



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE DE SAAD DAHLEB DE BLIDA 1

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Mémoire pour l'obtention du diplôme Master en Génie Mécanique

Option : Optimisation des Systèmes Energétiques

Thème

Etude Comparative des Paramètres de
Marche des échangeurs de chaleur de Train
de Préchauffe Avec simulation Numérique.

Présenté Par :

Mlle GACEB IMANE KHADIDJA

Encadré Par :

Mr M.ROUDANE

Co-Promoteur :

Mr.T.TAMSAOUT

ANNEE UNIVERSITAIRE 2015-2016

Liste de figure :

Figure I.1: Vue aérienne de la raffinerie d'Alger	4
Figure I.2 : Schéma des unités de la raffinerie	5
Figure I.3 : Schéma de l'Unité de Distillation Atmosphérique U100	6
Figure I.4 La colonne de distillation atmosphérique	11
Figure I.5 : Circuit de Préchauffe de La Raffinerie d'Alger	12
Figure II.1 Echangeur à co-courant	15
Figure II.2 Echangeur à contre-courant	15
Figure II.3 Echangeur à courant croisé	15
Figure II.4 : Echangeur tubulaire à co-courant	16
Figure II.6 : Echangeur tubulaire à contre courant	16
Figure II.7 Echangeur double tube en U.....	17
Figure II.8 Echangeur faisceau et calandre	17
Figure II.9 : La disposition des Tubes selon le pas	19
Figure II.10 Un nombre impair de passages dans le faisceau	19
Figure II.11 Un nombre pair de passages dans le faisceau	19
Figure II.12 Echangeur à plaques (Lund 1998)	20
Figure II.13 : La distribution de Température entre les deux fluides	22
Figure II.14 : Résistance thermique d'encrassement des dépôts internes et externes localisées sur une surface d'échange	23
Figure III.1 : Flux de chaleur pour le cas design	62
Figure III.2 : Flux de chaleur pour le cas réel	63
Figure III.3 : Comparaison de Flux de chaleur pour les deux cas	64
Figure III.4 : La surface d'échange et la surface installée pour le cas réel	67

Figure III.5 : La surface d'échange et la surface installée pour le cas design	67
Figure III.6 : L'efficacité pour les deux cas	68
Figure III.7 : La variation de pertes de charges dans les tubes pour les deux cas	70
Figure IV.1 : Géométrie du problème	72
Figure IV.2 : La méthode de discrétisation	75
Figure V.1: Création des points	76
Figure V.2 : Le maillage volume	78
Figure V.3 : Les conditions aux limites	79
Figure V.4 : Organigramme de calcul numérique	80
Figure V.5 : Importation de la géométrie	81
Figure V.6 : Vérification du maillage sous Fluent	82
Figure V.7 : Profils de Température Obtenus pour la calandre des 3 simulations	88
Figure V.8 : Profils de Température Obtenus pour le tube des 3 simulations	88
Figure V.9 : La convergence des résidus « cas réel simulé »	98
Figure V.10 : La convergence des résidus « cas design simulé »	90
Figure V.11 : L'évolution des contours de température à partir des plans longitudinaux....	91
Figure V.12 : L'évolution progressive des contours de la température selon des plans transversaux	93
Figure V.13 : La température le long de l'échangeur dans le cas réel	94
Figure V.14 : La température le long de l'échangeur dans le cas design	94
Figure V.15 : Variation de Nombre de Nusselt le long de l'échangeur des deux cas	97
Figure V.16 : Lignes de courants à l'entrée de l'échangeur	98
Figure V.17 : Lignes de courants au Milieu de l'échangeur	99
Figure V.18 : Lignes de courants à la sortie de l'échangeur	100
Figure V.19 : Courbe de variation de la vitesse Radiale à Z=0m cas réel	101
Figure V.20 : Courbe de variation de la vitesse Radiale à Z=0m cas design	101
Figure V.21: Courbe de variation de la vitesse à la sortie de l'échangeur cas réel	102

Figure V.22 : Courbe de variation de la vitesse à la sortie de l'échangeur cas design	102
Figure V.23 : variation de nombre de Prandtl le long de l'échangeur coté calandre	103
Figure V.24 : variation de nombre de Prandtl le long de l'échangeur coté tube	104
Figure V.25 : Courbe de Variation du coefficient de frottement local le long de la paroi supérieure et inférieure du canal, pour le cas réel	105
Figure V.26 : Courbe de Variation du coefficient de frottement local le long de la paroi supérieure et inférieure du canal, pour le cas design	105
Figure V.27 : simulation de 5 tubes	107
Figure V.28 : simulation de 9 tubes	107
Figure V.29 : L'évolution des résidus pour la simulation des 5 tubes	108
Figure V.30 : L'évolution des résidus pour la simulation des 9tubes	108

Introduction Générale

Au cœur des questions fondamentales posées à l'ensemble de l'humanité se trouve l'énergie. Les êtres vivants ont besoin d'énergie à tout moment de leur existence, et ceci est particulièrement vrai pour les êtres humains qui consomment des quantités croissantes d'énergie non seulement pour se nourrir, se chauffer, se déplacer, se divertir, se soigner, mais aussi pour produire tous les objets manufacturés de plus en plus élaborés qui les entourent et qu'ils utilisent en permanence, en nombre toujours plus grand.

Le niveau de vie mais aussi la qualité de la vie des différents peuples des cinq continents de la terre dépendent en grande partie de l'énergie mise à leur disposition, non seulement en quantité mais aussi en qualité. Celle-ci est déterminée par le choix des modes de production, de distribution et de consommation.

Au cours des dix dernières années, la demande mondiale d'énergie a progressé en moyenne de 1.2 % par an. La consommation moyenne d'énergie dans le monde est de 1.76 tons par an et par habitant.

La chaleur est une forme particulière de l'énergie. Ses applications dans l'industrie sont très variées parmi lesquelles le raffinage. Ce dernier met en œuvre des techniques de séparations et de transformations nécessitant de très grandes quantités de chaleur, en vue de réaliser son objectif qui est la transformation du brut.

La distillation est un procédé de séparation et de purification des produits pétroliers qui, elle aussi, nécessite d'importantes quantités de chaleur pour obtenir le gradient de température qui permettra le fractionnement. De ce fait, l'échange de chaleur est directement imbriqué dans la distillation et joue un rôle très important. Les fours industriels sont à inclure dans ce domaine. Les systèmes de récupération de chaleur sont généralement constitués d'appareils tubulaires d'échange de chaleur qui permettent ainsi de préchauffer la charge tout en refroidissant les produits.

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. 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 tous le refroidissement.

Dans ce travail, nous présentons deux études, une étude expérimentale pour calculer les paramètres de système d'échange de chaleur de l'unité de distillation atmosphérique appelé train de préchauffe pour vérifier s'il répond à la demande de chaleur de cette unité, et une étude numérique pour étudier le champ dynamique et thermique d'un écoulement de deux fluides stationnaire en convection forcée passant dans l'échangeur de chaleur E103 du circuit de préchauffe de la raffinerie d'Alger.

Le présente mémoire comporte cinq chapitres :

Après cette brève introduction, nous abordons dans le premier chapitre une présentation de la raffinerie.

Le deuxième chapitre comporte des généralités sur les échangeurs de chaleur et le phénomène d'encrassement, en présentant le problème sa nature, son apparition et son développement. Finalement nous suggérons des procédés de prévention contre l'encrassement et comment améliorer le fonctionnement de l'échangeur encrassé.

Le troisième chapitre est basé sur le calcul et vérification de tout le train de préchauffe qui comporte 7 échangeurs pour les deux cas : le réel dont les conditions de travaux actuels de l'unité et le cas design où les températures sont limités par le constructeur.

Dans le quatrième chapitre, la modélisation mathématique, en présentant la géométrie de problème, la turbulence à l'intérieur d'un échangeur de chaleur suivi de la formulation mathématique. Les équations de conservation de masse, quantité de mouvement de l'énergie, ainsi que les conditions aux limites.

Dans le cinquième chapitre nous avons présenté la méthode des volumes finie et le code de calcul Fluent, et le logiciel qui réaliser la géométrie et le maillage, ou le préprocesseur : **GAMBIT**. Ensuite nous évaluerons et discuterons les résultats de simulation.

Finalement, ce mémoire sera terminé par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

L'industrie des hydrocarbures est caractérisée par son niveau de rentabilité notamment élevé et son rôle vital dans l'économie national comparativement à d'autres branches de l'industrie.

Actuellement, à la base du pétrole, on fabrique des milliers de produits grâce au raffinage. Le raffinage du pétrole étant une composante non négligeable au sein du groupe SONATRACH, il est aussi un vecteur de croissance de l'économie national.

La société nationale de raffinage de pétrole traite le brut dans le but :

- ✧ D'assurer la couverture des besoins du marché national en produits raffinés sur le plan quantitatif et qualitatif.
- ✧ D'offrir des produits raffinés destinés à l'exportation répondant aux normes en vigueur sur les marchés ciblés (Améliorer la valeur de la société sur le marché national).

I.1.Histoire de la raffinerie d'Alger :

La raffinerie d'Alger a été implantée en 1958 par une société française (FOSTER WHEELER) à Sidi Rezine, à cinq kilomètres d'El-Harrach et à vingt kilomètres à l'Est d'Alger, sur une superficie de 200 Hectares. Elle a été mise en service en 1964 sous la direction de la CFC (compagnie française pétrolière), d'un coût remontant à 27 millions de centimes.

En 1968, la participation de SONATRACH débuta dans le complexe et fut progressivement jusqu'à 1971, date de la nationalisation des hydrocarbures. A l'origine, le raffinage était une activité intégrée dans SONATRACH. En 1982, le raffinage et la distribution des produits pétroliers sont séparés et érigés en Entreprise nationale de raffinage et de distribution des produits pétroliers (ERDP-NAFTAL).

Depuis le 18 avril 1998, le raffinage, est à son tour, séparé de l'activité distribution est érigé en Entreprise nationale de raffinage de pétrole NAFTEC Algérie. En avril 1998, l'Entreprise devient une filiale dont les actions sont détenues à 100% par le Holding raffinage et chimie du Groupe SONATRACH avec un capital social de 12 000 000 000 de DA dénommée Société nationale de raffinage de pétrole NAFTEC Spa.[1]

Avant 1971 : la raffinerie était ravitaillée en pétrole brut du port d'Alger par le biais d'un pipe de 26 pouces de diamètre jusqu'au parc de stockage. Le brut provenant lui-même du port de Bejaia par des bateaux pétroliers (Tanker), ce dernier était acheminé par pipe du lieu dit

Beni Mansour où se rencontraient les deux pipes à savoir celui du pétrole de Hassi Messaoud et celui du condensat de Hassi R'mel.

Après 1971 : les deux pipes de Hassi R'mel et Hassi Messaoud ont été reliés au lieu dit Beni Mansour pour alimenter la raffinerie à partir d'une conduite de 16 pouces de diamètre et une longueur de 131 Km avec un débit horaire de 500 m³.

La raffinerie d'Alger est donc approvisionnée par le pétrole de Hassi- Massoud qui est caractérisé par une faible teneur en soufre et une grande richesse en hydrocarbures légers.

I.2.Situation géographique :

La raffinerie d'Alger est située à Sidi Recine sur la commune de Baraki à 20km à l'est d'Alger et se trouve à une altitude de 20 m.

Le site de la raffinerie d'Alger occupe une superficie totale de 182 hectares (bâti et clôturé 96 Hectares).



Figure I.1: Vue aérienne avec Google Earth présentant l'emplacement de la raffinerie d'Alger

I.3.Description des installations de la raffinerie :

Elle comporte essentiellement les unités suivantes :



Figure I.2 : Schéma des unités de la raffinerie

Avec :

U100 : dont la capacité est de 2.700.000 t/an qui est conçue pour séparer le pétrole en différentes coupes pétrolières.

U200 : avec une capacité de traitement de 2500 m³/Jour, qui permet d'améliorer l'indice d'octane du solvant total (production du platformat).

U300 : qui a pour objectif de séparer les GPL provenant de deux unités antérieures (« U100 » et « U200 ») en butane et propane commerciaux.

I.3.1.Utilités [2]:

Elle comporte essentiellement :

- ✂ Une centrale thermoélectrique pour les besoins énergétique de la raffinerie (vapeur, électricité, air comprimé,...etc.)
- ✂ des ateliers de maintenance (mécanique, chaudronnerie, contrôle et instrumentation...etc).
- ✂ Un laboratoire de contrôle de qualité.
- ✂ Une station de traitement des eaux.
- ✂ Un parc de stockage comportant 37 bacs d'une capacité totale de 290.000 m³, dont 3 bacs de 35000 m³ chacun est réservé pour le brut. Les 185000 m³ restante sont réservées pour les produits finis et semi-finis.

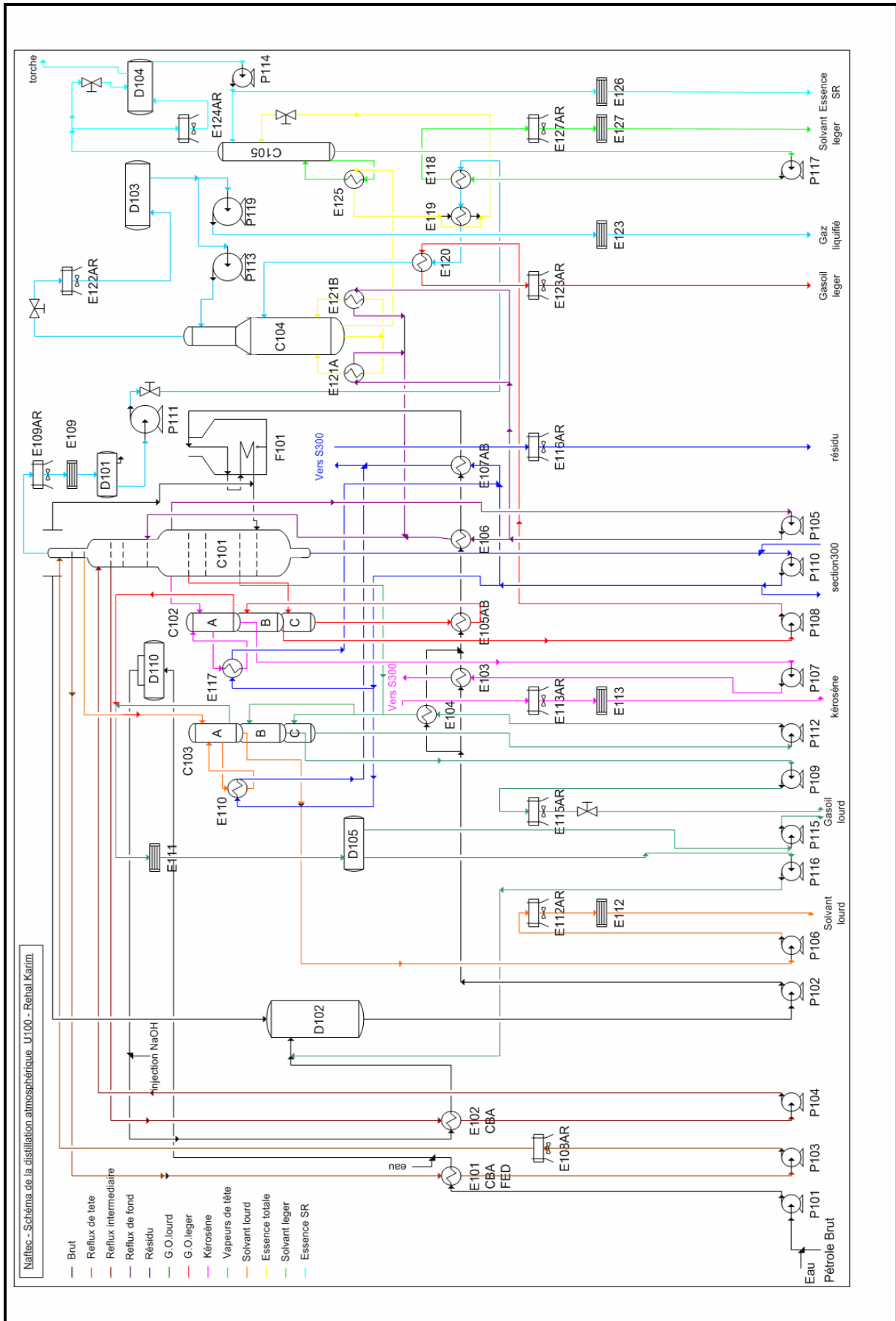


Figure I.3 : Schéma de l'Unité de Distillation Atmosphérique U100

I.3.2. Description de l'unité de distillation atmosphérique :

L'unité de distillation atmosphérique est essentiellement composée d'une colonne de distillation, d'un four et d'équipements de transfert thermique (échangeurs de chaleur, aéro-réfrigérant...etc.) et d'équipements hydrauliques (pompes, compresseurs...etc.).

La distillation fractionnée permet de séparer le pétrole brut en composés d'hydrocarbures de propriétés voisines. Les coupes obtenues sont les suivantes :

1 - Vapeur de tête ; 2- Propane et butane; 3- Essence SR ; 4- Solvant lourd et léger ; 5- Kérosène ; 6- Gasoil lourd et léger ; 7- Résidu.

I.3.2.1. Circuit de préchauffage du brut :

I.3.2.1.1. Circuit de brut :

Le brut est stocké dans trois réservoirs à toit flottant (A301, A302, A303) d'une capacité de 35000 m³. Le premier alimente l'unité 100, le second est en remplissage et le troisième en repos plein.

Le brut refoulé par la pompe d'alimentation « P101A » et « P101B » fonctionnent en parallèle (la pompe « P101C » est secours commun des pompes A/B) est premièrement préchauffé dans l'échangeur « E101 », en deux passes parallèles (E101 C/B/A et E101 F/E/D), par le reflux circulant de tête de la colonne de distillation atmosphérique « C101 ». A l'entrée de la batterie « E101 », le brut subit une injection d'eau afin de minimiser le bouchage des faisceaux de cette dernière. Puis, le brut entre dans le dessaleur électrostatique « D110 » afin d'éliminer les sels contenus dans le pétrole, et cela après avoir subit une deuxième injection d'eau pour éviter la corrosion et le bouchage des échangeurs.

Le brut dessalé est ensuite réchauffé dans l'échangeur « E102 ABC » par le reflux circulant intermédiaire de la colonne « C101 ».

Le brut ainsi préchauffé entre dans le ballon de détente (ballon de flash « D102 »).

Dessaleur « D110 »: utilisé pour éliminer les sels ainsi que l'eau contenue dans le pétrole. Ces sels sont dissous dans l'eau, qui à son tour est émulsionnée par le pétrole. Alors pour les éliminer, il faut d'abord briser la couche émulsifiante, en utilisant un désémulsifiant qu'on injecte à l'entrée des pompes d'alimentation, ensuite on attribue aux gouttelettes d'eau des charges électriques à l'aide de quatre électrodes qui font passer un courant électrique de

44000 Volt dans le pétrole , ce qui donne une force d'attraction entre les gouttelettes en provoquant la formation des grosses gouttes, qui par décantation seront éliminées, contenant avec elles les sels dissous.

Les eaux et les sels, sont éliminés afin d'éviter la corrosion et le bouchage des faisceaux des échangeurs.

Ballon de flash « D102 » :

Le brut entre dans le ballon « D102 » où une partie des produits légers et l'eau entraînée par se vaporisent et sortent en tête du ballon pour y être réinjectés dans le brut flashé à la sortie du four « F101 » avant son entrée dans la colonne « C101 ».

La fraction non vaporisée du brut tombe au fond du ballon « D102 », on l'appelle brut flashé.

I.3.2.1.2.Circuit de brut flashé :

Le brut flashé aspiré par la pompe « P102 A ou B » alimente les échangeurs « E103 » et « E104 » en deux courants parallèles. Dans le « E103 », le brut est réchauffé par le kérosène ; et dans le « E104 », le brut est réchauffé par le gasoil lourd. Par la suite, les deux courants parallèles se rejoignent pour entrer dans l'échangeur « E105 A/B » où le brut est réchauffé par le gasoil léger. Ensuite une partie de reflux circulant inférieur le réchauffe dans l'échangeur « E106 ».

Le résidu atmosphérique est le dernier fluide à préchauffer le brut dans l'échangeur « E107 A/B » avant d'entrer dans le four « F101 » où il est partiellement vaporisé.

I.3.2.1.3.Les reflux :

a) Reflux circulant de tête :

Le liquide soutiré du plateau 45 à une température de **120°C** est refroidi dans l'échangeur « E101 ABC/DEF », avant d'être pompé par la pompe « P103 A ou B ». Par la suite, son refroidissement se poursuit dans l'aéro-réfrigérant « E108 Ar », avant d'être renvoyé au niveau du plateau 49 de la colonne atmosphérique à une température de 60°C en tant que reflux circulant de tête.

b) Reflux circulant intermédiaire :

Le liquide soutiré du plateau 34 à une température de **180°C** est refroidi dans l'échangeur « E102 ABC », avant d'être pompé par la pompe « P104 A ou B » et renvoyé au niveau de plateau 36 de la colonne à une température de **140°C** en tant que reflux circulant intermédiaire.

c) Reflux circulant inférieur :

Le liquide du plateau 18 à une température de **290°C** est pompé par la pompe « P105 ou P104 B » avant d'être séparé en deux courants : l'un de ces courants est refroidi dans l'échangeur « E121 A/B » (rebouilleur de la colonne « C104 » ou débutaniseur), et l'autre courant sert à préchauffer le brut dans l'échangeur « E106 ».

Les deux courants se rejoignent ensuite avant d'être renvoyés au niveau du plateau N°20 de la colonne atmosphérique à une température de **200 °C** en tant que reflux circulant inférieur.

I.3.2.1.4. Circuit solvant lourd :

Le liquide du plateau 38 ou 36 (solvant lourd) est envoyé dans la colonne « C103A » munie de rebouilleur « E110 » par le résidu atmosphérique. La partie vapeur est recyclée au plateau n°40, alors que la partie liquide est pompée par la pompe « P106 ou P107 » avant d'être refroidie dans l'échangeur « E302 » (rebouilleur de la colonne « C301 »), puis dans l'aéro-réfrigérant « E112Ar » et le refroidisseur à eau « E112 ». Le solvant lourd alimente l'unité de reforming catalytique.

I.3.2.1.5. Circuit kérosène :

Le liquide du plateau 26 ou 24 (kérosène) est envoyé dans la colonne « C102A » munie d'un rebouilleur « E117 » par le résidu atmosphérique. La partie vapeur est recyclée au plateau n°28, alors que la partie liquide est pompée par la pompe « P107 A ou B » avant de réchauffer le brut dans l'échangeur « E103 ». Puis, une partie de kérosène est envoyée vers l'échangeur « E304 » pour rebouillir le fond de la colonne « C302 ». Les deux courants se rejoignent ensuite pour y être refroidis dans l'aéro-réfrigérant « E113Ar », puis dans l'échangeur à eau « E113 » avant le stockage.

I.3.2.1.6. Circuit gasoil léger :

Le liquide du plateau 18 ou 16 (gasoil léger) est envoyé vers le stripper « C102 » où il sera strippé à la vapeur. La partie légère est recyclée au plateau N°20, alors que la partie liquide (gasoil léger) cédera de la colonne au brut dans l'échangeur « E105 AB » avant d'être envoyé dans la colonne « C102B » où règne un vide qui permet de débarrasser le gasoil léger de l'eau entraînée. Il est ensuite pompé par la pompe « P108A ou B » pour y être séparé en deux courants : l'un de ces courants servira à préchauffer l'alimentation de la colonne « C104 » (débutaniseur) dans l'échangeur « E120 ». Les deux courants se rejoignent ensuite pour y être refroidis dans l'aéro-réfrigérant « E114Ar » avant le stockage.

I.3.2.1.7. Circuit gasoil lourd :

Le liquide du plateau 11 (gasoil lourd) est envoyé dans le stripper C103C où il sera strippé à la vapeur. La partie vapeur est recyclée au plateau N°12 alors que la partie liquide est pompée par la pompe P112A ou B avant d'être séparé en deux courants : une partie du gasoil lourd est recyclée au niveau du plateau 10 de la colonne atmosphérique de manière à refroidir le fond de la colonne, et l'autre partie cédera de la chaleur au brut dans l'échangeur E104 avant d'être envoyée dans la colonne C103B où règne une pression qui permet de débarrasser le gasoil lourd de l'eau entraînée. Le gasoil lourd est pompé par la pompe P109A ou B pour être refroidi dans l'aéro-réfrigérant E115Ar avant le stockage.

Une légère quantité des gasoils léger et lourd est vaporisée dans la colonne C102B et C103B. Elle sera totalement condensée dans le condenseur à eau E111 et recueillie ensuite dans le ballon D102 avant d'être reprise par la pompe P116A ou B et renvoyé dans le ballon de flash D102.

I.3.2.1.8. Circuit résidu :

Le résidu atmosphérique obtenu au fond de la colonne C101 est pompé par la pompe P110A, B ou C avant d'être séparé en trois courants : un premier courant est envoyé dans l'échangeur E110 afin de rebouillir le fond de la colonne C103A (stripper de solvant lourd), un deuxième courant est envoyé dans le rebouilleur afin de rebouillir le fond de la colonne C102A (stripper du kérosène), puis, rejoint le troisième courant (système by-pass) afin de céder de la chaleur au brut dans l'échangeur E107A/B. Ce dernier flux rejoint le courant refroidi provenant de l'échangeur E110 et la totalité du résidu atmosphérique est refroidi dans l'aéro-réfrigérant E116Ar.

I.3.2.2. Le four « F101 » :

Après le train de préchauffe, le courant de brut se divise en huit passes parallèles et entre dans la zone de convection du four « F101 » muni de 44 brûleurs. Les huit tubes sont ensuite réunis, deux par deux, dans la chambre de radiation pour former quatre passes : deux passes dans la chambre de radiation sud et deux autres dans la chambre de radiation nord. A la sortie du four les quatre passes se réunissent pour former une seule ligne qui recevra les produits légers, issus du ballon de flash, avant d'entrer dans la colonne « C101 ».

I.3.2.3. La colonne de distillation atmosphérique « C101 » :

La colonne « C101 » est équipée de 49 plateaux dont la pression de marche est de 1,8 bar. Le brut partiellement vaporisé à 360°C est introduit au niveau de sixième plateau. La fraction liquide tombe en fond de colonne où de la vapeur à haute pression est injectée, ce qui permet de la débarrasser des produits légers et obtenir en fond un résidu à point de flash correct. Elle inclut trois reflux circulants et trois soutirages qui, en plus du résidu, constituent les fluides chauffants du brut ; avant son introduction dans le four en vue de compléter sa chauffe.

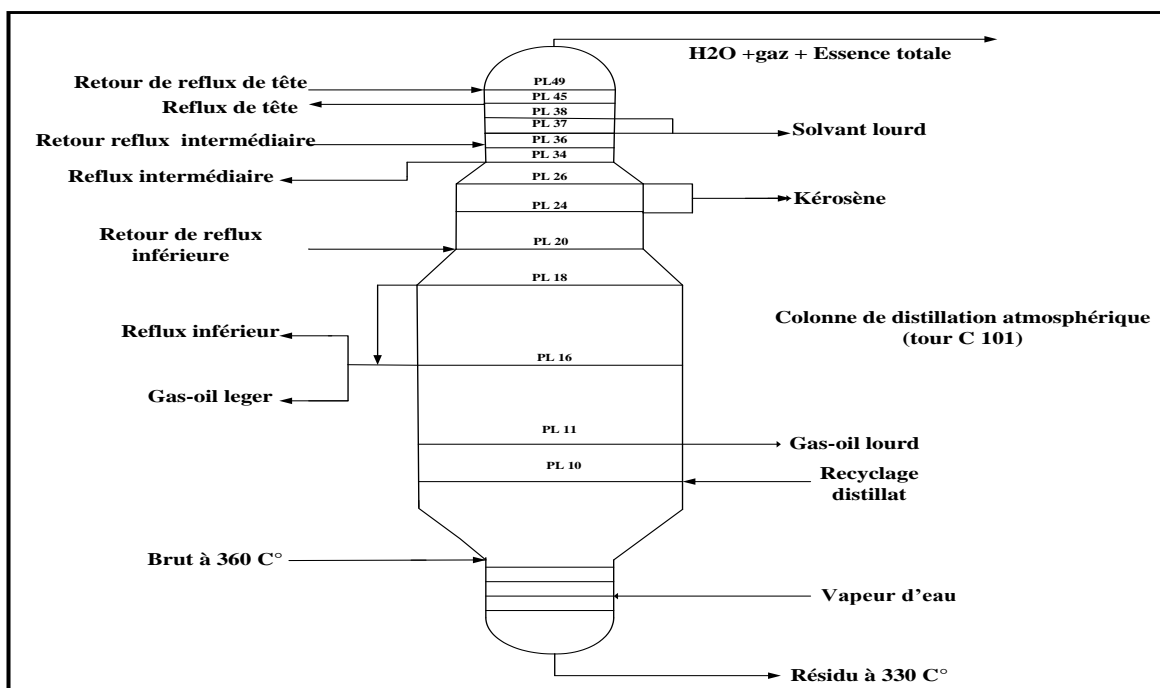


Figure I.3 La colonne de distillation atmosphérique

Remarque : Les gasoils lourds, légers et le résidu atmosphérique sont envoyés vers la section de mélange pour constituer le gasoil monteur et les fuels légers et lourds produits par la raffinerie.

