

**Université de 08 Mai 1945- Guelma**  
**Faculté Des Sciences Et De La Technologie**  
**DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**



595

**Mémoire De Fin D'étude**  
**Pour L'obtention Au Diplôme De Master**  
**Spécialité : Maintenance Industrielle**

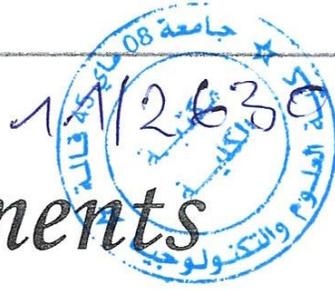
**Présente Par**  
**DJABALLAH ABDE ARAOUF & HAMOUDA RABAH**

=====  
**Etude Expérimentale D'un Echangeur**  
**De Chaleur**  
=====

**Dirigé Par :**  
**DR .OULD LAHOCINE CHERIF**

**Année universitaire 2010/2011**

# Remerciements



*Mes remerciements vont tout premièrement à Dieu tout puissant pour la volonté, la santé et la patience, qu'il nous a donnée durant toutes ces longues années.*

*Nous exprimons nos profondes gratitudees à nos parents pour leurs encouragements, leur soutien et pour les sacrifices qu'ils ont enduré.*

*Nous tenons également à exprimer nos vifs remerciements à notre encadreur Monsieur **OULD LAHOUCINE CHERIF** pour avoir d'abord proposé ce thème, pour suivi continuel tout le long de la réalisation de ce projet de stage et qui n'a pas cessée de nous donner ses conseils et remarques.*

*Nous tenons à remercier vivement toutes personnes de GPL qui nous ont aidés à élaborer et réaliser ce projet de stage, ainsi à tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin à accomplir ce travail.*

*Nous remercions vont aussi à tous les enseignants du département mécanique qui a contribué à notre formation.*

*Enfin nous tenons à exprimer notre reconnaissance à tous nos amis et collègues pour le soutien moral et matériel...*

# Dédicace

*Avant tout, je tien à remercies le bon dieu, et l'unique qui m'offre le  
courage*

*Et la volonté nécessaire pour affronter les différentes de la vie,  
Je dédie ce modeste travail*

*A ma mère.*

*A mon père.*

*A mes frères et ma sœur.*

*A toute la famille.*

*A mes amis et mes collègues de la promotion 2011  
« Maintenance Industrielle ».*

*A mes féaux amis (chaque un à son nom).*

*Djaballah Abde Raouf*

# SOMMAIRE



<u>Chapitres</u>	<u>Pages</u>
CHAPITRE 1 : <i>Introduction Générale</i>	06
CHAPITRE 2 : <i>Aperçu sur les Echangeur de Chaleur es et problème de fonctionnement</i>	10
CHAPITRE 3 : <i>Prise en Main de Thermoptim</i>	25
CHAPITRE 4 : <i>Expérimentation</i>	38
CHAPITRE 5 : <i>Validation et Exploitation des Résultats Expérimentaux</i>	45
CONCLUSION GENERALE	59
ANNEXE 1	61
ANNEXE 2	63
BIBLIOGRAPHIE	66

# *Chapitre 1:*

## *Introduction Générale*

L'existence au niveau du laboratoire de transfert de chaleur du département de génie mécanique d'un banc d'essai expérimental assisté par ordinateur sur les échangeurs de chaleur du type calandre et tubes, a donc naturellement conduit à définir ce travail de Master avec comme quatre objectifs assignés avant de commencer le travail :

- De faire une étude expérimentale d'un échangeur de chaleur de type calandre-tubes, de faire des mesures des températures et débits, de comprendre et interpréter ces résultats à la lumière de la théorie connue sur les échangeurs de chaleur et de masse [4-6].
- D'utiliser le logiciel Thermoptim, et d'essayer de devenir familier avec la simulation avec des logiciels de thermodynamique et thermique.
- D'apprendre comment mener un travail de recherche, c'est-à-dire apprendre la méthodologie pour mesurer, calculer et comparer des résultats, et savoir interpréter chaque mesure faite.
- D'essayer de trouver des solutions pratiques en temps réel, aux problèmes éventuels survenant au cours de l'expérimentation (pannes des pompes et ou appareils de mesures par exemple).

Ce mémoire est écrit avec le souci de présenter un document facile à comprendre. Il essaye donc de suivre une certaine logique dans la disposition des différents chapitres afin de permettre aux lecteurs éventuels de suivre facilement le cheminement de chaque étape faite et de tirer profit au maximum des résultats et conclusions de ce travail.

Le chapitre 2 présente un aperçu sur les échangeurs de chaleur avec une attention particulière à ceux de type calandre et tubes (semblable à l'échangeur étudié au laboratoire), les problèmes technologiques existants sur site, qui sont la cause de nombreuses pannes causant ainsi des pertes souvent considérables si une maintenance préventive est inexistante. Le chapitre 3 le logiciel Thermoptim est présenté, toute fois, on ne s'intéressera surtout à la partie permettant la simulation des échangeurs de

chaleurs et de masse. On présentera le banc d'essai expérimental au chapitre 4, ce sera le banc de type HT 33 de la compagnie Armfield LTD. Le chapitre 5 sera consacré dans sa première partie à la validation de certains résultats expérimentaux en les comparant avec ceux calculés avec Thermooptim. Une fois la validation faite, nos résultats expérimentaux seront exploités en présentant différents paramètres intrinsèques de l'échangeur de chaleur de type co-courant et contre courant. Parmi ces résultats son efficacité  $\varepsilon$  et le coefficient global d'échange de chaleur  $U$ . Enfin une conclusion générale viendra compléter ce travail.

# *Chapitre 2 :*

*Aperçu sur les Echangeurs de Chaleurs  
et problème de fonctionnement*

## **Chapitre 2. Aperçu sur les Echangeurs de Chaleurs et Problèmes de fonctionnement.**

### **2.1. Introduction**

Les processus les plus couramment rencontrés dans l'industrie pétrochimique ou autre, font intervenir l'échange de chaleur entre deux fluides. Le système utilisé dans cette situation est un échangeur de chaleur : c'est un appareil destiné à transférer un flux de chaleur d'un fluide à un autre. En général, les deux fluides sont séparés par une paroi (simple ou composée) constituant ainsi une résistance thermique. Dans certains équipements, le transfert thermique se fait par contact direct entre les fluides en présence. C'est le cas des condenseurs, évaporateurs, tours de refroidissement, où l'un des fluides subit un changement de phase.

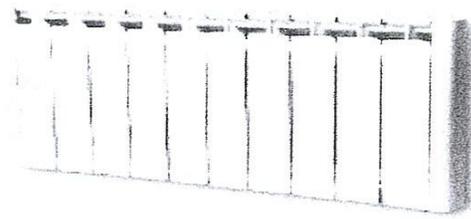
Nous nous intéresserons aux échangeurs à fluides séparés, du fait de leur emploi quasi fréquent et que cela ressemble à l'échangeur HT33 de Armfield sur lequel nos mesures expérimentales seront effectuées. De plus, les constatations in-situ faites lors de notre stage à la Sonatrach à Hassi Messaoud sont présentées avec des photos prises sur site.

### **2.2. Classification des Echangeurs de Chaleur**

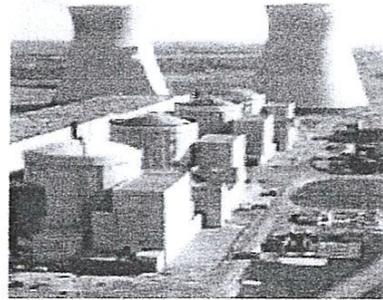
La classification des échangeurs peut obéir au procédé de transfert, à l'écoulement des fluides, le degré de compacité, mais surtout le type de conception technologique.

#### **2.2.1 Procédé de transfert**

Les fluides mis en jeu dans l'échangeur peuvent entrer en contact direct : c'est le cas des tours de refroidissement des centrales nucléaires. En revanche, si les fluides sont séparés par une paroi comme dans le cas d'un radiateur de chaleur, l'échangeur sera dit à contact indirect (figure 2.1).



radiateur de chaleur

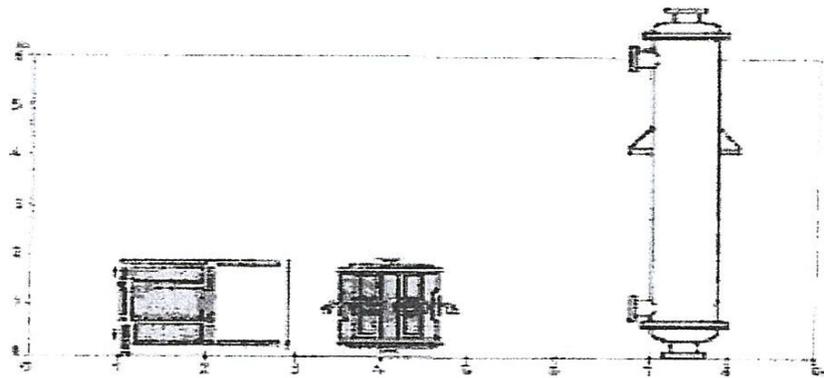


Tour de refroidissement

**Figure. 2.1. Exemples d'échangeurs de chaleur**

### 2.2.2 Degré de compacité

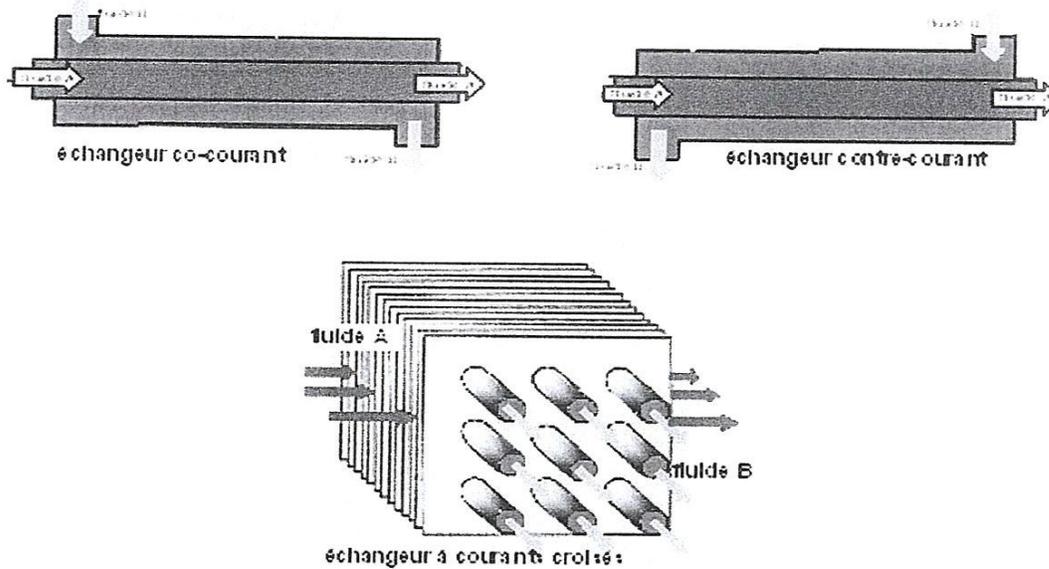
Les échangeurs compacts sont construits pour présenter une grande surface d'échange dans un volume réduit (supérieure à  $700 \text{ m}^2$  par  $\text{m}^3$ ). A titre d'exemple, la figure 2.2 illustre l'importance de la compacité en matière d'encombrement pour quelques types d'échangeurs.



**Figure. 2.2 – comparaison de l'encombrement de quelques échangeurs de chaleur.**

### 2.2.3 Ecoulement des fluides

Selon le sens d'écoulement des deux fluides, on distingue trois types d'échangeurs que nous verrons plus loin en détails : échangeur à Co-courant, à contre-courant et à courants croisés (figure2.3).



**Figure. 2.3 – Classification des échangeurs selon l'écoulement des fluides.**

### 2.2.4 Conception technologique

C'est la classification la plus répandue. Le modèle le plus simple d'échangeur qui puisse exister se compose de deux tubes coaxiaux. L'un des fluides circule dans le tube intérieur, alors que l'autre circule dans l'espace annulaire formé par les deux tubes : c'est l'échangeur tubulaire. On peut avoir aussi des échangeurs à faisceaux de tubes et calandre, ou à plaques (dits à surface primaire ou à surface secondaire), ou encore d'autres types tels que les échangeurs spirales, à surface raclée, en plastique, etc.

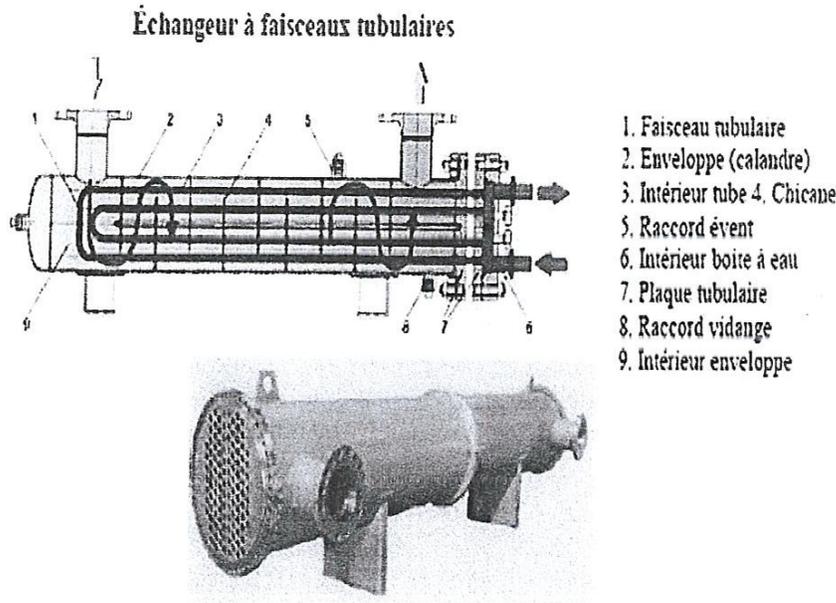
### 2.2.5 Echangeurs tubulaire

C'est le type d'échangeurs le plus répandu. Selon que les deux fluides s'écoulent dans le même sens, ou en sens contraire, on distinguera respectivement l'échangeur à Co-courants (courants parallèles) ou à contre-courants (figure 2.5).

