



---

Département de Génie Mécanique

## MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

En vue de l'obtention du diplôme de :

### MASTER

En Génie Mécanique

Option : Energétique

Présenté par :

BARKAT Mohammed ElMoundhir et GUETTOUCHE Chaima

### Thème

---

## CALORIFUGEAGE

## DES CONDUITES DE TRANSPORT

---

Devant le jury composé de :

NOM et Prénom	Grade	Qualité
BERKECHE Amar	MCB	Président
AMIRAT Belkacem	MCB	Encadreur
BELKHIRI Khellaf	MCB	Examineur

# Dédicaces

Je dédie ce travail : A ma mère et mon père qui  
me sont les plus chers au monde ♥

A mes frères et sœurs, à ma famille

A tous mes amis et collègues

A tous ceux qui m'ont aidé à finir ce mémoire.

#Moundhir.

Je dédie ce modeste travail. À la mémoire de ma grand-  
mère.

A mes chers parents qui ont fait preuve de beaucoup  
de patience et de sacrifice qu'ils trouvent ici un  
modeste témoignage de mon indéfinie tendresse ..... il y  
a tant d'amour et de générosité dans vos âmes.

A mes meilleurs amis KOUIDER HADI qui m'a  
toujours encouragé et motivé tous au long de mes  
travaux

A mes frères, SALAH El Dinne et SAIF El dinne.

A tous mes proches amis racha et Nour ELhouda et  
sarah, Samia, Abir qui aime beaucoup et SAMIR ALI  
de Palestine ET NADHIROU TATHI et HAMZA  
AHMED de Mauritanie

#Chaima

## Remerciements

Je remercie ALLAH tout puissant qui m'a donnée la force et le courage afin d'attendre mon but.

Ce mémoire n'aurait vu le jour sans la confiance, la patience et la générosité de mon encadreur **Dr. AMIRAT Belkacem**, que je veux vivement remercier pour la pleine confiance qu'il m'a accordée dès le début, m'a permis d'élaborer un travail de mémoire personnel et propre à mes aspirations. Je voudrais aussi le remercier pour le temps et la **patience** qu'il m'a accordés tout au long des préparatifs de ce mémoire, ont toujours été clairs et succincts, me facilitant grandement la tâche et me permettant d'aboutir à la production de ce mémoire.

J'adresse mes plus vifs remerciements et j'exprime ma profonde gratitude à **Dr. BERKECHE Amar**, enseignant à l'université de M'SILA, lequel m'a fait le grand honneur d'accepter la présidence de mon jury de thèse.

Je tiens a remercié **Dr. BELKHIRI Khellaf** enseignant à l'université de M'SILA d'avoir accepté de participer au jury, et je le remercie pour avoir toujours été présent par ses conseils, ses encouragements et de m'avoir fait bénéficier de son expérience dans le domaine de la mécanique des fluides numérique (CFD), lui et le **Dr. Said ZERGANE**.

Je tiens aussi a remercié monsieur **FARSI Chouki** enseignant à l'université de M'SILA pour ses interventions pour me facilite l'accès à la société MEI et effectuer le stage.

Enfin, mille mercis à tout ma famille, mes amis, tous les enseignants du département de génie mécanique de l'université de M'SILA.

# SOMMAIRE

<b>INTRODUCTION GENERALE .....</b>	<b>9</b>
<b>Chapitre 01 : Généralité sur les de transfert de chaleur .....</b>	<b>10</b>
2.1 INTRODUCTION .....	11
2.2 Définition .....	11
2.3 La thermodynamique.....	12
2.3.1 Définition.....	12
2.3.2 Le premier principe de la thermodynamique .....	13
2.3.3 Deuxième principe de la thermodynamique .....	14
2.3.4 Champ de température.....	14
2.3.5 Gradient de température.....	14
2.3.6 Flux de chaleur .....	15
2.4 Formulation d'un problème de transfert thermique : .....	15
2.4.1 Bilan d'énergie .....	15
2.4.2 Expression des flux d'énergie.....	16
2.4.3 Lois fondamentales du transfert de la chaleur .....	16
2.5 La résistance thermique.....	18
2.6 Le transfert de chaleur par Conduction : .....	19
2.6.1 Définition.....	19
2.6.2 Équation générale de la chaleur : .....	20
2.6.3 Equation locale de la chaleur : .....	21
2.7 Conduction en régime permanent sans dissipation interne de chaleur.....	22
2.7.1 Equation de la chaleur .....	22
2.7.2 Conduction dans un barreau.....	23
2.7.3 Un problème du mur.....	24
2.7.4 Problèmes à symétrie de révolution.....	25
2.8 Résistance thermique – Analogie électrique .....	27
2.8.1 Résistance de contact entre deux solides.....	28

2.9	Conduction en régime variable dans un milieu à température uniforme .....	29
2.9.1	Equation de la chaleur .....	29
2.10	Transfert de chaleur par convection.....	30
2.10.1	Définition.....	30
2.10.2	Coefficient d'échange convectif.....	31
2.10.3	Types de convection .....	32
2.11	Transfert de chaleur par rayonnement.....	33
2.11.1	Définition.....	33
2.11.2	Distribution spectrale du rayonnement électromagnétique .....	34
2.11.3	Distribution directionnelle du rayonnement électromagnétique .....	36
2.11.4	Flux radiatifs.....	36
2.12	Rayonnement du corps noir.....	38
2.12.1	Loi de Planck et Loi de Wien .....	38
2.12.2	Loi de Stefan-Boltzmann .....	39
2.12.3	Table de Planck .....	40
 <b>Chapitre 02 : Calorifugeage Des Conduites De Transport .....</b>		<b>41</b>
3.1	INTRODUCTION .....	42
3.2	DEFINITION DU CALORIFUGEAGE .....	42
3.3	BUTS DU CALORIFUGEAGE.....	43
3.3.1	CONSERVER L'ÉNERGIE THERMIQUE .....	43
3.3.2	CONTRÔLER LES TEMPÉRATURES DE SERVICE .....	43
3.3.3	PROTÉGER CONTRE LE GEL, LE GIVRE OU LA CONDENSATION.....	43
3.3.4	PROTÉGER LES PERSONNES.....	43
3.3.5	PROTÉGER CONTRE L'INCENDIE.....	44
3.3.6	RESPECTER LA RÉGLEMENTATION.....	44
3.4	L'APPLICATION DU CALORIFUGEAGE.....	44
3.4.1	ISOLATION DES RESERVOIRES ET CITERNES.....	44
3.4.2	CALORIFUGEAGE DES TUYAUTERIE DE CHAUFFAGE .....	45
3.4.3	ISOLATION DES CONDUITS ET CHEMINÉES .....	45
3.4.4	ISOLATION DES CHAUDIÈRES ET FOURS.....	46
3.5	LES NORMES DU CALORIFUGEAGE .....	47

3.6	DEFINITION DU CALORIFUGE.....	48
3.7	LES CARACTÉRISTIQUES DU CALORIFUGE.....	48
3.8	LES TYPES DU CALORIFUGE.....	49
3.9	Classification des isolants .....	55
3.9.1	Suivant leur origine .....	55
3.9.2	Suivant leur présentation.....	55
3.9.3	Suivant leur structure .....	56
3.10	Les avantages du calorifugeage .....	57
3.11	Les risques du calorifugeage .....	58
3.12	Les précautions .....	59
3.13	CONCLUSION.....	61

**Chapitre 03 : Calcul d'un Système de Calorifugeage lors de Transport de l'eau froide..... 62**

4.1	INTRODUCTION.....	63
4.2	CARACTERISTIQUES TECHNIQUES DES INSTALLATIONS .....	64
4.2.1	CARACTÉRISTIQUES CLIMATIQUES DU SITE.....	64
4.2.2	DESCRIPTION DES INSTALLATIONS .....	64
4.2.3	ISOLANTS UTILISÉS .....	65
4.3	METHODES DE CALCUL .....	66
4.3.1	CALCUL DE L'ÉPAISSEUR DE L'ISOLATION .....	67
4.3.2	CALCUL DU COEFFICIENT D'ÉCHANGE SUPERFICIEL EXTERNE .....	69
4.3.3	CALCUL DE LA TEMPÉRATURE DE SURFACE EXTÉRIEURE DU TUBE.....	70
4.3.4	DÉPERDITION DE CHALEUR À TRAVERS UNE CONDUITE ISOLÉE .....	70
4.3.5	CHUTE DE TEMPÉRATURE DANS UNE CONDUITE ISOLÉE.....	71
4.4	RESULTATS ET DISCUSSIONS.....	72
4.4.1	ÉPAISSEUR DE L'ISOLANT .....	73
4.4.2	DÉPERDITION THERMIQUE UNITAIRE .....	74
4.4.3	CHUTE DE TEMPÉRATURE.....	74
4.5	CONCLUSION.....	75

**Chapitre 04 : Description des logiciels ANSYS et TRNSYS ..... 76**

5.1	Introduction .....	77
-----	--------------------	----

5.2	Présentation d'ANSYS .....	77
5.3	Présentation du logiciel TRNSYS .....	79
5.4	Avantages du logiciel TRNSYS .....	81
5.5	Limites du logiciel TRNSYS .....	82
5.6	L'INTERFACE DU LOGICIEL ANSYS : (WORKBENCH) .....	82
5.7	GEOMETRIE ET MAILLAGE : .....	84
<b>Chapitre 05 :Résultats et discussion.....</b>		<b>86</b>
6.1	INTRODUCTION .....	87
6.2	DISCUSSION GRAPHIQUE ET INTERPRETATION .....	87
<b>CONCLUSION GENERALE .....</b>		<b>92</b>

# INTRODUCTION GENERALE

Le calorifugeage des Conduites peut jouer un rôle important dans divers processus industriels. L'efficacité de tels processus est souvent limitée par les propriétés thermo physiques des fluides et de la nature constitutive des matériaux utilisés et ses applications du calorifuge. La fiabilité et la performance d'un système dépendent fortement de la température de fonctionnement, en particulier dans les équipements électroniques et les applications industrielles similaires.

Les phénomènes de transfert thermique et en particulier de la chaleur, ont une importance décisive pour l'étude et le fonctionnement des appareils tels que ; les générateurs de vapeur, les fours, les échangeurs de chaleur, les condenseurs, les chaudières, cheminée ...etc. En raison de développement rapide de l'industrie et l'accroissement de la demande et du prix de l'énergie, l'utilisation efficace d'une installation (d'échange de chaleur) pour une dépense d'énergie minimale est le but recherché dans tous les cas.

Dans le contexte actuel de l'augmentation des coûts énergétiques, il faut conserver l'énergie thermique afin de minimiser la consommation d'énergie et garder le maximum de température.

Le premier chapitre représente le transfert de chaleur et les connaissances fondamentales sur les modes de transfert de chaleur.

Nous préciserons à la suite au deuxième chapitre, des généralités sur le calorifugeage.

Nous présentons ensuite au troisièmes chapitre, dans le cas où de calcul d'un système de calorifugeage lors de transport de Texapon N70.

Dans le cinquième chapitre nous avons utilisé les logiciels ANSYS et TRNSYS pour simuler, tracer et mailler la configuration et discuter les résultats obtenus en les comparent avec les résultats calculés.

# Chapitre 01 :

**Généralité sur les de transfert de chaleur**

## 1.1 INTRODUCTION

Les procédés utilisés dans l'industrie sont très souvent le siège d'échanges de chaleur (fours, échangeurs de chaleur, induction, refroidissement, chauffage). Les phénomènes de transfert thermique et en particulier de la chaleur, ont une importance décisive pour l'étude et le fonctionnement des appareils tels que ; les générateurs de vapeur, les fours, les échangeurs de chaleur, les condenseurs, ...etc. En raison de développement rapide de l'industrie et l'accroissement de la demande et du prix de l'énergie, l'utilisation efficace d'une installation (d'échange de chaleur) pour une dépense d'énergie minimale est le but recherché dans tous les cas.

L'augmentation de l'efficacité du transfert de chaleur de ces dispositifs est souhaitable. Il existe plusieurs méthodes pour améliorer l'efficacité de transfert de chaleur.

L'utilisation de surfaces étendues (ailettes) ou des micros canaux sont parmi ces méthodes. L'efficacité du transfert de chaleur peut également être améliorée en augmentant la conductivité thermique des fluides caloporteurs (1).

Ce chapitre comporte une étude descriptive les transferts de chaleur ; des définitions de champ de température ; gradient de température ; le flux de chaleur et des trois modes de transmission de chaleur ainsi que, la formulation d'un problème de transfert de chaleur, leur composition, leurs méthodes

## 1.2 Définition

Le transfert de chaleur est l'un des modes les plus connu d'échange d'énergie. Il intervient naturellement entre deux systèmes de températures différentes et cela quel que soit le milieu même vide ; qui il sépare, de ce fait ; les transferts thermiques ont ; aussi bien dans le domaine des sciences pures que dans celui des applications technologiques : un rôle souvent essentiel, Ce rôle devient même déterminant lorsqu'il est l'origine solaire.

Le transfert de chaleur donne lieu à un flux de chaleur qui correspond à un déplacement de chaleur du plus chaud vers le plus froid. On distingue habituellement trois modes de transfert de chaleur.

On appelle « transfert de chaleur » le déplacement de la chaleur d'une région à une autre suite à une différence de température, ce déplacement peut se produire entre deux corps en contact (solide-solide, solide-fluide, fluide-fluide) ou entre deux parties d'un même corps. [1]

La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final. [2]

Les principes d'étude du transfert de chaleur se basent sur la quantité de chaleur et la différence de température définie par la thermodynamique. Toutefois, le transfert thermique est la science qui tente à prédire le transfert d'énergie entre les molécules ou les particules de la matière à différentes températures.

Il complète les deux premiers principes de la thermodynamique par des lois expérimentales additionnelles afin d'établir les proportions de transfert d'énergie.

Le transfert de thermique est une science qui contient plusieurs concepts pratiques de base utilisés dans de nombreuses applications industrielles.

Le transfert de chaleur est l'un des modes les plus connus d'échange. Il intervient naturellement entre deux systèmes de températures différentes et cela quel soit le milieu, même vide qui les sépare. [3]

Le transfert de thermique peut être encore une fois pour nous les énergéticiens définis comme étant la transmission de l'énergie d'une région à une autre une fois la différence de température entre elles établie. Il est régi par une combinaison de lois physiques et de relations empiriques déduites de l'expérimentation [4]

## 1.3 La thermodynamique

### 1.3.1 Définition

La thermodynamique est la branche de la physique qui s'intéresse aux évolutions de température et aux échanges thermiques, en particulier ceux qui sont en relation avec la mécanique.

**Sadi Carnot** : comment un concept impropre et une analogie aboutissent à une découverte majeure Sadi Carnot est considéré comme l'un des auteurs du second principe de la thermodynamique. Il nous permet de sortir du XVIII<sup>e</sup> siècle et d'entrer dans une science qui a acquis de la maturité : deux cents ans après Galilée et Kepler, Carnot décrit son fameux cycle et accomplit ainsi un pas décisif pour fonder la thermodynamique. À ce stade toutefois, le lecteur ne sera sans doute pas trop surpris si on lui annonce que les choses ont été un peu plus compliquées que ce qui est expliqué dans les manuels de licence de physique.

Les deux principes de la thermodynamique classique, tels que formulés par Rudolf Clausius vers 1865 sont

- L'énergie de l'univers est une constante : Le premier principe prend en compte le fait que l'énergie d'un système peut prendre plusieurs formes (chaleur, travail, énergie chimique, etc.) qui peuvent se transformer les unes dans les autres, mais pour un système isolé (l'univers) la somme de toutes ces énergies reste constatée

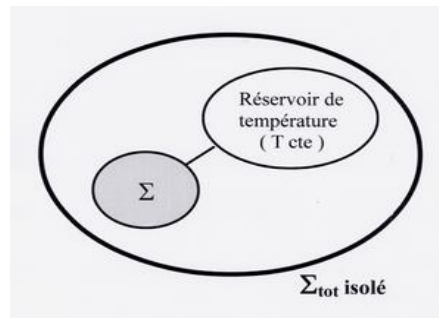


Figure 1: le premier principe de la thermodynamique

- l'entropie de l'univers tend vers un maximum : Le deuxième principe prend en compte l'irréversibilité des transformations : si on met en contact un objet chaud et un objet froid, l'objet chaud devient moins chaud et l'objet froid, moins froid ; mais si on met en contact deux objets tièdes, on n'obtiendra jamais un objet chaud et un objet froid.

L'entropie est la grandeur physique qui exprime cela. Ces concepts n'étaient pas connus à l'époque de Carnot. Le XXV cycle de Carnot représente le fonctionnement d'un moteur thermique idéal. Il utilise de la chaleur produite par une source chaude (par exemple une chaudière) pour produire du travail et rejette de la chaleur dans une source froide (par exemple l'air ambiant). Il ne faut pas voir dans cette remarque une critique implicite des manuels [5]

### 1.3.2 Le premier principe de la thermodynamique

Considérons un système observé entre deux instants  $t_1$  et  $t_2$ . Le premier principe indique que la quantité de chaleur  $Q$  reçue par le système entre ces deux instants est égale à la somme du travail  $W$  qu'il aura fourni et de l'accroissement  $U_2 - U_1$  de son énergie propre [6]:

$$Q + W = U_2 - U_1 \text{ ou,}$$

Sous forme différentielle : Carnot

$$dQ + dW = dU \text{ [6]}$$

### 1.3.3 Deuxième principe de la thermodynamique

Thermique basée sur un cycle avec une seule source de chaleur (cycle : transformation d'un système dans laquelle il revient à son état initial). Au contraire, il montre que pour qu'un système puisse fournir du travail à l'extérieur, il faut qu'il échange avec celui-ci des quantités de chaleur à des températures différentes, avec une source chaude, puis avec une source froide. Dans ce cas, le système reçoit de la chaleur à la source chaude et en restitue une partie à la source froide, la différence pouvant être transformée en travail. Carnot conceptualisait ces notions à partir de l'observation des machines à vapeur. Pour prendre un dite rendement de Carnot :  $\eta = 1 - \frac{T_{\text{froide}}}{T_{\text{chaude}}}$  où  $T_{\text{froide}}$  et  $T_{\text{chaude}}$  sont respectivement les températures absolues des sources froide et chaude (température Absolue = température Celsius + 273,15) [7].

### 1.3.4 Champ de température

Les transferts d'énergie sont déterminés à partir de l'évolution dans l'espace et dans le temps de la température :  $T=f(x, y, z, t)$ . La valeur instantanée de la température en tout point de l'espace est un scalaire appelé champ de température. Nous distinguerons deux cas :

- Champ de température indépendant du temps : le régime est dit *permanent* ou *stationnaire*.
- Évolution du champ de température avec le temps : le régime est dit *variable* ou *transitoire*.

### 1.3.5 Gradient de température

Si l'on réunit tous les points de l'espace qui ont la même température, on obtient une surface dite surface isotherme. La variation de température par unité de longueur est maximale le long de la normale à la surface isotherme (voir la Figure 5).

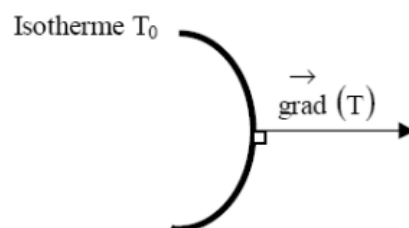


Figure 2: isotherme et gradient thermique

- Cette variation est caractérisée par le gradient de température :

$$(1) \dots\dots\dots \overrightarrow{grad}(T) = \vec{n} \frac{\partial T}{\partial n}$$

Avec :

$\vec{n}$  : Vecteur unitaire de la normale à la surface isotherme.

$\frac{\partial T}{\partial n}$  : Dérivée de la température le long de la normale.

### 1.3.6 Flux de chaleur

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur :

$$\varphi = \frac{1}{s} \frac{dQ}{dt} \quad (2)$$

S : est l'aire de la surface (m<sup>2</sup>).

On appelle flux de chaleur la quantité de chaleur transmise sur la surface S par unité de temps t :

$$\Phi = \frac{dQ}{dt} \quad (3)$$

Le flux de chaleur s'exprime en Watt

La densité de flux de chaleur en Watt par mètre au carré. [8]

## 1.4 Formulation d'un problème de transfert thermique :

### 1.4.1 Bilan d'énergie

Il faut tout d'abord définir un système (S) par ses limites dans l'espace et il faut ensuite établir l'inventaire des différents flux de chaleur (voir la Figure 6) qui influent sur l'état du système et qui peuvent être : flux de chaleur stocké  $\Phi_{st}$ , flux de chaleur généré  $\Phi_g$ , flux de chaleur entrant  $\Phi_e$ , et flux de chaleur sortant  $\Phi_s$ .

