

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

**MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE MOULOUD MAMMARI DE TIZI-OUZOU
FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION**

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

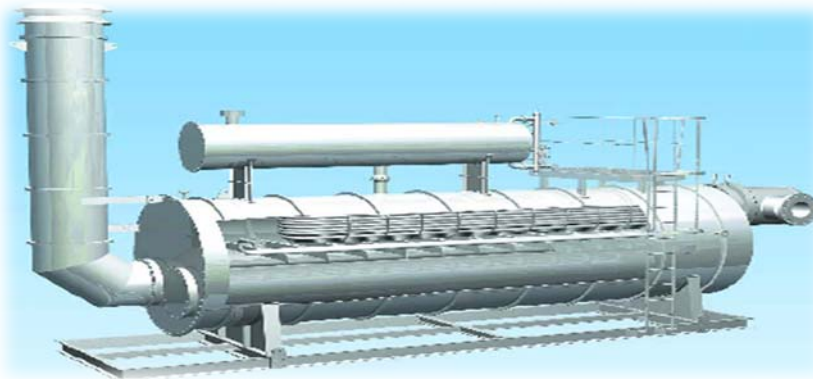


MEMOIRE

**DE FIN D'ETUDES
EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME
MASTER EN GENIE MECANIQUE
OPTION : ENERGETIQUE**

THEME

**ETUDE D'UN RECHAUFFEUR INTEGRE A UN
POSTE DE DETENTE DE GAZ**



Proposé et dirigé par :

M^r I. BOUMRAR

Etudié par :

M^r: SADOUNE Achour

**PROMOTION:
2012-2013**



Remerciements

Je remercie le bon dieu de m'avoir aidé à arrivé au terme de ce travail. Je remercie aussi ma famille qui m'a soutenue tout au long de mon parcours en mettant tous les moyens pour ma réussite.

Mes remerciements les plus sincères vont aussi à mon promoteur Monsieur BOUMRAR pour ces conseils et orientations qui m'ont été d'un apport précieux durant l'élaboration de mon projet de fin d'études, ainsi qu'à tous mes enseignants, comme je tiens également à remercier le personnel de la bibliothèque, mes amis, camarades de la promotion, ainsi que tous ceux qui m'ont aidé de loin ou de près.

Je vous remercie chaleureusement, membres du jury qui me feront l'honneur d'examiner mon travail.

Introduction

Générale

Introduction Générale

Dans un contexte de développement durable, la maîtrise de la consommation énergétique mondiale fait partie des défis majeurs de notre siècle. L'amélioration du confort de vie dans les pays industrialisés et le développement économique des pays du Sud s'accompagnent d'une augmentation importante des besoins énergétiques. On enregistre ainsi une croissance constante de la demande énergétique mondiale [1].

Au regard des problèmes environnementaux engendrés par leur consommation, les sources d'énergie fossiles sont incontournable pour continuer à satisfaire les besoins énergétiques mondiaux tout en préservant au milieu l'environnement. Les combustibles fossiles continueront d'occuper une place majoritaire dans nos sources d'énergie, même si les nouvelles technologies basées sur des sources d'énergie renouvelables seront amenées à tenir une place grandissante dans la production d'énergie.

Dans ce modeste travail on s'est focalisé sur l'étude d'un réchauffeur intégré à un poste de détente de gaz de ville.

Cependant la réalisation de ce travail nécessite le passage sur des généralités et l'adoption d'un plan de travail qui fera office à la fois d'introduction et de mise en valeur de la problématique et aussi de documentation pour des générations futures, cette discrétisation en chapitres a donné lieu à ce qui suit :

- Dans le premier chapitre on a évoqué quelques généralités sur le gaz naturel et les postes de détente.
- Dans le deuxième chapitre nous avons donné des généralités sur les échangeurs de chaleurs.
- Dans le troisième chapitre, nous procéderons à l'évaluation de la distribution du champ de vitesse et de température du gaz à l'intérieur du serpent.
- Dans le quatrième chapitre nous avons dimensionné, le réchauffeur à bain d'eau type Forain
- Pour notre simulation numérique, nous avons utilisé le code de calcul commercial FLUENT qui simule tous les écoulements fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques pour toute l'industrie. Fluent est un logiciel qui résout par la méthode discrétisation des problèmes de mécanique des fluides et de transferts thermiques.

Chapitre I

Le Gaz Naturel et les Postes de Détente

Chapitre I

Le Gaz Naturel et les Postes de Détente

I.1. Généralités sur le Gaz Naturel :

Le gaz naturel a été découvert au Moyen-Orient depuis l'antiquité. Il y a de cela quelques milliers d'années. En Europe, il a fallu attendre jusqu'en 1659 pour que la Grande Bretagne découvre le gaz naturel et le commercialise à partir de 1790. Dans les premiers temps de l'exploration du pétrole, le gaz naturel était souvent considéré comme un sous-produit sans intérêt entravant le travail des ouvriers forcés de s'arrêter pour laisser échapper les poches de gaz naturel découvertes lors du forage. Aujourd'hui, et en particulier depuis les crises pétrolières des années 70, le gaz naturel est devenu une source importante d'énergie dans le monde.

En effet, il représente le cinquième de la consommation énergétique mondiale. La deuxième source d'énergie la plus utilisée après le pétrole. D'après l'I.E.A (International Energy Agency), du département américain de l'énergie, la part du gaz naturel dans la production énergétique mondiale était de 23% en 1999 et les perspectives de développement de la demande sont excellentes. Il est considéré comme le combustible fossile du siècle, comme le pétrole l'était lors du siècle précédent et le charbon il y a deux siècles.

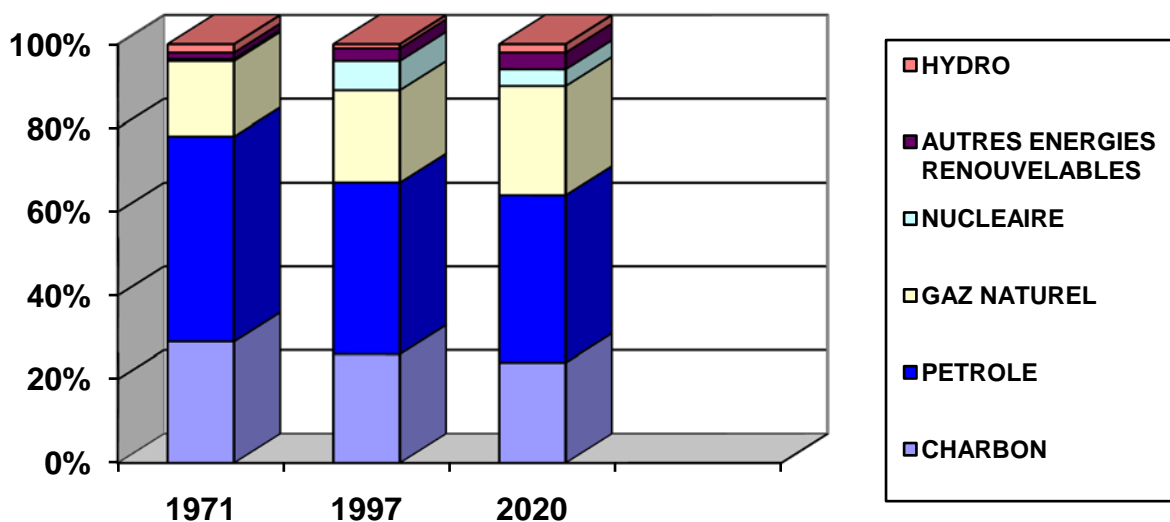


Figure I.1: Approvisionnement en énergie primaire totale par carburant

Le gaz naturel est considéré comme un combustible plus propre et plus respectueux de l'environnement que la plupart des autres combustibles fossiles. Son avantage comparatif en

matière d'environnement par rapport au charbon ou au pétrole réside dans le fait que les émissions de dioxyde de soufre sont négligeables et que les niveaux d'oxyde d'azote et de dioxyde de carbone sont plus faibles. Un plus grand recours à cette source d'énergie permettrait notamment de limiter les impacts négatifs sur l'environnement tels que : les pluies acides, la détérioration de la couche d'ozone ou les gaz à effet de serre.

Le gaz naturel est incolore, inodore, insipide, sans forme particulière et plus léger que l'air. Il se présente sous sa forme gazeuse au-dessus de -161°C . Pour des raisons de sécurité, un parfum chimique, le mercaptan, qui lui donne une odeur d'œuf pourri, lui est souvent ajouté de sorte qu'une fuite de gaz puisse ainsi être détectée.

I.2. Quelques propriétés de gaz :

I.2.1. Les caractéristiques physico-chimiques du gaz naturel : [2]

Le gaz naturel est un mélange de plusieurs composants, le tableau suivant contient quelques caractéristiques du gaz de Hassi R'mel :

composant	M_i (g/mole)	y_i (%)	S_i	$y_i * M_i$	P_{Ci} kgf/mm ²	T_{ci} (K)	$\mu_i * 10^{-4}$ (poise)
N_2	28	5,760	0,966	1,6128	34,6	125.9	1,71
CO_2	44	0,210	1,517	0,0924	75,5	304.1	1,46
CH_4	16	82,8	0,552	13,248	47,3	190.5	1,075
$C_2 H_6$	30	7,220	1,034	2,166	49,8	305.4	0,92
$C_3 H_8$	44	2,310	1,517	1,0164	43,4	369.8	0,79
$iC_4 H_{10}$	58	0,390	2,000	0,2262	37,7	406.7	0,715
$iC_5 H_{12}$	72	0,140	2,483	0,1008	33,8	461.0	0,67
$NC_4 H_{10}$	58	0,061	2,000	0,3538	38,7	425.0	0,67
$NC_5 H_{12}$	72	0,017	2,483	0,1224	34,2	469.0	0,67
$C_6 H_{14}$	86	0,02	2,966	0,172	30,8	508.0	0,66
H_2	2	0,019	0,069	0,0038	2,3	5.1	1,8

Tableau I.1 : Caractéristiques du gaz de Hassi R'mel

Avec :

M_i : masse molaire d'un composant (i) du gaz

y_i : fraction molaire d'un composant (i) du gaz

S_i : densité d'un composant (i) du gaz

P_{Ci} : pression critique d'un composant (i) du gaz

μ_i : viscosité dynamique d'un composant (i) du gaz

T_{ci} : température critique d'un composant (i) du gaz

I.2.2. La masse volumique du gaz : [3]

La masse volumique du gaz naturel dans les conditions standard peut être retrouvée en utilisant l'équation d'état des gaz réels

$$P.V=n Z R T \quad (I.1)$$

P : La pression

V: volume molaire de gaz

T : température de gaz

R : constante universelle des gaz parfaits=8.312 J/mole K

Z : facteur de compressibilité du gaz (sans dimension)

Il vient donc :

$$\rho_{\text{sc}} = \frac{P \times M_{\text{gaz}}}{ZRT} \quad (I.2)$$

- **Calcul du facteur de compressibilité Z : [2]**

Le facteur de compressibilité est donné par l'expression suivante :

$$Z = \frac{1}{1 + j(t) p} \quad (I.3)$$

Pour $t = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $j(t) = 0,0204$:

On 'a ainsi pour $P = 1,013 \text{ bar}$

$$Z = 0,97$$

- **Calcul M_{gaz}**

$$M_{\text{gaz}} =$$

$$\sum Y_i M_i \quad (I.4)$$

En utilisant les données du tableau(I.1), on aura :

$$M_{\text{gaz}} = 19,07 \text{ g/mole}$$

Tenant compte de ces résultats, il vient donc :

$$r = \frac{R}{M_{\text{gaz}}} = \frac{8,314}{19,07 \cdot 10^{-3}} = 435 \text{ j/kg K}$$

D'ou:

$$\rho_{\text{g}} = \frac{1 \cdot 01300}{435,97 \times 0,97 \times 288} = 0,831 \text{ kg/SCM}$$

SCM : mètre cube dans les conditions standards.

I.2.3. densité :

$$d = \frac{\text{masse volumique du fluide}}{\text{masse volumique d'un fluide de référence}} = \frac{\rho}{\rho_{\text{ref}}} \quad (\text{I.5})$$

Dans le cas des liquides on prendra l'eau comme fluide de référence et dans le cas des gaz on prendra l'air comme fluide de référence.

On distingue la densité réelle et la densité fictive.

1- Densité réelle de gaz : c'est le rapport entre la masse d'un certain volume de gaz et le même volume d'air pris dans les mêmes conditions de température et de pression, elle est exprimée par la relation suivante:

$$S_g = \frac{\bar{M}_{\text{gaz}}}{\bar{M}_{\text{air}}} \quad (\text{I.6})$$

Avec :

\bar{M}_{gaz} : Masse molaire du mélange du gaz donnée par la relation :

$$\bar{M}_{\text{gaz}} = \sum y_i \times M_i = 19.07 \text{ g/mole} \quad (\text{I.7})$$

\bar{M}_{air} : Masse molaire du mélange air, en supposant que l'air est composé essentiellement de 21% d'oxygène et de 79% d'azote, est donnée par la relation :

$$\bar{M}_{\text{air}} = 0.21M_{\text{O}_2} + 0.79M_{\text{N}_2} \quad (\text{I.8})$$

$$\bar{M}_{\text{air}} = 0,21 \times 32 + 0,79 \times 28 = 28,84 \text{ g/mole}$$

D'où

$$S_g = 0.66$$

2- La densité fictive :

La densité fictive est utilisée dans la relation de Renouard, elle est donnée par la formule :

$$S'_g = S_g \left[\frac{0.22}{\nu} \right]^{-0.2} \quad (\text{I.9})$$

Où :

S'_g : densité fictive du gaz naturel

S_g : densité réelle

ν : La viscosité cinématique

I.2.4. Le Pouvoir calorifique : [3]

C'est la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète d'un volume de gaz donné (m^3) dans des conditions normales de pression et de température (1,013 bar et 0°C).

- **Pouvoir calorifique inférieur (PCI)** : il est obtenu en supposant que l'eau contenue dans les produits de combustion est à l'état vapeur, son unité en SI est le joule,

$$(\text{PCI})_m = \sum Y_i (\text{PCI})_i / Z \quad (\text{I.10})$$

- **Pouvoir calorifique supérieur (PCS)** : il est obtenu en tenant compte de la chaleur de condensation de l'eau.

$$(\text{PCS})_m = \sum Y_i (\text{PCS})_i / Z \quad (\text{I.11})$$

Z : facteur de compressibilité, sans dimension, donné par la relation :

$$Z = \frac{PM_{\text{gaz}}}{\rho RT}$$

T : température absolue,

P : pression absolue Pa

R : constante des gaz parfaits

M_{gaz} : masse molaire du gaz

I.2.5. Indice de Wobbe :

L'indice de Wobbe est une grandeur proportionnelle à l'apport calorifique fourni par un brûleur déterminé, alimenté en gaz, sous une pression également définie.

C'est le quotient du pouvoir calorifique supérieur par la racine carré de sa densité

$$W = \frac{\text{PCS}}{\sqrt{Sg}} \quad (\text{I.12})$$

I.2.6. La viscosité : [4]

Le gaz naturel se comporte comme un fluide newtonien, sa viscosité s'exprime par la relation :

$$\tau_c = \mu \frac{dU}{dy} \quad (\text{I.13})$$

Où:

μ : viscosité dynamique

τ_c : Contrainte de cisaillement

$\frac{dU}{dy}$: Le gradient de vitesse selon une direction perpendiculaire au plan de cisaillement.

Un fluide newtonien : caractérise par le fait que la vitesse de cisaillement est proportionnelle à la contrainte tangentielle

La viscosité cinématique est définie par le rapport de la viscosité dynamique à la masse volumique, son unité est le mètre carré par seconde (m^2s^{-1}) :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (I.14)$$

A basse pression la viscosité dynamique moyenne du gaz naturel peut être estimée à partir de la viscosité des corps purs par la relation (Herming et Zipper, 1936) :

$$\mu = \frac{\sum \mu_i y_i M_i^{0.5}}{\sum y_i M_i^{0.5}} \quad (I.15)$$

Où: μ_m : viscosité dynamique moyenne
 μ_i : viscosité dynamique d'un composant
 M_i : masse molaire d'un composant
 y_i : fraction molaire d'un composant

I.3. Production et traitement du gaz naturel : [2]

I.3.1. Production :

Lorsque un gisement est découvert, on peut être en présence d'un gisement qui ne renferme que du gaz, avec parfois un peu de pétrole associé (Lacq), d'un gisement qui ne renferme que du pétrole, ou encore d'un gisement qui renferme du gaz et beaucoup de pétrole.

Lorsqu'il ne peut être commercialisé faute de débouchées, le gaz associé à la production de pétrole, parfois appelé « gaz de sonde » ou « gaz fatal », est « torché » ou réinjecté dans le gisement pour maintenir la pression, éventuellement il est préalablement traité, ce qui permet d'en retirer tel ou tel constituant particulièrement intéressant sur le plan économique.

La découverte faite, il faut déterminer, comme dans toute industrie, si un développement est possible, c'est-à-dire si les revenus attendus de la commercialisation des réserves sont susceptibles d'assurer une rentabilité convenable aux immobilisations à consentir.

Les réserves qui dépendent essentiellement de la configuration géologique du site, des caractéristiques de la roche réservoir et de la pression de gisement initiale. On distinguera les réserves en place des réserves utiles ou récupérables, qui représentent généralement 70 à 80% des premières, selon la probabilité de leur existence, on distinguera également les réserves prouvées des réserves probables et des réserves possibles, toutes plus certaines que les réserves estimées.

I.3.2. Traitement du gaz naturel : [2]

D'une façon générale, le traitement des gaz naturels consiste à retirer spécifiquement certains constituants présents dans les gaz « bruts » en sortie des puits de production (gisements ou après stockage en nappes aquifères) pour rendre le gaz compatible avec les spécifications requises pour son transport et/ou pour le rendre compatible avec des spécifications de qualité commerciales (contractuelles) et réglementaires.

Par extension, le terme traitement des gaz recouvre également des opérations correspondant à l'ajout dans le gaz de produits spécifiques tels que le produit odorant, avant distribution du gaz, ou le méthanol couramment utilisé comme inhibiteur de formation des hydrates.

De même, des opérations de liquéfaction / regazéification du gaz liées au transport maritime par méthanier peuvent être considérées comme des opérations de traitement du gaz du fait de sa modification d'état physique (précédée d'une élimination de CO₂ et des C5+).

Sur certains lieux de production éloignés des zones de consommation, le traitement peut aller jusqu'à la transformation chimique du méthane en produits liquides faciles à transporter par navire et permettant une valorisation commerciale (méthanol, essence...).

Les principaux composés qu'il peut être nécessaire de retirer du gaz sont les suivants:

- l'hydrogène sulfuré (H₂S) à la fois toxique et corrosif (constituant acide).
- le dioxyde de carbone (CO₂) également corrosif (constituant acide) et de valeur thermique nulle
- l'eau, qui n'est pas gênante à l'état vapeur pour le transport et la distribution du gaz, mais qui peut être la cause des phénomènes suivants à l'état condensé :
 - a) formation de glace ou d'hydrates, lorsque les conditions de pression et de température du gaz sont favorables engendrant rapidement des anomalies de fonctionnement des installations et pouvant se traduire par une interruption de la fourniture de gaz.

-b) activation de la corrosion des ouvrages de transport et de distribution. C'est un phénomène cumulatif dont les effets ne sont pas immédiatement perceptibles.

- Les hydrocarbures lourds qui sont susceptibles de se condenser dans les réseaux de transport et de distribution (phénomène de condensation rétrograde) en causant des incidents d'exploitation.

- Les mercaptans pouvant être présents naturellement dans certains gisements (LACQ) pour respecter la contrainte réglementaire concernant le soufre total et ramener l'odeur du gaz distribué à des valeurs acceptables (risque de surodorisation).

- Le mercure, corrosif pour les installations des chaînes de liquéfaction/ regazéification.

-L'azote, de valeur thermique nulle, pour «remonter » le PCS et/ou l'indice de Wobbe du gaz.

En pratique les spécifications contractuelles d'achat des gaz alimentant le réseau GDF (gaz de France) sont telles qu'il n'y a pas à envisager de traitement du gaz aux points de réception, si on excepte l'odorisation qui s'impose avant distribution du gaz.

L'essentiel des traitements réalisés par GDF est lié à l'activité de stockage du gaz. En effet, après leur séjour dans la structure de stockage, les gaz soutirés ne sont plus conformes en :

-H₂S du fait d'une génération naturelle et non maîtrisable de ce constituant dans les stockages en nappes aquifères.

- H₂O du fait du stockage du gaz dans des structures humides (nappes aquifères et cavités salines).

- teneur en produit odorant (tétrahydronaphtalène ou THT) en sortie des stockages en nappes aquifères.

I.4. Différentes opérations de traitement : [2]

La réduction de la teneur en constituants indésirables du gaz à traiter peut être effectuée par différentes techniques de séparation mettant en œuvre divers principes. On citera comme exemple deux principes.

❖ Absorption par lavage avec un solvant :

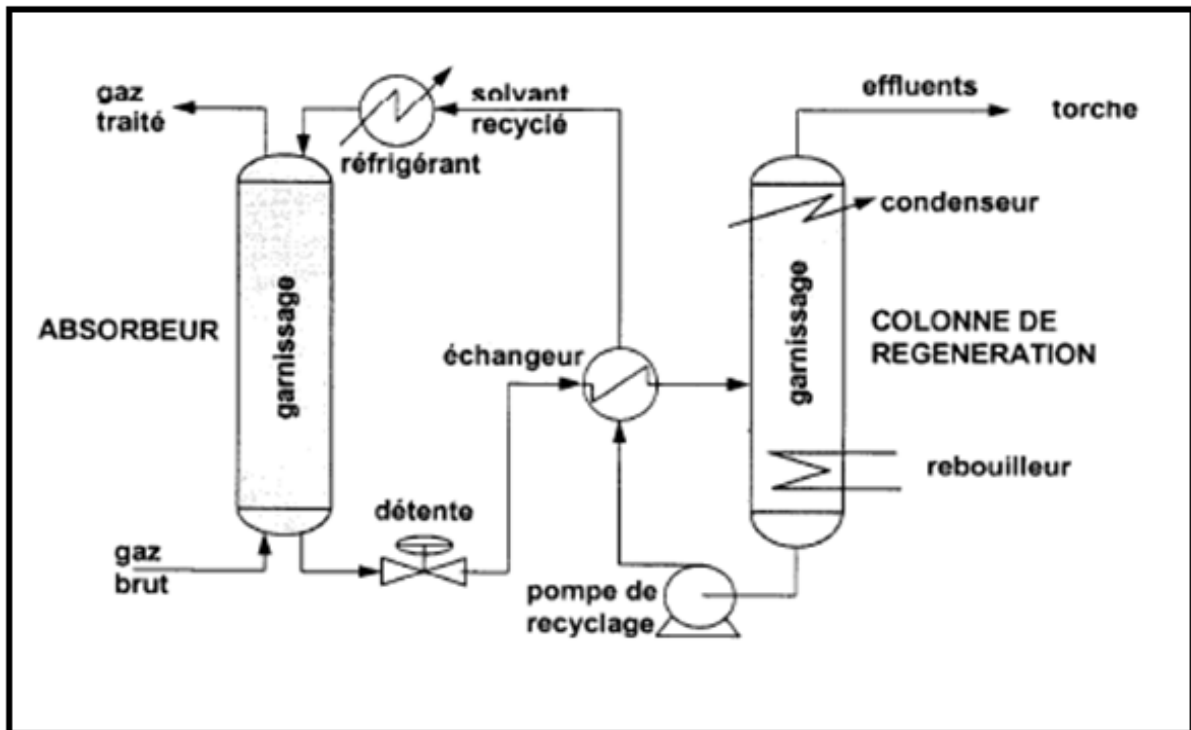


Figure I.2 : système d'absorption par lavage avec un solvant

Le gaz à traiter circule, sous pression, à contre-courant avec un solvant plus ou moins sélectif dans une colonne à plateaux ou à garnissage appelée « absorbeur ». Le solvant arrivant en tête de colonne est pur puis se charge en impureté en descendant par gravité dans la colonne. Ainsi, en jouant sur le débit de solvant et le nombre de plateaux ou la hauteur de garnissage dans la colonne, il est possible d'amener le gaz sortant en haut de l'absorbeur à la spécification désirée.

Suivant la nature des espèces indésirables, le solvant est :

- soit un solvant physique agissant par simple dissolution en fonction de coefficients de partage gaz/solvant privilégiant la solubilisation des constituants à éliminer dans le liquide de lavage.
- soit un solvant chimique réagissant sélectivement pour former un complexe avec l'espèce à retirer du gaz.

❖ Absorption sur lit fixe jusqu'à saturation

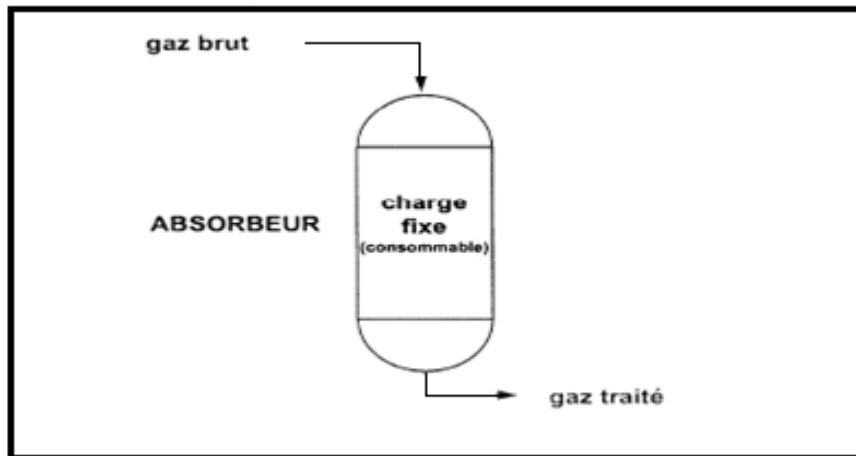


Figure I.3 : système d'absorption sur lit fixe jusqu'à saturation

Ce type de procédé met en œuvre dans un simple absorbeur, une charge solide se présentant sous forme de grains ou de bâtonnets à travers lesquels circule le gaz à traiter. L'absorbant favorise la transformation chimique de l'impureté à éliminer en une autre espèce chimique qui reste piégée dans la charge. Après saturation de la charge, cette dernière est remplacée par une charge neuve du fait que ces absorbants ne sont pas régénérables.