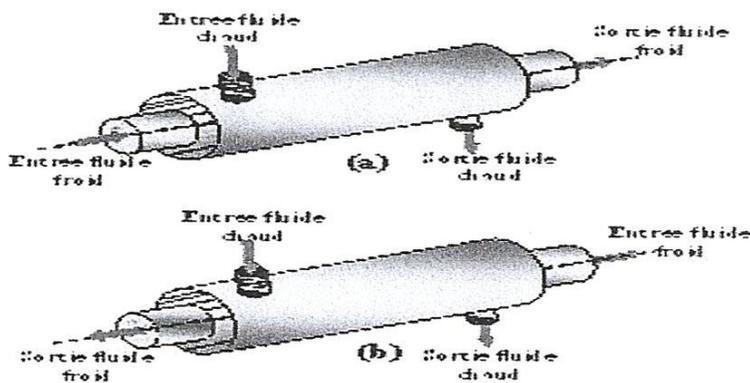
Cependant, il s'avère difficile d'obtenir des surfaces d'échanges importantes avec ce type de configuration, sans aboutir à des appareils très encombrants. Ce qui a conduit à la conception de géométries à faisceaux de tubes logés dans une enveloppe appelée calandre. Ainsi l'organisme américain

TEMA<sup>1</sup> a normalisé la construction de ces échangeurs (nous lui consacrerons par ailleurs un chapitre en raison de son importance). La (figure 2.4) illustre les différents composants de ce type d'échangeurs.

La (figure 2.6) (a) montre un schéma simplifié d'un échangeur tubulaire avec un seul passage de tubes et un seul passage dans la calandre.



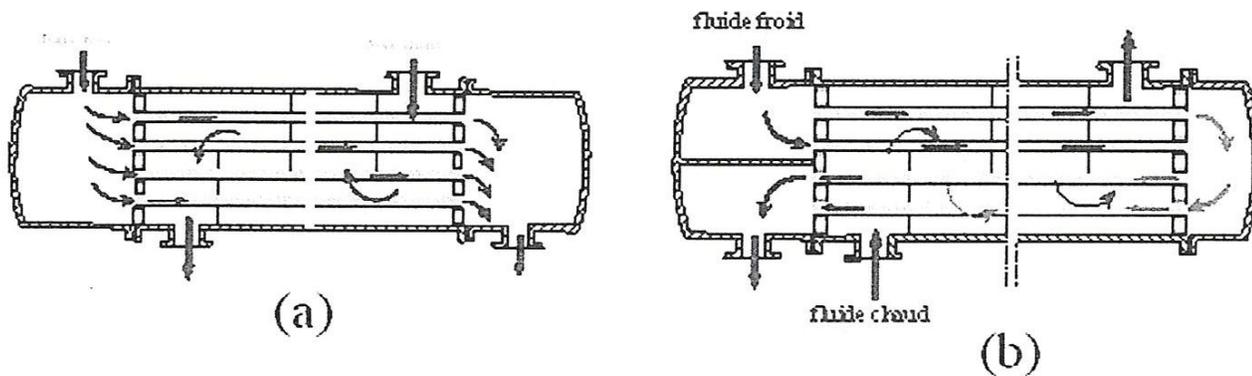
**Figure. 2.4 – Echangeur à faisceaux tubulaires**



**Fig. 2.5 – Echangeur à tubes concentriques : (a) Co-courant et (b) contre-courant**

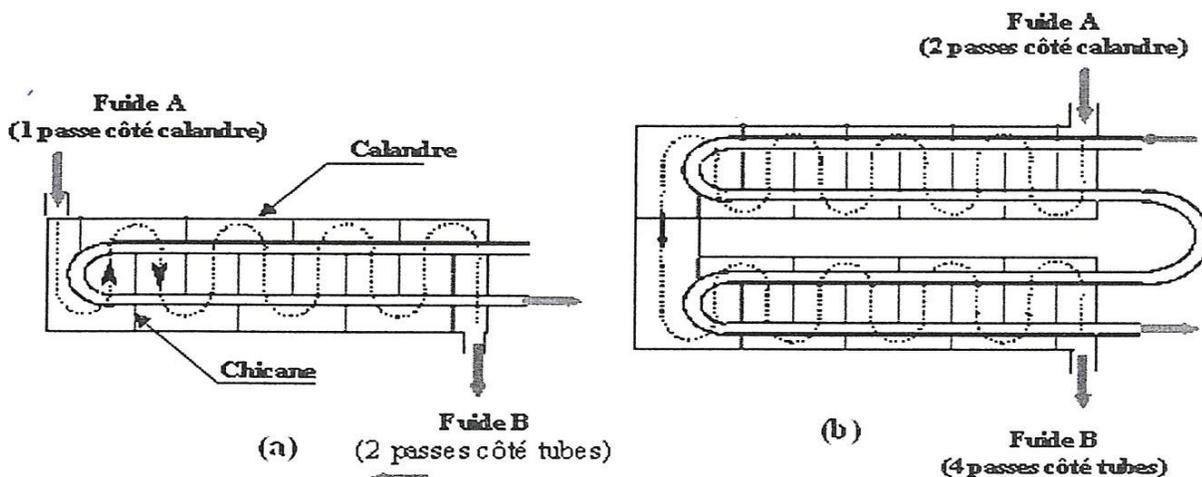
Un tube et une passe côté calandre est illustré par la figure 2.6 (b). Notons l'existence de chicanes qui forcent le fluide à s'écouler perpendiculairement aux tubes d'une part, et favorisent la turbulence d'autre part, améliorant ainsi l'échange de chaleur. Lienhard [7] montre que le transfert thermique est amélioré dans le cas d'un fluide s'écoulant perpendiculairement aux tubes par rapport à un écoulement le long des tubes.

Enfin, La figure 2.7 schématise le cas d'un échangeur à tubes et calandre dans deux configurations différentes : l'une concernant un échangeur avec un passage côté calandre et 2 passages côté tubes, et l'autre avec 2 passages côté calandre et 4 passages côté tubes. L'échangeur de chaleur utilisé est justement celui d'une calandre avec une passe et une passe de tubes.



**Figure. 2.6 – Echangeurs tubulaire 1 passe calandre**

(a) 1 passe de tubes (b) 2 passes tubes.



**Figure. 2.7 – Echangeur à tubes et calandre**

Un autre type d'échangeurs appelé échangeur à courants croisés est utilisé quant les deux fluides circulent dans des directions qui se croisent.

### 2.3. Problèmes de fonctionnement

Lors de l'exploitation des échangeurs de chaleur, les industriels sont le plus souvent confrontés aux phénomènes liés à l'encrassement, la corrosion et les vibrations, voir la tenue mécanique des appareils. La tenue mécanique des échangeurs peut être considérée comme un problème à part, dans la mesure où pour les échangeurs de géométrie classique, elle est réglementée par des textes spécifiques et est en phase d'être régie par une normalisation européenne.

#### 2.3.1. Encrassement

L'encrassement englobe tout processus d'accumulation de particules solides contenues dans un fluide en circulation, soit par dépôt de tartre, soit par apparition de micro-organismes d'origine biologique.

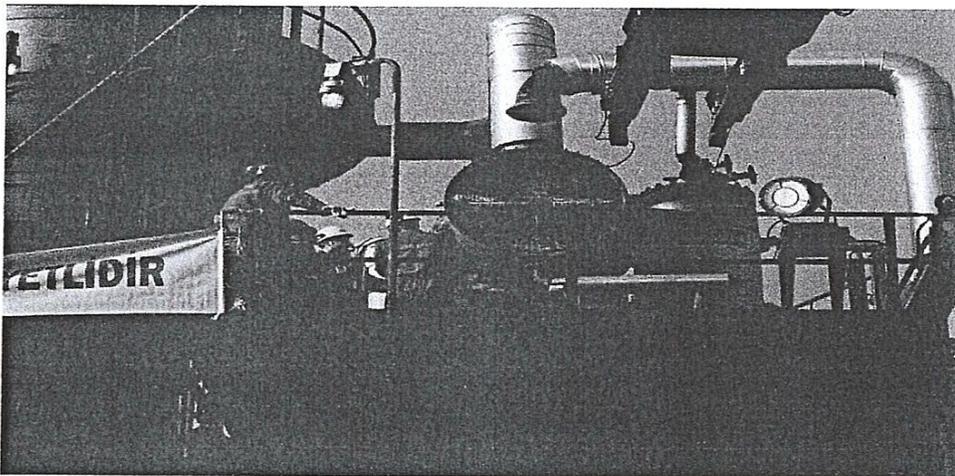
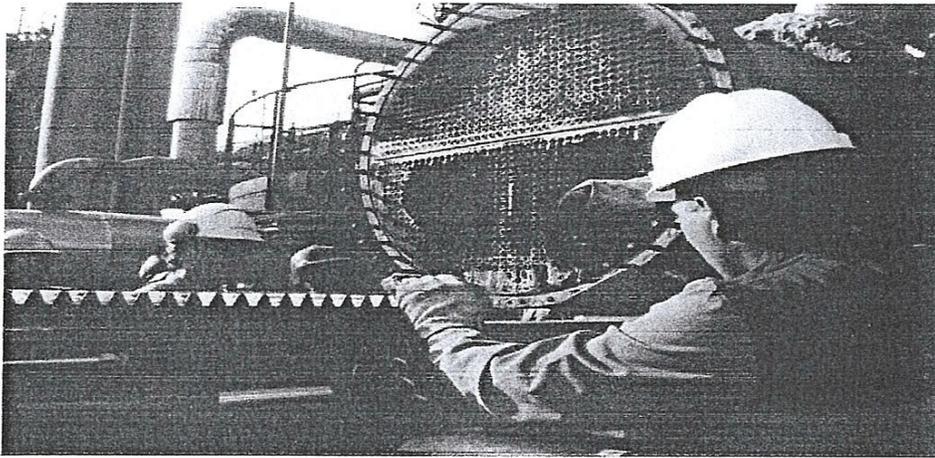
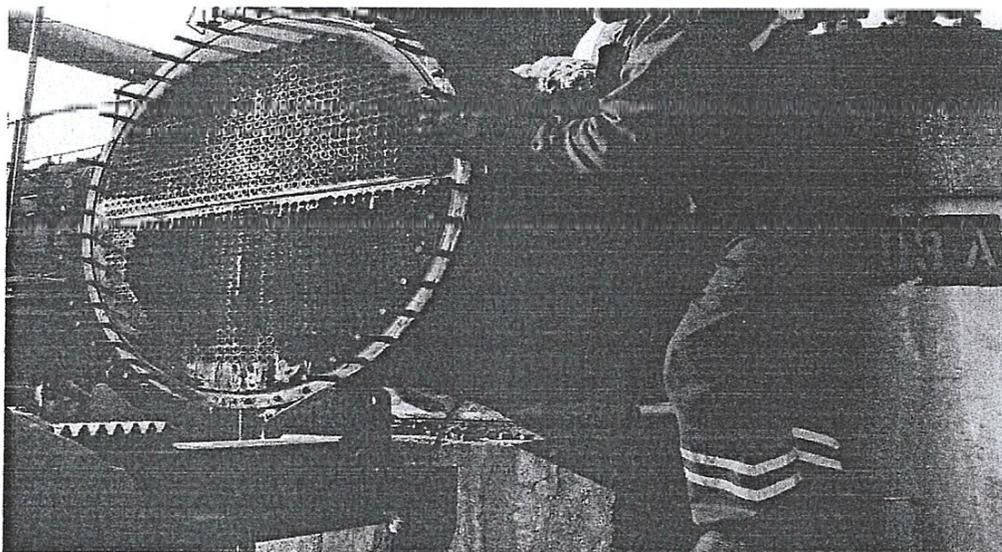


Figure. 2.8 : Exemple problème D'encrassement.



**Figure.2.9 : Exemple D'encrassement dans les échangeurs.**



**Figure .2.10 : Exemple de bouchage dans un échangeur.**

### **2.3.2. Types d'encrassement :**

Selon le mécanisme de dépôt, on convient de classer les différents types d'encrassement en six catégories :

- ✓ Encrassement particulaire,
- ✓ Corrosion,
- ✓ Entartrage,
- ✓ Encrassement biologique,
- ✓ Encrassement par réaction chimique,
- ✓ Encrassement par solidification,

### **2.3.3. Encrassement particulaire :**

Ce type d'encrassement concerne les phénomènes de dépôt, puis d'accumulation de particules solides sur les surfaces d'échange, charriées par un fluide en écoulement. Ainsi, l'eau d'une chaudière (produits de corrosion), ou d'une tour de refroidissement (poussières, oxydes et Hydroxydes de fer) ou encore les fumées industrielles qui déposent un résidu solide de combustion sont considérés comme des systèmes provoquant de l'encrassement particulaire.

### **2.3.4 Corrosion :**

Il s'agit ici du résultat d'une réaction chimique (ou électrochimique) entre la surface d'échange et le fluide en écoulement. Cela se traduit par un encrassement dû aux produits de la réaction qui se déposent sur la surface d'échange (on parle alors de corrosion *in situ*). En revanche, les produits de corrosion créés ailleurs, entraînent un encrassement particulaire (corrosion *ex situ*).

### **2.3.5 Entartrage :**

Il intervient généralement quand on est en présence d'une production de solution solide à partir d'une solution liquide. Ce phénomène est rencontré surtout dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les unités de dessalement d'eau de mer ou saumâtre, dans les chaudières et les systèmes géothermiques.

### **2.3.6 Encrassement biologique :**

Le développement de micro-organismes tels que les bactéries, les algues,..., crée un film au contact de la surface thermique. Ce type d'encrassement bien qu'apparaissant comme un processus naturel (les bactéries sont omniprésentes dans l'eau) peut être particulièrement favorisé par les conditions physico-chimiques rencontrées dans les échangeurs.

### **2.3.7 Encrassement par réaction chimique :**

Il apparaît quand une réaction chimique se déroule près de la surface d'échange et que les solides produits par la réaction s'y déposent. Ce phénomène se traduit souvent par une polymérisation.

En général, les Domaines concernés sont l'industrie pétro- chimique (craquage thermique des hydrocarbures lourds), l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) et les systèmes de chauffage utilisant des fluides organiques.

### **2.3.8 Encrassement par solidification :**

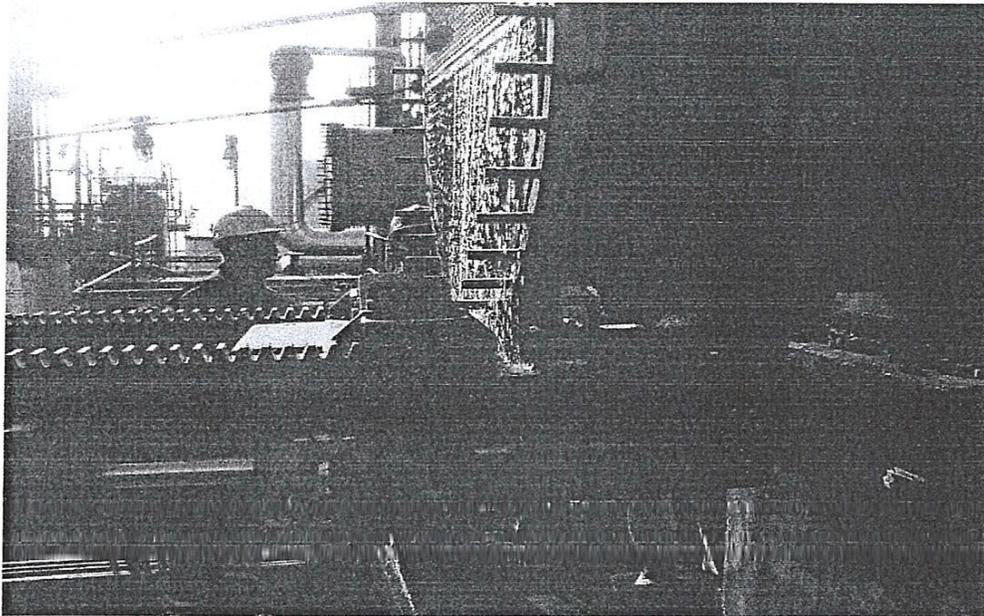
La solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous-refroidie se traduit parfois par la formation d'une couche de glace ou givre entraînant l'encrassement par solidification des conduites. On peut tout simplement observer le dépôt d'hydrocarbures paraffiniques (possédant un point de congélation élevé) au contact d'une surface d'échange froide.