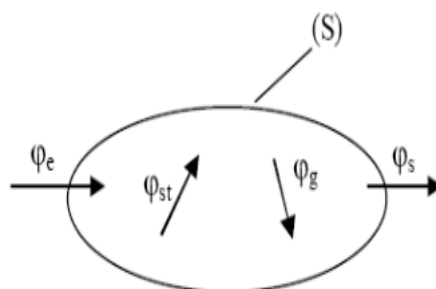


Figure 3: système et bilan énergétique

On applique alors le 1<sup>er</sup> principe de la thermodynamique pour établir le bilan d'énergie du système (S) donné comme suit :

$$\phi_e + \phi_g = \phi_s + \phi_{st}$$

- $\phi_{st}$  : Flux de chaleur stocké
- $\phi_g$  : Flux de chaleur généré
- $\phi_e$  : Flux de chaleur entrant
- $\phi_s$  : Flux de chaleur sortant [2]

### 1.4.2 Expression des flux d'énergie

Il faut ensuite établir les expressions des différents flux d'énergie. En reportant ces Expressions dans le bilan d'énergie, on obtient l'équation différentielle dont la résolution permet de connaître l'évolution de la température en chaque point du système.

Dans de nombreux problèmes de transformation d'énergie thermique, les trois modes de transfert de la chaleur coexistent mais, généralement, au moins une des trois formes pourra être négligée, ce qui simplifiera le traitement mathématique du processus de transfert ; considérons le cas faites chauffer la cruche d'eau, où peut être visualisé les trois modes de transfert de chaleur en même temps.

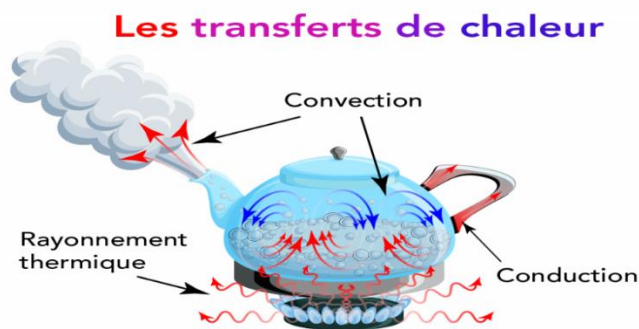


Figure 4: illustration des trois modes de Transfert de la chaleur

### 1.4.3 Lois fondamentales du transfert de la chaleur

- Loi fondamentale de la conduction (loi de Fourier) :
- Considérons une plaque plane (D), de surface (S) et d'épaisseur (e) (voir Fig.8)

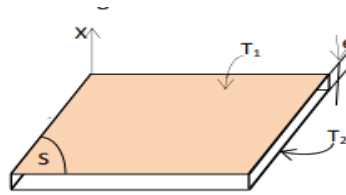


Figure 5: plaque plane

– Soit  $dQ$  la quantité de chaleur échangée entre la plaque et l'air ambiant pendant le temps  $dt$

– On définit le flux de chaleur (flux thermique,  $\phi$ ) comme la puissance échangée entre la surface  $S$  de La Plaque et le milieu extérieur.

$$\phi \text{ (W)} = dQ, \text{ (J)} / dt(S) \quad (1-1)$$

– On définit la densité de flux thermique comme la puissance échangée par unité de surface de la Plaque :

$$\Phi = dQ, \text{ (J)} / S dt \text{ (m}^2\text{s)} ; \text{ (W)} / \text{ (m}^2\text{)} \quad (1-2)$$

– Les principes fondamentaux de la thermodynamique nous font savoir que : L'énergie est conservée en l'absence d'une source de chaleur ; La chaleur transmise passe toujours du corps chaud Vers le Corps froid (dans notre cas :  $T_1 > T_2$ ).

– On peut vérifier expérimentalement que :

$$\phi = \lambda \cdot \frac{S}{e} \cdot (T_1 - T_2) \quad (1-3)$$

$Q$  : la quantité de chaleur échangée à travers la surface ( $S$ )

$\lambda$  : le facteur de proportionnalité appelé conductivité thermique qui est une caractéristique du matériau, son unité de mesure est (W/m. K) ou (kcal/h.m. C) ;

Pour un élément infinitésimal,  $ds$ , la relation (1-3) s'écrit :

$$dQ, = d\phi = -\lambda \cdot ds \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1-4)$$

-Le signe (-) : pour tenir compte du sens de flux thermique, le gradient qui va de la plus grande grandeur à la plus petite est négative.

- *Loi fondamentale de la convection (loi de I. Newton)*

La relation expérimentale de flux de chaleur échangé par convection entre un fluide et une paroi solide.

$$\phi = h \cdot S \cdot (T_{\text{CHAUD}} - T_{\text{ROID}}) \quad (1-5)$$

Où :  $h = \lambda_{\text{fluid}} / \delta$

$\delta$  : représente l'épaisseur d'un film mince du fluide adhérent à la paroi solide ;

$\lambda_{\text{fluide}}$  : la conductivité thermique du fluide

$h$  : représente le coefficient du transfert de chaleur par convection ; ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ) ou ( $\text{kcal}/\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{C}$ )

- *Loi fondamentale du rayonnement (loi de Stefan-Boltzmann)*

$$\Phi_{\text{émis}} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot S \cdot T^4 \quad (1-6)$$

$\sigma$  : Constante de Stefan-Boltzmann,  $\sigma = 4.92 \cdot 10^{-8} \text{ kcal}/\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}$

$\varepsilon$  : l'émissivité de la surface sans unité

$T$  : en (K)

## 1.5 La résistance thermique

– L'équation (1-3) peut s'écrire sous la forme suivante (dans notre cas :  $T_1 > T_2$ ) :

$$\Phi = \frac{(T_1 - T_2) \cdot e}{\lambda \cdot S} \quad (1-7)$$

$$R_{\text{thr}} = \frac{e}{\lambda \cdot S} \quad (1-8)$$

Représente la résistance thermique que le matériau oppose à l'écoulement de la chaleur par Conduction.

– L'inverse de la résistance thermique représente la conductance thermique et désignée par :

$$K_{\text{thr}} = \frac{\lambda \cdot S}{e} \quad (1-9)$$

–  $K/e$  : représente la conductance thermique par unité de surface et est appelé l'unité de conductance thermique pour l'écoulement de la chaleur par conduction

– En convection, la résistance thermique de transfert de chaleur, et qui représente l'inverse de la conductance thermique par convection est donnée par :

$$R_{\text{thr}} = \frac{1}{S \cdot h} \quad (1-10)$$

–  $h$  : représente aussi, l'unité de conductance thermique moyenne de convection, le coefficient superficiel de transmission de la chaleur par convection ou le coefficient d'échange de chaleur par convection. [4]

## 1.6 Le transfert de chaleur par Conduction :

### 1.6.1 Définition

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température (voir la Figure 10). 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 conduction thermique est une transmission de chaleur à travers un milieu matériel continu (solide ou fluide), des zones chaudes vers les zones froides.

La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps ; une transmission par les vibrations de molécules et une transmission par les électrons libres. Elle va donc être très liée à la structure et à l'organisation du matériau. Elle peut avoir lieu dans les solides et dans une moindre mesure dans les fluides, plus dans les liquides que dans les gaz [9]

Il s'agit d'un transfert d'énergie à petite échelle, dans un corps localement au repos. Le transfert de chaleur par conduction est dû à des phénomènes. [10]

(Agitation des atomes ou des molécules, flux d'électrons libres...). Il peut être vu comme un transfert d'énergie des particules les plus énergétiques (les particules chaudes qui ont une énergie de vibration élevée) vers les particules les moins énergétiques (les particules froides d'énergie de vibration moins élevée), dû aux collisions entre particules. Dans les solides, le transfert d'énergie peut également se produire sous l'effet du déplacement d'électrons libres dans le réseau cristallin (par exemple pour les métaux). Ainsi les bons conducteurs d'électricité sont en général également de bons conducteurs de la chaleur. [11]

-Quand la température d'un corps croît, l'énergie cinétique des molécules et atomes le constituant croît aussi entraînant, ainsi, une augmentation du transfert de chaleur par conduction au sein de ce dernier. La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : le flux de chaleur est proportionnel au gradient de température (voir la Figure 11)

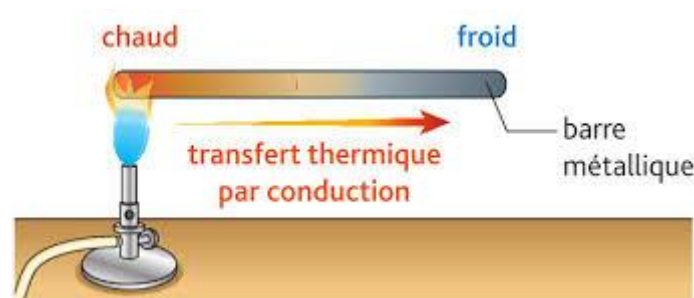


Figure 6: schéma du transfert de chaleur conductive

## 1.6.2 Équation générale de la chaleur :

Considérons un système fermé solide (ou fluide au repos) homogène et indéformable, occupant un volume (V) limité par une surface S. Ce système évolue au cours du temps sous l'effet d'échanges d'énergie sous forme de chaleur avec l'extérieur et/ou de production interne d'énergie calorifique. La distribution de température à l'intérieur du volume n'est pas uniforme et évolue au cours du temps. Le système n'est donc pas à l'équilibre thermodynamique et est donc le siège de flux de chaleur.

Pour établir l'équation qui régit l'évolution de la température en chaque point du volume (V), nous allons faire un bilan d'énergie sur le système. Dans toute la suite du cours, on considèrera que le système est au repos et qu'il n'y a pas de travail mécanique mis en jeu car le système est indéformable (pas de variation de volume). La variation d'énergie interne du système entre les instants t et t + dt est alors :

$$\dot{Q} = - \lambda \cdot S \cdot \overrightarrow{\text{grad}}(T) \quad (\text{a})$$

dU : est la variation d'énergie interne du système pendant un intervalle de temps dt.

Q<sub>ext</sub> : est la quantité de chaleur échangée par le système avec l'extérieur à travers Σ S pendant l'intervalle de temps dt.

Q<sub>in</sub> : est la quantité de chaleur produite par dissipation dans le volume total V pendant l'intervalle de temps dt.

Ou sous forme algébrique unidirectionnelle :

$$\dot{Q} = - \lambda \cdot S \cdot \frac{\partial T}{\partial X} \quad (\text{b})$$

On a dépendu de temps :

$$\frac{dU}{dt} = \frac{\delta Q_{ex}}{dt} + \frac{\delta Q_{in}}{dt} = \Phi_e - \Phi_S + \Phi_{Pr}$$

Puisque le système dans son ensemble n'est pas homogène en température donc pas à l'équilibre, nous ne pouvons pas appliquer directement le premier principe d'un point de vue macroscopique.

Nous allons donc considérer un élément de volume élémentaire dv, suffisamment petit de telle sorte que la température à l'intérieur puisse être considérée uniforme (mais suffisamment grand pour contenir un grand nombre de particules). Le volume élémentaire peut alors être considéré à l'équilibre : on parle d'équilibre thermodynamique local.

Volume du système :  $v = \iiint_V dv$

Masse contenue dans :  $dm = \rho dv$  ;

Où :  $\rho$  : masse volumique du corps

### 1.6.3 Equation locale de la chaleur :

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} = \text{div} (\lambda \vec{\nabla} T) + \quad \text{eq. II}$$

Dans le cas où  $\lambda$  peut être considérée constante (milieu homogène et  $\lambda$  indépendante de (T) :

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \nabla^2 T + P \quad \text{dans (v)}$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho C} \nabla^2 T + \frac{P}{\rho C} \quad \text{dans (v)}$$

Où

$$\nabla^2 T = \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + \left( \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \left( \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (\text{Laplacien}).$$

$\alpha = \frac{\lambda}{\rho C}$  (m<sup>2</sup>/s) est la **diffusivité thermique** du milieu, qui quantifie la vitesse à laquelle diffuse la chaleur à l'intérieur du milieu.

L'intégration de l'équation de la chaleur permet d'obtenir (T) (x,y,z,t). On doit préciser :

- Une condition initiale (T) = (x, y, z, t=0) qui définit l'état thermique initial du système
- Deux conditions aux limites imposées aux frontières. Ces conditions peuvent être de deux types :

**Des conditions de type Dirichlet** : on impose une température aux frontières.

Dans ce cas, le flux de chaleur traversant la frontière est inconnu (résulte des échanges). On pourra le calculer par la loi de Fourier appliquée à la frontière.

$$\Phi_s = \vec{\Phi} \cdot \vec{n} = \lambda \vec{\nabla} T \cdot \vec{n} = \lambda \left. \frac{\partial T}{\partial t} \right|_S$$

**Des conditions de type Neumann** : on impose un flux de chaleur, c'est-à-dire le gradient de température, aux frontières.

Dans ce cas, la température de la frontière est inconnue (résulte des échanges). De manière générale :

$$\Phi_s = \vec{\Phi} \cdot \vec{n} = \lambda \vec{\nabla} T \cdot \vec{n} = \lambda \left. \frac{\partial T}{\partial t} \right|_S$$

⇒ On impose un gradient de température

⇒ On impose la pente du profil de température à la frontière.

- **Cas particulier de la frontière adiabatique** : dans ce cas, le flux de chaleur traversant la frontière est nul.  $\Phi_s = \lambda \left. \frac{\partial T}{\partial t} \right|_S = 0$

⇒ On impose une pente nulle au profil de Température à la frontière.

## 1.7 Conduction en régime permanent sans dissipation interne de chaleur

### 1.7.1 Equation de la chaleur

On considère un solide (ou un fluide au repos) homogène et indéformable et on suppose que la conductivité thermique du matériau est constante. Reprenons l'équation de la chaleur établie précédemment :

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \nabla^2 T + P$$

- En régime stationnaire (permanent) :  $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$  (le terme d'accumulation est nul)  $\Rightarrow T(x, y, z)$
- Sans dissipation interne de chaleur :  $P = 0$   
 $\Rightarrow \nabla^2 T = 0$  dans (v)

**Remarque importante** : le terme  $\nabla^2 T$  est directement lié au flux de chaleur qui traverse la frontière du système. En régime permanent sans dissipation, le bilan de flux qui entre et qui sort du domaine est nul

On a donc conservation du flux de chaleur :

$$\varphi = \varphi_E - \varphi_S = \iint_S -\vec{\Phi} \cdot \vec{n} \, ds = 0 \quad [12]$$

### 1.7.2 Conduction dans un barreau

On considère un barreau cylindrique de longueur  $L$  et de section  $S$ , composé d'un matériau homogène de conductivité thermique  $\lambda$  supposée constante. Ce barreau est chauffé à l'une de ses extrémités par effet Joule et est refroidi à l'autre extrémité à une température donnée (par exemple en faisant circuler un liquide de refroidissement). On suppose le régime stationnaire atteint.

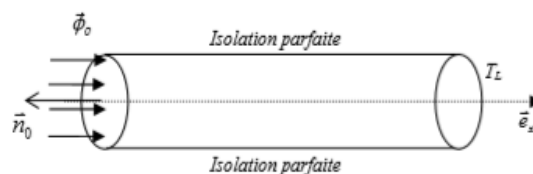


Figure 7: schéma d'isolation

On suppose que le barreau est parfaitement isolé sur sa surface latérale (donc pas d'échange de chaleur avec l'extérieur à travers cette surface). On va donc pouvoir supposer que le flux de chaleur ne se propage que dans la direction axiale  $\vec{e}_x$  (flux unidirectionnel). La température à l'intérieur du barreau ne dépend alors que d'une seule variable d'espace  $x$  :  $T=T(x)$ .

L'équation de la chaleur s'écrit :  $\nabla^2 T = \frac{d^2 T}{dx^2} = 0 \Leftrightarrow \frac{dT}{dx} = \text{Cste} = A$   
 $\Leftrightarrow T(x) = Ax + B$

La distribution de température à l'intérieur du barreau est donc linéaire. La détermination des 02 constantes A et B nécessite la connaissance de 02 conditions aux limites.

• détermination de A :

En  $x = 0$ ,

On impose un flux de chaleur  $\varphi_0(T(x=0) = T_0$  inconnue) :

$$\varphi_0 = \iint_s \vec{\varphi} \cdot \vec{n} \cdot dS = \iint_s \vec{\varphi} \cdot \vec{e}_x \cdot dS \quad \text{avec} \quad \varphi_0 = -\lambda \vec{\nabla} T|_{x=0} = -\lambda \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} \vec{e}_x$$

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = A \Rightarrow \varphi_0 = \iint_s \lambda \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} \cdot dS = \iint_s \lambda A \cdot dS = \lambda S A$$

$$\Rightarrow A = \frac{-\varphi_0}{\lambda S}$$

• détermination de B :

En  $x = L$ ,

On impose la température  $T(x=L) = T_L$  :

$$\Rightarrow T(x=L) = \frac{-\varphi_0}{\lambda S} L + B = T_L \quad \Rightarrow B = \frac{-\varphi_0}{\lambda S} L + T_L$$

$$T(x) - T_L = \frac{-\varphi_0}{\lambda S} (L - x)$$

On peut alors déterminer la température du barreau

En  $x = 0$  :

$$T_0 - T_L = \frac{\varphi_0}{\lambda S} L.$$

Lorsque  $T_L$  est fixée, la température  $T_0$  est d'autant plus élevée que le flux imposé  $\varphi_0$  est important (la pente est plus élevée).

### 1.7.3 Un problème du mur

On considère un mur constitué d'un matériau homogène et indéformable de conductivité thermique constante, d'épaisseur  $e$ . On suppose que la hauteur et la profondeur du mur sont très grandes devant son épaisseur de façon à pouvoir faire l'hypothèse du problème unidirectionnel.

Le flux de chaleur se propagera dans une seule direction (suivant  $x$  par exemple) et la température à l'intérieur du mur ne dépendra que d'une seule variable d'espace :  $T=T(x)$

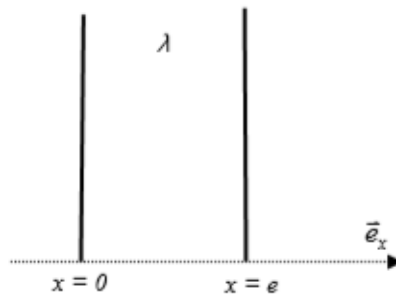


Figure 8: mur simple

$$\nabla^2 T = \frac{dT^2}{dx^2} = 0 \quad ; \quad \frac{dT}{dx} = \text{Cste} = A \quad ; \quad \Rightarrow T(x) = Ax + B$$

La distribution de température à l'intérieur du mur est linéaire. Si on note :

$$T_0 = T(x=0) \quad \text{et} \quad T_e = T(x=e)$$

$$T(x) = \frac{T_e - T_0}{e} x + T_0 \quad (1)$$

Déterminons la densité de flux de chaleur qui traverse le mur en  $x$  quelconque en appliquant

la loi de Fourier :  $\vec{\Phi} = \lambda \vec{\nabla} T = -\lambda \frac{dT}{dx} \vec{e}_x = \lambda \frac{T_0 - T_e}{e} \vec{e}_x = \Phi \vec{e}_x$

Le flux de chaleur traversant la surface du mur pour un  $x$  quelconque s'écrit :

$$\varphi_x = \iint_S \Phi_x dS = \lambda \frac{T_0 - T_e}{e} \quad (\text{en watt}) \quad \varphi_x > 0 \quad \text{OU} \quad \varphi_x < 0$$

$S = \text{Hauteur} \times \text{Profondeur du mur} = \text{surface du mur traversée par le flux de chaleur.}$

On constate que le flux de chaleur ne dépend pas de  $x$ , ce qui implique notamment que le flux qui traverse la frontière en  $x = 0$  sera égal au flux qui traverse la frontière en  $x = e$ , vérifiant ainsi la conservation du flux dans le cas du régime permanent sans dissipation.

La relation précédente peut encore s'écrire :

$$\Phi = \varphi_x = \frac{T_0 - T_e}{\lambda S} \quad (2)$$

$$T(x) = -\frac{\Phi}{\lambda S} x + T_0 \quad (3)$$

### 1.7.4 Problèmes à symétrie de révolution

Pour Dans les problèmes à symétrie de révolution : ce type de problème, on se place en général dans un système de coordonnées cylindriques. L'opérateur Laplacien s'exprime alors par :

$$\nabla^2 = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial}{\partial r} \right) + r^2 \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

Dans les problèmes à symétrie de révolution :  $\frac{\partial}{\partial \theta} = 0$  Par ailleurs, dans les problèmes abordés dans ce cours, on supposera que  $\frac{\partial}{\partial z} = 0$  ce qui reviendra à se ramener à un problème unidirectionnel où le flux de chaleur se propage uniquement dans la direction  $\vec{e}_r$  (flux radial) et la température ne dépend que de  $r$  :  $T(r, \theta, z) = T(r)$

$$\begin{aligned} \nabla^2 T = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{dT}{dr} \right) = 0 &\Rightarrow r \frac{dT}{dr} = A \Rightarrow \frac{dT}{dr} = \frac{A}{r} \\ &\Rightarrow T(r) = A \ln(r) + B \end{aligned}$$

Constantes A et B sont à déterminer, ce qui nécessite l'écriture de 2 conditions aux limites.