Ce principe correspond au fonctionnement des « masses épurantes » et des « charbons actifs imprégnés ».

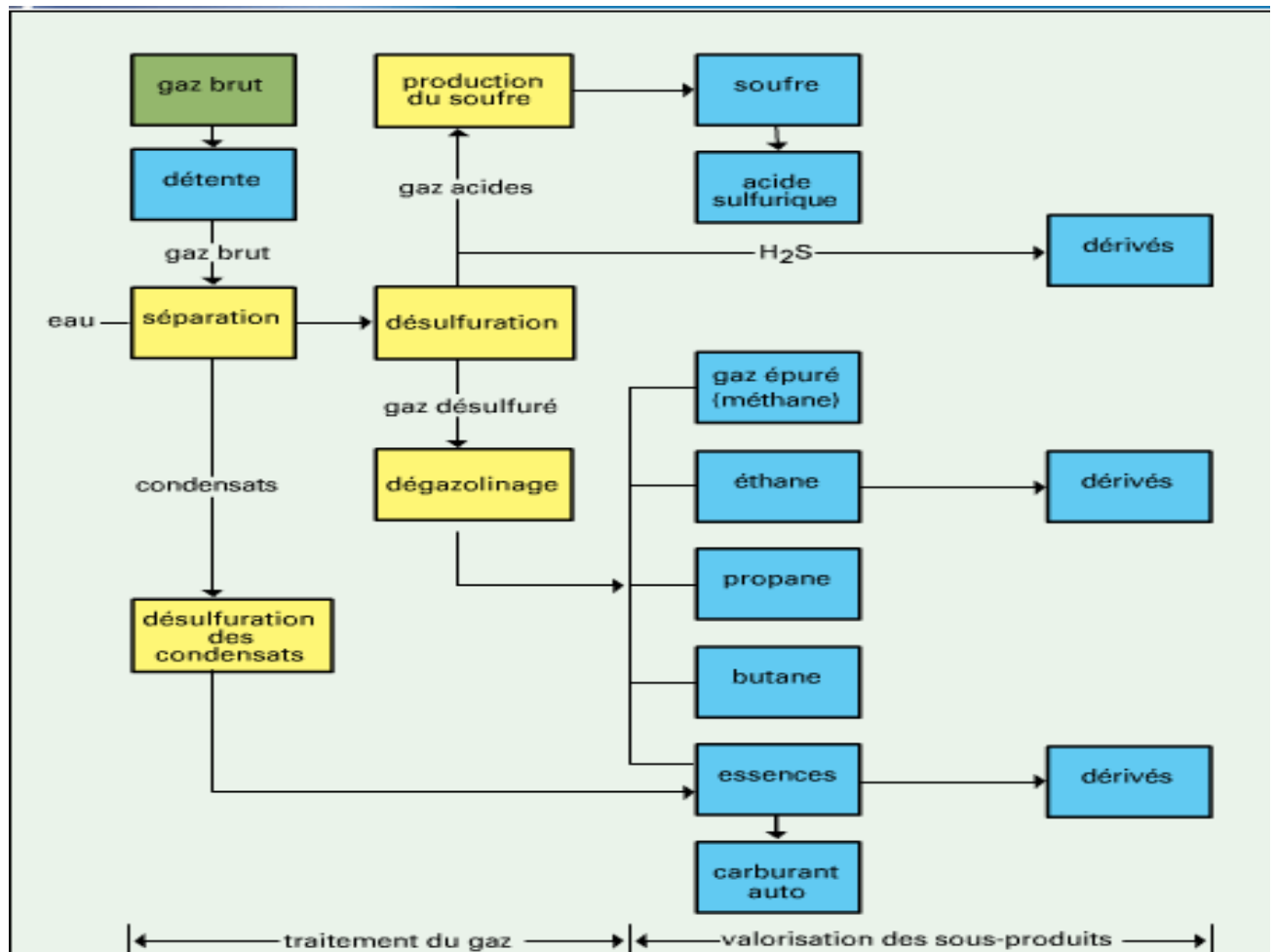


Figure I.4 : Les opérations effectuées dans une usine de traitement de gaz [2]

I.5. Les postes de détente :

Les pressions qui règnent dans les artères de transport de gaz à grande distance ne peuvent être maintenues dans les réseaux de distribution acheminant le gaz vers les points de consommation.

Bien que le règlement de sécurité des ouvrages de transport de gaz autorise moyennant certaines précautions, la pénétration de conduites à pression très élevée dans les zones habitées, on abaisse généralement la pression dans ces zones pour des raisons de sécurité vis-à-vis des riverains et également, pour utiliser des artères secondaires existantes qui souvent n'ont pas été prévues pour des pressions très élevées, à partir des réseaux de transport les pressions diminuent au cours de l'acheminement du gaz vers les points d'utilisation.

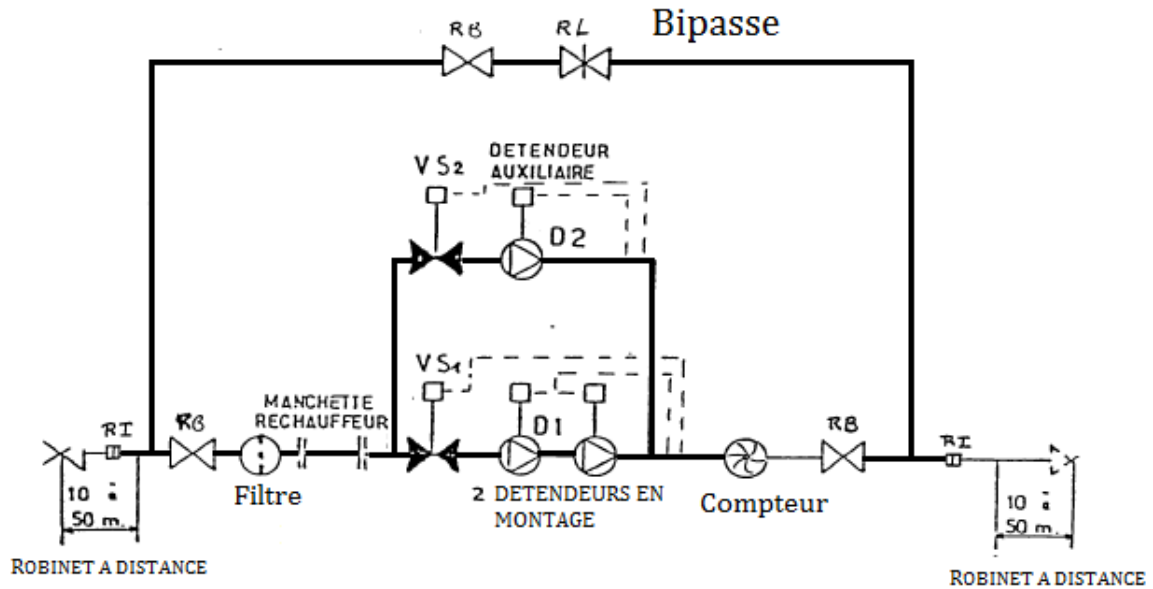


Figure I.5 : Schéma général d'un poste de détente [2]

I.5.1. Types de postes de détente:

Un poste de détente a pour principale fonction de fournir un certain volume de gaz à une pression réduite constante à partir d'un gaz à une pression supérieure variable.

On distingue deux grands types de postes de détente sur le réseau de transport:

A) Les postes de prédétente:

Il s'agit des postes placés sur le réseau de transport contrairement aux postes de livraison qui sont situés aux points de sortie du réseau. Les postes de prédétente se subdivisent en deux catégories:

- La prédétente technique sert à étager la détente entre deux réseaux de transport qui peuvent parfaitement avoir la même pression maximale de service. La mise en place d'une telle prédétente est un choix du transporteur afin, par exemple, de limiter les phénomènes de froid au niveau des postes de livraison situés en aval ou de limiter la pression dans un réseau traversant une zone urbaine. Une prédétente technique n'est pas forcément équipée de dispositifs de sécurité de la pression aval.

- la prédétente de sécurité est placée entre le réseau principal et le réseau secondaire lorsque ce dernier a une pression maximale de service inférieure à celle du réseau principal.

La prédétente de sécurité est une installation imposée par la réglementation. Donc, elle est obligatoirement équipée de dispositifs de sécurité de la pression aval.

B) Les postes de livraison:

Les postes de livraison sont situés à la sortie du réseau de transport et servent à alimenter les réseaux de distribution ou les clients industriels raccordés directement sur le réseau de transport.

- le poste de livraison à une distribution publique (DP) alimente des réseaux dits Moyenne pression B (MPB, pression 4 bar) ou moyenne pression C (MPC, entre 4 et 20 bar). Ce poste doit avoir une plage étendue de fonctionnement, allant du débit de nuit d'été au débit de pointe d'hiver. Il faut en outre suivre au fil des ans les accroissements d'émission. La pression a besoin assez souvent d'être réglée avec précision.

- le poste de livraison à un client industriel livre du gaz à une pression de livraison adaptée à l'usage du client (de 1,5 bar pour une chaufferie à 20 bar ou plus pour une turbine à gaz). Les débits peuvent être précisés par le client ainsi que leur croissance. Par contre, on peut rencontrer des variations brutales de débit pouvant aller du tout ou rien et souvent avec une capacité du réseau aval négligeable.

I.5.2. Constitution du poste de détente :

Quelle que soient les pressions qui règnent dans un poste de détente, la constitution reste sensiblement la même pour tous les types ; les matériels qui les constituent, qui peuvent être différents suivant la valeur des pressions et la nature du gaz, remplissent le même rôle et les problèmes de sécurité restent les mêmes (Figure I.5).

Un poste de détente est constitué de:

➤ Tuyauterie:

Dans la construction des postes de détente, la vitesse normale du gaz pour les tuyauteries d'entrée et de sortie des détendeurs est de 15 m/s. Il est recommandé de ne pas dépasser 25 m/s.

➤ **Filtre:**

Les postes de détente sont équipés d'un dispositif de filtration qui se compose à minima d'un filtre à cartouche (feutre ou papier par exemple), vertical ou horizontal, servant à retenir la poussière que pourrait transporter le gaz.

Ceci permet de protéger les détendeurs-régulateurs (risque de colmatage des pilotages, risque d'érosion des clapets et des sièges) et les compteurs (blocage des compteurs volumétriques, détérioration des ailettes des compteurs à turbine) des dégâts que ne manqueraient pas de causer des particules solides ; d'autre part, on évite ainsi une source d'incident pour les installations du réseau aval.

La filtration est assez poussée (5 µm pour les filtres à cartouche, en général) ce qui implique, pour certains postes alimentés par des canalisations empoussiérées à la suite du transport de gaz manufacturé, qu'un filtre dégrossisseur type cyclone soit installé en amont du filtre à cartouche afin d'éviter un colmatage trop rapide.

➤ **Détendeur-régulateur:**

L'abaissement de la pression est réalisée au moyen d'appareils appelés détendeurs. On demande en outre à ces appareils de jouer le rôle de régulateurs, c'est à dire maintenir constant un paramètre qui est généralement la pression aval, mais qui peut aussi être la pression amont (déverseur) ou le débit (régulateur de débit). Partout où la continuité d'alimentation est nécessaire, le bloc de détente du poste comporte deux lignes indépendantes :

Une ligne principale assure l'alimentation en temps normal, une ligne auxiliaire assure l'alimentation en cas d'incident sur la ligne principale.

Pour les postes ne nécessitant pas une grande précision au niveau de la pression régulée et pour lesquels le domaine d'utilisation est limité (par exemple, les prédétentes techniques) les appareils peuvent être à action directe (précision de régulation pour des appareils à action directe: en général + ou - 10 %).

Pour les autres postes, le régulateur de la ligne principale est toujours du type piloté, le régulateur de la ligne auxiliaire pouvant être soit piloté, soit à action directe (précision de régulation pour des appareils pneumatiques pilotés: en général + ou - 2,5 %) suivant les impératifs d'exploitation. Par exemple, pour un réseau en antenne alimenté par une prédétente de sécurité à une pression proche de la pression maximale de service, les deux détendeurs sont pilotés.

➤ **Vanne de sécurité:**

Pour assurer la sécurité contre la surpression dans le réseau en aval, une vanne de sécurité VS ou un clapet de sécurité, se ferme automatiquement dès que la pression surveillée atteint une pression consignée. Si une surpression apparaît sur le détendeur auxiliaire, elle est éliminée par la mise à l'atmosphère d'un certain débit de gaz à l'aide d'une soupape.

➤ **Isolement bipasse du poste:**

On prévoit, à l'extérieur et en amont du poste de détente, des robinets de barrage permettant d'interrompre la fourniture du gaz sans pénétrer dans le poste en cas d'anomalie grave et on peut assurer manuellement l'alimentation en gaz au moyen d'un circuit bipasse équipé d'un robinet de laminage manuel.

➤ **Comptage :**

Si le poste de détente est un poste de livraison, il est généralement équipé d'un système de comptage qui permet d'établir la facturation.

Le comptage est généralement assuré par un compteur de volume associé à un dispositif de conversion en température (T), pression/température (PT) ou pression/température/facteur de compressibilité (PTZ). Les compteurs sont de type :

- volumétriques à pistons rotatifs
- compteurs de vitesse à turbine

Dans un poste de détente, le compteur peut être installé à l'aval des détendeurs (avantage: la pression de comptage est stable) ou à l'amont (la pression de comptage est variable mais élevée ce qui augmente la plage maximale de comptage du compteur).

Le choix du meilleur emplacement (amont ou aval) pour le compteur nécessite la connaissance des débits prévisibles (maxi et mini). Si la plage des débits à compter ne peut s'inscrire dans la

plage de fonctionnement d'un seul compteur, et qu'un emplacement du compteur à l'amont ne suffit pas à résoudre le problème, alors d'autres solutions doivent être envisagées (exemple: comptage à pression variable)

Dans les postes assurant des débits importants mais sans grandes variations, le comptage peut être assuré par un système à diaphragme (on introduit un obstacle dans la conduite du type plaque avec perçage calibré, lequel va créer une perte de charge), avec capteurs de pression différentielle (de part et d'autre du diaphragme) et calculatrice (conversion de la différence de pression en débit) on parle de comptage.

Ce type de comptage se trouve en général sur les postes de prédétente ou les installations dites « de grand comptage » (livraison aux frontières, stockages souterrains).

Si les variations de débit entre l'hiver et l'été sont importantes, alors l'obstacle utilisé doit être changé à chaque période.

Il est indispensable lors du choix de l'emplacement du dispositif de comptage de prendre en compte les perturbations qui peuvent altérer fortement la qualité du comptage. En effet, les détendeurs, les té, les coudes, les vannes... sont autant d'obstacles qui modifient la structure des écoulements et génèrent des rotations, turbulences et autres survitesses. Ces problèmes doivent être étudiés et intégrés dès la conception du poste (choix de l'emplacement du système de comptage, aménagement de longueurs droites en amont et en aval du dispositif de comptage, redresseurs de flux...).

➤ **Systèmes de chauffage:**

C'est l'une des techniques adoptées pour éviter le givrage ou la formation d'hydrates, car une détente entraîne un abaissement de la température du gaz et provoque le givrage ou la formation des hydrates.

➤ **Odorisation:**

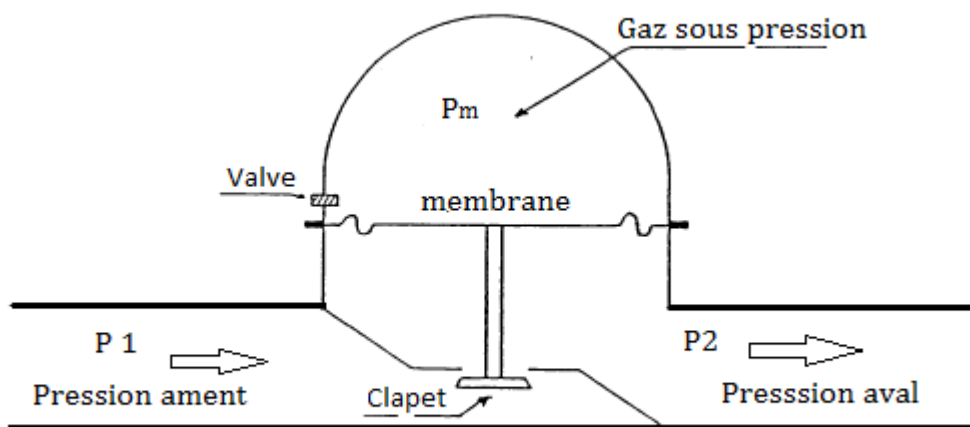
Permet la détection du gaz par l'odeur du produit injecté, le THT (tétrahydrothiophène-sulfures hétérocycliques) ne perturbe pas les caractéristiques physico-chimiques du gaz transporté. L'odorisation est imposée pour le domaine public est facultative selon le client industriel. Les pompes doseuses contrôle et régule la quantité du THT selon le débit transitant.



Figure I.6 : Vue d'un poste de détente avec réchauffeur

I.6. Problèmes rencontrés lors de la détente:

La différence entre la pression amont et aval du détendeur régulateur pouvant être importante, il résulte une chute de température non négligeable.



LA CLOCHE

Figure I.7 : Différence de pression dans la détente

Par conséquent, les problèmes qui peuvent se poser sont:

- Fragilisation du matériau de la canalisation donc les matériaux constitutifs des appareillages doivent posséder une garantie de résilience à froid, le polyéthylène est déconseillé
- Gel des sols (soulèvement de routes) cela conditionne le choix de l'emplacement du poste par rapport à une route (mieux traverser la route avec la canalisation transport amont qu'avec l'aval).
- Formation de la glace à l'extérieur et autour des appareillages pouvant obturer des orifices de communication avec l'extérieur ou empêcher le fonctionnement mécanique de certains organes (vannes de sécurité, compteur, robinet).
- Gel des conduites avoisinantes, en particulier la canalisation d'eau.
- Formation de glace ou d'hydrates dans le gaz si la température descend au-dessous du point de rosée, ce givrage se produit dans le détendeur et dans les circuits de pilotage

Chapitre II

Généralités sur les Echangeurs de Chaleurs

Chapitre II

Généralités sur les Echangeurs de Chaleurs

II.1. Introduction :

Le transfert thermique (chaleur) est un processus complexe qui est réalisé par la superposition des trois modes fondamentaux :

Conduction, convection et rayonnement. Dans ce cas l'un de ces trois modes est déterminant, les effets des deux autres sont peu importants, parfois aussi ils peuvent être négligés, simplifiant considérablement l'analyse du cas considéré. En tenant compte de ces conditions, on va présenter en suite les mécanismes d'apparition de chacun de ces modes.

II.1.1. Conduction :

On sait que l'énergie interne d'un corps solide, liquide ou gazeux correspond à l'énergie cinétique de ses éléments constituant qui se trouvent dans un mouvement permanent (atomes, molécules...) la conduction représente le processus de propagation de la chaleur par le contact direct entre les particules d'un corps ou entre des corps ayant des niveaux énergétiques différents. Donc des températures différentes, suite au mouvement de ces particules élémentaires.

Dans le cas des gaz, le transfert thermique par conduction est le résultat de la diffusion moléculaire et dans les liquides et les solides diélectriques il a lieu à l'aide des ondes élastiques.

Des exemples typiques pour la conduction sont : le transfert de chaleur à travers les parois des bâtiments.

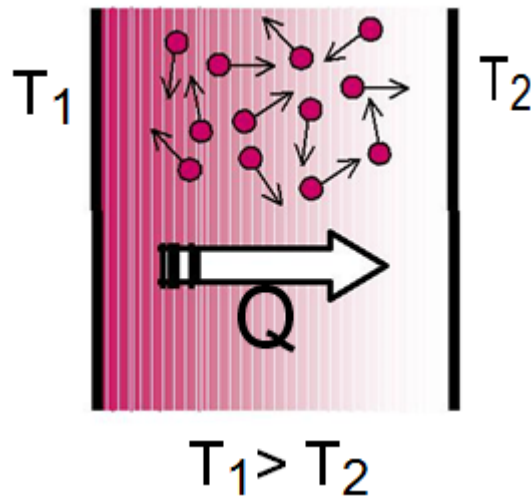


Figure II.1 : Transfert de chaleur par mode de conduction

La loi fondamentale de la conduction thermique a été énoncée par « Fourier » en 1822. [5]

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

T : température (K)

λ : conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)

\vec{q} : Vecteur densité de flux thermique (q s'exprime en W.m^{-2})

Ou encore en employant la dérivée normale pour le cas d'un transfert unidirectionnel d'un corps solide indéformable.

$$dq = -\lambda \cdot S \frac{dT}{dx} dt \quad (\text{II.2})$$

D'où

$$\varphi = \frac{dq}{dt} = -\lambda \cdot S \frac{dT}{dx} \quad (\text{II.3})$$

φ : Flux de chaleur transmis par conduction (W)

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

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

La conductivité thermique ou conductibilité thermique est une grandeur physique caractérisant le comportement des matériaux lors du transfert thermique par conduction. Notée λ (ou k en anglais), cette constante apparaît par exemple dans la loi de Fourier (voir Conduction

thermique). Elle représente l'énergie (quantité de chaleur) transférée par unité de surface et de temps sous un gradient de température de un degré par mètre.

- Conductivité thermique des matériaux : Les coefficients de conductivité sont des propriétés physiques intrinsèques des matériaux. Pour les matériaux du bâtiment, la détermination de λ est complexe car elle dépend :

Du matériau : exemple ordres de grandeur de conductivités thermiques pour divers types de milieux (ci-contre).

De la température : exemples mousse de polyuréthane et béton.

- Conductivité thermique des liquides : la conductivité thermique des liquides est assurée par les ondes acoustiques.

II.1.2. Convection :

La convection est un transfert de chaleur dans la matière avec mouvement macroscopique de la matière. Ce type de transfert n'intervient que pour les liquides et les gaz (C'est le fluide en mouvement qui transporte de la chaleur).

La convection est le processus de transfert thermique déterminé par le mouvement des particules élémentaires d'un fluide (liquide ou gaz) entre des zones ayant des températures différentes ; ce mouvement entraîne un mélange de particules fluides, qui échangent de l'énergie (chaleur) et de la quantité de mouvement (impulsé) entre-elle.

Ayant toujours lieu dans un milieu fluide, elle a comme caractéristique de base le fait que le transfert de chaleur est intimement lié au mouvement de ce milieu.

Compte tenu des forces qui produisent le mouvement du fluide, on a deux types de convection : forcée et naturelle ou libre.

Dans la convection forcée, le mouvement de fluide est causé par l'action des forces extérieures du processus (par exemple- pompe) qui lui imprime des vitesses de déplacement assez importantes.

En conséquence, l'intensité du transfert thermique par convection forcée sera en liaison directe avec le régime de mouvement du fluide.

Exemple : refroidissement d'un bâtiment sous l'effet du vent.

La convection naturelle a comme origine le mouvement produit par les différences de densité entre les particules chaudes et celles qui sont froides existant dans un fluide situé dans un champ de forces massiques (exemple champ gravitationnel). La configuration et l'intensité de la convection naturelle sont en relation directe avec les conditions thermiques qui la déclenchent, la nature du fluide et le volume de l'espace où a lieu le processus.

Ce traitement de la convection libre sera fait en parlant du champ de la gravité et dans l'absence des autres forces massiques.

Exemple : mouvement de la vapeur au-dessus d'une tasse de café, principe du convecteur.

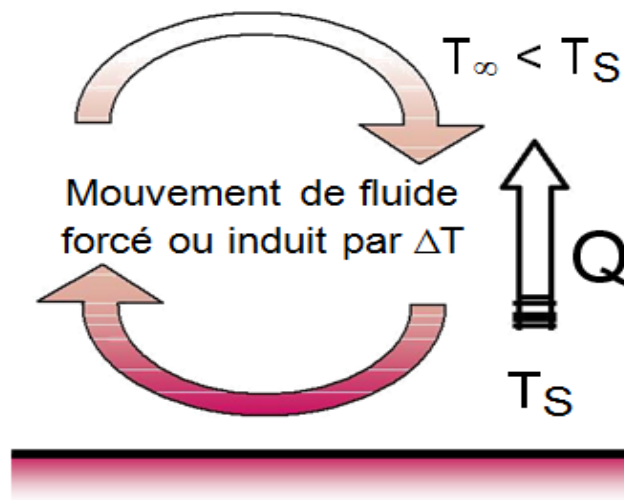


Figure II.2 : Transfert de chaleur par mode de convection

Une modélisation simplificatrice de ce phénomène peut être trouvée dans la loi de « Newton ». [6]

$$\phi = h S (T_p - T_\infty) \quad (\text{II.4})$$

S : surface d'échange de chaleur (m^2).

h : coefficient d'échange de chaleur par convection ($\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$)

T_p : Température de la surface d'échange

T_∞ : Température du fluide loin de la paroi

II.1.2.1. Nombres caractéristiques en transfert de chaleur par convection:

- **Nombre de Reynolds:**

Il a été mis en évidence en 1883 par Osborne Reynolds, il caractérise un écoulement, en particulier la nature du régime (laminaire, transitoire, turbulent...). Il représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses ou le rapport (qualitatif) du transfert par convection par le transfert par diffusion de la quantité du mouvement.

Il s'écrit généralement de la façon suivante :

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (\text{II.5})$$

Avec :

D_h : diamètre hydraulique en mètre ($\frac{4s}{p}$)

S: aire de la section droite de la veine fluide, en m^2 .

p: périmètre mouillé par la veine fluide, en m

- **Le nombre de Prandtl :**

Il fournit une mesure de l'efficacité du transport par diffusion à travers la couche limite dynamique et la couche limite thermique.