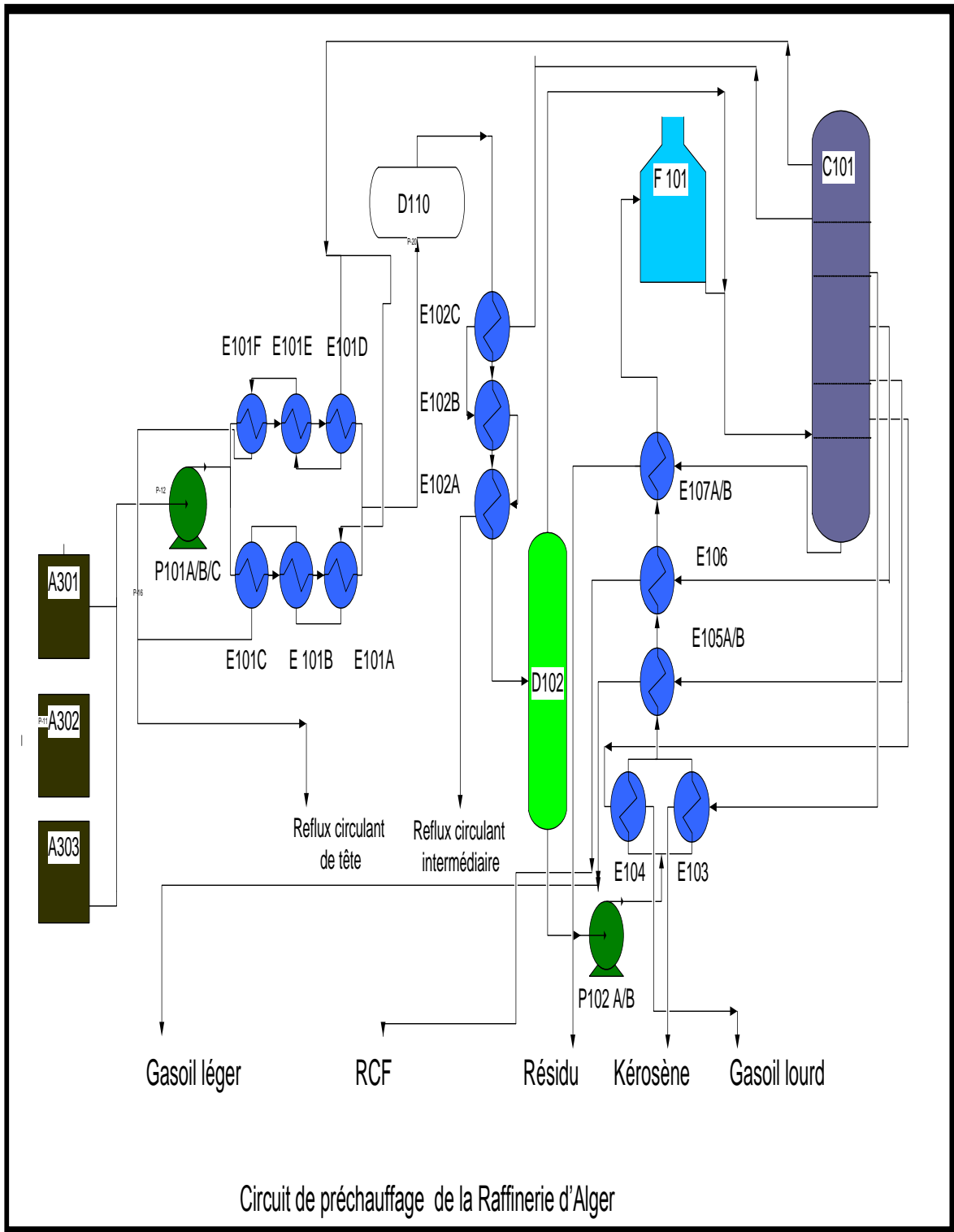


Figure L4 : Circuit de Préchauffe de La Raffinerie d'Alger

I.4.Conclusion :

Dans ce chapitre on à présenter la raffinerie d'Alger, et on a décrire ces différentes installations : Unité de distillation atmosphérique, Unité de reforming catalytique et l'unité de gaz plant.

Ensuite on a décrire d'une façon approfondie l'unité 100 «Unité de distillation atmosphérique » ces composants, son rôle, et les circuits existants.

Donc le train de préchauffe est utilisé pour :

- **Economiser l'énergie :** Avant d'être expédiés hors de l'unité de production tous les produits doivent être refroidis, et on utilise la chaleur ainsi récupérée pour chauffer le pétrole brut alimentant l'installation.
- **Eviter le choc thermique :** si le brut entre avec une température insuffisante dans le four il y aura une formation de Coke.

Partie 1 : Généralités Sur les Echangeurs :

II.1.Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons aborder l'échangeur thermique, En premier lieu, nous aborderons le dispositif de l'échangeur thermique, son principe de fonctionnement et les différents échangeurs thermiques existants.

Les processus les plus couramment rencontrés dans l'industrie du raffinage des produits pétroliers font intervenir l'échange de chaleur entre deux fluides qui sont réchauffés ou refroidis, avec ou sans changement de phase. Le système utilisé dans cette situation est un échangeur de chaleur.

Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée dépend de nombreux paramètres : Les propriétés physiques des fluides, leurs agressivités, les températures ainsi que les pressions de service. Les contraintes d'encombrement et de maintenance doivent aussi être prises en compte, ainsi que les considérations économiques.

II.1.1.Définition :

Un échangeur de chaleur est un appareil destiné à réchauffer ou refroidir un fluide au moyen d'un autre fluide circulant à une température différente. Cet échange de chaleur se traduit par le passage d'un flux de chaleur du fluide chaud vers le fluide froid.

L'optimisation d'un échangeur de chaleur est un problème complexe lié à la dualité transfert de chaleur - perte de charge qui domine tout le problème. Le calcul de tout appareil comporte toujours deux études parallèles : transfert de chaleur et perte de charge.

II.1.2.Le principe de fonctionnement [3]:

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant la récupération de l'énergie thermique d'un fluide par un autre. Le flux thermique traverse la paroi de séparation des différents fluides. En effet, la chaleur peut être caractérisée comme un transfert d'énergie d'un système à un autre dû à une différence de température. Selon la deuxième loi de la thermodynamique, ce transfert d'énergie s'effectue de la température la plus importante vers la plus faible.

Il s'arrête donc lorsque les deux milieux sont de températures identiques.

II.1.3.Les types d'échangeurs de chaleur :

II.1.3.1.Classification selon le sens d'écoulement :

On peut classer les échangeurs thermiques selon le sens de l'écoulement des fluides. On distingue alors les échangeurs :

* À courants parallèles :

Les deux fluides circulent parallèlement et vont dans le même sens (Figure II-1).

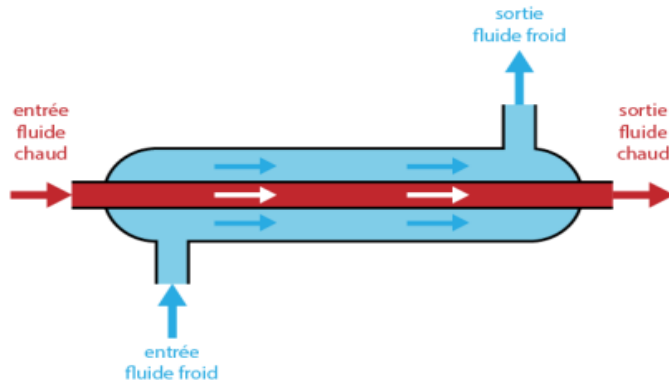


Figure II.1 échangeur à co-courant

* À contre courants :

Les deux fluides circulent parallèlement mais vont dans le sens opposé (Figure II.2).

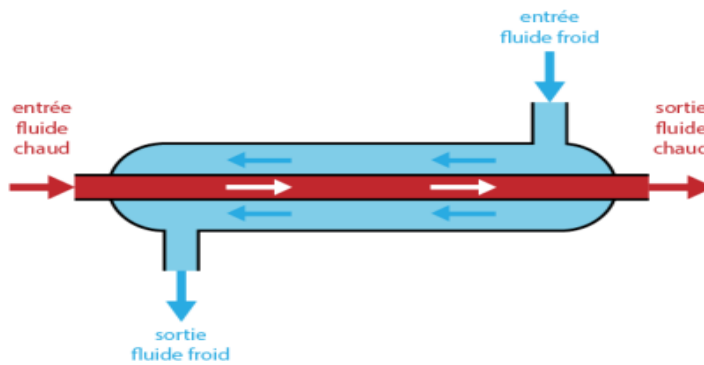


Figure II.2 échangeur à contre-courant

* À courant croisé :

Les deux fluides circulent perpendiculairement.

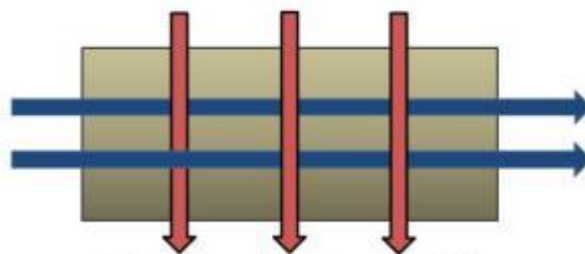


Figure II.3 échangeur à courant croisé

* À tête d'épingle :

Un des fluides fait demi-tour dans un conduit plus large tandis que le deuxième le traverse. On peut considérer que cela correspond à un courant parallèle sur une moitié de la distance de l'échangeur et sur l'autre moitié à un contre-courant.

* À contact direct ou à mélange :

Les deux fluides sont mis en contact

II.1.3.2. Classification selon la construction [4]:

II.1.3.2.1. Echangeur tubulaire :

Cet échangeur étant le plus simple, il est composé d'un tube à l'intérieur d'un autre tube où des fluides traversent les deux tubes. Les deux types de déplacement à courant parallèle ou à contre-courant existent.

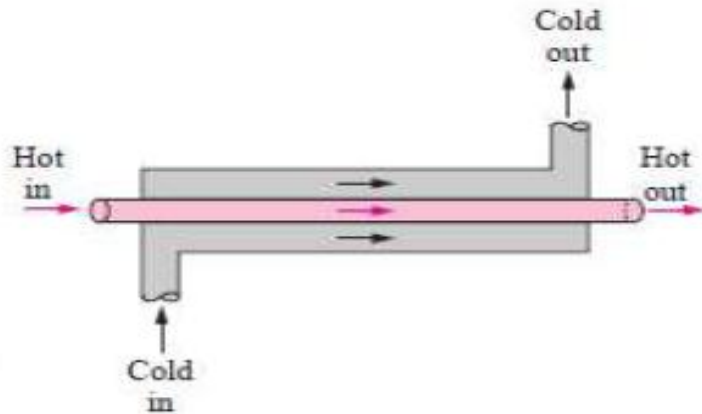


Figure II.4 : échangeur tubulaire à co-courant

« Courant Parallèle »

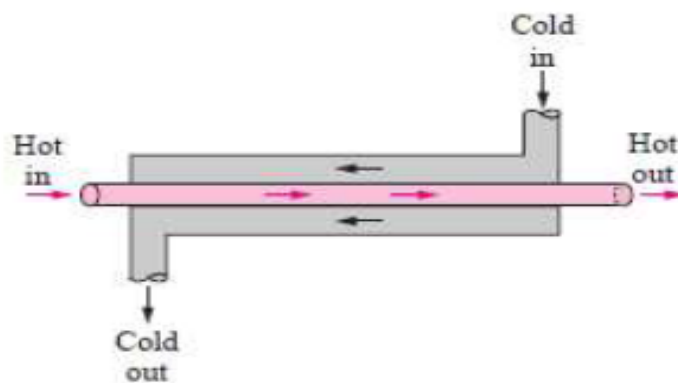


Figure II.1.5 : échangeur tubulaire à contre courant

a) Echangeur double tube :

Ces échangeurs sont constitués par des éléments rectilignes de deux tubes concentriques raccordés à leurs extrémités par des coudes. Les divers éléments sont tous assemblés par des raccords à démontage rapide, et un remplacement des tubes est possible. Les problèmes de dilatation thermique et d'étanchéité entre le tube intérieur et le tube extérieur sont résolus par l'utilisation de presse étoupe ou de joint torique.

Les tubes sont généralement en acier et les longueurs courantes sont de 3,6 - 4,5 ou 6 m. On utilise également quelquefois des tubes en verre et en graphite.

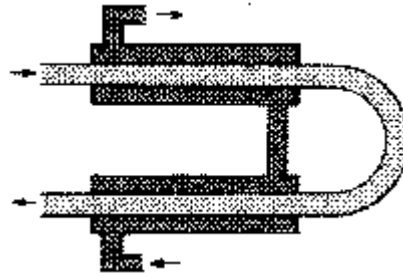


Figure II.6 échangeur double tube en U

Ces appareils sont intéressants pour les facilités qu'ils offrent pour le démontage et l'entretien. Ils peuvent fonctionner en contre courant pur, ce qui permet d'obtenir de bons rendements. Par contre ils présentent les inconvénients suivants:

- a) risque de fuites aux raccords.
- b) flexion du tube intérieur si la longueur est importante.
- c) surface d'échange faible pour le volume global de l'appareil par suite du rayon minimal des coudes reliant les longueurs droites des tubes.

Ces échangeurs utilisés depuis l'origine conviennent aux produits sales, pour des débits faibles, des températures et des pressions élevées.

b) Echangeur faisceau et calandre

Ce type d'échangeurs est de loin le plus répandu dans les unités de transformations des industries chimiques et pétrochimiques. Un faisceau de tubes est situé à l'intérieur d'une calandre dans laquelle circule le deuxième fluide. Cette conception se retrouve également dans les condenseurs, les rebouilleurs et les fours multitubulaires.

Le faisceau est monté en deux plaques en communication avec des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes. Le faisceau muni de chicanes est logé dans une calandre possédant des tubulures d'entrée et de sortie pour le deuxième fluide circulant à l'extérieur des tubes du faisceau selon un chemin imposé par les chicanes.

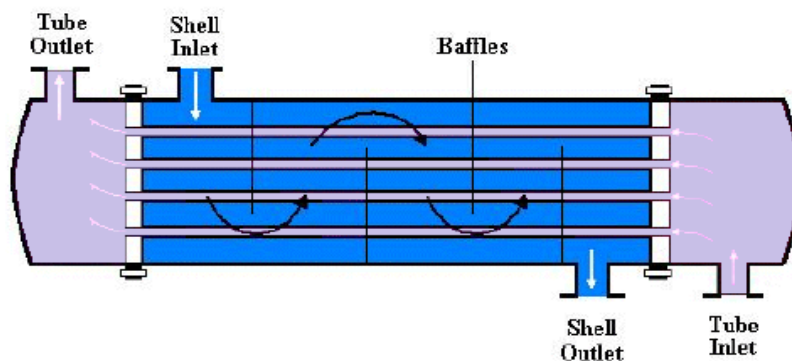


Figure II.7 échangeur faisceau et calandre

Tous les éléments entrant dans la construction de ces échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation, tant par la T.E.M.A. Que l'A.S.M.E, ou l'A.P.I.

Dans les ouvrages généraux consacrés au transfert de chaleur, on trouvera les schémas des principaux types d'échangeurs à faisceau et calandre.

La calandre est généralement réalisée en acier au carbone et les brides portant les boîtes de distribution et le couvercle sont soudées. Les tubes du faisceau répondent à des spécifications très sévères. « Montrée sur la figure ci-dessous ».

Pour l'assemblage faisceau –calandre [4], On distingue trois classes d'appareils :

A. Les échangeurs à plaque tubulaire fixes :

Soudées sur la calandre, ils ne peuvent être utilisés que si la différence de température entre les fluides chaud et froid est suffisamment faible pour que la dilatation du faisceau soit acceptable.

B. Les échangeurs à tête flottante :

L'une des plaques tubulaires est fixe, la seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement de l'intérieur du capot qui ferme la calandre.

Ces appareils permettent l'expansion thermique du faisceau ainsi que son nettoyage mécanique, constituent la presque totalité des échangeurs utilisées en raffinerie.

C. Les échangeurs à tubes en U :

L'utilisation de tubes coudés supprime une plaque tubulaire, tout en conservant les propriétés d'expansion de la tête flottante .l'économie réalisée par le coût d'une plaque tubulaire est compensée par l'impossibilité de nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes, ces faisceaux seront surtout utilisés dans les rebouilleurs à vapeurs. « **Figure II.6** »

- Le choix du matériau dépend de l'utilisation:

- Acier au carbone pour usage courant.
- Laiton amirauté pour les appareils travaillant avec l'eau de mer.
- Aciers alliés pour les produits corrosifs et les températures élevées.
- Aluminium et cuivre pour les très basses températures.

La perforation des trous dans les plaques tubulaires est normalisée ; elle s'effectue selon une disposition soit au pas **carré**, soit au pas **triangulaire**.

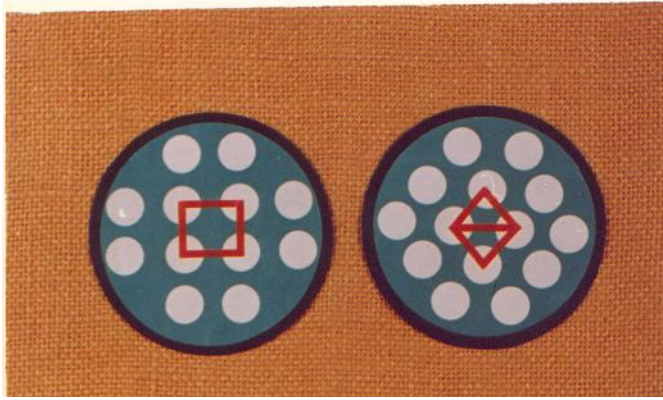


Figure II.8 : La disposition des Tubes selon le pas

Le pas triangulaire permet de placer environ **10%** de tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais en contre partie, la disposition des tubes rend impossible leur nettoyage extérieur par grattage. Donc il faut avoir recours au nettoyage chimique et réserver leur emploi pour des fluides propre.

Les chicanes qui permettent d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre sont souvent constituées par un disque de diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre comportant une section libre représentant **20 à 45 %** de la section.

Les boîtes de distribution et de retour sont cloisonnées. Ce cloisonnement permet au fluide de traverser successivement plusieurs sections du faisceau, ce qui a pour objet d'accroître la vitesse du fluide et d'augmenter le coefficient de transfert à l'intérieur des tubes. Cette disposition correspond toujours à un nombre pair de passages (ou passes) dans le faisceau.

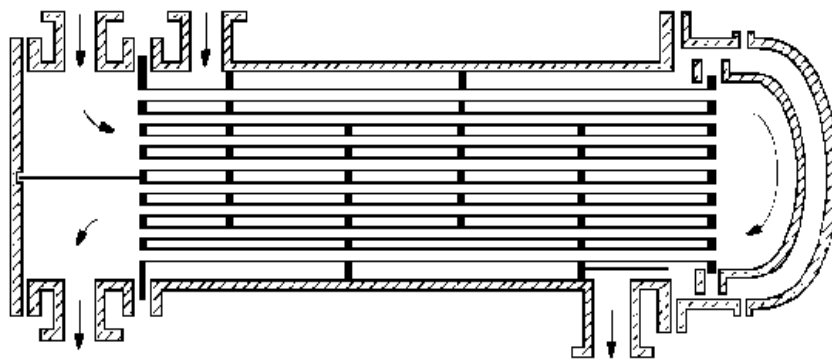


Figure II.9 un nombre impair de passages dans le faisceau

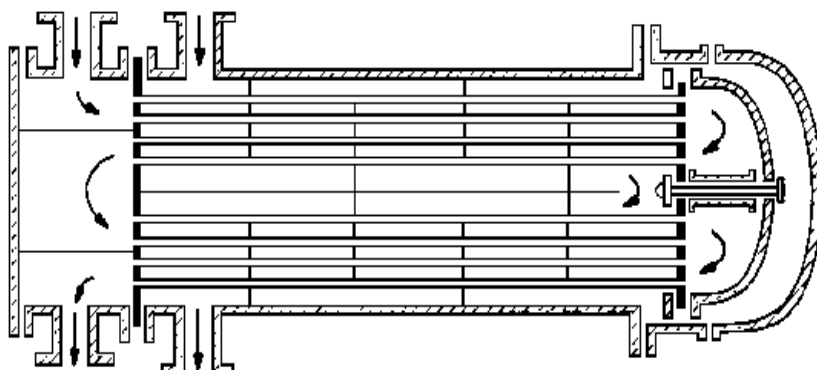


Figure II.10 un nombre pair de passages dans le faisceau

II.1.3.2.2. Echangeurs compacts non tubulaires :

Comme leur nom l'indique, ce sont des échangeurs de chaleur présentant une grande surface d'échange par unité de volume, environ 700 à $1000\text{m}^2/\text{m}^3$, alors que l'échangeur tubulaire conventionnel présente une capacité de l'ordre de 100 à $200\text{m}^2/\text{m}^3$.

Les échangeurs compacts sont présentés selon la classification suivante :

- * Echangeur à plaque.
- * Echangeurs à plaque en spirale.
- * Echangeur à plaque circulaire.
- * Echangeur à plaques soudées.

a) Echangeur à plaque :

Ceux sont des échangeurs composés d'un nombre variant de plaques disposées les unes à côté des autres et séparées par un espace. Les fluides chauds et froids circulent en passages alternés, chaque fluide froid est entouré par deux fluides chauds et inversement. Du fait de leur compacité, ces échangeurs permettent une grande surface d'échange dans un volume limité.

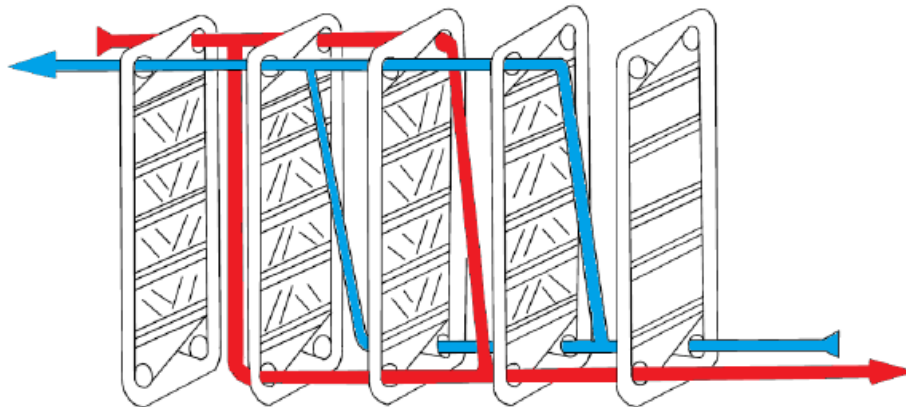


Figure II.11 Echangeur à plaques (Lund 1998)

Il existe encore bien d'autres types d'échangeurs thermiques, certains comportent des caractéristiques communes à ceux décrits précédemment, tels que les échangeurs à serpentins, les échangeurs à double enveloppe, les échangeurs à spirales, les échangeurs à surface raclée, les échangeurs en graphite (échangeurs à bloc), les aéroréfrigérants ou tours de refroidissement, les échangeurs à ailettes, les régénérateurs, ... etc.

b) Echangeurs à plaque en spirale :

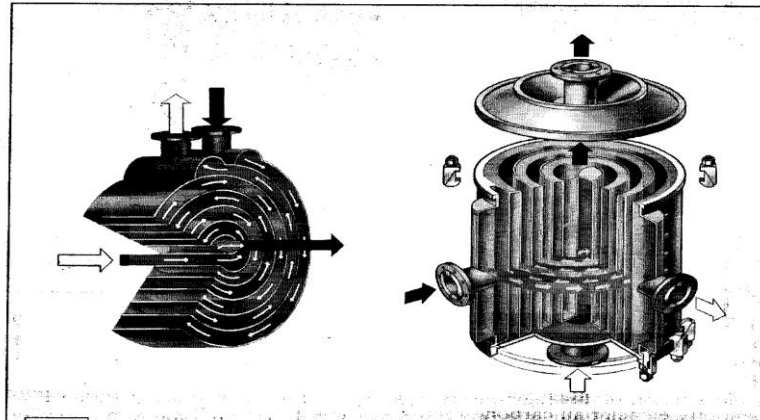


Figure 6.110 Échangeurs à plaques en spirale. Organisation de la circulation des fluides à contre-courant (d'après Alfa Laval).

c) Echangeur à plaque circulaire :

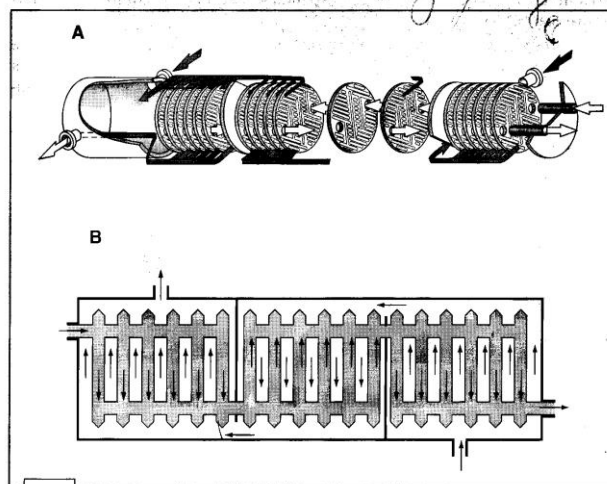


Figure 6.109 Échangeurs à plaques circulaires. A. Principe de construction (d'après APV). B. Circulation à plusieurs passes à contre-courant (d'après APV).

d) Echangeur à plaques soudées :

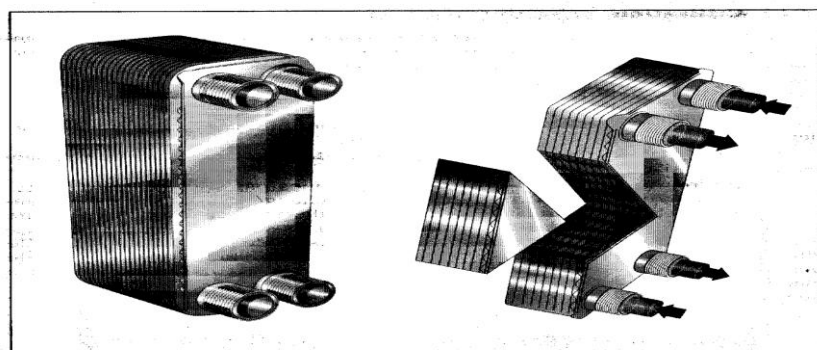


Figure 6.94 Échangeur à plaques brasées (d'après Alfa Laval).

II.1.3.3. Classification selon l'utilisation :

Les échangeurs de chaleur sont classés selon leurs utilisations, ils peuvent être de type convalence, de type régénérateur ou de type évaporateur.

a) Type convalence :

Dans ce type, la chaleur des fluides de chaque côté d'un mur de séparation est échangée.

b) Type régénérateur :

Les fluides chauds et les fluides froids sont autorisés à occuper le même espace contenant une matrice de matériel qui fonctionne également comme un puits ou comme une source pour les flux de chaleur.

c) Type évaporateur :

Dans l'échangeur de type évaporation, le fluide d'évaporation est refroidi dans le même espace que le fluide de refroidissement.

II.1.4. Les grandeurs classiques définissent l'échangeur de chaleur :

II.1.4.1. Le transfert de chaleur [5]:

De tous temps, les problèmes de transmission d'énergie, et en particulier de la chaleur, ont eu une importance déterminante pour l'étude et le fonctionnement des échangeurs de chaleur, Quel que soit leur type si on ne tient pas compte des conditions d'entrée et de sortie des fluides, le débit de chaleur transféré du fluide chaud vers le froid s'écrit :

$$Q = [m \cdot C_p \cdot (T_e - T_s)]_{\text{Chaud}} = [m \cdot C_p \cdot (T_s - T_e)]_{\text{froid}}$$

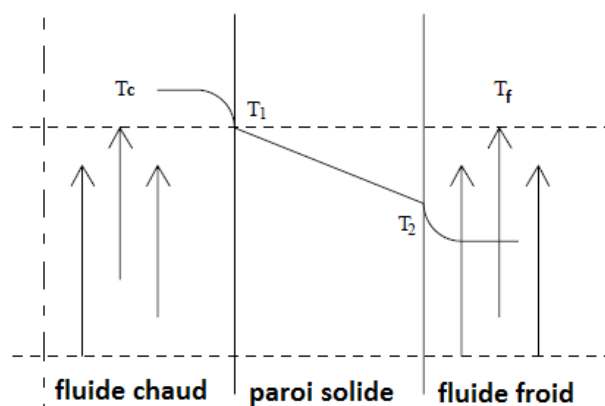


Figure II.12 : La distribution de Température entre le fluide froid et le fluide chaud

II.1.4.2. Le coefficient global de transfert de chaleur [6] :

L'étude du transfert de chaleur entre le fluide chaud et le fluide froid au travers de la paroi fait apparaître dans le cas le plus général les 5 résistances de transfert indiquées sur la figure.

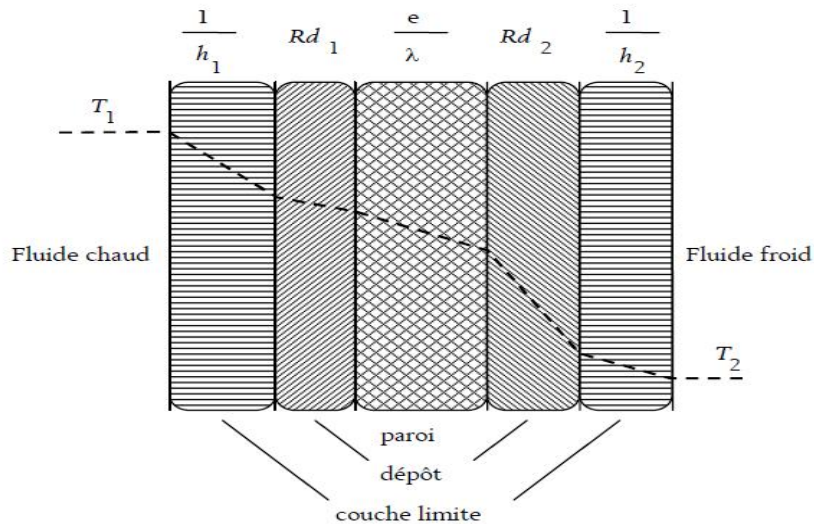


Figure II.13 : Les résistances de transfert de chaleur entre deux fluides au travers une paroi

R_1 : $1/h_1$ est la résistance de transfert par convection côté fluide chaud.

Rd_1 : la résistance de transfert par conduction dans le dépôt d'encrassement côté fluide chaud.

Rp : e/λ est la résistance de transfert par conduction dans la paroi métallique. Dans la plupart des cas, cette résistance est négligeable devant les autres

Rd_2 : la résistance de transfert par conduction dans le dépôt d'encrassement côté fluide froid.

R_2 : $1/h_2$ est la résistance de transfert par convection côté fluide froid.

Le coefficient de transfert h_1 est évalué à l'aide de la relation de **Sieder** et **Tate**, ou par toute autre relation permettant de prévoir les coefficients de transfert convectif à l'intérieur d'une conduite cylindrique circulaire. Pour l'estimation des coefficients h_2 , la plupart des auteurs sont d'accord pour une utilisation des relations établies lors des écoulements intérieurs, à condition toutefois d'apporter aux critères adimensionnels apparaissant dans les corrélations deux modifications essentielles :

- la première est relative aux diamètres équivalents à utiliser dans les corrélations ;
- la deuxième concerne l'évaluation du flux massique du fluide extérieur.