- a. Cylindre plein de rayon R :  $0 \leq r \leq R$  pour  $r \rightarrow 0 \ln(r) \rightarrow -\infty$   $T(r \rightarrow 0) - \infty$  ce qui est physiquement impossible  $A=0$

$$T(r) = B = T(R) \quad \forall r \text{ cylindre isotherme}$$

- b. Cylindre creux de rayon intérieur  $R_1$  et de rayon extérieur  $R_2$  :

$$T(r) = A \ln(r) + B \quad \text{avec} \quad R_1 \leq r \leq R_2$$

notons  $T_1$  et  $T_2$  les températures régnant sur les faces intérieures du cylindre :

$$T_1 = T(R_1) = A \ln(R_1) + B$$

$$T_2 = T(R_2) = A \ln(R_2) + B$$

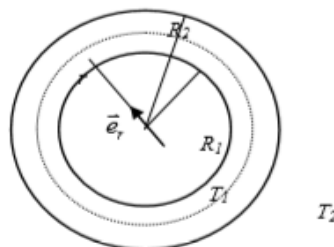


Figure 9: problème à symétrie

$$\Rightarrow A = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{R_2}{R_1}} \quad \text{et} \quad B = \frac{T_1 \ln(R_2) - T_2 \ln(R_1)}{\ln \frac{R_2}{R_1}}$$

$$T(r) = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{R_2}{R_1}} \ln \frac{r}{R_1} + T_1 \quad (1b)$$

Déterminons la densité de flux de chaleur qui traverse le cylindre en r quelconque en

appliquant la loi de Fourier :  $\vec{\phi} = \lambda \vec{\nabla} T = -\lambda \left. \frac{dT}{dr} \right|_r \vec{e}_r = \phi_r \vec{e}_x$

$$\Phi = \vec{\phi} \cdot \vec{e}_r = -\lambda \frac{dT}{dr} = -\lambda \frac{A}{r} \quad (\text{en W/m}^2) \quad \phi_r > 0 \text{ ou } \phi_r < 0$$

**Remarque :** la densité de flux dépend de r, contrairement au cas du mur plan.

Le flux de chaleur traversant une hauteur H de cylindre pour un r quelconque :

$$\varphi = \iint_S \phi_r \cdot dS \quad (\text{en watte}) \quad \text{avec} \quad dS = r \, d\theta \, dz$$

$$\Rightarrow \varphi = \int_0^{2\pi} \int_0^H \phi_r \cdot r \cdot d\theta \, dz = r \phi_r 2\pi H = -2\pi H \lambda A$$

$$\varphi = 2\pi H \lambda \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{R_2}{R_1}}$$

On constate que le flux de chaleur ne dépend pas de r, ce qui implique notamment que le flux qui traverse la frontière en  $r = R_1$  est égal au flux qui traverse la frontière en  $r = R_2$ , vérifiant ainsi la conservation du flux dans le cas du régime permanent sans dissipation. En revanche, la densité de flux dépend de r, car la surface traversée par le flux dépend de r. Pour assurer la conservation du flux total, la densité de flux sera ainsi plus élevée en  $r = R_1$  qu'en  $r = R_2$ .

La relation précédente peut encore s'écrire :

$$\varphi = \frac{T_1 - T_2}{\ln \left( \frac{R_2}{R_1} \right) / 2\pi H \lambda} \quad (2b)$$

Et (1b) peut s'écrire sous la forme :

$$T(r) = \frac{-\varphi}{2\pi H \lambda} \ln \left( \frac{r}{R_1} \right) + T_1 \quad (3b)$$

Si les faces intérieure et extérieure du cylindre sont à température imposée, alors la combinaison des équations (2b) et (3b) détermine complètement la distribution de température à l'intérieur du mur et les flux de chaleur aux frontières seront calculés par l'équation (2b).

Les flux aux frontières du point de vue du mur :

- en  $r = R_1$   $\vec{n} = -\vec{e}_r \Rightarrow \phi_{R1} = -\phi|_{r=R1} \cdot \vec{n} = \phi|_{r=R1} \cdot \vec{e}_r$

Avec  $\phi|_{r=R1} = -\lambda \nabla T|_{r=R1} = -\lambda \left. \frac{dT}{dr} \right|_{r=R1} \vec{e}_x$

$$-\lambda \left. \frac{dT}{dt} \right|_{r=R1} = -\lambda \frac{A}{R1}$$

On vérifie bien que  $\phi_{R1}$  est positif (entrant) lorsque  $T_1 > T_2$  (la chaleur se propage du chaud vers le froid).

$$\text{En } r = R_2 : \quad \vec{n} = \vec{e}_r \quad \phi_{R2} = -\phi|_{r=R2} \cdot \vec{n} = \phi|_{r=R2} \vec{e}_r \quad -\lambda \left. \frac{dT}{dt} \right|_{r=R2} = -\lambda \frac{A}{R2}$$

On vérifie bien que  $\phi_{R2}$  est négatif (sortant) lorsque  $T_1 > T_2$ .

## 1.8 Résistance thermique – Analogie électrique

D'après les résultats établis au paragraphe précédent, on constate que les expressions des flux de chaleur qui traversent un milieu par conduction ou qui sont échangés par convection peuvent se mettre sous la forme :  $\varphi = \frac{\Delta T}{R_{thermique}}$

- **Pour le mur plan :**  $\varphi = \frac{T_0 - T_e}{\frac{e}{\lambda S}} \Rightarrow R_{thermique} = \frac{e}{\lambda S}$
- **Pour le cylindre creux :**  $\varphi = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\ln(\frac{R2}{R1})}{2\pi\lambda H}} \Rightarrow R_{thermique} = \frac{\ln(\frac{R2}{R1})}{2\pi\lambda H}$
- **Pour le flux convectif :**  $\varphi = h S (T_p - T_\infty) \Rightarrow R_{thermique} = \frac{1}{hS}$

La résistance thermique représente ainsi la résistance du milieu soumis à un écart de température donné, à laisser se propager un flux de chaleur. Pour un  $\Delta T$  donné, le flux de chaleur qui traverse le milieu sera d'autant plus petit que la résistance est grande

- **Analogie électrique**

L'expression du flux ainsi écrite présente une certaine analogie avec la loi d'Ohm en électricité :  $I = \frac{U}{R}$ . Le flux de chaleur joue le rôle du courant électrique (flux d'électrons), la différence de température qui donne naissance au flux de chaleur joue le rôle de la différence de potentiel qui donne naissance au courant électrique. Ainsi, pour représenter un problème thermique, on pourra adopter la méthode des schémas électrique équivalents du type :

On pourra également appliquer les mêmes lois de composition qu'en électricité (circuits séries ou parallèles) lorsque l'on sera confronté à un système mettant en jeu plusieurs milieux et plusieurs types de flux. [12]

### 1.8.1 Résistance de contact entre deux solides

- **Si le contact est parfait :**

- Continuité du flux à la traversée de l'interface :

$$\lambda_1 \left. \frac{dT}{dt} \right|_{\Sigma} = \lambda_2 \left. \frac{dT}{dt} \right|_{\Sigma}$$

- continuité des températures à l'interface :  $T_1 = T_2$

- **Si le contact est imparfait :**

(Rugosités à l'échelle microscopique, défauts géométriques...). La surface réelle de contact ne représente alors que quelques pourcents de la surface totale. La densité de flux de chaleur peut alors être localement très grande.

L'interface est définie sur une épaisseur  $\varepsilon$ .

- continuité du flux à la traversée de l'interface :
- discontinuité apparente des températures à l'échelle macroscopique.

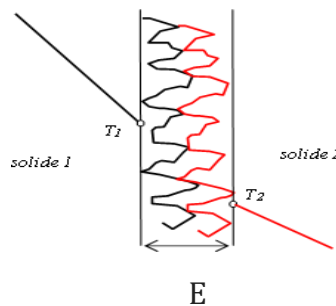


Figure 10: résistance de contact entre de solides

Ainsi tout se passe comme s'il existait une résistance thermique entre les deux solides, appelée résistance de contact. Le saut de température à la traversée de l'interface est :

$$\Delta T_{\Sigma} = T_1 - T_2 = R_c \phi \quad [12]$$

## 1.9 Conduction en régime variable dans un milieu à température uniforme

### 1.9.1 Equation de la chaleur

Reprenons l'expression de l'équation de la chaleur sous forme globale (bilan d'énergie entre les instants  $t$  et  $t + dt$  dans tout le volume ( $v$ ) du système) établie au paragraphe I pour un milieu homogène :

$$\iiint_V \rho C \frac{\partial T}{\partial t} d\tau = \iint_S - \vec{\varphi} \cdot \vec{n} \cdot dS + \iiint_V P d\tau$$

Ou, de façon équivalente :

$$\iiint_V \rho C \frac{\partial T}{\partial t} d\tau = \Phi + \Phi_{PR}$$

$\Phi$  représente le flux de chaleur échangé à travers la frontière du système et  $\varphi_{PR}$  la puissance calorifique dissipée à l'intérieur du système.

On suppose que la température est uniforme dans tout le volume ( $V$ ) (on reviendra plus loin sur les conditions de validité de cette approximation). Elle ne dépend donc que du temps  $t$  :  $T(x,y,z,t) = T(t)$

On suppose par ailleurs que  $\rho$  et  $c$  sont constants dans tout le volume. On peut donc écrire :

$$\iiint_V \rho C \frac{\partial T}{\partial t} d\tau = \rho C \frac{dT}{dt} v = m C \frac{dT}{dt}$$

Où  $m$  est la masse du système :  $m = \rho v$ .

L'équation de la chaleur pour le volume ( $v$ ) s'écrit :

$$m C \frac{dT}{dt} = \iint_S - \vec{\varphi} \cdot \vec{n} \cdot dS + \iiint_V P d\tau \quad \text{Eq. V.1 [12]}$$

## 1.10 Transfert de chaleur par convection

### 1.10.1 Définition

La convection est le mode de transmission qui implique le déplacement d'un fluide gazeux ou liquide (écoulement) et échange avec une surface qui est à une température différente. Exemple : C'est ce qui se passe le long d'un radiateur. L'air froid s'échauffe au contact avec le radiateur, se dilate et monte sous l'effet de la poussée d'Archimède. Il est alors remplacé par de l'air froid et ainsi de suite ; il y a existence de courants de fluide dans l'air ambiant. On distinguera la convection forcée (due à l'action d'une pompe, ventilateur...) de la convection naturelle dans laquelle le mouvement du fluide est créé par des différences de densité, elles-mêmes provoquées par des différences de températures. [13]

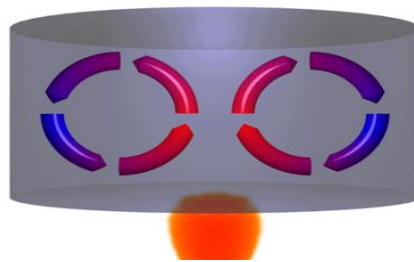
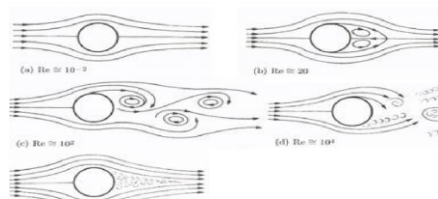


Figure 11: schéma préSENTATIF de transfert de chaleur par convection

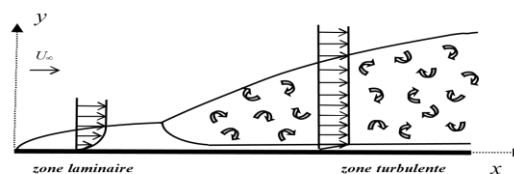
L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre une paroi et le fluide en écoulement. On distingue alors classiquement deux grands types de configurations caractérisant la géométrie du système :

- Ecoulements externes : typiquement les écoulements autour d'obstacles (aéronautique, échangeurs...).
- Ecoulements internes : concernent les écoulements dans les tuyaux (échangeurs) ou dans les locaux (thermique du bâtiment).

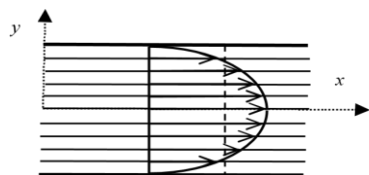
L'importance du flux de chaleur échangé par convection va dépendre du régime d'écoulement sous lequel se produisent les échanges : régime laminaire ou turbulent. Un écoulement laminaire est un écoulement caractérisé par des lignes de courant bien identifiables parallèles aux parois. Un écoulement turbulent est caractérisé par des structures tourbillonnaires qui favorisent le brassage du fluide et donc les échanges de chaleur. Pour certaines configurations, comme par exemple l'écoulement le long d'une plaque plane, l'écoulement peut évoluer d'un régime laminaire à un régime turbulent en passant par une phase de transition [14]



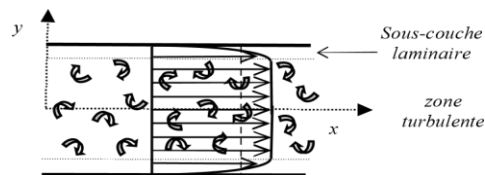
Ecoulement autour d'un cylindre : topologie de l'écoulement derrière le cylindre en fonction de l'intensité de l'écoulement initial.



Ecoulement le long d'une plaque plane : développement de la couche limite dynamique. Transition laminaire □ turbulent.



régime laminaire - écoulement interne



régime turbulent - écoulement interne

Figure 12: des régimes d'écoulement sous lequel se produisent

Le transfert de chaleur se produit : par convection dans (diffusion) dans la direction  $y$ , par conduction toutes les directions dans la zone turbulente sauf dans la (généralement négligeable) et convection dans la direction sous-couche laminaire près des parois.  $x$ .

### 1.10.2 Coefficient d'échange convectif

**Notion de couche limite** : c'est une région de l'espace au sein de laquelle sont observés les gradients de vitesse (couche limite dynamique) ou les gradients de température (couche limite thermique). Le développement de la couche limite dynamique est dû au phénomène de *diffusion de quantité de mouvement* par frottement visqueux. Le développement de la couche limite thermique est dû au phénomène de *diffusion d'enthalpie*. On note  $d$  l'épaisseur de la **couche limite dynamique** et  $d_T$  l'épaisseur de la **couche limite thermique**. [12]

Au voisinage des parois, compte tenu des faibles vitesses du fluide, le transfert d'énergie par diffusion est dominant. Cette couche constitue la principale résistance au transfert de chaleur entre la paroi et le fluide en mouvement. Ainsi au voisinage immédiat de la paroi, on pourra définir une résistance thermique locale de conduction,  $R$ , telle que :  $R = \frac{\delta T}{\lambda}$  où  $\lambda$  est la conductivité thermique du fluide. Le transfert de chaleur se produit ensuite par convection dans le fluide et la densité de flux obéit alors à la loi de Newton :

$$\varphi = \frac{\nabla T}{R} = \frac{\nabla T}{\lambda \delta T} = \frac{T_P - T_\infty}{\lambda \delta T} \Leftrightarrow \varphi = h \nabla T$$

Où  $h$  désigne le coefficient d'échange convectif ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ )

Les épaisseurs de couches limites au sein desquelles se produisent les transferts de chaleur et de quantité de mouvement dépendent d'un grand nombre de paramètres (nature du fluide, régime d'écoulement, taille et géométrie du système, état de surface de la paroi...) et sont donc difficiles à caractériser. Le coefficient d'échange convectif, qui donne accès au calcul du flux de chaleur échangé entre la paroi et le fluide, est directement lié à ces épaisseurs de couches limites et est ainsi une grandeur extrêmement difficile à évaluer. Ce

coefficient est difficile à calculer précisément mais on peut toutefois donner des ordres de grandeurs (en  $W.m^{-2}.K^{-1}$ ) :

- **Convection forcée** : gaz  $h \sim 100$ , liquide  $h \sim 10^3$  à  $10^5$ . Application : échangeurs, refroidissement des circuits électroniques...

- **Convection naturelle** : gaz  $h \sim 10$ , liquide  $h \sim 10^2$ . Application : thermique de l'habitat, météorologie, mouvements dans le manteau terrestre, courants océaniques...

**Rq** : lorsque la turbulence de l'écoulement augmente, l'épaisseur de la sous-couche laminaire diminue et donc la résistance thermique décroît. Ainsi, le flux de chaleur échangé pour un écart de température donné, augmente. [12]

### 1.10.3 Types de convection

- **Convection forcée**

Ce type de convection se produit quand le mouvement du fluide est imposé par une intervention extérieure indépendante de la différence de température. Par exemple : une pompe ou un ventilateur ou un agitateur ou même le vent. En convection forcée, la poussée d'Archimède est négligeable devant les forces servant à mettre le fluide en mouvement. C'est le cas par exemple du refroidissement des moteurs à combustion interne : la pompe à eau pousse le liquide de refroidissement à travers le moteur puis dans l'échangeur. [4]

- **Convection mixte**

Même en convection forcée, les différences de densité créent un écoulement parasite, en général insignifiant par rapport à l'écoulement principal. On parle de convection mixte quand les deux phénomènes coexistent. .

- **Convection naturelle**

Les mouvements du fluide sont provoqués par des gradients de densité due au non uniformité du champ de température. Les couches chaudes, donc de poids spécifique plus faible, sont soumises à des forces dirigées vers le haut, suivant un mécanisme analogue à celui de la poussée d'Archimède. Dans les régions a température élevée, le fluide prend donc un mouvement ascendant. Le phénomène inverse de courants descendants se produits pour les parties du fluide dont la température est inférieure à celle du fluide chaud. Les courants de convection naturelle sont alors dus à des différences de poids spécifique et par conséquent le

phénomène se produit en raison de l'existence du champ de pesanteur terrestre.

L'intervention du poids a pour effet de donner à la verticale un rôle privilégié.

- **Convection laminaire ou turbulente**

En régime de convection laminaire la vitesse du fluide et la température ne dépendent pas du temps par opposition, en régime de convection turbulente l'écoulement est composé d'un ensemble de tourbillons de différentes tailles et intensités. La conséquence est que la vitesse et la température sont fonction du temps.

[7]

## 1.11 Transfert de chaleur par rayonnement

### 1.11.1 Définition

Le transfert d'énergie par rayonnement résulte des interactions énergétiques entre un milieu matériel et le champ électromagnétique environnant et se produit par l'intermédiaire d'ondes électromagnétiques, donc sans support matériel. Lorsque la propagation se produit dans le vide ou dans un milieu parfaitement transparent, il n'y a pas de dégradation de l'énergie transportée. La plupart des gaz simples entrent dans cette catégorie. En revanche, lorsque la propagation des ondes électromagnétiques s'accompagne d'une diminution de l'énergie, on parle de milieux semi-transparentes. Certains gaz, liquides ou solides entrent dans cette catégorie. Tout corps matériel émet et absorbe de l'énergie sous forme de rayonnement électromagnétique. Le phénomène d'émission d'un corps correspond à la conversion d'énergie matérielle en énergie radiative. Le phénomène d'absorption est la conversion inverse. [12]

Le rayonnement électromagnétique (r.e.m.) obéit aux lois de la physique quantique et peut être décrit soit par l'aspect corpusculaire soit par l'aspect ondulatoire, selon la nature des phénomènes qui couplent ce rayonnement à la matière et selon les énergies mises en jeu. Du point de vue ondulatoire, le r.e.m. résulte de la propagation d'une onde électromagnétique (propagation simultanée d'un champ électrique et d'un champ magnétique) caractérisée par sa fréquence. L'onde transporte une certaine quantité d'énergie liée à l'intensité du champ électrique. Du point de vue corpusculaire, le r.e.m. est constitué de quantas (photons) d'énergie  $h \nu$  ( $h = 6.624 \cdot 10^{-34} \text{ J}\cdot\text{s}^{-1}$  c<sup>ste</sup> de Planck,  $\nu$  fréquences de l'onde  $\text{s}^{-1}$ ). Le flux d'énergie est d'autant plus grand que le nombre de photons est élevé mais aussi que la

fréquence est élevée. C'est en fait l'énergie transportée par chaque photon qui conditionne la forme que prend l'interaction du rayonnement avec la matière. La grandeur fondamentale caractérisant un r.e.m. est ainsi la fréquence  $n$  ou la longueur d'onde  $l = c_0/n$  ( $c_0 = 3.10^8 \text{ m.s}^{-1}$  vitesse de la lumière dans le vide) de chaque photon.