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (\text{II.6})$$

Avec :

μ : La viscosité dynamique en $N \cdot s \cdot m^{-2}$

c_p : La chaleur massique en $J \cdot Kg^{-1} \cdot K^{-1}$

λ : La conductivité thermique $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$

- **Le nombre de Nusselt :**

Le nombre de Nusselt est un nombre adimensionnel utilisé dans les opérations de transfert thermique. Il représente le rapport entre le transfert thermique total et le transfert par conduction : c'est le cas d'un transfert entre deux solides parfaits. Si la conduction est le principal mode de transfert, alors le nombre de Nusselt sera de l'ordre de l'unité. En cas de présence de convection (due par exemple au déplacement d'un fluide en régime turbulent), le transfert thermique s'effectuera principalement par déplacement du fluide et aura pour conséquence de faire tendre le nombre de Nusselt vers

$$\text{Nu} = \frac{h D_h}{\lambda} \quad (\text{II. 7})$$

Avec :

h : Coefficient d'échange thermique

D_h : Diamètre hydraulique

λ : Conductivité thermique

En général soit par l'expérience soit par un calcul analytique on trouve une relation :

$$\text{Nu} = F(\text{Re} ; \text{Pr})$$

- conduite cylindrique à température constante :

$$\text{Re} < 2000 \quad \text{Nu} = 3,66$$

$$\text{Re} > 3000 \quad \text{Nu} = 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4}$$

- conduite cylindrique à flux thermique surfacique constant :

$$\text{Re} < 2000 \quad \text{Nu} = 4,36$$

$$\text{Re} > 3000 \quad \text{Nu} = 0,023\text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4}$$

- plaque plane :

$$\text{Re} < 2000 \quad \text{Nu} = 0,664 \text{Re}^{0,5} \text{Pr}^{1/3}$$

$$\text{Re} > 3000 \quad \text{Nu} = 0,035 \text{Re}^{4/5} \text{Pr}^{1/3}$$

II.1.3. Rayonnement :

Le phénomène de rayonnement thermique constitue une forme particulière de transfert thermique dans laquelle le porteur d'énergie n'est plus représenté par des particules de substance, mais par des ondes électromagnétiques ayant à l'origine l'agitation atomique à la surface d'un corps.

Ce mécanisme de rayonnement est créé par l'émission et l'absorption des ondes électromagnétiques porteuses d'énergie rayonnante et par la transformation de celle-ci en chaleur avec le changement d'état énergétique (énergie interne) des corps qui la retiennent. Ayant la même nature que le rayonnement lumineux, le rayonnement thermique sera gouverné par les mêmes lois que celui-ci, avec tout de même des lois propres.

Le rayonnement thermique n'exigeant pas un support matériel, il peut se produire même en vide. Il a une grande importance pour le transfert thermique subi par des corps solides, et des gaz dans l'espace, son effet étant plus marquant à des températures élevées.

Les exemples typiques pour le rayonnement sont : le rayonnement solaire, le chauffage des pièces métalliques dans des fours pour les soumettre à des traitements thermique ...etc.

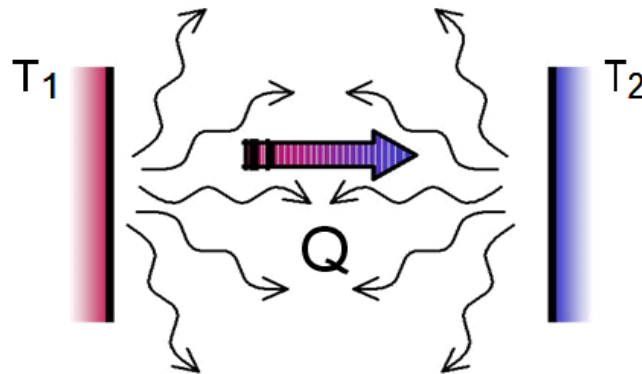


Figure II.3 : Phénomène de rayonnement thermique

La loi de Stefan-Boltzmann (ou loi de Stefan) permet de quantifier ces échanges. La puissance rayonnée par un corps est donnée par la relation [7]

$$P = \varepsilon s \sigma T^4 \quad (\text{II.8})$$

σ : Constante de Stefan Boltzmann constante de Stefan-Boltzmann ($5,6703 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$)

ε : Emissivité de corps

T: Température de corps

S : superficie du corps

II.2. Modes combinés et transfert thermique global :

La plupart des processus de transfert thermique naturels ou techniques représentent une combinaison des différents modes fondamentaux présentés ci-dessus.

Dans le cas des fluides, la convection est toujours accompagnée par la conduction parce qu'il y a contact inévitable entre les particules individuelles d'un liquide ou d'un gaz en mouvement ayant des températures différentes, ou dans la couche fluide près d'une surface solide, entre les particules du fluide et celles du solide qui ont des températures différentes. C'est pourtant la convection le phénomène prédominant et la conduction peut être considérée

comme une condition aux limites de celle-ci. Dans de fréquentes situations on trouve aussi le rayonnement, d'autant plus présent que la température de fluide est plus élevée.

Dans le cas des corps solides non opaques ou semi-transparents (matière plastique), il y a une superposition entre le rayonnement et la conduction...

La complexité des problèmes techniques faisant intervenir le transfert thermique est reconnue comme étant très grande et difficile à aborder. En conséquence leur traitement se fait à la suite d'une analyse longue et profonde, qui permet la formulation de certaines hypothèses simplificatrices qui focalisent l'étude, conduisant à des erreurs acceptables.

Dans le langage spécialisé, on utilise la notion de transfert thermique global pour définir le processus complexe qui consiste dans la superposition des trois modes fondamentaux : conduction, convection et rayonnement.

Pour caractériser son intensité, on utilise le coefficient de transfert thermique global qui a des composantes différentes de ces modes.

II.3. Régimes d'écoulement :

Il existe trois modes d'écoulements mis en évidence par les expériences classiques de Reynolds. Pour un gaz donné et dans une canalisation donnée, le régime dépend uniquement du débit.

- a) Dans une canalisation de diamètre donné, pour un débit correspondant à une vitesse faible, l'écoulement se fait par foltes parallèles : c'est le régime laminaire ou régime de « poiseuille ».
- b) Pour un débit correspondant à une vitesse élevée, il y a formation de tourbillons dans le gaz : c'est le régime turbulent ou régime de « Venturi ».
- c) Il existe enfin une zone intermédiaire où les lois de l'écoulement sont assez mal définies : c'est le régime troublé ou régime de Reynolds.

II.4. Généralité sur la couche limite :

Lorsqu'un fluide s'écoule le long d'une surface, indépendamment de la nature de l'écoulement (laminaire ou turbulent) les molécules à proximité de la surface sont ralenties à cause des forces de viscosité. Les molécules du fluide adjacentes à la surface y adhèrent et ont une vitesse nulle par rapport à la paroi. Les autres molécules du fluide s'efforçant de glisser

sur les premières sont ralenties, phénomène qui donne naissance aux forces de cisaillement. Dans un écoulement laminaire, l'interaction, appelée cisaillement visqueux, s'effectue entre les molécules à une échelle microscopique. Dans l'écoulement turbulent, une interaction entre les masses du fluide à une échelle macroscopique, appelée cisaillement turbulent, se superpose au cisaillement visqueux. Les effets des forces visqueuses qui prennent naissance à la paroi s'étendent dans la masse du fluide, mais à une faible distance de la paroi la vitesse des particules fluides atteignent celle de l'écoulement libre non perturbé. La région dans laquelle sont localisées les variations notables de la vitesse est appelée **couche limite hydrodynamique**. L'épaisseur de cette couche est définie comme étant la distance comptée à partir de la paroi où la vitesse locale atteint 99 % de la vitesse, du fluide loin de la paroi.

Le profil des vitesses à l'intérieur de la couche limite dépend de la nature de l'écoulement. comme le fluide poursuit son écoulement le long de la plaque, les forces de cisaillement ralentissent de plus en plus son mouvement et l'épaisseur de la couche limite augmente. La Figure II.4 montre l'accroissement de la couche limite et les profils des vitesses en différents points de la plaque.

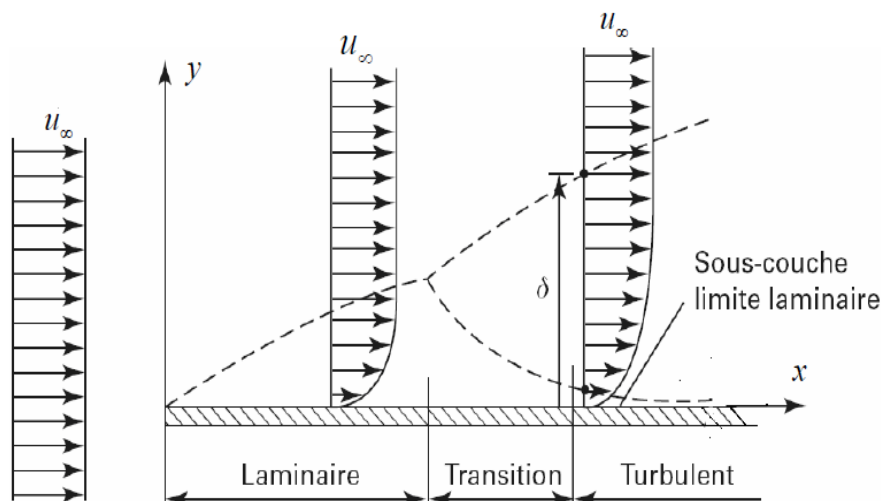


Figure II.4 : profils des vitesses pour les couches limites laminaire et turbulents.

Cette couche limite est d'une importance essentielle dans les transferts thermiques entre le fluide et la paroi : il existe également une zone mince près de la paroi où les variations de température sont rapides : c'est la **couche limite thermique** (figure II.5)

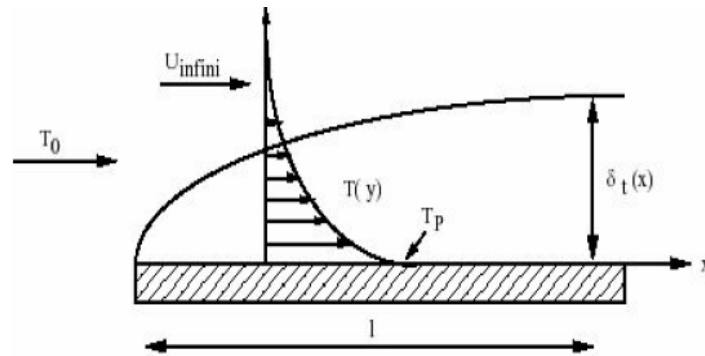


Figure II.5: couche limite thermique.

L'étude des couches limites thermiques est très importante car celles-ci constituent souvent les principales barrières de transfert.

L'apparition de ces couches est liée à la valeur du nombre de Peclet Pe , qui représente, en ordre de grandeur, le rapport entre les effets de convection du champ de température et diffusion.

$$Pe = \frac{\text{convection de température}}{\text{diffusion de température}} = \frac{U_0 L}{A} \quad (\text{II. 9})$$

La couche limite n'existe que si $Pe \gg 1$

A : diffusivité thermique m^2/s .

U_0 : vitesse m/s

L : dimension caractéristique du domaine $[m]$

II.5. Pertes de charges en écoulement permanent : [8]

La description complète de l'écoulement permanent dans une conduite cylindrique se fait à l'aide de deux équations :

- **Le théorème de Bernoulli :**

Hypothèses :

- Fluide parfait en écoulement permanent.
- Fluide soumis au champ de pesanteur.
- Fluide incompressible.

Dans l'écoulement permanent et sans frottements d'un liquide incompressible, la somme des énergies de position, de pression et de mouvement (énergie cinétique) d'une particule liquide est constante tout le long de sa trajectoire.

Ainsi qu'on le voit, le théorème de Bernoulli exprime la conservation de l'énergie mécanique dans l'écoulement parfait considéré.

Soient :

ρ : la masse volumique du liquide en kilogrammes par mètre cube.

g : l'accélération de la pesanteur en mètres par seconde par seconde.

v : le volume de la particule liquide en mètres cubes.

z : la cote de la particule liquide par rapport à un plan horizontal de référence, exprimée en mètres.

p : la pression à laquelle la particule liquide est soumise, exprimée en pascals.

V : la vitesse de la particule liquide en mètres par seconde.

Le poids de la particule liquide est égal ρgv . Par unité de poids du liquide, les trois formes d'énergie ci-dessus ont pour valeurs respectives :

$$\text{Énergie de position : } \frac{\rho gv \cdot z}{\rho gv} = z \quad (\text{II.10})$$

$$\text{Énergie de pression : } \frac{pv}{\rho gv} = \frac{p}{\rho g} \quad (\text{II.11})$$

$$\text{Énergie cinétique : } \frac{pv \frac{v^2}{2}}{\rho gv} = \frac{v^2}{2g} \quad (\text{II.12})$$

Ces trois quantités sont homogènes à des longueurs ; elles correspondent à des hauteurs du liquide ; compte tenu du choix d'unités précisé plus haut, elles s'expriment en mètres.

Le théorème de Bernoulli se traduit par l'égalité :

$$Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = cte \quad (\text{II.13})$$

Cette constante s'appelle la **charge**, celle-ci s'exprime en mètres de hauteur du liquide considéré

➤ **La formule de Renouard basse pression :**

Ce sont les formules couramment utilisées, notamment par les services techniques de gaz, elles ont été vérifiées par un très grand nombre d'expériences.

Elles s'écrivent comme suit :

➤ pour les basses pressions :

$$p_1 - p_2 = 232 \times 10^6 \text{ LS}' \frac{Q_0^{1.82}}{D^{4.82}} \quad (\text{II.14})$$

➤ pour les hautes et moyennes pressions :

$$P_1^2 - P_2^2 = 48\,600 \text{ LS}' Q^{1,82} D^{-4,82} \quad (\text{II.15})$$

P_1 et P_2 : pressions absolues à l'origine et à l'extrémité terminale de la conduite,

$P_1^2 - P_2^2$: pertes de charges quadratiques en bars²

S' : densité du gaz

Pour le gaz de ville égale : 0,5

Pour le gaz naturel égal : 0,54

Pour le propane égale : 1

Pour l'air propane égale : 1,16

II.6. Quelques notions sur les échangeurs de chaleur :

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux fluides. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases: c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou des tours de refroidissement. En principe, pour les échangeurs les plus courants dans l'industrie, les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison à faible inertie thermique à travers laquelle les échanges se font par conduction. En effet, la chaleur que l'un des fluides cède à la paroi par convection le long de la surface de contact est transférée par conduction et, est cédée à l'autre fluide par convection le long de l'autre face. Le rayonnement n'intervient de manière significative que s'il existe des différences de température très importantes entre un fluide semi-transparent et la paroi.

De par leurs différentes applications, les caractéristiques des échangeurs se situent dans une gamme très étendue en encombrement, en puissance échangée, en pression et en température. Les exigences de fonctionnement, les différentes normes imposées par le législateur pour la conception de tels appareils, les technologies ainsi que les matériaux utilisés sont inévitablement variés et difficilement comparables.

Il devient donc difficile d'établir une classification rigoureuse sans faire le choix incontestablement restrictif d'un critère. Le plus souvent, les échangeurs de chaleur sont classifiés selon la configuration d'écoulement des fluides considérés et selon leur type de construction.

II.6.1. Principaux modes d'écoulement des deux fluides :

On peut distinguer trois modes d'écoulement différents.

II.6.1.1. Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens :

Il s'agit d'échangeurs dits à «Co-courants» où la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud. Les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase, auquel cas sa température reste constante.

(Figure II.6) donne l'évolution qualitative de ces températures le long d'un échangeur tubulaire à « Co-courants » très simple. La longueur de l'échangeur a été portée en abscisse. Les températures sont repérées à l'aide d'indices « e » signifiant entrée et « s » sortie, « 1 » désignant le fluide chaud et « 2 » le fluide froid.

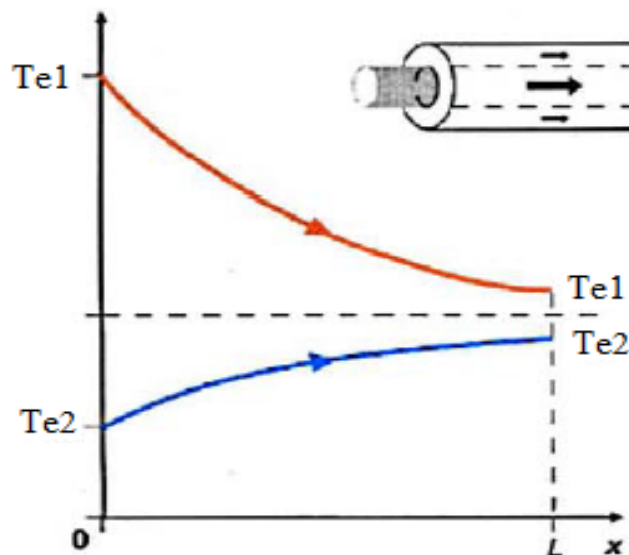


Figure II.6 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire Co-courants

II.6.1.2. Ecoulement des deux fluides parallèles mais de sens contraires :

Il s'agit d'échangeurs à contre-courants où la température de sortie du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorables pour l'échange thermique. De la même façon que précédemment, la longueur de l'échangeur considéré a été portée en abscisse (Figure II.7). Les températures sont repérées à l'aide d'indices «e» signifiant entrée et «s» sortie.

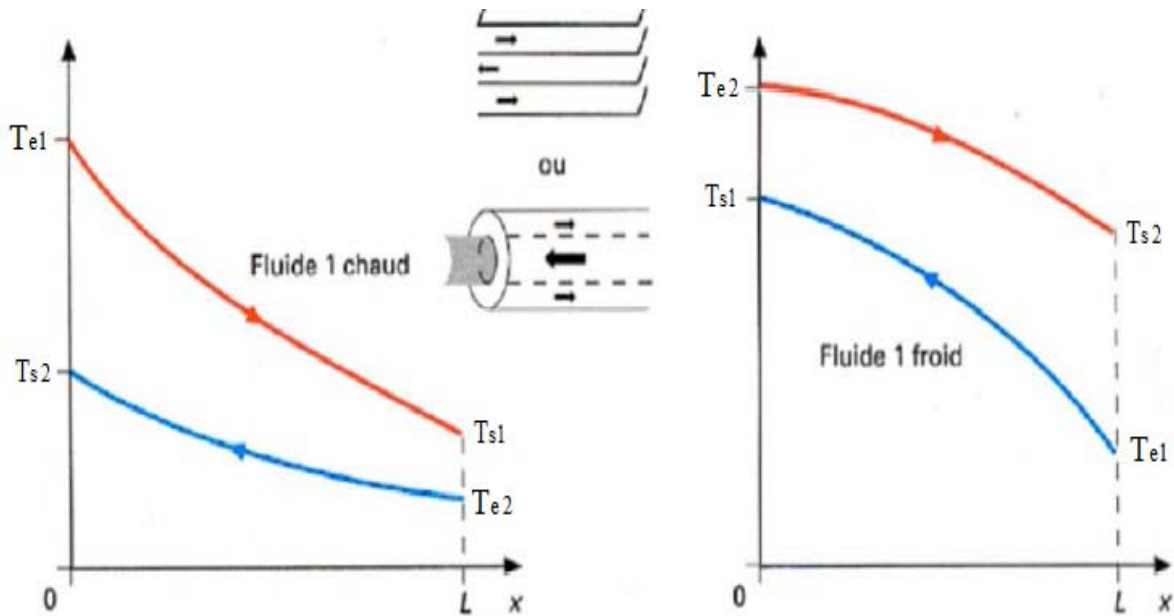


Figure II.7 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques à contre-courants

L'avantage de l'échangeur à contre-courants sur l'échangeur à Co-courants est de nécessiter, pour un même flux de chaleur, des surfaces d'échanges plus faibles.

II.6.1.3. Ecoulement des deux fluides croisés avec ou sans brassage :

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre. Le fluide non brassé est canalisé : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section. L'autre fluide circule librement entre les veines et peut être considéré comme partiellement brassé du fait des tourbillons générés par les tubes.

Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine fluide. Sans cela, les températures varient non seulement avec la direction de l'écoulement, mais aussi dans la section de veine. Une représentation schématique d'échangeurs à courants croisés est donnée par (Figure II.8).

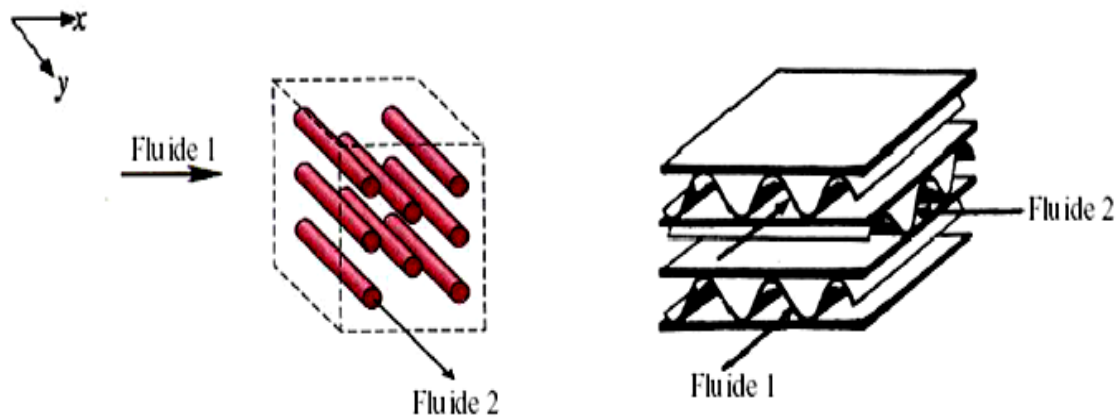


Figure II.8 : Exemples d'échangeurs à courants croisés

Les trois écoulements précédemment décrits, à Co-courants, à contre-courants, à courants croisés sont rarement utilisés dans toute leur simplicité. En effet, un échangeur se réduit rarement à un tube unique ou deux plaques ; néanmoins, l'étude de ces cas élémentaires, dans le cadre d'une première approche, est nécessaire : l'échangeur industriel étant en général constitué par un grand nombre de tubes ou de plaques créant ainsi des problèmes supplémentaires.

Par ailleurs, la conception des échangeurs de chaleur introduit le choix entre deux géométries élémentaires principales :

- les tubes qui fixent l'espace dévolu seulement à l'un des deux fluides.
- les plaques, planes ou corruguées, choisies pour un fluide qui imposent la même géométrie pour l'autre.

Souvent, le choix des combinaisons entre différents types d'échangeurs dans les installations industrielles résulte de contingences technologiques et économiques.

II.7. Différents types d'échangeurs de chaleur :

Les principaux types d'échangeurs de chaleur rencontrés sont les suivants :

- les échangeurs tubulaires
- les échangeurs à plaques

Compte-tenu des diverses applications dans lesquelles interviennent les échangeurs de chaleur et de leurs développements actuels, nous n'avons pas ici, la prétention de fournir une liste exhaustive des différentes configurations existantes.

II.7.1. Les échangeurs tubulaires :

Les échangeurs tubulaires représentent encore près de la moitié des échangeurs thermiques vendus en France et en Europe. Ils présentent un certain nombre d'avantages : en particulier ils sont faciles à fabriquer, relativement bon marché, de maintenance aisée et surtout ils peuvent être utilisés à des pressions élevées et à de fortes températures. Leur robustesse et leur fiabilité contrebalancent leur encombrement. On distingue, le plus souvent, trois catégories :

- les échangeurs monotubes pour lesquels le tube est placé dans un réservoir.
- les échangeurs coaxiaux pour lesquels les tubes sont le plus souvent cintrés.
- les échangeurs multitubulaires qui existent sous quatre formes.
 - i) les échangeurs à tubes séparés : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises.
 - ii) les échangeurs à tubes rapprochés : les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire de rubans enroulés en spirale autour de certains d'entre eux.
 - iii) les échangeurs à tubes et ailettes qui permettent d'améliorer le coefficient d'échange ; lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur s'avère moins bon caloporteur que l'autre, l'utilisation d'ailettes autour des tubes ou dans les tubes s'impose pour que la résistance thermique globale ne soit pas entièrement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique. Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons :
 - les ailettes transversales divisées en deux groupes : les ailettes continues qui sont traversées par plusieurs tubes et qui sont généralement de forme rectangulaire planes ou ondulées, et les ailettes indépendantes qui sont traversées par un seul tube et qui peuvent être annulaires ou hélicoïdales, pleines ou segmentées. Elles peuvent être aussi à fil préformé, poinçonnées ou en brosse.
 - les ailettes longitudinales qui sont disposées selon l'axe des tubes et qui peuvent être localement torsadées.
 - iv) les échangeurs à tubes et calandre où la calandre est une enveloppe métallique cylindrique entourant un faisceau de tubes : ils possèdent une boîte de distribution c'est à dire un dispositif qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes. Ils peuvent être à boîte fixe, à boîte flottante, ou à tubes en U avec une boîte à chaque extrémité de l'échangeur.

Les tubes peuvent être supportés par des chicanes afin d'augmenter la vitesse du fluide dans la calandre dans le but d'améliorer le coefficient d'échange. Pour cela, un compromis doit être

trouvé pour avoir simultanément un coefficient d'échange global et des pertes de charge acceptables.

II.7.2. Les échangeurs à plaques :

De création plus récente que les échangeurs tubulaires, les échangeurs à plaques ont subi depuis leur création, il y a environ soixante (60) ans, des améliorations substantielles. Ils sont formés par l'empilement d'un ensemble de plaques métalliques embouties, au travers desquelles s'effectue le transfert de chaleur entre deux fluides. S'ils ne peuvent pas toujours être utilisés pour les températures élevées et les fortes pressions, les échangeurs à plaques bénéficient d'avantages tenant notamment à leur meilleur rendement et à leur compacité. Plusieurs technologies sont en concurrence. La principale, et la plus ancienne, est celle des échangeurs à plaques avec joints. Un joint par plaque assure l'étanchéité de l'échangeur ainsi que la répartition des fluides dans les canaux formés par deux plaques. Ces échangeurs ne peuvent être utilisés que pour des pressions maximales de trente (30) bars et des températures maximales de deux cents (200) degrés celsius.

D'autres technologies plus récentes permettent de remédier aux inconvénients de l'existence de joints, comme les échangeurs à plaques soudées. Les échangeurs à plaques soudées sont adaptés à l'utilisation de fluides encrassant corrosifs, chauds, sous pression, présentant des débits très différents de part et d'autre de la surface d'échange.

Il existe d'autres échangeurs à plaques dont la diffusion est moins importante tels que les échangeurs à spirales et les échangeurs à plaques brasées. Les échangeurs à plaques brasées sont formés de plaques embouties, mais sans joints, qui forment ainsi un appareil compact et résistant à hautes pressions. Les échangeurs à spirales sont constitués de deux rubans de tôle gaufrée, enroulés et maintenus parallèles et où la circulation du fluide est de type monocanal à courants parallèles ou croisés.

Reste encore les échangeurs à plaques serties qui sont constitués d'un assemblage de tôles planes parallèles entre lesquelles sont disposées des ailettes.