Enfin, on peut assister en réalité plutôt à un mode combiné, car la plupart des dépôts sont le résultat d'au moins deux types d'encrassement. Ainsi, un échangeur refroidi par eau peut être sujet à l'entartrage, à l'encrassement particulaire et à l'encrassement biologique par exemple.

### **2.3.9 Prévention de l'encrassement :**

Il existe des procédés mécaniques ou chimiques de prévention de l'encrassement pendant le fonctionnement de l'échangeur. L'objectif de ces procédés est non seulement une amélioration notable des performances, mais également une augmentation de la durée de service entre deux arrêts programmés (pour maintenance).

## 2.4. Procédés mécaniques



**Figure.2.11. Exemple de nettoyage.**

Les techniques utilisées pour prévoir l'encrassement des échangeurs diffèrent selon la nature des fluides en service, le type de dépôt, la nature de la surface d'échange,....

A titre d'exemple, pour les liquides, le nettoyage en continu de la surface tubulaire intérieure de l'échangeur est adapté quand il s'agit de dépôts tendres et friables (avec une résistance de réentraînement faible). Notons toutefois, que ces techniques nécessitent l'emploi de filtres en amont de l'échangeur.

Le nettoyage en continu (parfois discontinu) de la surface interne des tubes s'effectue au moyen de boules en caoutchouc spongieux circulant en permanence (ou non) dans les tubes. Le diamètre des boules doit être légèrement supérieur au diamètre intérieur des tubes afin d'assurer un bon raclage de ces derniers (dans des situations difficiles, les boules sont recouvertes d'abrasif)

Ce procédé semble bien indiqué pour les échangeurs de centrales énergétiques (conventionnelles et nucléaires) ainsi que sur les installations de dessalement d'eau de mer.

Pour les échangeurs fonctionnant avec des gaz chargés de poussière, on peut être amené à utiliser le nettoyage in situ (vapeur, air comprimé, eau), le grenailage, le soufflage acoustique, ...

#### **2.4.1 Procédés chimiques**

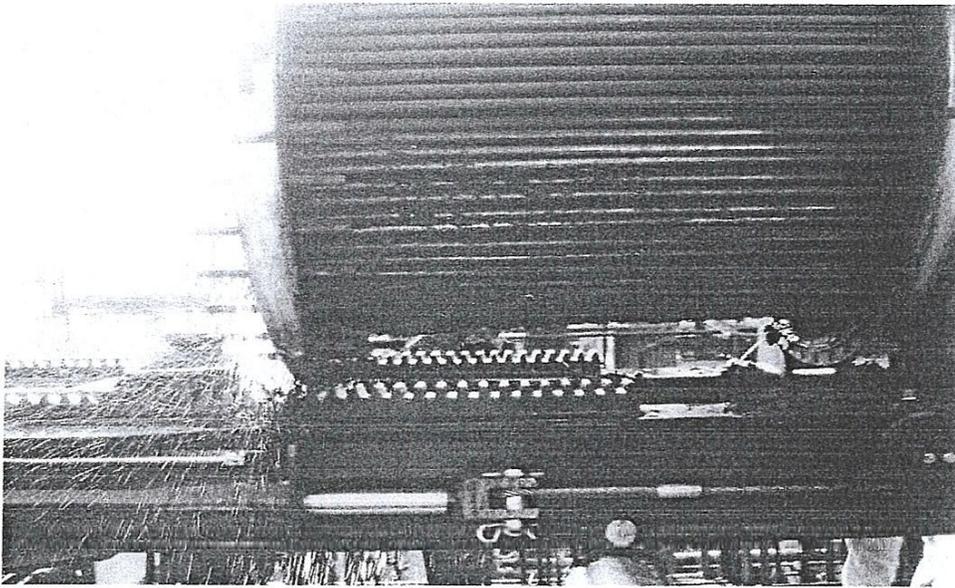
En général, ce procédé est réservé au traitement de l'eau pour minimiser les dépôts de tartre (adoucissement de l'eau, inhibiteurs d'entartrage, ...).

En particulier, la lutte contre l'encrassement biologique consiste à détruire les micro-organismes ou encore empêcher leur développement par l'emploi de biocides (il est essentiel de maintenir la concentration du produit pendant le temps de réaction). Le biocide le plus utilisé reste le chlore pour son action rapide et sa toxicité pour la plupart des micro-organismes.

#### **2.4.2. Corrosion**

On définit la corrosion comme un processus de dégradation des matériaux métalliques (on convient également d'utiliser cette définition pour les matériaux non métalliques) sous l'action d'un milieu agressif.

En principe les mécanismes de dégradation des matériaux métalliques et non métalliques sont différents, mais conduisent au même résultat pratique : la destruction du matériau.



**Fig.2.12 Exemple d'un problème de corrosion.**

### **2.4.3 Types de corrosion**

Selon l'aspect des dégradations, la corrosion peut se présenter sous différentes formes à savoir la corrosion généralisée ou la corrosion localisée.

#### **2.4.4 Corrosion généralisée**

Elle est caractérisée par une même vitesse de corrosion sur toute la surface métallique en contact avec le milieu agressif. En général, une surépaisseur de corrosion peut être adoptée sur les pièces, en tenant compte de la durée de vie de fonctionnement à prévoir pour la pièce considérée.

#### **2.4.5. Corrosion localisée**

Elle apparaît dans le cas où la vitesse de corrosion diffère d'un endroit à l'autre de la surface du métal exposé à l'agent corrosif. Plusieurs formes de corrosion localisées sont observées dont on peut citer :

- ✓ corrosion par piqûres : seuls quelques endroits ponctuels de la surface métallique sont corrodés,
- ✓ corrosion inter cristalline : apparaît aux joints des grains du réseau cristallin,

- ✓ corrosion sous tension : cette forme de corrosion se manifeste dans les zones soumises à des contraintes mécaniques,
- ✓ fatigue-corrosion : elle concerne tout matériau en milieu corrosif marqué par des fissures et une rupture se produisant pour un nombre de cycles et une contrainte bien inférieurs au cas d'une fatigue en milieu non corrosif,
- ✓ corrosion galvanique : si deux métaux possédant un potentiel électrochimique différent sont mis en contact dans un milieu corrosif, il se produit alors passage d'un Courant (création d'une pile électrique) conduisant à la corrosion du métal le plus négatif, Retenons enfin, que la corrosion des métaux peut se faire selon des processus chimiques ou électrochimiques influencés par plusieurs paramètres dont : la nature du métal, son état de surface, la nature de l'agent agressif et les conditions physico-chimiques (température, vitesse d'écoulement, ...).

#### 2.4.6 Protection contre la corrosion

Devant la complexité des mécanismes de corrosion, on trouve une panoplie de mesures permettant de lutter contre la corrosion, mais le choix optimal d'une solution de protection reste difficile. Néanmoins, la majorité des actions entreprises sont localisées autour de deux axes principaux :

- ✓ action sur le *matériau*,
- ✓ action sur le *milieu agressif*.

En agissant sur le matériau, il est naturel de penser à des métaux et alliages ou matériaux non métalliques *résistants à la corrosion*<sup>2</sup>, tout en gardant à l'esprit que *les traitements de surface* améliorent le comportement global d'une pièce.

Par ailleurs, l'emploi *d'inhibiteurs de corrosion* s'avère comme une action susceptible de diminuer *l'agressivité* du milieu ambiant.

Citons enfin, une solution non négligeable qui est *la protection cathodique* et *la protection anodique*.

### **2.4.7 Vibrations**

L'importance des vibrations doit amener le concepteur d'un échangeur à prendre en considération ce volet au même titre que les transferts de chaleur et les pertes de charges. Les échangeurs de chaleur sont soumis à leurs propres vibrations générées par l'écoulement des fluides circulant dans la calandre<sup>3</sup> (sans oublier les vibrations classiques induites par les chocs,...). Il s'agira pour nous d'introduire les vibrations d'un système et de voir les caractéristiques vibratoires des tubes telles que fréquence propre et amortissement, ainsi que les caractéristiques hydrauliques (écoulement, instabilité,...).

### **2.4.8. Vibration d'un système**

En général, on peut représenter un système dynamique par un ensemble masse / ressort (raideur) permettant de déterminer les fréquences de résonance de ce système. Ainsi, une excitation entretenue appliquée à ce système et aux fréquences de résonance, se traduit par des efforts et des déplacements infinis. Mais dans la réalité, tout système est dissipatif....

### **2.4.9. Caractéristiques vibratoires des tubes**

Les principales configurations de tubes utilisées dans les échangeurs se résument à des tubes droits et tubes coudés en U. Pour les besoins de l'analyse vibratoire, ces tubes seront considérés comme encastres à chacune de leur extrémités (au niveau des plaques) et s'appuyant sur des chicanes.

# *Chapitre 3 :*

*Prise en Main de Thermoptim*

## Chapitre 3. Prise en Main de Thermoptim

Dans ce chapitre on présentera le logiciel Thermoptim utilisé que ce soit en recherche ou développement dans les universités et centres de recherches français. Ce logiciel a été développé par le Professeur Gickel de l'école des mines de Paris. Dr. OULD LAHOUCINE, a utilisé ce logiciel lors de son séjour à l'INSA de Lyon, laboratoire du CETHIL (centre de thermique de Lyon). Dans les calculs faits dans ce mémoire, on utilisera la version téléchargeable sur internet, de ce fait, il n'est pas possible de sauvegarder les résultats des simulations. Il faudra noter que le logiciel calcul plusieurs systèmes thermodynamiques (machines frigorifiques, centrales de conditionnement d'air, compresseurs, etc.), on montrera dans ce qui suit que la partie permettant de simuler les échangeurs de chaleurs.

### Objectifs

Montrer les fonctionnalités de thermoptim.

- Il calcule les propriétés thermodynamiques d'un ou de plusieurs fluides.
- Il réalise l'étude d'une machine thermodynamique complète.

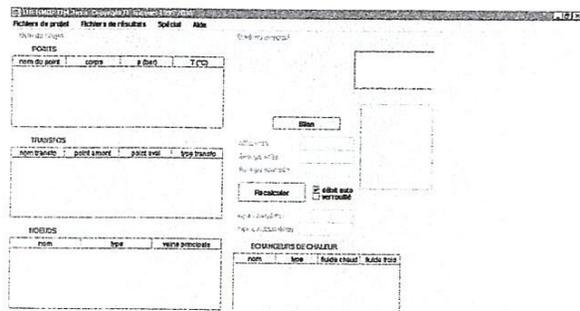
Rappeler des notions sur les propriétés thermophysiques et sur les transformations.

### - Ouverture de Thermoptim :

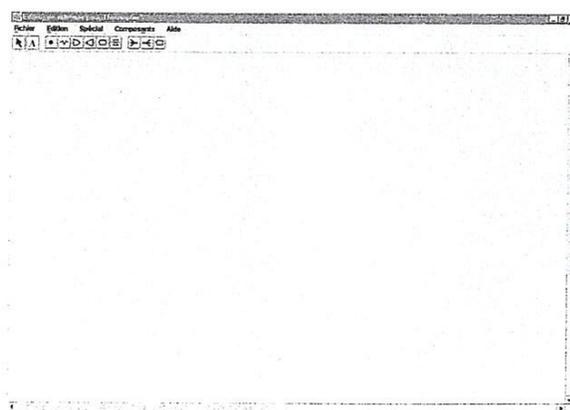
Cliquer sur '*démarrer*' puis '*programme*' puis '*thermoptim*' puis '*thermoptim*'

L'ordinateur ouvre deux fenêtre : le SIMULATEUR et l'EDITEUR de

SCHEMA.



SIMULATEUR



EDITEUR DE SCHEMAS

- **Sauvegarde d'un projet :**

Dans la fenêtre 'Thermoptim', cliquer sur '*Fichiers de projet*' puis '*Enregistrer sous*' puis suivre les instructions (Attention, il est préférable d'enregistrer le projet avec l'extension '.prj').

- **Sauvegarde d'un schéma :**

Dans la fenêtre 'Editeur de schémas', cliquer sur '*Fichier*' puis '*Enregistrer sous*' puis suivre les instructions (Attention, il est préférable d'enregistrer les schémas avec l'extension '.dia').

## LE SIMULATEUR

La fenêtre du simulateur comprend 4 zones importantes : la zone 'POINTS', la zone 'TRANSFO', la zone 'NŒUDS' et la zone 'ECHANGEUR DE CHALEUR'.

### La zone 'POINTS' : elle permet de définir l'état thermodynamique d'un fluide.

Cliquer sur l'onglet 'nom du point', la fenêtre 'Ecran de calcul d'un point' s'ouvre.

- Nommer le point (fenêtre point).

- Définir le type de fluide (corps) :

En double cliquant dans la fenêtre 'corps' une fenêtre s'ouvre dans laquelle on doit choisir un fluide :

- *gaz pur* : dans ce cas, l'air est considéré comme un gaz parfait ( $P v = r T$ ) et idéal ( $c_p$  et  $c_v$  constant).

- *gaz composés protégés* : les propriétés du gaz sont calculés en considérant un mélange de gaz pur. Les propriétés et la composition du gaz ne peuvent pas être modifiées. L'air est considéré comme un gaz parfait (mais pas idéal).

- *autres gaz composés* : la composition du gaz peut varier (utile pour les combustions).

- *vapeur condensables* : fluides condensables tel que l'eau, les fluides frigorigènes.

- Choisir le type de système étudiée :

- *Système fermé* : un fluide subit une transformation dans un volume fermé (cycle d'un moteur) cependant le volume  $v$  peut évoluer.

- *Gaz humide* : Il s'agit de l'étude d'un mélange à base de gaz avec de la vapeur d'eau (traitement de l'air).

- *Système ouvert* : il s'agit de l'étude d'un fluide traversant une machine thermodynamique. Le calcul des propriétés thermophysiques se fait en donnant les valeurs de deux (ou trois) variables indépendantes.

- ◆ Pour un fluide monophasique (un gaz, un liquide ou une vapeur), soit la *pression* et la *température* (le calculateur donne alors l'enthalpie, l'entropie, ...); soit la *pression* et l'*enthalpie*.