### 1.11.2 Distribution spectrale du rayonnement électromagnétique

Le champ électromagnétique se décompose ainsi en *rayonnements élémentaires monochromatiques* caractérisés par une longueur d'onde  $\lambda$ . Le flux surfacique radiatif  $\varphi(\text{W.m}^{-2})$  représente la somme sur tout le spectre de longueurs d'onde ( $\lambda \in (0, \infty)$ ) du flux surfacique monochromatique  $d\varphi_\lambda$  défini sur l'intervalle  $(\lambda, \lambda+d\lambda)$  :

$$\varphi = \int_{\lambda=0}^{\lambda \rightarrow \infty} d\varphi_\lambda$$

Dans la description corpusculaire, l'émission (ou absorption) d'un photon est associée au changement d'état énergétique d'un système quantique au cours duquel le système perd (ou gagne) une quantité d'énergie égale à celle du photon

A chaque domaine de fréquence est associé un type de transition de l'état énergétique de la matière :

- **Rayonnement Hertzien** de longueur d'onde  $10^3 \text{ m}$  à  $10^{-3} \text{ m}$  (basses fréquences ou grandes longueurs d'onde, faible énergie) : produit par la circulation de courants alternatifs dans un conducteur (ondes radio...)
- **Rayonnement Infrarouge** de longueur d'onde  $100 \mu\text{m}$  à  $0.8 \text{ mm}$  : principalement lié aux mouvements des atomes dans les molécules excitées par l'agitation thermique. Le rayonnement IR est ainsi essentiellement un rayonnement thermique (application courante : caméras IR).

Nous verrons que lors du phénomène d'émission pour un corps noir (corps qui absorbe intégralement le rayonnement qu'il reçoit) à la température  $T$  en équilibre thermodynamique, la longueur d'onde la plus représentée vérifie la **loi de Wien** :  $\lambda_m(T).T = 2898 \mu\text{m.K}$ . Ainsi, pour des températures de quelques centaines de degrés Kelvin, la longueur d'onde caractéristique se situe dans l'infrarouge. Ex : le corps humain à  $T \sim 300 \text{ K}$ ,  $\lambda_m \sim 10 \mu\text{m}$ .

- **Rayonnement visible** de longueur d'onde  $400$  à  $750 \text{ nm}$

Un corps noir porté à 5000 K (le soleil) émet de la lumière visible dans toutes les longueurs d'onde et apparaît blanc, avec une longueur d'onde caractéristique  $\lambda_m \sim 0.6 \mu\text{m}$ , qui se situe dans le visible (jaune).

- Rayonnement Ultra-Violet (haute énergie).
- Rayons X : collision d'électrons accélérés (très haute énergie).
- Rayons gamma : produits lors des réactions nucléaires (très haute énergie) (12)

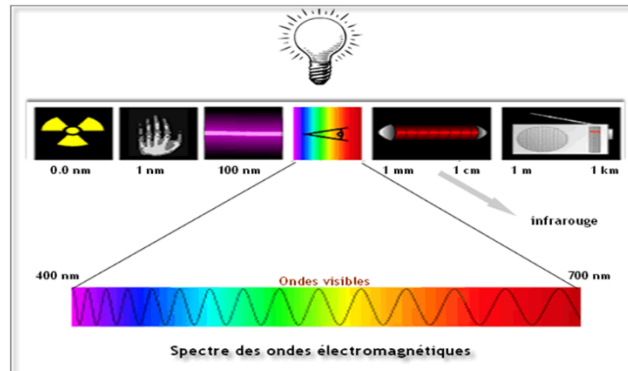


Figure 13: schéma présentatif de transfert de chaleur par rayonnement

**Rayonnement thermique :**  $\lambda \in (0.1 \mu\text{m}, 100 \mu\text{m})$  (UV + visible + proche infrarouge).

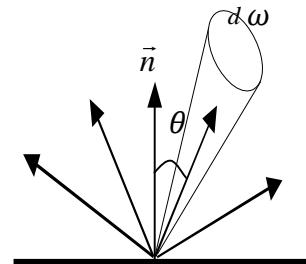
L'absorption d'un photon provoque l'augmentation de l'énergie cinétique des atomes dans les couches superficielles et donc une augmentation de la température de surface. Le flux émis par une surface sera d'autant plus grand que la température est élevée.

L'expérience de William Herschell a permis de mettre en évidence l'existence du rayonnement infrarouge. Des radiations émises par une source à la température  $T_0$  sont envoyées à travers un prisme. La déviation de ces radiations à travers le prisme (réfraction) dépend de la longueur d'onde de chaque radiation. Le faisceau dévié est projeté sur un écran absorbant et on obtient la décomposition du rayonnement total incident en un spectre de radiations monochromatiques. Si on déplace un thermocouple le long de l'écran, on peut mesurer la température  $T_\lambda$  pour chaque longueur d'onde  $\lambda$  et construire la courbe  $T_\lambda = f(\lambda)$  afin d'obtenir la répartition spectrale de l'énergie rayonnée thermiquement pour la température  $T_0$  de la source. On constate que : l'énergie est maximale pour une longueur d'onde donnée  $\lambda_m(T_0)$ , l'énergie n'est émise que sur un intervalle de longueurs d'ondes, qui caractérise le domaine du rayonnement thermique, dont le rayonnement infrarouge fait partie.

### 1.11.3 Distribution directionnelle du rayonnement électromagnétique

Outre la distribution spectrale du rayonnement électromagnétique, il existe également une **distribution directionnelle**, à laquelle est attachée la **notion d'angle solide**.

- Dans le cas où l'émission est indépendante de  $\theta$   
→ Rayonnement **isotrope**
- Dans le cas où l'émission est indépendante de  $\theta$   
→ Rayonnement **homogène**



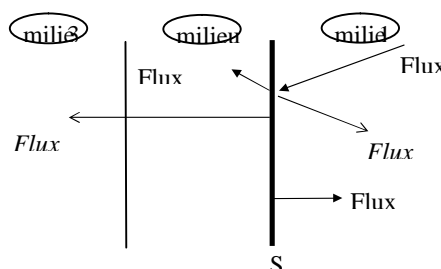
### 1.11.4 Flux radiatifs

Une fraction du rayonnement thermique incident qui arrive sur un corps est **absorbée** sous forme de chaleur, **transmise** ou **réfléchi**. Les phénomènes de réflexion et de transmission ne sont pas réellement un échange car ils n'influent pas directement sur l'énergie du système matériel. On peut distinguer 3 types de milieux :

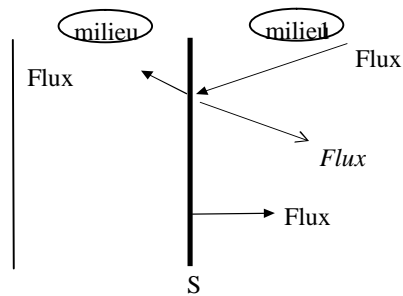
milieux transparents	milieux semi-transparents	milieux opaques
<i>uniquement de la transmission</i> n'interagissent pas avec le champ de rayonnement	<i>transmission</i> émission absorption réflexion	<i>pas de transmission</i> émission absorption réflexion

Tableaux 3: les types de milieux

**Pour les milieux semi-transparents :**



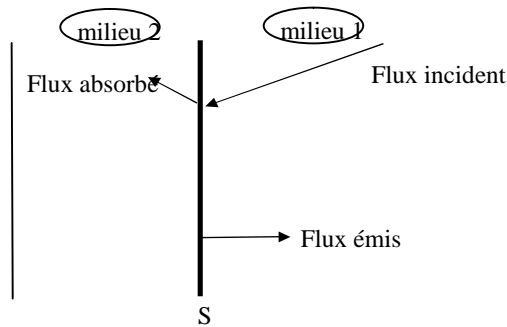
**Pour les corps opaques :**



Le bilan d'énergie réalisé sur un corps opaque à l'équilibre permet de définir un flux radiatif relatif au corps opaque considéré :

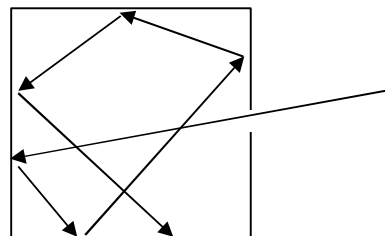
$$\Phi_{\text{radiatif}} = \Phi_{\text{absorbé}} - \Phi_{\text{émis}} = \Phi_{\text{incident}} - \Phi_{\text{partant}} = (\Phi_{\text{réfléchi}} + \Phi_{\text{absorbé}}) - (\Phi_{\text{réfléchi}} + \Phi_{\text{émis}})$$

**Corps noir :** corps qui absorbe tout le rayonnement incident, quelle que soit la longueur d'onde ou la direction incidente : il n'y a donc pas de flux réfléchi.



Une surface recouverte de noir de fumée se comporte approximativement comme un corps noir. Une enceinte isolée de l'extérieur munie d'une toute petite ouverture afin de ne pas modifier la température interne de l'enceinte et dont les parois sont absorbantes peut-être modélisée par un corps noir.

Tout rayonnement qui pénètre dans l'enceinte par la petite ouverture va subir de multiples réflexions et être absorbé au fur et à mesure par les parois jusqu'à son absorption totale.



## 1.12 Rayonnement du corps noir

Un corps noir est un corps qui absorbe totalement le rayonnement qu'il reçoit (pas de flux réfléchi ni de flux transmis), quelle que soit la longueur d'onde ou la direction du rayonnement. Par ailleurs, le corps noir émet de façon isotrope et vérifie donc la loi de Lambert ( $M_{\lambda}^0 = \pi L_{\lambda}^0$ ). Convention : on utilisera l'indice « 0 » lorsque l'on parlera des propriétés d'un corps noir.

### 1.12.1 Loi de Planck et Loi de Wien

Le rayonnement électromagnétique, constitué de photons, obéit aux lois de la physique statistique et quantique. La théorie statistique de Bose-Einstein établit que la luminance monochromatique d'un corps noir,  $L_{\lambda}^0$ , s'exprime par :

$$L_{\lambda}^0 = \frac{2hc^2}{\lambda^5} e^{-hc_0/KT\lambda} - 1 \quad (\text{LOI DE PLANCK})$$

$c_0$  vitesse de la lumière,  $h = 6.624 \cdot 10^{-34} \text{ J}\cdot\text{s}$  C<sup>ste</sup> de Planck,  $k = 1.3805 \cdot 10^{-23} \text{ J}\cdot\text{K}^{-1}$  C<sup>ste</sup> de Boltzmann.

Le rayonnement thermique correspond à un flux de chaleur émis à une température  $T$  donnée. La loi de Planck décrit ainsi la répartition spectrale de la puissance émise à une température  $T$  donnée (répartition en fonction de la longueur d'onde). A une température  $T$  donnée, la courbe  $L_{\lambda}^0(T)$  admet un maximum pour une longueur d'onde,  $\lambda_m^0(T) : dL_{\lambda}^0 / d\lambda = 0$  pour  $\lambda = \lambda_m^0(T)$ . On peut facilement montrer que :

$$\lambda_m^0 T = 2898.77 \mu\text{m}\cdot\text{K} \quad (\text{LOI DE DEPLACEMENT DE WIEN}) \quad L_{\lambda}^0 = B T^5 \lambda^{-5} \text{ (hyperbole)}$$

Lorsque  $T$  augmente, la luminance augmente et la longueur d'onde relative au maximum de luminance se déplace vers les petites longueurs d'ondes. Le rayonnement devient visible lorsque la température est suffisamment élevée pour que les longueurs d'onde émises se trouvent dans la gamme de longueur d'ondes du visible.

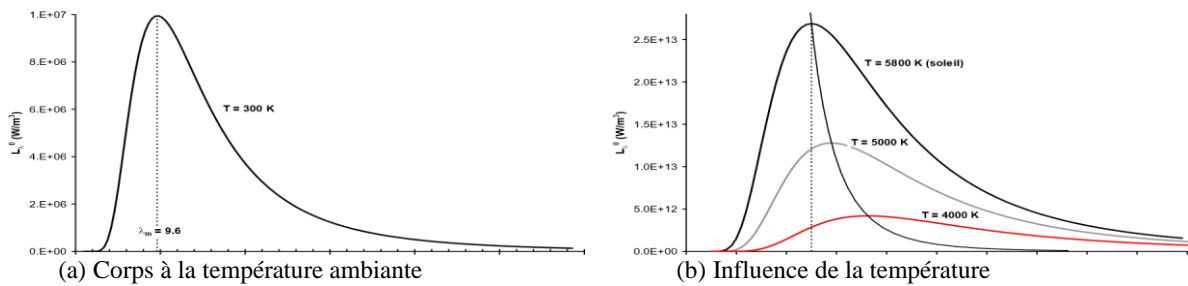


Figure 14: distribution spectrale de luminance monochromatique

Les courbes ci-dessus montrent que la quasi-totalité du rayonnement émis par un corps à 300 K (le corps humain par exemple) se produit dans l'infrarouge ( $\lambda \in (0.8, 100) \mu\text{m}$ ). Pour le soleil ( $T = 5800\text{K}$ ), un certain pourcentage du rayonnement émis se produit dans le visible

( $\lambda \in (0.4, 0.7) \mu\text{m}$ ) (12).

### 1.12.2 Loi de Stefan-Boltzmann

Le rayonnement du corps noir étant isotrope, il vérifie la loi de Lambert :

$M^0 = \pi L^0$  avec  $L^0 = \int_0^\infty L(T) d\lambda = C_1 \int_0^\infty \lambda^{-5} / e^{hc_0 / K T \lambda} - 1 . d\lambda$  On peut facilement montrer (en posant par exemple  $x = c_2 / (\lambda T)$ ),

$$\sigma = 2\pi^5 K^4 / 15 C_2^4 h^3 = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4} \quad \text{C}^{\text{ste}} \text{ de Stefan-Boltzmann}$$

$M^0 = \sigma T^4$  la loi de Stefan-Boltzmann

### 1.12.3 Table de Planck

Il est possible, à partir de tables disponibles dans la littérature, de calculer la fraction de flux émis par un corps noir dans un domaine de longueur d'onde donné.

Le flux émis (par unité de surface) dans la gamme de longueurs d'ondes  $(0, \lambda)$  par un corps noir est donné par :

$$M^0(0, \lambda) = \int_0^\lambda M^0_\lambda d\lambda$$

On définit la fonction de Planck comme étant la fraction du flux émis par un corps noir dans la gamme de longueurs d'ondes  $(0, \lambda)$  :

$$F_{0-\lambda} = \frac{\int_0^\lambda (M_0 \lambda) d\lambda}{\int_0^\infty M_0 \lambda d\lambda} = \frac{\int_0^\lambda M_0 \lambda d\lambda}{\sigma T^4} \quad \text{Donnée dans la table de Planck}$$

Le flux émis (par unité de surface) dans une bande spectrale  $(\lambda_1, \lambda_2)$  par un corps noir est

donné :  $M_0(\lambda_1, \lambda_2) = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} M_0 \lambda d\lambda = \int_0^{\lambda_2} M_0 \lambda d\lambda - \int_0^{\lambda_1} M_0 \lambda d\lambda$  par :

La fraction du flux émis par un corps noir dans une bande spectrale  $(\lambda_1, \lambda_2)$  peut ainsi être calculée à partir de la table de Planck par :  $F_{(\lambda_1, \lambda_2)} = F_{0-\lambda_2} - F_{0-\lambda_1}$

# **Chapitre 02 :**

**Calorifugeage Des Conduites De Transport**

## 1.1 INTRODUCTION

Dans le cadre de la problématique énergie-climat, avec la diminution des sources d'énergies fossiles et le réchauffement climatique, des actions importantes en économies d'énergies et en limitation des rejets de gaz à effet de serre doivent être effectuées dans tous les secteurs. À côté de l'isolation thermique des parois de bâtiments, on trouve l'isolation thermique des équipements, tels que les conduites, les tuyauteries, les réservoirs, les citernes, les installations de chauffage ou de froid, etc... Ce secteur est dénommé, calorifugeage [15]

## 1.2 DEFINITION DU CALORIFUGEAGE

Le calorifugeage est une technique d'isolation thermique et de protection des installations et équipements stockant ou transportant des fluides chauds ou froids tels que les tuyauteries, les gaines, les réservoirs, les citernes, les chaudières, les centrales de froid, les réacteurs chimiques, etc... afin d'éviter les pertes de chaleur et les effets des facteurs climatiques.

Le calorifugeage couvre le domaine de température compris entre -260 et +1300°C. [16]

Les fluides transportés, on trouve par exemple :

- des gaz, comme l'air chaud ou froid ;
- de la vapeur d'eau saturée ou surchauffée ;
- des liquides, comme l'eau chaude ou froide ;
- des gaz liquéfiés ;
- des produits visqueux (goudron...) ;

## **1.3 BUTS DU CALORIFUGEAGE**

### **1.3.1 CONSERVER L'ÉNERGIE THERMIQUE**

Dans le contexte actuel de l'augmentation des coûts énergétiques, il faut conserver l'énergie thermique afin de minimiser la consommation d'énergie.

### **1.3.2 CONTRÔLER LES TEMPÉRATURES DE SERVICE**

L'utilisation des fluides thermiques peut exiger des températures minimales pour fonctionner (réaction chimique, non-changement de phase). Le calorifugeage doit empêcher le passage au-delà de la température limite, et garder un environnement compatible avec des activités humaines, et protéger aussi les structures (dégradation des bétons, acier).

### **1.3.3 PROTÉGER CONTRE LE GEL, LE GIVRE OU LA CONDENSATION**

Les équipements sont soumis aux contraintes climatiques hivernales. Il faut empêcher que les canalisations d'eau gèlent lorsque la température ambiante devient négative. Pour les tuyauteries de faible diamètre, le calorifugeage peut n'être pas suffisant, il faut apporter de la chaleur par un traçage vapeur ou un traçage électrique, ou par des matelas chauffants.

L'humidité est l'ennemi de l'isolation ; il est donc nécessaire d'éviter la condensation à l'intérieur des isolants. La température à la surface extérieure de l'isolation doit être supérieure à la température de rosée. [15]

### **1.3.4 PROTÉGER LES PERSONNES**

La protection contre les brûlures est une notion qu'on doit nécessairement intégrer à la conception de l'isolation thermique. Les équipements présentant un risque, situés à moins de 2 m de hauteur et loin d'une distance de moins de 50 cm de la main doivent être parfaitement isolés.

### 1.3.5 PROTÉGER CONTRE L'INCENDIE

Les calorifuges sont généralement incombustibles. Par conséquent, le calorifugeage est très important pour éviter les incendies.

### 1.3.6 RESPECTER LA RÉGLEMENTATION

La réglementation thermique dans nombreux pays fixe les consommations d'énergie maximales dans plusieurs domaines, alors le calorifugeage est venu pour aider à atteindre cet objectif.

## 1.4 L'APPLICATION DU CALORIFUGEAGE

### 1.4.1 ISOLATION DES RESERVOIRES ET CITERNES

Les réservoirs de stockages, cuves et citernes de l'industrie sont aussi variables en taille et en forme, qu'en température d'opération, l'isolation des réservoirs se fait donc au cas par cas. Leur point commun : La nécessité du calorifugeage pour la conservation de la chaleur ou du froid, et de la protection du personnel contre les températures de surface. L'isolation des réservoirs et des citernes sert aussi à minimiser les coûts en terme de dépense énergétique.

[16]



*Figure 14: cuve de stockage*

### 1.4.2 CALORIFUGEAGE DES TUYAUTERIE DE CHAUFFAGE

Les systèmes de tuyauteries (ou tuyaux de chauffage) destinés au transport des liquides et des gaz font partie intégrante de tout processus industriel, il est donc impératif qu'il y ait un système d'isolation. Que ce soit pour des réseaux de chaleur urbains, des conduites ou des canalisations industrielles (afin d'éviter des déperditions thermiques et donc faire des économies d'énergie).



*Figure 15: tuyauterie de chauffage*

### 1.4.3 ISOLATION DES CONDUITS ET CHEMINÉES

L'isolation des gaz de combustion ou des tuyaux échappements, tout comme le filtrage et l'isolation des cheminées industrielles, est essentielle à la gestion du flux d'énergie et au contrôle du processus d'une usine. L'isolation thermique est indispensable pour réduire la déperdition de chaleur et protéger les employés de l'usine. Il est également essentiel de contrôler la température des gaz de combustion pour empêcher la condensation et la corrosion, toutes deux susceptibles de réduire la durée de vie et/ou la qualité du système en soi. Aussi bien la variation des températures que les vibrations dans les cheminées et les échappements impliquent de fortes exigences en matière d'isolation et requièrent des produits qui soient à la fois flexibles et qui offrent une importante résistance mécanique.