II.7.3. Autres types d'échangeurs :

Parmi les échangeurs thermiques, il convient également de citer les échangeurs où l'un des deux fluides change de phase. Il s'agit du cas particulier des évaporateurs (tubulaires ou à

plaques) où le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux, et des condenseurs (tubulaires ou à plaques) où le fluide chaud passe de l'état gazeux à l'état liquide.

Ils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide ou produire de la vapeur.

Pour résoudre ses problèmes d'échanges thermiques, l'utilisateur se trouve devant une grande variété de produits, dont les principales catégories sont, rappelons le, les échangeurs tubulaires et les échangeurs à plaques. Toutefois, la technologie de ces types d'échangeurs porte surtout sur l'utilisation de nouveaux matériaux ainsi que sur les conditions d'amenée des fluides. Les matériaux les plus utilisés dans les échangeurs sont les aciers inoxydables et le titane, mais d'autres matériaux sont également employés, notamment pour limiter l'effet des phénomènes de corrosion, comme le graphite, la céramique, le verre et les plastiques. L'objectif est d'améliorer la résistance des échangeurs afin de les rendre plus fiables lorsqu'ils sont utilisés dans des cycles thermiques.

Une autre technologie vise à diminuer l'encombrement des échangeurs par le développement d'échangeurs compacts ou même de micro échangeurs.

Sont encore des échangeurs, mais un peu moins courants, les appareils suivant :

- les échangeurs à lit fluidisé
- les échangeurs à contact direct
- les échangeurs à fluide complexe

Utilisés depuis plus d'un siècle dans l'industrie agroalimentaire, les échangeurs thermiques ont maintenant de nombreuses applications, majoritairement dans l'industrie, mais également dans l'habitat ou dans les transports. Il existe une grande variété de produits, de tailles, et de performances différentes qui se différencient principalement par leurs fonctions, leurs conditions d'utilisation, les technologies ou les matériaux employés, ainsi que par leur prix.

Avant toutes choses et puisque nous allons y faire souvent référence, il paraît nécessaire de définir les différents coefficients de transfert de chaleur.

II.8. Coefficients de transfert de chaleur :

Les échanges de chaleur par convection, qu'elle soit forcée ou naturelle, sont la conséquence de mouvements du fluide provoqués respectivement par une action extérieure ou de la différence de densité entre les parties chaudes et froides du fluide.

Le concept de coefficient de transfert repose sur la proportionnalité entre les flux échangés entre les phases et les différences de leurs températures.

Ainsi, la densité surfacique de flux de chaleur convectée entre deux phases solide et fluide à deux températures moyennes différentes s'écrit selon la loi de Newton telle que : [6]

$$Q_{\text{conv}} = h (T_{\text{solide}} - T_{\text{fluide}}) \quad (\text{II.16})$$

Le coefficient d'échange h ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$), traduit de manière empirique les échanges de chaleur du solide avec le fluide.

Il représente une conductance par analogie avec le transfert de chaleur par conduction. En effet, dans le cas d'un mur plan homogène et isotrope, d'épaisseur e et de conductivité thermique λ_{paroi} dont les deux faces sont soumises respectivement aux températures T_e et T_s , la densité surfacique de flux de chaleur s'écrit selon la loi de Fourier telle que :

$$Q_{\text{cond}} = \frac{\lambda_{\text{paroi}}}{e} (T_s - T_e) \quad (\text{II.17})$$

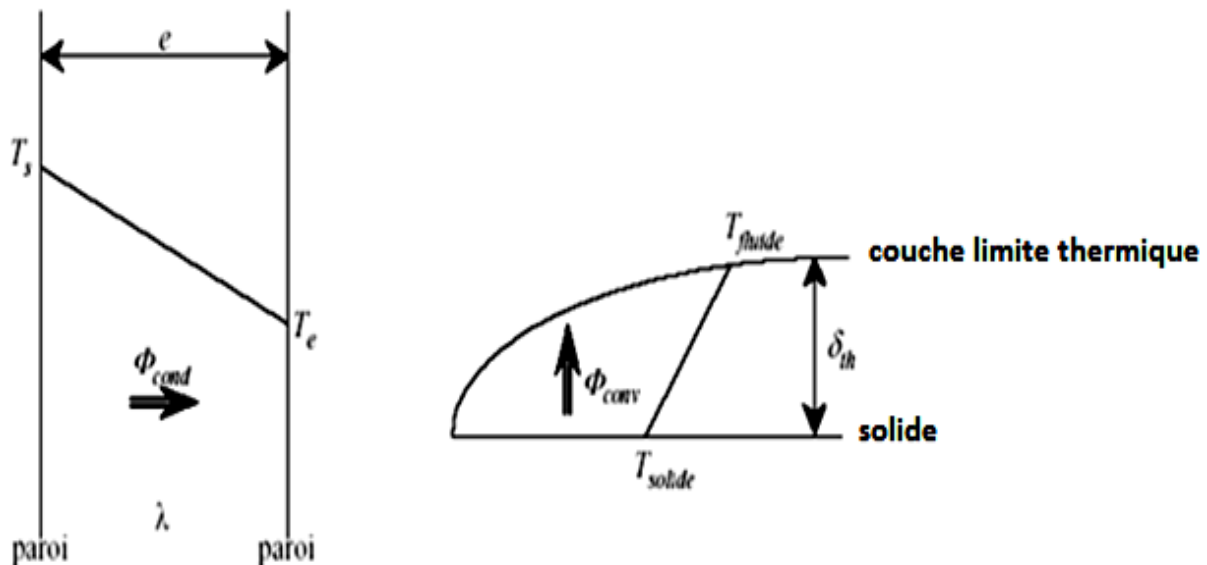


Figure II.9 : Analogie conduction-convection

D'autre part, en assimilant le profil de température à une droite dans la couche limite thermique qui se développe lorsqu'un écoulement fluide frotte sur une paroi solide, la densité de flux convectée peut aussi s'écrire :

$$Q_{\text{cond}} = h (T_{\text{solide}} - T_{\text{fluide}}) = \frac{\lambda_{\text{gaz}}}{\delta_{\text{th}}} (T_{\text{solide}} - T_{\text{fluide}}) \quad (\text{II.18})$$

Cette notion de coefficient d'échange convectif est très controversée. En effet, il faut remarquer que les considérations concernant ce coefficient d'échange sont uniquement valables en régime établi.

Généralement, les valeurs du coefficient d'échange h dépendent des conditions hydrodynamiques et thermiques de la phase fluide en présence :

- viscosité.
- conductivité.
- vitesse d'écoulement.
- température.

En régime instationnaire, les effets d'inertie du transfert de chaleur sont à prendre en compte dans le fluide, et ne peuvent plus être considérés aussi simplement.

En effet, le coefficient d'échange n'est pas une caractéristique intrinsèque de la couche limite puisqu'elle dépend de la nature des conditions aux limites thermiques. Il constitue ainsi une grandeur d'un emploi commode mais non totalement significative du point de vue physique.

Il est à noter que le degré d'encrassement des échangeurs de chaleur s'apprécie par la mesure du coefficient global de transfert de chaleur. En effet, l'évolution de ce paramètre est une réplique fidèle de l'évolution de l'état physique des surfaces d'échange.

II.9. Calcul des échangeurs :

II.9.1. Calorimétrie :

Pour une masse m de fluide de chaleur massique C_p la quantité de chaleur échangée à pression constante avec le milieu extérieur s'écrit comme la variation de son enthalpie :

$$\Phi = H_2 - H_1 = m (h_2 - h_1) = m C_p (T_2 - T_1) \quad (\text{II.19})$$

Avec :

H : l'enthalpie du fluide

h : l'enthalpie massique (par exemple par kg)

C_p : la chaleur massique (caractéristique de l'aptitude du fluide à absorber de la chaleur)

T : la température du fluide

Note :

- Les quantités de chaleur s'expriment en Joule dans le système S.I.
- L'enthalpie peut être vue comme la réserve de chaleur contenue dans le fluide.
- Lorsque le fluide reçoit de la chaleur, cette quantité est positive, lorsqu'il en perd, elle est négative.
- La dernière égalité n'est pas valable lorsque le fluide change d'état (cas des condenseurs et des évaporateurs).

II.9.1.2. Notion de débit : [9]

Le débit caractérise la quantité de matière passant à travers une surface donnée en un temps donné. On distingue le débit volumique et le débit massique.

Si la masse Δm occupant le volume ΔV passà travers la surface pendant le temps Δt , les débits seront définis par débit volumique :

$$q_v = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (\text{II.20})$$

et débit massique :

$$q_m = \frac{\Delta m}{\Delta t} \quad (\text{II.21})$$

Les débits définis ci -dessus sont appelés débits moyens pendant le temps Δt et on obtiendra des débits instantanés en faisant tendre l'interval de temps vers zéro, ce qui donne :

$$\dot{m} = q_m = \frac{dm}{dt} \quad (\text{II.22})$$

II.9.1.3. La Puissance:

La puissance échangée est donnée par le rapport de la quantité d'énergie échangée au temps.

Pour un fluide s'écoulant à travers un échangeur, elle s'écrit :

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt} = \dot{m} (h_s - h_e) \quad (\text{II.23})$$

Où les indices e et s se réfèrent évidemment à l'entrée et à la sortie.

Les puissances s'expriment en Watt (W) dans le système S.I. ($1W = 1 J/s$)

II.10. Conclusion :

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus.

On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée.

Chapitre III

Distribution de la Vitesse et de la Température

Chapitre III

Distribution de la Vitesse et de la Température

III.1. Introduction :

Ce chapitre sera consacré à la distribution du champ de vitesse et de température du gaz à l'intérieur du serpentin qui sera par la suite comparé aux données du constructeur (valeurs mesurées) et les résultats obtenus avec la simulation numérique avec CFD Fluent.

III.2. Model d'études:

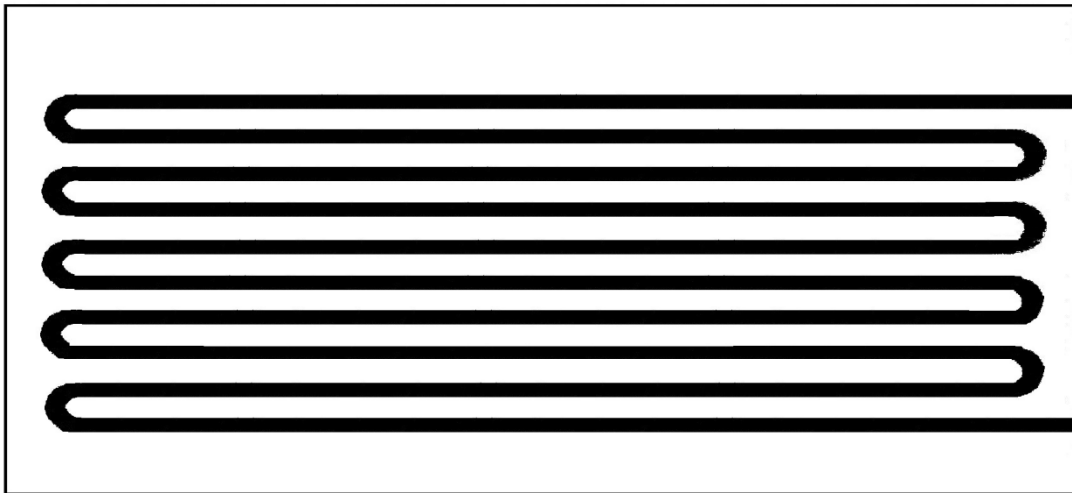


Figure III.1 : Modèle d'étude.

Le model d'études est défini par la figure **III.1**, c'est un l'échangeur de chaleur ayant une forme de serpentin de diamètre intérieur égale $d_i = 60,3$ mm et diamètre extérieur $d_e = 64,2$ mm et tel que ce l'échangeur émergé dans un bain d'eau ayant une source de chaleur constante, et les donner de problème sont :

Pression du gaz naturel : 70 bars, température minimale d'entrée du gaz naturel est : -15°C , température minimale de sortie du gaz naturel est : $+45^\circ\text{C}$, Température du bain d'eau : $+80^\circ\text{C}$, et le débit volumique du réchauffeur : $5000 \text{ Nm}^3/\text{h}$.

III.3. Distribution du champ de vitesse dans le tube cylindrique : [10]

On considère le gaz comme un fluide incompressible, de masse volumique ρ et de viscosité absolue μ en écoulement laminaire permanent dans un tube cylindrique d'axe horizontal ox ,

de rayon R et de longueur totale L . Cet écoulement est induit par une différence de pression $P_1 - P_2$ entre l'amont ($p = p_1, x = 0$) et l'aval ($p = p_2, x = L$) du tube. La relation fondamentale locale de la dynamique des fluides visqueux est représentée par l'équation de Navier Stokes :

$$\overrightarrow{\text{grad}} p = \rho (\overrightarrow{g} - \overrightarrow{a}) + \mu \cdot \Delta \overrightarrow{v} \quad (\text{III.1})$$

Où v est la vitesse locale, p la pression, a l'accélération du fluide au point M du fluide, à la distance r de l'axe ox , repéré par ces coordonnées cylindriques (r, θ, x) on néglige les effets de la pesanteur sur le fluide.

- La géométrie cylindrique du tube impose une vitesse locale axiale (suivant Ox) indépendante de l'angle polaire θ (symétrie cylindrique), donc :

$$\overrightarrow{v} \left[v_r = 0, v_\theta = 0, v_x = V(r, x) \right] \quad (\text{III.2})$$

- Le caractère incompressible ($\rho = \text{cte}$) et permanent ($\frac{\partial}{\partial t} = 0$) de cet écoulement impose, d'après la loi de conservation de la masse $\text{div}(\rho \overrightarrow{v}) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$, la relation :

$$\text{div} \overrightarrow{v} = 0, \text{ soit } \frac{\partial v}{\partial x} = 0$$

On en déduit que la vitesse locale $v(r, x)$ en M est indépendante de l'abscisse x le long de l'axe ; donc le champ de vitesse v , axial et indépendant de x , ne dépend que de la distance r du point M à l'axe du tube, soit :

$$\overrightarrow{V} = V(r) \cdot \overrightarrow{U}_x \quad (\text{III.3})$$

Où \overrightarrow{U}_x est le vecteur unitaire suivant l'axe du tube.

L'accélération de la particule fluide est nulle en tout point M , car :

$$\overrightarrow{a} = \frac{\partial v}{\partial t} + (\overrightarrow{v} \cdot \nabla) \overrightarrow{v} = \overrightarrow{0} \quad (\text{III.4})$$

L'équation locale de Navier Stokes s'écrit au point M du fluide visqueux, puisque $a = 0$ et si on néglige les effets de la pesanteur,

$$\overline{\text{grad}p} = \mu \Delta \vec{V} = \mu \Delta v(r) \vec{U}_x \quad (\text{III.5})$$

Soit en projection sur les axes radial, orthogonal et axial respectivement :

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial r} = 0 \end{cases} \quad (\text{III.6})$$

$$\begin{cases} \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} = 0 \end{cases} \quad (\text{III.7})$$

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial x} = \mu \Delta v(r) = \mu \left(\frac{d^2 v}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dv}{dr} \right) = \mu \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \cdot \frac{dv}{dr} \right) \end{cases} \quad (\text{III.8})$$

Dans la relation (III.8), le premier membre $\frac{\partial p}{\partial x}$ ne peut dépendre que de x alors que le dernier membre $\mu \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \cdot \frac{dv}{dr} \right)$ ne peut dépendre que de r ; cette égalité (III.8), n'est donc possible que si les deux membres sont égaux à une constante, soit :

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \text{constante} = \frac{P_2 - P_1}{L} = - \frac{P_1 - P_2}{L} \quad (\text{III.9})$$

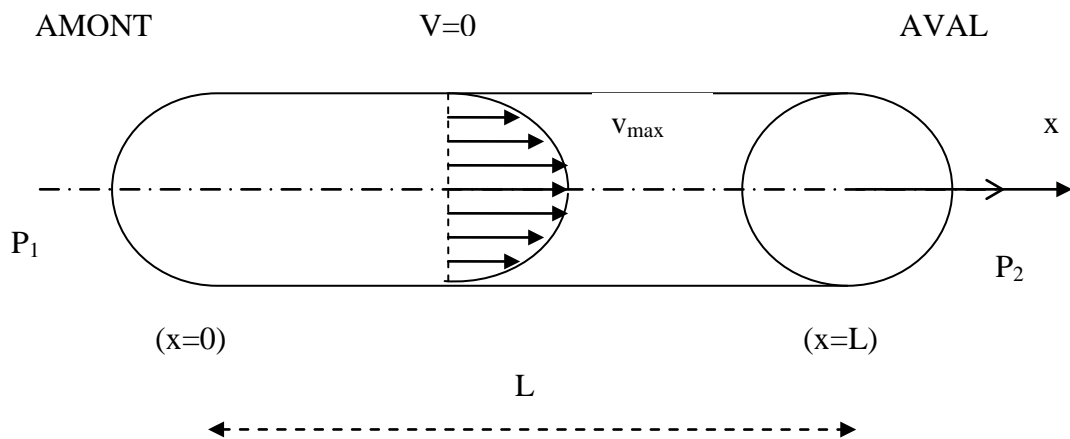


Figure III.2 : Champ de vitesse dans le tube cylindrique

La pression p décroît donc linéairement avec l'abscisse x , de l'amont vers l'aval :

$$p(M) = - \frac{P_1 - P_2}{L} x + \text{Cte} \quad (\text{III.10})$$

Avec $p = p_1$ en amont ($x=0$), il vient $\text{Cte} = P_1$, soit :

$$P(M) = P_1 - \frac{P_1 - P_2}{L} x \quad (\text{III.11})$$

D'après (III.8) et (III.9), on a : $-\frac{p_1 - p_2}{L} = \mu \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \cdot \frac{dv}{dr} \right)$ soit par intégration, si A est une constante d'intégration,

$$r \cdot \frac{\partial v}{\partial r} = -\frac{p_1 - p_2}{2\mu L} r^2 + A \quad \text{et donc} \quad \frac{\partial v}{\partial r} = -\frac{p_1 - p_2}{2\mu L} r + \frac{A}{r}$$

D'où la loi de distribution des vitesses, par intégration :

$$v(r) = -\frac{p_1 - p_2}{4\mu L} r^2 + A \cdot \ln r + \text{Cte} \quad (\text{III.12})$$

- La vitesse du fluide $v(r)$ a une valeur finie sur l'axe ($r=0$), ce qui impose $A=0$.
- De plus, sur les parois du tube ($r=R$), la vitesse du fluide est nulle donc

$\text{Cte} = \frac{(p_1 - p_2)R^2}{4\mu L}$, et finalement on obtient la loi de distribution parabolique des vitesses du fluide visqueux :

$$V(r) = \frac{(p_1 - p_2)R^2}{4\mu L} \left[1 - \frac{r^2}{R^2} \right] \quad (\text{III.13})$$

De la forme

$$V(r) = V_{\max} \left[1 - \frac{r^2}{R^2} \right] \quad (\text{III.14})$$

Avec

$$V_{\max} = V(0) = \frac{(p_1 - p_2)R^2}{4\mu L}$$

Remarque :

C'est sur l'axe du tube que la vitesse du fluide visqueux est maximale ; cette vitesse maximale est proportionnelle à la section du tube et à l'écart de pression $p_1 - p_2$, et est inversement proportionnelle à la viscosité et à la longueur du tube.

Le débit volume du fluide à travers ce tube est :

$$Q = \int v dS = \int_0^R v(r) \cdot 2\pi r \cdot dr \quad (\text{III.15})$$

Soit

$$Q = 2\pi v_{\max} \int_0^R \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) r \cdot dr = 2\pi v_{\max} \left[\frac{r^2}{2} - \frac{r^4}{4R^2} \right]_0^R = \frac{\pi R^2}{2} v_{\max}$$

Avec :

$$v_{\max} = \frac{(P_1 - P_2)}{L} \frac{R^2}{4\mu}$$

Donc :

$$Q = \frac{(P_1 - P_2)}{L} \frac{\pi R^4}{8\mu} = K \frac{\pi R^4}{8\mu} \quad (\text{III.16})$$

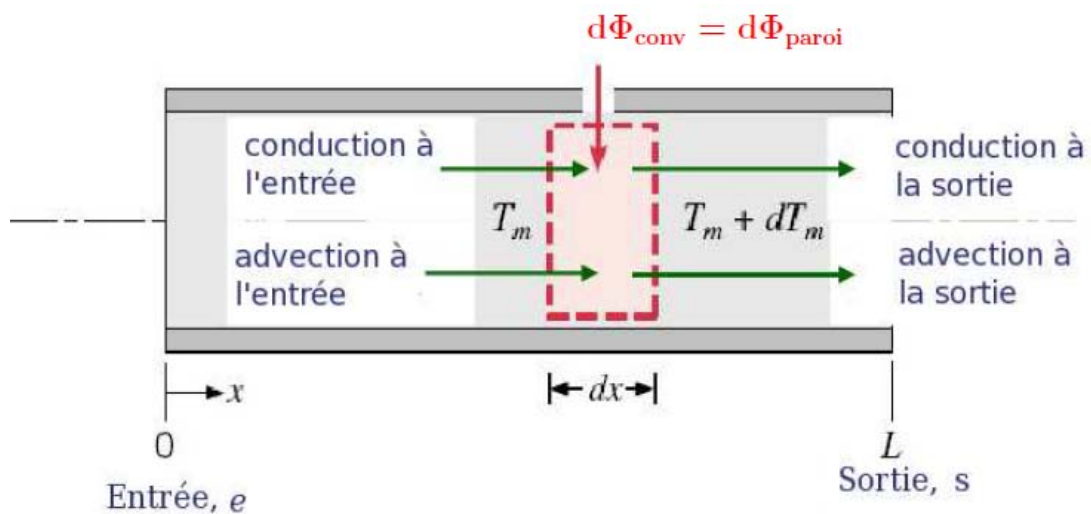
(Loi de Poiseuille)

Remarque :

Le débit du fluide visqueux est proportionnel à la perte de charge $K = \frac{P_1 - P_2}{L}$ et au carré de la section du tube, et est inversement proportionnel à la viscosité du fluide.

- C'est par analogie avec la différence de potentiel électrique $U_1 - U_2 = R \cdot I$ qui définit la résistance électrique R que l'on définit la résistance hydrodynamique R_H par $p_1 - p_2 = R_H \cdot Q$ (analogie tension $U \rightarrow$ pression p et courant $I \rightarrow$ débit volumique Q).

III.4. Distribution longitudinale de la température $T(x)$ suivant ox :



Pour des tubes de section circulaires

Sections droites : $dA_c = 2 \pi r dr$; $A_c = \pi D^2 / 4$

Profil de vitesse (toujours écoulement établi) :

En considérant le bilan de la quantité de mouvement dans un volume élémentaire de contrôle

Le calcul s'avère décile pour l'écoulement dans les régions de la longueur d'entrée.

La surface élémentaire dA_c de section droite est obtenue de la géométrie du problème.

Et pour calcul de T_m requiert $u(x; r)$ et $T(x; r)$

- Soit par un bilan thermique dans un volume élémentaire de contrôle sous forme d'un anneau.
- Soit par la résolution de l'équation d'énergie.

Ces deux méthodes sont déciles dans la région d'entrée mais conduisent une solution analytique dans la région entièrement établie.

Remarque : Pour calculer T il est suffisant d'effectuer un bilan thermique a travers une Section droite toute entière.

$$\dot{m} C_p dT = h s (T_p - T) \quad (\text{III.17})$$

$$\frac{dT}{T_p - T} = \frac{-\pi d h dx}{\dot{m} C_p}$$

Ce qui donne en tout point x :

$$\ln [(T_p - T)] = \frac{-\pi d h x}{\dot{m} C_p} \quad (\text{III.18})$$

La quelle conduit à :

$$\frac{T_x - T_p}{T_e - T_p} = e^{-\frac{\pi d h x}{\dot{m} C_p}} \quad (\text{III.19})$$

$$T(x) = T_p - (T_p - T_e) \exp \left[-\frac{\pi d h x}{\dot{m} C_p} \right] \quad (\text{III.20})$$

T_p : température de la paroi tube cylindrique égale à la température de bain d'eau $T_p=80\text{ °C}$

T_e : température minimale d'entre de gaz naturel $T_e = -15\text{ °C}$

\dot{m} : Débit de gaz naturel

C_p : chaleur massique

$\dot{m} = 1.092\text{ kg/s}$ $V = 4,6249\text{ m/s}$

Avec des propriétés thermo-physiques de gaz naturel à la température -15 °C est

$T\text{ (°C)}$	ρ (Kg/m ³)	C_p (J/Kg.K)	Z	μ (Kg/m.s)	λ (W/m.K)
-15	82.72	3247	0.7124	$1.275 \cdot 10^{-5}$	$3.659 \cdot 10^{-2}$

Alors :

$$T_x = T_p - (T_p - T_e) \exp \left[- \frac{\pi d h x}{\dot{m} C_p} \right]$$

$h =$ inconnu

On doit calculer le nombre de Re : $Re = \frac{\rho V d}{\mu}$

$$Re = 1.81 \cdot 10^6$$

D'après la valeur algébrique du nombre Reynolds, la corrélation donne dans ce cas : [11]

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (\text{III.20})$$

à partir de cette équation en déduit h :

$$Nu = \frac{h d}{\lambda} \quad (\text{III.21})$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$\text{avec : } Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = 1.1314$$

$$Nu = 2450.85$$

$$D'où: h = \frac{Nu \lambda}{d} = 1487.17\text{ w/m}^2$$

Donc le profil de la température devient :

$$T(x) = T_p - (T_p - T_e) \exp \left[-\frac{\pi d h x}{\dot{m} C_p} \right]$$

$$T(x) = 353 - (353 - 258) \exp(-0.0794 x)$$

$$T(x) = 353 - 95 \exp(-0.0794 x) \quad (\text{III.22})$$

L'évolution de la température à l'entrée du serpentín :

x(m)	0	0.25	0.5	0.75	1	1.25	1.50	1.75	2	2.25	2.50	2.75	3
T(k)	258	259.86	261.70	263.50	265.25	267	268.70	270.32	272	273.50	275.10	276.63	278.13

Tableau III.1 : Les valeurs analytiques équation III.22

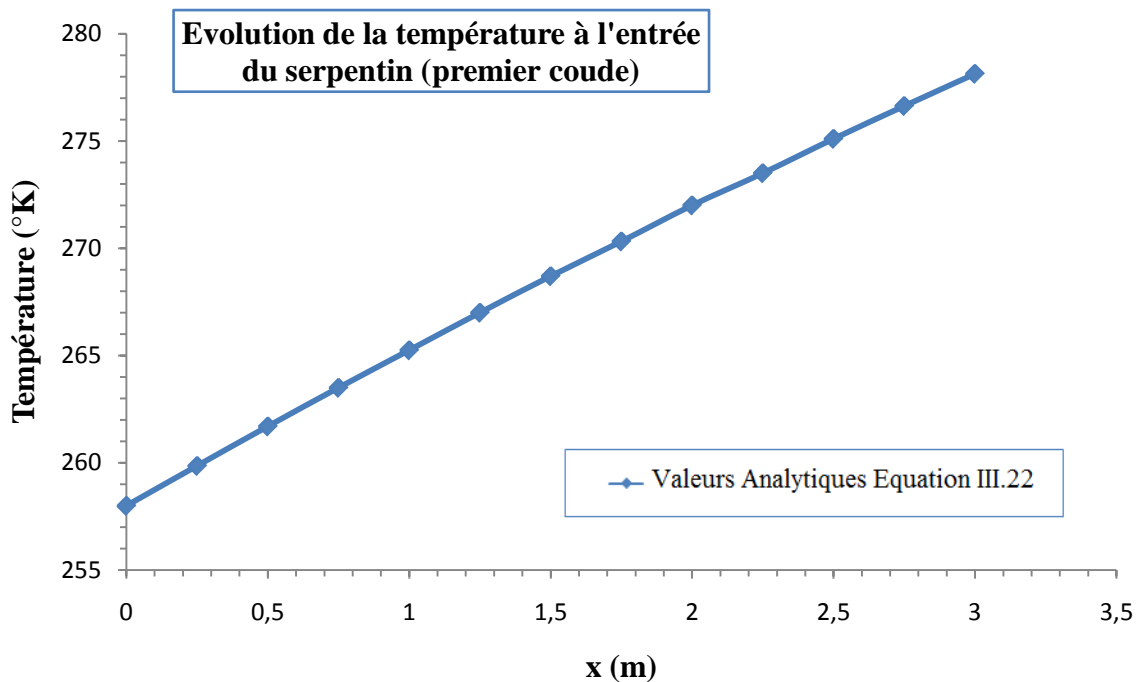


Figure III.3 : Evolution de la température à l'entrée du serpentín

Ce graphe présente l'évolution de la température à l'entrée de l'échangeur de chaleur intégré au poste de détente en fonction de coude serpentín, et on constate que la température croissante a grâce l'existence de source chaleur dans bain d'eau.