II.1.4.3. Les pertes de charge :

Les deux fluides traversant l'échangeur s'écoulent chacun sous l'effet d'une différence de potentiel égale à une différence de pression totale appelée perte de charge. Les analogies entre le transfert de chaleur et de quantité de mouvement sont telles qu'à une augmentation du coefficient de transfert de chaleur correspond également une augmentation de la perte de charge.

La perte de charge à l'intérieur des tubes est évaluée à l'aide des relations classiques.

Partie 2 : Phénomène D'encrassement

II.2. Introduction :

Avec le temps les échangeurs de chaleur subissent généralement des complications de fonctionnement engendrées par l'encrassement des parois des tubes et même de la calandre constituant les surfaces de transfert de chaleur. Ceci a incité beaucoup de chercheurs et d'ingénieurs à s'intéresser à l'étude de ce phénomène.

L'encrassement est l'un des phénomènes les moins compris de l'industrie. L'importance du coût de l'énergie, des matières premières et le besoin pour les industries de devenir plus compétitives, ont rendu nécessaire de définir ce phénomène, de donner une classification pure des différents types d'encrassement et d'essayer de comprendre le mécanisme de ces derniers.

II.2.1.Définition de l'encrassement [7]:

L'encrassement, qui sous sa forme la plus générale peut être défini comme l'accumulation d'éléments solides indésirables sur une interface. Il affecte une grande variété d'opérations industrielles. Dans le cas des échangeurs, la présence d'un fort gradient thermique près de la surface peut perturber les mécanismes d'encrassement isotherme rencontrés.

Le dépôt qui évolue dans le temps, peut être constitué de : cristaux, sédiments, résidus biologiques, produits d'une réaction chimique ou bien la combinaison de plusieurs de ces éléments. Les figures ci-dessus montrent l'accumulation du dépôt d'encrassement dans le côté faisceau.



Figure II.14 : Encrassement des tubes

II.2.2.Types d'encrassement :

L'encrassement peut être classé selon les deux critères :

II.2.2.1.Son origine :

II.2.2.1.1.Par cristallisation :

Il s'agit du dépôt cristallin formé à partir des sels inorganiques, généralement à solubilité inverse. C'est le cas du CaCO_3 , CaSO_4 et de plusieurs constituant de l'eau douce et d'eau de mer.

La solidification d'un liquide pur, au contact d'une surface sous refroidie ou d'un liquide à haut point de fusion sur une surface froide, fait aussi partie de cette catégorie.

Ce type d'encrassement est conditionné par une grande vitesse de déposition et un excès de concentration par rapport à la limite de solubilité.

II.2.2.1.2.Par réaction chimique :

C'est une réaction de surface dont le matériau des parois joue le rôle de catalyseur sans y participer directement. Il est rencontré dans les industries alimentaires, nucléaires et dans les procédés de raffinage du pétrole.

II.2.2.1.3.Par corrosion :

C'est un cas particulier de l'encrassement réactionnel où le matériau de la surface est un élément actif dans la réaction. La corrosion peut être uniforme, par piqûres, par fissures ou sélective, lorsqu'il s'agit d'un alliage ou un seul composant est concentré par la réaction.

II.2.2.1.4.Biologique :

Il se produit en présence des microorganismes qui se multiplient pour couvrir la surface d'un film biologique.

II.2.2.1.5.Particulaire :

C'est le cas d'une déposition continue de particules entraînées dans l'écoulement d'un fluide et qui s'accumulent sur la paroi jusqu'à la formation d'une couche de résidu.

II.2.2.2.Sa nature du dépôt :

II.2.2.2.1.Dépôt dur : il s'agit d'une structure dense et renforcée, qui ne s'atténue pas lors d'un simple jet d'eau ou de vapeur, mais nécessite un traitement mécanique ou un nettoyage chimique approprié, c'est le cas de dépôt corrosif ou cristallin. La résistance thermique d'un dépôt dur est directement proportionnelle à son épaisseur.

II.2.2.2.2.Dépôt poreux : c'est un dépôt dur qui se présente en une structure moins dense, sous l'effet des conditions opératoires. Ce cas est plus sérieux que le précédent, quand le fluide emprisonné dans les pores a une conductivité thermique plus faible que le matériau solide.

II.2.2.3. Dépôt mou : c'est le cas de boues, poudre de coke ou de fibres végétales. La résistance dans ce cas est plutôt liée au fluide emprisonné qu'au matériau constituant la matrice. Un simple soufflage peut donner des résultats satisfaisants lors du nettoyage.

II.2.2.3. La résistance thermique d'encrassement :

D'une façon générale, la (ou les) couche(s) de dépôt localisée(s) sur la surface d'échange crée(nt) une(ou des) résistance(s) thermique(s) supplémentaire(s) qui s'oppose(nt) au flux de chaleur transféré.

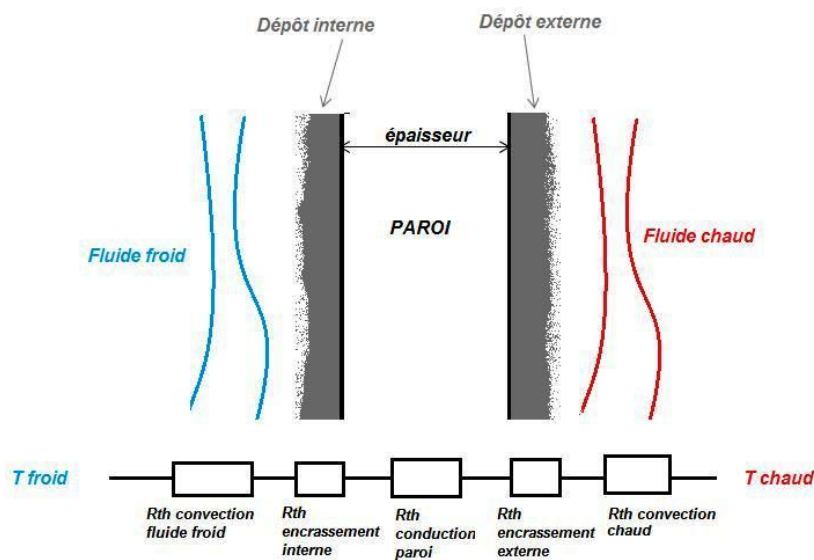


Figure II.15 : Résistance thermique d'encrassement des dépôts internes et externes localisés sur une surface d'échange

Le coefficient de transfert propre U_p , nous permet de définir une surface A_p , dite propre, telle que :

$$A_p = \frac{Q}{\{U_p * F * \Delta TLM\}} \dots\dots\dots (II.1)$$

Cette surface A_p est convenable pour un échangeur neuf qui doit transférer une quantité de chaleur Q . Mais on a vu que, après un certains temps d'utilisation, il se produit des dépôts à l'intérieur et à l'extérieur des tubes et que ces dépôts constituent des résistances R_{sf} et R_{so} au transfert de chaleur, de sorte que le coefficient de transfert global U_p diminue, dans ces conditions la surface A_p devient très rapidement insuffisante pour assurer l'échange de Q . Il est donc indispensable de calculer la surface de l'appareil pour la valeur minimale admissible du coefficient de transfert quand l'échangeur est sale. Les des résistances R_{sf} et R_{so} des films après un an de service ont été établies empiriquement grâce à l'expérience industrielle des utilisateurs, en fonction de la nature des fluides utilisés.

Dans le calcul des échangeurs, la résistance totale d'encrassement s'écrit :

$$R_d = R_{sf} + R_{so} * d_0/d_i \dots\dots\dots (II.2)$$

Et l'on obtiendra alors le coefficient de transfert sale :

$$U_s = \frac{1}{R_d + \frac{1}{U_p}} \dots\dots\dots (II.3)$$

Avec :

U_s : coefficient de transfert global sale.

U_p : coefficient de transfert global propre.

Tel que : inversement pour un appareil de surface A, on calcul U_p et U_s et on vérifiera que :

$$R_d = \frac{U_p - U_s}{U_p * U_s} \dots\dots\dots (II.4)$$

Cette résistance correspond bien aux valeurs standards des tables pour les fluides considérés.

Note :

La valeur du coefficient d'encrassement R_d dépend non seulement de la nature de fluide mais également de sa température, de son origine et de sa vitesse de circulation. Les produits de craquage sont les plus sales que les effluents correspondants d'une unité de 1^{ère} distillation.

Enfin, l'expérience industrielle a permis d'établir des valeurs moyennes du coefficient de transfert U_s en fonction de la nature des fluides en circulation et de leurs rôles en chauffage ou en refroidissement.

II.2.3.Apparition et développement de l'encrassement :

Les auteurs s'accordent en général pour considérer cinq phases dans l'apparition et le développement de l'encrassement. Ces cinq phases peuvent chronologiquement se décomposer comme suit :

II.2.3.1.Initialisation : cette phase est associée au temps nécessaire avant de pouvoir observer la formation d'un dépôt encrassant sur une surface propre.

II.2.3.2.Transfert des particules à la paroi : il peut être contrôlé par la diffusion turbulente, l'impaction inertielle ou un champ de forces extérieures (thermiques, électriques, etc.) ; ces mécanismes peuvent coexister.

II.2.3.3.Adhésion des particules : les particules transférées à la paroi peuvent s'y maintenir grâce aux forces d'adhésion dues à l'attraction moléculaire « forces de VAN DER WALS », aux forces électriques ou capillaires.

II.2.3.4. Réentraînement des particules déposées : il est classique de supposer que le mécanisme de réentraînement est lié aux forces de cisaillement s'exerçant sur le dépôt. Lorsque la force aérodynamique est supérieure aux forces d'adhésion d'une particule, le réentraînement se produit par érosion ; lorsqu'il concerne des agglomérats de particules, il correspond à un phénomène d'écaillage.

II.2.3.5. Vieillessement du dépôt : il s'agit d'un changement de texture du dépôt d'origine chimique ou cristalline. On peut alors observer soit sa consolidation, soit son écaillage.

II.2.4. Cinétique de l'encrassement :

Dans la littérature, il est classique de rencontrer quatre grandes catégories d'évolution de la cinétique d'encrassement comme il est montré sur la figure. Chacune d'entre elle représente un mode d'encrassement bien précis, et fait intervenir des paramètres particuliers tels que la taille des particules encrassantes, la vitesse d'écoulement, ou encore la géométrie de la surface d'échange.

II.2.4.1. Cinétique asymétrique : ce modèle d'évolution développé par **KERN** et **SEATON** est le plus rencontré dans la littérature. Il est plus particulièrement représentatif de l'encrassement particulaire. La résistance de l'encrassement évolue jusqu'à une valeur limite asymptotique R_{∞} .

II.2.4.2. Cinétique linéaire (affine) : la croissance affine du dépôt serait représentative de la formation de givre. Ceci peut permettre d'écrire la résistance d'encrassement sous la forme :

$$R_d = K * t \dots\dots\dots (II.5)$$

II.2.4.3. Cinétique en racine carrée : caractérise l'encrassement par cristallisation. Il peut être aussi représenté par la formulation de givre.

II.2.4.4. Cinétique quadratique : ce type est représentatif de l'évolution de la résistance d'encrassement d'un pasteurisateur ou d'un stérilisateur de produit laitiers, divers auteurs s'accordent généralement pour considérer plusieurs phases dans l'apparition et le développement de l'encrassement à savoir, l'initialisation, le transfert des particules à la paroi, le réentraînement et le vieillissement du dépôt.

II.2.5. Les facteurs affectant l'encrassement :

II.2.5.1. La vitesse d'écoulement :

Plus la vitesse d'écoulement est élevée plus elle minimise les types d'encrassement et requiert une énorme puissance de pompage.

II.2.5.2. La Température :

Ce facteur est important par exemple dans le cas de produits polymérisables contenant des chaînes insaturées, une surchauffe peut provoquer une réticulation des gommés présentes. Ce phénomène s'intensifie en présence d'un catalyseur. Il n'est alors plus possible de dissoudre les gommés par auto nettoyage.

II.2.5.3.Nature des surfaces et leurs matières de fabrication :

Il existe deux paramètres contribuent à la formation de l'encrassement :

- La rugosité de la paroi des tubes ;
- La taille des cavités sur la paroi ;

Alors il faut choisir une bonne qualité de matériaux de construction évitera l'encrassement par corrosion.

II.2.5.4.Nature de la charge :

Plus au moins la charge est lourde et contient des éléments chimiques polymérisables peut conduire à un encrassement par polymérisation.

II.2.5.5.Présence de l'oxygène et du soufre :

La formation du dépôt par réaction chimique est favorisée par la présence de l'oxygène et du soufre dans la charge d'alimentation.

II.2.6.Prévention contre l'encrassement :

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

a) Procédés mécaniques :

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

A titre d'exemple, pour les liquides, le nettoyage en continu de la surface tubulaire intérieure de l'échangeur est adapté quand il s'agit de dépôts tendres et friables (avec une résistance de réentraînement faible). Notons toutefois, que ces techniques nécessitent l'emploi de filtres en amont de l'échangeur. Le nettoyage en continu (parfois discontinu) de la surface interne des tubes s'effectue au moyen de boules en caoutchouc spongieux circulant en permanence (ou non) dans les tubes. Le diamètre des boules doit être légèrement supérieur au diamètre intérieur des tubes afin d'assurer un bon raclage de ces derniers (dans des situations difficiles, les boules sont recouvertes d'abrasif).

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

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

b) Procédés chimiques :

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

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

II.3.Conclusion :

L'échangeur de chaleur a pour but de transférer de la chaleur entre un fluide de service (eau, vapeur d'eau, fluide thermique.... ect) et un fluide procédé qui constitue le produit intéressant de la fabrication.

On a vu dans la 1ère partie de chapitre que le choix d'un échangeur de chaleur se définit en fonction du rôle joué (réchauffement, Refroidissement, condensation, ébullition), et dépend de nombreux paramètres : Les propriétés physiques des fluides, leurs agressivités, la nature des fluides en présence (vapeur ou liquide, risques de corrosion) et des débits nécessaires. les températures ainsi que les pressions de service. Les contraintes d'encombrement et de maintenance doivent aussi être prises en compte, ainsi que les considérations économiques.

Dans la 2ème partie nous avons parlé sur des phénomènes très connus dans l'industrie .phénomènes d'encrassement, de corrosion, de vibrations et de tenue mécanique restent les moins compris de l'industrie. Ils impactent le dimensionnement des appareils et leur durée de vie et induisent des surcoûts (énergie, arrêt des installations).

Les dépôts sont fréquents sur les parois des échangeurs:

- boues: causées par des suspensions insolubles circulant à faible vitesse
- rouille: causée par la corrosion. L'utilisation d'acier inoxydable permet d'y remédier.
- tartre: dépôt dur et compact causé par la précipitation de sels à solubilité inverse (sulfate de calcium, carbonate de sodium...) sur des surfaces chaudes.

III.1. Présentation Du Problème :

La demande du marché national en carburants continuellement croissante, impose l'augmentation de la capacité de production de la raffinerie d'Alger, en conséquence la demande énergétique augmente particulièrement l'unité de distillation atmosphérique. L'existence de flux ayant des besoins thermiques contradictoires (les reflux et les produits de la distillation d'un coté, et le brut de l'autre coté) offre la possibilité d'économiser une grande quantité de chaleur par récupération de l'énergie disponible dans les reflux et les produits soutirés de la colonne de distillation atmosphérique (kérosène, gas-oil, résidu) ayant besoin d'être refroidis au profit du brut qui demande à être chauffé, pour augmenter sa température avant son introduction dans le four. Ce système de récupération n'est autre que le train de préchauffé.

Dans ce contexte on a effectué un travail d'analyse, contrôle et vérification du train de préchauffé qui contient 7 échangeurs de chaleur dont l'objectif est savoir l'état thermique de chaque échangeur en le comparant par l'état design.

Pour cela on a calculé pour chaque échangeur les paramètres suivants :

- 1- La Température moyenne des deux fluides.
- 2- La quantité de chaleur.
- 3- Calcul de la section de passage pour les deux coté.
- 4- Calcul de diamètre équivalent.
- 5- La vitesse massique des deux fluides.
- 6- Le nombre de REYNOLDS des deux fluides.
- 7- La fonction de transfert des deux fluides.
- 8- Les résistances : R_P, R_{Si}, R_{Si0} .
- 9- Le coefficient de chaleur interne et externe.
- 10- Le Coefficient global de transfert de chaleur.
- 11- La surface d'échange.
- 12- L'efficacité.
- 13- Les pertes de charges.

III.2.Hypothèse simplificatrice :

- Les débits froids passant côté tube de chaque échangeur sont identiques.
- La somme de tubes de chaque échangeur constitue le nombre total des tubes.
- Les températures d'entrée et de sortie des deux fluides sont prises aux extrémités de la cellule.
- Les pressions de sortie et d'entrée de chaque cellule sont lues directement sur des manomètres disposés en amont et en aval de chaque échangeur.
- Les fluides utilisés newtoniens et incompressibles.
- Pas de pertes thermiques.

Par manque de données, quelques hypothèses supplémentaires ont été posées, dont :

- La densité des flux froids « brut » est mesurée par prise d'échantillon au niveau de la pompe P101 et P102.
- Par manque de moyens de mesure des débits des flux chauds il était nécessaire d'utiliser les données de la salle de contrôle.
- Il a été procédé à la mesure d'une seule densité d^{15}_4 pour chaque flux en raison de la difficulté d'échantillonnage de ces produits.
- La résistance d'encrassement à l'extérieur des tubes sera négligeable devant celle de l'intérieur.

III.3.Méthode de calcul utilisée :

Ce calcul permet de vérifier si l'échangeur de chaleur utilisé dans un procédé assure convenablement sa fonction de transfert de chaleur entre les fluides utilisés.

On a utilisé la méthode de KERN [8] c'est une Méthode semi empirique basée sur un travail expérimental sur les échangeurs pour calculer le flux échangé, coefficient de transfert propre, pertes de charge et l'efficacité [9] avec les paramètres actuels de fonctionnement.

III.3.1. Principe de la méthode :

Bilan thermique des deux fluides :

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \dots\dots\dots (III.1)$$

Q : la quantité de chaleur [Watt]

III.3.2.Les lois utilisées :

III.3.2.1.La différence de température moyenne logarithmique :

Dans notre cas, l'échangeur utilisé est coque et tubes (échangeur à faisceau et calandre) pour ce type, la différence de température moyenne logarithmique doit être corrigée par un coefficient de correction F [10].

a) Calcul de la différence moyenne logarithmique :

$$DTLM = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \dots\dots\dots (III.2)$$

Avec :

$$\Delta T_1 = T_e \text{ (fluide chaud)} - T_s \text{ (fluide froid)}$$

$$\Delta T_2 = T_s \text{ (fluide chaud)} - T_e \text{ (fluide froid)}$$

b) Calcul de facteur de correction F :

Le F est donné par des abaques en fonction de deux paramètres sans dimensions calculés à partir des températures terminales des deux fluides ; E et R.

- Calcul de E :

$$E = \frac{\{T_s(\text{brut}) - T_e(\text{brut})\}}{\{T_e(\text{kéro}) - T_e(\text{brut})\}} \dots\dots\dots (III.2.1)$$

- Calcul de R :

$$R = \frac{\{T_e(\text{kéro}) - T_s(\text{kéro})\}}{\{T_s(\text{brut}) - T_e(\text{brut})\}} \dots\dots\dots (III.2.2)$$

c) Calcul de la température logarithmique moyenne corrigée :

Cette différence de température est la correction apportée à la température logarithmique moyenne, comme le montre la relation suivante :

$$CTLM = F * \Delta TLM \dots\dots\dots (III.3)$$

III.3.2.2. Calcul de la température calorique des deux côtés :

$$\begin{array}{l} \text{Coté calandre} \longrightarrow T_C = T_s + F_C * (T_e - T_s) \\ \text{Coté tube} \longrightarrow t_C = T_e + F_C * (T_s - T_e) \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} \text{Coté calandre} \\ \text{Coté tube} \end{array}} \right\} \dots\dots\dots (III.4)$$

Avec :

$$F_C = (DTLM - \Delta T_{\text{froid}}) / (\Delta T_{\text{chaud}} - \Delta T_{\text{froid}})$$

III.3.2.3. Propriétés physiques des fluides :

Le tableau suivant résume les corrélations utilisées pour le calcul des propriétés des deux fluides (le kérosène et le brut) à leurs températures calorifiques respectives.

	Corrélations
Densité [11]	$d_4^T = d_4^{15-\alpha} * (T-15) \dots\dots\dots (III.5)$ Avec : α est le facteur de correction tiré à partir de Tableau des corrections de Température « annexes »
Chaleur spécifique	Tiré à partir des abaques 1 (chaleur spécifique des hydrocarbures et fraction pétrolières liquides)
Conductivité thermique [12]	$k = 0,17 - (1,418 * 10^{-4} * T_m) \dots\dots\dots (III.6)$ (Conductivité thermique des hydrocarbures liquides)

Viscosité cinématique [13]	$\gamma = A * e^{(b/T_m)} \dots\dots\dots (III.7)$ <p style="text-align: center;">avec :</p> $B = e^{[(5,471 + 0,00342 * T_{mav})]}$ $A = (-0,0339 * \text{API}^{0,188}) + 0,241 * (T_{mav}/B)$
Viscosité dynamique	$\mu = \gamma * d^T \frac{3600}{1000} \dots\dots\dots (III.8)$

Tableau III.01 : Les corrélations utilisées pour le calcul des propriétés des deux fluides

III.3.2.4.calcul de la surface d'échange :

Pour déterminer la surface d'échange nous devons calculer le coefficient global de transfert de chaleur (Us). $A = Q / (CTLM * Us) \dots\dots\dots (III.9)$

III.3.2.2.1.Calcul du coefficient global de transfert de chaleur :

L'étude du transfert de chaleur entre le fluide chaud et le fluide froid à travers la paroi fait apparaître dans le cas le plus général cinq résistances de transfert indiquées.

Ce coefficient est déterminé donc à partir de la somme des résistances. Calculé à partir la relation suivante:

$$(1/Us) = (1/h_0) + (1/h_i) + R_{S0} + R_{Si0} + R_p \dots\dots\dots (III.10)$$

Les hypothèses suivies pour le calcul de Us sont :

- L'échangeur est isolé.
- Le coefficient global d'échange de chaleur reste constant le long de l'échangeur.
- Les propriétés physiques restent constantes.

A. Coefficient extérieur de transfert de chaleur externe « h₀ » [5]:

Le coefficient extérieur de chaleur est calculé selon les étapes suivantes :

- | | | |
|--|---|---------------|
| <ul style="list-style-type: none"> a) Calcul de la section de passage b) Calcul de diamètre équivalent c) La vitesse massique d) Le nombre de REYNOLDS e) La viscosité dynamique à la température de la paroi | } | Coté calandre |
|--|---|---------------|

a) Calcul de la section de passage :

Nous déterminons la section de passage à partir de la relation suivante :

$$a_c = \sqrt{2 * (D_c/P) * (P - d_0) * B} \dots\dots\dots (III.11)$$

a_c : section de passage [m²].

P : pas de tubes [m]

d_0 : Diamètre extérieur des tubes [m].

D_c : Diamètre de la calandre [m].

B : Distance entre chicanes [m].

b) Calcul de diamètre équivalent :

Il est calculé par l'équation ci-dessous :

$$D_{eq} = (4 * P^2 / \pi * d_0) - d_0 \dots\dots\dots (III.12)$$

c) Calcul de la vitesse massique du fluide coté calandre :

La vitesse massique du fluide est déterminée par le rapport du débit de ce fluide et de la section de passage comme le montre l'équation suivante :

$$G_c = m / a \dots\dots\dots (III.13)$$

d) Calcul de nombre de REYNOLDS :

Le nombre de REYNOLDS pour un fluide circulant coté calandre est donnée par la relation suivante :

$$Re = (D_{eq} * G_c) / \mu_2 \dots\dots\dots (III. 14)$$

-Détermination de la fonction de transfert J_h :

La fonction de transfert J_h est déterminée suivant la valeur de Re , selon 3 relations :

- En régime laminaire : $Re \leq 2100$

—————→ $J_h = 1.86 * (Re * di / l)^{1/3} \dots\dots\dots (III.15)$

- En régime intermédiaire : $2100 < Re < 10000$

—————→ J_h est calculée à partir la figure 8 « annexes » échangeur

- En régime turbulent : $Re > 10000$

—————→ $J_h = 0.027 * (Re)^{0.8} \dots\dots\dots (III.16)$

e) Calcul de la viscosité dynamique du fluide coté calandre à la température de la paroi :

-Calcul de la viscosité cinématique :

On calcul tout d'abord la viscosité cinématique du fluide coté tube à la température de la paroi :

$$\text{Log} (\gamma_1/ \gamma_2)=r*\text{Log} (t_2/t_1)..... \text{(III.17)}$$

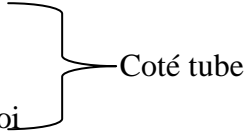
A partir la formule (III.8) on calcul la viscosité dynamique.

Le coefficient d'échange de chaleur externe sera :

$$h_0= jh* (k_2/Deq)* \{(Cpc*\mu_c)/k_2\}^{1/3}*\varphi_c \text{(III.18)}$$

B. Coefficient de transfert de chaleur interne « hi0 » [5]:

Le coefficient extérieur de chaleur est calculé selon les étapes suivantes :

- a) Calcul de la section de passage
 - b) La vitesse massique
 - c) Le nombre de REYNOLDS
 - d) La viscosité dynamique à la température de la paroi
- 

a) Calcul de la section de passage :

Le calcul de la section de passage coté tube se fait à l'aide de l'équation suivante :

$$a_t= (N*\pi*d_i^2)/(4*n_t)..... \text{(III.19)}$$

b) Calcul de la vitesse massique du fluide :

La vitesse massique du fluide est déterminée par le rapport du débit de ce fluide et de la section de passage comme la montre l'équation suivante :

$$G_t=m/a_t..... \text{(III.20)}$$

c) Calcul de nombre de REYNOLDS :

Le nombre de REYNOLDS pour un fluide circulant coté tube est donné par la formule ci-dessous :

$$R_e= (d_i*G_t) / \mu_t \text{(III.21)}$$

-Détermination de fonction de transfert Jh :

Comme on a dit précédemment, la fonction de transfert est calculée selon le Re.

d) Calcul de la viscosité dynamique du fluide de coté tube à la température de paroi :

-Calcul de la viscosité cinématique [13]:

On calcul tout d'abord la viscosité cinématique du fluide coté tube à la température de la paroi, après on applique la même procédure de calcul pour le coté calandre (relation III.17)

A partir la formule (III.8) on calcul la viscosité dynamique.

Le coefficient de coefficient de transfert de chaleur interne :

$$h_i = J_h * (k_l/d_i) * \{(C_{p_i} * \mu_i)/k_i\}^{1/3} * \varphi_c \dots\dots\dots (III.22)$$

C. Calcul de la résistance de la paroi :

Calculée à partir de la relation suivante :

$$R_p = e_p/k_p \dots\dots\dots (III.23)$$

Avec:

R_p : résistance de la paroi

e_p : l'épaisseur de la paroi

k_p : la conductivité thermique de la paroi

-Calcul de la résistance due au kérosène :

Cette résistance est tirée directement à partir du figure 2 « annexes échangeur ».

D. Calcul de la résistance due au brut « R_{Si} » [14]:

Déterminée à partir du figure 3 « annexes échangeur ».

E. Calcul de la résistance de fluide coté tube :

Elle est calculée à partir de cette équation : R_{SiO} = R_{Si} * d_o/d_i \dots\dots\dots (III.24)

Les échangeurs étudiés sont :

E101 : Le 1^{er} échangeur de l'ensemble de Train de préchauffé il comporte deux passes parallèles passe : ABC et passe DEF, le brut est préchauffer à l'intérieur de cet échangeur par Le Reflux Circule de Tête de la colonne de distillation qui circule sur le coté calandre.

E102 : Sur le coté calandre de cet échangeur circule le Reflux intermédiaire qui fait la préchauffé de brut après avoir entré dans le Dessaleur électrostatique « ou le brut porte le nom de Brut dessalé ».

E103 : Cet échangeur est alimenté par la pompe P102 qui fait alimenter le **E103** et le **E104** par deux courants parallèles qui se rejoignent pour entrer dans l'échangeur **E105**.

Pour l'échangeur **E103** la préchauffe de brut est assurée par le Kérosène.

E104 : La préchauffe de brut est assurée par le Gasoil lourd.

E105 : La préchauffe de brut est assurée par le Gasoil légers.

E106 : une partie de Reflux circule inférieur fait préchauffer le brut dans cet échangeur.

E107 : cet échangeur fait préchauffer le brut avant d'entrer dans le Four F101 à partir de Résidus atmosphérique qui est le dernier fluide à refroidir.