*Figure 16: cheminées*

#### 1.4.4 ISOLATION DES CHAUDIÈRES ET FOURS

Les chaudières et les fours industriels sont très exigeants vis-à-vis des systèmes d'isolation car leur fonctionnement implique des températures extrêmement élevées. Dans ces circonstances, le principal objectif de l'isolation consiste à protéger la peau du personnel contre les brûlures susceptibles de survenir dès 60 °C. En outre, un système d'isolation bien conçu doit contribuer à réduire considérablement le recours à l'énergie et les émissions de CO<sub>2</sub>, permettant ainsi d'améliorer l'efficacité générale du système isolé.



*Figure 17: chaudière à gaz*

## 1.5 LES NORMES DU CALORIFUGEAGE

Généralement, pour la réalisation des travaux dans le cadre du calorifugeage, il est important de respecter un grand nombre des normes. En effet, les normes respectées dans ce cadre sont les normes :

**NF DTU 45.2** : Isolation thermique des circuits, appareils et accessoires de -80 °C à +650 °C :

**Norme NF P 75-411**: Isolation des tuyauteries et appareils eau froide, eau glacée et eau glycolée (Température compris entre - 18°C et +14°C) : relatif à l'isolation thermique des circuits frigorifique.

**Normes très basse température** : Isolation des équipements et tuyauteries installés à l'air libre ou sous abri dont la température de service est comprise entre +20°C et -260°C.

**NF P 52-306** : Isolation des circuits, appareils et accessoires - température de service supérieure à la température ambiante.

## 1.6 DEFINITION DU CALORIFUGE

Un objet à une certaine température échange de la chaleur avec un milieu environnant à une différente température, par conduction, convection ou rayonnement. Pour réduire cet échange, il est nécessaire d'isoler l'objet considéré au moyen de matériaux dits isolants sagement disposés et fixés. On appelle calorifuge l'ensemble constitué par l'isolant, ses fixations et sa protection.

## 1.7 LES CARACTÉRISTIQUES DU CALORIFUGE

Les matériaux utilisés dans l'isolation thermique des canalisations doivent posséder un certain nombre de caractéristiques mécaniques et chimiques dont la plus importante est la conductibilité thermique, qui doit avoir la valeur la plus faible possible, les autres caractéristiques importantes sont:

- Résistance chimique vis-à-vis de l'environnement :
  - à l'action de l'humidité ;
  - aux vibrations (éviter le tassement du calorifuge vers le bas) ;
  - mécanique sous température ;
  - au feu ;
- Aucune action néfaste sur la santé du personnel
- Faible masse volumique
- Facilité d'installation

C'est l'air qui est le meilleur des isolants à condition toutefois qu'il soit immobile (milieu fermé). Tous les isolants massiques sont basés sur ce principe, ils sont donc composés d'une masse comportant une multitude de petites bulles d'air isolées les unes des autres. [17]

## 1.8 LES TYPES DU CALORIFUGE

C'est l'air qui est le meilleur des isolants à condition toutefois qu'il soit immobile (milieu fermé). Tous les isolants massiques sont basés sur ce principe, ils sont donc composés d'une masse comportant une multitude de petites bulles d'air isolées les unes des autres. Sur ce, les matériaux les plus utilisés pour isoler sa canalisation sont :

**Fibres de verre:** (laine de verre) est un matériau isolant thermique de consistance laineuse obtenu par fusion à partir de sable et de verre recyclé, elle est utilisée soit en vrac pour bourrages, soit en matelas, soit en coquilles. Utilisées pour des températures allant de - 180°C à + 510°C. Incombustibles, résistant aux chocs et à l'humidité. N'attire ni la vermine, ni les rongeurs.

(Conductivité thermique  $\lambda = 0,032 + 0,00016 \cdot T$  W/m<sup>2</sup>K); masse volumique 30 à 300 kg/m<sup>3</sup>; chaleur spécifique= 840 J/kg<sup>o</sup>K. [17]



*Figure 18: laine de verre*

**Laine de roche:** aussi appelée laine de pierre, est un matériau d'isolation incroyable qui s'inspire de la nature et plus particulièrement des volcans. En effet, la laine de roche est fabriquée grâce à un mélange de basalte (de la roche volcanique), de calcaire et/ou d'argile

chauffé à plus de 1400°C et passé à travers un tamis afin d'obtenir des filaments. Ces derniers sont ensuite assemblés soit sous forme de panneaux, soit sous forme de rouleaux.

La laine de roche ainsi obtenue est un isolant thermique mais également un isolant phonique. Elle résiste à l'humidité mais aussi aux insectes. [18]

(conductivité thermique  $\lambda = 0,035 + 0,00014 \cdot T$  W/m°K); masse volumique de 80 à 150 kg/m<sup>3</sup>; chaleur spécifique = 920 J/kg°K. [17]



*Figure 19: laine de roche*

**Laine de scories:** (coton de silicone) forme granulaire de laine minérale. Fournie en formes moulées rigides (coquilles) ou matelas semi-rigide. Pour température jusque 600°C. (Conductivité thermique  $\lambda$  d'environ **0,035 W / m·K**) [17]



*Figure 20: Laine de scories*

**Fibre céramique:** matériau non combustible et résistant. Revêtement réfractaire et isolant. S'applique par projection au moyen d'un pistolet pneumatique ou en vrac comme bourrage ou en matelas. Résiste très bien aux températures élevées (1200°C) ainsi qu'au froid. Résistant aux attaques des produits chimiques. Absorbe l'humidité jusqu'à un certain degré. [17]

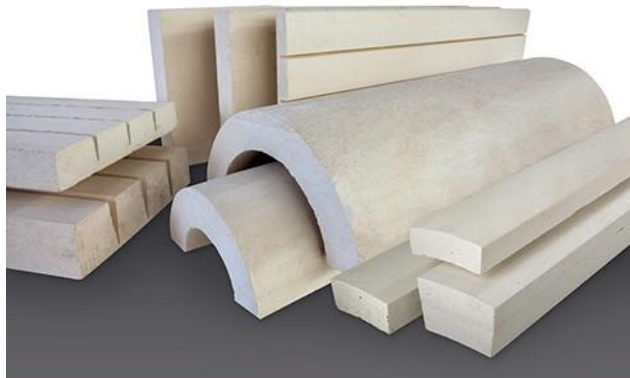


*Figure 21: Laine céramique*

**Silicate de calcium:** Le silicate de calcium est utilisé pour l'isolation thermique de la tuyauterie industrielle et des équipements thermiques. [19]

Pour des températures de 200 à 1000°C.

(Conductivité thermique  $\lambda = 0,05 + 0,00013 \cdot T$  W/m<sup>°K</sup>); masse volumique = 200 kg/m<sup>3</sup> ;  
chaleur massique = 920 J/kg<sup>°K</sup>. [17]



*Figure 22: Pipe revêtement de silicate de calcium*

**Kieselguhr (diatomite):** se trouve à l'état naturel. Il a en séchant une structure proche de la magnésie, mais en possédant une meilleure conductibilité. Peu de résistance mécanique. Pour des températures de 900 à 1000°C. [17]

**Perlite:** d'origine volcanique, est un isolant minéral, 100 % naturel. Les roches volcaniques sont fracturées puis chauffées à plus de 1000°C pour obtenir des granulés à haute résistance isolante. Elle peut être utilisée en tant qu'isolant thermique et phonique.

(Conductivité thermique  $\lambda = 0,046 + 0,00012 \cdot T$  W/m°K); masse volumique = 40 à 100 kg/m<sup>3</sup>; chaleur massique = 840 J/kg°K [17]



*Figure 23: Pipe revêtement de Perlite*

**Vermiculite:** Silicate double d'alumine ou de magnésie qui s'expande vers 500°C, avec une augmentation de volume des particules. Il peut être utilisé avec du ciment ou du plâtre comme liant (coquilles). C'est la nature du liant qui conditionne les caractéristiques mécaniques du produit.

(Conductivité thermique  $\lambda = 0,089 + 0,00007 \cdot T$  W/m°K); masse volumique = 70 à 110 kg/m<sup>3</sup> ; chaleur massique = 880 J/kg°K. [17]



*Figure 24: vermiculite*

**Liège** : utilisé pour les basses températures (- 160 à + 90°C). Résistance mécanique appréciable, résiste bien à l'humidité, obtainable en coquilles ou moules. Résiste bien aux vibrations, mais il est combustible.

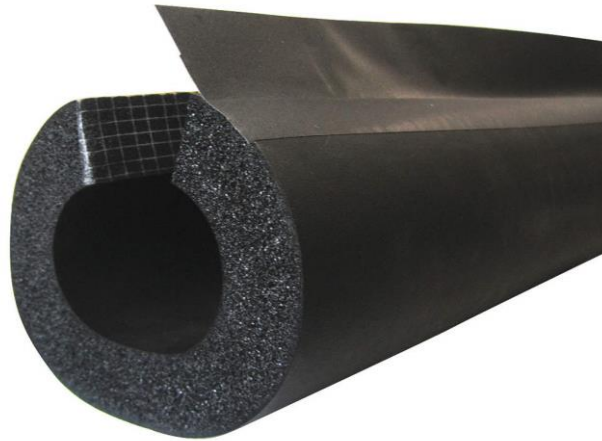
(Conductivité thermique  $\lambda = 0,046 + 0,00012 \cdot T$  W/m°K) ; masse volumique = 100 à 200 kg/m<sup>3</sup>; chaleur spécifique = 1380 J/kg°K. [17]



*Figure 25: rouleau de liege*

**Mousse de verre :** verre fondu détendu, d'aspect cellulaire, monté en coquilles et/ou en matelas. Bonne résistance à l'humidité et incombustible. Résiste aux températures de - 240 à + 425°C.

(Conductivité thermique  $\lambda = 0,039 + 0,00015 \cdot T$  W/m°K); masse volumique = 130 à 160 kg/m<sup>3</sup>; chaleur spécifique = 840 J/kg°K. [17]



*Figure 26: tube en mousse de verre*

**Mousse de polyuréthane :** matériau synthétique très léger, très basse conductibilité, convient bien pour les industries cryogéniques. Pour service entre -240 et + 110°C. S'emploie sous différentes formes à savoir:

- Forme rigide: moules, coquilles, enveloppes pré-moulées
- Par injection: remplissage d'un espace annulaire (par exemple) entre 2 tuyauteries ou entre 2 parois
- Par projection directe au moyen d'un pistolet pneumatique sur les équipements à protéger.
- En forme souple (matelas)

(Conductivité thermique  $\lambda = 0,037 + 0,00005 \cdot T$  W/m°K) ; masse volumique = 28 à 32 kg/m<sup>3</sup>; chaleur spécifique = 1380 J/kg°K. [17]



Figure 27: isolation par mousse polyuréthane projetée

## 1.9 CLASSIFICATION DES ISOLANTS

Il y a différentes manières de classer les isolants.

### 1.9.1 SUIVANT LEUR ORIGINE

- **Origine animale ou végétale :** En calorifugeage, seul le liège est parfois utilisé et plus rarement des composés à base de fibre set de copeaux de bois.
- **Origine minérale :** On peut citer les laines minérales de verre ou de roche, les fibres de verre, les silicates, les céramiques, le verre cellulaire, la perlite et la vermiculite.
- **Origine synthétique :** Ce sont des produits obtenus par polymérisation sous forme de mousse. On trouve les polyuréthanes et les polyisocyanurates, les polystyrènes, les mousses phénoliques, les polyéthylènes et les élastomères flexibles. [16]

### 1.9.2 SUIVANT LEUR PRÉSENTATION

On peut les trouver sous la forme de :

- coquille, de forme cylindrique ;
- douelle, de forme trapézoïdale ;
- manchon, souple de forme tubulaire

- plaque, de forme cuboïde ;
- rouleau, de même largeur et épaisseur, enroulé sur lui-même ;
- nappe, rouleau revêtu d'un grillage ;
- tresse, sous forme de fils entrelacés ;
- bourre, laine minérale en vrac ;
- granulé, petit grain calibré ;
- composants chimiques pour injection ou projection.

Les coquilles, manchons et tresses sont destinés aux tuyauteries, les douelles, rouleaux ou nappes aux tuyauteries de grands diamètres (> 300 mm) ou aux appareils non plans, et les plaques aux surfaces planes ou de faible courbure. Il faut préparer une enceinte pour utiliser la bourre, les granulés et les composants pour injection.

### 1.9.3 SUIVANT LEUR STRUCTURE

Le critère de classification des isolants généralement retenu repose sur la structure de leur matrice solide et sur la nature chimique de la substance qui la constitue : isolants fibreux, cellulaires et granulaires de nature minérale et organique [20]

## 1.10 LES AVANTAGES DU CALORIFUGEAGE

- Economies d'énergie et réduction de la facture énergétique : en cas de déperdition de chaleur, la température de l'installation doit augmenter, ce qui entraîne une augmentation de la consommation qui se répercute sur la facture énergétique. En diminuant au maximum les déperditions de chaleur, le calorifugeage peut nous permettre de réaliser jusqu'à 10% d'économies d'énergie par an.
- Stabilisation de la température des canalisations: cette isolation des tuyaux protège l'installation contre les températures ambiantes et permet de conserver la chaleur (ou le froid dans le cas d'une installation de froid) dans les réseaux.
- Protection des canalisations contre le gel : le gel peut non seulement bloquer temporairement toute l'installation, mais également endommager sérieusement les canalisations. En effet, le gel peut déformer les tuyaux tandis que le dégel peut faire céder les soudures, ce qui entraîne des travaux de réparation parfois coûteux.
- Une bonne isolation de vos installations améliore donc leur rendement : la protection que leur procure le calorifugeage augmente leur performance. Les pertes de chaleur étant réduites, les fluides transportés par les tuyauteries arrivent plus rapidement à leur destination.
- L'isolation thermique des tuyauteries offre une protection non négligeable qui permet d'allonger la durée de vie de vos installations.
- Protection des personnes contre le risque de brûler.
- L'isolation thermique peut avoir un effet bénéfique sur la limitation du bruit.
- Eviter le choc thermique froid/chaud.

## 1.11 LES RISQUES DU CALORIFUGEAGE

Le calorifugeage est un élément essentiel de la protection thermique d'un équipement, le calorifuge doit faire l'objet d'un suivi attentif lors des phases d'exploitation, de travaux ou simplement à la suite d'une agression naturelle.

L'analyse d'une centaine d'événements français impliquant des calorifuges montre que les possibilités d'accidents sont nombreuses. En particulier, l'absence de calorifugeage des matériels conduit à des chocs thermiques froid/chaud. L'insuffisance d'épaisseur de la couche isolante induit des problèmes de condensation ou crée des zones chaudes qui initient des explosions en cas de fuite de matières inflammables.

Les rejets de matières sont largement liés à des corrosions sous calorifuge plus ou moins amplifiées par la température du fluide stocké. Ces corrosions sont souvent le résultat de l'accumulation d'eau de pluie ou de nettoyage en certains endroits (partie basse de virole, raidisseurs, toit de réservoir, traversées de tubulures, supports des moyens d'accès...). Des réactions chimiques entre les matériaux constituant le calorifuge et la paroi de l'équipement (corrosion galvanique) sont également recensées, tout comme des malfaçons lors de la pose des revêtements.

Afin d'éviter ces problèmes, le contrôle du calorifuge en exploitation ne doit pas être négligé. Le renforcement des contrôles visuels ou non destructifs (thermographie, sonomètre...), l'optimisation de la configuration des installations pour éviter le voisinage de canalisations calorifugées avec d'autres tuyauteries pouvant favoriser la détérioration du calorifuge sont des mesures prises à la suite des accidents.

La recherche des fuites est souvent longue et délicate. Le calorifuge, de par sa fonction première de barrière thermique, doit couvrir intégralement l'équipement concerné, ce qui rend difficile leur détection et contribue à l'accumulation des produits rejetés au niveau de l'interface calorifuge/équipement.

### Risque incendie :

Au-delà des rejets de matières dangereuses ou polluantes, le risque d'incendie ne doit pas être occulté. Les travaux par points chauds, la dérive des paramètres d'exploitation (augmentation de la température des circuits), les souillures de substances s'oxydant avec le temps, sont souvent à l'origine des feux de calorifuge. Dans ce dernier cas, la phase de latence avant ignition peut durer des semaines.

Un incendie peut également se propager rapidement dans le compartiment du revêtement thermique. Les opérations d'extinction sont en général délicates et de longue durée : difficultés d'accès aux foyers ou de refroidissement, démontage des parois isolantes, reconnaissance à l'aide d'une caméra thermique...

### Agressions naturelles :

Enfin, les agressions naturelles détériorent l'intégrité des revêtements : impacts de foudre, eaux d'inondation ou de pluie, montée des eaux lors des grandes marées. Les épisodes de fortes chaleurs estivales peuvent, en outre, activer les substances chimiques souillant les revêtements.

## 1.12 LES PRÉCAUTIONS

Des leçons tirées des accidents, plusieurs recommandations peuvent être faites comme :

- effectuer régulièrement des contrôles de l'état des calorifuges ainsi que de leurs supports pour détecter toutes traces de souillures, de compacité ou d'endommagement de l'isolant ;
- prévoir des fenêtres ou des trappes de contrôle sur les équipements ;
- choisir avec soin les zones de contrôles, disposer d'équipements témoins ou au besoin de référer à un guide professionnel de bonnes pratiques ;

- garder un esprit critique sur les moyens de contrôle non destructif mis en oeuvre ;
- analyser les eaux d'extinction ou les produits chimiques en cas de contact avec le calorifuge ;
- anticiper les problèmes liés à l'extinction d'un réservoir calorifugé : difficultés de refroidissement, propagation du feu ;
- gérer avec soin les phases de travaux en réalisant une étude de risques préalable (les travaux peuvent être de simples opérations de nettoyage) ;
- réaliser des tests d'étanchéité dans les conditions d'exploitation avant de calorifuger un accessoire (bride, vanne...) ;
- améliorer les moyens de détection des fuites de faible débit.

De toutes ces mesures, le suivi en exploitation des calorifuges est primordial pour détecter le plus précocement d'éventuelles anomalies (surchauffe locale, écoulement de produits ou perte de fluide caloporteur). Le moindre écart dans les contrôles peut avoir d'importantes conséquences : risque d'aggravation de corrosion, pollution sournoise s'étalant dans le temps, incendie.

## 1.13 CONCLUSION:

Dans le présent chapitre, nous avons parlé de l'isolation thermique des conduites de transport. Nous sommes intéressés aux différentes applications du calorifugeage et ses nombreux buts. Nous avons aussi détaillé sur les types du calorifuge et ses caractéristiques. Enfin, nous avons cité les avantages qui nous montrent la grande importance de l'utilisation du calorifugeage.

# Chapitre 03 :

**Calcul d'un Système de Calorifugeage lors de  
Transport de l'eau froide**

## 1.1 INTRODUCTION

Les buts de l'isolation thermique industrielle les plus courants sont : la conservation de l'énergie thermique, en réduisant l'échange de chaleur entre un appareil ou une tuyauterie et l'air ambiant, le contrôle des températures en limitant les chutes de température d'un fluide s'écoulant dans une canalisation ou stocké dans un réservoir. L'objectif principal de ce chapitre est l'application des méthodes de calcul, permettant d'identifier rapidement les phénomènes liés au transfert de chaleur dans les conduites, dans les conditions normales rencontrées en service.

Les principaux calculs concernent le calcul d'épaisseur d'isolation optimale, la vérification des pertes de chaleur dans la tuyauterie isolée, ainsi que la chute de température.

## 1.2 CARACTERISTIQUES TECHNIQUES DES INSTALLATIONS

La mise en œuvre d'un système d'isolation thermique industriel dépend de plusieurs facteurs, qui peuvent être classés en trois familles.

- La première famille englobe les facteurs intrinsèques à la structure de la conduite (type de métal, diamètres, longueur, etc...).
- La seconde famille regroupe les données météorologiques ayant une influence sur l'environnement tel que la température extérieure.
- La troisième famille dont l'interaction avec la conduite, elle regroupe les facteurs contrôlables, à savoir la température interne de fluide à l'entrée de la conduite, la température de sortie, etc...

### 1.2.1 CARACTÉRISTIQUES CLIMATIQUES DU SITE

Les principaux facteurs sont : la température extérieure (ambiante), qui varie généralement entre 6 et 32°C au cours de l'année, ainsi que la vitesse du vent, qui a une valeur moyenne de 15 km/h au cours de l'année à Alger d'après le site « CLIMATESTOTRAVEL »

### 1.2.2 DESCRIPTION DE L'INSTALLATION

Dans cette étude, nous avons choisi un système qui assure le transport de Lauryl éther sulfate de sodium (Texapon N70) du réservoir de stockage (à 27°C) à la citerne de distribution.

