/ k_1) + (1/ S_m) (e_2/ k_2) \\ &= (1/2.67 + 1/4.23) (3.10^{-3}) / (38 \times 1.16) + (1/3.45) (76. 10^{-3}) / (3.6 .10^{-2} \times 1.16) \\ &= 0.528 \text{ C / W} . \end{aligned}$$

Résistance thermique en transfert intérieur

$$R_{hi} = 1/ h_i S_i = 1/ 9.7 \times 1.16 \times 2.67 = 0.033 \text{ C / W} .$$

Résistance thermique en transfert extérieur

$$R_{he} = 1/h_e S_e = 1/12.2 \times 1.16 \times 4.23 = 0.017 \text{ C / W.}$$

Résistance thermique totale

$$R_k = R_{ki} + R_{hi} + R_{he} = 0.528 + 0.033 + 0.017 = 0.578 \text{ C / W.}$$

$$R_{k2} = 0.578 \text{ C / W.}$$

La puissance calorifique à évacuer est

$$P = \delta T / R_k = 29 - 7 / 0.578 = 38.1 \text{ W .}$$

la température de la surface extérieure est telle que $29 - T_e = P R_{he}$

$$T_e = 29 - (38.1 \times 0.017) = 29 - 0.6 = 28.4 \text{ C}$$

2-l'acier doux : $k_1 = 44.08 \text{ w m}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$

Laine de roche $K_3 = 0,038 \text{ wm}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ (comme isolant)

Résistance thermique de la paroi

$$R_{k3} = (1/S_i + 1/S_e) (e_1/K_1) + (1/S_m) (e_2 / K_3) = (1/2,67 + 1/4,23)(3.10^{-3}/44.08) + (1/3,45).(7610^{-3}/0,038) = 0.579 \text{ C/W}$$

$$R_{k3} = 0.578 \text{ C/W}$$

Résistance thermique totale

$$R_k = R_{k3} + R_{hi} + R_{he} = 0.579 + 0,033 + 0,017 = 0.629 \text{ C/W}$$

La puissance calorifique à évacuer

$$P = \delta T / R_k = (29 - 7) / 0.629 = 34.97 \text{ W}$$

La température de la surface extérieure est telle que

$$29 - T_e = P \cdot R_{he}$$

$$T_e = 29 - (34.97 \cdot 0,017) = 29 - 0.59 = 28,41 \text{ }^\circ\text{C}$$

3- l'acier doux : $k_1 = 44.08 \text{ w m}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ Liège expansé : $K_4 = 0,044 \text{ wm}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$

$$R_{k4} = (1/S_i + 1/S_e) e_1/K_1 + (1/S_m e_2/K_4) = (1/2,67 + 1/4,23)(3.10^{-3}/44.08) + (1/3,45).(76.10^{-3}/0,044) = 0,500 \text{ C/W}$$

$$R_{k4} = 0,500 \text{ C/W}$$

Résistance thermique totale

$$R_k = R_{k4} + R_{hi} + R_{he} = 0,500 + 0,033 + 0,017 = 0,550 \text{ C/W}$$

La puissance calorifique à évacuer

$$P = \delta T / R_k = 29 - 7 / 0,550 = 40 \text{ W}$$

La température de la surface extérieure est telle que

$$29 - T_e = P \cdot R_{he}$$

$$T_e = 29 - (40 \cdot 0,017) = 29 - 0,68 = 28,32 \text{ }^\circ\text{C}$$

4- l'acier doux : $k_1 = 44.08 \text{ W m}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$

Mousse rigide $k_5 = 0.031 \text{ W /m } .^{\circ}\text{C}$ (PVC) (comme isolant)

Résistance thermique de la paroi

$$\begin{aligned} R_{ki} &= (1/S_i) + (1/S_e)(e_1/k_1) + (1/S_m)(e_2/k_5) \\ &= (1/2.67 + 1/4.23)(3.10^{-3}/44.08) + (1/3.45)(76.10^{-3}/0.031) = \mathbf{0.71 \text{ C / W}} \end{aligned}$$