III.4.1. Les caractéristiques des deux fluides circulants pour l'échangeur E103 « cas réel » :

- Caractéristiques de fluide chaud circule coté calandre :

Kérosène	
Température d'entrée (°C)	213
Température de sortie (°C)	155
Densité à 15°C (Kg/m ³)	0,793
Débit massique (Kg/h)	68000

- Caractéristiques de fluide froid circule coté faisceau (tube) :

brut

Température d'entrée (°C)	132
Température de sortie (°C)	150
Densité à 15°C (Kg/m ³)	0,8063
Débit massique (Kg/h)	250440

-Calcul de la Température Moyenne:

La température moyenne de Brut T_{m1}

Elle est calculée à partir de la relation (III.2) :

Application Numérique on trouve :

$$T_{m1} = \frac{132+150}{2} = 141^{\circ}\text{C}$$

La température moyenne de kérosène T_{m2}:

$$T_{m2} = \frac{213+155}{2} = 184^{\circ}\text{C}$$

III.4.1.1.La différence de température moyenne logarithmique :

$$a) \Delta TLM = \frac{\{(213-150)-(155-132)\}}{\ln\left(\frac{213-150}{155-132}\right)} = 40 / \ln\left(\frac{213-150}{155-132}\right)$$

$$\Delta TLM = 39,69^{\circ}\text{C}$$

b) Le facteur de correction F :

$$\text{De (III.2.1) on a : } E = \frac{\{150-132\}}{\{213-132\}}$$

$$E = 0,222$$

$$\text{De (III.2.2) on a : } R = \frac{\{213-155\}}{\{150-132\}}$$

$$R = 3,222$$

$$\left\{ \begin{array}{l} E=0,222 \\ R=3,222 \end{array} \right. \Rightarrow \mathbf{F=0,94} \text{ D'après les abaques N°5 (Annexes échangeur).}$$

c) Calcul de la Température logarithmique moyenne corrigée :

El la température moyenne corrigée sera donc suivant relation(III.3):

$$CTLM = 0,94 * 39,69$$

$$CTLM = 37,31^{\circ}\text{C}$$

III.4.1.2. Calcul de la température calorique coté calandre :

suivant la relation (III.4) :

$$\left. \begin{array}{l} \Delta T_{\text{froid}} = T_{\text{s(kéros)}} - T_{\text{e(brut)}} \\ \Delta T_{\text{froid}} = 155 - 132 \\ \Delta T_{\text{froid}} = 23^{\circ}\text{C} \end{array} \right\} \quad \begin{array}{l} \Delta T_{\text{chaud}} = T_{\text{e(kéros)}} - T_{\text{s(brut)}} \\ \Delta T_{\text{chaud}} = 213 - 150 \\ \Delta T_{\text{chaud}} = 63^{\circ}\text{C} \end{array} \right\}$$

$$F_c = (39,69 - 23) / (63 - 23)$$

$$F_c = 0,42$$

Application numérique :

$$T_C = 155 + 0,42 * (213 - 155)$$

$$T_C = 179,36^{\circ}\text{C}$$

Caractéristiques de kérosène à T_C :

En utilisant abaques 1, 2 et 3 on trouve :

$$k_2 = 0,114 \text{ Kcal/h.m.}^{\circ}\text{C}, \quad \gamma_2 = 0,586 \text{ centistokes}$$

-Calcul de la température calorique coté tube :

$$\text{Coté tube} \longrightarrow t_c = T_e + F_c * (T_s - T_e)$$

$$t_c = 132 + 0,42 * (150 - 132)$$

$$t_c = 139,56^{\circ}\text{C}$$

III.4.1.3. Caractéristiques de brut à T_C :

$$k_1 = 0,115 \text{ Kcal/h.m.}^{\circ}\text{C}, \quad \gamma_1 = 0,985 \text{ centistokes}$$

$T_C = 179,36^{\circ}\text{C}$ et $t_c = 139,56^{\circ}\text{C}$ ces valeurs correspondent à des températures de kérosène et de Brut d'environ 184°C et 141°C .

- Calcul de la conductivité thermique [12] :

Suivant la corrélation (III.6) de tableau III.01 on a :

$$k_1 = 0,1113 \text{ W/m}^{\circ}\text{K} \longrightarrow \text{pour le brut.}$$

$$k_2 = 0,1052 \text{ W/m}^{\circ}\text{K} \longrightarrow \text{pour le kérosène.}$$

- Calcul de la viscosité dynamique [13] :

Pour le brut :

On calcul tout d'abord la viscosité cinématique à partir la relation (III.7) :

Avec:

$$B = e^{[(5,471+0,00342*t_{mav})]}$$

$$A = (-0,0339*°API^{0,188})+0,241*(t_{mav}/B)$$

Nous utiliserons les abaques(4) et les figures (Détermination des températures moyennes d'ébullition à partir de la TBP), dans l'annexe [15]:

$$\left. \begin{array}{l} S = (t_{70}-t_{10})/60 \\ t_v = (t_{20}+t_{50}+ t_{80})/3 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{On utilise la projection de s avec la courbe de} \\ t_v \text{ pour tiré la valeur de } a \text{ qui peut être positive} \\ \text{ou négative.} \end{array}$$

Pour le brut on utilise le tableau de distillation ASTM « annexes », on a :

$$\left. \begin{array}{l} S = (280-79)/60 = 3,35^\circ\text{C}/\% \\ t_v = (t_{20}+t_{50}+ t_{80})/3 = (109+224+312)/3 = 215^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{On trouve :} \\ \mathbf{a = -16^\circ\text{C}} \end{array}$$

$$t_{mav} = t_v + a = 215 + (-16)$$

$$t_{mav} = 199^\circ\text{C}$$

$$\gamma_1 = 0,985 \text{ (mm}^2/\text{s=cst)}$$

La viscosité dynamique est donc suivant la corrélation (III.8):

$$\mu_1 = (0,71936*0,985*3600)/10^3$$

$$\mu_1 = 2,551 \text{ kg/hm}$$

Pour le kérosène :

$$S = (t_{70}-t_{10})/60$$

$$t_v = (t_{10}+2*t_{50}+ t_{90})/4$$

Nous utiliserons les abaques(4) et les figures (Détermination des températures moyennes d'ébullition à partir de l'ASTM), dans l'annexe [15] :

$$\left. \begin{array}{l} S = (208-177)/60 = 0,516^\circ\text{C}/\% \\ t_v = (177+2*198+223)/4 = 199^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{On trouve :} \\ \mathbf{a = -2^\circ\text{C}} \end{array}$$

$$t_{mav} = t_v + a = 199 + (-2)$$

$$t_{mav} = 197^\circ\text{C}$$

$$\gamma_2 = 0,586 \text{ (mm}^2/\text{s=cst)}$$

$$\mu_2 = (0,586 * 3600 * 0,67132) / 10^3$$

$$\mu_2 = 1,416 \text{ Kg/hm}$$

- **Calcul de capacité calorifique de fluide :**

Tiré à partir des abaques 2 :

Pour le brut :

$$C_{p1} = 0,635 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

$$C_{p1} = 2,65811 \text{ Kj/Kg}^\circ\text{C}$$

Pour le kérosène:

$$C_{p2} = 0,690 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

$$C_{p2} = 2,88883 \text{ Kj/Kg}^\circ\text{C}$$

- **Calcul de flux de chaleur Q :**

Pour le brut :

$$Q = m * C_p * \Delta T$$

$$Q = \{ 250440 * 2,88883 * (150 - 132) / 3600 \} * 10^3$$

$$Q = 3617392,926 \text{ W}$$

Pour le kérosène:

$$Q = \{ 68000 * 2,65811 * (213 - 155) / 3600 \} * 10^3$$

$$Q = 2912107,178 \text{ W}$$

III.4.1.4. Calcul de la surface d'échange :

III.4.1.4.1. Calcul du coefficient global de transfert de chaleur :

A. Coefficient extérieur de transfert de chaleur externe « h₀» :

a) Calcul de la section de passage :

Nous déterminons la section de passage à partir de la relation (III.11) :

$$a_c = \sqrt{2 * (406 * 10^{-3} / 25,4 * 10^{-3}) * (25,4 * 10^{-3} - 19,05 * 10^{-3}) * 153 * 10^{-3}}$$

$$a_c = 0,022 \text{ m}^2$$

b) Calcul de diamètre équivalent :

Il est calculé par l'équation (III.12)

$$Deq = \{4*(25,4*10^{-3})^2\} / \{\pi*19,05*10^{-3}\} - 19,05*10^{-3}$$

$$Deq = 0,024 \text{ m}$$

c) Calcul de la vitesse massique du fluide « Kérosène » :

La vitesse massique du fluide est déterminée par le rapport du débit de ce fluide et de la section de passage comme le montre l'équation (III.13) :

$$G_c = 68000 / 0,022$$

$$G_c = 3,096 * 10^6 \text{ Kg/h.m}^2$$

d) Calcul de nombre de REYNOLDS :

Le nombre de REYNOLDS pour un fluide circulant coté calandre est donnée par la relation (III.14) :

$$Re = (0,024 * 3,096 * 10^6) / 1,416$$

$$Re = 52474,57$$

Dans notre cas calculé $Re = 52474,57$, donc on est dans le régime turbulent.

$$J_h = 0,027 * (52474,57)^{0,8}$$

$$J_h = 161,18$$

e) Calcul de la viscosité dynamique du fluide coté calandre à la température de la paroi :

La température de la paroi est calculée à partir de la moyenne des deux températures moyennes T_{m1} et T_{m2} :

$$T_p = (184 + 141) / 2$$

$$T_p = 162,5^\circ\text{C}$$

La viscosité cinématique à la T_{Paroi} :

Calcul de r :

→ Pour le kérosène: $t_1 = 20^\circ\text{C}$ et $t_2 = 50^\circ\text{C}$

$$\left. \begin{array}{l} \gamma_1 (20^\circ\text{C}) = 1,74 \text{ (mm}^2/\text{s=cst)} \\ \gamma_2 (50^\circ\text{C}) = 1,11 \text{ (mm}^2/\text{s=cst)} \end{array} \right\} \dots\dots\dots \text{Donnée tableau 3 « annexe échangeur »}$$

On utilise la formule (III.17) :

$$\text{Log} (1,74 / 1,11) = r * \text{Log} (50 / 20)$$

$$r = \text{Log} (1,74/1,11) / \text{Log} (50/20)$$

$$r = 0,491$$

La viscosité cinématique sera donc :

$$\text{Log} (\gamma_{p2}/ 1,74) = 0,491 * \text{Log} (t_1/T_p)$$

$$\text{Log} (\gamma_{p2}/ 1,74) = 0,491 * \text{Log} (20/162,5)$$

$$\gamma_{p2} = (20/162,5)^{0,491} * 1,74$$

$$\gamma_{p2} = 0,622 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Donc la viscosité dynamique sera :

$$\mu_{p2} = \gamma_{p2} * d_4^T * 3600/10^3$$

$$\mu_{p2} = 0,622 * 0,613 * 3600/10^3 = 1,373 \text{ kg/m.h}$$

-Détermination du coefficient de film externe :

On note : $\phi_c = (\mu_c / \mu_{p2})^{0,14}$

$$\phi_c = (1,416 / 1,373)^{0,14}$$

$$\phi_c = 0,992$$

Le coefficient d'échange de chaleur externe sera :

$$h_0 = jh * (k_2/Deq) * \{(Cpc * \mu_c)/k_2\}^{1/3} * \phi_c \dots \dots \dots \text{(III.18)}$$

$$h_0 = 173,33 * (0,1052 / 0,024) * \{(2,88883 * 1,293 * 10^3)/(0,1052 * 3600)\}^{1/3} * 0,992$$

$$h_0 = 173,33 * 4,383 * \{3735,257/378,72\}^{1/3} * 0,992$$

$$h_0 = 1616,185 \text{ W/m}^2.\text{°C}$$

B. Calcul de coefficient de chaleur interne « h_i » [5]:

a) Calcul de la section de passage :

Le calcul de la section de passage coté tube se fait à l'aide de l'équation (III.19):

$$a_t = 356 * 3,14 * \{14,85 * 10^{-3}\}^2 / (4 * 2)$$

$$a_t = 0,0308 \text{ m}^2$$

b) Calcul de la vitesse massique du fluide :

La vitesse massique du fluide est déterminée par le rapport du débit de ce fluide et de la section de passage comme la montre l'équation (III.20):

$$G_t = 250440 / 0,0308$$

$$G_t = 8,1 * 10^6 \text{ Kg/h.m}^2$$

c) Calcul de nombre de REYNOLDS :

Le nombre de REYNOLDS pour un fluide circulant coté tube est donné par la formule ci-dessous :

$$R_e = (d_i * G_t) / \mu_t \dots\dots\dots (III.21)$$

$$R_e = (14,85 * 10^{-3} * 8,1 * 10^6) / 2,484$$

$$R_e = 48423,91$$

-Détermination de fonction de transfert J_h :

la fonction de transfert est calculée selon le R_e .

Dans notre cas le R_e appartient au régime turbulent, donc on applique la loi (III.16), et on trouve :

$$J_h = 0,027 * (48423,91)^{0,8}$$

$$J_h = 151,15$$

d) Calcul de la viscosité dynamique du fluide de coté tube à la température de paroi :

-Calcul de r :

Nous avons obtenus :

→ Pour le Brut : $t_1 = 20^\circ\text{C}$ et $t_2 = 37,8^\circ\text{C}$

$$\left. \begin{array}{l} \gamma_1 (20^\circ\text{C}) = 2,61 \text{ (mm}^2/\text{s = cst)} \\ \gamma_2 (37,8^\circ\text{C}) = 1,90 \text{ (mm}^2/\text{s = cst)} \end{array} \right\} \dots\dots\dots \text{Donnée tableau 1 « annexes »}$$

Appliquons la relation (III.17) on trouve :

$$\text{Log} (2,61/1,90) = r * \text{Log} (37,8/20)$$

$$r = \text{Log} (2,61/1,90) / \text{Log} (37,8/20)$$

$$r = 0,499$$

-Calcul de la viscosité cinématique :

A partir la formule (III.17) on a :

$$\text{Log} (\gamma_{pl}/1,9) = 0,449 * \text{Log} (37,8/162,5)$$

$$\gamma_{p1} = 0,918 \text{ mm}^2/\text{s}$$

La viscosité dynamique sera donc :

$$\mu_{p1} = \gamma_{p1} * d^T_4 * 3600/10^3$$

$$\mu_{p1} = 0,918 * 0,700385 * 3600/10^3$$

$$\mu_{p1} = 2,315 \text{ Kg/m.h}$$

-Détermination de coefficient de film interne:

On note $\phi_t = (\mu_t / \mu_{p1})^{0,14}$

$$\phi_t = (2,484 / 2,315)^{0,14}$$

$$\phi_t = 1,010$$

Le coefficient de coefficient de transfert de chaleur interne :

$$h_i = J_h * (k_l/d_i) * \{(C_{pt} * \mu_t)/k_t\}^{1/3} * \phi_t \dots\dots\dots \text{(III.22)}$$

Application Numérique :

$$h_i = 151,15 * (0,1113 / 14,85 * 10^{-3}) * \{(2,65811 * 2,484 * 10^3) / (0,1113 * 3600)\}^{1/3} * 1,010$$

$$h_i = 151,15 * 7,495 * \{6602,75 / 400,68\}^{1/3} * 1,010$$

$$h_i = 2911,679 \text{ Kg/m.h}$$

C. Calcul de la résistance de la paroi :

Calculée à partir de la relation suivante (III.23) :

$$R_p = 40,047 / 0,0021$$

$$R_p = 5,24 * 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$$

D. Calcul de la résistance due au kérosène :

Cette résistance est tirée directement à partir du figure 2 « annexes échangeur ».

$$R_{SO} = 1,72 * 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$$

E. Calcul de la résistance de fluide coté tube :

Elle est calculée à partir de l'équation (III.24) :

$$R_{SiO} = R_{Si} * d_0/d_i$$

Avec :

R_{Si} : la résistance due au brut elle est déterminée à partir du figure 3 « annexes échangeur ».

$$R_{Si} = 8,6 * 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$$

La résistance de fluide coté tube sera donc :

$$R_{SiO} = 8,6 * 10^{-4} * (19,05/14,85)$$

$$R_{SiO} = 11,032 * 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$$

Le Coefficient global de transfert de chaleur sera donc :

$$(1/U_s) = (1/1616,185) + (1/2911,679) + 1,72 * 10^{-4} + 11,032 * 10^{-4} + 5,24 * 10^{-5}$$

$$(1/U_s) = 2,46 * 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$$

$U_s = 436,72 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$
--

Détermination de la surface d'échange :

Après le calcul de coefficient global de transfert de chaleur U_s , la surface d'échange entre les deux fluides (kérosène/brut) dans l'échangeur E-103 est déterminée par la formule ci-dessous :

$$A = Q / (CTLM * U_s)$$

$$A = 2912107,178 / (37,31 * 436,72)$$

$A = 178,72 \text{ m}^2$

III.4.1.4.2. La surface installée :

La surface installée est calculée à partir de l'équation suivante :

$$A' = d_0 * L * N_t * \Pi \dots \dots \dots (III.25)$$

Avec :

N_t : nombre de tube

$$A' = 3,14 * 19,05 * 10^{-3} * 6096 * 10^{-3} * 356$$

$A' = 129,813 \text{ m}^2$

III.4.1.4.3. Calcul de l'efficacité à partir de la méthode NUT [9]:

La méthode de calcul que nous préconisons est celle du NUT, ou encore Nombre d'Unités de Transfert. Par définition, NUT est défini comme le rapport entre le produit UA de l'échangeur et le débit de capacité thermique le plus faible :

$$NUT = (U \cdot A) / C_{\min} \dots\dots\dots (III.26)$$

Le kérosène :

$$C_{\text{chaud}} = m_c \cdot C_{p_c} = (68000 \cdot 2,88883 \cdot 10^3) / 3600$$

$$C_{\text{chaud}} = 54566,78 \text{ Kj/s.}^\circ\text{C}$$

Le brut:

$$C_{\text{froid}} = m_f \cdot C_{p_f} = (250440 \cdot 2,65811 \cdot 10^3) / 3600$$

$$C_{\text{froid}} = 184915,85 \text{ Kj/s.}^\circ\text{C}$$

$$\left[\begin{array}{l} C_{\min} = C_{\text{chaud}} = 54566,78 \text{ Kj/s.}^\circ\text{C} \\ C_{\max} = C_{\text{froid}} = 184915,85 \text{ Kj/s.}^\circ\text{C} \end{array} \right.$$

Et le NUT sera donc :

$$NUT = (436,72 \cdot 178,72) / 54566,78$$

$$NUT = 1,43$$

III.4.1.4.4. Calcul de l'Efficacité :

L'efficacité [9] calculée à partir de la relation suivante :

$$E = 2 \cdot \left\{ 1 + Z + (1 + Z^2)^{1/2} \cdot \frac{1 + \exp[-NUT \cdot \sqrt{(1 + Z^2)}]}{1 - \exp[-NUT \cdot \sqrt{(1 + Z^2)}]} \right\}^{-1} \dots\dots\dots (III.27)$$

Avec :

$$Z = C_{\min} / C_{\max}$$

$$Z = 54566,78 / 184915,85$$

$$Z = 0,295$$

E=0,773

III.4.2. Les caractéristiques des deux fluides circulants pour l'échangeur E103 « cas design » :

- Caractéristiques de fluide chaud circule coté calandre :

Kérosène	
Température d'entrée (°C)	223,889
Température de sortie (°C)	173,889
Densité à 15°C (Kg/m ³)	0,793
Débit massique (Kg/h)	68000
Pression (bar)	12,0658

- Caractéristiques de fluide froid circule coté faisceau (tube) :

brut	
Température d'entrée (°C)	151,667
Température de sortie (°C)	168,333
Densité à 15°C (Kg/m ³)	0,8063
Débit massique (Kg/h)	250440
pression (bar)	276,4798

-Calcul de la Température Moyenne:

→ La température moyenne de Brut T_{m1}

$$T_{m1} = \frac{151,667 + 168,333}{2} = 160^{\circ}\text{C}$$

→ La température moyenne de kérosène T_{m2}:

$$T_{m2} = \frac{223,889 + 173,889}{2} = 198,889^{\circ}\text{C}$$

III.4.2.1. La différence de température moyenne logarithmique :

Calcul de la différence moyenne logarithmique :

$$a) \Delta TLM = \frac{\{(223,889-168,333)-(173,889-151,667)\}}{\ln\left(\frac{223,889-168,333}{173,889-151,667}\right)} = 33,334 / \ln\left(\frac{213-150}{155-132}\right)$$

$$\Delta TLM = 36,38^\circ\text{C}$$

b) Calcul de facteur de correction F :

Application numérique :

$$\text{De (III.2.1) on a : } E = \frac{\{168,333-151,667\}}{\{223,889-151,667\}}$$

$$E = 0,231$$

$$\text{De (III.2.2) on a : } R = \frac{\{223,889-173,889\}}{\{168,333-151,667\}}$$

$$R = 3$$

$$\left\{ \begin{array}{l} E=0,231 \\ R=3 \end{array} \right. \Rightarrow \mathbf{F=0,96} \text{ D'après les abaques N°5 (Annexes échangeur).}$$

c) Calcul de la Température logarithmique moyenne corrigée :

De (III.3) on aura :

$$CTLM = 0,96 * 36,38$$

$$CTLM = 34,92^\circ\text{C}$$

III.4.2.2. Calcul de la température calorique coté calandre :

suivant la relation (III.4) :

$$\left\{ \begin{array}{ll} \Delta T_{\text{froid}} = T_{s(\text{kéros})} - T_{e(\text{brut})} & \Delta T_{\text{chaud}} = T_{e(\text{kéros})} - T_{s(\text{brut})} \\ \Delta T_{\text{froid}} = 173,889 - 151,667 & \Delta T_{\text{chaud}} = 223,889 - 168,333 \\ \Delta T_{\text{froid}} = 22,222^\circ\text{C} & \Delta T_{\text{chaud}} = 55,556^\circ\text{C} \end{array} \right.$$

$$F_c = (36,38 - 22,222) / (55,556 - 22,222)$$

$$F_c = 0,424$$

Application numérique :

$$T_c = 173,889 + 0,424 * (223,889 - 173,889)$$

$$T_c = 195,1^\circ\text{C}$$

III.4.2.3. Caractéristiques de kérosène à T_c :

En utilisant abaques 1, 2 et 3 on trouve :

$k_2=0,1136\text{Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$, $\gamma_2=0,564$ centistokes

-Calcul de la température calorique coté tube :

Coté tube \longrightarrow $t_c=T_e+F_C*(T_s - T_e)$

$$t_c= 151,667+0,424*(168,333-151,666)$$

$$t_c= 158,73^\circ\text{C}$$

-Caractéristiques de brut à T_c :

$k_1=0,114\text{Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$

$\gamma_1=0,924$ centistokes

$T_c= 195,1^\circ\text{C}$ et $t_c=158,73^\circ\text{C}$ ces valeurs correspondent à des températures de kérosène et de Brut d'environ $198,889^\circ\text{C}$ et 160°C .

• **Calcul de la conductivité thermique :**

Suivant la corrélation (III.6) de tableau III.01 on a :

$k_1=0,1086 \text{ W/m}^\circ\text{K} \longrightarrow$ pour le brut.

$k_2= 0,1031 \text{ W/m}^\circ\text{K} \longrightarrow$ pour le kérosène.

• **Calcul de la viscosité dynamique :**

Pour le brut :

Nous utiliserons les abaques(4) et les figures (Détermination des températures moyennes d'ébullition à partir de la TBP), dans l'annexe [15] :

$$\gamma_1= 0,924 \text{ (mm}^2\text{/s=cst)}$$

$$\mu_1= 0,924*0,70625*3600/10^3$$

$$\mu_1= 2,350\text{kg/hm}$$

Pour le kérosène :

Nous utiliserons les abaques(4) et les figures (Détermination des températures moyennes d'ébullition à partir de l'ASTM), dans l'annexe :

$$\gamma_2=0,564 \text{ (mm}^2\text{/s=cst)}$$

$$\mu_2= (0,564 *3600*0,661)/10^3$$

$$\mu_2=1,342\text{Kg/hm}$$

• **Calcul de capacité calorifique de fluide :**

Tiré à partir des abaques 2 :

Pour le brut :

$$C_{p1} = 0,651 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} = 2,7251 \text{ Kj/Kg}^\circ\text{C}$$

Pour le kérosène:

$$C_{p2} = 0,720 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} = 3,014 \text{ Kj/Kg}^\circ\text{C}$$

• **Calcul de flux de chaleur Q :**

→ pour le brut :

$$Q = m * C_p * \Delta T$$

$$Q = \{250440 * 2,7251 * (168,33 - 151,67) / 3600\} * 10^3$$

$$Q = 3412370,22 \text{ W}$$

→ Pour le kérosène :

$$Q = \{68000 * 3,014 * (223,89 - 173,89) / 3600\} * 10^3$$

$$Q = 3302004,444 \text{ W}$$

III.4.2.4. Calcul de la surface d'échange :

III.4.2.4.1. Calcul du coefficient global de transfert de chaleur :

A. Coefficient extérieur de transfert de chaleur externe « h₀ » [5] :

Les données qui se trouvent dans le tableau ci-dessous sont des valeurs calculées dans le cas réel elles sont les mêmes pour le cas design :

La section de passage (m²)	0,022
Le diamètre équivalent (m)	0,024
La vitesse massique (Kg/h.m²)	3,096 * 10⁶

a) Calcul de nombre de REYNOLDS :

Le nombre de REYNOLDS pour un fluide circulant coté calandre est donnée par la relation (III.13) :

$$R_e = (0,024 * 3,096 * 10^6) / 1,342$$

$$R_e = 55368,11$$

-Détermination de la fonction de transfert J_h :

Dans notre cas calculé $Re=55368,11$; donc on est dans le régime turbulent.

$$J_h = 0,027*(55368,11)^{0,8}$$

$$J_h = 168,256$$

b) Calcul de la viscosité dynamique du fluide coté calandre à la température de la paroi :

La température de la paroi est calculée à partir de la moyenne des deux températures moyennes T_{m1} et T_{m2} :

$$T_p = (198,889+160)/2$$

$$T_p = 179,445^\circ\text{C}$$

-Calcul de la viscosité dynamique :

-La viscosité cinématique [13] :

A partir la formule (III.17) on a :

$$\text{Log} (\gamma_{p2}/ 1,74) = 0,491 * \text{Log} (t_1/T_p)$$

$$\text{Log} (\gamma_{p2}/ 1,74) = 0,491 * \text{Log} (20/179,445)$$

$$\gamma_{p2} = (20/179,445)^{0,491} * 1,74$$

$$\gamma_{p2} = 0,592 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Donc la viscosité dynamique sera :

$$\mu_{p2} = \gamma_{p2} * d^{15}_4 * 3600/10^3$$

$$\mu_{p2} = 0,592 * 0,661 * 3600/10^3$$

$$\mu_{p2} = 1,408 \text{ Kg/m.h}$$

-Détermination du coefficient de film externe :

$$\text{On note : } \varphi_c = (\mu_c / \mu_{p2})^{0,14}$$

$$\varphi_c = (1,342/ 1,408)^{0,14}$$

$$\varphi_c = 0,991$$

Le coefficient d'échange de chaleur externe sera donc suivant la relation (III.18) :

$$h_0 = 168,256 * (0,1031 / 0,024) * \{(3,014 * 1,342 * 10^3) / (0,1031 * 3600)\}^{1/3} * 0,991$$

$$h_0 = 1588,071 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

B. Calcul de coefficient de chaleur interne « h_i » :

La section de passage (m ²)	0,0308
La vitesse massique (Kg/h.m ²)	8,1*10 ⁶

a) Calcul de nombre de REYNOLDS :

$$R_e = (14,85 * 10^{-3} * 8,1 * 10^6) / 2,350$$

$$R_e = 51185,11$$

-Détermination de fonction de transfert J_h:

Comme on a dit précédemment, la fonction de transfert est calculée selon le R_e.

Dans notre cas le R_e appartient au régime turbulent, donc on applique la loi (III.21), et on trouve :

$$J_h = 0,027 * (51185,11)^{0,8}$$

$$J_h = 158$$

b) Calcul de la viscosité dynamique du fluide de coté tube à la température de paroi :

-Calcul de la viscosité cinématique :

A partir la formule (III.17) on a :

$$\text{Log} (\gamma_{p1}/1,9) = 0,449 * \text{Log} (37,8/179,445)$$

$$\gamma_{p1} = 0,944 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Et la viscosité dynamique sera donc :

$$\mu_{p1} = \gamma_{p1} * d^4 * 3600 / 10^3$$

$$\mu_{p1} = 0,944 * 0,70625 * 3600 / 10^3$$

$$\mu_{p1} = 2,40 \text{ Kg/m.h}$$

-Détermination de coefficient de film interne:

$$\text{On note } \phi_t = (\mu_t / \mu_{p1})^{0,14}$$

$$\phi_t = (2,350 / 2,40)^{0,14}$$

$$\phi_t = 0,997$$

Le coefficient de coefficient de transfert de chaleur interne :

$$h_i = 158 * (0,1086 / 14,85 * 10^{-3}) * \{ (2,7251 * 2,350 * 10^3) / (0,1086 * 3600) \}^{1/3} * 0,997$$

$$h_i = 2925,68 \text{ Kg/m.h}$$

C. Détermination des résistances :

Les résistances sont constantes et elles sont calculées précédemment pour le cas réel, elles sont dans le tableau ci-dessous :

la résistance de la paroi m ² .°C/W	5,24*10 ⁻⁵
la résistance due au kérosène m ² .°C/W	1,72*10 ⁻⁴
Calcul de la résistance due au brut m ² .°C/W	8,6*10 ⁻⁴
Calcul de la résistance de fluide coté tube m ² .°C/W	11,032*10 ⁻⁴

- Coefficient global de transfert de chaleur sera donc **[6]** :

$$(1/U_s) = (1/1588,071) + (1/2925,68) + 1,72*10^{-4} + 11,032*10^{-4} + 5,24*10^{-5}$$

$$(1/U_s) = 2,41*10^{-3} \text{ m}^2.\text{°C/W}$$

$$(1/U_s) = 2,31*10^{-3} \text{ m}^2.\text{°C/W}$$

$$U_s = 438,67 \text{ W/m}^2.\text{°C}$$

Détermination de la surface d'échange :

Après le calcul de coefficient global de transfert de chaleur U_s , la surface d'échange entre les deux fluides (kérosène/brut) dans le cas design en appliquant la corrélation est :

$$A = Q / (CTLM * U_s)$$

$$A = 3302004,444 / (34,92 * 438,67)$$

$$A = 105,45 \text{ m}^2$$

III.4.2.4.2. Calcul de l'efficacité à partir de la méthode NUT :

Le kérosène :

$$C_c = m_c * C_{p_c} = (68000 * 3,014 * 10^3) / 3600$$

$$C_c = 56931,11 \text{ Kj/s.°C}$$

Le brut:

$$C_f = m_f * C_{p_f} = (250440 * 2,7251 * 10^3) / 3600$$

$$C_f = 189576,12 \text{ Kj/s.°C}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{\min}=C_c=56931,11 \text{ Kj/s.}^\circ\text{C} \\ C_{\max}=C_f=189576,12 \text{ Kj/s.}^\circ\text{C} \end{array} \right.$$

Et le NUT sera donc en appliquant la relation (III.26) :

$$\text{NUT} = (438,67 * 105,45) / 56931,11$$

$$\text{NUT} = 0,82$$

III.4.2.4.3. Calcul de L'efficacité E :

L'efficacité [9] sera calculée donc à partir de la relation suivante (III.27) :

$$Z = C_{\min} / C_{\max}$$

$$Z = 56931,11 / 189576,12$$

$$Z = 0,30$$

$$\mathbf{E=0,889}$$

III.4.3. Calcul de l'ensemble de train de préchauffe [16]:

Echangeur	Flux	Te (°C)	Ts (°C)
E 101 (ABC/DEF)	Brut	25	90
	Reflux circule de Tête	129	70
E 102 (C/ B / A)	Brut	89	133
	Reflux circule intermédiairement	190	150
E 104	Brut flashé	151	163
	Gasol lourd	320	210
E 105 (A / B)	Brut flashé	162	175
	Gasol léger	239	180

E 106	Brut flashé	174	181
	Reflux circule inferieur	280	227
E 107 (A / B)	Brut flashé	180	214
	Résidu	340	231

Calcul des 6 échangeurs restants de train de préchauffe de l'unité de distillation atmosphérique :

On a appliqué le même principe de calcul utilisé précédemment pour le calcul de l'échangeur E103 dans les deux cas réel et design.