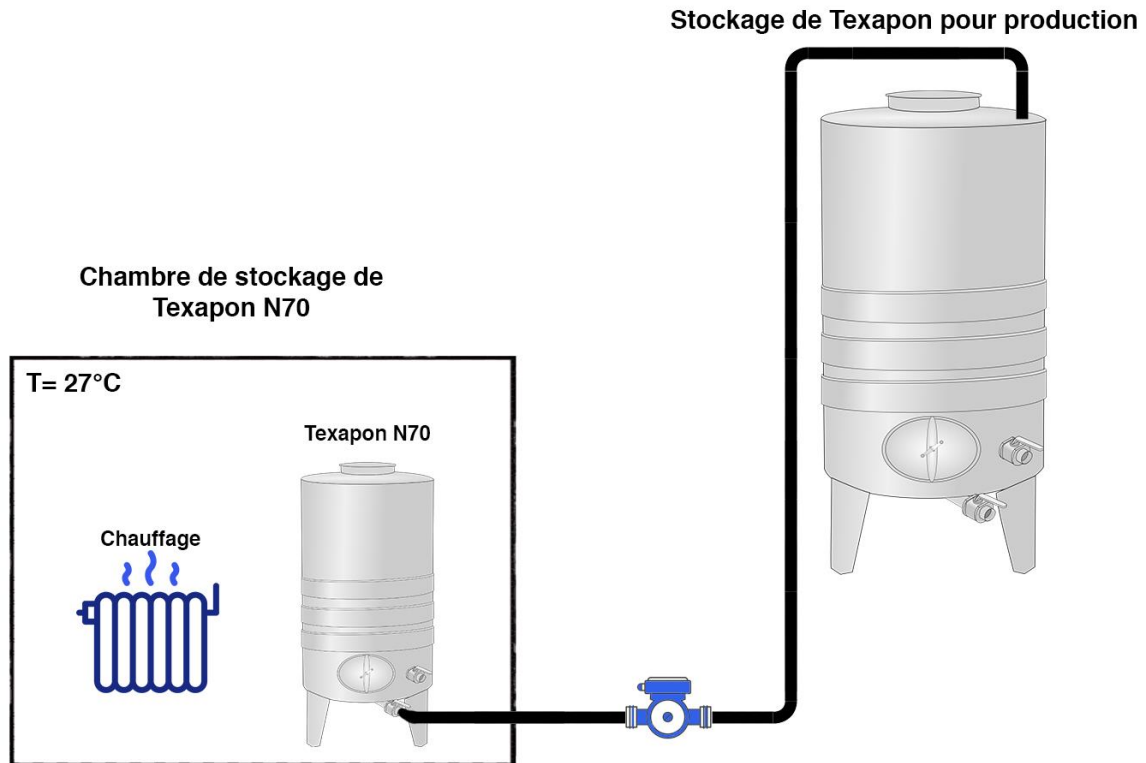


Figure 28 : Canalisation du transport de fluide (Texapon N70)

### 1.2.3 ISOLANTS UTILISÉS

On a utilisé comme matière isolante la laine de verre. La protection de l'isolation nécessite la mise en œuvre d'un revêtement en tôle d'acier (galvanisée, aluminée ou inoxydable) ou de tôles d'aluminium.

## 1.3 METHODES DE CALCUL

### 1.3.1 CALCUL DE L'ÉPAISSEUR DE L'ISOLATION

Nous allons étudier le cas d'une conduite métallique de longueur  $L$ , de diamètre intérieur  $D_1$  et de diamètre extérieur  $D_2$ . Soit  $\lambda_m$  la conductivité thermique du métal,  $D_3$  le diamètre de la conduite calorifugée (isolée thermiquement) et  $\lambda_i$  la conductivité thermique de l'isolant. Si «  $e$  » représente l'épaisseur de l'isolant (Fig. 3-2), on a alors :

$$D_3 = D_2 + 2e$$

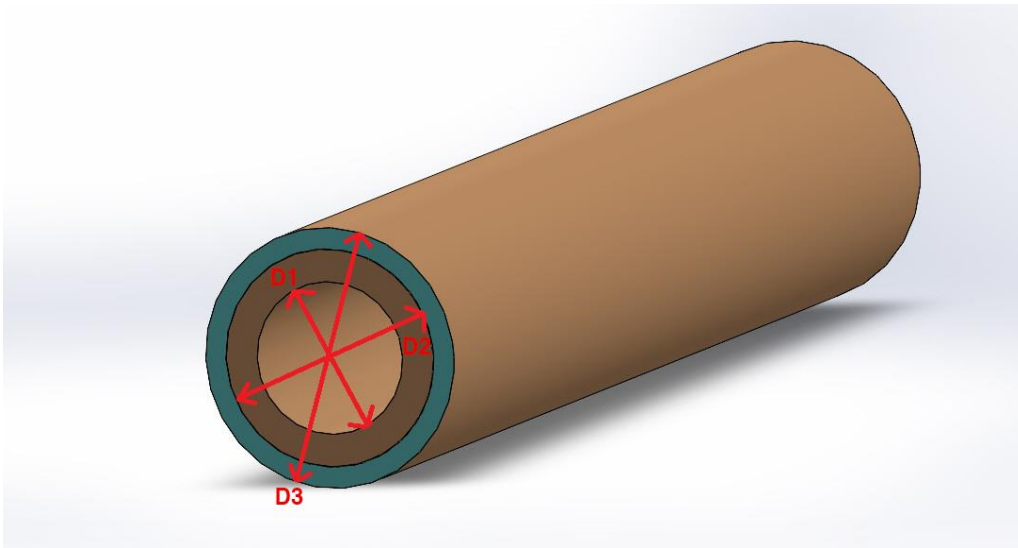


Figure 29: Transport d'un fluide dans une canalisation calorifugée

- **Épaisseur en l'absence d'exigence particulière:** En l'absence d'exigences particulières, il faut se souvenir que la loi limite à 55°C la température des surfaces accessibles [21]. En conséquence, il convient de vérifier que l'épaisseur retenue permet de limiter la température de surface à cette valeur. L'épaisseur est obtenue à l'aide de la formule suivante :

$$D_3 \times Ln \frac{D_3}{D_2} = \frac{2\lambda_i \times (T_i - T_{se})}{h_e \times (T_{se} - T_a)}$$

Avec :

$T_i$  : la température interne du fluide,

$T_{se}$  : la température de la surface extérieure du tube,

$T_a$  : la température de l'air ambiant,

$h_e$  : le coefficient d'échange superficiel externe,

- **Épaisseur conditionnée par une exigence technique:** Dans ce cas, il faut prendre en considération la limitation du flux thermique  $\Phi_{max}$  (exprimé en  $W / m^2$ ) pour les surfaces cylindriques. La formule utilisée pour le calcul de l'épaisseur est de la forme [22]:

$$D_3 \times Ln \frac{D_3}{D_2} = 2\lambda i \times \left( \frac{T_i - T_a}{\Phi_{max}} - \frac{1}{h_e} \right)$$

Le flux thermique peut être déterminé, en utilisant la formule :

$$\Phi_{max} = \frac{m \times C_p}{a \times t \times A} (T_i - T_{min})$$

Avec :

$m$  : la masse du fluide exprimée en kg,

$C_p$  : chaleur spécifique massique du fluide,

$t$  : la durée d'arrêt de fluide dans le tube (exprimée en s),

$a$  : étant un coefficient (compris entre 1,1 et 3) qui tient compte des supports de la tuyauterie et des parties non isolées [21],

$A$  : la surface externe de la conduite non isolée,

$T_i$  : la température intérieure du fluide,

$T_{min}$  : la température minimale du fluide quand ce dernier s'arrête dans la conduite,

- **Épaisseur dite économique:** L'épaisseur économique résulte d'un compromis entre le coût d'une installation, compte tenu de l'amortissement et de l'intérêt du capital non amorti, et celui de son fonctionnement pendant une durée déterminée. Il conduit à

l'adoption d'une épaisseur telle que le prix global des facteurs énumérés ci-dessus soit minimal. Le prix de tout calorifuge comprend deux éléments de base : un premier terme constant dépendant de sa conception, de sa nature et de sa protection, et un terme dépendant de son épaisseur. Ces deux termes sont proportionnels à la surface extérieure du calorifuge. Le prix au mètre carré de surface isolée est donc la base de tout prix de calorifuge, et il peut s'écrire sous la forme :

$$P_0 = \rho + \varphi \times e$$

Où  $e$  représente l'épaisseur de l'isolant, tandis que  $\rho$  et  $\varphi$  sont des constantes dépendant de la nature propre des matériaux isolants, de la protection et de la main d'œuvre.

Le prix au mètre du calorifuge d'une conduite de diamètre extérieur  $D_2$  sera donc de la forme :

$$\pi(\rho + \varphi \times e) \times (D_2 + 2e)$$

Le coût de l'exploitation dépend du prix unitaire de la quantité de chaleur perdue  $K$  exprimé en kWh, de la durée annuelle de fonctionnement  $N$  et de la déperdition unitaire, donnée par la formule :

$$2\pi\lambda_i(T_i - T_{se})/Ln \frac{D_2 + 2e}{D_2}$$

Soit  $\eta$  un coefficient tenant compte de la durée de l'amortissement annuel et de l'intérêt du capital non encore amorti, nous devons rendre minimum l'expression suivante pour obtenir l'épaisseur économique :

$$\pi\eta(\rho + \varphi \times e)(D_2 + 2e) + 2\pi KN\lambda_i(T_i - T_{se})/Ln \frac{D_2 + 2e}{D_2}$$

Pour résoudre le problème, nous disposons de deux méthodes : la méthode classique (par tâtonnement), et la méthode analytique.

Dans le premier cas (méthode classique), pour chaque appareil ou pour chaque tuyauterie, et pour chaque température de service, on calcule le coût annuel total de l'isolation, et cela pour diverses épaisseurs. Pour faciliter le travail, l'ensemble des données et des résultats est porté sur un tableau [22]. On retient l'épaisseur qui donne le coût minimal. Cette méthode longue et

fastidieuse est néanmoins celle qui convient le mieux pour l'établissement d'un programme pour ordinateur.

Dans le second cas, il existe plusieurs méthodes analytiques, toutes fondées sur le principe de l'annulation de la dérivée première des expressions du coût total unitaire annuel de l'installation. Les deux principales méthodes utilisées sont : la méthode allemande (VDI 2055) [23] et la méthode de Wadin [24]. Ces deux méthodes font appel à des variables auxiliaires et à des abaques. La méthode de Wadin demande peu de calculs mais nécessite un jeu d'abaques, tandis que la méthode allemande n'exige qu'une seule abaque mais demande plus de calculs.

### 1.3.2 CALCUL DU COEFFICIENT D'ÉCHANGE SUPERFICIEL EXTERNE

Lorsque l'air est rigoureusement calme, le coefficient d'échange superficiel a pour valeur :

$$h_e = \alpha + \xi \quad (1)$$

$\alpha$  et  $\xi$  traduisant respectivement l'influence de la convection et du rayonnement avec :

$$\alpha = \beta (T_{se} - T_a)^{0.25} \quad (2)$$

Où  $\beta = 2.49$  pour les surfaces horizontales avec flux dirigé vers le haut,  $\beta = 1.31$  pour les surfaces horizontales avec flux dirigé vers le bas,  $\beta = 1.84$  pour les surfaces verticales.

La valeur du paramètre  $\xi$  est donnée par la formule :

$$\xi = \frac{\beta_r \left[ \left( \frac{T_{se}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_a}{100} \right)^4 \right]}{T_{se} - T_a} \quad (3)$$

Avec :

$\beta_r = 5.6783$  lorsque l'émissivité égale à 1 [25]

Lorsque l'air est en mouvement, et dans le cas des surfaces cylindriques, on garde la même expression pour  $\xi$  et l'on applique la formule empirique suivante pour  $\alpha$  :

$$\alpha = \frac{4.15\vartheta_a^{0.8}}{D_2^{0.2}}$$

Où :  $\vartheta$  représente la vitesse de l'air exprimée en  $\text{m s}^{-1}$ .

### 1.3.3 CALCUL DE LA TEMPÉRATURE DE SURFACE EXTÉRIEURE DU TUBE

La connaissance de la température de surface, est très importante non seulement pour la détermination du coefficient de la conductivité moyen, mais également pour l'étude de la protection du personnel contre les brûlures. De constance du flux thermique en régime permanent [22], la formule générale pour les parois cylindriques est :

$$T_{se} = T_a + \frac{(T_i - T_a)}{\left[1 + h_e \sum \left( \frac{D_{n+1}}{2\lambda_n} \ln \frac{D_{n+1}}{D_n} \right)\right]}$$

### 1.3.4 DÉPERDITION DE CHALEUR À TRAVERS UNE CONDUITE ISOLÉE

Pour les parois cylindriques, on exprime généralement la déperdition de chaleur par unité de longueur. Les résistances thermiques rencontrées ont respectivement pour valeur :

- $R_1 = 1/D_1 h_i$

Pour la résistance superficielle au contact du fluide.

- $R_2 = \frac{1}{2\lambda_m} \ln \frac{D_2}{D_1}$

Pour la résistance de la paroi métallique de la conduite.

- $R_3 = \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{D_3}{D_2}$

Pour la résistance de la chacune couche isolante.

- $R_4 = 1/D_3 h_e$

pour la résistance superficielle au contact de l'air.

La déperdition de chaleur par unité de longueur exprimée en W/m, pour les parois cylindriques est donnée donc par la formule :

$$q = \frac{\pi(T_i - T_a)}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4}$$

Avec :  $h_i$  : le coefficient d'échange superficiel interne.

### 1.3.5 CHUTE DE TEMPÉRATURE DANS UNE CONDUITE ISOLÉE

La formule ci-après ne s'applique qu'aux fluides dont la température est éloignée du point de transformation, elle ne peut donc s'appliquer à la vapeur saturante. Dans le cas de faible chute de température (inférieure à 6 %), on emploie la formule simplifiée :

$$\Delta T = \frac{a \cdot q \cdot L}{\rho \cdot \vartheta_f \cdot S \cdot C_p}$$

Avec:

$\rho$  : la masse volumique du fluide.

$\vartheta_f$  : vitesse de fluide circulant dans le tube.

S : section droite de la conduite.

## 1.4 RESULTATS ET DISCUSSIONS

Pour le cas étudié, on suppose que la résistance thermique de la surface interne de la tuyauterie étant négligeable par rapport à celle de l'isolant.

**Les données suivantes sont nécessaires pour les différents calculs :**

- la longueur de tuyauterie ( $L$ ) : 5 m.
- le diamètre intérieur de la tuyauterie ( $D_1$ ) : 87mm.
- le diamètre extérieur de la tuyauterie ( $D_2$ ) : 89mm.
- la masse volumique du fluide :  $\rho = 1110 \text{ kg/m}^3$ .
- la chaleur spécifique du fluide :  $C_p = 2600 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$ .
- température intérieure de fluide :  $T_i = 27^\circ\text{C}$ .
- température ambiante :  $T_a = 10^\circ\text{C}$ .
- température de surface de tuyauteries  $T_{se} = 15^\circ\text{C}$  (valeur maximal possible),
- la conductivité thermique de l'isolant :  $\lambda_i = 0,0338 \text{ W/m K}$ .
- le coefficient d'échange externe est déterminé en utilisant les équations 1, 2 et 3 (l'air est calme, car l'installation est placée dans un local fermé) avec  $\beta = 1,84$  (surfaces verticales) et  $\beta_r = 4,5$  pour une émissivité inférieure à 1 [26]. On trouve :  $h_e = 5.91 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ .

### 1.4.1 ÉPAISSEUR DE L'ISOLANT

Dans ce cas il est nécessaire que la température de fluide doive être supérieure à 18°C quand le liquide s'arrête dans la conduite pendant 6 heures, car au-dessous de cette température le pompage de fluide devient difficile, et lorsque la température devient inférieure à 10°C le fluide devient impompable (Selon la fiche de données et de sécurité de fluide). Dans ce cas, le calcul de l'épaisseur est conditionné par une exigence technique. Pour calculer le flux thermique  $\phi_{\max}$ , nous utilisons l'équation (3) avec :  $T_{\min} = 18^{\circ}\text{C}$ ,  $t = 6\text{h}$ ,  $a = 1,1$ .

Nous calculons la masse  $m$  et la surface  $A$ , en utilisant les formules :

$$m = \rho \cdot \pi \cdot D_1^2 \cdot L / 4$$

et

$$A = \pi \cdot D_1 \cdot L$$

La valeur calculée du flux thermique est :  $\phi_{\max} = 17,44 \text{ W/m}^2$

La résolution graphique de l'équation (2), permet de trouver la valeur moyenne de l'épaisseur  $e = 30 \text{ mm}$ .

Dans le cas de l'épaisseur économique, nous utiliserons la méthode de Wadin, en donnant la valeur  $T_{\text{se}} = 15^{\circ}\text{C}$  à la température de surface extérieure de tuyauteries. Nous constatons que l'épaisseur calculée par cette méthode a une valeur très proche à celle trouvée par la première méthode, c'est-à-dire :  $e = 30\text{mm}$ .

### 1.4.2 DÉPERDITION THERMIQUE UNITAIRE

En négligeant toujours la résistance de la convection interne et celle de la paroi interne, la valeur de la déperdition thermique unitaire est :  $q = 5.19 \text{ W/m}$ .

### 1.4.3 CHUTE DE TEMPÉRATURE

Pour la conduite étudiée, la valeur de la chute de température totale est  $\Delta T = 0,00073^\circ\text{C}$ .

Le résultat obtenu montre que l'isolation thermique est parfaite.

## 1.5 CONCLUSION

L'étude a été menée sur un système de transport d'un liquide épais devient difficile à pomper lorsque sa température est baissée. Nous avons calculé l'épaisseur de l'isolant par deux méthodes différentes ; ensuite, nous avons comparé les deux méthodes (technique et économique), pour obtenir la meilleure épaisseur de l'isolant. On trouve que l'épaisseur par les deux méthodes est de 30 mm. Cette épaisseur assure le maintien de la fluidité du liquide, quand il s'arrête dans la conduite pendant une durée de six heures et à une température ambiante de 10°C.

# Chapitre 04 :

Description des logiciels ANSYS et TRNSYS

## 1.1 Introduction

Depuis quelques années, l'accroissement de la puissance des ordinateurs et le développement des méthodes numériques ont permis de conduire des calculs tridimensionnels de l'écoulement dans plusieurs configurations, tout en tenant compte de l'effet de la viscosité et de la turbulence. Ce progrès a fait de la modélisation numérique de l'écoulement ou CFD (Computational Fluid Dynamic) un outil de plus en plus important pour le développement et l'optimisation du dimensionnement de différents procédés industriels. Parmi le large éventail des codes de calcul de l'écoulement connus on peut citer : CFX, Fluent, Numeca, Star-CD, Openfoam, TRNNSYS etc...

Dans ce document on présentera un outil de simulation numérique. Il est le logiciel TRNNSYS qui est utilisé pour le dessin de la géométrie et la génération du maillage et permet la simulation numérique de l'écoulement.

## 1.2 Présentation d'ANSYS

Le logiciel ANSYS est un outil de développement en analyse d'ingénierie. La méthode utilisée est celle des éléments finis, permettant l'analyse d'assemblages complexes et les simulations en conditions réalistes. Il permet la modélisation de structures, d'écoulements, de systèmes complexes voire couplés et d'étudier leurs réponses physiques telles que les niveaux de contraintes, les distributions de température ou l'effet de champs électromagnétiques. Pour réaliser des analyses il y a deux méthodes principales. L'utilisation du code ou lignes de commande, et la « Graphic User Interface method » ou méthode graphique. On peut faire une analyse complète soit :

- en écrivant un programme
- en n'utilisant les fenêtres de dialogue

Les deux méthodes sont équivalentes, elles sont deux entrées du logiciel. Il est aisé d'évoluer de l'une à l'autre, chaque commande effectuée par méthode graphique est transcrite dans un fichier contenant les lignes de commandes ou code qui réaliseraient le même travail.

Il y a plusieurs phases dans l'exécution d'une analyse

### Phase de spécification ou Preprocess

Durant cette phase des données, l'utilisateur choisit le type d'éléments, le système de coordonnées, les constantes et les propriétés des matériaux. On crée des modèles solides et on les maille, on peut aussi définir des équations de couplage et contraintes.

- Différents types de maillage :
  - maillage régulier (brique)
  - maillage libre (tétraèdre)
  - maillage adaptatif (itératif)

- Différents types d'éléments :

Les éléments sont classés en fonction de leur dimension (2D,3D), de leur nombre d'arêtes et de nœuds (tétraèdres, pavé), et enfin en fonction du domaine physique auquel appartient la simulation (thermique, mécanique, couplée thermo électromagnétique...)

### Phase de résolution

On choisit le type d'analyse à exécuter.

Le type d'analyse sélectionné détermine les équations qui seront utilisées par le système.