- ◆ Pour un fluide diphasique (liquide – vapeur), la température et la pression sont liées. Il faut alors préciser une autre propriété pour définir parfaitement l'état du fluide.

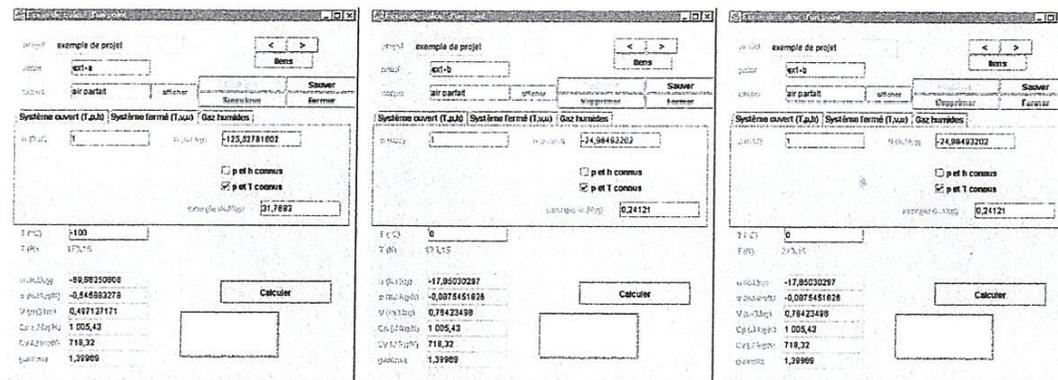
**Ne pas oublier de 'SAUVER' le point après chaque opérations.**

Exemple 1 : Déterminer le volume massique, la chaleur massique à pression constant, la chaleur massique à volume constant, l'enthalpie et l'énergie interne pour les

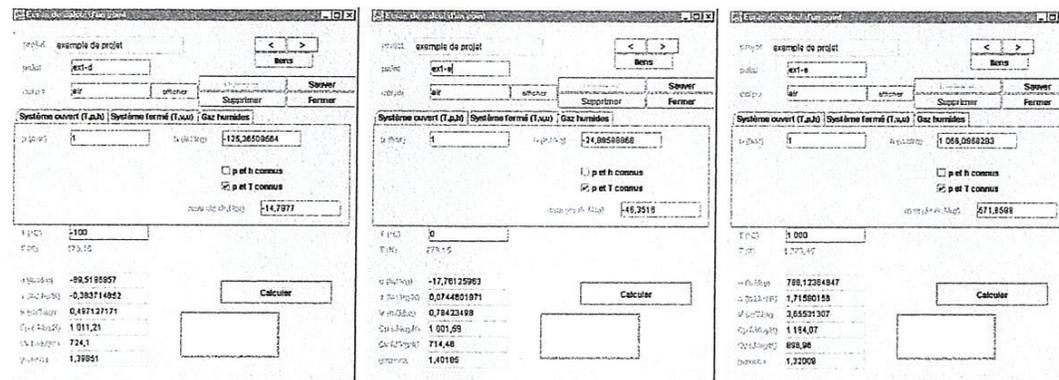
conditions suivantes : air gaz pur ( $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 1 bar), ( $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 1 bar) et ( $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 1 bar) air gaz composé ( $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 1 bar), ( $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 1 bar) et ( $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 1 bar). Montrer que dans les deux cas l'air est considéré comme un gaz parfait. Dans un cas cp et cv sont constants (gaz idéal). Noter aussi la possibilité d'avoir l'énergies interne et enthalpie négative (variables définies à une constante près).

**Résultats :**

Pour l'air gaz pur.



Pour l'air gaz composé.



**Exemple 2 :** Choisir l'eau comme fluide (vapeur condensable), (rappel sur le changement de phase pour définir la pression et la température de saturation). Déterminer la nature liquide et/ou vapeur de l'eau dans les conditions suivantes : ( $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  - 0.5bar) puis ( $500\text{ }^{\circ}\text{C}$  - 60 bar) et ( $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  - 1 atmosphère)

Résultats :

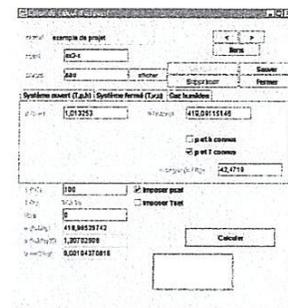
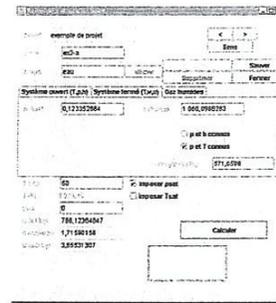
Pour  $T = 50^{\circ}\text{C}$ , on calcule la pression de saturation en cliquant sur 'imposer psat' ce qui donne  $P_{\text{sat}} = 0,12$  Bar.

De plus sur un diagramme p,v et si  $p = 0.5\text{bar}$  alors l'eau dans ces conditions est sous phase liquide.

Si on procède de la même façon, qu'à l'exemple précédent, le logiciel ne trouve pas la valeur (explication). Ainsi, pour connaître la nature de l'eau dans ces conditions, il faut calculer pour  $P = 60\text{bar}$  la température de saturation  $T_{\text{sat}} = 275^{\circ}\text{C}$ . Ainsi, sur un diagramme p,v si  $p = 60\text{bar}$  et  $T=500^{\circ}\text{C}$  on montre que l'eau est sous phase vapeur.

Pour  $T = 100^{\circ}\text{C}$ , la pression de saturation vaut  $P_{\text{sat}} = 1,013$  Bar, soit 1 atmosphère. On se trouve sur la plateau entre  $x=0$  et  $x=1$ . Rappel  $x$  est le titre (rapport de la masse de vapeur sur la masse totale, si  $x=0$  on est liquide et si  $x=1$  on est vapeur).

Donner la pression et l'enthalpie de l'eau liquide à saturation à  $100^{\circ}\text{C}$ . Donner la pression et l'enthalpie de l'eau vapeur à saturation à  $100^{\circ}\text{C}$ .



exemple de projet

ex2-c

ex2-d

ex2-e

Système ouvert (T, p, h) Système fermé (T, u, s) Gaz humides

ex2-e

1,013253

419,29115149

p et h connus

p et T connus

42,4719

100

207,15

0

418,96539742

1,30702558

0,00104370616

Calculer

Pour l'eau liquide  $x=0$

exemple de projet

ex2-d

ex2-e

Système ouvert (T, p, h) Système fermé (T, u, s) Gaz humides

ex2-e

1,013253

2 878,03522824

p et h connus

p et T connus

558,5382

100

207,15

0

2 500,91 839305

7,35563377

1,87298621

Calculer

Pour l'eau vapeur  $x=1$

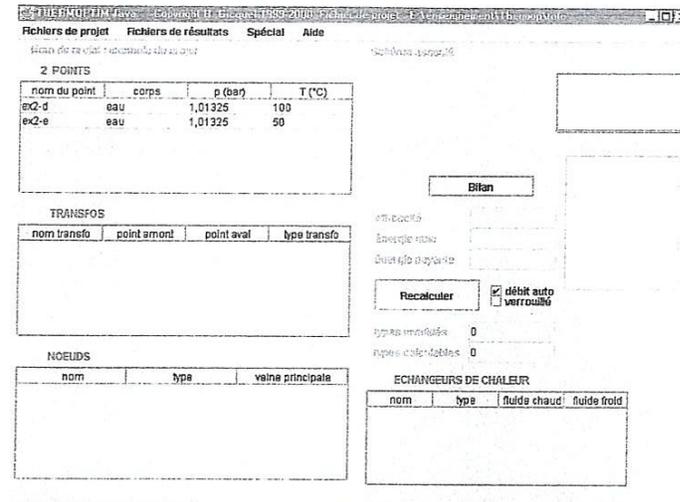
La valeur de la chaleur massique est elle définie pour un fluide diphasique ?

**La zone 'TRANSFO' : elle permet de définir une transformation thermodynamique entre deux points.**

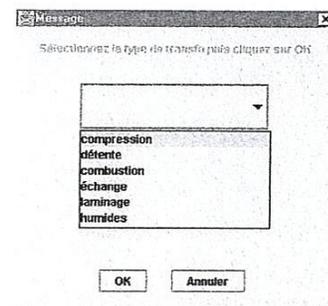
Utilisables pour relier deux points. Elle permettent :

- de calculer les quantités de chaleur et de travail échangées par le fluide subissant une transformation à la traversée d'une machine (système ouvert) ou au cours d'une transformation sans transvasement (système fermé).
- les caractéristiques du point aval si le point amont et le type de transformation sont définis.

Pour étudier une transformation, il faut au préalable avoir créé deux points. Pour cela dupliquer le point **ex2-d** en **ex2-e** en cliquant dans la fenêtre '**Ecran de calcul d'un point**' sur '**Dupliquer**' (suivre les instructions), puis modifier ex2-e en prenant  $T=50^{\circ}\text{C}$ .



Cliquer sur l'onglet 'nom transfo', la fenêtre 'Message' s'ouvre.



### Compression (liquide ou vapeur)

Les compressions ne sont pas modélisées pour les fluides diphasiques, ce qui correspond à une réalité technologique (il est possible de traiter le cas de compression refroidies). Il est possible de traiter deux types de problème : Soit, les coordonnées thermodynamiques des deux points (amont et aval) sont connus, le logiciel va donc calculer le rapport de compression et l'écart d'enthalpie, soit une des coordonnées du point aval n'est pas connue (par exemple la pression), le rapport de compression étant alors connue, le calculateur donne l'écart d'enthalpie et la pression du point aval.

Exemple :

- Nommer la transformation (fenêtre transfo).
- Définir le point amont (fenêtre point amont) :

En double cliquant dans la fenêtre 'point amont' une fenêtre s'ouvre dans laquelle on doit choisir un point.

- Définir le point aval (fenêtre point aval) :

En double cliquant dans la fenêtre 'point aval' une fenêtre s'ouvre dans laquelle on doit choisir un point.

- Calculer :

transfo: transform1on1    type: compression    < >    Sauver

type énergie: utile     débit imposé    liens    Supprimer    Fermer

point amont    point    1     système fermé

ex2-d    afficher    DeRef\_H    -2 466,67     système ouvert    Calculer

Q    0

T (°C)    100

p (bar)    1,01325

h (kJ/kg)    2 676,04

titre    1

point aval

ex2-e    afficher

T (°C)    50

p (bar)    1,01325

h (kJ/kg)    209,37

titre    1,0

isentropique     polytropique

compression non adiabatique

r isentropique    0

exposant polytropique    0

rapport de pression (>= 1)     calculé

imposé

Imposer le rendement et calculer la transfo

Calculer le rendement, le point aval étant connu

### Détente (liquide ou vapeur)

Généralement, la détente de liquide n'est pas utilisée pour produire du travail mécanique (cadre machines thermiques). Il s'agit en fait de la transformation inverse de la compression.

### Laminage

Cette transformation correspond à une détente isenthalpique sans échange de travail ni de chaleur (cas des détenteurs de machines frigorifiques et pompes à chaleur, grosses pertes de charges).

### Echange

Cela permet de réaliser des transformations isobares avec échange de chaleur, mais il est possible de prendre en compte les pertes de chaleurs dans les échangeurs.

### Combustion

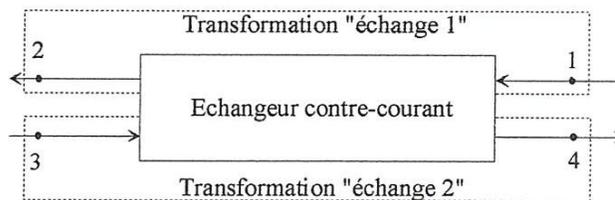
Cela permet de prendre en compte le changement de nature physico-chimique du fluide au cours de la combustion. Cette transformation relie trois points : un pour le comburant, un pour le carburant et un pour les fumées.

### Humide

A choisir pour les opérations de traitement de l'air (prendre comme fluide l'air atmosphérique).

### La zone 'ECHANGEURS DE CHALEUR'

Afin d'illustrer cette partie du cours, on se propose de traiter un exemple d'échangeur eau – air, à contre courant.



- Transformation « échange 1 » (du point 1 au point 2) : **Eau chaude** (débit connu, température d'entrée connue).

- Transformation « échange 2 » (du point 3 au point 4) : **Air** (débit connu, température d'entrée et sortie connue).

Déterminer la température de sortie de l'eau et les caractéristiques de dimensionnement (unité d'air, efficacité). Possibilité d'avoir deux inconnues si le dimensionnement de l'échangeur a déjà été réalisé (utilisation de la méthode du NUT).

Correction (exemple) :

Il faut tout d'abord créer les quatre points (1, 2, 3 et 4). On prend pour exemple

Pour l'air (fluide froid)  $P_{ea} = P_{sa} = 1\text{bar}$ ,  $T_{ea} = 15^\circ\text{C}$ ,  $T_{sa} = 30^\circ\text{C}$  et  $m_a = 5\text{Kg/s}$  (débit massique).

Pour l'eau (fluide chaud)  $P_{ec} = P_{sc} = 1\text{bar}$ ,  $T_{ec} = 45^\circ\text{C}$ ,  $T_{sc} = ?\text{C}$  et  $m_e = 1\text{Kg/s}$  (débit massique).

Il faut alors créer les deux transformations qui vont nous servir « échange 1 » et « échange 2 ».

Fichiers de projet    Fichiers de résultats    Spécial    Aide

Nom du projet : exemple de projet    Schéma associé

**4 POINTS**

nom du point	corps	p (bar)	T (°C)
point 1	air	1	15
point 2	air	1	30
point 3	eau	1	45
point 4	eau	1	45

**2 TRANSFOS**

nom transfo	point amont	point aval	type transfo
échange 2	point 3	point 4	échange
échange 1	point 1	point 2	échange

**NOEUDS**

nom	type	veine principale

**Bilan**

efficacité :

énergie utile :

énergie payante :

Recalculer     débit auto     verrouillé

types invalidés : 2

types calculables : 2

**ECHANGEURS DE CHALEUR**

nom	type	fluide chaud	fluide froid

Cliquer sur l'onglet 'Echangeurs de chaleur', la fenêtre 'Echangeurs de chaleur' s'ouvre.

- Nommer l'échangeur (fenêtre nom).

- Définir le type d'échangeur (type) :

En double cliquant dans la fenêtre '**type**' une fenêtre s'ouvre dans laquelle on doit choisir un type d'échangeur (trois familles apparaissent):

- *contre courant.*
- *co-courant.*
- *croisé non mélangé.*

- Choisir le fluide chaud (fluide chaud) :

Il s'agit de choisir la transformation du fluide chaud (échange 2)

- Choisir le fluide froid (fluide froid) :

Il s'agit de choisir la transformation du fluide froid (échange 1)

- Sélectionner les valeurs imposées et les valeurs à calculées :

- Sélectionner 'dimensionnement' :

- Calculer :

Le logiciel a calculé la température de sortie de l'eau, ainsi que le dimensionnement de l'échangeur, son efficacité ainsi que d'autres paramètres important dont vous devez connaître les définitions (cours T.T. et Thermodynamique).