Les résultats sont obtenus dans les tableaux ci-dessous :

Cas réel :

Echangeur	T_M	T_M T_s	E	R	F	ΔTLM	CTLTM
	Coté Tube	Coté Calandre					
E 101(ABC/DEF)	57,5	99,5	0,625	0,908	0,65	41,976	27,284
E 102	111	170	0,436	0,909	0,98	59,044	57,863
E 104	156,5	265	0,076	8,462	0,98	100,955	98,936
E 105	16 8,5	209,5	0,169	4,538	0,98	36,304	35,578
E 106	177,5	253,5	0,066	7,571	0,98	73,703	72,229
E 107	197	285,5	0,213	3,206	0,98	83,016	81,356

Cas design:

Echangeur	T_M	T_M	E	R	F	ΔTLM	CTLTM
	Coté Tube	Coté Calandre					
E 101(ABC/DEF)	65,555	90,55	0,875	0,643	0,98	51,047	50,026
E 102	132,5	150,275	0,781	0,843	0,98	40,268	39,463
E 104	159,165	246,67	0,086	10,674	0,99	141,053	139,642

E 105	170,55	247,495	0,112	6,962	0,98	153,107	150,045
E 106	216,385	275,27	0,363	1,754	0,99	132,132	130,811
E 107	219,715	265,55	0,147	6,000	0,99	80,718	79,911

Pour le flux de chaleur :

Cas réel : Coté calandre :

Echangeur	M	C _p	T _e	T _s	ΔT	Q
E101	453590	1,305	129	70	59	9701156,13
E102	74000	1,505	190	150	40	1237444,44
E104	65000	1,759	320	210	110	3493569,44
E105	85400	1,605	239	180	59	2246375,83
E106	63500	1,744	280	227	53	1630397,78
E107	85000	1,813	340	231	109	4665956,94

Coté tube :

Echangeur	M	C _p	T _e	T _s	ΔT	Q
E101	250440	1,066	25	90	65	4820274,33
E102		1,269	89	133	44	3884324,4
E104		1,441	150	163	13	1303192,37
E105		1,487	162	175	13	1344793,23
E106		1,521	174	181	7	740676,3
E107		1,595	180	214	34	3772600,33

Cas design : Coté calandre :

Echangeur	M	C _p	T _e	T _s	ΔT	Q
E101	453590	1,269	115,55	65,55	50	7994523,8

E102	74000	1,429	171,11	129,44	41,67	1224010
E104	65000	1,693	326,67	166,67	160	4890888,9
E105	85400	1,746	301,66	193,33	108,33	4486920,3
E106	63500	1,824	312,77	237,77	75	2413000
E107	85000	1,742	307,22	223,88	83,34	3427820,5

Coté tube :

Echangeur	M	C _p	T _e	T _s	ΔT	Q
E101	250440	1,097	26,67	104,44	77,77	5934989,03
E102		1,350	107,78	157,22	49,44	4643157,6
E104		1,451	151,67	166,66	14,99	1513109,09
E105		1,494	162,77	178,33	15,56	1617191,26
E106		1,668	195	237,77	42,77	4962911,04
E107		1,681	212,77	226,66	13,89	1624318,36

III.4.4.Résultats et discussion :

D'après le design d'origine, le flux de chaleur échangée au niveau de chaque échangeur se présente comme suit :

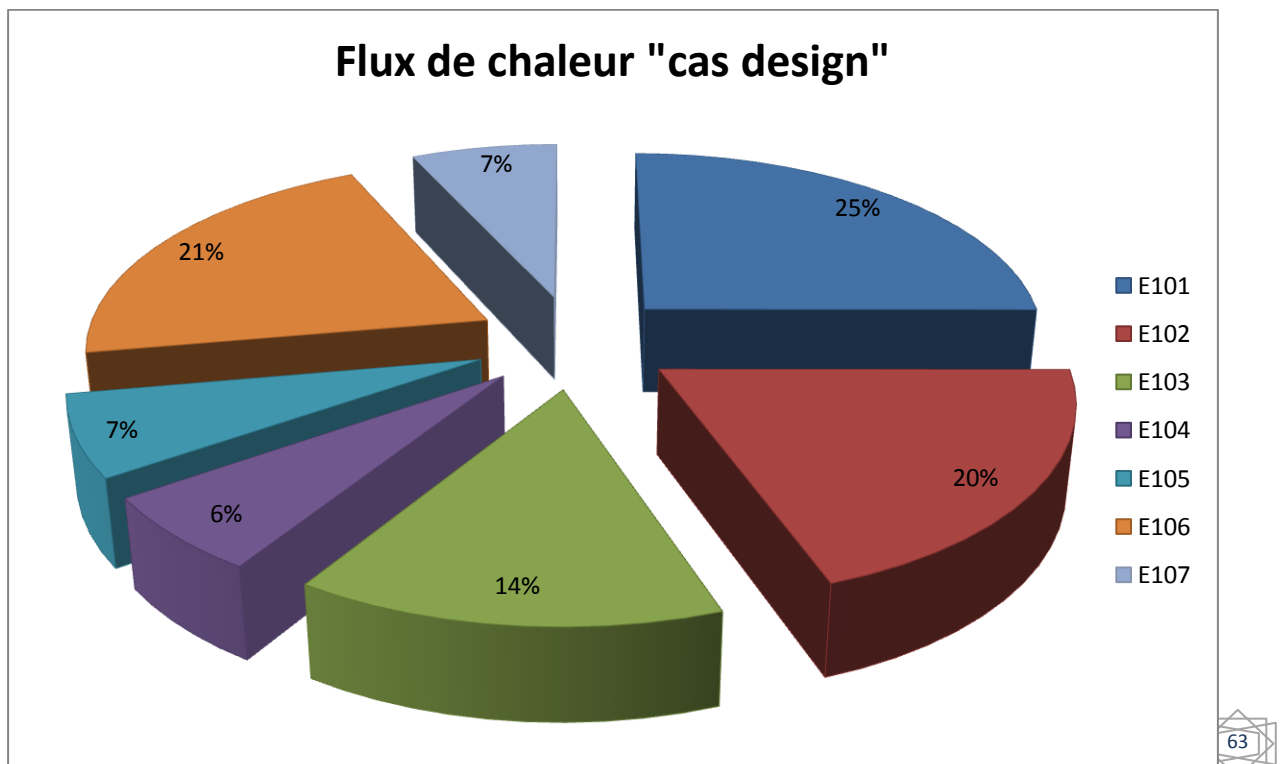


Figure III.1 : Flux de chaleur pour le cas design

Comme la montre le graphique à secteur ci-dessus « figure III.1 », on remarque que pour le cas design:

45% de flux de chaleur est cédée au brut par les reflux de tête et le reflux intermédiaire à travers les E101 et E102, 14% est cédée par kérosène à travers E103, 13% est cédée par le gasoil à travers les E104 et E105A et B, 28% est cédée par le reflux de fond et le résidu à travers les E106 et E107.

Le flux de chaleur échangée au niveau de chaque échangeur pour le cas réel se présente comme suit :

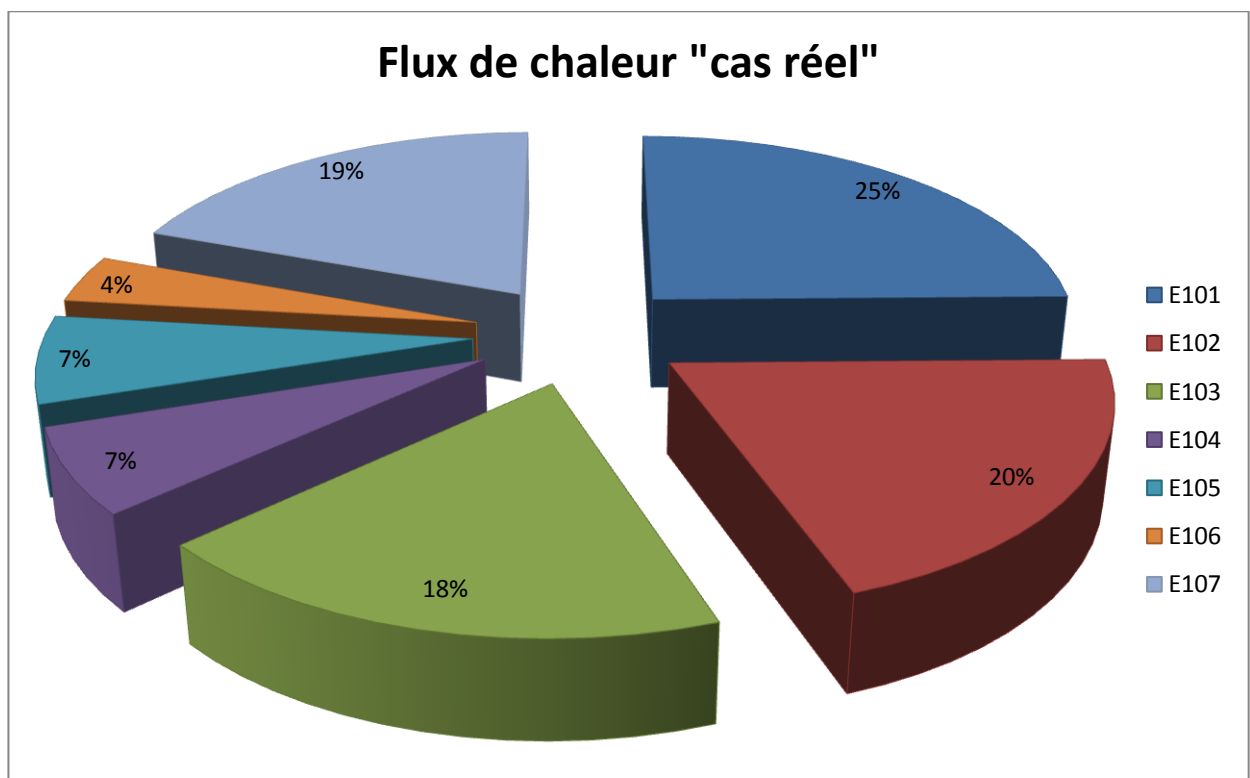


Figure III.2 : Flux de chaleur pour le cas réel

La figure III.2 montre le flux de chaleur pour le cas réel, on remarque:

45% de flux de chaleur est cédée au brut par les reflux de tête et le reflux intermédiaire à travers les E101 et E102, 18% est cédée par kérosène à travers E103, 14% est cédée par le gasoil à travers les E104 et E105A et B, 23% est cédée par le reflux de fond et le résidu à travers les E106 et E107

Interprétation des résultats :

Les histogrammes ci-dessous illustrent la comparaison entre les flux de chaleur réelles et celles prévues par le design de chaque échangeur.

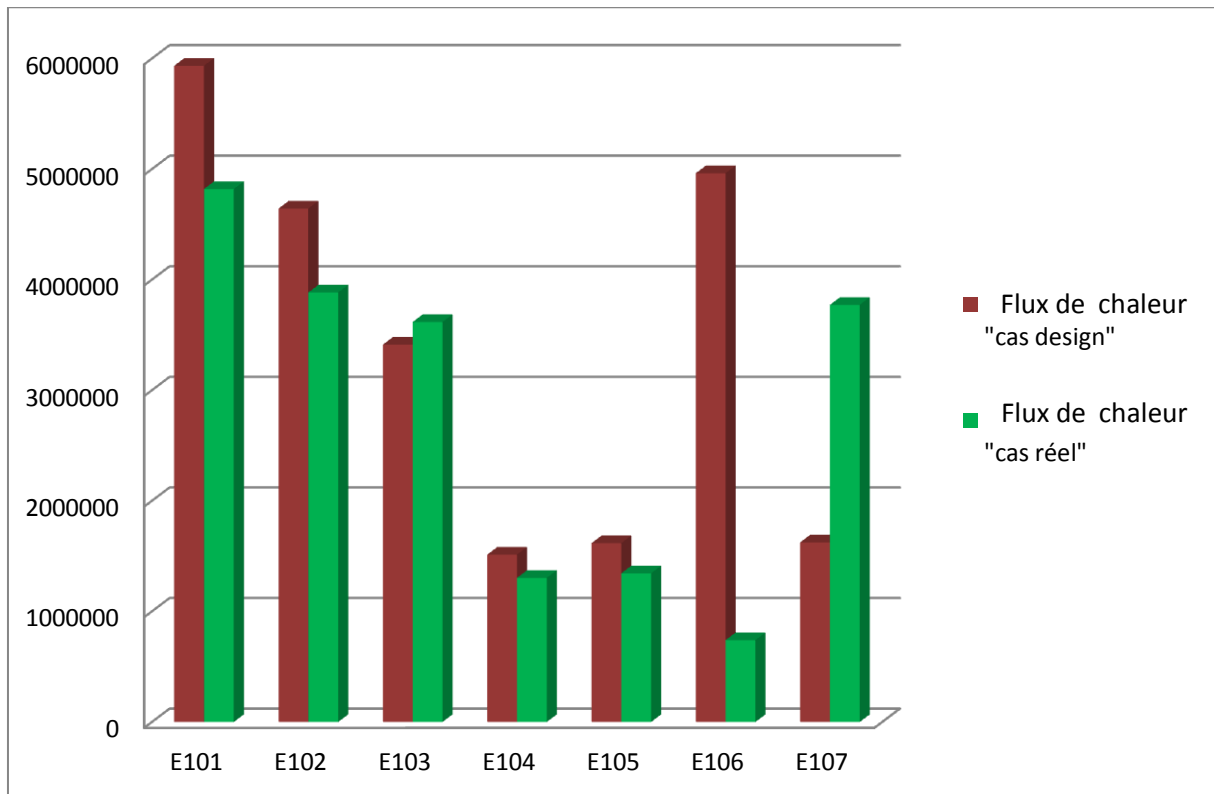


Figure III.3 : Comparaison des flux de chaleur pour les deux cas

Comme la montre les histogrammes ci-dessus, la différence des flux de chaleur cédée au brut pour les différents échangeurs de chaleur en remarque que pour les échangeurs E101 et E102 pour les 2 cas la différence allant de 9% à 13%, et Cette différence n'est pas très grande, et pour les échangeurs E103, E104 et E105 allant de 2% à 3% et c'est une très petite différence Ce qui nous amène à conclure que ces échangeurs E101,.....E105 fournissent une quantité de chaleur suffisante au brut pour assurer un fonctionnement correcte du four F101.

Par contre pour les E106 et E107 les différences des flux de chaleur cédée au brut dans le cas réel et le cas design sont respectivement 47% et 24%, et puisque c'est une grande différence on conclut que les deux échangeurs E106 et E107 ne sont pas apte a fournir une quantité de chaleur suffisante au brut.

Pour la surface d'échange et la surface installée :

- Le nombre de Reynolds : cas réel :

Calandre :

Echangeur	La section de passage	La vitesse massique	Le nombre de
-----------	-----------------------	---------------------	--------------

			Reynolds
E102	0,060	$1,24 \cdot 10^6$	17173,225
E104	0,025	$2,55 \cdot 10^6$	21669,528
E105	0,046	$1,86 \cdot 10^6$	12999,441
E106	0,050	$1,26 \cdot 10^6$	10304,541
E107	0,034	$2,54 \cdot 10^6$	18037,361

Tube :

Echangeur	La section de passage	La vitesse massique	Le nombre de Reynolds
E102	0,0924	$2,71 \cdot 10^6$	12483,807
E104	0,0308	$8,13 \cdot 10^6$	44450,673
E105	0,0616	$4,06 \cdot 10^6$	23059,570
E106	0,0308	$8,13 \cdot 10^6$	47331,772
E107	0,0616	$4,06 \cdot 10^6$	24928,717

- le coefficient de transfert global :

	h_0	h_i	R_{S0}	R_{Si0}	R_p	U_s
E101	/	/	$1,72 \cdot 10^{-4}$	$11,032 \cdot 10^{-4}$	$5,24 \cdot 10^{-5}$	
E102	636,011	140,282	$1,72 \cdot 10^{-4}$		$2,5 \cdot 10^{-5}$	99,990
E104	817,210	2601,809	$5,167 \cdot 10^{-4}$		$2,5 \cdot 10^{-5}$	307,415
E105	617,380	1509,429	$3,44 \cdot 10^{-4}$		$27,47 \cdot 10^{-5}$	249,740
E106	479,457	2685,509	$3,44 \cdot 10^{-4}$		$27,47 \cdot 10^{-5}$	239,236
E107	745,566	1593,942	$6,889 \cdot 10^{-4}$		$37,46 \cdot 10^{-5}$	241,819

- Le calcul de nombre de Reynolds : cas design:

Calandre :

Echangeur	La section de passage	La vitesse massique	Le nombre de Reynolds
E102	0,060	$1,23 \cdot 10^6$	16131,075
E104	0,025	$2,55 \cdot 10^6$	19503,395
E105	0,046	$1,86 \cdot 10^6$	15198,939
E106	0,050	$1,26 \cdot 10^6$	11132,382
E107	0,034	$2,54 \cdot 10^6$	18037,361

Tube :

Echangeur	La section de passage	La vitesse massique	Le nombre de Reynolds
E102	0,0924	$2,70 \cdot 10^6$	13636,340
E104	0,0308	$8,12 \cdot 10^6$	44826,604
E105	0,0616	$4,06 \cdot 10^6$	23199,070

E106	0,0308	$8,13 \cdot 10^6$	52246,796
E107	0,0616	$4,06 \cdot 10^6$	26323,140

- le coefficient de transfert global :

	h_0	h_i	R_{S0}	R_{Si0}	R_p	U_s
E101	/	/	$1,72 \cdot 10^{-4}$	$11,032 \cdot 10^{-4}$	$5,24 \cdot 10^{-5}$	/
E102	618,033	136,284	$1,72 \cdot 10^{-4}$		$2,5 \cdot 10^{-5}$	97,505
E104	779,479	2605,411	$5,167 \cdot 10^{-4}$		$2,5 \cdot 10^{-5}$	414,22
E105	666,583	1524,485	$3,44 \cdot 10^{-4}$		$27,47 \cdot 10^{-5}$	301,966
E106	503,156	2841,915	$3,44 \cdot 10^{-4}$		$27,47 \cdot 10^{-5}$	257,861
E107	743,651	1636,708	$6,889 \cdot 10^{-4}$		$37,46 \cdot 10^{-5}$	246,230

échangeurs	Surface installée	Surface d'échange « cas design »
E101	401,109	397,308
E102	389,440	318,204
E103	129,813	105,45
E104	129,813	115,989
E105	259,627	115,956
E106	129,813	108,232
E107	259,627	176,824

Et la surface d'échange et la surface installée seront :

Echangeurs	Surface installée	Surface d'échange « Cas Réel »
E101	401,109	405,319
E102	389,440	539,960
E103	129,813	178,720
E104	129,813	177,512
E105	259,627	329,988
E106	129,813	188,707
E107	259,627	348,119

Les histogrammes ci-dessous montrent la différence entre la surface d'échange et la surface installée pour le cas réel :

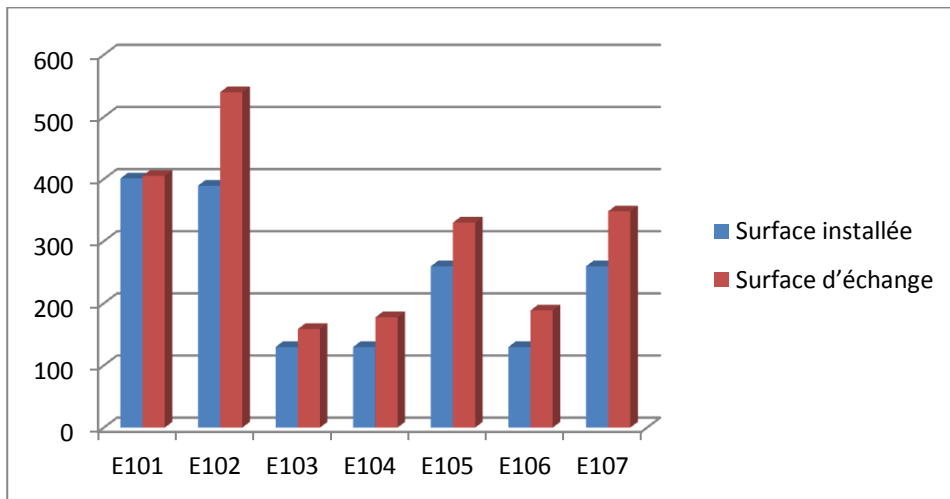


Figure III.4 : La surface d'échange et la surface installée pour le cas réel

Les histogrammes ci-dessous montrent la différence entre la surface d'échange et la surface installée pour le cas design :

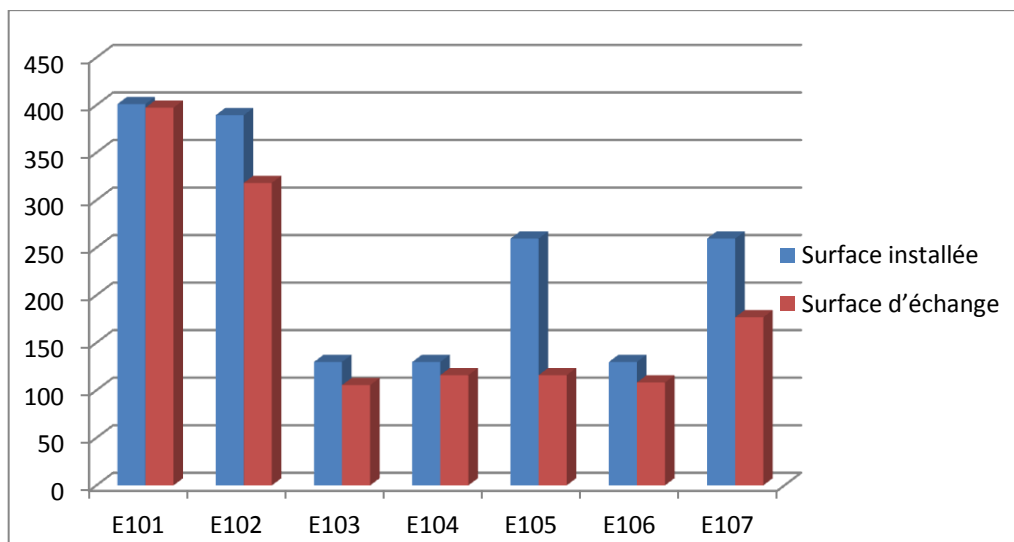


Figure III.5 : La surface d'échange et la surface installée pour le cas design

III.4.5. Interprétations Des Résultats :

D'après le tableau récapitulatif des résultats et d'après les deux histogrammes, on remarque que les surfaces installées dans les échangeurs (E101...E107) dans le cas réel sont inférieures à celles calculés, donc les échangeurs ne peuvent pas assurer l'augmentation voulue,

autrement dit, les paramètres de fonctionnement actuels ne correspondent pas à ceux fixés par le design, cela est dû à :

- Encrassement, et élévation des températures en des points et non pas en d'autres, ce qui peut provoquer :
 - * Tensions thermiques
 - * Bouchage (obstruction des tubes) ce qui peut provoquer des éclatements des tubes (fuites)
- Traitement de brut avec des conditions de marche maximales (le débit).
- Calcul de l'efficacité :

échangeurs	Efficacité cas réel	Efficacité cas design
E102	0,713	0,891
E103	0,773	0,899
E104	0,719	0,851
E105	0,749	0,891
E106	0,680	0,830
E107	0,726	0,813

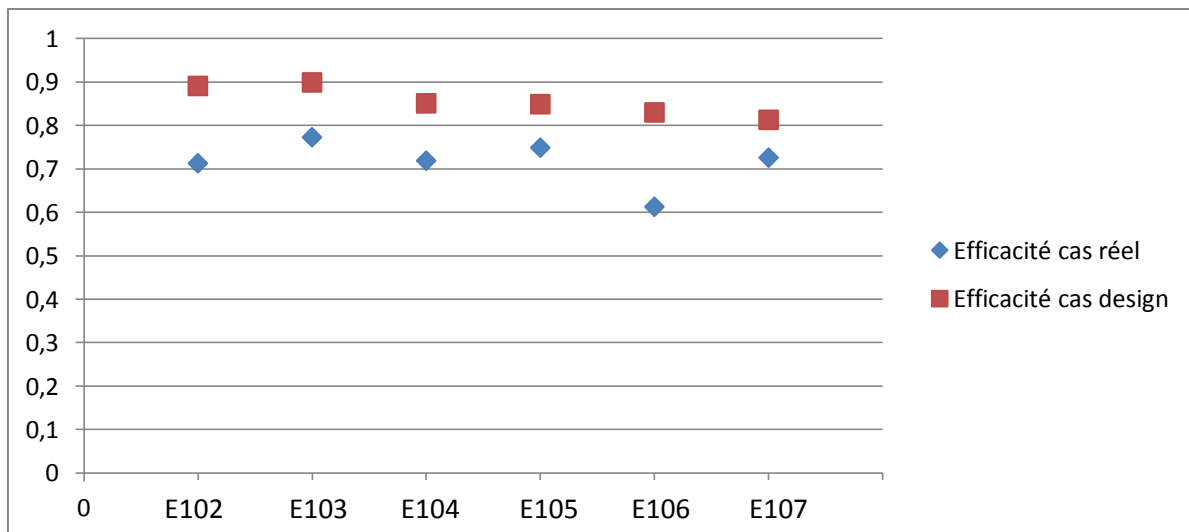


Figure III.6 : L'efficacité pour les deux cas

L'estimation de la performance a été basée sur l'efficacité [9], ce nombre est supérieur à 0,891 pour la plus part des échangeurs, cependant la valeur maximale est de 0,899 pour l'échangeur E103. On remarque que l'échangeur E106 à une faible valeur relativement aux autres 0,680 cela est du probablement dû à :

- l'encrassement et/ou à la défektivité des tubes

- le pouvoir d'échange de l'échangeur NUT

La réduction de l'efficacité de l'appareil qui provoquera des pertes de chaleurs, et diminution de ses performances « diminution de l'échange thermique » comme nous avons trouvé pour la quantité de chaleur précédemment on a calculé la différence de quantité de chaleur entre le cas réel et le cas design cette différence qui a été estimé a 47%.

Pour confirmer l'existence d'un dépôt à l'intérieur des tubes des échangeurs de chaleur étudiés, on a calculé la perte de charge théorique $\Delta P_{théo}$.

La perte de charge est une quantité, qui peut nous renseigner sur la variation de la résistance d'encrassement à l'intérieur des tubes.

Pour les tubes lisses d'un échangeur de chaleur tube-calandre, la perte de charge théorique coté tube est donnée par l'équation ci-dessous :

$$\Delta P_t = [(n_c \cdot n_t \cdot G_T^2) / (1,272 \cdot 10^{15} \cdot d)] / [(f_t \cdot L) / (d_i \cdot \Phi_t) + 2]$$

Avec :

f_t : coefficient de friction coté tube.

L : la longueur des tubes

Les pertes de charges côté calandre :

$$\Delta P_c = [(n_c \cdot f_{CT} \cdot G_{TC}^2) (N_C + 1) \cdot D_C] / [(1,271 \cdot 10^{15} \cdot d \cdot D_C \cdot \Phi_c)]$$

Avec :

f_c : coefficient de friction coté calandre

D_c : diamètre de la calandre

f_t et f_c sont tirés à partir les Figures V.1.20 et V.1.26 dans les annexes.

$$\Delta P_t = [(n_c \cdot n_t \cdot G_T^2) / (1,272 \cdot 10^{15} \cdot d)] / [(f_t \cdot L) / (d_i \cdot \Phi_t) + 2]$$

$$\Delta P_t = [(2 \cdot 1 \cdot (8,1 \cdot 10^6)^2) / (1,272 \cdot 10^{15} \cdot d)] / [(f_t \cdot 6096 \cdot 10^{-3}) / (14,85 \cdot 10^{-3} \cdot 1,010) + 2]$$

$$\Delta P_t = [1,3122 \cdot 10^{14} / (0,71936 \cdot 1,272 \cdot 10^{15})] / [(f_t \cdot 6096 \cdot 10^{-3}) / (14,85 \cdot 10^{-3} \cdot 1,010) + 2]$$

$$\Delta P_t = [1,3122 \cdot 10^{14} / (9,1502592 \cdot 10^{14})] / [(f_t \cdot 6096 \cdot 10^{-3}) / (0,01149985) + 2]$$

$$\Delta P_t = 0,143405773 / [(f_t \cdot 6096 \cdot 10^{-3}) / (0,01149985) + 2]$$

$$\Delta P_t = 0,143405773 / [f_t \cdot 530,0938708 + 2]$$

$$\Delta P_t = 0,9 \text{ Kg/cm}^3$$

$$\Delta P_c = 0,13 \text{ Kg/cm}^3$$

On remarque que les pertes de charge dans la calandre est négligeable devant celles de tube.