Les catégories disponibles sont :

- structure
- thermique
- fluides

- dynamique des fluides
- électrostatique
- électromagnétique
- champ électrique
- acoustique
- champs couplés : il est possible de résoudre un problème touchant plusieurs domaines physiques. Par exemple, la thermomécanique, l'hydromécanique, la thermo hydraulique.

Chaque catégorie peut encore inclure différents types d'analyses spécifiques, statiques ou dynamiques.

### Phase d'analyse des résultats

L'utilisateur peut visualiser les résultats en faisant pivoter le solide représentant le modèle dans tous les sens, en zoomant. Il peut afficher des champs de types valeurs dérivées, qui sont des données estimées à partir des résultats de l'analyse et qui sont du type flux, énergie, gradient, sous forme de vecteurs ou de champs de couleurs. On peut ainsi vérifier la présence de flux, la direction des flux, directement sous forme graphique.

ANSYS permet aussi d'afficher des résultats sous forme de listes, avec les numéros de surfaces, éléments ou nœuds et les valeurs correspondantes des grandeurs souhaitées, température, puissance, champ électrique.

## 1.3 Présentation du logiciel TRNSYS

TRNSYS ([1]) est un environnement de simulation dynamique permettant de simuler de manière très fine le comportement d'un système complexe, tel qu'un bâtiment.

TRNSYS, disponible depuis 1975, et son environnement graphique, IISiBat, ont déjà été présentés à de nombreuses occasions. TRNSYS a inspiré de très nombreux développements

d'autres logiciels de simulation, qui utilisent soit son solveur générique, soit certains de ses modèles, soit les deux (Energy 10, Energy+, CA-SIS, HVACSIM+, ...). Nous nous contentons ici de rappeler le principe du système. Les nouveaux développements dans la dernière version de TRNSYS, TRNSYS 15 avec IISiBat 3, sont présentés à part [2].

TRNSYS est basé sur une approche par schéma-bloc. Cette approche modulaire permet à la fois de décomposer des problèmes complexes en plusieurs problèmes moins complexes et de travailler dans un environnement « ouvert », permettant de rajouter de nouveaux composants et concepts. Un projet de simulation TRNSYS consiste donc à :

Choisir un ensemble de modèles mathématiques de composants physiques (en s'appuyant soit sur des modèles existants dans les bibliothèques de modèles de TRNSYS, soit en les créant) et à décrire les interactions entre ces modèles.

L'environnement graphique IISiBat 3 assiste l'utilisateur dans ces deux étapes avec un éditeur de modèles et un éditeur de projets. Chaque icône d'une fenêtre de projet IISiBat représente en effet un sous-programme (traditionnellement écrit en FORTRAN, sachant que la version 15 de TRNSYS permet l'utilisation de n'importe quel langage de programmation capable de générer une DLL Windows – C, C++, ...). Chacune de ces boîtes noires possède un jeu de variables d'entrées et un jeu de variables de sortie. Connecter les icônes revient à créer des connexions entre ces variables. L'utilisateur a la possibilité de rajouter des « boîtes », i.e. définir de nouveaux algorithmes, pour simuler le comportement de nouveaux types d'objets qui n'existent pas dans la version standard de TRNSYS. Ceci est possible en spécifiant des équations directement (sans passer par un langage de programmation), en assemblant des modèles existants dans des « macro-modèles », en dérivant des nouveaux modèles à partir de modèles existants par extension ou en créant des modèles entièrement nouveaux, en utilisant un langage de programmation tel que FORTRAN, C ou C++, voire même des applications externe comme le solveur d'équations générique EES [3].

Un projet de simulation TRNSYS est décrit par un fichier d'entrée, dont les informations sont écrites dans un langage à base de mots-clef. Pour une simulation d'un bâtiment multi-zones, s'y rajoute un fichier de description du bâtiment. Ces deux fichiers sont de type "texte", pour simplifier les liaisons avec d'autres programmes (interface graphique, outil CAO). TRNSYS 15

contient un grand nombre de modèles standards (Utilitaires, Stockage Thermique, Equipement, Charges et Structures, Echangeurs de Chaleur, Hydraulique, Régulateurs, Composants électriques/Photovoltaïque, Capteurs solaires, ...). Il suffit de les interconnecter dans un éditeur de projet pour définir un projet de simulation. TRNSYS profite également d'une active communauté d'utilisateurs, qui mettent au point des modèles « freeware », accessibles gratuitement à tout utilisateur. Plusieurs bibliothèques de modèles TRNSYS existent également en tant que produits commerciaux supplémentaires, développés par des bureaux d'études spécialisés. Il existe plusieurs modèles de bâtiments. Le modèle le plus complet permet de simuler de façon très détaillée le comportement thermique d'un bâtiment multi-zones (température ambiante, besoins d'énergie, humidité de l'air pour chaque zone et chaque surface ; gains par infiltration / ventilation, couplage convectif avec d'autres zones ; variation de l'énergie sensible ; besoins d'énergie latente ; énergie solaire rentrant par les fenêtres ; confort ; ...).

Le paramétrage du modèle du bâtiment nécessite une description détaillée. Pour saisir cette information, une interface dédiée fait partie de TRNSYS : PREBID. Ce logiciel permet de rédiger un fichier de description du bâtiment en spécifiant les murs, ouvertures, orientations, etc.

### 1.4 Avantages du logiciel TRNSYS

Les avantages qu'offre le logiciel TRNSYS sont très nombreux. En effet, en utilisant l'utilitaire Prebid la définition du bâtiment est devenue de plus en plus facile et permet de faire changer les différents paramètres très facilement. D'autre part, TRNSYS se trouve à être un logiciel modulaire auquel on peut y ajouter des modules écrits soit en fortran ou sous Matlab ou EES ce qui laisse la possibilité d'amélioration du modèle en y incluant différents phénomènes thermo-aérauliques et en y incluant aussi un modèle simulant les systèmes de chauffage, climatisation, ventilation et réfrigération. Enfin, et en comparaison avec le CFD, TRNSYS est plus rapide dans les simulations. Certes, ce n'est pas le même concept ni les mêmes équations à résoudre mais dans notre cas on a besoin de trouver les charges thermiques d'un aréna ce que TRNSYS peut à première vue déterminer.

## 1.5 Limites du logiciel TRNSYS

Les limites de TRNSYS pour la simulation thermique d'un aréna sont du nombre de deux : le transfert aéraulique et le rayonnement entre les surfaces internes.

En effet, TRNSYS ne calcule pas de champ de vitesse d'air entre les différentes zones thermiques ce qui nous oblige à spécifier les débits d'air échangé entre les zones.

D'autre part, TRNSYS considère les surfaces internes comme étant des surfaces noires et ne nous permet pas de changer l'émissivité des surfaces internes de l'enveloppe du bâtiment.

## 1.6 L'INERFACE DU LOGICIEL ANSYS : (WORKBENCH)

ANSYS Workbench est au centre de l'environnement de simulation ANSYS. Il facilite la saisie des entrées pour la résolution de calculs. Grâce aux commandes APDL, les fonctions classiques d'ANSYS peuvent aussi être utilisées dans Mechanical. Des scripts automatisant les tâches et les procédures de contrôle d'ANSYS Workbench.

ANSYS séduit par son incroyable efficacité révélée au quotidien, avec une interface utilisateur uniforme, une technologie réseau complète, son connexion directe avec tous logiciels majeurs de la CAO et un large éventail de physiques.

Nous pouvons effectuer toutes les étapes de la simulation dans une interface unique : de la conception à la préparation de la géométrie, de l'échange de données à la définition de conditions limites, jusqu'à l'évaluation. L'avantage pour vous est l'utilisation d'un environnement paramétrique uniforme. Vous pouvez appliquer les changements de sous-systèmes en un cliquer à toute zones concernées par l'analyse – sans efforts manuels. L'analyse de variantes peut être aisément réalisée de cette façon.

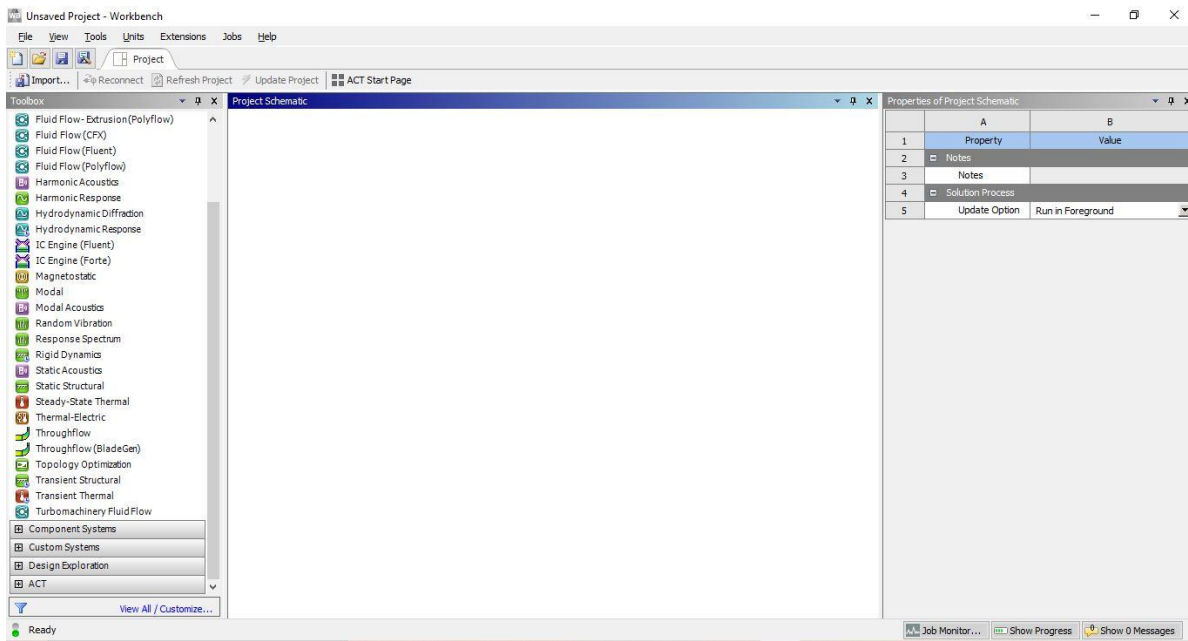


Figure 30 : WORKBENCH

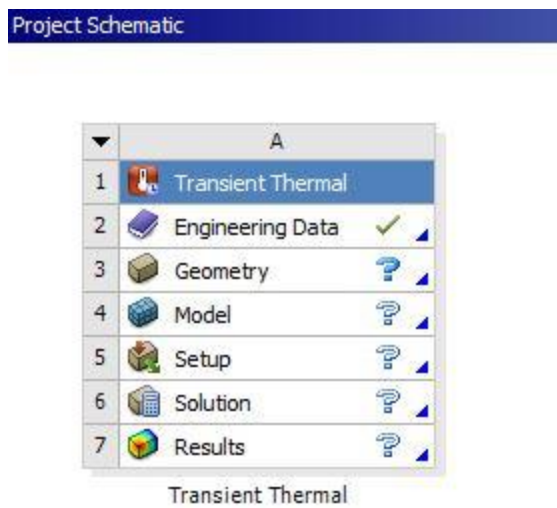
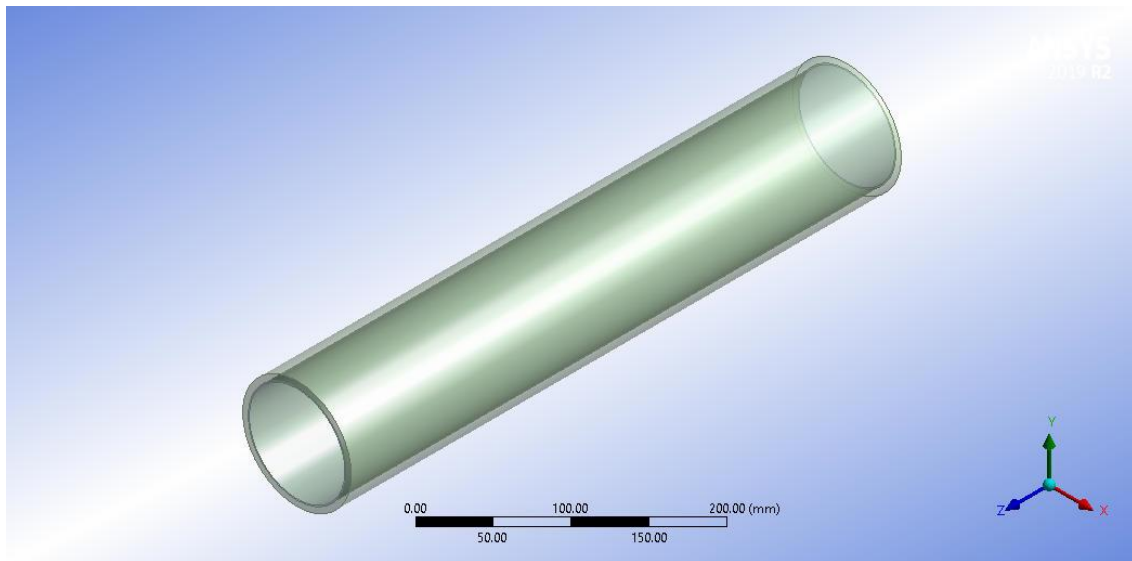
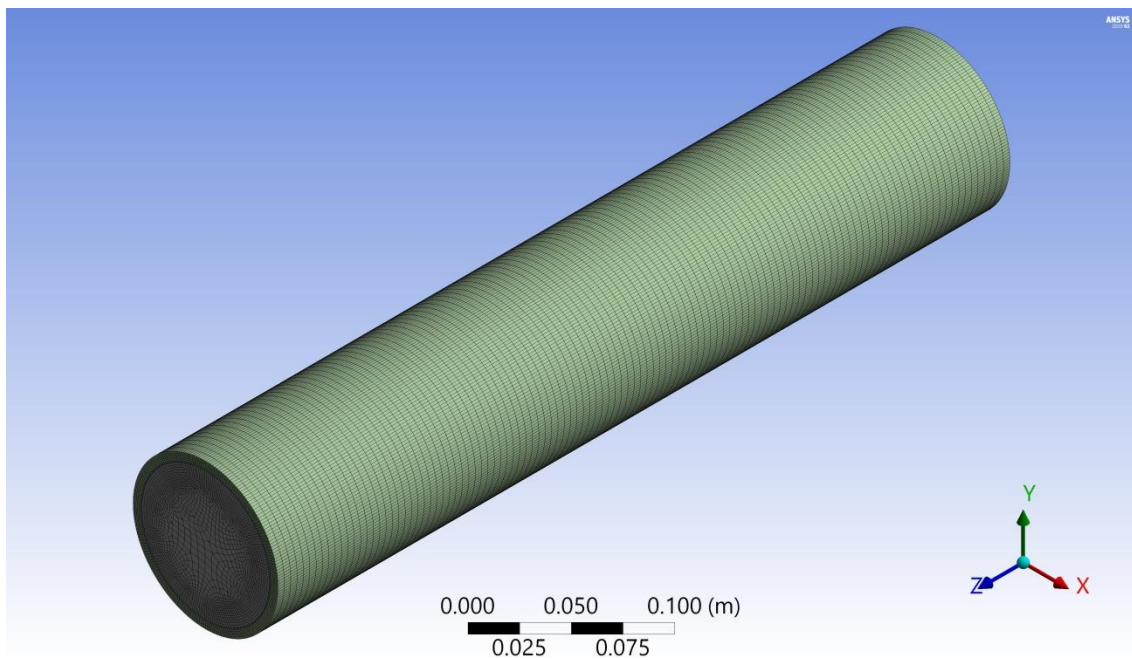


Figure 31 : TRNSYS

## 1.7 GEOMETRIE ET MAILLAGE:



*Figure 32 : la géométrie de notre problème*



*Figure 33 : maillage de notre problème vue 3D*

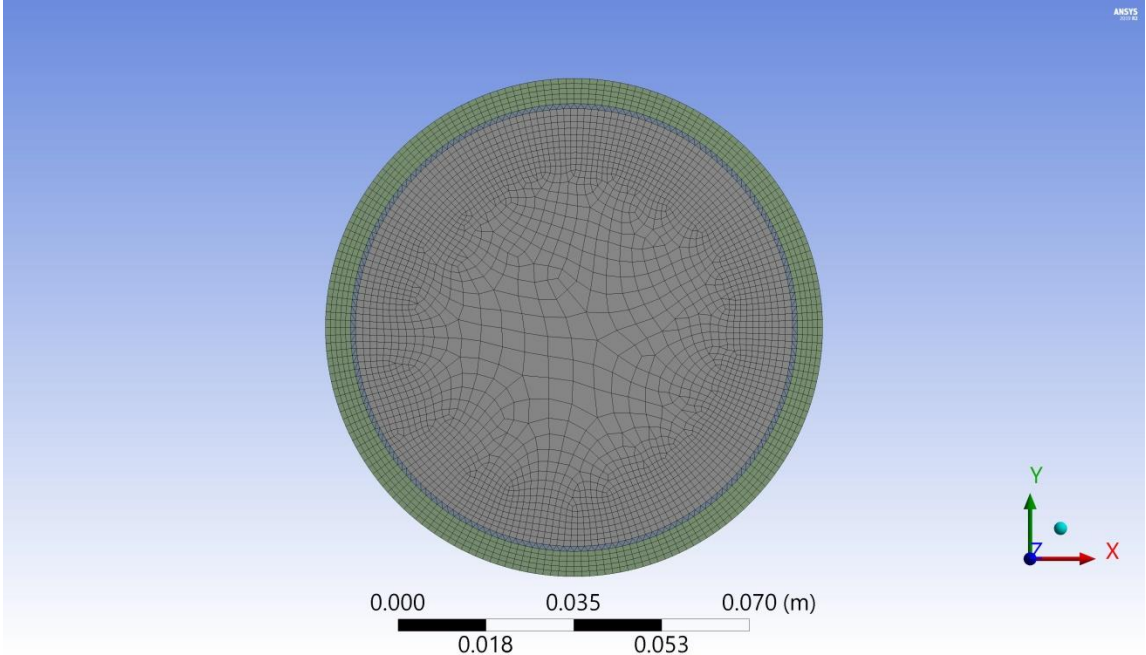


Figure 34 : maillage vue de face

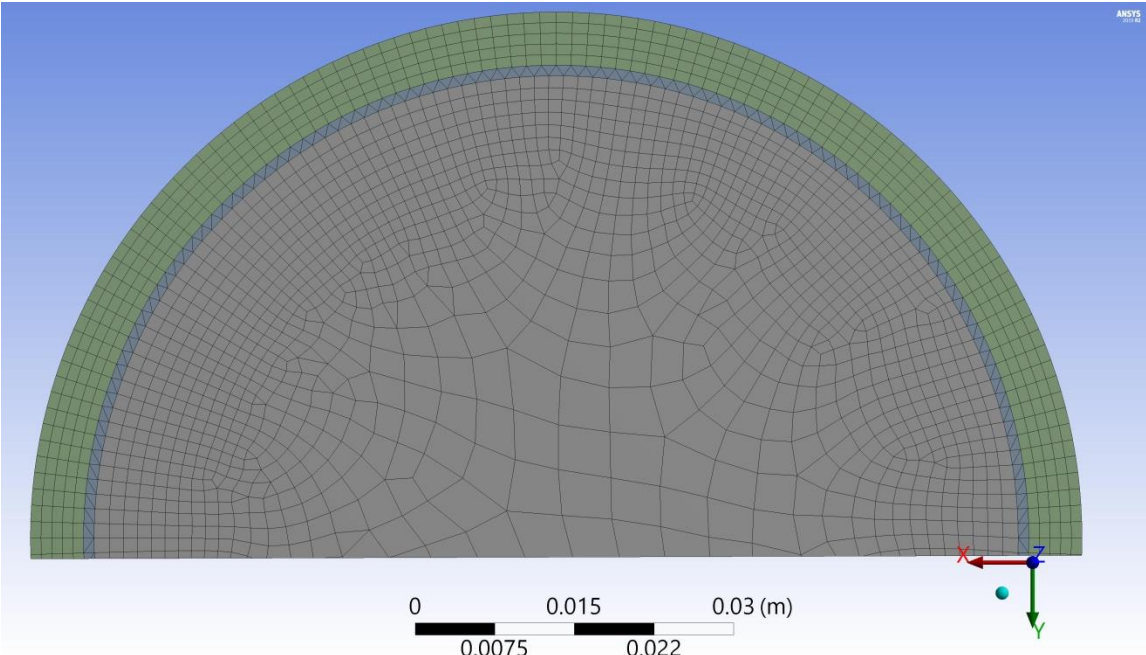


Figure 35 : maillage vue face agrandir

# Chapitre 05 :

**Résultats et discussion**

## 1.1 INTRODUCTION

Le but de cette étude est de rechercher l'épaisseur isolante appropriée pour isoler un tuyau qui transporte une solution chimique à haut degré de viscosité, qui nécessite une température supérieure à 18 degrés afin de la pomper facilement vers le réservoir de distribution. Sachant que la température initiale de la solution est de 27 degrés et que la température ambiante est de 10 degrés. La production a besoin d'une certaine quantité de solution toutes 6 heures, donc après chaque pompage, la solution reste pendant 6 heures à l'intérieur du tube dans un état statique. Nous allons donc utiliser un logiciel de simulation TRNSYS.