III.5. Conclusion :

L'objectif de ce chapitre est d'expliciter la distribution de la vitesse et de la température dans l'échangeur de chaleur intégré au poste de détente, et comparé ou confronté les résultats analytique et numériques.

Chapitre IV

Calcul Thermique du Réchauffeur à Bain d'Eau

Chapitre IV

Calcul Thermique du Réchauffeur à Bain d'Eau

IV.1. Introduction :

L'objectif de ce chapitre consiste à dimensionner le réchauffeur à bain d'eau type Forain pour le maintien de la température du gaz naturel supérieure à celle de formation des hydrates et du givre après abaissement de la pression dans le détendeur.

IV.2. Description du réchauffeur indirect à bain d'eau :

Le réchauffeur indirect à bain d'eau est monté sur un skid, constitué d'une calandre cylindrique calorifugée dont les deux extrémités sont démontables par brides.

L'une des brides est solidaire des deux boîtes à feu constituées par un ou deux tubes en «U» à la partie basse de la calandre, la cheminée se trouve du côté bruleur.

Sur l'autre bride est fixé le serpentin dans lequel circule le fluide à réchauffer. Il est constitué de plusieurs tubes disposés en épingle, à la partie supérieure de la calandre.

Les connexions de ce serpentin sortent en limite de skid à l'opposé du bruleur, un vase d'expansion est monté à la partie supérieure de la calandre, il permet de compenser les variations de volume d'eau sans découvrir le serpentin.

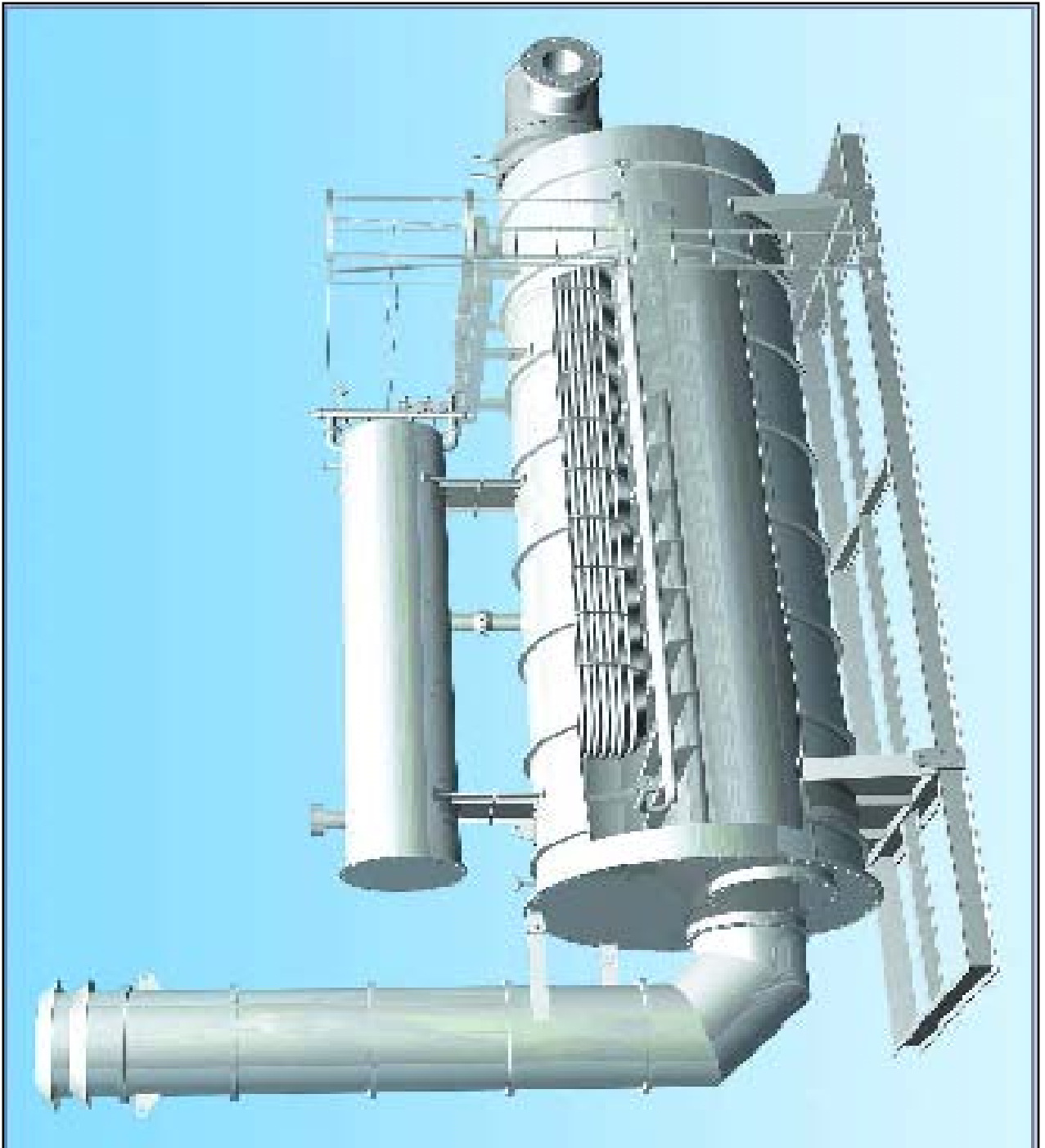


Figure IV.1 : Vue Générale du réchauffeur de Gaz

IV.3. Principe de fonctionnement :

Dans la boîte à feu brûle le gaz qui se propage le long du tube à feu en réchauffant l'eau de la calandre. L'eau réchauffe le gaz qui circule dans le faisceau tubulaire.

L'appareil comporte les accessoires nécessaires à un fonctionnement automatique (contrôleurs de niveau, vannes automatiques, contrôleurs de pression, contrôleurs de température).

Le réchauffage sera effectué par un brûleur à gaz alimenté par le gaz fourni par vos soins.

Le système de combustion est équipé des accessoires d'allumage, de fonctionnement automatique et de sécurité.

IV.4. Calcul thermique du réchauffeur à bain d'eau :

Pour préserver les équipements du poste de détente et assurer une bonne qualité du gaz livré au client en évitant la formation des hydrates et le givre on chauffe le gaz et ce chauffage est assuré par un réchauffeur à bain d'eau.

IV.5. Détermination de la surface d'échange :

L'évaluation de la surface d'échange nécessaire au réchauffage du gaz naturel dans les postes de détente repose sur certaines hypothèses simplificatrices d'une part, la connaissance de certains paramètres de calcul et des propriétés physiques des deux fluides dans la marge de température considérée d'autre part.

Ainsi le réchauffeur est considéré sans pertes et le coefficient d'échange global sera considéré constant le long de sa surface d'échange.

Le métal constitutif du serpentín est l'Acier au Carbone avec les propriétés physique suivantes : conductivité thermique ($\lambda = 16,27 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$), chaleur massique ($C_p = 502,48 \text{ J/kg K}$) et d'une densité $= 8030 \text{ kg/m}^3$

Les diamètres du serpentín intérieur et extérieur seront pris égale respectivement $d_i = 60,3 \text{ mm}$ et $d_e = 64,21 \text{ mm}$.

Les données du problème sont :

Pression du gaz naturel : 70 bars

Débit volumique du réchauffeur : 5000 Nm³/h

Température minimale d'entrée du gaz naturel est : -15°C

Température minimale de sortie du gaz naturel est : +45°C

Température du bain d'eau : +80°C

La masse volumique du gaz égale 82,72 kg/m³ (l'entrée de serpentin)

- **Détermination du débit du gaz naturel à l'entrée du réchauffeur : [3]**

$$\begin{aligned}
 q_{v1} &= q_{v0} \left(\frac{Z1}{Z0} \right) \left(\frac{P0}{P1} \right) \left(\frac{Tge}{T0} \right) & \text{(IV.1)} \\
 &= 5000 \left(\frac{0,7124}{0,97} \right) \left(\frac{1,01325}{70} \right) \left(\frac{258}{288} \right) \\
 &= 47.62 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0132 \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

Tel que :

Z0 : facteur de compressibilité pour T= 15 °C

Z1 : facteur de compressibilité pour T= -15 °C

Avec ρ_{g1} à la température d'entrée (258 K) égale à 82,72 kg/m³

$$q_{m1} = q_{v1} \times \rho_{g1} \quad \text{(IV.2)}$$

$$q_{m1} = 0,0132 \times 82,72$$

$$q_{m1} = 1,092 \text{ kg/s}$$

- **Détermination de la vitesse d'entrée du gaz naturel : [12]**

$$q_{m1} = \rho_{g1} v_1 S \quad (IV.3)$$

D'où
$$v_1 = q_{m1} / \rho_{g1} S \quad (IV.4)$$

$$v_1 = \frac{(1.092 \times 4)}{(82.72 \times \pi d^2)}$$

$$v_1 = 4,6249 \text{ m/s}$$

- **Calcul de la puissance transmise aux gaz naturel :**

$$\Phi = H_s - H_e = q_{m1} (h_s - h_e) = q_m C_p (T_s - T_e) \quad (IV.5)$$

Pour la chaleur massique :

$$C_p \text{ à } T_{\text{moy}} = 288 \text{ k}$$

$$C_{p \text{ moy}} = 2772 \text{ j / kg K}$$

$$\Phi_g = q_{m1} C_{p \text{ moy}} (T_s - T_e) = 1,092 \times 2772 \times (318 - 258)$$

$$\Phi_g = 181621,44 \text{ W}$$

- **Calcul de la puissance dégagée par le brûleur : [12]**

Pour déterminer les dimensions du brûleur Φ_b , on a la demande de chaleur au niveau du tube à feu égale à la quantité de chaleur transférée au gaz Φ_g calculée précédemment à laquelle on ajoute les pertes vers l'atmosphère estimées généralement à 10%.

$$\Phi_b = 1,1 \Phi_g \quad (IV.6)$$

$$\Phi_b = 1,1 \times 181621,44$$

$$\Phi_b = 199,78 \text{ K W}$$

Suivant le standard sizing tableau le dimensionnement le plus près pour chaque cas est regroupé dans un tableau.

Exemple : pour une détente à un débit de 5000 Nm³/h il nous faut 620791.81 btu/h donc le brûleur doit dégager au minimum 682870,99 btu/h d'après cette table le brûleur de type 36"OD*12' 0" qui convient à notre cas :

INDIRECT HEATERS SHELL AND FIRETUBE SIZING						
Burner Rating MMBTU/hr	Shell Size	Firetube No. Size Type	Firetube Effective Length - Feet	Firetube Surface Area - Sq. Ft.	Firetube Flux Rate BTU/sq ft hr	Drawing Number
.25	24" OD x 7'6"	1-8" U	14.6	32.7	7,645	A-41729
.50	30" OD x 10'0"	1-8" U	19.8	44.3	11,287	A-44158
.75	36" OD x 12'0"	1-10" U	24.3	68.4	10,965	A-44163
1.0	42" OD x 15'0"	1-12" U	30.4	95.6	10,460	A-44168
1.25	48" OD x 15'0"	1-14" U	27.	98.96	12,631	A-44164
1.5	48" OD x 17'6"	1-14" U	34.	125.	12,000	A-44166
1.75	60" OD x 15'0"	1-20" U	29.5	154.	11,364	A-46395
2.0	60" OD x 18'0"	1-20" U	35.5	185.	10,810	A-43123
2.5	60" OD x 20'0"	1-20" U	39.75	208.	12,019	A-42925
3.0	60" OD x 22'6"	1-20" U	44.6	233.5	12,848	A-44167
3.5	72" OD x 22'6"	1-24" U	44.09	277.	12,663	A-44176
4.0	72" OD x 25'0"	1-24" U	49.75	312.6	12,795	A-44491
4.5	72" OD x 30'0"	1-24" U	59.093	371.3	12,119	A-44514
5.0	84" OD x 22'6"	2-18" U	87.8	413.4	12,094	A-51501
6.0	84" OD x 30'0"	2-18" U	118.7	559.5	10,724	A-49408
7.0	96" OD x 30'0"	2-20" U	119.	623.	11,236	A-44532
8.0	96" OD x 30'0"	2-24" U	117.	735.	10,844	A-46391
10.0	96" OD x 30'0"	2-24" U	117.	735.	13,605	A-46391

EM-620.20
Issue 1: June, 1980

ENGINEERING MANUAL
COMBUSTION ENGINEERING, INC.

Figure IV.2 : Table de puissance dégagée par le brûleur

- Calcul de la température moyenne logarithmique : [11]

$$\Delta T_{LM} = \left(\frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \right) \quad (IV.7)$$

$$\Delta T_1 = T_{\text{bain}} - T_{\text{ge}} = 353 - 258 = 95 \text{ K}$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{bain}} - T_{\text{gs}} = 353 - 318 = 35 \text{ K}$$

$$\Delta T_{\text{LM}} = \left(\frac{(95 - 35)}{\text{Ln} \left(\frac{95}{35} \right)} \right) = 60,09 \text{ K}$$

- le diamètre : il est déterminé en connaissant la pression d'entrée du gaz en psia et le débit du gaz en MMSCFD voir l'abaque Pression 70 bars = 1015 psi et le débit de 5000 Nm³/h soit 4,495 MMSCFD l'intersection est projetée sur la courbe du 2"XH
- Le coefficient global du transfert de chaleur U est déterminé d'après l'abaque, connaissant le débit en MMSCFD et le diamètre du serpent.

Exemple : un débit de 4,495 MMSCFD (5000 Nm³/h) nous projetons sur la courbe du serpent d'un diamètre de 2"XH (60.3 mm) nous trouvons un coefficient global de 112 btu/h.s ft. °F

$$\text{On trouve } U = 112 \text{ Btu/ (h. ft.}^0\text{F)} = 112 \times 5,678$$

$$U = 636 \text{ W/ m}^2 \text{ K}$$

Et pour la surface d'échange on a :

$$\Phi_g = U \cdot S \cdot \Delta T_{\text{LM}} \quad (\text{IV.8})$$

D'ou :

$$S = \left(\frac{Q}{U \times \Delta T_{\text{LM}}} \right) = \left(\frac{181621,44}{636 \times 60,09} \right) = 4,75 \text{ m}^2$$

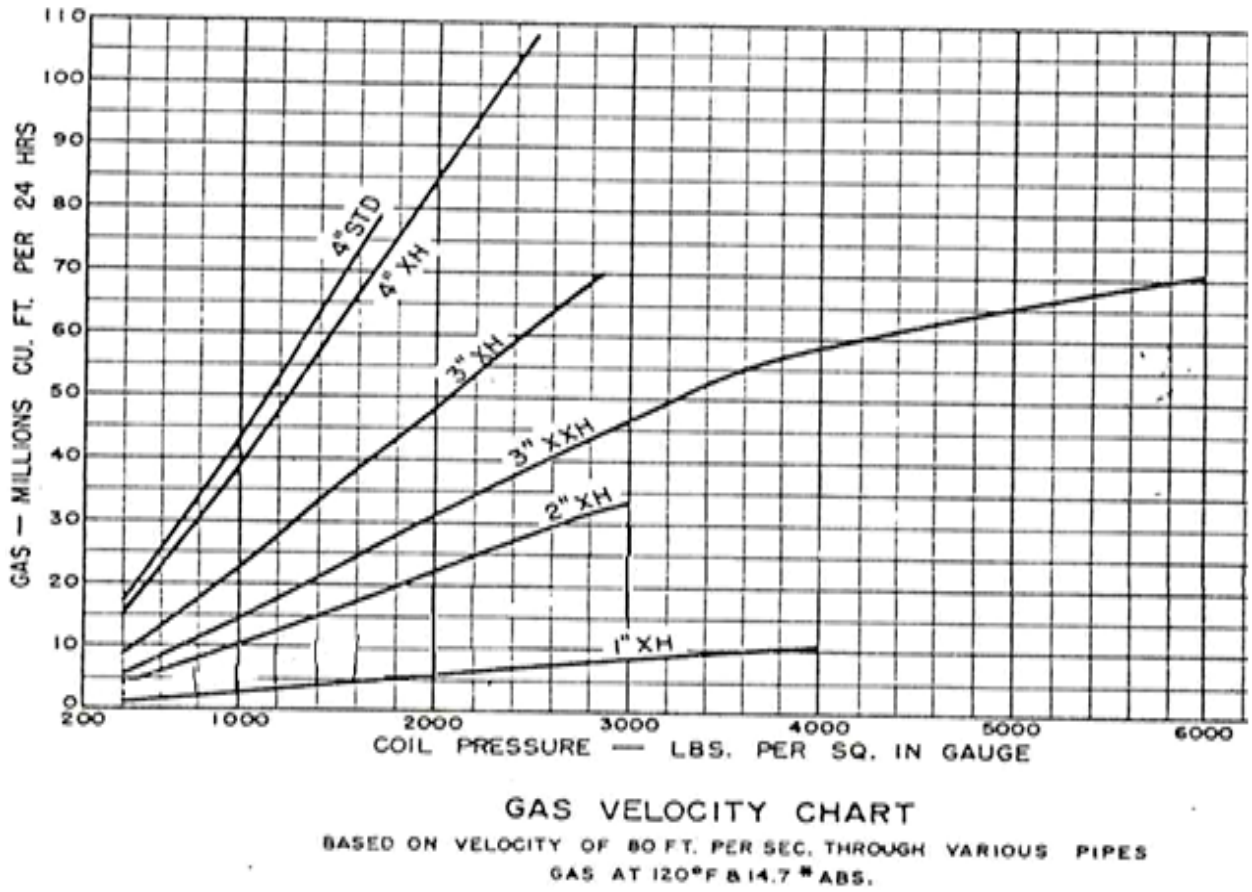


Figure IV.3: Evolution de la vitesse de gaz

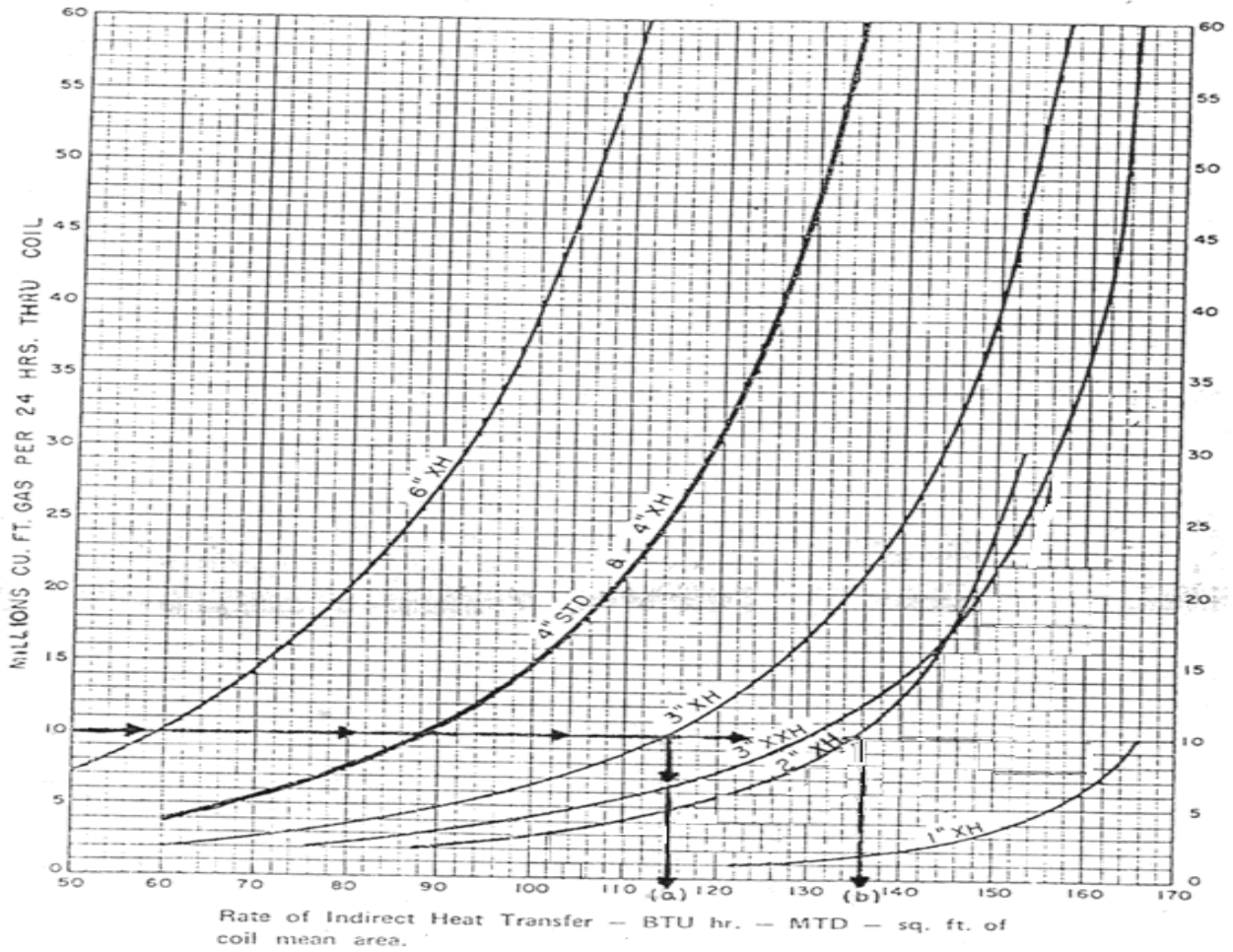


Figure IV.4: Evolution du taux de transfert de chaleur

Pour cette surface d'échange le nombre d'unité de transfert NUT

$$NUT = \left(\frac{U \times S}{c_{\min}} \right) = \left(\frac{636 \cdot 4,75}{3032,57} \right) = 0,9962 \quad (IV.9)$$

Avec : $C_{\min} = \text{minimum} [(m_{fr} \cdot C_{p,fr}), (m_{ch} \cdot C_{p,ch})]$

En utilisant la relation suivante pour calculer l'efficacité du réchauffeur :

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) = 1 - \exp(-0,9962) = 0,6307 \quad (IV.10)$$

Ce qui nous permet de trouver la puissance échangée :

$$\Phi = \varepsilon c_{\min} (T_{\text{bain}} - T_{\text{ge}}) = 0,6307 \times 3032,58 (353 - 258) = 181,70 \text{ KW}$$

Pour le tube à feu :

$$\Phi_f = 1,1 \times \Phi = 1,1 \times 181,70 = 199,87 \text{ KW}$$

IV.6. Conclusion :

L'objectif de ce chapitre est d'explicitier le calcul thermique de réchauffeur à Bain d'eau, en fonction des propriétés du fluide en déplacement, des caractéristiques de l'écoulement et de la géométrie. Nous nous intéressons dans ce chapitre plus particulièrement aux écoulements dans les conduits cylindriques, qui sont courant dans les problèmes industriels.



Dédicace :

*Je dédie ce modeste travail tout d'abord à mes très chers parents
qui m'ont encouragé et éclairé mon chemin, tout le long de mes
années d'études.*

« Que Dieu me les garde »

A mes frères et sœurs ainsi que leurs petites familles.

A tout mes collègues et mes amis chacun son nom.



Chapitre V

Simulation Numérique du Réchauffeur à Bain d'eau type Forain

Chapitre V

Simulation Numérique du Réchauffeur à Bain d'Eau type Forain

V.1. Introduction :

L'utilisation de logiciels pour la résolution de problèmes physiques est de nos jours très fréquents. En effet, dans la plus part des ces problèmes, surtout la résolution de phénomènes (transfert de chaleur, rayonnement, changement de phase..) couplés à la mécanique des fluides n'est possible que sous certaines hypothèses simplificatrices qui ne permettent pas de faire une étude plus réelle des phénomènes physiques observés expérimentalement.

L'objectif de ce projet est de faire une étude avec FLUENT d'un réchauffeur à bain d'eau destiné à chauffer le gaz naturel dans les postes de détente, puis faire une investigation pour observer les limites de ce logiciel.