Résistance thermique totale

$$R_k = R_{ki} + R_{hi} + R_{he} = 0.71 + 0.033 + 0.017 = \mathbf{0.76 \text{ C / W.}}$$

$$\mathbf{R_{k5} = 0.76 \text{ C / W.}}$$

La puissance calorifique à évacuer est

$$\mathbf{P = \delta T / R_k = 29 - 7 / 0.76 = 28.95 \text{ W .}}$$

la température de la surface extérieure est telle que $29 - T_e = P R_{he}$

$$\mathbf{T_e = 29 - (28.95 \times 0.017) = 29 - 0.49 = 28.50 \text{ C .}}$$

5- l'acier doux : $k_1 = 44.08 \text{ W m}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$

Polystyrène $k_6 = 0.047 \text{ W m}^{-1} .^{\circ}\text{C}^{-1}$ polystyrène

Résistance thermique de la paroi

$$\begin{aligned} R_{ki} &= (1/S_i) + (1/S_e)(e_1/k_1) + (1/S_m)(e_2/k_6) \\ &= (1/2.67) + (1/4.23)(3.10^{-3}/44.08) + (1/3.45)(76.10^{-3}/0.047) = 0.468 \text{ C / W.} \end{aligned}$$

$$\mathbf{R_{k6} = 0.468 \text{ C / W}}$$

Résistance thermique totale

$$\mathbf{R_k = R_{ki} + R_{hi} + R_{he} = 0.468 + 0.033 + 0.017 = 0.518 \text{ C / W.}}$$

La puissance calorifique à évacuer est

$$\mathbf{P = \delta T / R_k = (29 - 7) / 0.518 = 42.47 \text{ W .}}$$

la température de la surface extérieure est telle que $29 - T_e = P R_{he}$

$$\mathbf{T_e = 29 - (42.47 \times 0.017) = 29 - 0.722 = 28.27 \text{ C.}}$$

Tableau III-1: les résultats de calculs de la résistance thermique, la puissance calorifique et la température pour chaque isolant

isolants	R : Résistance thermique totale	P : La puissance calorifique	T_e : température de la surface extérieure
k2	0.578 C / W	38.1 W	28.4 °C
k3	0.578 C/W	34.97 W	28,41 °C
k4	0,500 C/W	40 W	28.32° C
K₅	0.760 C / W	28.95 W	28.50° C
K₆	0.468C / W	42.47W	28.27 °C

III-3 Résultats et discussion

D'après les résultats obtenus on observe que la variation de la résistance thermique totale est presque constante pour tous les isolants utilisés, dans les conditions où l'épaisseur est constante et la surface totales de l'isolant. On enregistre la valeur de la résistance totale 0.578 C/W pour laine de verre et 0.578 C/W pour laine de roche, lorsque la conductivité thermique des isolants proche, on obtient des résultats proches pour les isolants. Pour la puissance calorifique on remarque les mêmes observations points de vue d'égalité, les puissances calorifiques sont proches. En fin, les températures des surfaces extérieures et aussi égales, elle varie entre 28.4 C pour laine de verre et 28.27 pour polystyrène. On peut conclure que tous les isolants donnés des résultats proches, pour cette raison on recherche sur l'isolant point de vue économique, où le prix de celle-ci est moins chère et disponible.

Conclusion générale

Une isolation est caractérisée par sa résistance thermique R . La conductivité thermique k caractérise le matériau:

La conductivité thermique k , (exprimé en $\text{W.m}^{-1}.\text{C}^{-1}$), représente la quantité d'énergie (en Joule) qui traverse en 1 seconde une paroi de 1m d'épaisseur lorsque la différence de température entre Chaque côté est de $1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Plus k est faible, plus le matériau est isolant.