III.4.6. Interprétation des résultats :

Echangeurs	$\Delta p_{t\text{-théorique-calculée}}$	$\Delta p_{t\text{-design}}$ calculés
E101	0,1887	0,012
E102	0,2678	0,0365
E103	0,312	0,0119
E104	0,678	0,0367
E105	0,6753	0,0442
E106	1,0712	0,0551
E107	0,783	0,0735

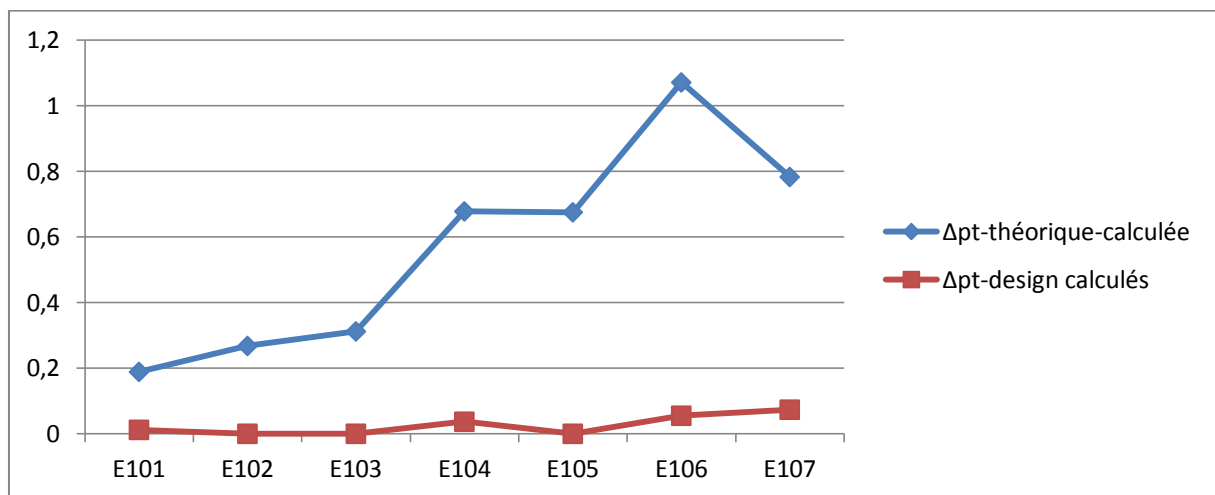


Figure III.7 : La variation de pertes de charges dans les tubes pour les deux cas

Les 2 courbes ci-dessus illustrent la variation de pertes de charges dans les tubes pour les 7 échangeurs en cas réel et en cas design. On remarque que les valeurs pratiques sont supérieures à ceux de design. Grace à l'augmentation de pertes de charge « chute de pression », on peut déceler rapidement l'encrassement des l'échangeur E106 et E107.

III.4.7. Résultats et discussions :

Les résultats obtenus dans les échangeurs E101.102.103.104.105.106.107, montrent que les valeurs pratiques : surface d'échange, les pertes de charges sont supérieures à ceux calculées pour le design. Par contre il y'a une diminution de flux d'échange et de l'efficacité et du coefficient d'échange par rapport aux paramètres de constructeur.

Cela est du à :

- l'encrassement interne et externe des tubes, qui se traduit par :
 - bouchage des tubes, et donc le passage et la circulation seront difficiles et peuvent provoquer un arrêt.
 - La fatigue du métal, la dégradation de l'équipement et donc le dysfonctionnement des utilisations avec des réparations.
- La vétusté les échangeurs sont de 46ans de service.

III.5.Conclusion :

D'après les résultats obtenus on constate que la diminution de la capacité du train de préchauffe de la raffinerie d'Alger est due à l'encrassement et le mauvais calorifugeage des échangeurs E106 et E107. Ce qui est difficile de certifier l'existence de ce phénomène par une simple lecture de la perte de charge en raison des conditions de marche qui ne sont pas maintenues constantes en raison de la forte demande en production ainsi qu'aux problèmes qui apparaîtront durant le fonctionnement de l'unité 100.

Introduction :

La simulation numérique se présente presque toujours sous forme d'un programme ou d'outils informatiques appelés environnements de simulation capables de transformer des équations différentielles en équations algébriques où les variations continues des variables de l'écoulement sont représentées par des valeurs à des points discrets dans le temps et dans l'espace.

La simulation se définit comme l'utilisation ou la résolution de modèles correspondant à un système donné pour étudier le comportement de ce dernier dans un contexte précis. Elle est la suite logique de la modélisation qui est la première approche d'une simulation.

A travers la simulation, le système étudié devient plus flexible. On peut plus facilement faire des études paramétriques. L'utilisation peut aussi faire varier l'échelle de temps pour une étude, ce qui est impossible par ailleurs.

Les locations discrètes dans l'espace sont représentées par des points nodaux (ou nœuds) choisis dans une grille numérique qui subdivise le domaine de l'écoulement selon la nature et la géométrie du domaine de calcul.

Dans ce chapitre On présente la formulation mathématique appropriée à notre cas qui est sous forme d'équations dites de conservation, qui régissent le phénomène de la convection forcée en régime turbulent à l'intérieur d'une conduite cylindrique et la conduction thermique dans les domaines étudiés.

Suite aux résultats obtenus dans le chapitre précédant et en vue de compléter notre étude on constate qu'il est indispensable de faire une simulation numérique dont l'objectif est de déterminer le comportement thermique et dynamique des fluides caloporteurs.

IV.1.Géométrie du problème :

On prend la géométrie d'un échangeur similaire, la géométrie du problème est présentée sur **La figure IV.1**. Il s'agit d'un échangeur de chaleur de conduit cylindrique traversé par deux fluides, le fluide froid circule coté tube et le fluide chaud circule le long de la calandre dans deux cas : le réel qui est sous les conditions de marche actuel, et le design ce dernier qui est sous des conditions limité par le constructeur.

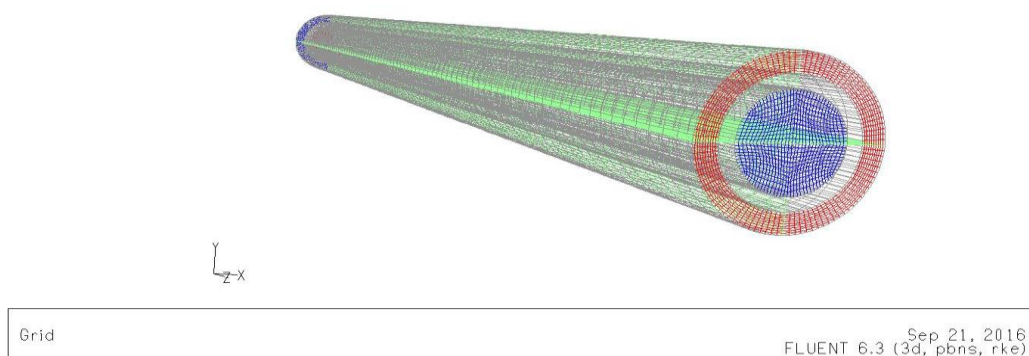


Figure IV.1 : Géométrie du problème

IV.2. Equations en régime turbulent :

Les équations en régime turbulent sont les équations de conservation, qui sont :

- Equation de continuité.
- Equations de quantité de mouvement.
- Equation de turbulence.
- Equation de l'énergie.

IV.3. Les hypothèses de calcul :

- L'écoulement et le transfert de chaleur sont tridimensionnels ;
- L'écoulement de fluide est turbulent et stationnaire ;
- Les propriétés physiques du fluide (C_p , μ , k_{fluides} , ρ) et du solide (k_{paroi}) sont constantes.
- La température de parois (supérieure et inférieure) constante.

Les équations de la conservation peuvent se généraliser sous une seule forme d'équations aux dérivées partielles.

Si on note toute variable générale mesurée par le symbole ϕ , L'équation différentielle générale s'écrit :

$$\frac{\partial(\rho.\phi)}{\partial t} + \mathbf{div}(\rho.\mathbf{v}.\phi) = \mathbf{div}(\Gamma\phi.\mathbf{grad}\phi) + S\phi \quad \dots\dots\dots(\text{IV.1})$$

Où :

Γ_ϕ : le coefficient de diffusion de ϕ

ϕ : est la variable dépendante générale qui peut être la vitesse.

ρ : la masse volumique de l'eau ou des solides.

\mathbf{V} : la vitesse de l'eau.

Γ_ϕ : le coefficient de diffusion de ϕ

S_ϕ : le terme source.

IV.4. Conditions initiales et aux limites :

La résolution du système d'équations obtenu précédemment nécessite l'incorporation des conditions aux limites pour chaque variable dépendante.

- **Entré :** toutes les propriétés du fluide sont connues.
- **Paroi :** pour la paroi le champ de vitesse est nul.
- **L'interface :** la température de fluide et de solide est la même.

L'avantage d'écrire les équations différentielles décrivant l'écoulement turbulent sous la forme générale est de construire une procédure numérique générale qui s'applique pour les différentes équations en considérant les conditions aux limites spécifiques.

On sait que pour certains cas d'écoulements simples une solution analytique exacte est possible. Pour le cas général des écoulements turbulents, le système d'équations de Navier-Stokes ne peut être résolu directement vu la non-linéarité des équations et l'apparition des contraintes de Reynolds de la turbulence comme nouvelles inconnues dans les équations de transport. Le système d'équations est fermé à l'aide des modèles de turbulence.

Dans un volume de contrôle de l'écoulement dans un échangeur de chaleur étudié, les équations différentielles -développées dans ce chapitre- décrivent les principes de conservation de la masse, des quantités de mouvement et de l'énergie.

Dans notre cas, l'écoulement est stationnaire et tridimensionnel, ainsi la discrétisation des équations différentielles du système d'équations par la méthode des volumes finis se fait dans les trois directions (x, y, z). Ainsi les équations différentielles de conservation décrivant les variations des différentes variables de l'écoulement dans les trois directions sont les suivantes:

1. Équation de continuité :

L'équation différentielle décrivant le principe de conservation de la masse est :

$$\frac{\partial (\rho.u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho.v)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho.w)}{\partial z} = \mathbf{0} \quad \dots\dots\dots(\text{IV.2})$$

Où : u v et w sont les composantes de la vitesse du fluide dans les directions x , y et z respectivement.

2. Équation de quantités de mouvement :

L'équation différentielle décrivant la conservation des quantités de mouvement pour un écoulement de fluide newtoniens s'écrit :

$$\frac{\partial (\rho.V)}{\partial t} + \mathbf{grad}(\rho.VV) = \mathbf{grad}(P) + \rho.g \quad \dots\dots\dots(\text{IV.3})$$

3. Équation de l'énergie :

Pour un écoulement stationnaire ou la dissipation visqueuse est négligée l'équation s'écrit :

$$\rho C_p (V_i \nabla T) = \text{div} (k \nabla T) \quad \dots\dots\dots(\text{IV.4})$$

4. Équations de turbulence :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho.k.v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad \dots\dots\dots(\text{IV.5})$$

Avec : $\mu_t = \rho.C\mu.\frac{k^2}{\epsilon}$: Est la viscosité turbulente

Après avoir sélectionné les équations différentielles à résoudre, il est nécessaire de transformer ces équations différentielles en équations algébriques où les variations continues des variables de l'écoulement sont représentées par des valeurs à des points discrets dans le temps et dans l'espace.

Les locations discrètes dans l'espace sont représentées par des points nodaux (ou nœuds) choisis dans une grille numérique qui subdivise le domaine de l'écoulement selon la nature et la géométrie du domaine de calcul.

IV.5.Méthodes de discrétisation :

La procédure de discrétisation fait des approximations aux dérivées dans le temps et dans l'espace des variables de l'écoulement, à chaque nœud de la grille, à en fonctions algébriques des variables dans le nœud considéré et les nœuds en son voisinage.

La discrétisation se fait en suivant l'une des deux méthodes :

- Méthode des différences finies.
- Méthode des volumes finis

Dans ce qui suit, on se limite à examiner uniquement la méthode des volumes finis dans le domaine de la dynamique et la thermique des écoulements de fluides.

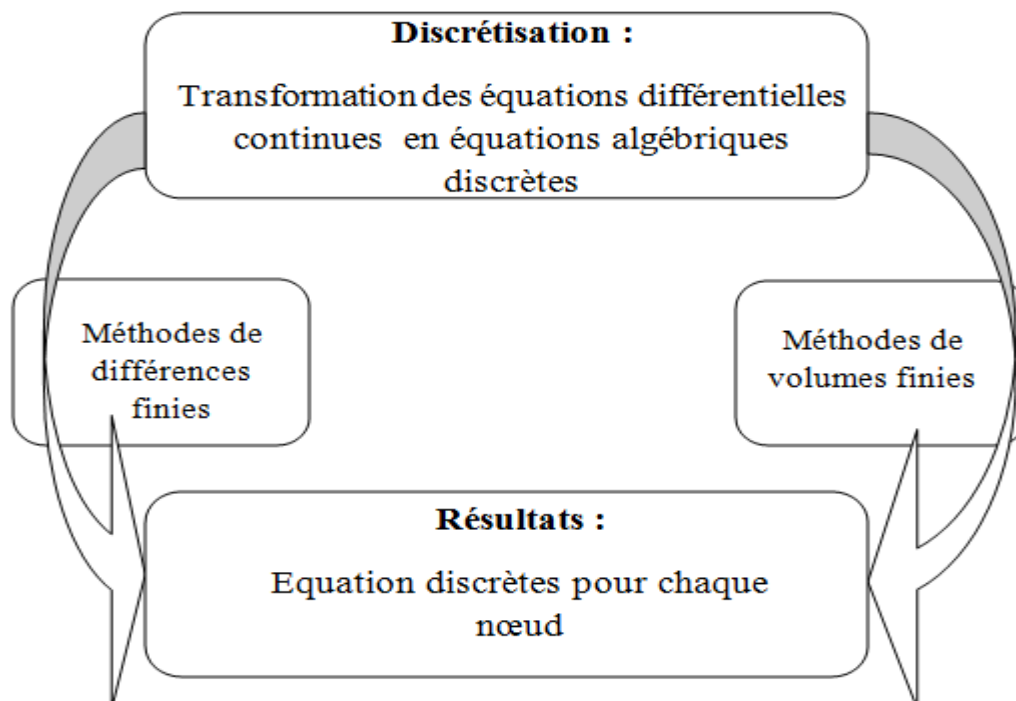


Figure IV.2 : La méthode de discrétisation

Introduction :

Dans notre partie simulation on a utilisé le **GAMBIT** c'est un logiciel qui permet de créer des maillages pouvant être utilisés en particulier sous **FLUENT** [17].

Le mailleur est un prétraitement au logiciel de simulation. 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 forme rectangulaire ou triangulaire.

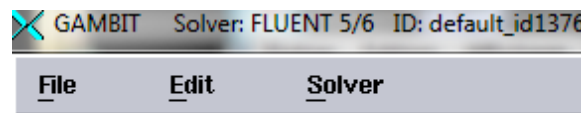
V.1. Procédure de résolution :

V.1.1. Créer la géométrie dans GAMBIT :

V.1.1.1. Choix de solveur :

Notre maillage est crée et destiné à être utilisé avec FLUENT 6.3.26

On clique sur **Solver** et on choisi **Fluent 5/6**



V.1.1.2. Création de point :

- Use the Operation toolpad
- Geometry Command Button
- Vertex Command Button
- Create Real Vertex

De cette étape on fait créer le premier point **(0,0,0)**, **0** selon x, **0** selon y et **0** suivant z.

Cliquez sur **Apply**. Cela crée le point qui est affiché dans la fenêtre graphique.

Répétez ce processus pour créer les points restants.

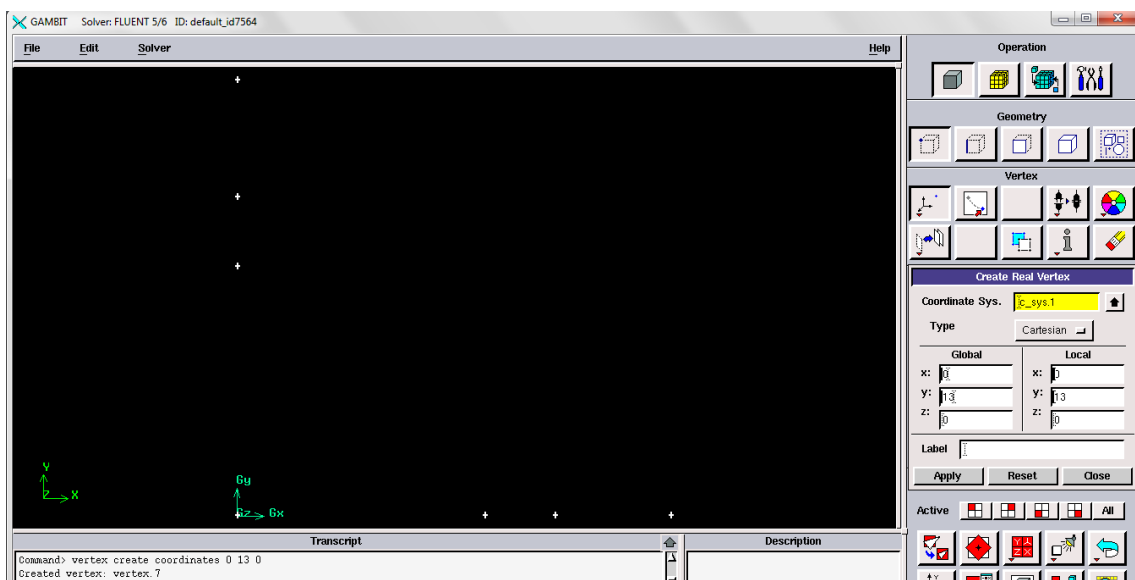
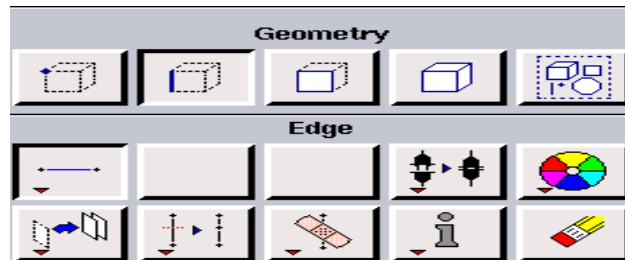


Figure V.1: création des points

V.1.1.3. Création des lignes :

- Geometry Command Button
- Edge Command Button
- Create Edge



Sélectionnez deux points en maintenant enfoncée la touche **Shift** et en cliquant sur les points. Comme chaque point est choisi, il apparaîtra en rouge dans la *fenêtre graphique*.

Ensuite, relâchez la touche **Shift** et cliquez sur **Apply** dans la partie *Créer Straight Edge* fenêtre pour créer cette ligne.

Répétez ce processus pour créer les lignes restantes.

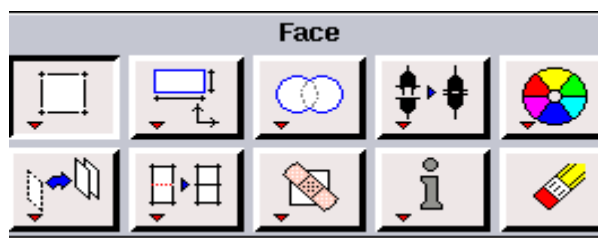
V.1.1.4. Création des faces :

- Geometry Command Button
- Face Command Button
- Form Face

On a **3** faces : faisceaux, parois et la calandre.

Pour former une face de tube, nous avons besoin pour sélectionner les lignes qui entourent ce domaine. Cela peut se faire en maintenant la touche **Shift**, en cliquant sur chaque ligne (notez que la ligne actuellement sélectionnée apparaît en rouge), puis relâcher la touche **Shift** après toutes les lignes ont été sélectionnées et cliquez sur **Apply**.

Répétez ce processus pour créer les faces restantes.

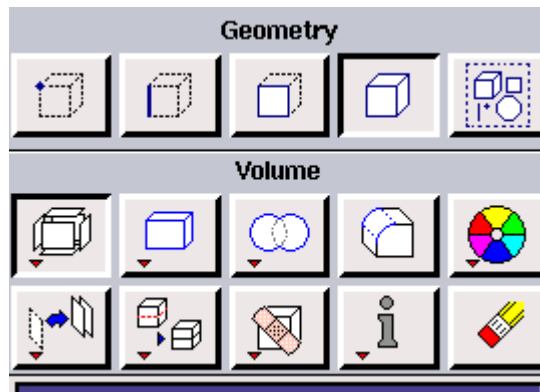


V.1.1.5. Création des volumes :

Dans notre cas utilisé on est dans la 3D c'est-à-dire on parle sur les volumes ; et pour cela pour créer les volumes on applique les étapes suivantes :

- Geometry Command Button
- Volume Command Button
- Sweep faces

Et pour cela on fait créer le volume avec un vecteur de (0 ; 0; 6096), on clique sur **Apply**.



V.1.1.6. Maillage Volume dans GAMBIT :

V.1.1.6.1. Maillage des tubes :

- Mesh Command Button
- Volume Command Button
- Mesh volumes

Sélectionnez le volume de tube sélectionnez **Interval count** dans la liste décollant qui dit **Interval Size** du maillage des bords de fenêtres, entre le nombre des nœuds pour l'intervalle compter et cliquez sur **Apply**.

V.1.1.6.2. Maillage des parois :

Répétez le même processus pour le maillage des tubes.

V.1.1.6.3. Maillage de la calandre :

Après avoir faire le maillage des tubes et parois en répètent le même processus.

La figure ci-dessous nous montre le maillage volume que nous avons fait.

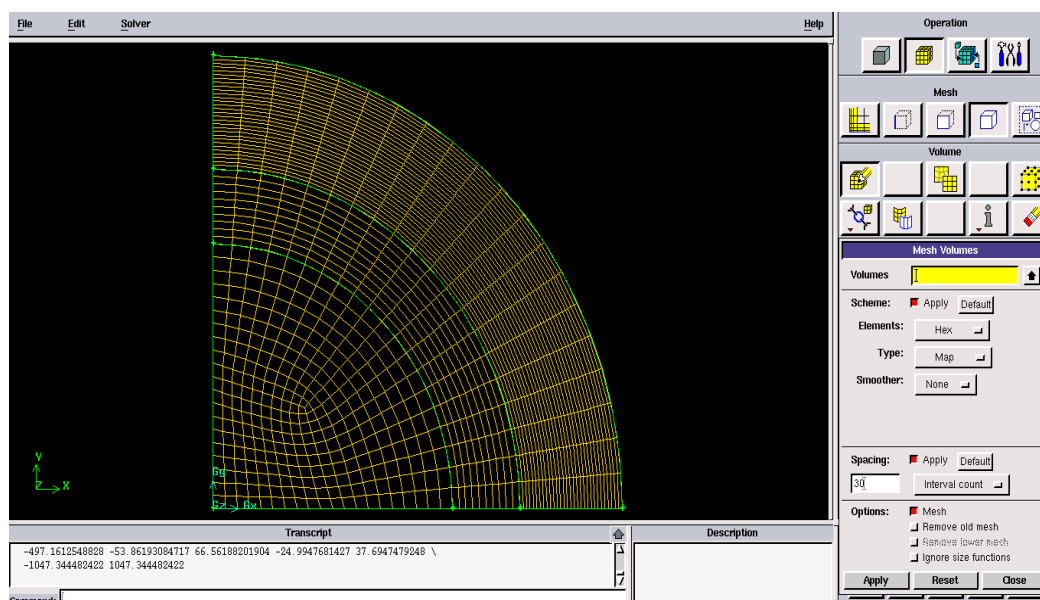


Figure V.2 : le maillage volume

V.1.1.7. Les conditions aux limites dans GAMBIT :

- Zones Command Button
- Specify Boundary Types Command Button

Dans notre cas on a 4 conditions aux limites :

- Condition d'entrée
- Condition de sortie
- Limite domaine
- Condition de symétrie

- Pour la condition d'entrée :

Sélectionnez la face (entrée de brut ou kérosène), Ecrire à côté de **Nom**.

Pour le **type**: sélectionnez **MASS_FLOW_INLET**. Ensuite Cliquez sur **Apply**.

Répétez le même processus pour les autres faces.

- Pour la condition de sortie :

Sélectionnez la face (sortie de brut ou kérosène), Ecrire à côté de **Nom**.

Pour le **type**: sélectionnez **OUTFLOW**. Ensuite Cliquez sur **Apply**.

Répétez le même processus pour les autres faces.

- Pour la Limite domaine :

On sélectionne la paroi, écrire à cote de Nom.

Pour le type : sélectionnez **WALL**.après cliquez sur **Apply**.

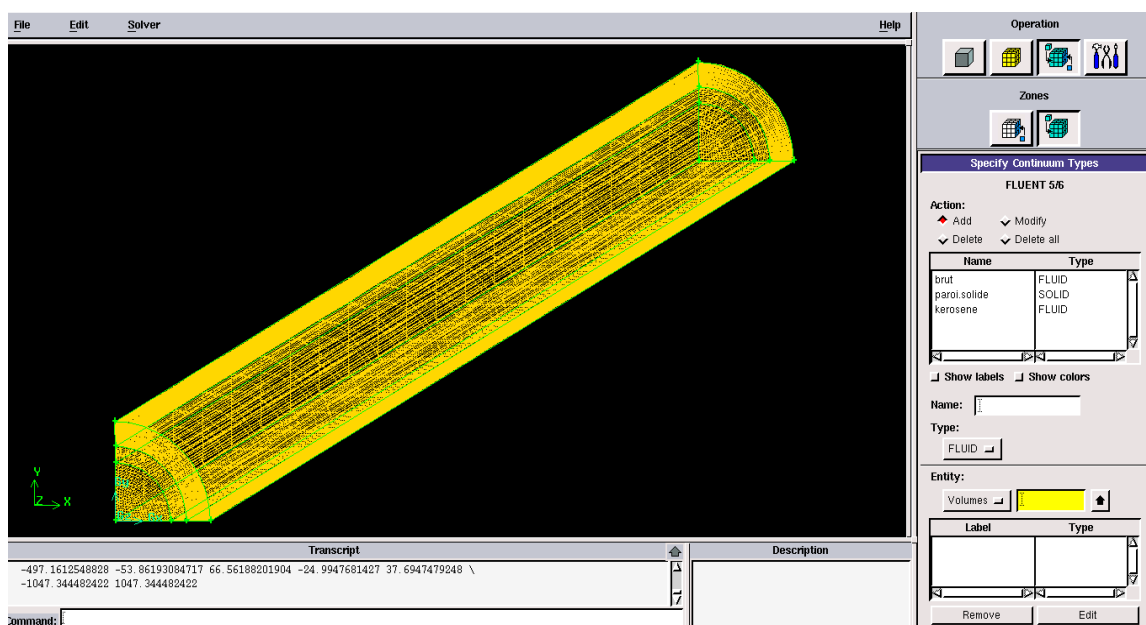


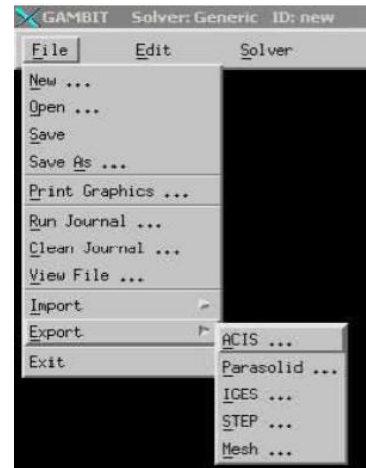
Figure V.3 : les conditions aux limites

V.1.2. Exporter le maillage et sauvegarder le fichier :

Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux Limites ont été définies, il faut exporter le maillage, en point **.msh** (*mesh* = maillage en anglais) pour que Fluent soit capable de le lire et de l'utiliser.

On peut ensuite fermer Gambit et lancer Fluent.

File > Export > Mesh →



V.2. Outil de simulation Fluent :

V.2.1. Code FLUENT [17]:

Fluent est un code de calcul conçu pour la simulation des écoulements de fluide et du transfert de chaleur dans des géométries complexes. Il présente une grande flexibilité d'adaptation avec n'importe quel type de maillage. Il permet le raffinement du maillage en fonction des conditions aux limites, des dimensions et même des résultats déjà obtenus. Cela est très utile dans les régions à gradients importants (couches limites, couches à cisaillement libre).

Fluent est écrit en langage C.

Il a une architecture serveur client nécessaire au calcul parallèle sur plusieurs machines.

L'utilisation de Fluent est simple, il suffit de suivre l'ordre des menus en partant de la gauche pour aller vers la droite.

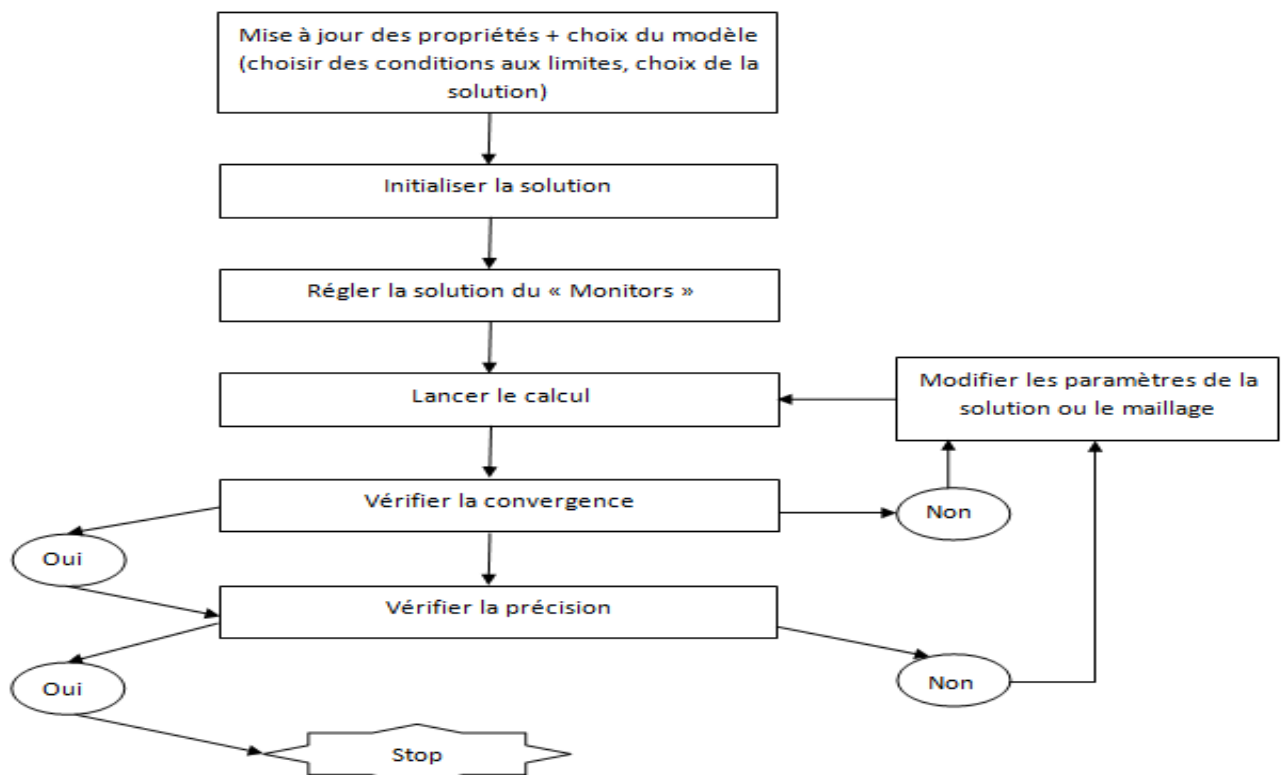
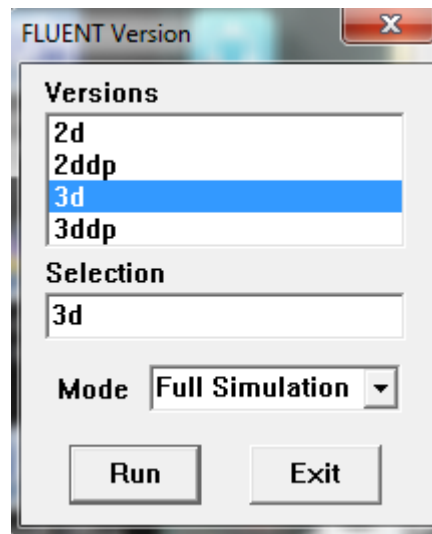


Figure V.4 : Organigramme de calcul numérique

V.2.2. Procédure de résolution :

Puisque la géométrie est en **3D**, et que la géométrie est d'une longueur importante et que le tube une épaisseur petite par rapport au reste du domaine de calcul, le choix du **3D** le plus approprié à notre simulation.