V.2. Présentation des logiciels Gambit et Fluent :

V.2.1. Préprocesseur Gambit :

C'est un préprocesseur intégré pour l'analyse en CFD (Computational Fluid Dynamics), il permet de générer un maillage structuré ou non structuré en coordonnées cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques. Il peut réaliser des maillages complexes en deux ou trois dimensions avec des mailles de type rectangle ou triangle.

Il peut être utilisé pour construire une géométrie et lui générer un maillage éventuellement, une géométrie d'un autre logiciel de CAO peut être importée dans ce préprocesseur. Les options de n de Gambit offrent une flexibilité de choix. On peut décomposer la géométrie en plusieurs parties pour générer un maillage structuré. Sinon, Gambit génère automatiquement un maillage non structuré adapté au type de géométrie construite. Avec les outils de vérification du maillage, les défauts sont facilement détectés.

V.3. Etapes principales de la simulation numérique :

V.3.1. Construction de la géométrie (Gambit) :

Ce logiciel est utilisé pour définir et créer le modèle d'étude (surface ou volume) et de le mailler suivant le bon vouloir de l'utilisateur.

Il s'agit d'un tube en serpentin de diamètre 60,3 mm d'épaisseur ($e = 3,91$ mm) espacées d'une distance $L = 3020$ mm entre coudes, émergé dans un bain d'eau de diamètre 1000 mm d'épaisseur 6 mm calorifugée avec du verre de laine (voir figure V.1).

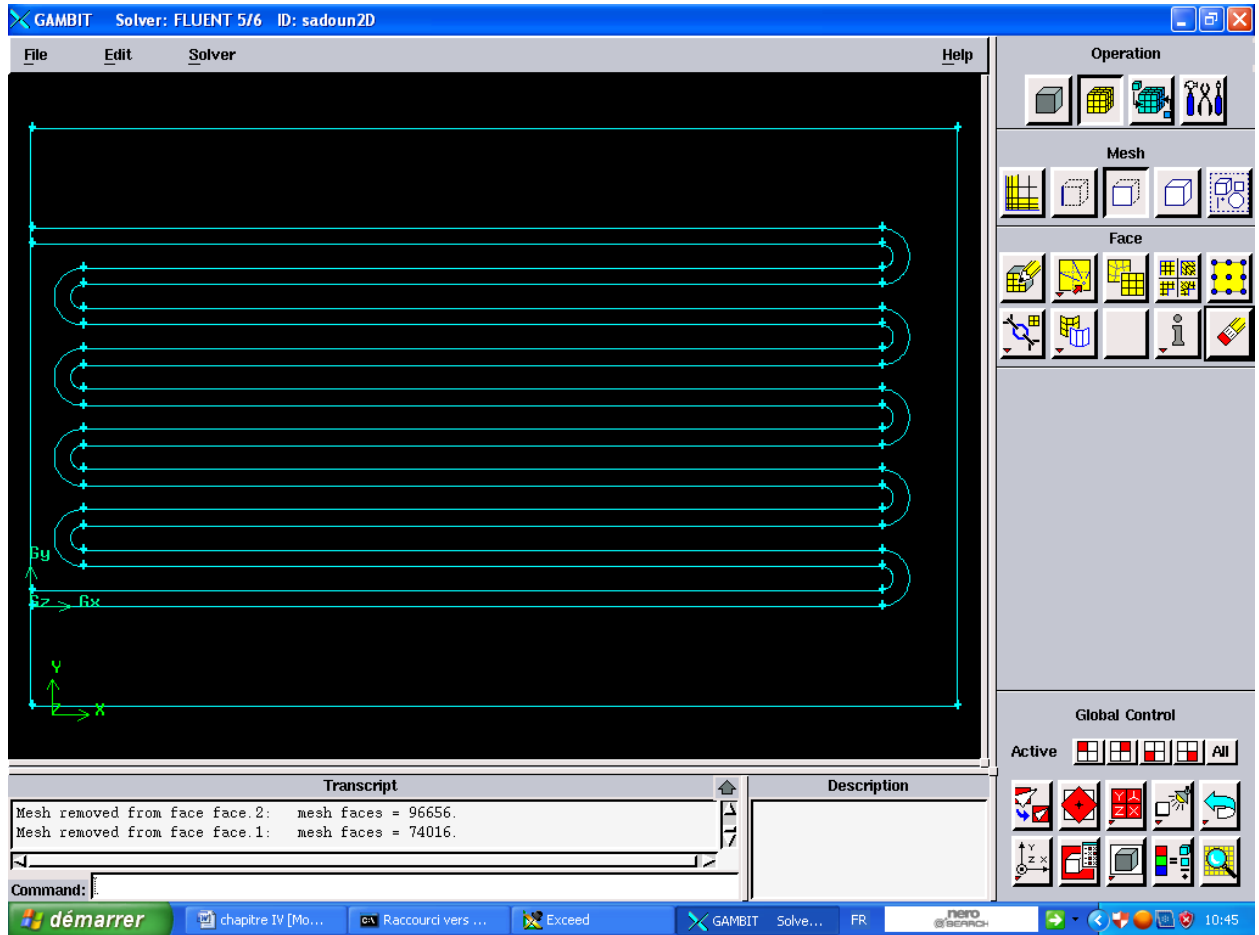


Figure V.1 : Création du modèle d'étude avec Gambit

V.4. Maillage de la géométrie:

Gambit offre la possibilité de choisir le type de maillage. Pour notre géométrie on a choisi un maillage triangulaire raffiné du côté de serpentin dans le but d'obtenir des résultats précis.

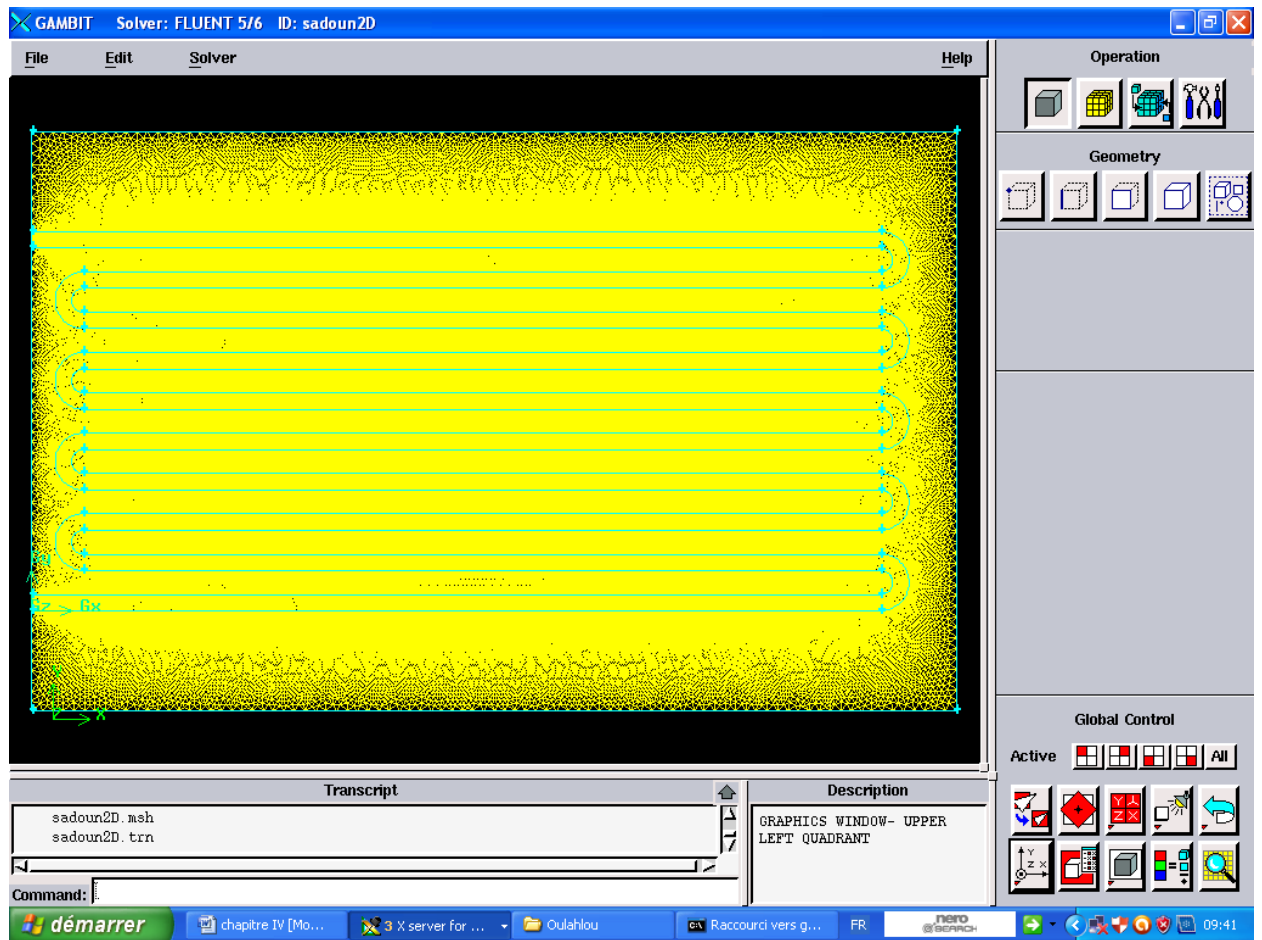


Figure V.2 : Le maillage de notre étude

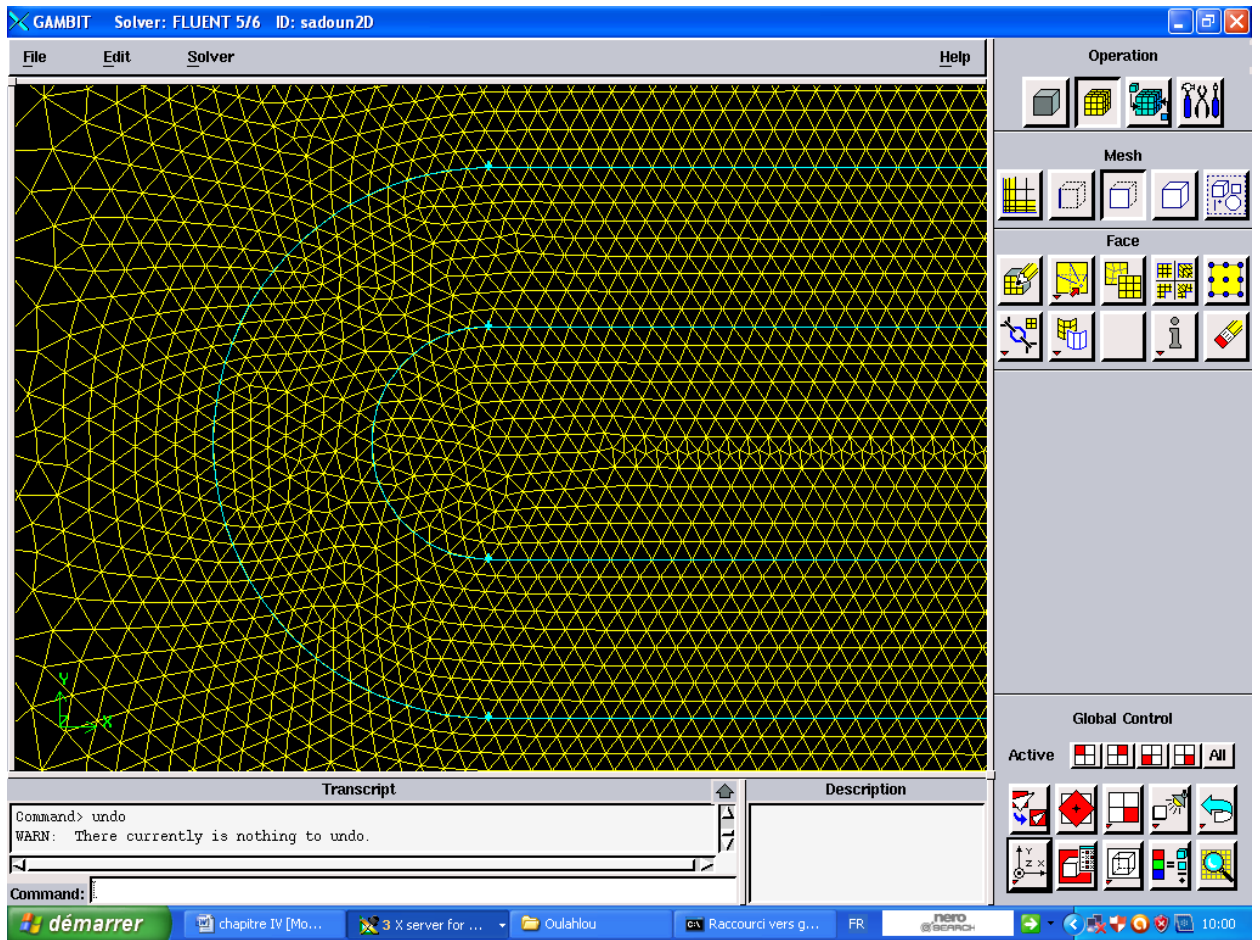


Figure V.3 : Maillage de la géométrie

La qualité du maillage est ensuite vérifiée par la commande (EXAMINE- MESH).

La dernière étape sous Gambit consiste à exporter cette géométrie vers Fluent en utilisant la commande <<Export-Mesh >>.

V.5. Régime d'écoulement du fluide :

Une fois on est passé sur Fluent L'activation de la commande <<Define-Models. Energy >> permet de tenir compte de l'équation de l'énergie

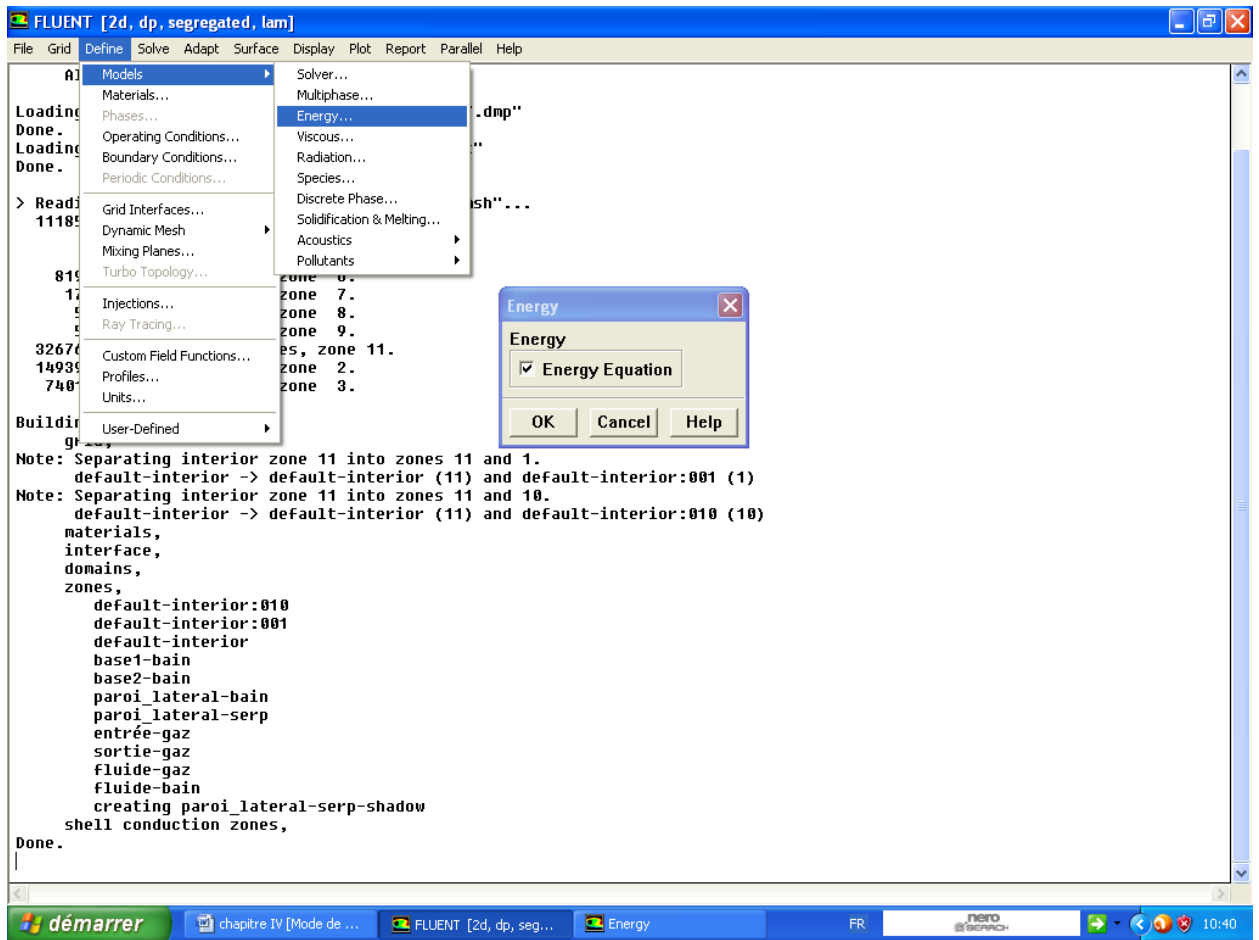


Figure V.4 : Equation de l'énergie

Ensuite il s'agit de sélectionner le modèle de turbulence et pour notre cas on a opté pour le modèle à deux équations (k-epselon), un modèle standards recommandé <<Define Viscous>>

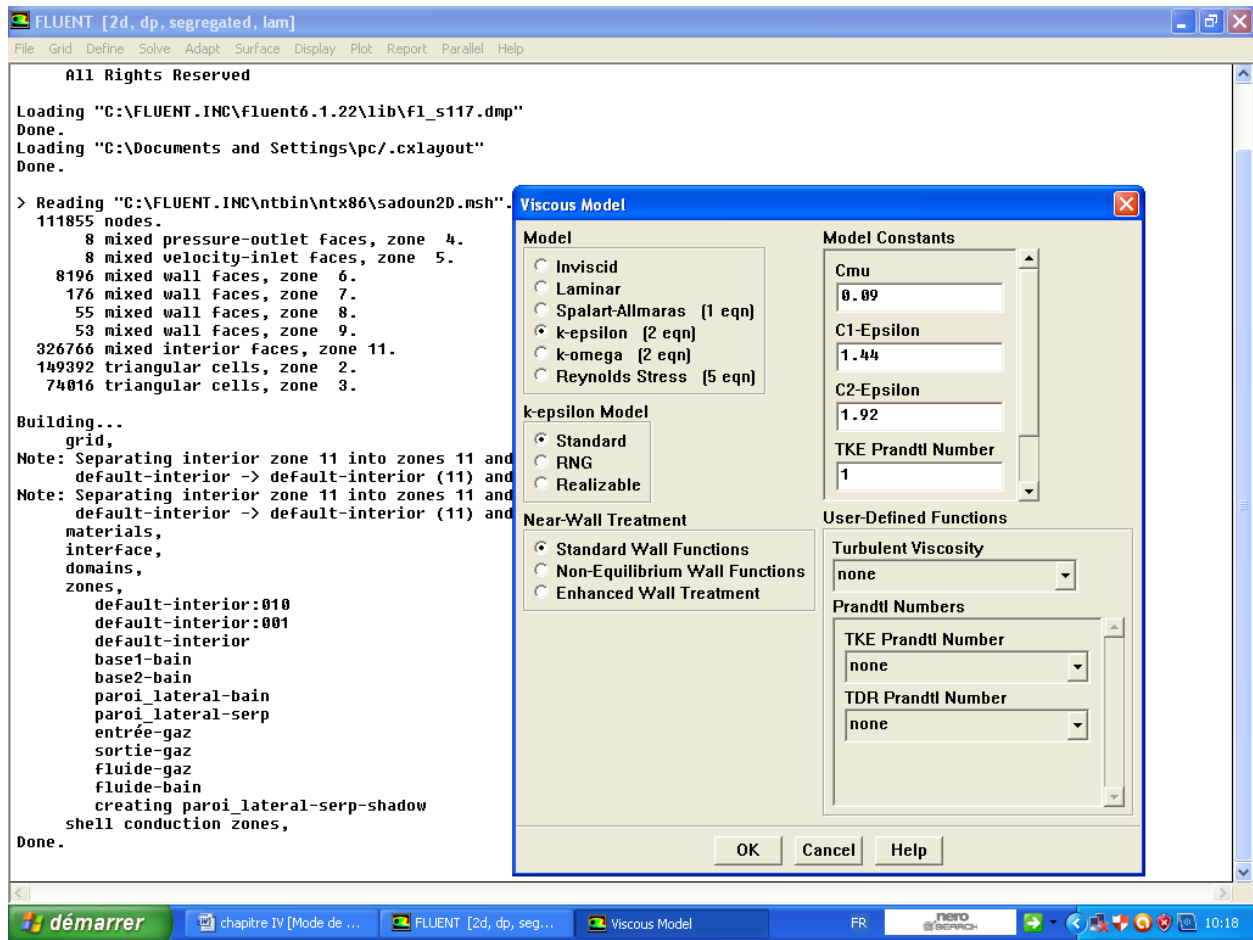


Figure V.5 : Choix du modèle de turbulence

- **La Norme K - ϵ Modèle**

La norme K - ϵ est un modèle semi empirique basé sur des équations modèles de transport pour la turbulence, l'énergie cinétique (K) et son taux de dissipation (ϵ). L'équation modèle de transport pour K est tirée de l'équation exacte, tandis que l'équation modèle de transport pour ϵ a été obtenue utilisant le raisonnement physique et porte peu de ressemblance à sa contrepartie (homologue) mathématiquement exacte.

Dans la dérivation modèle K- ϵ , il a été assumé que le flux est entièrement turbulent et les effets de viscosité moléculaire sont négligeables. Le module K- ϵ est donc valable seulement pour des flux entièrement turbulents.

• Équations de Transport pour la Norme K - ε Modèle

La turbulence de l'énergie cinétique, K et son taux de dissipation ε, est obtenue des équations de transport suivantes:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (V.1)$$

Et

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (V.2)$$

Dans ces équations, G_k la génération de turbulence de l'énergie cinétique en raison des gradients moyens de vitesse, G_b est la génération de turbulence de l'énergie cinétique en raison de la flottabilité, Y_M représente la contribution de la dilatation fluctuante dans la turbulence compressible au taux de dissipation complet, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ et $C_{3\varepsilon}$ Sont constants.

σ_k et σ_ε sont les numéros (nombres) de Prandtl turbulents pour K et ε, respectivement. S_k et S_ε sont des termes source définis par l'utilisateur.

$$C_{1\varepsilon} = 1.44 \quad C_{2\varepsilon} = 1.92 \quad C_\mu = 0.09 \quad \sigma_k = 1.0 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

V.6. Propriétés des matériaux :

- Le serpentín est constitué du matériau ASTM 106 Gr B Acier au carbone

Carbone	manganèse	phosphores	Sulfure	silicone	chrome	copper	molybdène	Ni
0,30	0,29-1,06	0,035	0,035	0,10	0,40	0,40	0,15	0,4

Tableau V.1: Propriétés des matériaux

Conductivité thermique : $\lambda = 16,27 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

Capacité calorifique : $C = 502,48 \text{ J.Kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Masse volumique : $\rho = 8030 \text{ Kg.m}^{-3}$

- le serpentín est émergé dans un bain d'eau chaude de caractéristiques suivantes:

Masse volumique : $\rho = 998,2 \text{ Kg.m}^{-3}$

Conductivité thermique: $\lambda = 0,625 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

Capacité calorifique: $C_p = 4082 \text{ J.kg}^{-1} . \text{K}^{-1}$.

Viscosité dynamique: $\mu = 0,001003 \text{ Kg m}^{-1}\text{S}^{-1}$

- Le gaz froid circule à l'intérieur du serpentin on définit le milieu intérieur avec les propriétés obtenue à l'aide d'un logiciel HYSIS sont les suivantes :

T(°C)	ρ (Kg/m ³)	C_p (J/Kg.K)	Z	μ (Kg/m.s)	λ (W/m.K)
-15	82.72	3247	0.7124	1.275 10 ⁻⁵	3.659 10 ⁻²
14	65.56	2781	0.8081	1.305 10 ⁻⁵	3.819 10 ⁻²
32	58.86	2670	0.8471	1.340 10 ⁻⁵	3.984 10 ⁻²
37	57.29	2650	0.8561	1.351 10 ⁻⁵	4.035 10 ⁻²
50	53.69	2615	0.8769	1.380 10 ⁻⁵	4.176 10 ⁻²
60	51.28	2599	0.8906	1.404 10 ⁻⁵	4.291 10 ⁻²

Tableau V.2 : Résultat obtenu avec le logiciel HYSIS

V.7. Condition aux limites :

On définit avec Fluent les conditions aux limites par la commande <<Define-Boundary conditions>>. Dans notre cas on prendra les conditions suivantes :

- les parois sont solides, et l'eau chaude à l'intérieur de bain a température fixe à l'aide d'une source de chaleur à 353K.

Pour le milieu intérieur :

- à l'entrée le gaz arrive avec un débit de 1,092 Kg/s et une température total de 258 K.

- à la sortie on applique une condition (pression outlet) de pression absolue de 70 bars à une température totale de 318 K.