The screenshot shows the 'Echangeur de chaleur' software interface. It is divided into two main sections: 'fluide chaud' (hot fluid) and 'fluide froid' (cold fluid). Each section has an 'afficheur' (display) button and a list of input parameters with checkboxes for 'imposé' (imposed) or 'calculé' (calculated). A 'Calculer' button is located between the two sections. Below the input fields, there are checkboxes for 'non contraint', 'pincement minimum', and 'efficacité imposée', along with a large empty box. At the bottom, there is an 'epsilon' field and a list of calculated parameters including UA, R, NTU, and DTGM.

fluide chaud		fluide froid	
échange 2		échange 1	
T <sub>ce</sub> (°C)	45 <input checked="" type="checkbox"/> imposé <input checked="" type="checkbox"/> calculé	T <sub>fe</sub> (°C)	15 <input checked="" type="checkbox"/> imposé <input checked="" type="checkbox"/> calculé
T <sub>cs</sub> (°C)	27,01153312 <input checked="" type="checkbox"/> imposé <input checked="" type="checkbox"/> calculé	T <sub>fs</sub> (°C)	30 <input checked="" type="checkbox"/> imposé <input checked="" type="checkbox"/> calculé
m <sub>c</sub>	1 <input checked="" type="checkbox"/> imposé <input checked="" type="checkbox"/> calculé	m <sub>f</sub>	5 <input checked="" type="checkbox"/> imposé <input checked="" type="checkbox"/> calculé
C <sub>pc</sub>	4,17845462	C <sub>pf</sub>	1,00218657
D <sub>Hc</sub>	-75,16399254	D <sub>Hf</sub>	75,16399254
<input checked="" type="checkbox"/> non contraint <input type="checkbox"/> pincement minimum <input type="checkbox"/> efficacité imposée		UA	5,58820157
epsilon		R	0,833867616
		NTU	1,33738477
		DTGM	13,45047984
		<input checked="" type="checkbox"/> dimensionnement <input type="checkbox"/> non nominal	

# *Chapitre 4 :*

## *Expérimentation*

## Expérimentation

### 4.1. Introduction

Nous allons utiliser le banc d'essai disponible au laboratoire de thermique du département de génie mécanique. L'échangeur de chaleur est assisté par ordinateur et permet de la sorte l'acquisition des mesures expérimentales online. L'échangeur est du type tubes avec calandre et peut être utilisé en co-courant (courant parallèle) ou en contre-courant. Ce type d'échangeur de chaleur à tube est couramment utilisé dans les industries alimentaires et des procédés chimiques et pétrochimiques. La chaleur est transférée entre un fluide circulant dans les tubes et un autre fluide circulant dans l'enveloppe cylindrique autour des tubes. L'échangeur est constitué d'une seule coquille et de sept tubes avec deux canaux transversaux de la coque.

Avant de faire fonctionner l'équipement, assurez-vous que la chaleur Echangeur HT33 et l'unité de base ont été assemblés et installés conformément aux instructions du fabricant. Allumez l'appareil, le PC et lancez le logiciel associé. Remplir le réservoir en versant une eau propre (de préférence déminéralisée) jusqu'à ce que le niveau soit d'environ 20 mm de haut. Le débit réel atteint à n'importe quel réglage particulier sera fonction de la pression d'alimentation en eau, le réglage du régulateur de pression, et les pertes à travers l'échangeur de chaleur en particulier pendant son utilisation. Ce débit est mesuré par un compteur de débit et affiché en litres / min sur l'écran d'ordinateur. En utilisation normale, le réglage de la soupape est ajusté jusqu'à ce que le débit désiré soit atteint.

Normalement, le débit d'eau chaude peut être contrôlé à partir du logiciel informatique en variant la vitesse de rotation de la pompe à recirculation. Malheureusement une panne est survenue lors de la mise au point du banc d'essai, et l'afficheur des débits d'eau chaude et froide est tombé en panne et n'a pu être réparé. Du coup, on a eu recours à un autre banc d'essai existant au laboratoire de génie des procédés qui est un échangeur de chaleur de type tubes co-axiaux, et on l'a connecté

en série avec l'échangeur HT33 pour exploiter les débitmètres (type rotamètre) disponibles pour mesurer les débits circulant réellement dans l'échangeur.

En fonctionnement normal, le fluide chaud de la circulation d'eau entre l'en-tête à une extrémité de la coque et passe par le faisceau de tubes en acier inoxydable. Le fluide froid de l'alimentation en eau froide passe à travers l'enveloppe cylindrique. Cette disposition minimise les pertes thermiques de l'échangeur de chaleur, sans utiliser une isolation supplémentaire. L'anneau extérieur, les capuchons et les baffes sont construits à partir d'acrylique clair pour permettre la visualisation de l'écoulement du fluide froid dans la calandre. Les quatre capteurs température thermocouple sont étiquetés T1 à T4 pour les identifier et chaque fil du thermocouple se termine par une fiche miniaturisée pour sa connexion à la prise appropriée sur le côté de la gauche de la console sur l'unité de service. Un tuyau flexible est attaché à chaque entrée et sortie du fluide, et est terminé par un embout. Ceci permet une connexion rapide à l'unité de service, et la conversion de courant de type parallèle en contre-courant. Afin de faciliter leurs identifications, dans l'unité HT33 de Armfiel, les flexible colorés en rouge sont utilisés pour l'eau chaude et en bleu pour l'eau froide

#### 4.2. Banc d'essai expérimental

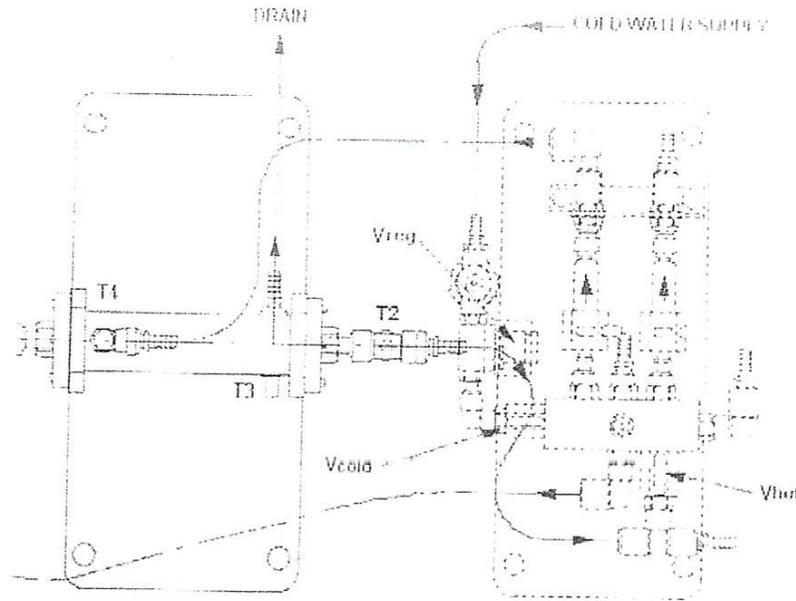
En mesurant les variations de température du fluide deux courants (parallèle, contre-courant) distincts dans un échangeur de chaleur à tube et le calcul de l'énergie chaleur transférée au à partir de chaque flux pour déterminer l'efficacité globale. Cette démonstration l'échangeur de chaleur est configurée pour deux courants.

$$\dot{m}(\text{kg/s}) = \dot{m}_v(\text{L/min}) \cdot \rho(\text{kg/m}^3)$$

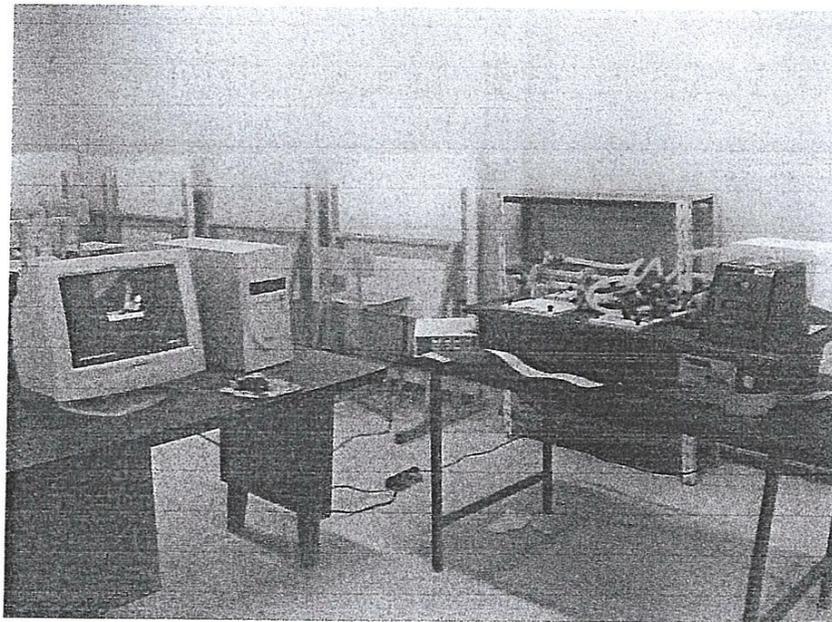
La puissance de chaleur  $Q_c$  (W) = débit massique  $\dot{m} \times$  chaleur spécifique  $C_p \times (\Delta T)$

La puissance thermique perdue par un fluide chaud  $Q_c = \dot{m} \cdot C_{p_c} (T_1 - T_2)$  (W)

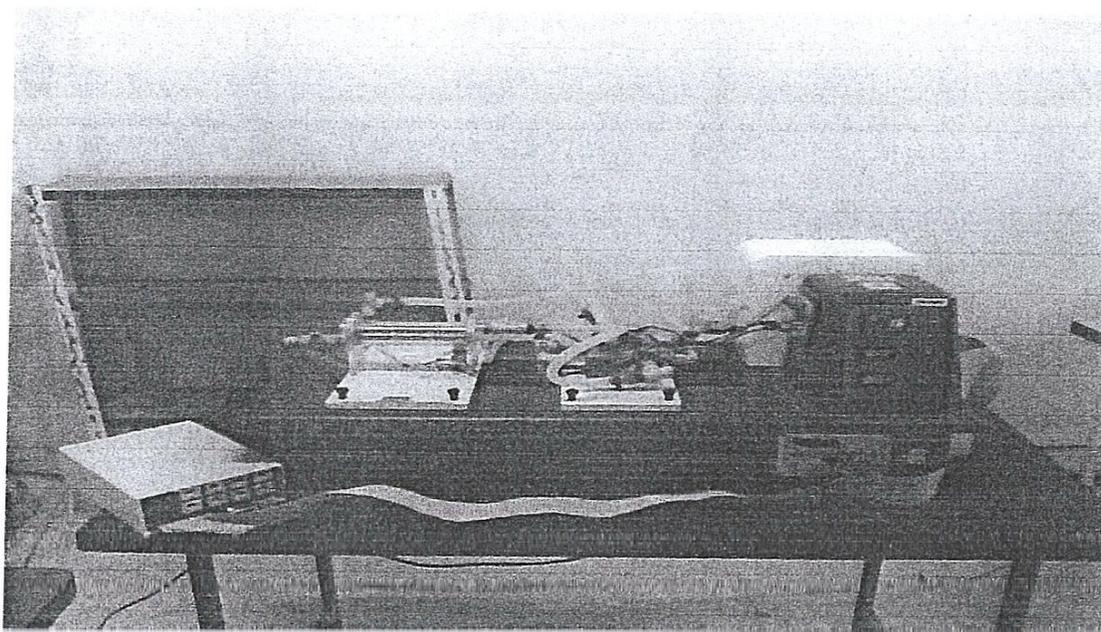
La puissance absorbée par le fluide froid  $Q_f = \dot{m} \cdot C_{p_f} (T_4 - T_3)$  (W)



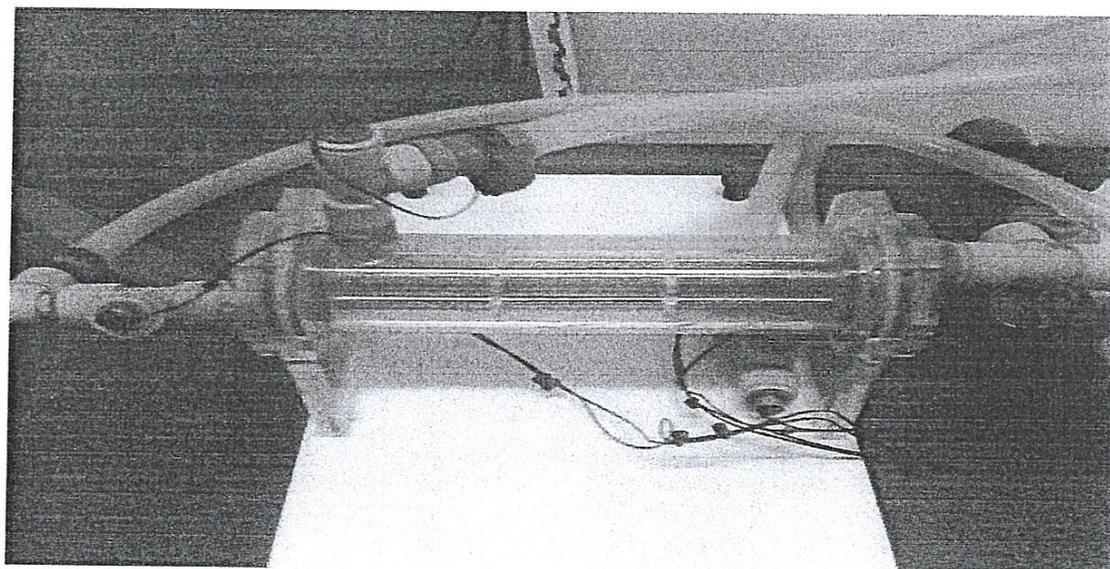
**Figure 4.1 : Schéma du banc d'essai.**



**Figure 4.2. Le banc d'essai expérimental.**



**Figure 4.3 : Echangeur de chaleur HT30**



**Figure 4.4 : La coquille et tube d'un échangeur de chaleur HT33**

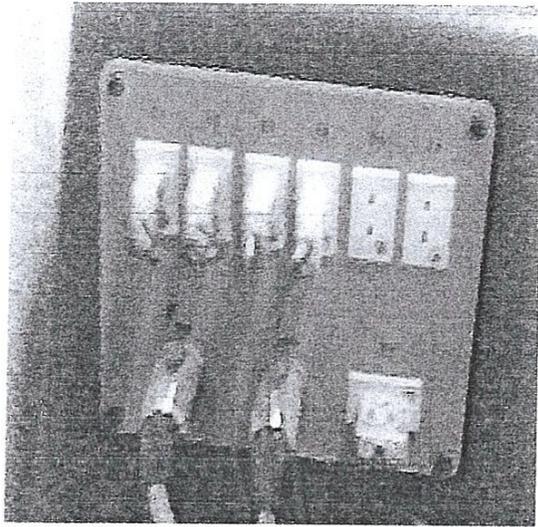


Figure 4.5. : Les thermocouples.