## 1.2 DISCUSSION GRAPHIQUE ET INTERPRETATION

### Utiliser 10 mm d'épaisseur d'isolant :

On note que lorsqu'on utilise un isolant d'une épaisseur de 10 mm, la solution chimique au bout de 4 heures a une température maximale de 16,625 degrés, qui se situe au niveau de l'axe de symétrie, et diminue lorsque qu'on s'approche des frontières du tube pour atteindre 10 degrés, qui est la température ambiante.

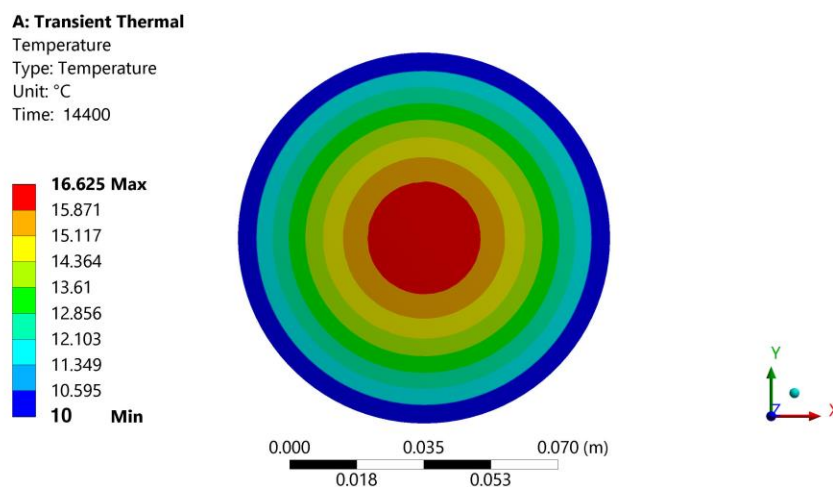


Figure 36 : Contour de température pour  $e=10\text{mm}$

La courbe exprime la température de la solution au niveau de l'axe de symétrie, ça veut dire les coordonnées  $(x,y,z)=(0,0,z)$ . On remarque une baisse progressive de la température, à partir de 27 degrés, jusqu'à atteindre 16,625 degrés au bout de 4 heures.

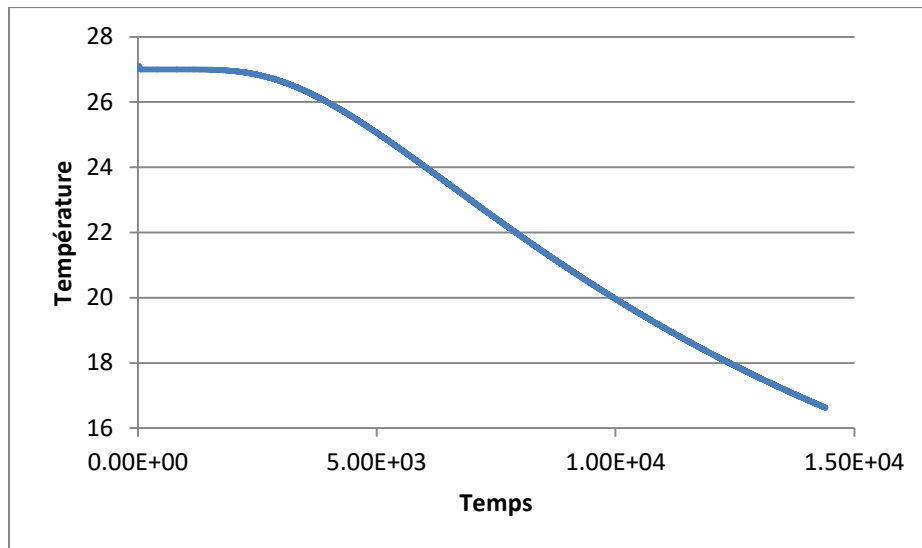


Figure 37 : évolution de température pour  $e=10\text{mm}$

- La température de la solution ne permet pas de la pomper facilement dans le réservoir de distribution, donc l'épaisseur de l'isolant est insuffisante (Le tube est mal isolé).

### Utiliser 20 mm d'épaisseur d'isolant :

On note que lorsqu'on utilise un isolant d'une épaisseur de 20 mm, la solution chimique au bout de 6 heures a une température maximale de 24.24 degrés, qui se situe au niveau de l'axe de symétrie, et diminue lorsque qu'on s'approche des frontières du tube pour atteindre 10 degrés, qui est la température ambiante.

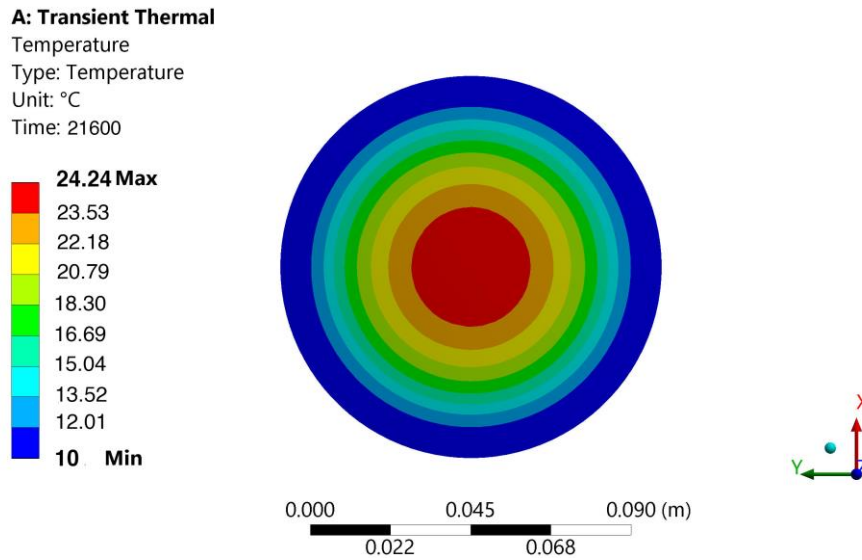


Figure 38 : Contour de température pour  $e=20\text{mm}$

La courbe exprime la température de la solution au niveau de l'axe de symétrie, ça veut dire les coordonnées  $(x,y,z)=(0,0,z)$ . On remarque une baisse progressive de la température, à partir de 27 degrés, jusqu'à atteindre 24.24 degrés au bout de 6 heures.

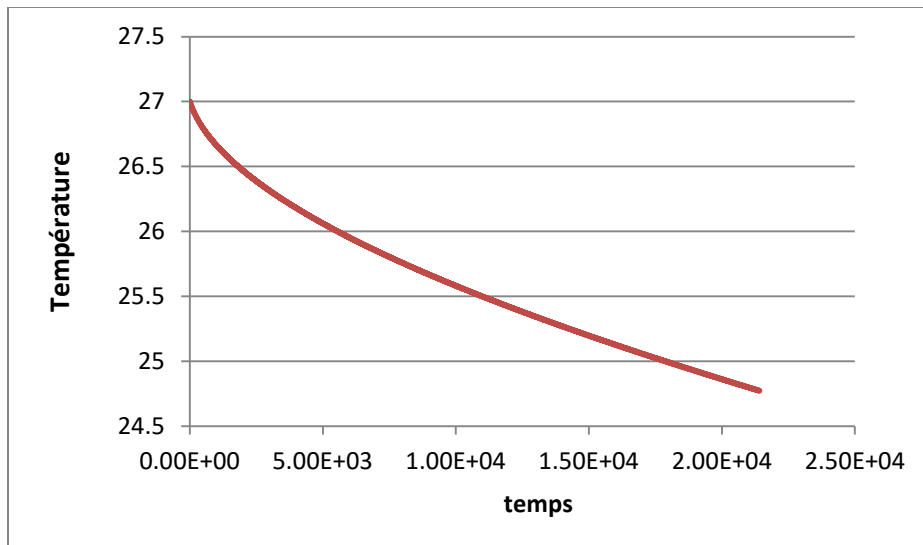


Figure 39 : évolution de température pour  $e=20\text{mm}$

- L'isolation thermique après utilisation d'une épaisseur isolante égale à 20 mm permet de bien pomper la solution à travers la canalisation car sa température générale est supérieure à 18 degrés.

### Utiliser 30 mm d'épaisseur d'isolant :

Après avoir utilisé une épaisseur d'isolant égale à 30 mm, nous remarquons que la température maximale de la solution après 6 heures est de 27 degrés et comprend la majeure partie du volume de la solution et commence à diminuer près des limites du tube, atteignant progressivement 10 degrés

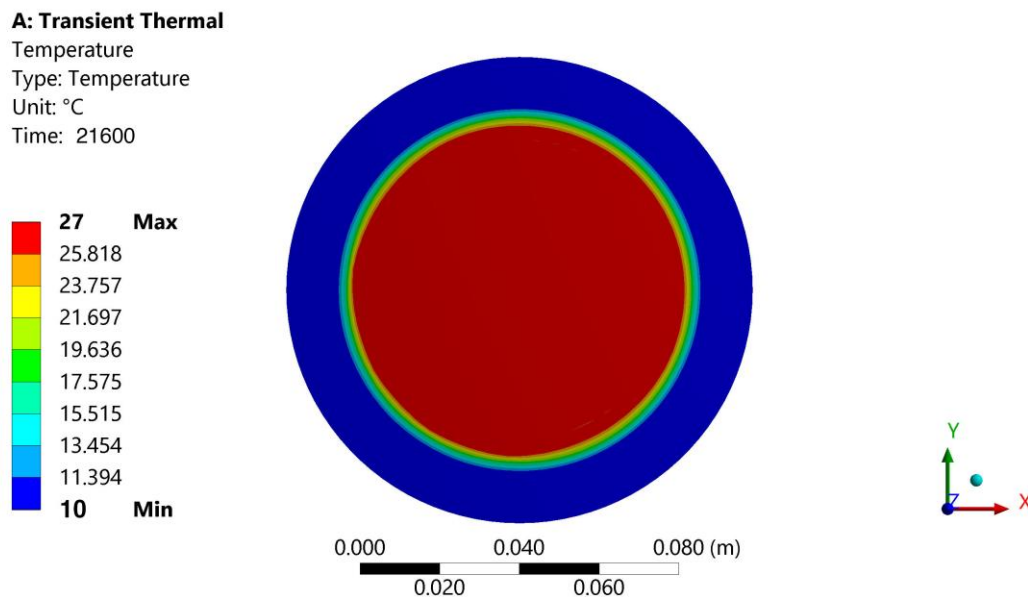
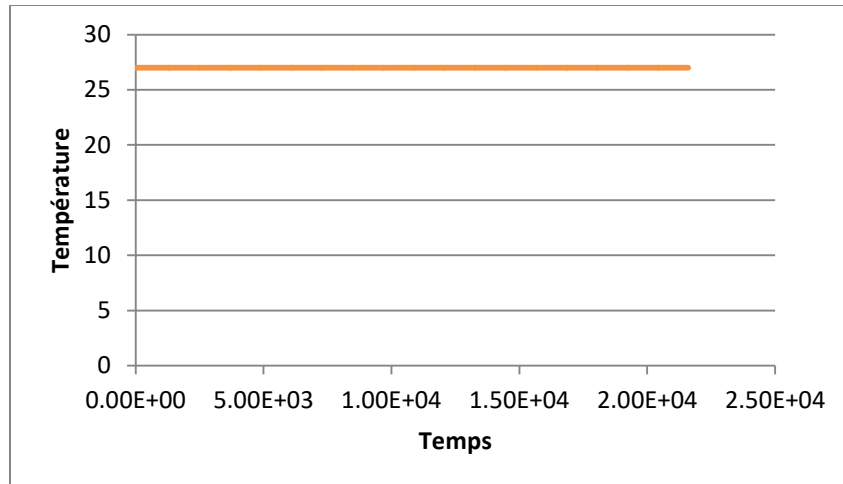


Figure 40 : Contour de température pour  $e=30\text{mm}$

La courbe exprime la température de la solution au niveau de l'axe de symétrie, ça veut dire les coordonnées  $(x,y,z)=(0,0,z)$ . Nous notons que la température reste stable à 27 degrés pendant les six heures entières



*Figure 41 : évolution de température pour  $e=30\text{mm}$*

- L'utilisation d'une épaisseur d'isolant égale à 30 mm permet d'obtenir une isolation parfaite.

## CONCLUSION GENERALE

L'objectif principal de cette mémoire était d'étudier l'isolation thermique au niveau des canalisations de transport et l'effet de l'épaisseur d'isolation sur le transfert de chaleur et son importance pour préserver l'énergie du fluide du gaspillage pendant le processus de transport.

Nous avons d'abord parlé des types de transfert de chaleur afin d'identifier les transferts inclus dans notre étude, après cela, nous avons étudié l'isolement en général et les types de matériaux utilisés, avec une mention des propriétés physico-chimiques de chaque type, Cela nous permet de déterminer le type d'isolant approprié dans notre étude.

Nous avons ensuite discuté mathématiquement ce phénomène, où nous avons utilisé un ensemble d'équations qui nous ont permis de calculer l'épaisseur de l'isolation thermique appropriée qui nous permet d'éviter les pertes de chaleur vers l'extérieur du tuyau, on a calculé aussi la déperdition thermique et la chute de température totale, et nous avons utilisé de la laine de verre comme isolant pour le tube de transport de Texapon N70 (lauryl éthyl sulfate de sodium), c'est une solution chimique utilisée dans les industries cosmétiques dans le but de produire de la mousse.

Quant au transfert de chaleur, nous avons considéré l'influence de la conduction et la convection.

Les résultats obtenus nous ont montré que plus l'épaisseur de l'isolant est importante, plus l'isolant est efficace, et nous avons remarqué que pour une épaisseur de 30 mm, l'isolation est

idéale, contrairement à l'utilisation de l'épaisseur de 10 mm qui était le pompage difficile, et à l'utilisation de l'épaisseur de 20 mm qui était le pompage bien mais n'est pas suffisant.

Enfin, nous avons présenté le modèle numérique adopté pour la simulation du transfert de chaleur dans la conduite isolée thermiquement et qui est transportée le Texapon N70 pour les 03 épaisseurs mentionnées ci-dessus en utilisant le logiciel TRNSYS ce qui est venu comme confirmation de notre modèle mathématique.

Les résultats obtenus dans cette étude nous confirment l'importance du calorifugeage dans notre vie quotidienne afin de conserver l'énergie du gaspillage et de l'utiliser pleinement afin de réduire le coût de l'énergie consommée.

# REFERANCES

- [1] s Ouadah, "simulation numérique d'un écoulement avec transfert de chaleur d'un nanofluide dans un dissipateur," in *doctoral dissertation université mohamed Boudiaf-M'sila.*, 2018.
  
- [2] S BADACHE, "coues échauffement et refroidissement des actoinneur électromécanique," 2021.
  
- [3] LELEU René, "transfert de chaleur, dossier technique de l'ingénieur,j1080," 1992.
  
- [4] M BORDJANE,., 2017.
  
- [5] P DEPONDT, "chapitre3,sadiCarnot:comment un concept impropre et une analogie aboutissent à une découverte majeure," , 2021, pp. Pp33-38.
  
- [6] G. & REUSS,P NAUDET, "énergie, électricité et nucléaire," , 2021.
  
- [7] G.& REUSS,P NAUDET, "chapitre 6. Irréversibilité des transformation de l'énergie 2ème principe de la thermodynamique ;in énergie; électricité et nucléaire," , 2021, pp. Pp 29-32.
  
- [8] "cours aculté de technologie; département de génie mécanique,énergétique, transfert de transfert de chaleurI," p. Pp20, 2020.
  
- [9] J.L Kusiak, A PUIGGALI ,J. R BATTAGLIA, "Introduction aux transfert thermique," 2010.

- [10] BEKKOUCHE.S M.E.A., "modilisation du coportement thermique de quelques dispositif solaires," 2009.
- [11] T. FEGAL ,N.AMIR ,L. BAOUZ, "effets du copolymère d'éthylène-acétate de vinyle (EVA) sur les propriétés des films à base de polyéthylène basse (PEBD) destinés pour un usage agricole," Bejaia, 2020.
- [12] Sophie Mergui, *TRANSFERTS THERMIQUES.LICENCE DE MECANIQUE 2*. UPMC ,sorbonne univesités, SORBONNE.
- [13] livre , N.ERRIEN, *transfert thermique ,faculté des science.département des physiue.université du MAINNE*. MAINE.
- [14] TAHMILS, "etude numérique de transfert de la chaleur au sein d'un espace annulaire elliptique-trapéze," , M'sila, 2018.
- [15] J. MATON, *MANUEL DES TUYAUTERIES INDUSTRIELLES*, 2012th ed., J. MATON, Ed. QUIEVRAIN, Belgique.
- [16] M. FEIDT, *Fluide, controle et isolaion thermique*, 3rd ed.: Technique de l'igenieur.
- [17] D. Petit, *Calorifugeage. Isolation thermique des équipements*, 4th ed. Lyon: Techniques de l'Ingénieur, 2010.
- [18] (2021) ISOVER. [Online]. <https://www.isover-marches-techniques.fr/reservoirs-et-citernes>
- [19] Gaëlle Kurtz. (2015, oct. ) deco. [Online]. <https://www.deco.fr/bricolage-travaux/isolation/actualite-782122-laine-roche-laine-verre-quelle-difference.html>

- [20] S. Klarsfeld C. Langlais, *Isolation thermique à température ambiante, Propriétés*, T.I ed.: Techniques de l'ingénieur Matériaux à propriétés thermiques. Matériaux pour l'énergie, 2004.
- [21] J. Danckaert, *Isolation thermique industrielle*, Ed. Technique de l'ingénieur, B2347 ,1994.
- [22] J. Danckaert, *L'isolation thermique industrielle*, 2nd ed. Paris: Technique et documentation, 1981.
- [23] Eberle, *Versuche über den Wärme und Spannungsverlust bei Fortleitung gesättigten und überhitzten Wasserdampfes.*: 78 VDI (D), 1908.
- [24] A. Wadin, *Le choix rationnel du calorifuge le plus économique*, Dunod ed. Paris, 1947.
- [25] R. H. Perry, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 7th ed.: McGraw-Hill, 1997.
- [26] W. Cereser, *Tuyauteries Transmission de la chaleur*, 1st ed.: Technique de l'ingénieur.
- [27] TRNSYS v.14, *A transient system simulation program*. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 1994.
- [28] TRNSYS 15 Upgrade Description,.
- [29] [Online]. <http://www.fchart.com>

## ملخص

الهدف من هذه الدراسة هو اظهار تأثير العزل الحراري على استهلاك الطاقة خلال مرور الموائع عبر انابيب النقل, خاصة في الميدان الصناعي. ويعتمد ذلك على عدة عوامل اهمها سمك العازل, نوع العازل وخصائصه و العامل الاقتصادي. مقارنة ضياع الحرارة باستعمال سماكة مختلفة للعازل, كما ان الدراسة متغيرة عبر 03 محاور: س, ج و الزمن. اخيرا, محاكاة الدراسة من اجل التأكد من النتائج المتحصل عنها رياضيا عن طريق برنامج TRNSYS.

**الكلمات المفتاحية:** العزل/استهلاك/انابيب النقل/سُمك/محاكاة/TRNSYS

## Abstract

The aim of this study is to show the effect of thermal insulation on energy consumption during the passage of fluids in transport pipes, in particular in the industrial field.

It depends on several factors, the most important of which are the thickness of the insulator, the type of insulator and its characteristics, and the economic criterion.

Comparison of heat losses using different thicknesses of insulation. The study is variable on 3 axes: x, y and time.

Finally, the simulation in order to verify the results obtained mathematically.

**Keywords:** insulation/consumption/transport pipes/thickness/simulation/TRNSYS

## Résumé

Le but de cette étude est de montrer l'effet du calorifugeage sur la consommation d'énergie lors du passage des fluides dans les conduites de transport, notamment dans le domaine industriel.

Cela dépend de plusieurs facteurs, dont les plus importants sont l'épaisseur de l'isolateur, le type d'isolateur et ses caractéristiques, et le critère économique.

Comparaison des pertes de chaleur en utilisant différentes épaisseurs de calorifuge. L'étude est variable sur 3 axes : x, y et le temps.

Enfin, la simulation afin de vérifier les résultats obtenus mathématiquement.

**Mots clés :** isolation/consommation/conduites de transport /épaisseur/simulation/TRNSYS