Pour le milieu extérieur :

- l'eau chaude à l'intérieur du bain à température fixe à l'aide d'une source de chaleur à 353K

V.8. Le calcul itératif:

Avant de lancer le calcul itératif, on doit d'abord commencer par l'opération d'initialisation en activant la commande <<solver-Initialize- Initialisation>>

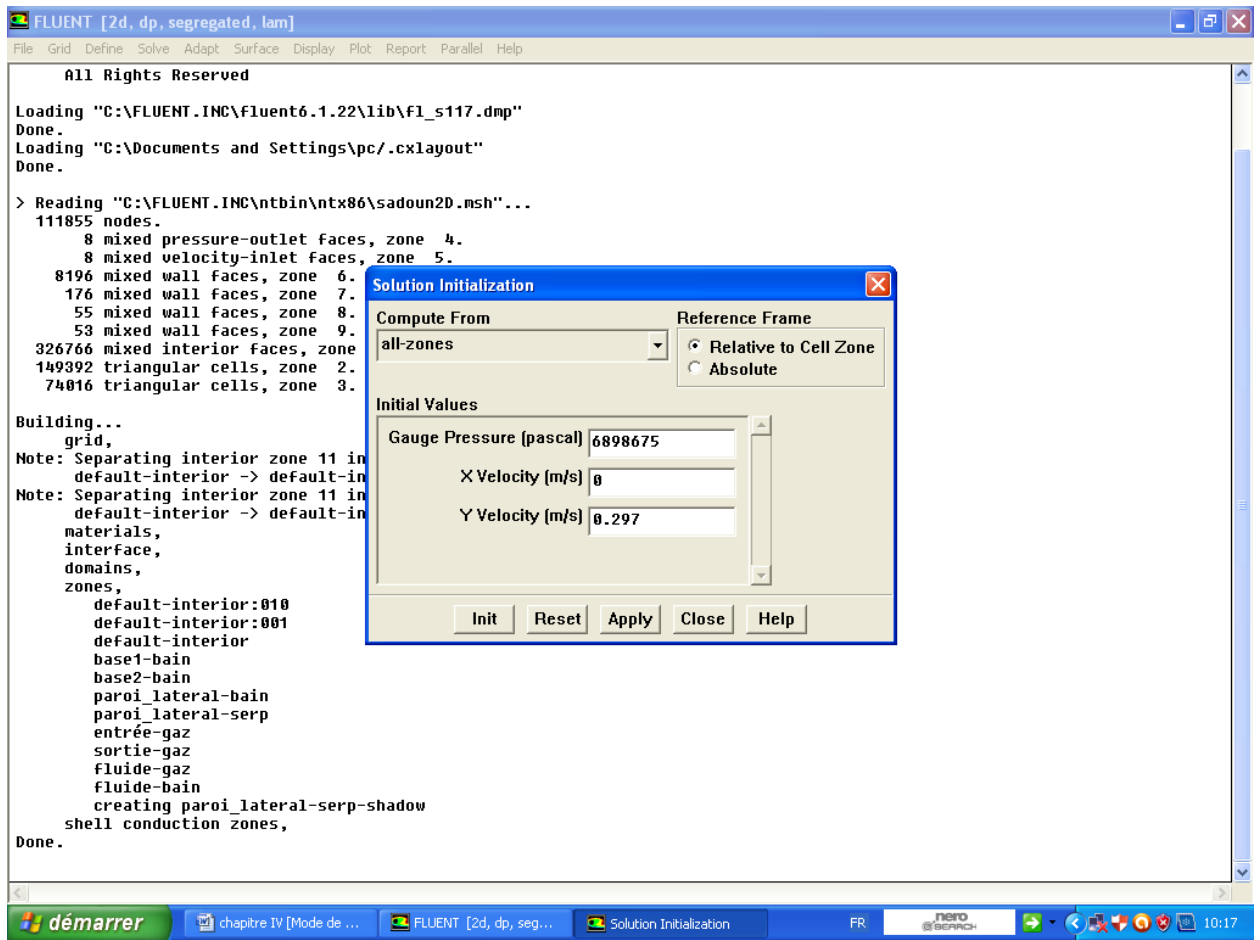


Figure V.6: Initialisation du calcul

Les critères de convergence sont fixés en activant la commande <<Monitors-Residual-Residual Monitors>>

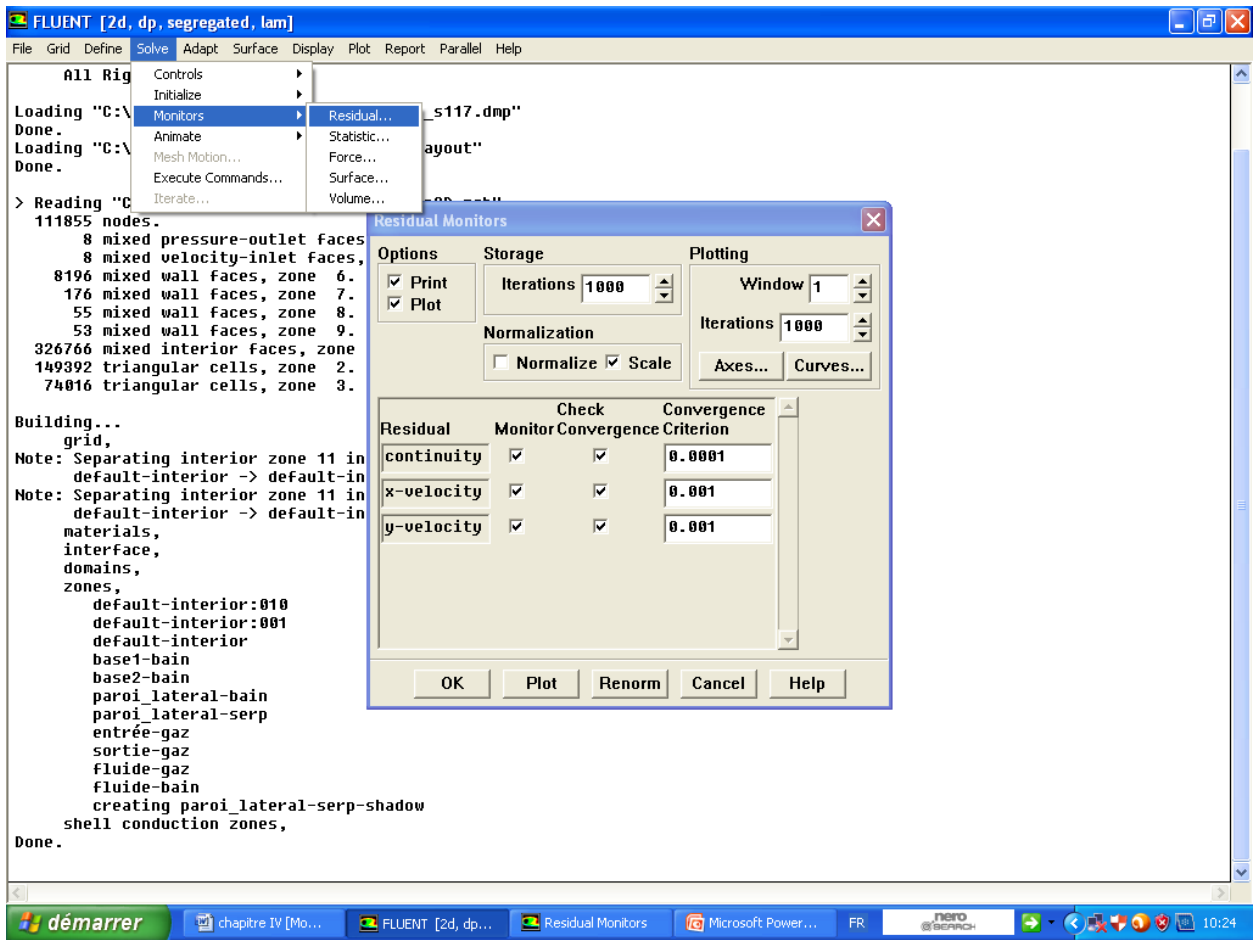


Figure V.7 : Choix des critères de convergence

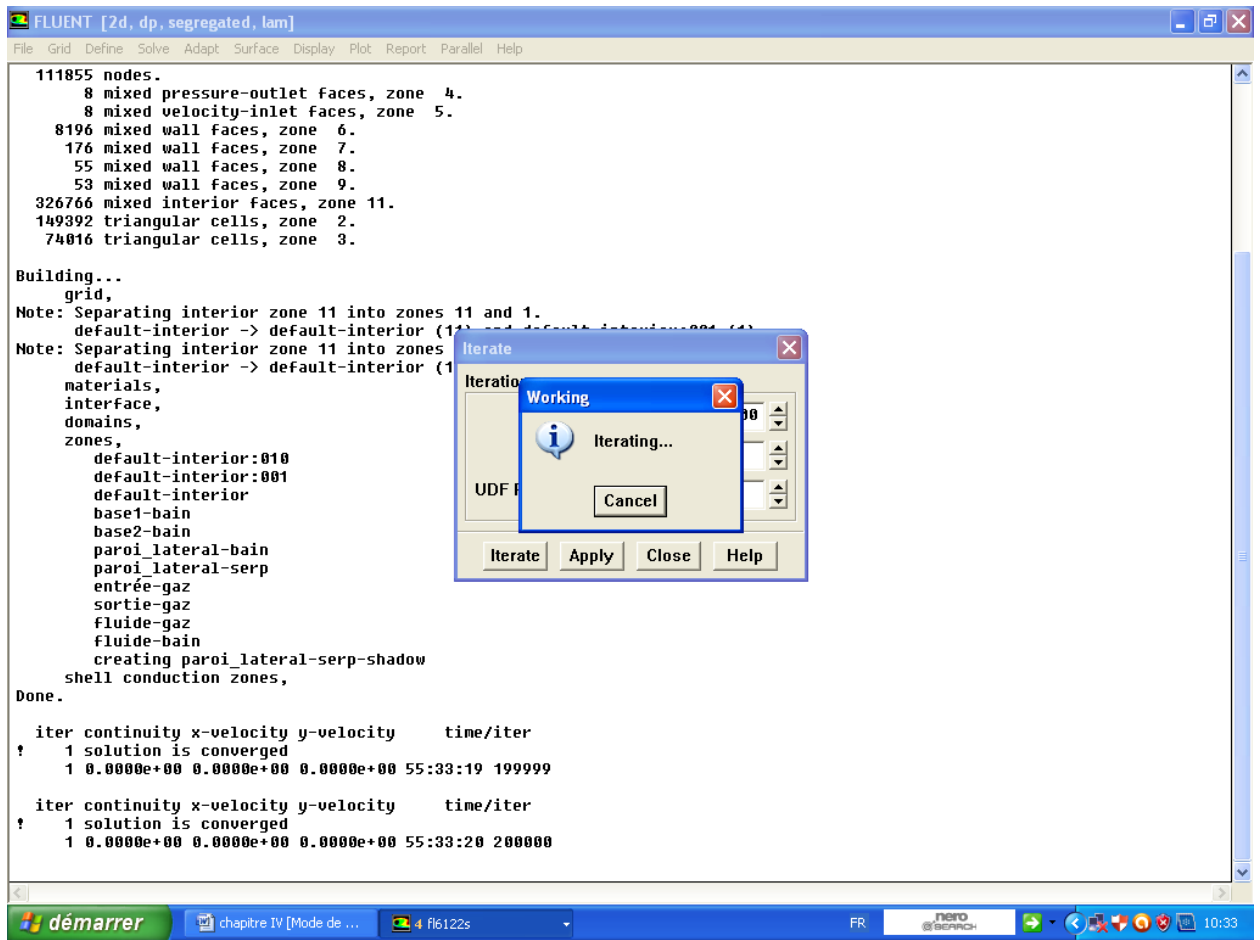


Figure V.8 : Choix du nombre des itérations

V.9. Résultats de la simulation :

La convergence des résultats des courbes des résidus est primordiale avant toute simulation, et ce dans l'objectif d'avoir une précision acceptable, c'est ce que montre la (Figure V.18) après plus de 1400 opérations.

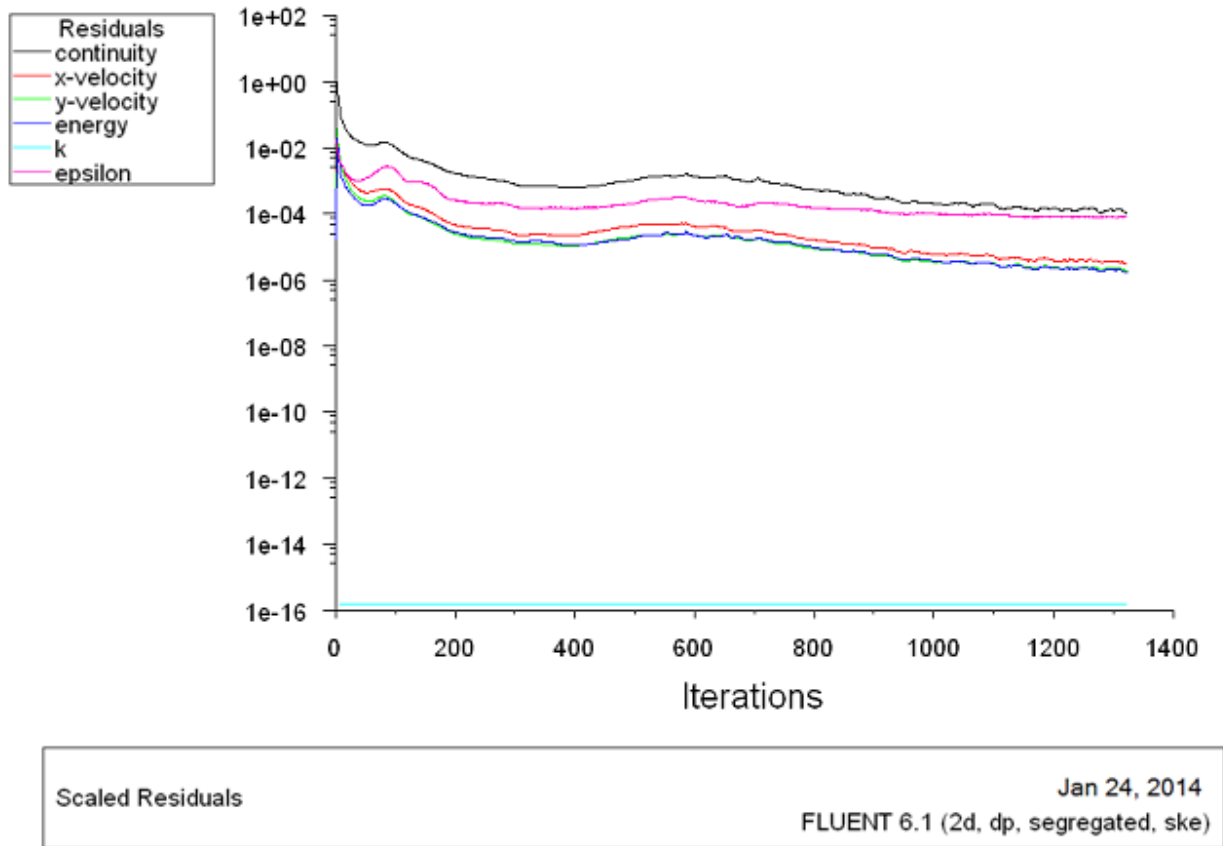


Figure V.9 : La convergence de la solution

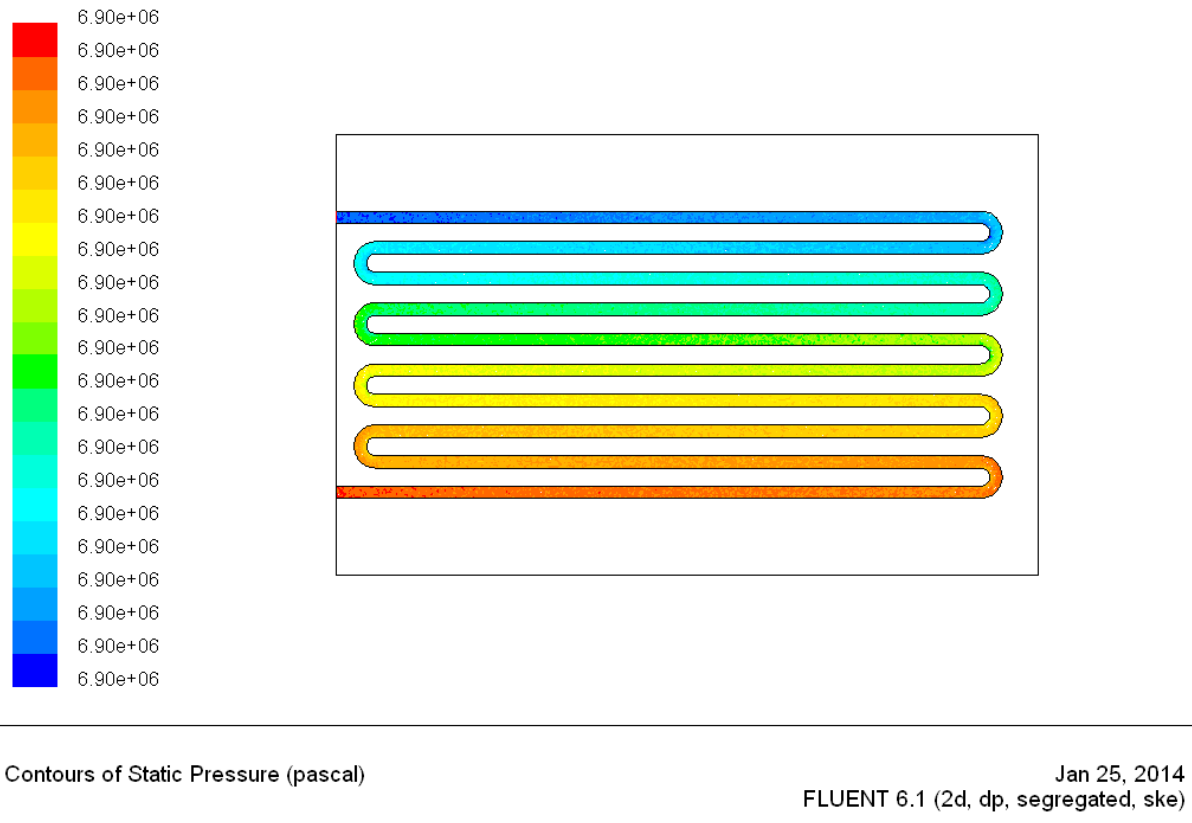
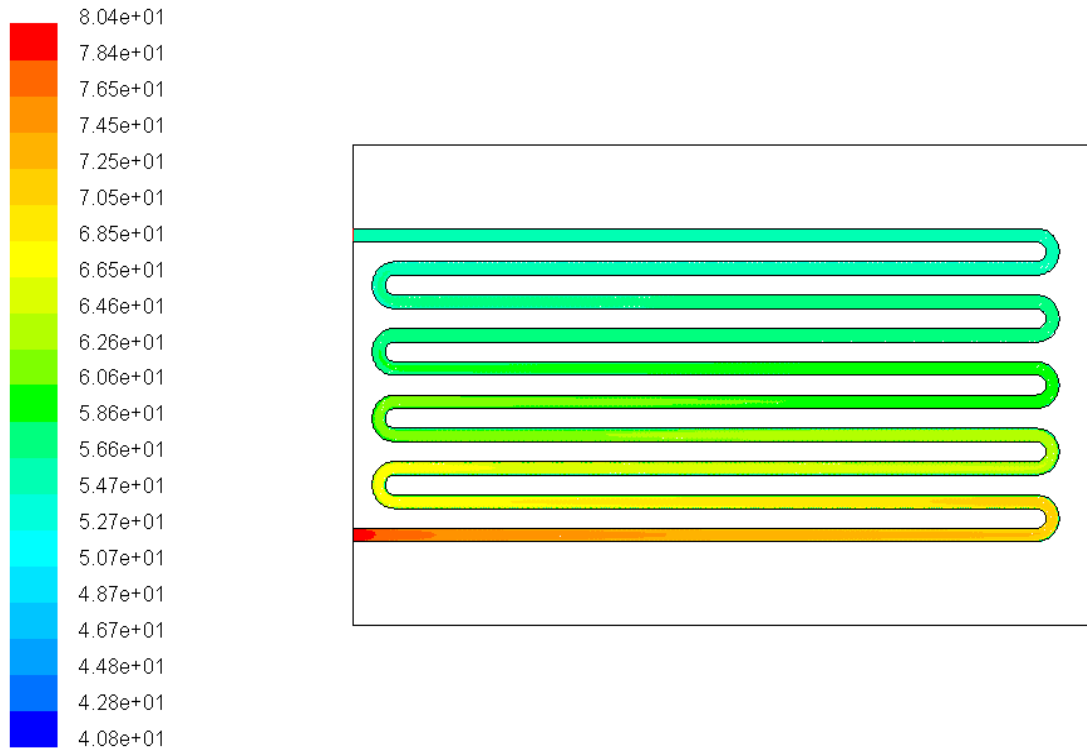


Figure V.10 : Champs de pression statique à l'intérieur de la conduite

D'après les contours obtenus pour la pression statique on constate que la variation de la pression durant le chauffage de gaz ; de la température d'entrée $T_e = -15$ °C à la température de sortie $T_s = 45$ °C ; est négligeable



Contours of density-kg/m3

Jan 25, 2014
FLUENT 6.1 (2d, dp, segregated, ske)

Figure V.11: Evolution de la masse volumique dans le serpentin

Les résultats de la simulation numérique affichent une décroissance de la masse volumique dans l'échangeur sachant qu'à l'entrée de serpentin la valeur de la masse volumique est très grande et commencé à diminuer jusqu'à, une valeur $\rho = 58,6 \text{ Kg/m}^3$ à la sortie du serpentin, ce qui est presque compatible avec les résultats donnés au chapitre V et le tableau (V.2) par le logiciel HYSIS.

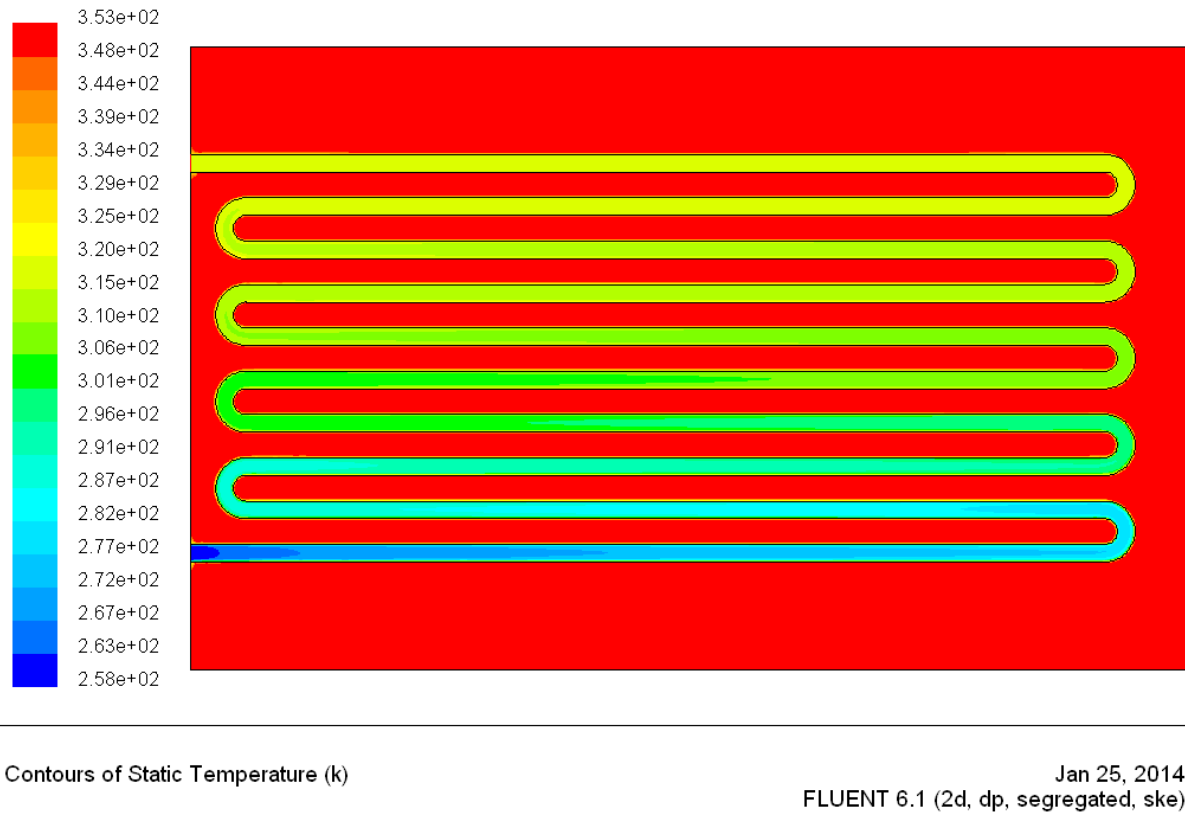


Figure V.12: Evolution de la température statique dans l'échangeur

Les contours de la température nous donnent une idée générale sur l'évolution de la température dans l'échangeur de chaleur intégré au poste de détente, on constate que la température augmentera rapidement durant la traversée du bain d'eau chaude de $T_e = -15\text{ °C}$ à $T_s = 318\text{ K}$.

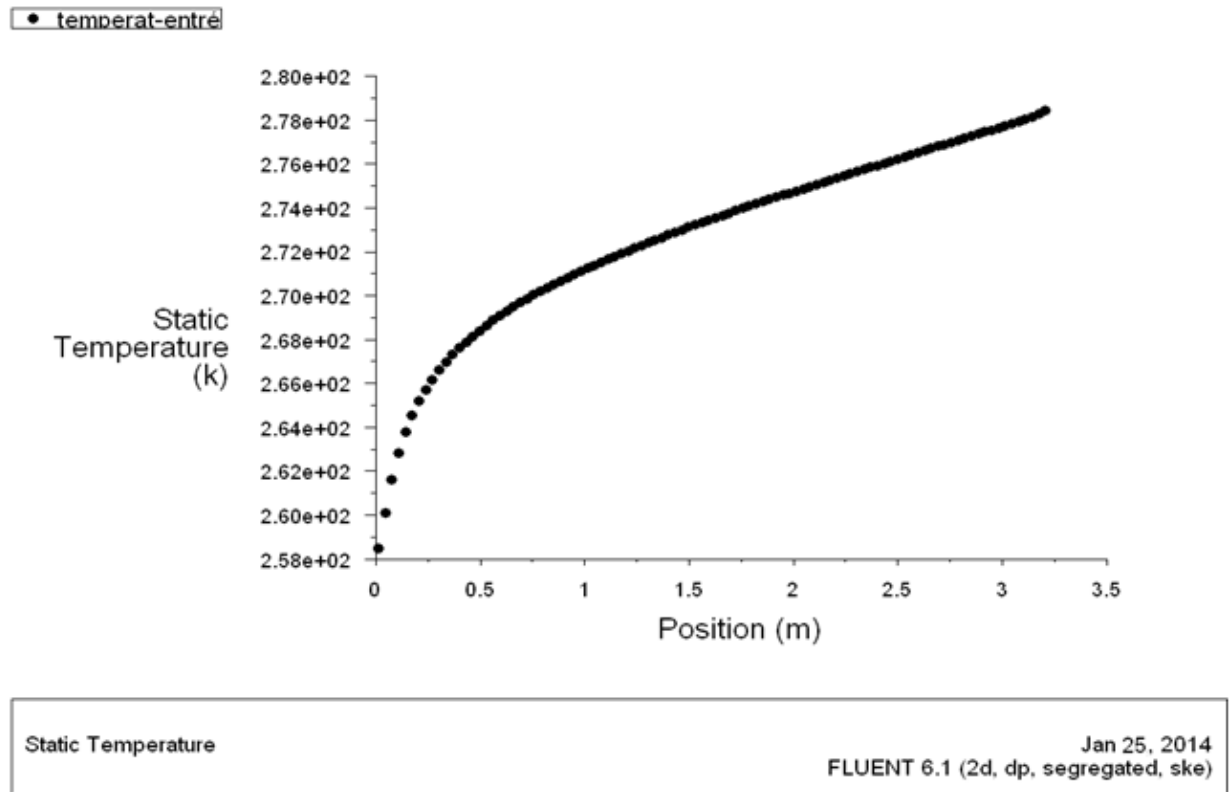


Figure V.13: Evolution de température à l'entrée du serpentin

Cette courbe (Figure V.13) donne une idée générale sur l'évolution de la température depuis l'entrée du gaz jusqu'à premier coude du serpentin ; cette évolution de numérique sera comparé à l'évolution de la température analytique obtenu avec la relation (III.22) page 48.