A. Importation de la géométrie (*.msh) :

Pour commencer la simulation il faut importer le fichier (*.msh) généré sous Gambit.
File Read Case...

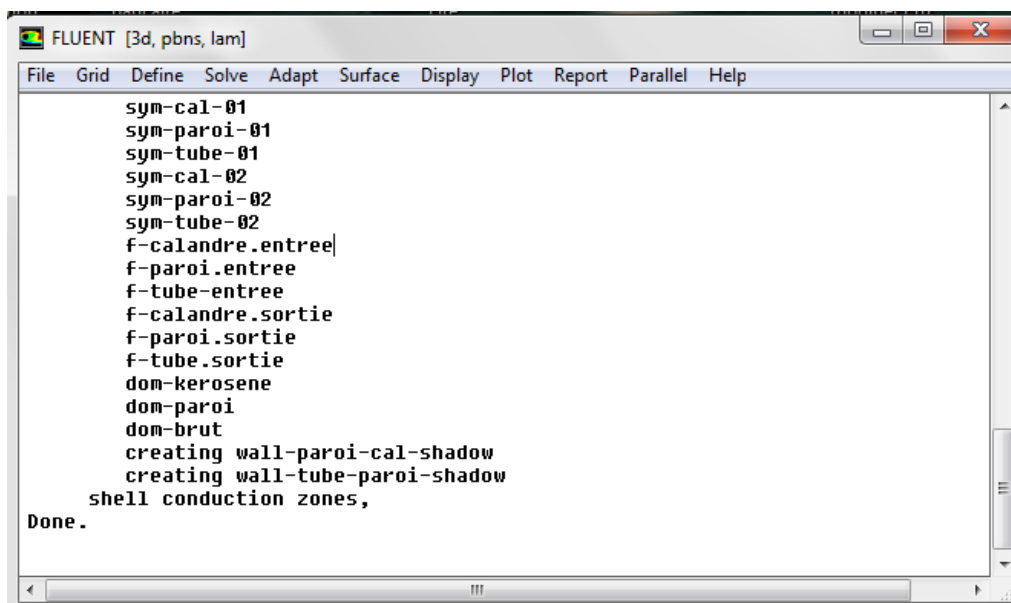


Figure V.5 : Importation de la géométrie

B. Vérification du maillage importé :

Le premier menu que nous allons étudier est le menu **GRID**. La première chose à faire est d'utiliser l'option **check** afin de vérifier si le maillage importé comporte des anomalies comme des problèmes de jointure entre les différentes surfaces du maillage.

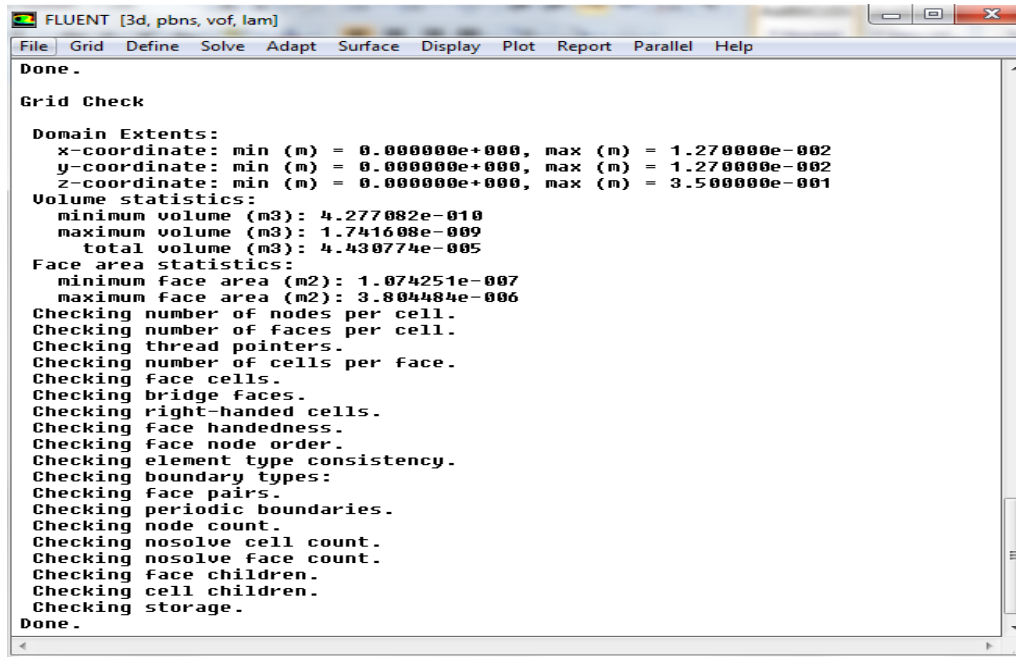
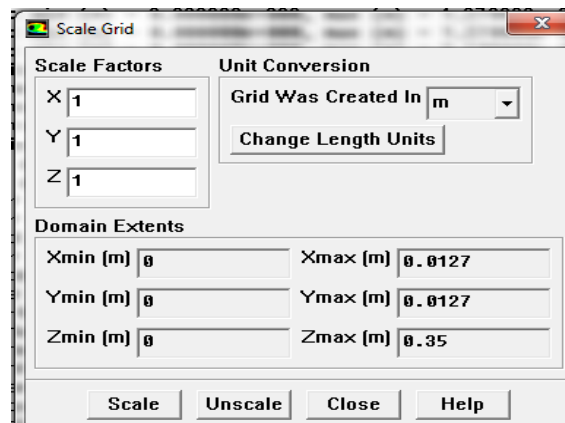


Figure V.6 : Vérification du maillage sous Fluent

C. Vérification de l'échelle :

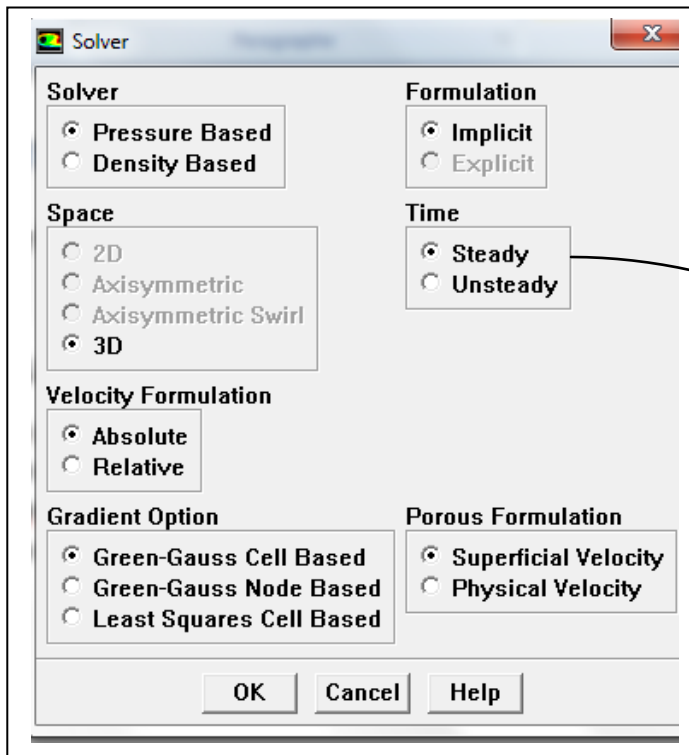
Pour choisir l'échelle d'étude du maillage et par conséquent réfléchir en nombres adimensionnels, il faut utiliser l'option **scale**.

Il faut toujours vérifier que les dimensions affichées correspondent aux dimensions physiques du problème.



D. Choix du solveur :

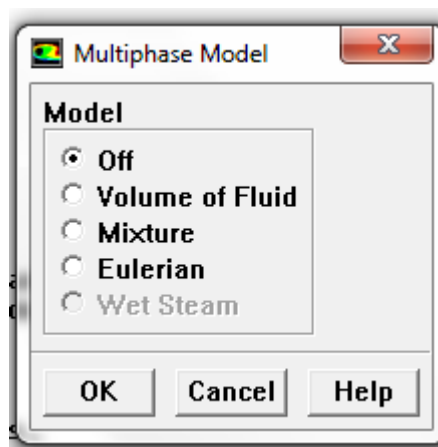
Le second menu que l'on va utiliser est le menu **DEFINE**. La démarche à suivre est de partir des options du haut du menu secondaire et de descendre au fur et à mesure. Nous trouvons donc l'option **Models** qui se décompose aussi en un autre menu. **Solver** permet de choisir le type de solveur que l'on souhaite utiliser (implicite, explicite, stationnaire, **2D**...).



C'est là aussi qu'on choisit le régime de l'écoulement : stationnaire ou instationnaire.

a) Choix de Multi phase :

Model → Off



b) Choix du modèle de turbulence :

Fluent propose différents modèles de turbulence, Parmi lesquels les écoulements non visqueux, laminaires, turbulents ... etc.

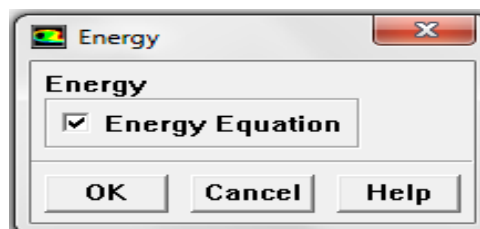
Define ———> **models** ———> **Viscous**

Permet de choisir le modèle de turbulence approprié pour résoudre le problème.

On a utilisé le modèle K- ϵ à deux équations c'est le modèle le plus adapté pour les échangeurs de chaleur et donne des meilleurs résultats.

c) Choix de l'équation d'énergie :

Energy permet de choisir si oui ou non on doit faire intervenir l'équation de l'énergie dans la résolution du système (dès qu'un gradient de température intervient dans les phénomènes, il faut utiliser cette équation pour d'une part observer une solution réaliste mais aussi souvent pour faciliter la convergence).



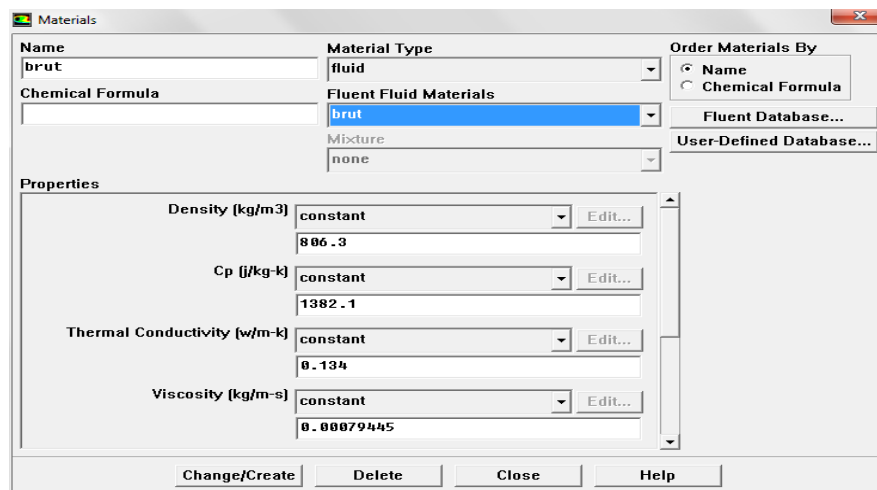
E. Définition des caractéristiques des matériaux:

Define ———> **Materials**

Le sous menu **Materials** permet de définir les paramètres physiques des différents matériaux.

Ensuite pour une entrée de fluide, on fixe la vitesse ainsi que le niveau de turbulence ; pour un mur on peut fixer soit un flux constant, soit une température constante et bien d'autres possibilités (telles que la rugosité du mur par exemple).

Les caractéristiques du fluide sont chargées à partir de la bibliothèque de données de Fluent.



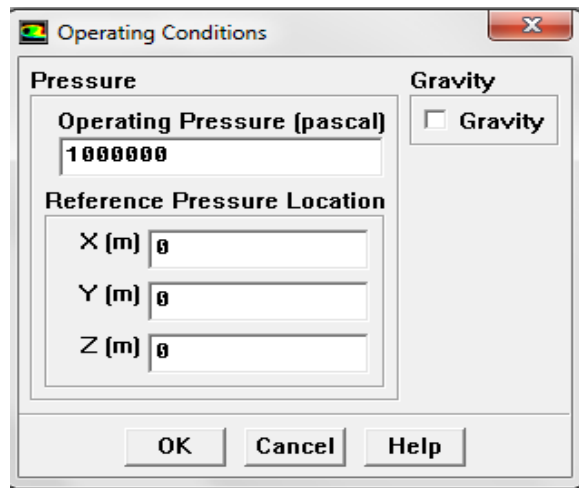
Les grandeurs physiques déterminant les caractéristiques thermiques des solides sont les suivantes : La conductivité thermique, la Capacité thermique massique et la Masse volumique.

Ces grandeurs physiques sont déterminées sur les tableaux du chapitre précédent et ils sont chargés dans les panneaux matériaux du logiciel **FLUENT** selon le mode chauffage ou refroidissement étudié.

F. Conditions d'opération :

Define ———→ **Operating conditions**

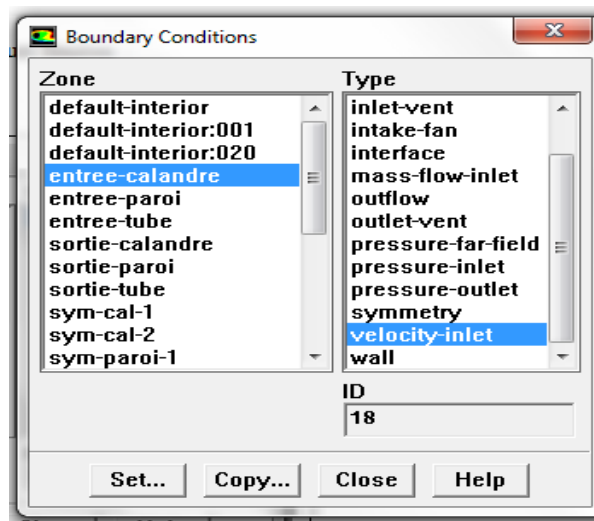
Avant de choisir les conditions aux limites, il faut choisir d'abord la valeur de la pression de référence.



G. Conditions aux limites :

Ensuite, il faut fixer les valeurs des conditions aux limites :

Define ———→ **Boundary Conditions**



→ Pour l'entrée des fluides :

Velocity Inlet :

Utilisé pour des écoulements incompressibles ou moyennement compressibles, quand La vitesse d'entrée est connue.

→ Pour la paroi :

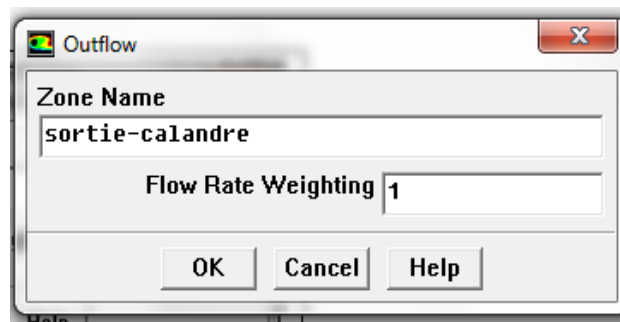
Wall :

Est utilisé pour délimiter les régions solides des régions fluides. En général, on utilise les propriétés d'une paroi lisse.

→ Pour la sortie des fluides :

Outflow :

Utilisé dans le cas où les valeurs de vitesse et la pression sont inconnues. Ici la valeur est calculée directement en valeur **1**, comme montré dans la figure ci-dessous.

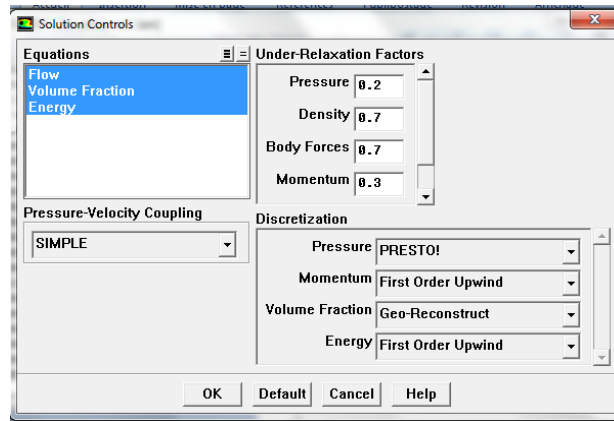


Maintenant que la géométrie est en place, nous pouvons paramétrer et initialiser le solveur de Fluent dans le menu suivant :

Le menu **SOLVE**. Le premier sous-menu est le menu **Control** qui comprend tout d'abord l'option solution.

H. Choix de solution :

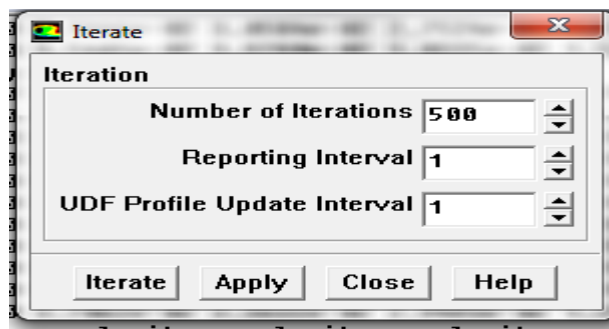
C'est grâce à cette option que l'on va pouvoir entrer les différents facteurs de sous-relaxation du système : pression, température etc... Ces facteurs peuvent être modifiés au cours de la résolution. Leur principal intérêt est de forcer la solution à converger : en les baissant, on diminue la vitesse de convergence mais on l'améliore (encore que ces constatations soient valables en général, mais pas nécessairement dans tous les cas).



I. Lancement du calcul :

Le menu **SOLVE** et **Initialise** permettent de fixer les conditions initiales du système d'itérations que l'on veut faire pour résoudre le système et aussi la valeur limite des résidus que l'on veut se fixer.

Pour commencer les calculs, il faut d'abord choisir le nombre des itérations.



V.2.3. Remarque importante :

Les résidus sont calculés à partir des corrections dans les variables ; pression, vitesse, température... du problème entre la présente itération et l'itération précédente. Dans la plupart des cas, le critère de convergence par défaut dans FLUENT (résiduel) est suffisant. La solution converge quand les résidus atteignent 10^{-3} . Sauf pour l'énergie qui est de 10^{-6} . Toutefois, dans certains cas il faut pousser les calculs à 10^{-4} voir 10^{-6} . Donc Il n'y a pas de règle universelle.

- **Pour notre cas le critère de convergence :**

- La pression $\mathcal{E} < 10^{-3}$
- Moment (vitesse X, Y, Z) $< 10^{-3}$
- Energie $< 10^{-6}$
- K $< 10^{-3}$
- $\mathcal{E} < 10^{-3}$

V.3. Résultat et discussion :

V.3.1. Raffinement de maillage :

Pour avoir de bons résultats et une simulation plus correcte on à tester 03 maillages pour notre cas étudié, les résultats obtenus montrent qu'il n'y a pas un grand écart entre les 03 profils

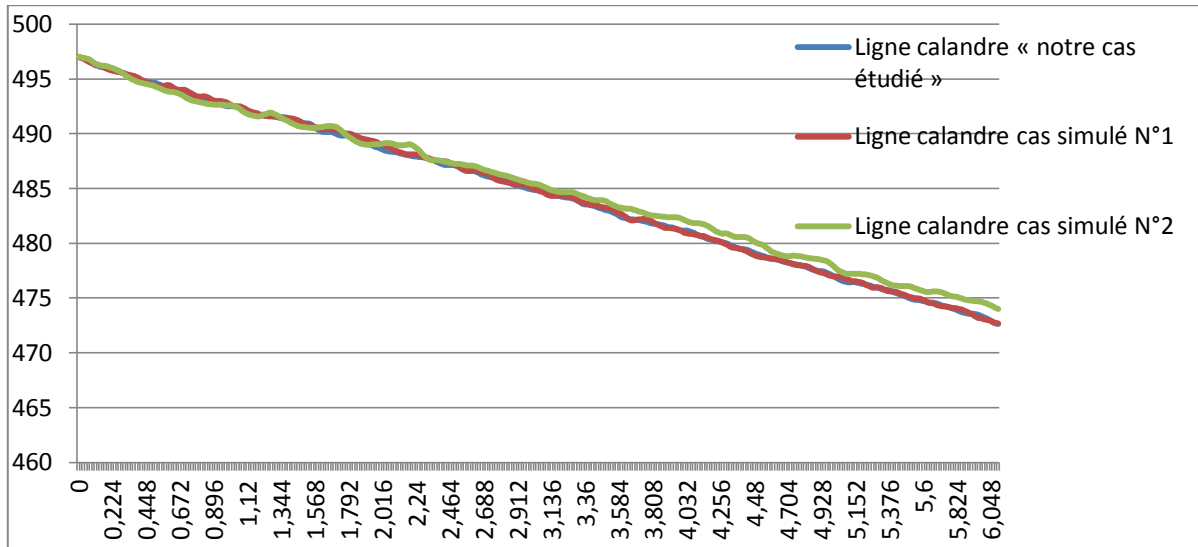


Figure V.7 : Profils de Température Obtenus pour la calandre des 3 simulations

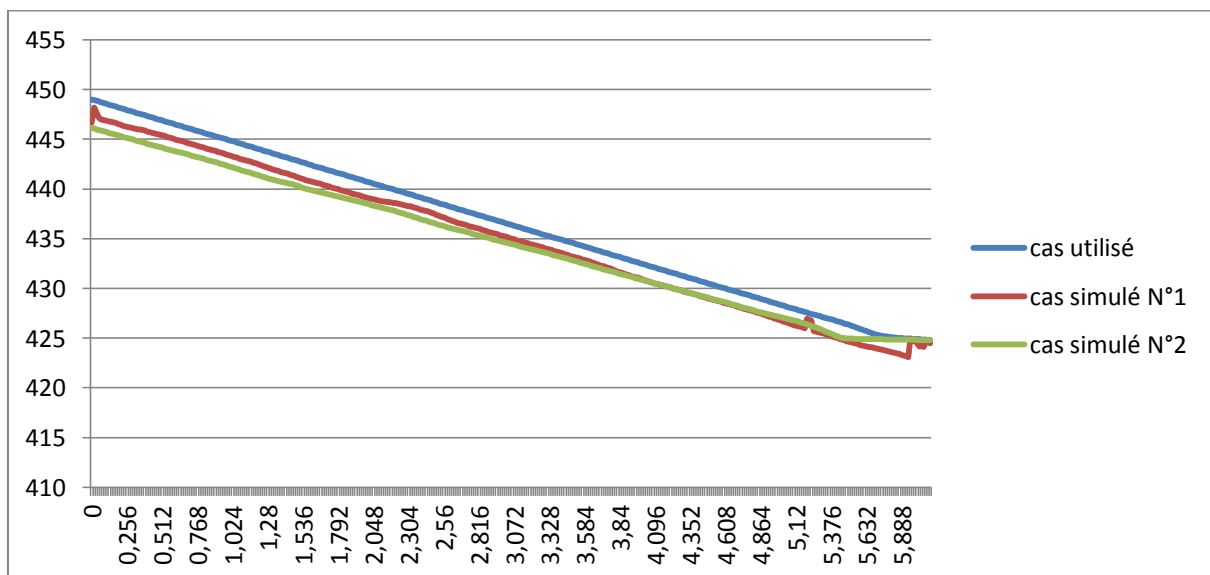


Figure V.8 : Profils de Température Obtenus pour le tube des 3 simulations

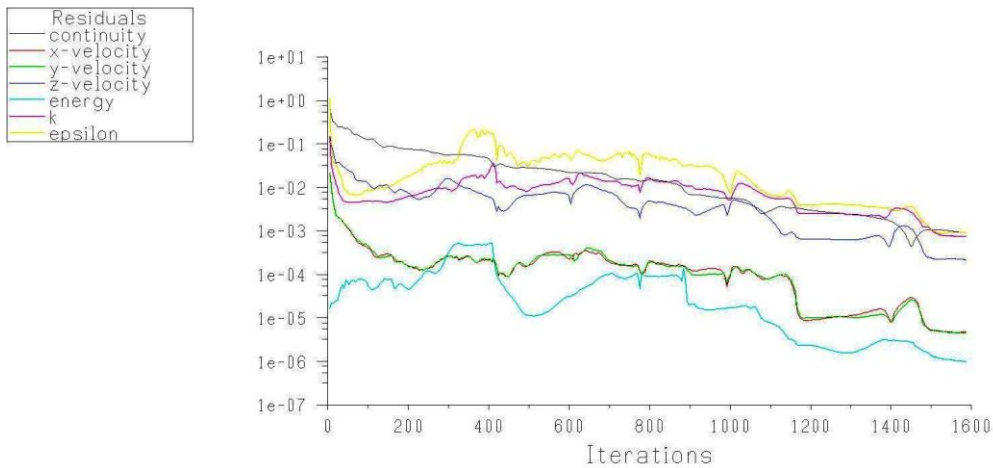
Donc on peut considérer que la simulation obtenue est indépendante de la qualité de maillage.

Le cas simulé contient : 272415 cellules, 855679 faces et 310466 nœuds.

Le cas simulé N°1 contient : 257453 cellules, 764218 faces et 305891 nœuds.