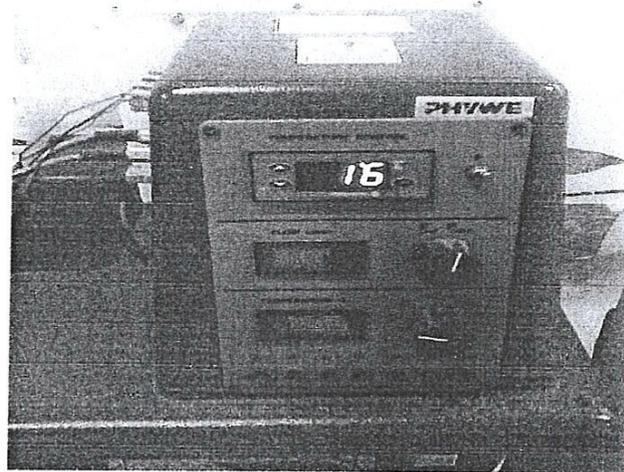


Figure 4.6 : Afficheur de température et débitmètre

**Fonctionnement à contre-courant :**

Lorsque l'échangeur de chaleur est branché pour fonctionnement à contre-courant, les fluides chaud et froid s'écoulent dans des directions opposées (les deux flux de fluide entre l'échangeur de chaleur aux extrémités opposées). Le fluide chaud passe à travers les sept tubes en parallèle, le fluide froid passe à travers les tubes à l'intérieur de la calandre.

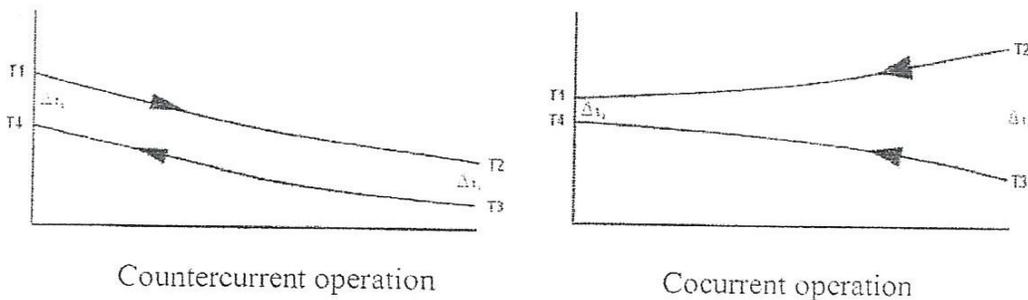


Figure 4.7 Contre courant et co-courant.

**Fonctionnement Co-courant:**

Lorsque l'échangeur de chaleur est branché pour fonctionner en co-courant, les fluides s'écoulent dans les mêmes directions (les deux fluides entre et quittent l'échangeur de chaleur des mêmes côtés)

**Procédure de mesure:**

Réglez le régulateur de température à l'aide en fixant la température dans le bac arrière du banc d'essai à 65 °C ou 55 °C. On laisse alors l'eau chaude circuler pendant 15 mn afin que l'écoulement soit complètement établi et le régime permanent sera permanent.

Régler la vanne de réglage de fixation de l'eau froide pour obtenir le débit volumique de l'eau froide désiré.

Laisser la température se stabiliser à une constante (surveiller la température du capteur en utilisant l'affichage sur l'écran du logiciel ou console de commande). Dans les mesures qu'on a faites, on a du prendre les températures de l'eau chaude et froide en utilisant l'afficheur des températures du banc d'essai du rayonnement disponible au niveau du laboratoire de thermique.

Six mesures sont alors faites : les températures d'entrées et sortie de l'eau froide et chaude, et les deux débit volumiques de l'eau chaude et froide respectivement.

# *Chapitre 5 :*

*Validation et Exploitation des Résultats  
Expérimentaux*

## Chapitre 5. Validation et Exploitation des Résultats Expérimentaux.

Avant l'exploitation des résultats expérimentaux, il est nécessaire de s'assurer que les mesures faites que ce soit pour l'échangeur à courant parallèle ou co-courant, ou bien ceux pour le contre-courant, ont été réalisées en régime permanent, et de ce fait sont exempts des erreurs dynamiques (régime transitoires). Cette partie du travail est incontournable avant l'exploitation des mesures expérimentales. Pour notre cas, on a comparé nos mesures de la température de l'eau chaude avec les valeurs calculées en utilisant le logiciel ThermoOptim développé par l'école des mines de Paris, et qui est largement utilisé actuellement que ce soit en enseignement ou recherche. La figure 5.1 présente la comparaison des résultats pour le cas d'un échangeur en co-courant, alors que la figure 5.2, présente ceux d'un échangeur en contre-courant. La concordance entre les valeurs calculées par ThermoOptim et celles mesurées est acceptable, cependant, pour le cas où le débit de l'eau froide est de 3 L/min, il existe une différence. Pour le cas d'un échangeur en co-courant, nos mesures sous estime la valeur de la température de sortie eau chaude, alors que pour un échangeur contre-courant, nos mesures surestime cette température. Globalement, et en tenant compte des erreurs de mesures que ce soit des étalonnages des appareils de mesures (thermocouples et débitmètres), ou encore celles du régime permanent, on peut dire que les mesures sont exploitables et peuvent nous permettre de tirer des conclusions logiques sur le fonctionnement, et les performances thermiques de ces appareils de transfert de chaleur.

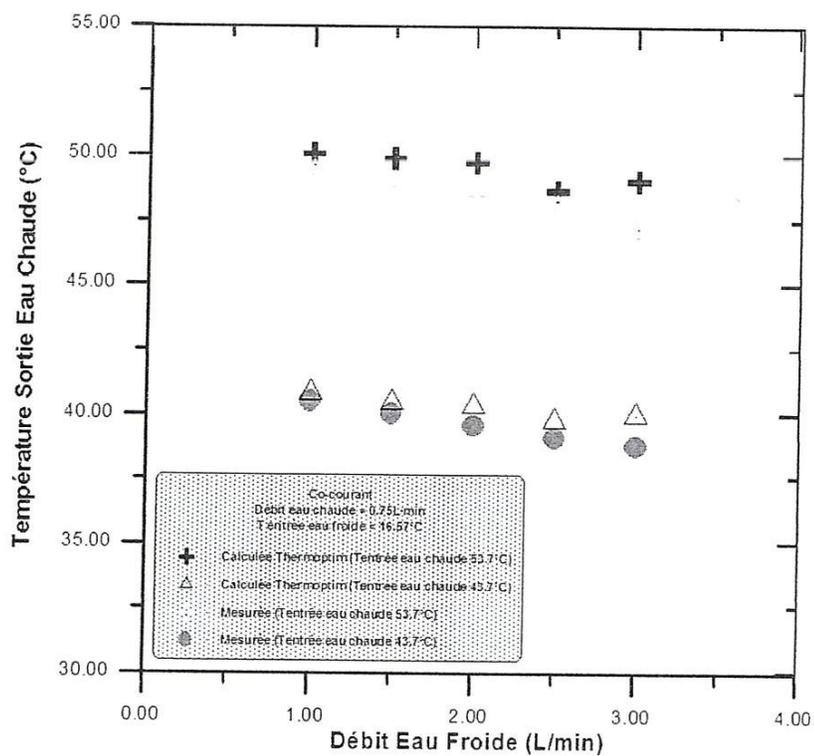
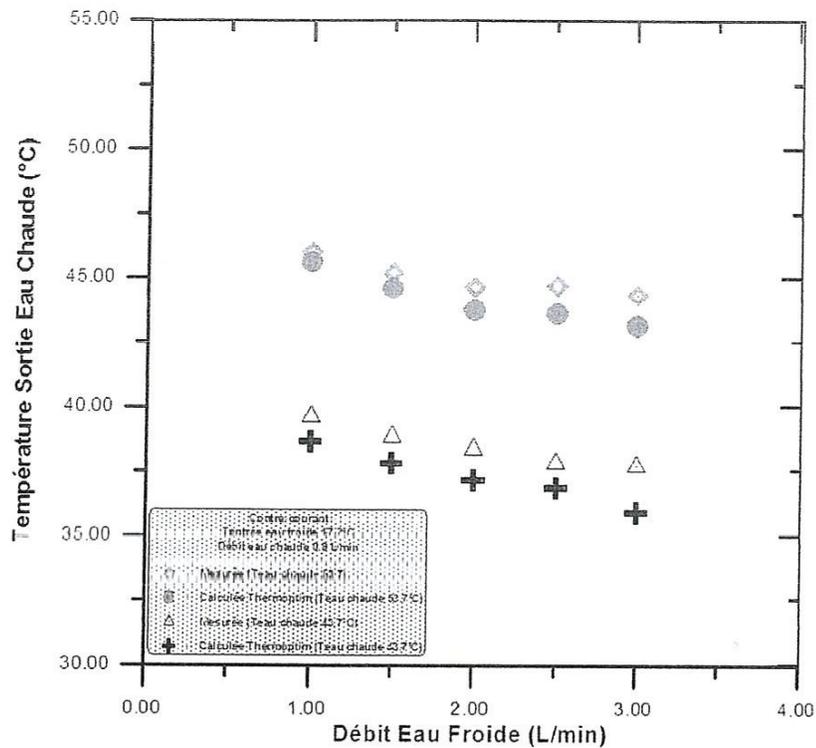
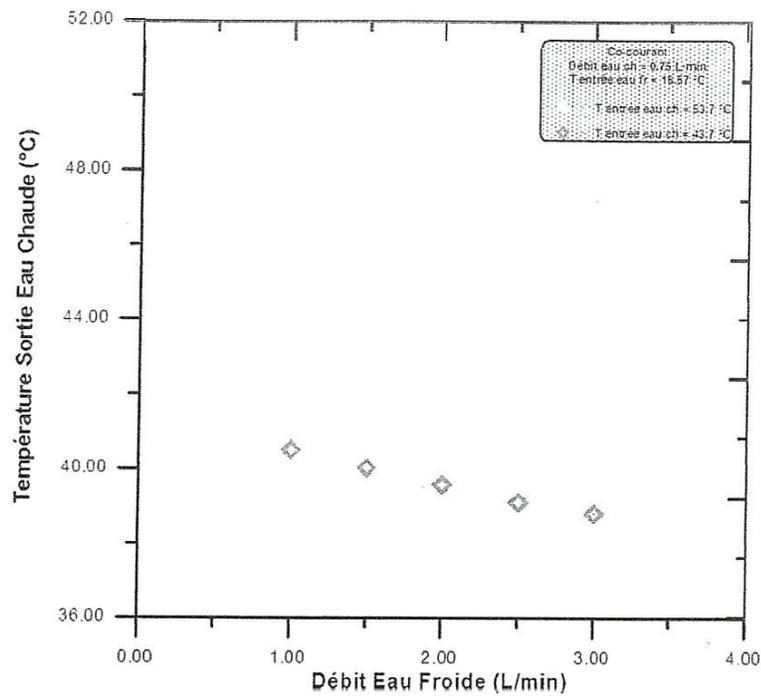


Figure 5.1. Comparaison des températures de sortie d'eau chaude calculée par le logiciel Thermoptim et celle mesurée en laboratoire pour un échangeur co-courant.



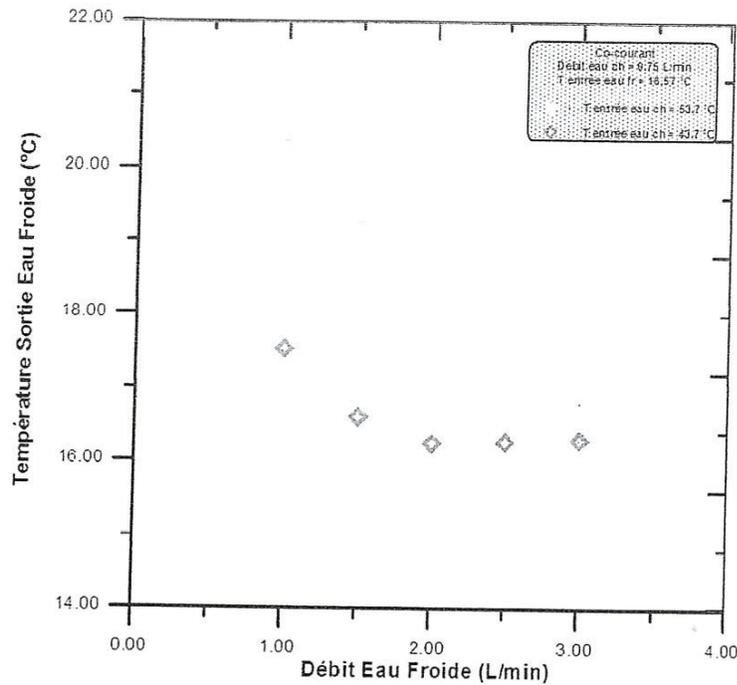
**Figure 5.2. Comparaison des températures de sortie d'eau chaude calculée par le logiciel Thermoptim et celle mesurée en laboratoire pour un échangeur contre-courant.**

Les débits d'eau froide dans nos expériences sont compris entre 1 et 3 L/min, tandis que le débit d'eau chaude était fixé à 0.8 L/min pour l'échangeur contre-courant, et 0.75 L/min pour le co-courant.



**Figure 5.3. Température de sortie de l'eau chaude en fonction du débit d'eau froide d'un échangeur de chaleur en co-courant.**

Sur la figure 5.3, on remarque que la température de l'eau chaude décroît avec l'augmentation de l'eau froide, ceci pour deux températures d'entrée de l'eau chaude à savoir 43.7°C et 53.7°C, respectivement. Le gradient de la variation est pratiquement le même pour les deux températures, de ce fait, la chute de température est donc la même pour ces deux cas.