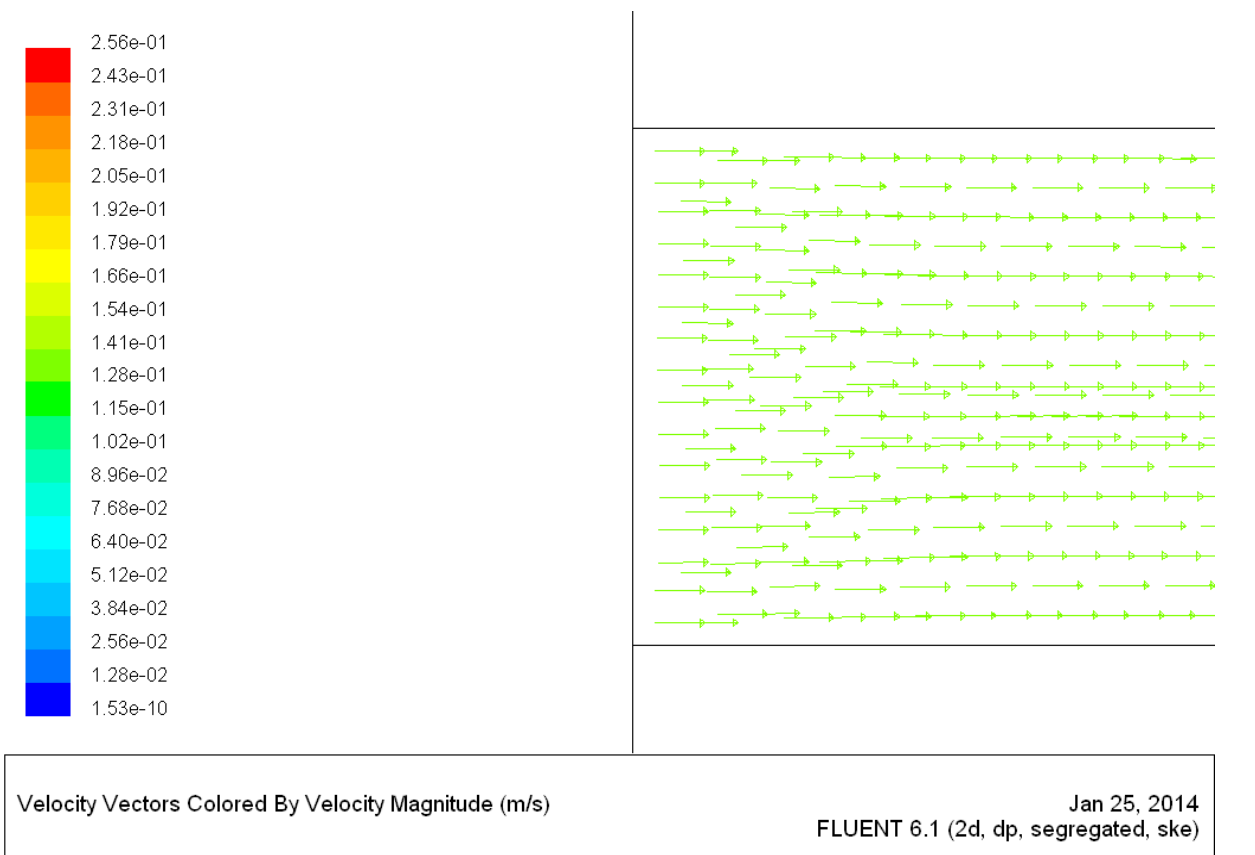
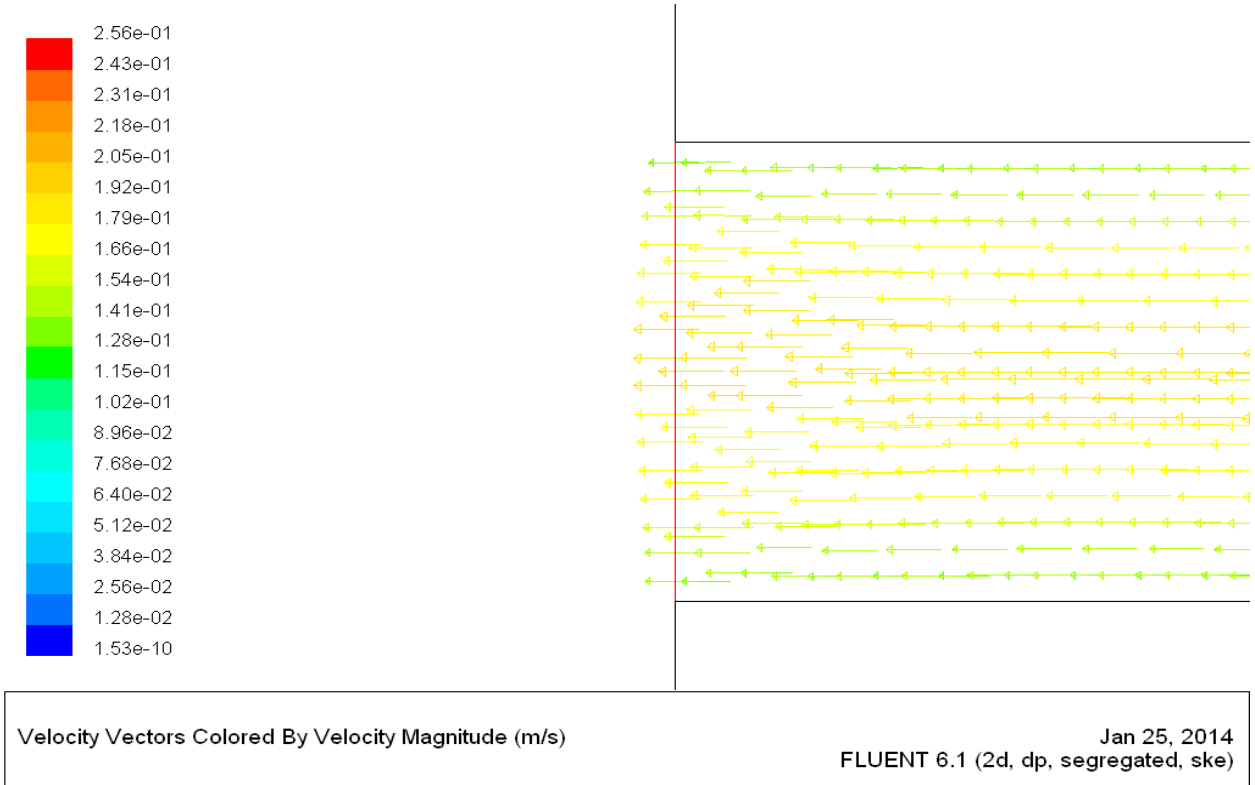


Figure V.14: vecteurs vitesses à la sortie de la conduite.

Ces deux figures nous donnent une idée sur la taille des vecteurs vitesses au milieu et au voisinage des parois de la conduite.

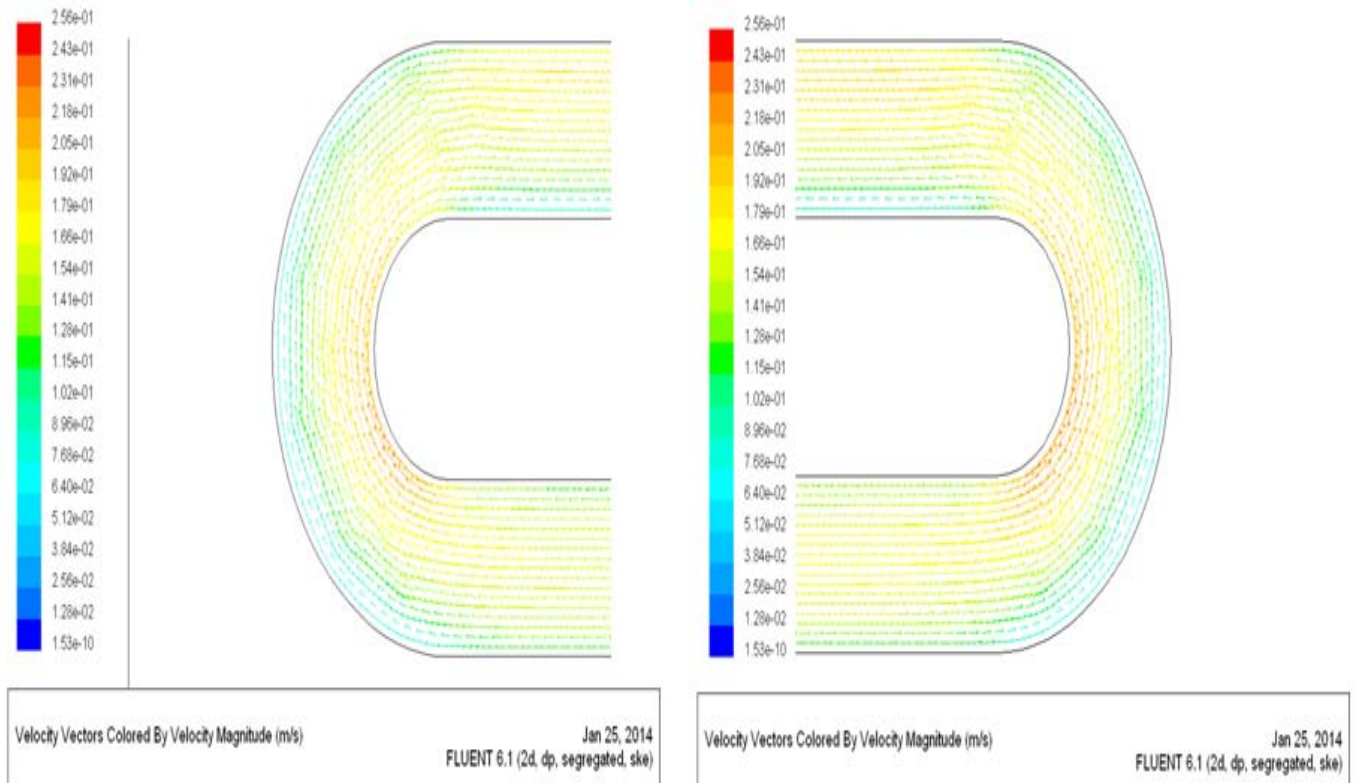


Figure V.15: Profil des vitesses dans le coude de l'échangeur

Le profil des vitesses dans le coude en passant par cette zone défavorable subit des pertes de charges singulières.

V.10. Comparaison de l'évolution de la température numérique et analytique:

Les résultats obtenus analytiquement avec la relation (III.22) et numériquement dans les chapitre V seront confrontés sous forme de courbes évolutives

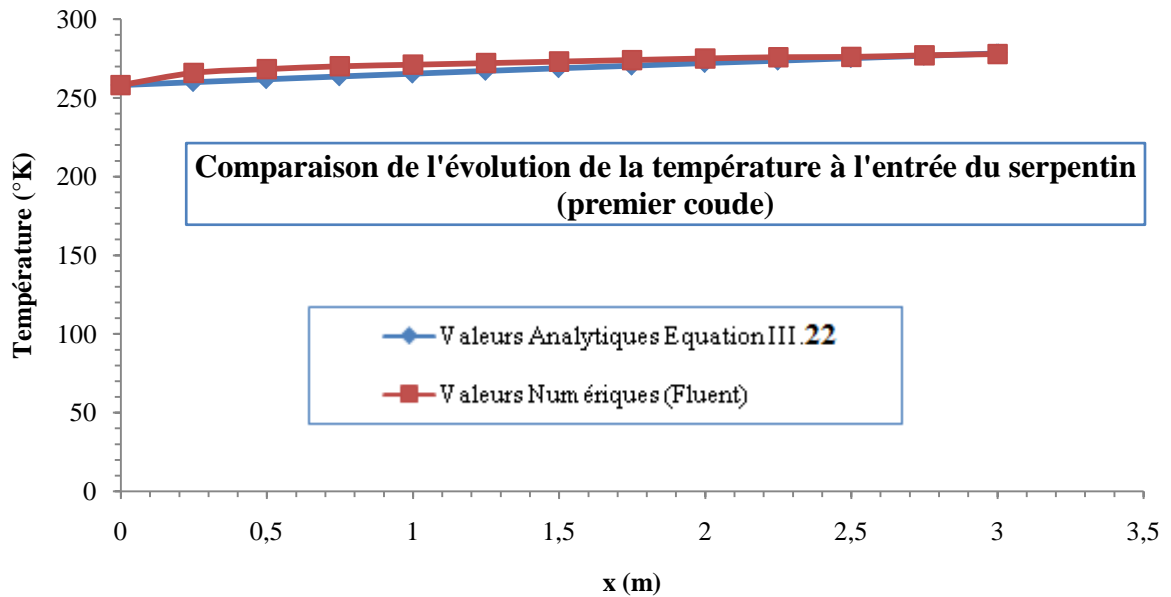


Figure V.16: Comparaison de l'évolution de la température à l'entrée du serpentin

Les courbes affichent une similitude entre valeurs analytique et numériques avec une légère supériorité pour l'évolution numérique.

V.10.1. Conclusion :

Dans ce chapitre on a eu à comparer les résultats obtenus analytiques et numériquement dans les chapitres précédents (III et V) et la différence comparaisons effectuées concernent l'évolution de la température à l'entrée du serpentin (premier coude), le constat est que :

- Les résultats analytiques et numériques sont en bon accord et ne représentent aucune différence flagrante qui imposera la révision des calculs analytique.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Ce projet de fin d'études m'a permis de mettre en pratique les connaissances théoriques, acquise durant mon cursus universitaire, de me familiariser avec le monde professionnel et d'appliquer la théorie de la mécanique des fluides et la thermodynamique.

L'étude portant sur un réchauffeur intégré à un poste de détente de gaz permis d'éviter quelques inconvénients et problèmes qui peuvent se poser durant la détente du gaz est qui :

- Fragilisation du matériau de la canalisation donc les matériaux constitutifs des appareillages doivent posséder une garantie de résilience à froid.
- Gel des conduites avoisinantes, en particulier la canalisation d'eau.
- Gel des sols (soulèvement de routes) cela conditionne le choix de l'emplacement du poste par rapport à une route (mieux traverser la route avec la canalisation transport amont qu'avec l'aval).
- Formation de la glace à l'extérieur et autour des appareillages pouvant obturer des orifices de communication avec l'extérieur ou empêcher le fonctionnement mécanique de certains organes (vannes de sécurité, compteur, robinet).
- Formation de glace ou d'hydrates dans le gaz si la température descend au-dessous du point de rosée, ce givrage se produit dans le détendeur et dans les circuits de pilotage.

Par ailleurs la réalisation de ce mémoire m'a permis d'acquérir des connaissances en mécanique des fluides et thermodynamique, de m'initier à la simulation numérique avec le logiciel CFD Fluent et de m'initier au monde professionnel grâce au stage effectué au niveau la central thermique.

Bibliographie

Références Bibliographiques

- [1] International Energy Agency, World Energy Outlook 2004, Organisation for Economic Co-Operation and Development, Paris, 2004.
- [2] Guide technique de distribution de gaz : GTDG 2001 (SONELGAZ).
- [3] Riadh BEN HAMOUDA ; Notion sur la mécanique des fluides ; UVT 2009.
- [4] Manuel pour le transport et la distribution de gaz GDF (moyenne) 1968.
- [5] Technique de l'ingénieur, « Notion de transfert thermique par conduction » (TE1744).
- [6] Technique de l'ingénieur, « Notion de transfert thermique par convection » (A1540).
- [7] Yves JANNOT. « Transfert thermique ». Édition 2003.
- [8] Mémento des pertes de charges « Coefficient de perte de charge singulières et de pertes.
- [9] R.COMOLET. Mécanique expérimentale des fluides. 2^{ème} édition (Masson) 1976.
- [10] Raymond COMOLET. « Mécanique expérimentale des fluides : TOME II: dynamique.
- [11] J.F. Sacadura. Initiation aux transferts thermiques Technique et documentation.
- [12] R. ROJEY. Gaz naturel production, traitement et transport.
- [13] www.wikipedia.org

Annexe

Sommaire

Introduction Générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre I : Le Gaz Naturel et les Postes de Détente

I.1. Généralités sur le Gaz Naturel	2
I.2. Quelques propriétés de gaz	3
I.2.1. Les caractéristiques physico-chimiques du gaz naturel	3
I.2.2. La masse volumique du gaz	4
I.2.3. La densité	5
I.2.4. Le Pouvoir calorifique	6
• Pouvoir calorifique inférieur (PCI)	6
• Pouvoir calorifique supérieur (PCS)	6
I.2.5. Indice de Wobbe	6
I.2.6. La viscosité	6
I.3. Production et traitement du gaz naturel	7
I.3.1. Production	7
I.3.2. Traitement du gaz naturel	8
I.4. Différentes opérations de traitement	9
I.5. Les postes de détente	12
I.5.1. Types de postes de détente.....	13
A) Les postes de prédétente	13
B) Les postes de livraison	14
I.5.2. Constitution du poste de détente	14
I.6. Problèmes rencontrés lors de la détente.....	18

Chapitre II: Généralités sur les échangeurs de chaleurs

II.1. Introduction	20
II.1.1. Conduction	20
II.1.2. Convection	22

II.1.2.1. Nombres caractéristiques du transfert de chaleur par convection	24
• Nombre de Reynolds	24
• Le nombre de Prandtl	24
• Le nombre de Nusselt.....	24
II.1.3. Rayonnement	25
II.2. Modes combinés et transfert thermique global.....	26
II.3. Régimes d'écoulement	27
II.4. Généralité sur la couche limite	27
II.5. Pertes de charges en écoulement permanent	29
II.6. Quelques notions sur les échangeurs de chaleur	31
II.6.1. Principaux modes d'écoulement des deux fluides	32
II.6.1.1. Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens	32
II.6.1.2. Ecoulement des deux fluides parallèles mais de sens contraires	32
II.6.1.3. Ecoulement des deux fluides croisés avec ou sans brassage	33
II.7. Différents types d'échangeurs de chaleur	34
II.7.1. Les échangeurs tubulaires	35
II.7.2. Les échangeurs à plaques	36
II.7.3. Autres types d'échangeurs	36
II.8. Coefficients de transfert de chaleur	37
II.9. Calcul des échangeurs	39
II.9.1.1. Calorimétrie.....	39
II.9.1.2. Notion de débit	40
II.9.1.3. La puissance	40
II.10. Conclusion	40

Chapitre III: Distribution de la Vitesse et de la Température

III.1. Introduction	41
III.2. Model d'études	41
III.3. Distribution du champ de vitesse dans le tube cylindrique.....	41
III.4. Distribution longitudinale de la température $T(x)$ suivant ox	45
III.5. Conclusion	49

Chapitre IV: Calcul Thermique du Réchauffeur à Bain d'Eau

IV.1. Introduction	50
IV.2. Description du réchauffeur indirect à bain d'eau	50
IV.3. Principe de fonctionnement	52
IV.4. Calcul thermique du réchauffeur à bain d'eau	52
IV.5. Détermination de la surface d'échange	52
IV.6. Conclusion	59

Chapitre V: Simulation Numérique du Réchauffeur à bain d'eau type Forain

V.1. Introduction	60
V.2. Présentation des logiciels Gambit et Fluent	60
V.2.1. Préprocesseur Gambit	60
V.3. Etapes principales de la simulation numérique	60
V.3.1. Construction de la géométrie (Gambit)	60
V.4. Maillage de la géométrie	61
V.5. Régime d'écoulement du fluide	63
V.6. Propriétés des matériaux	66
V.7. Condition aux limites	67
V.8. Le calcul itératif.....	67
V.9. Résultats de la simulation.....	70
V.10. Comparaison de l'évolution de la température	77
V.10.1. Conclusion.....	78
Conclusion Générale	79
Références bibliographiques	80
Annexes.....	81

Nomenclature

Symbole	Définition	Unité
P	La pression	bar
V	Volume molaire de gaz	m ³
T	Température de gaz	K
R	Constante universelle des gaz parfaits	J/mole K
Z	Facteur de compressibilité du gaz (sans dimension)	%
d	Densité	-
ρ	Masse volumique du gaz	Kg/m ³
\bar{M}_{gaz}	Masse molaire du mélange du gaz	g/mol
\bar{M}_{air}	Masse molaire du mélange air	g/mol
S'_g	Densités fictive du gaz naturel	-
S_g	Densité réelle	-
ν	La viscosité cinématique	m ² /s
(PCI)_m	Pouvoir calorifique inférieur	J/kg
(PCS)_m	Pouvoir calorifique supérieur	J/kg
τ_c	Contrainte de cisaillement	Pa
U	La vitesse du gaz	m/s
λ	La conductivité thermique ou conductibilité thermique	W/m K
S	La surface d'échange de chaleur	m ²
φ	Flux de chaleur	W
h	Coefficient d'échange de chaleur	W /m ² K
T_p	Température de la surface d'échange	K
T_∞	Température du fluide loin de la paroi	K
Re	Nombre de Reynolds	-
Pr	Nombre de Prandtl	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
Pe	Nombre Peclet	-
σ	Constante de Stefan Boltzmann ($\sigma = 5.66897 \cdot 10^{-8}$)	W/m ² K ⁴
ε	Emissivité de corps	-

A	Diffusivité thermique	m^2/s
g	Accélération de la pesanteur	m^2/s
D_h	Diamètre hydraulique	M
λ'	Coefficient de frottement	-
μ	Viscosité dynamique	Kg/m s
Φ_g	La puissance transmise aux gaz naturel	W
q_{v1}	Débit du gaz naturel à l'entrée du réchauffeur	m^3/s
Φ_b	Puissance dégagée par le brûleur	W
DT_{LM}	Température moyenne logarithmique	K
NUT	Nombre d'unité de transfert	-
C_p	Capacité calorifique à pression constant	J/Kg. K
C_v	Capacité calorifique à volume constant	J/Kg. K
e	Epaisseur de l'changeur	M
C	Capacité calorifique	J/Kg. K

Notation Indicielle

Symbole	Désignation
f	Froid
c	Chaud
E	Extérieur de tube
I	Intérieur de tube
a	Air
t	Tube
eq	Equilibre
T	Total
1	Entrée
2	Sortie
p	Paroi
m	Moyen
∞	Loin de la paroi
h	Hydraulique
max	Maximal, maximum
(PCI)	Pouvoir calorifique inférieur
(PCS)	Pouvoir calorifique supérieur
DP	Distribution publique
HP	Haut pression
MP	Moyenne pression
BP	Basse pression
MPC	Moyenne pression de type C
MPB	Moyenne pression de type B

Liste des figures

Liste des figures

Chapitre I

Figure I.1 : Approvisionnement en énergie primaire totale par carburant.....	2
Figure I.2 : système d'absorption par lavage avec un solvant	10
Figure I.3 : système d'absorption sur lit fixe jusqu'à saturation	11
Figure I.4 : Les opérations effectuées dans une usine de traitement de gaz	12
Figure I.5 : Schéma général d'un poste de détente	13
Figure I.6 : Vue d'un poste de détente avec réchauffeur	18
Figure I.7 : différence de pression dans la détente.....	18

Chapitre II

Figure II.1 : Transfert de chaleur par mode de conduction	21
Figure II.2 : Transfert de chaleur par mode de convection	23
Figure II.3 : Phénomène de rayonnement thermique	26
Figure II.4 : profils des vitesses pour les couches limites laminaire et turbulents	28
Figure II.5 : couche limite thermique	28
Figure II.6 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire Co-courant.....	32
Figure II.7 : évolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques à contre – courant	33
Figure II.8 : Exemple d'échangeurs à courants croisés	34
Figure II.9 : Analogie conduction-convection.....	38

Chapitre III

Figure III.1 : Modèle d'étude	41
Figure III.2 : Champ de vitesse dans le tube cylindrique	43
Figure III.3 : L'évolution de température a l'entre de serpentin	48

Chapitre IV

Figure IV.1 : Vue Générale du réchauffeur de Gaz	51
Figure IV.2 : Table de puissance dégagée par le bruleur	55
Figure IV.3 : Evolution la vitesse de gaz	57
Figure IV.4 : Evolution le taux de transfert de chaleur.....	58

Chapitre V

Figure V.1 : Création du modèle d'étude avec Gambit	61
Figure V.2 : Le maillage de notre étude.....	62
Figure V.3 : Maillage de la géométrie	63
Figure V.4 : Equation de l'énergie	64
Figure V.5 : Choix du modèle de turbulence	65
Figure V.6 : Initialisation du calcul.....	68
Figure V.7 : Choix des critères de convergence	69
Figure V.8 : Choix du nombre des itérations	70
Figure V.9 : La convergence de la solution	71
Figure V.10 : Champs de pression statique à l'intérieur du conduit.....	72
Figure V.11 : Evolution de la masse volumique dans le serpentin	73
Figure V.12 : Evolution de la température statique dans l'échangeur	74
Figure V.13 : Evolution de température à l'entrée du serpentin	75
Figure V.14 : Vecteurs vitesses à la sortie de la conduite	76
Figure V.15 : Profil des vitesses dans le coude de l'échangeur	77
Figure V.16 : Comparaison de l'évolution de la température à l'entrée de serpentin	78

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Caractéristiques du gaz de Hassi R'mel	3
Tableau III.1 : Les valeurs analytiques équation III.22.....	48
Tableau V.1 : Propriétés des matériaux	66
Tableau V.2 : Résultat obtenu avec le logiciel HYSIS	67