La résistance thermique R prend en compte l'épaisseur du matériau. ($R=\text{épaisseur}/k$). Plus R est élevé, plus l'isolation est efficace.

Dans ce travail on étudie la possibilité d'utiliser un isolant thermique où on peut bénéficier point de vue économique. D'après l'étude réalisée, on trouve que les isolants utilisés donnent des résultats proches. Il reste d'évaluer les isolants point de vue économique pour sélectionner le meilleur isolant. Cette sélection est basée sur le prix unitaire de l'isolant.

GLOSSAIRE

Béton cellulaire : mélange de sable, ciment et chaux additionné de poudre d'aluminium, qui provoque la formation d'une multitude d'alvéoles.

Contre-cloison : paroi construite devant une autre paroi comprenant un espace entre les deux parois, cet espace pouvant ou non être rempli d'un produit isolant.

Dormant : partie fixe d'une fenêtre ou d'une porte.

Enduit hydraulique : enduit de parement minéral à base de liants hydrauliques.

Entrevous : dans un plancher, produit comblant l'espace entre deux poutrelles ou deux solives.

Monomur terre cuite : brique porteuse et isolante à plusieurs rangs d'alvéoles.

Mortier : mélange constitué de sable, d'eau et d'un liant (chaux ou ciment).

Mur de refend : mur porteur situé à l'intérieur d'un bâtiment.

Panne : pièce horizontale d'une charpente, en bois ou en métal, qui porte les chevrons et la couverture.

Pare-vapeur : feuille ou membrane réduisant le passage de la vapeur d'eau.

Pont thermique : zone ponctuelle ou linéaire qui, dans l'enveloppe d'un bâtiment, présente une moindre résistance thermique.

Sarking : système d'isolation rapporté par l'extérieur fixé sur l'extérieur de la charpente. Il sert généralement de support de couverture.

Solive : pièce horizontale située sous un plancher et reposant à chaque extrémité sur les murs ou sur une poutre.

Références bibliographiques

✓ Livres

[1] : yves jannot ,2002, transferts thermiques

[2] : (ana maria bianchi) , (yves fautrelle) , (jacqueline etay) ,transferts thermiques (agence universitaire de la francophonie),(press polytechniques et universitaires romandes) .

[3] :les fiches pratiques ‘les isolants thermiques, N°07‘ ADEME agence de l'environnement et de la maîtrise de l'énergie région Bretagne.

[6] : améliorez le confort de votre maison , l'isolation thermique , ADEME agence de l'environnement et de la maîtrise de l'énergie région Bretagne. Siège social : 2, square La Fayette - BP 406 - 49004 ANGERS cedex 01Réalisation : Graphies
www.graphies.com Imprimé avec des encres végétales sur papier certifié Écolabel Nordique.

[7]: 9 juillet 2008, CSTB , le futur en construction.

[8]: transferts thermiques, tome: 02

✓ Site Internet

[4] : www. Wéképidia . com , 30 mars 2009

[5]: www. Lo .st .

Résumé

L'isolation thermique est un problème actuel point de vue énergétique et en fin économique, les pertes de chaleur et d'énergie provoquées des dépenses en plus pour récupérer les chaleurs perdues, pour cette raison l'utilisation des isolants thermique et la sélection de l'isolant permet de résoudre ce problème.

IL existe des produits d'isolation adaptés à chaque situation : pour les murs, les planchers ou les plafonds, pour les fenêtres, pour l'intérieur ou l'extérieur. Les travaux d'isolation thermique peuvent donner droit à des aides financières, accessibles aux propriétaires ou aux locataires, qui permettent d'alléger sensiblement les dépenses.

Dans ce travail on a choisi cinq isolants, on calcul les grandeurs thermiques pour chaque isolant, la température, la quantité de chaleur et la résistance thermique. En fin, on réalise une étude comparative pour sélectionner le meilleur isolant.