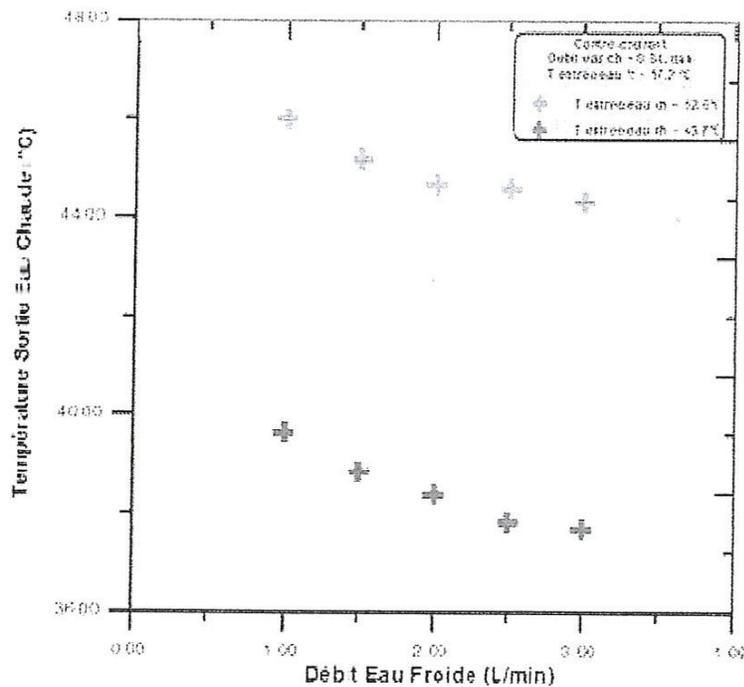


**Figure 5.4. Température de sortie de l'eau froide en fonction du débit d'eau froide d'un échangeur de chaleur en co-courant.**

La variation de la température de sortie de l'eau froide en fonction du débit volumique de l'eau froide est présentée sur la figure 5.4. On remarquera cependant, que malgré le fait que la température de l'eau froide à sa sortie de l'échangeur de chaleur est logiquement supérieure à celle de son entrée, cette augmentation diminue en valeur absolue avec l'augmentation du débit de l'eau froide, ce qui se traduit par une décroissance assez nette pour des valeurs de débit d'eau froide compris entre les valeurs de 1 et 2 L/min. Pour des valeurs supérieures à 2L/min, la température de sortie d'eau froide ne varie pratiquement plus. De plus, on remarquera que pour les deux températures d'entrée de l'eau chaude (43.7°C et 53.7°C), la différence entre les températures de sortie de l'eau froide diminue de plus en plus avec l'augmentation du débit de l'eau froide. Pour expliquer ces constatations expérimentales, il faudra examiner la formule donnant la quantité de chaleur gagnée par l'eau froide, on a :

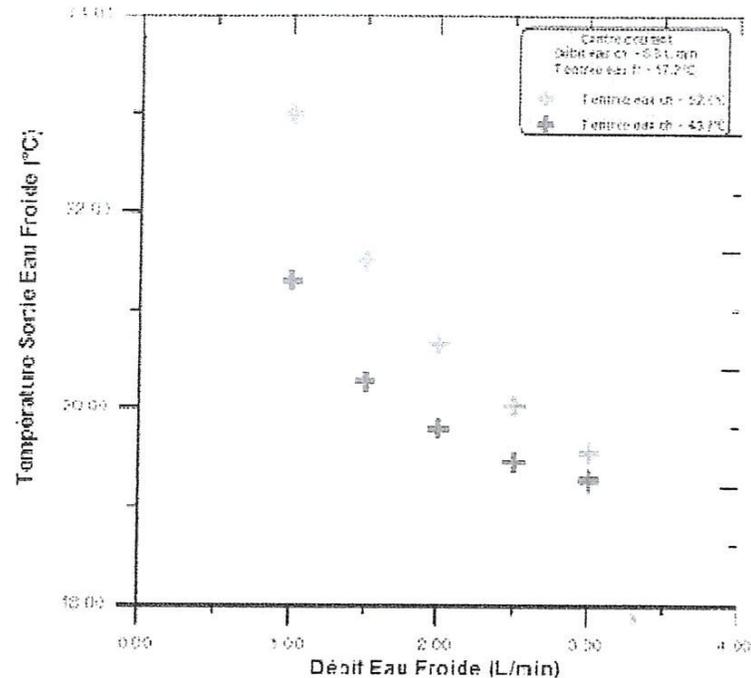
$$Q_f = \dot{m}_f \cdot C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe}) \Rightarrow T_{fs} = \frac{Q_f}{\dot{m}_f \cdot C_{p_f}} + T_{fe} \quad (5.1)$$

D'après l'équation (5.1), la température de sortie de l'eau froide  $T_{fs}$ , diminue avec l'augmentation du débit d'eau froide  $\dot{m}_f$  et cette variation est de la forme  $(A/\dot{m}_f)$ , avec  $A$  une constante. Avec l'augmentation du débit, la température de sortie de l'eau froide tend vers une valeur asymptotique qui est la valeur d'entrée de l'eau froide (équation 5.1)  $T_{fe}$ , quelque soit la température d'entrée de l'eau chaude. Tout ceci est observable dans la figure 5.4.



**Figure 5.5. Température de sortie de l'eau chaude en fonction du débit d'eau froide d'un échangeur de chaleur en contre-courant.**

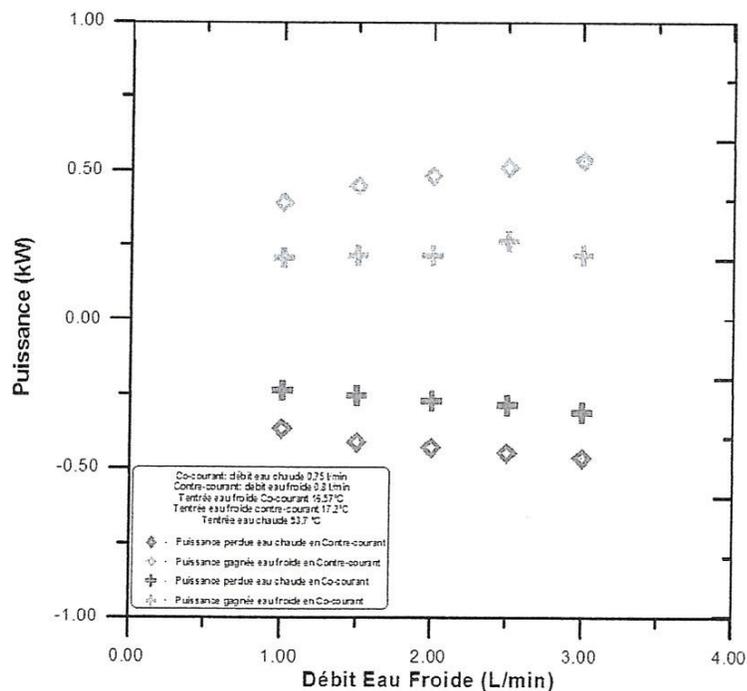
Sur la figure 5.5, la variation de sortie de l'eau chaude en fonction du débit d'eau froide pour un écoulement en contre courant est présentée. Comme pour le cas de l'écoulement co-courant, deux cas sont étudiés pour deux températures d'entrée eau chaude, à savoir : 43.7°C et 53.7°C, respectivement. Dans ce cas aussi, une diminution nette de la température de l'eau chaude avec l'augmentation du débit d'eau froide est présente. Cependant, la variation  $dT_{cs}/dQ_f$  est plus importante que pour le cas de l'écoulement en co-courant. Ceci s'explique par un transfert de la chaleur beaucoup plus important en écoulement en contre-courant.



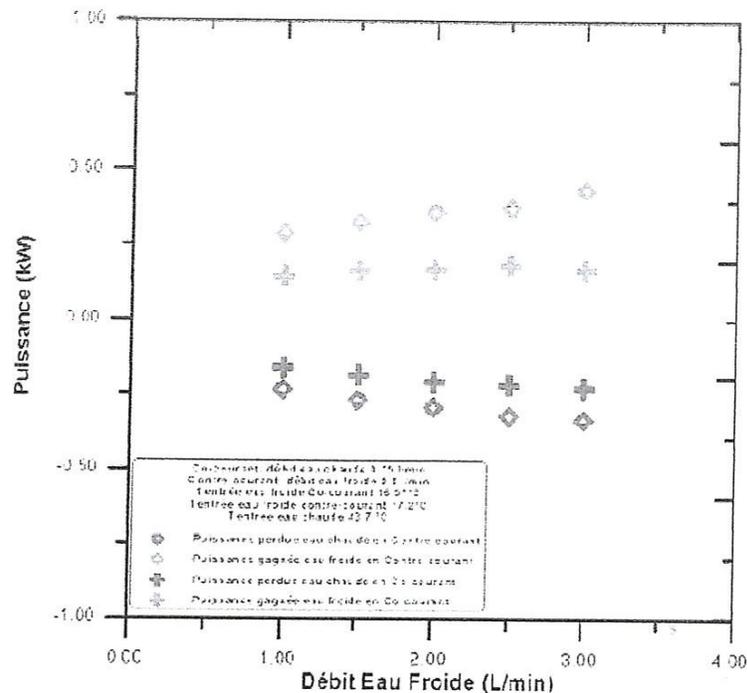
**Figure 5.6. Température de sortie de l'eau froide en fonction du débit d'eau froide d'un échangeur de chaleur en contre-courant.**

On remarque sur la figure 5.6 que la décroissance de la température de l'eau froide avec l'augmentation du débit d'eau froide est aussi vérifiée comme pour l'écoulement en co-courant. La valeur asymptotique correspondant à la température d'entrée eau froide soit  $T_{fe}$  (17.2°C) pour laquelle les courbes correspondantes aux températures d'entrée de l'eau chaude (43.7°C et 53.7°C) se rapprochent l'une et l'autre de cette valeur. On remarquera aussi d'après l'allure des deux courbes (figures 5.4 et 5.6), que les mesures faites pour l'écoulement en contre-courant sont moins empreintes d'erreurs de mesures que celles faites lors de l'écoulement en co-courant (ou courant parallèle). La symétrie des deux courbes est de ce fait assez remarquable sur la figure 5.6. En comparant aussi les courbes des figures 5.4 et 5.6, correspondantes aux écoulements co-courant et contre-courant, respectivement, on remarquera que le gradient  $dT_{fs}/dQ_f$  est plus important dans le cas d'un échangeur de chaleur en contre courant. Pour pouvoir comprendre les différences existantes entre les échangeurs de chaleur types co-courant et contre-courant, il faudra présenter les quantités de chaleurs perdues par l'eau chaude et celles gagnées par l'eau froide dans une même figure. Ceci

est montré sur la figure 5.7, et il apparaît clairement que les puissances (kW) perdues par l'eau chaude et celle gagnée par l'eau froide dans un échangeur de chaleur en contre-courant sont nettement supérieures à celles correspondantes à un échangeur de chaleur avec écoulement en co-courant. Ceci montre clairement qu'un échangeur de chaleur de type contre courant permet un meilleur échange de chaleur qu'un échangeur en co-courant ceci en prenant les températures d'entrée eau chaude et froide, ainsi que les débits d'eau chaude et froide les mêmes lors des mesures. Malgré le fait que la température d'entrée d'eau froide dans les mesures faites sur un échangeur contre-courant ( $17.2^{\circ}\text{C}$ ) est légèrement différente de celle pour un échangeur en co-courant ( $16.52^{\circ}\text{C}$ ) (impossibilité de contrôler la température vu que le circuit est ouvert, et l'eau froide est celle du réseau), qualitativement la conclusion reste cependant valable. Autre fait remarquable est donné par la figure 5.8 ( $T_{ce}=43.7^{\circ}\text{C}$ ). Dans cette figure les courbes donnant les puissances perdues par l'eau chaude en co-courant et contre courant sont plus proches l'une de l'autre que dans le cas où  $T_{ce}$  est égale à  $53.7^{\circ}\text{C}$ .



**Figure 5.7. Puissances échangées dans les deux échangeurs en co-courant et contre courant pour une température d'eau chaude de  $53.7^{\circ}\text{C}$ .**



**Figure 5.8. Puissances échangées dans les deux échangeurs en co-courant et contre courant pour une température d'eau chaude de 43.7°C.**

Pour rendre compte complètement des critères de sélection du point de vue thermique d'un échangeur de chaleur, il faudra introduire un paramètre très important à savoir son efficacité thermique,  $\varepsilon$ . Ce paramètre est défini comme le rapport entre la quantité de chaleur réelle à la quantité de chaleur maximum qu'un échangeur de chaleur puisse échangé si sa surface de transfert de chaleur est infinie (impossible à réaliser). Ces deux quantités sont définies par la méthode du  $NTU-\varepsilon$  de la manière suivante :

$$Q_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \text{ et } Q_{\text{réel}} = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (5.2)$$

Avec  $T_{ce}$  : température du fluide chaud à l'entrée ;

$T_{cs}$  : température du fluide chaud à la sortie ;

$T_{fe}$  : température du fluide froid à l'entrée ;

$T_{fs}$  : température du fluide froid à la sortie.

$C_{\min}$  est la plus faible valeur entre  $C_c$  (capacité thermique du fluide chaud) et  $C_f$  (capacité thermique du fluide froid).

D'après les expériences faites, le débit d'eau chaude restant fixe tout au long des expériences (à cause de contraintes techniques du banc d'essai expérimental, ceci en choisissant une vanne complètement ouverte), par contre, le débit de l'eau froide est varié de 1 L/min à 3 L/min. Par conséquent, comme la chaleur spécifique de l'eau reste pratiquement constante dans la plage des températures considérées, c'est-à-dire à peu près égale à 4.18 (J/kg.°C),  $C_{min} = C_c$  puisque  $C_c < C_f$ .

L'efficacité est définie comme :

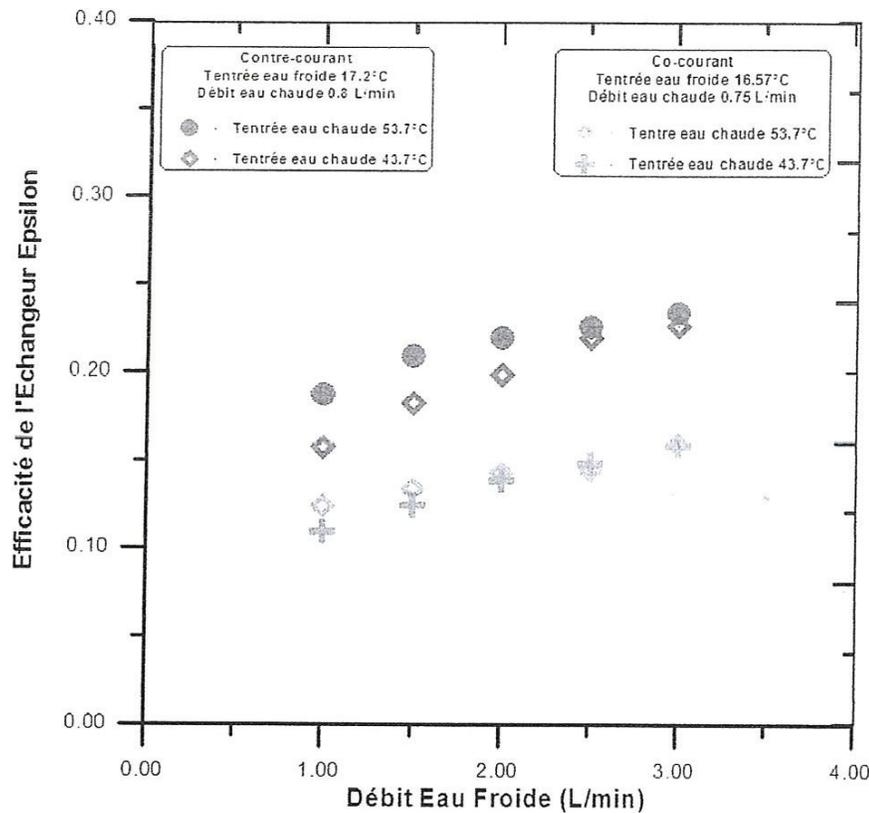
$$\varepsilon = \frac{Q_{réel}}{Q_{max}} = \frac{C_c (T_{ce} - T_{cs})}{C_{min} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{C_c (T_{ce} - T_{cs})}{C_c (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad (5.3)$$

En utilisant les valeurs mesurées des températures d'entrée et sortie de l'eau chaude et la température d'entrée de l'eau froide on a pu déterminer l'efficacité des échangeurs de chaleurs de type co-courant et contre-courant, ceci pour les deux températures d'entrée d'eau chaude (43.7°C et 53.7°C),

Pour une différence de température maximum ( $T_{ce} - T_{fe}$ ) pratiquement la même pour un échangeur de chaleur en co-courant et en contre courant; ( $\approx 37.3^\circ\text{C}$  et  $27.3^\circ\text{C}$ ), l'efficacité  $\varepsilon$  dépendra donc de la valeur de la différence de température ( $T_{ce} - T_{cs}$ ), et celle la est plus importante dans le cas d'un échangeur de chaleur type contre-courant que dans celui à co-courant. Ce résultat prévu du reste par la théorie a été vérifié effectivement lors des résultats expérimentaux montrés sur la figure 5.9.

La croissance de  $\varepsilon$  avec le débit de l'eau froide est observable. Cependant, un phénomène intéressant montrant une croissance supérieure dans le cas d'une température d'entrée de l'eau chaude de 43.7°C comparée à celle de 53.7°C. La pente est plus importante car la différence de température ( $T_{ce} - T_{cs}$ ) s'amenuise de plus en plus avec la croissance du débit d'eau froide, alors que ( $T_{ce} - T_{fe}$ ) est plus importante pour le cas 53.7°C et ne change pas avec le débit d'eau froide. La figure 5.9 montre que des débits supérieurs à 2 L/min, l'efficacité  $\varepsilon$  pour des températures de ( $T_{ce} - T_{fe}$ )

$\approx 37.3^\circ\text{C}$  et  $27.3^\circ\text{C}$ , sont pratiquement les mêmes. Cette efficacité pour le cas  $43.7^\circ\text{C}$  dépassera même celle de  $53.7^\circ\text{C}$  avec l'augmentation du débit d'eau froide.



**Figure 5.9. Efficacités thermiques  $\varepsilon$  des échangeurs de chaleur en co-courant et contre courant pour les températures d'entrée d'eau chaude de  $43.7^\circ\text{C}$  et  $53.7^\circ\text{C}$ .**

Afin de comprendre encore mieux ces différences dans les valeurs de  $\varepsilon$  avec le débit d'eau froide, on doit calculer les coefficients globaux d'échange de chaleur  $U$  ( $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ). Ce coefficient lie en effet est lié à l'efficacité  $\varepsilon$  à travers la méthode du NTU- $\varepsilon$  (Number of Transfer Unit), mais on peut aussi le déterminer en utilisant la méthode du LMTD (Logarithm Mean Temperature Difference). En utilisant la méthode du LMTD, on aura :

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fe} \text{ et } \Delta T_2 = T_{cs} - T_{fs} \quad (5.4)$$

$$Q_c = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs}) \Rightarrow Q_c = US \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = US \Delta T_{lm} \quad (5.5)$$

$S$  représente la surface d'échange entre le fluide chaud et le fluide froid. Elle se calcule en utilisant le rayon moyen (puisque l'eau chaude circule dans des tubes cylindriques de section droite circulaire). On donc  $D_{moy} = (D_{int} + D_{ext})/2$ , avec  $D_{int}$  et  $D_{ext}$ , sont les diamètres intérieur et extérieur de la conduite, respectivement.  $S$  est donc égale à  $S = \pi D_{moy} L$ .

$L$  étant la longueur totale des tubes de l'échangeur de chaleur. Dans le cas de l'échangeur HT 33 Armfield, il existe 7 tubes identiques, et la longueur de chacun de ces tubes est de 0.144 m.  $L$  est égale donc à 1.008 m. Le diamètre intérieur  $D_{int} = 0.00515$  m, le diamètre extérieur  $D_{ext} = 0.00635$  m, donc  $D_{moy} = 0.00575$  m.  $S$  est égale à  $\approx 0.0182 \text{ m}^2$ .

Le coefficient global de transfert de chaleur  $U$ , croit donc avec le débit d'eau froide et cela quelque soit le type d'échangeur de chaleur. Par contre, il est clair que le transfert de chaleur est meilleur dans le cas d'un échangeur à contre courant comparativement à celui à co-courant. On remarquera aussi que la variation de  $U$  en fonction du débit d'eau froide ( $dU/d\dot{m}_f$ ) est nettement meilleur dans le cas où la température d'entrée eau chaude est croissante  $43.7^\circ\text{C}$  par rapport à celle de  $53.7^\circ\text{C}$ . Ce constat est valable quelque soit le type d'échangeur étudié. Ces résultats sont présentés dans la figure 5.10.

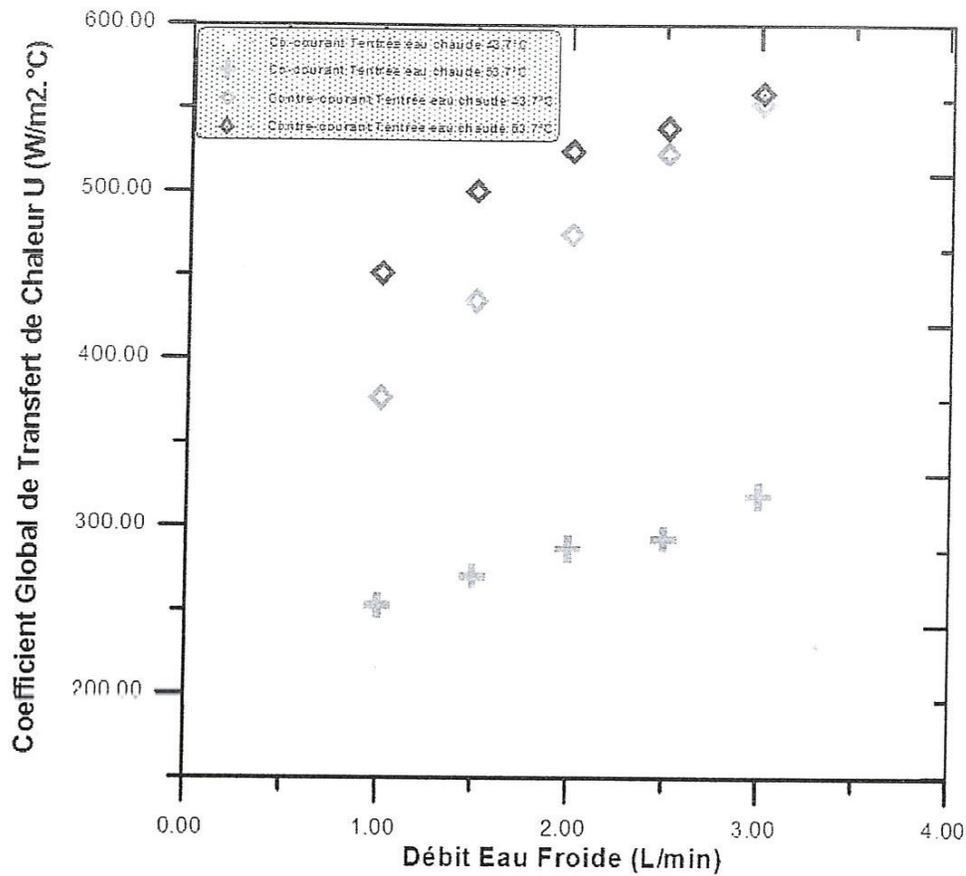


Figure 5.10. Coefficients globaux de transfert de chaleur  $U$  ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ) des échangeurs de chaleur en co-courant et contre courant pour les températures d'entrée d'eau chaude de  $43.7^\circ C$  et  $53.7^\circ C$ .

# *Conclusion Générale*

## Conclusion Générale

Le sujet de Master a été défini sur la base de quatre objectifs à atteindre à la fin.

La comparaison des résultats expérimentaux avec ceux du logiciel Thermoptim, tout particulièrement la température sortie eau chaude, a permis de valider ces résultats et pourvoir ainsi les exploiter pour déterminer l'efficacité et le coefficient global de transfert de chaleur pour deux types d'écoulements; le co-courant et le contre-courant, respectivement. Cette partie importante, a servi de rendre compte des étapes logiques à suivre lors d'un travail expérimental, de questionner chaque mesure faite, qu'elle soit bonne ou mauvaise, c'est donc une préparation à un travail éventuel de recherche-développement futur.

Dans la théorie des échangeurs de chaleur et de masse, le coefficient global de transfert de chaleur  $U$  et l'efficacité  $\varepsilon$  sont toujours meilleurs pour un écoulement en contre-courant comparativement à l'écoulement en co-courant. Ce fait a été bien vérifié expérimentalement. De plus, la décroissance de la température de sortie eau chaude ainsi que la température de sortie eau froide avec le débit d'eau froide est aussi vérifié. Ceci nous amène à croire que les conditions préalables pour l'établissement du régime permanent avant les mesures, ont été bel et bien respectées.

L'autre acquis de ce travail est certainement l'apprentissage du logiciel Thermoptim qui nous a permis de dimensionner un échangeur de chaleur en quelques minutes. Ce logiciel dont les capacités sont innombrables, sera certainement très utiles dans le futur dans la simulation de différents systèmes thermodynamiques, comme par exemple, les centrales de conditionnement d'air, les centrales thermiques, les installations de froid etc.

Enfin, nous avons dès le début eu affaire à des pannes sans discontinuité (pompe de circulation de l'eau chaude, plus système d'acquisition des données expérimentales). Nous avons pu contourner ces obstacles en ayant recourt à des solutions techniques comme la connexion du banc d'essai à un autre afin d'utiliser la pompe pour circuler l'eau chaude, et utiliser le système d'acquisitions des températures du banc d'essai de rayonnement.

Sur la base de tout cela, les quatre objectifs assignés au début de ce travail ont donc tous été atteints. Il reste à réparer le système d'acquisition des mesures expérimentales pour des mesures en régime transitoire pouvant faire l'objet de recherche et ou thèse de doctorat.

# *Annexe 1*

## ANNEXE2 : Tableau des donnes thermophysiques de l'eau

température,T		volume,V (m <sup>3</sup> /kG)	Chaleur spécifique	Viscosité N.s/m <sup>2</sup>	Conductivité thermique	Nombre de Prandtl
K	C°	Vf×10 <sup>3</sup>	C <sub>PF</sub> ×10 <sup>3</sup>	μ×10 <sup>6</sup>	KF×10 <sup>3</sup>	Pr <sub>f</sub>
273		1.000	4.217	1750	569	12.99
275		1.000	4.211	1652	574	12.22
280		1.000	4.198	1422	582	10.26
285		1.000	4.189	1225	590	8.81
290		1.001	4.184	1080	598	7.56
295		1.002	4.181	959	606	6.62
300		1.003	4.179	855	613	5.83
305		1.005	4.178	769	620	5.20
310		1.007	4.178	695	628	4.62
315		1.009	4.179	631	634	4.16
320		1.011	4.180	577	640	3.77
325		1.013	4.182	528	645	3.42
330		1.016	4.184	489	650	3.15
335		1.018	4.186	453	656	2.88
340		1.021	4.188	420	660	2.66
345		1.024	4.191	389	668	2.45
350		1.027	4.195	365	668	2.29
355		1.030	4.199	343	671	2.14
360		1.034	4.203	324	674	2.02
365		1.038	4.209	306	677	1.91
370		1.041	4.214	289	679	1.80
373		1.044	4.217	279	680	1.76
375		1.045	4.220	274	681	1.70
380		1.049	4.226	260	683	1.61
385		1.053	4.232	248	685	1.53
390		1.058	4.239	237	686	1.47
400		1.067	4.256	217	688	1.34
410		1.077	4.278	200	688	1.24
420		1.088	4.302	185	688	1.16
430		1.099	4.331	173	685	1.06
440		1.110	4.36	162	682	1.04
450		1.123	4.40	152	678	0.99
460		1.137	4.44	143	673	0.95
470		1.152	4.48	136	667	0.92
480		1.167	4.53	129	660	0.89
490		1.184	4.59	124	651	0.87

ANNEXE2 : Tableau des donnes thermophysiques de l'eau

500		1.203	4.66	118	642	0.86
510		1.222	4.74	113	631	0.85
520		1.244	4.84	108	621	0.84
530		1.268	4.95	104	608	0.85
540		1.294	5.08	101	594	0.86
550		1.323	5.24	97	580	0.87
560		1.355	5.43	94	563	0.90
570		1.392	5.68	91	548	0.94
580		1.433	6.00	88	528	0.99
590		1.482	6.41	84	513	1.05
600		1.541	7.00	81	497	1.14
610		1.612	7.85	77	467	1.30
620		1.705	9.35	72	444	1.52
625		1.778	10.6	70	430	1.65
630		1.856	12.6	67	412	2.0
635		1.935	16.6	64	392	2.7
640		2.075	26	59	367	4.2
645		2.351	90	54	331	12.05
647		3.170		45	238	

# *Bibliographie*

**BIBLIOGRAPHIE**

- [1] SISSOKO Diawoye, *Dimensionnement d'un Echangeur de Chaleur Destiné au Chauffage par Energie Géothermale*, Thèse d'Ingénieur, Département de Génie Mécanique, Université 08 Mai 45 Guelma, Juin 2006.
- [2] Incropera, Frank.P. and DeWitt, David.P., *Fundamental of Heat and Mass Transfer*, 5<sup>th</sup> Edition, Wiley, 1998.
- [3] *THERMOPTIM*, GICQUEL Renaud, Progiciel Version Java démonstration n°.1.50, CSTB Paris 1999-2008.
- [4] KAYS, W.M. et LONDON, A.L., *Compact Heat Exchangers*, 3<sup>rd</sup> Edition, Mc Graw Hill, 1984.
- [5] KAYS, W.M. et CRAWOFORD, M.E., *Convective Heat and Mass Transfer*, 2<sup>nd</sup> Edition, Mc Graw Hill, 1980.
- [6] GEBHART, Benjamin, *Heat Transfer*, 2<sup>nd</sup> Edition, Chapitre 12, pp.502-527, Mc Graw Hill, 1971.
- [7] OULD LAHOUCINE, Cherif, *Transfert de Chaleur*, Cours Master 1, Département de Génie Mécanique, Université 08 Mai 45 Guelma.
- [8] HT 33, *Performance Evaluation of a Shell and Tube Heat Exchanger*, Experiment Document, Massachusetts Institute of Technology, Department of Mechanical Engineering, 2009.