V.3.2. Les Résidus :

- Résidus cas réel :



Scaled Residuals Aug 01, 2016
FLUENT 6.3 (3d, pbns, rke)

- La convergence :

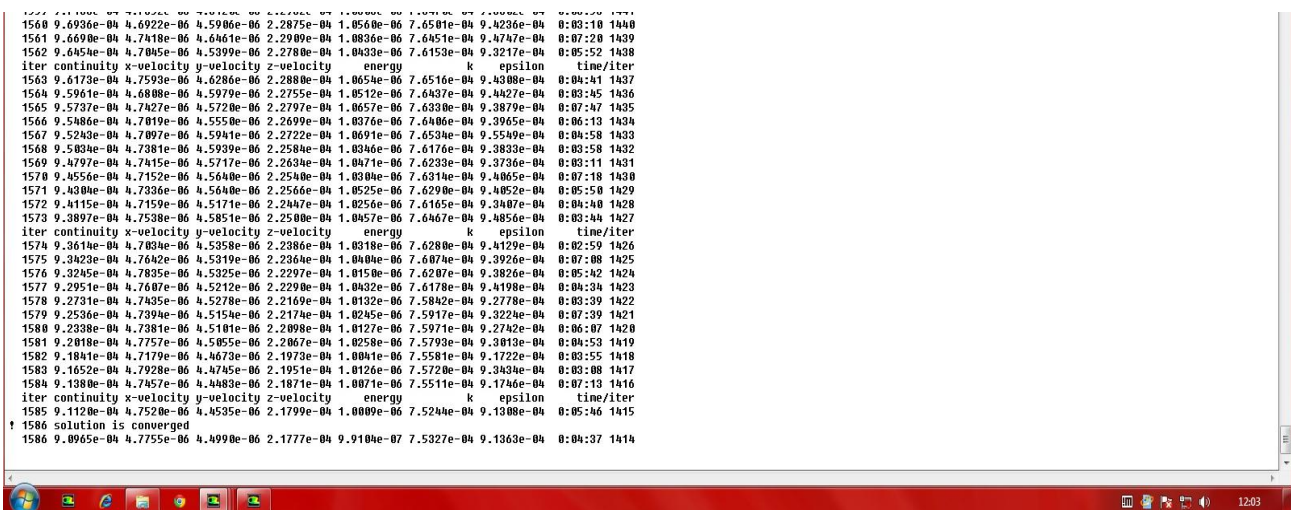
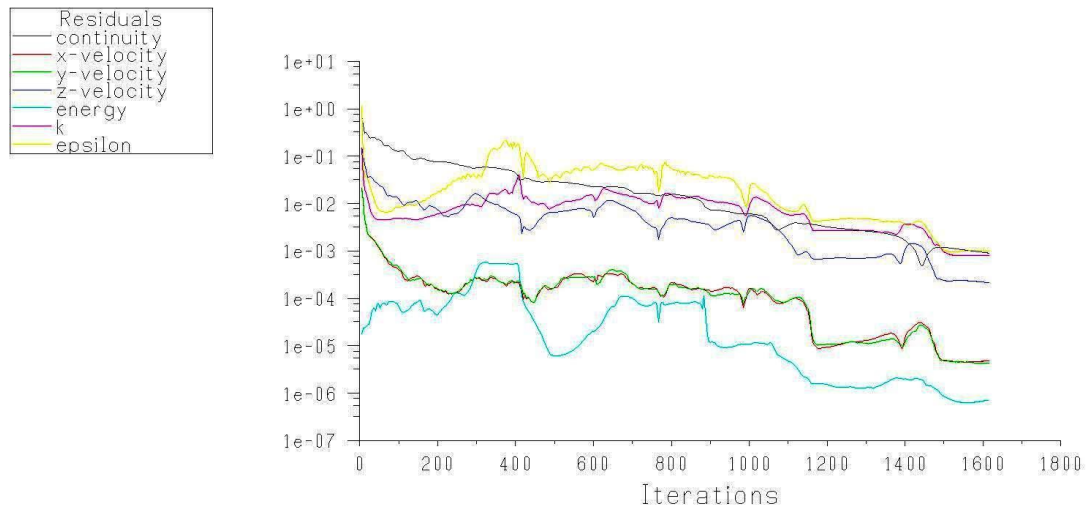


Figure V.9 : La convergence des résidus « cas réel simulé »

- **Résidus cas design :**



Scaled Residuals Aug 01, 2016
FLUENT 6.3 (3d, pbns, rke)

- **La convergence :**

```

1581 9.8717e-04 4.6482e-06 4.3960e-06 2.2975e-04 6.5063e-07 8.0981e-04 1.0247e-03 0:07:252 1419
1582 9.8427e-04 4.6855e-06 4.4826e-06 2.2932e-04 6.5227e-07 8.1005e-04 1.0257e-03 0:06:17 1418
1583 9.8195e-04 4.6304e-06 4.4002e-06 2.2890e-04 6.5401e-07 8.1000e-04 1.0252e-03 0:05:01 1417
1584 9.7993e-04 4.6783e-06 4.3707e-06 2.2851e-04 6.5580e-07 8.0997e-04 1.0244e-03 0:04:01 1416
iter continuity x-velocity y-velocity z-velocity energy k epsilon time/iter
1585 9.7755e-04 4.6549e-06 4.3700e-06 2.2811e-04 6.5822e-07 8.1015e-04 1.0238e-03 0:03:13 1415
1586 9.7450e-04 4.6693e-06 4.3765e-06 2.2767e-04 6.6017e-07 8.1021e-04 1.0246e-03 0:02:17 1414
1587 9.7261e-04 4.6859e-06 4.4284e-06 2.2727e-04 6.6151e-07 8.0997e-04 1.0238e-03 0:05:49 1413
1588 9.7051e-04 4.7213e-06 4.3678e-06 2.2687e-04 6.6304e-07 8.0992e-04 1.0224e-03 0:04:39 1412
1589 9.6781e-04 4.6898e-06 4.3666e-06 2.2646e-04 6.6414e-07 8.1000e-04 1.0222e-03 0:03:43 1411
1590 9.6520e-04 4.6937e-06 4.3485e-06 2.2602e-04 6.6810e-07 8.0991e-04 1.0225e-03 0:02:40 1410
1591 9.6325e-04 4.6995e-06 4.3475e-06 2.2562e-04 6.6995e-07 8.0952e-04 1.0215e-03 0:06:08 1409
1592 9.6102e-04 4.6842e-06 4.3344e-06 2.2522e-04 6.7199e-07 8.0947e-04 1.0202e-03 0:04:54 1408
1593 9.5795e-04 4.6979e-06 4.3282e-06 2.2478e-04 6.7468e-07 8.0942e-04 1.0204e-03 0:03:55 1407
1594 9.5595e-04 4.6979e-06 4.3494e-06 2.2439e-04 6.7709e-07 8.0915e-04 1.0202e-03 0:03:08 1406
1595 9.5304e-04 4.7252e-06 4.3277e-06 2.2401e-04 6.7854e-07 8.0870e-04 1.0188e-03 0:02:11 1405
iter continuity x-velocity y-velocity z-velocity energy k epsilon time/iter
1596 9.5129e-04 4.7201e-06 4.3110e-06 2.2358e-04 6.8066e-07 8.0853e-04 1.0172e-03 0:05:24 1404
1597 9.4847e-04 4.7475e-06 4.3061e-06 2.2319e-04 6.8305e-07 8.0834e-04 1.0175e-03 0:04:36 1403
1598 9.4662e-04 4.7450e-06 4.3126e-06 2.2282e-04 6.8561e-07 8.0791e-04 1.0167e-03 0:03:40 1402
1599 9.4431e-04 4.7337e-06 4.3314e-06 2.2243e-04 6.8766e-07 8.0752e-04 1.0154e-03 0:02:36 1401
1600 9.4149e-04 4.7200e-06 4.3135e-06 2.2200e-04 6.8970e-07 8.0727e-04 1.0139e-03 0:06:05 1400
1601 9.3922e-04 4.7494e-06 4.3131e-06 2.2163e-04 6.9185e-07 8.0702e-04 1.0144e-03 0:04:52 1399
1602 9.3710e-04 4.7459e-06 4.3012e-06 2.2126e-04 6.9452e-07 8.0644e-04 1.0131e-03 0:03:53 1398
1603 9.3470e-04 4.7700e-06 4.3004e-06 2.2085e-04 6.9679e-07 8.0604e-04 1.0115e-03 0:03:06 1397
1604 9.3164e-04 4.7526e-06 4.3132e-06 2.2046e-04 6.9891e-07 8.0567e-04 1.0104e-03 0:02:08 1396
1605 9.2970e-04 4.7441e-06 4.2912e-06 2.2010e-04 7.0114e-07 8.0530e-04 1.0105e-03 0:05:24 1395
1606 9.2750e-04 4.7700e-06 4.3114e-06 2.1973e-04 7.0371e-07 8.0471e-04 1.0091e-03 0:04:34 1394
iter continuity x-velocity y-velocity z-velocity energy k epsilon time/iter
1607 9.2493e-04 4.7715e-06 4.2949e-06 2.1934e-04 7.0554e-07 8.0435e-04 1.0075e-03 0:03:39 1393
1608 9.2222e-04 4.7934e-06 4.3282e-06 2.1890e-04 7.0710e-07 8.0393e-04 1.0070e-03 0:02:03 1392
1609 9.2026e-04 4.7811e-06 4.3169e-06 2.1863e-04 7.0971e-07 8.0340e-04 1.0066e-03 0:06:02 1391
1610 9.1793e-04 4.7818e-06 4.2877e-06 2.1828e-04 7.1095e-07 8.0294e-04 1.0051e-03 0:04:50 1390
1611 9.1500e-04 4.7832e-06 4.3055e-06 2.1795e-04 7.1329e-07 8.0258e-04 1.0038e-03 0:03:52 1389
1612 9.1282e-04 4.7900e-06 4.3052e-06 2.1761e-04 7.1500e-07 8.0213e-04 1.0035e-03 0:03:05 1388
1613 9.1087e-04 4.8018e-06 4.3087e-06 2.1729e-04 7.1696e-07 8.0146e-04 1.0025e-03 0:02:05 1387
1614 9.0851e-04 4.7723e-06 4.3016e-06 2.1699e-04 7.1895e-07 8.0097e-04 1.0009e-03 0:05:24 1386
† 1615 solution is converged
1615 9.0519e-04 4.8322e-06 4.3124e-06 2.1670e-04 7.2064e-07 8.0052e-04 9.9980e-04 0:04:32 1385

```

Figure V.10 : La convergence des résidus « cas design simulé »

V.3.3. Les contours de Température selon les régions :

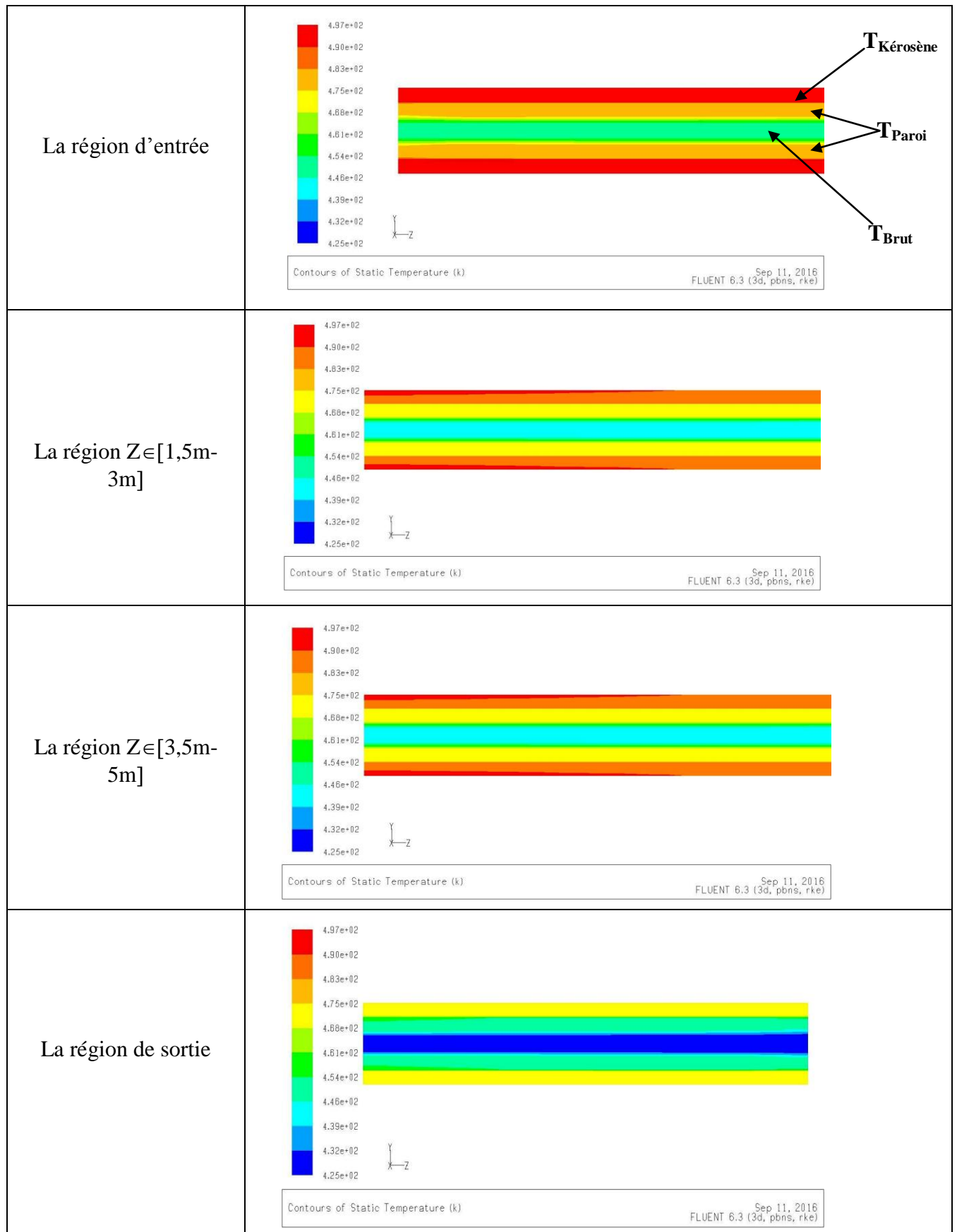


Figure V.11 : L'évolution des contours de température à partir des plans longitudinaux

D'après **la Figure V.11** des contours de température on remarque que la température du fluide chaud dans l'espace annulaire est indiquée en rouge à l'entrée de la calandre c'est-à-dire sa valeur est maximale puis elle commence à diminuer ce qui est montré par le changement progressif de la couleur.

Par contre la température du fluide froid dans le tube à la sortie est indiquée en bleu c'est-à-dire sa valeur est minimale puis elle commence à augmenter ce qui est montré par le changement progressif de la couleur.

Ce changement progressif de la couleur de température est expliqué par le changement de température des fluides chaud et froid, la température de brut augmente et la température de kérosène diminue. Pour le kérosène sa température change depuis l'entrée et la température de brut change depuis la sortie puisque notre cas étudié est contre courant.

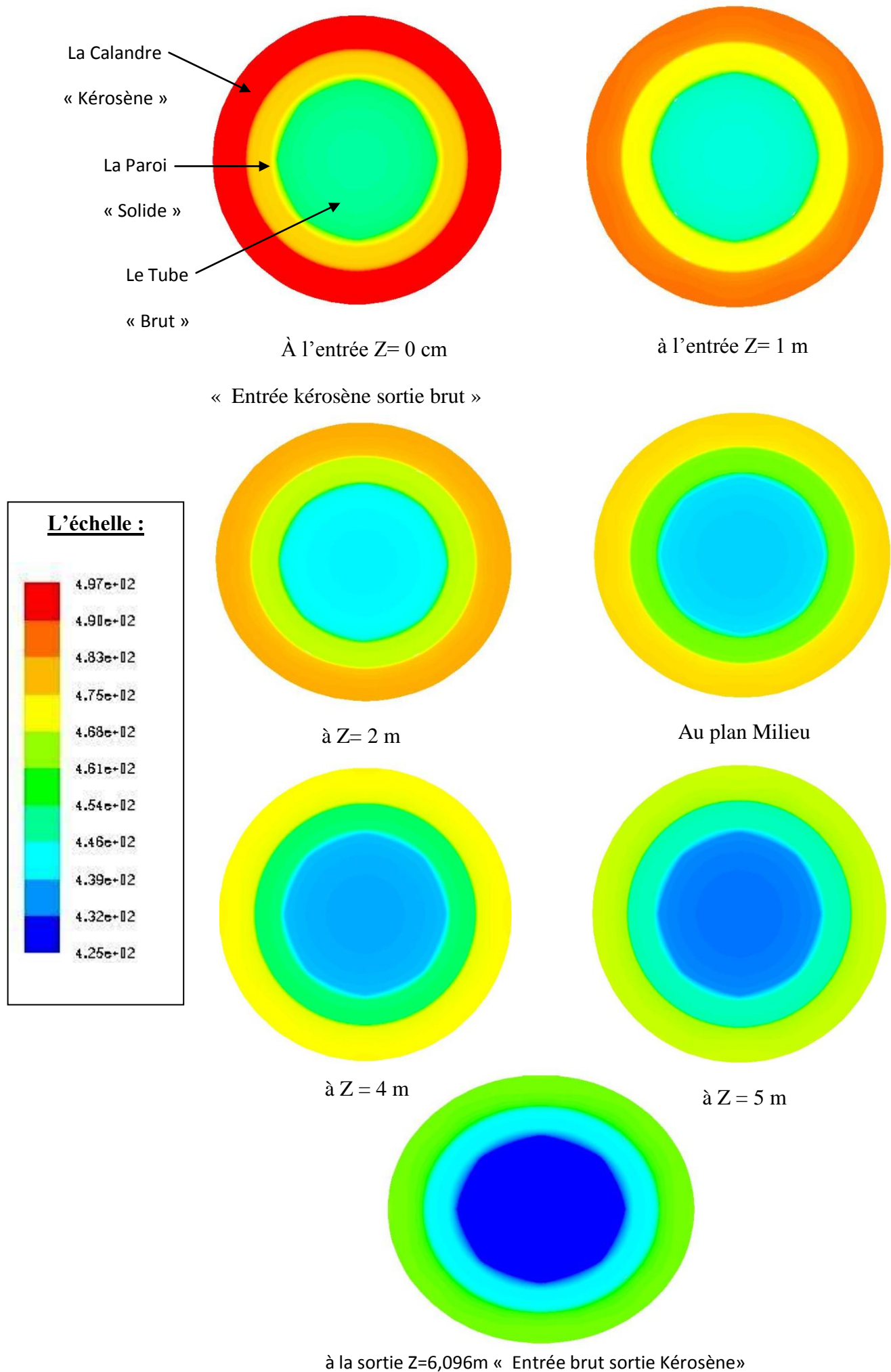


Figure V.12 : L'évolution progressive des contours de la température selon des plans transversaux

La figure V.12 ci-dessus montre l'évolution progressive des contours de la température le long du tube et la calandre de l'entrée jusqu'à la sortie, on remarque qu'à l'entrée la température du fluide chaud est maximale indiquée en rouge puis elle diminue progressivement en changeant de couleur jusqu'elle devient orange verte, même phénomène observé pour la température du fluide froid elle est indiquée en bleu c'est-à-dire elle est minimale, ensuite elle commence à augmenter progressivement en changeant de couleur bleu foncé - bleu clair jusqu'elle devient verte le changement s'arrête.

Dans les figures on observe également le même phénomène la température du fluide chaud a diminué et la température du fluide froid augmente ce qui est bien montré dans la courbe de la figure qui est en bon accord avec l'évolution de température dans la figure,

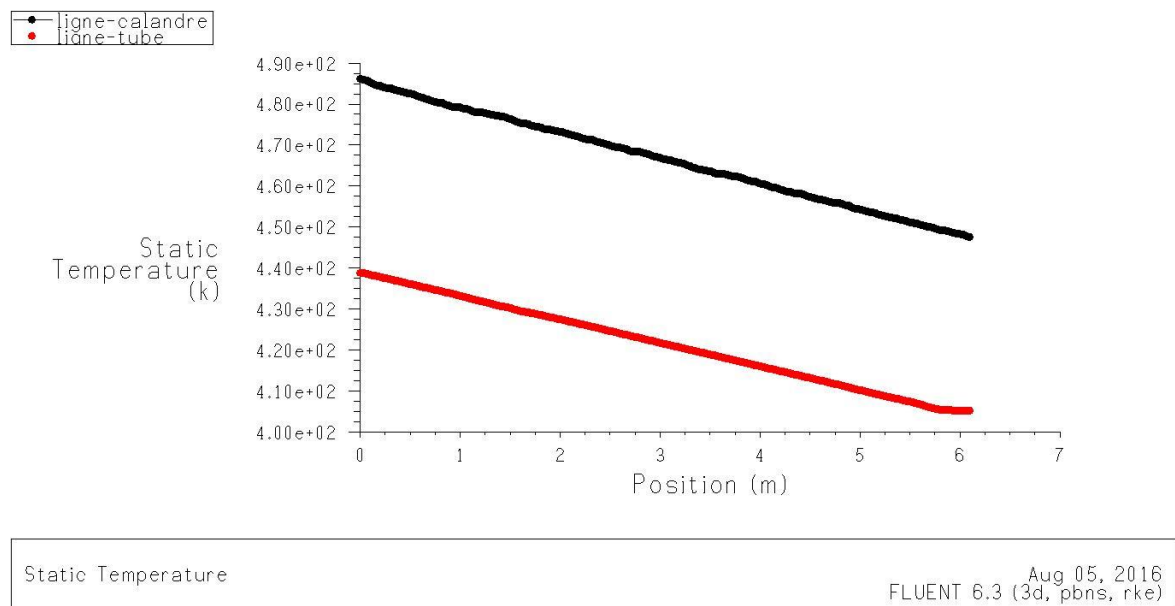


Figure V.13 : la température le long de l'échangeur dans le cas réel

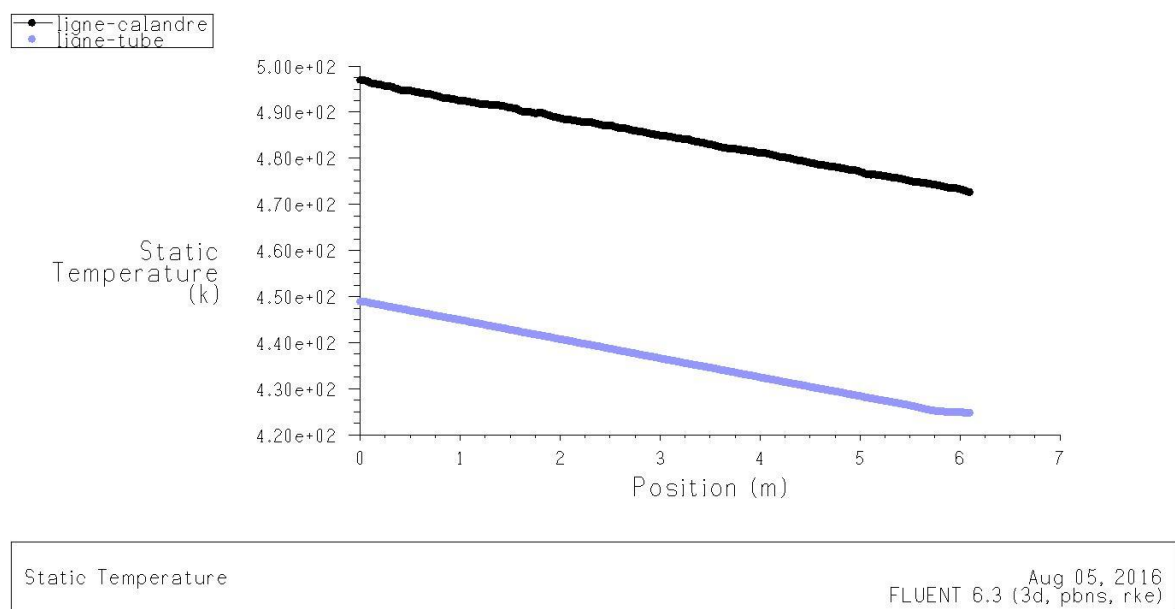


Figure V.14 : la température le long de l'échangeur dans le cas design

Les figures V.13 et V.14 représentent la variation de température le long de l'échangeur dans les deux cas, la forme que nous avons eue est produite dans une situation où l'écoulement des deux fluides se fait dans une direction inverse.

La figure V.13 montre la variation de la température selon la position Z « selon la longueur » dans le cas réel, on remarque pour la ligne de calandre la température d'entrée est égale 486.13°K puis elle commence à diminuer le long de l'échangeur. Elle est progressivement réduite jusqu'à atteindre 466,477°K au milieu. En suite elle diminue jusqu'au sortie sa chute de température est interpréter par le tableau ci-dessous :

La position (m)	La température atteinte (°K)
6	448.269
6.016	448.215
6.032	448.115
6.048	447.984
6.064	447.825
6.08	447.649
6.096	447.551

Tableau V.1 : Les valeurs de Température de Kérosène obtenues dans les régions de sortie pour le cas Réel

Pour le brut on remarque que pour la position Z=6,096m « position d'entrée de brut puisque notre cas est le contre-courant » la température est 405,13°K. Puis elle commence à augmenter progressivement, le tableau ci-dessous nous montre quelques points observés à partir de la figure:

La position (m)	La température atteinte (°K)
Au milieu Z=3.048	421.469
0.08	438.439
0.064	438.53
0.048	438.621
0.032	438.712
0.016	438.803
0	438.847

Tableau V.2 : Les valeurs de Température de Brut obtenues dans les régions de sortie pour le cas Réel

La figure V.14 montre la variation de la température dans le cas design, on remarque pour la ligne de calandre la température d'entrée est égale 496.889°K puis elle commence à diminuer le long de l'échangeur. Elle est progressivement réduite jusqu'à atteindre 484.863°K au milieu. En suite elle diminue jusqu'au sortie sa chute de température est interpréter par le tableau ci-dessous :

La position (m)	La température atteinte (°K)
6	473.292
6.016	473.196
6.032	473.081
6.048	472.942
6.064	472.799
6.08	472.682
6.096	472.632

Tableau V.3 : Les valeurs de Température de Kérosène obtenues dans les régions de sortie pour le cas Design

Pour le brut on remarque que $Z=6,096\text{m}$ la température est $424,667^\circ\text{K}$. Puis elle commence à augmenter progressivement, le tableau ci-dessous nous montre quelques points observés à partir de **figure V.14** :

La position (m)	La température atteinte (°K)
Au milieu $Z=3.048$	436.428
0.08	448.682
0.064	448.749
0.048	448.816
0.032	448.884
0.016	448.95
0	448.984

Tableau V.4 : Les valeurs de Température de Brut obtenues dans les régions de sortie pour le cas Design

Remarque :

pour la température du sortie soit pour le brut ou le kérosène on trouve pas les même valeur que celle obtenu sur l'échangeur réel de la raffinerie dans la partie expérimentale, cela s'explique par le fait que notre modèle est simplifier à un seul tube afin de voir le comportement de l'échange thermique qui s'illustre parfaitement dans la courbe de la température le long du tube et de l'espace annulaire (deux courbes décroissante dans le cas d'un échangeur a contre courant), étant donné que l'échangeur réel dans la raffinerie comporte 356 tubes qui participent à l'échange thermique d'où l'obtention une température basse par rapport au résultats numériques obtenus d'un modèle simplifié à un seul tube.

V.3.4. Profils du Nombre du Nusselt le long de la paroi inférieur « coté tube » :

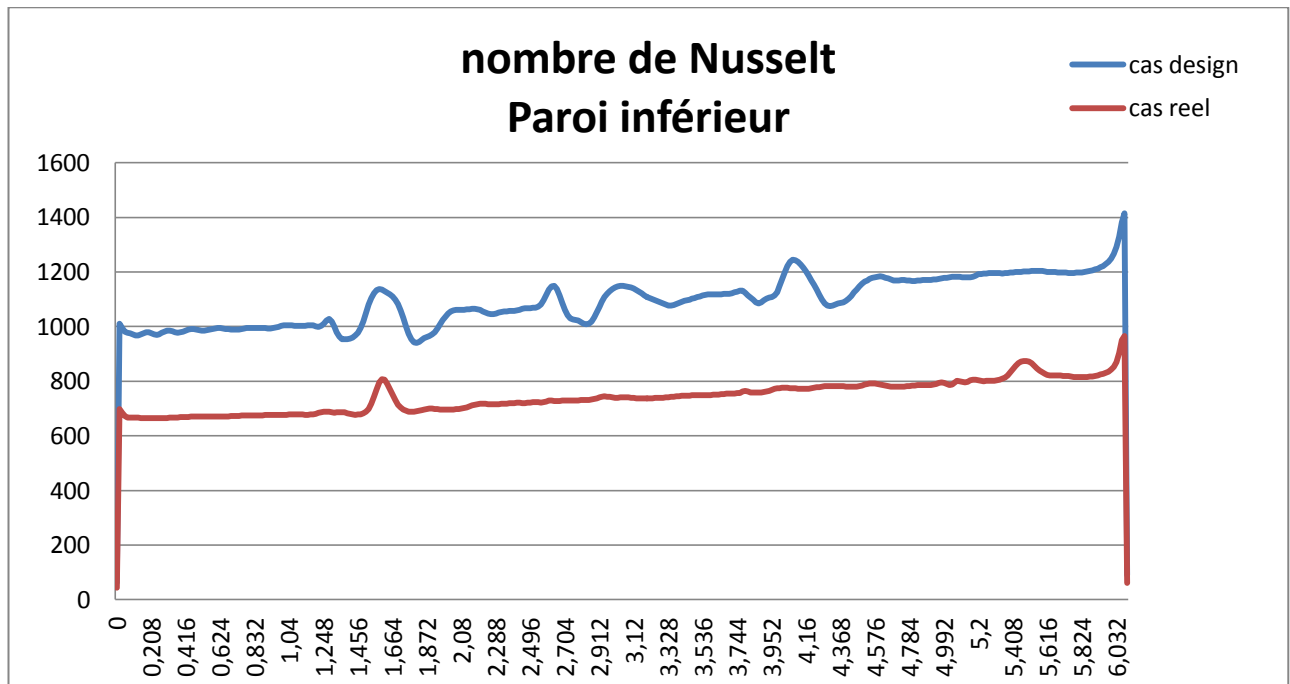


Figure V.15 : variation de Nombre de Nusselt le long de l'échangeur dans les deux cas

Interprétation des résultats :

A partir des deux courbes montrées dans **la figure V.15** issues de la simulation numérique on remarque la variation de nombre de Nusselt le long de l'échangeur.

Premièrement on remarque que le nombre de Nusselt pour le cas design est plus grand que celui de cas réel tous le long de l'échangeur, et les valeurs les plus grandes se trouvent aux près de l'entrée à **6,08m** où **Nu=1414.07** pour design et **Nu=966.008** pour le réel, la différence entre les deux valeurs est de **448.062** cette différence est due à la différence de températures entre les deux cas et plusieurs paramètres qui influent sur le nombre de Nusselt.

La plus grande valeur de Nusselt est observée comme on a dit déjà à **6.08m** parce que le fluide est accélérer dans le canal donc une meilleure prise de chaleur, cela indique que la convection est importante.

Après on s'éloigne à l'entrée, on remarque que le Nusselt diminue pour les deux cas simulés cette diminution est due à la conductivité thermique qui est élevée à cause de matériau utilisé qui est l'Acier qui est considéré comme conducteur de chaleur.

Donc on conclue que le nombre de Nusselt est maximum à l'entrée à cause de l'accélération de fluide dans le tube, et diminue à cause de l'augmentation de conduction par génération thermique.

V.3.5. Profils de vitesse pour les deux cas :

V.3.5.1. Les lignes de courant « vecteur vitesse » :

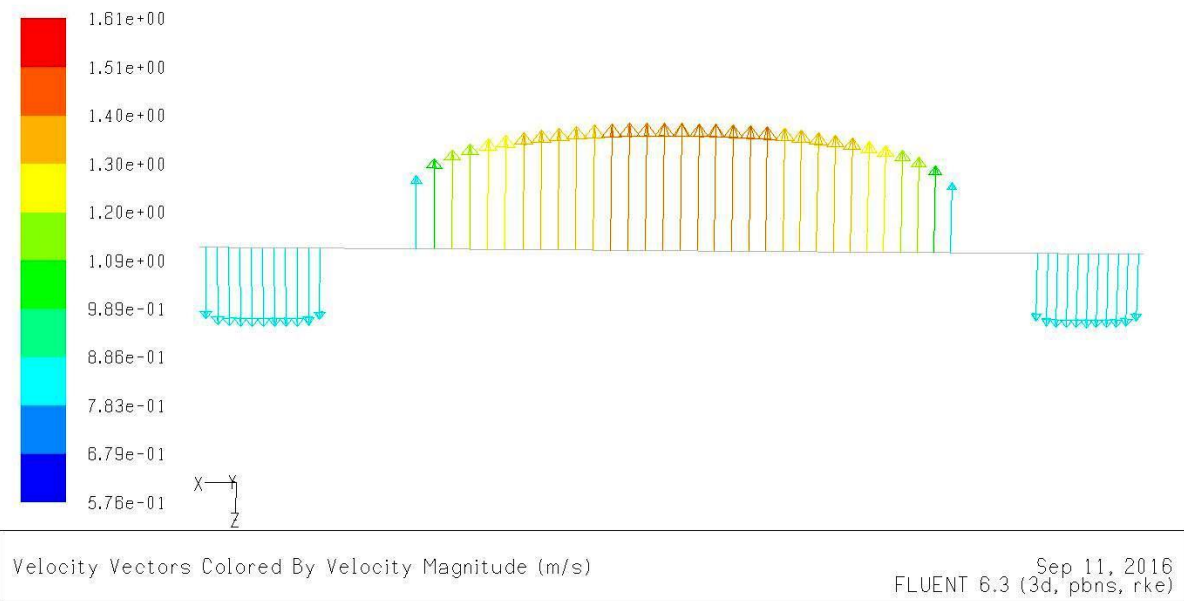
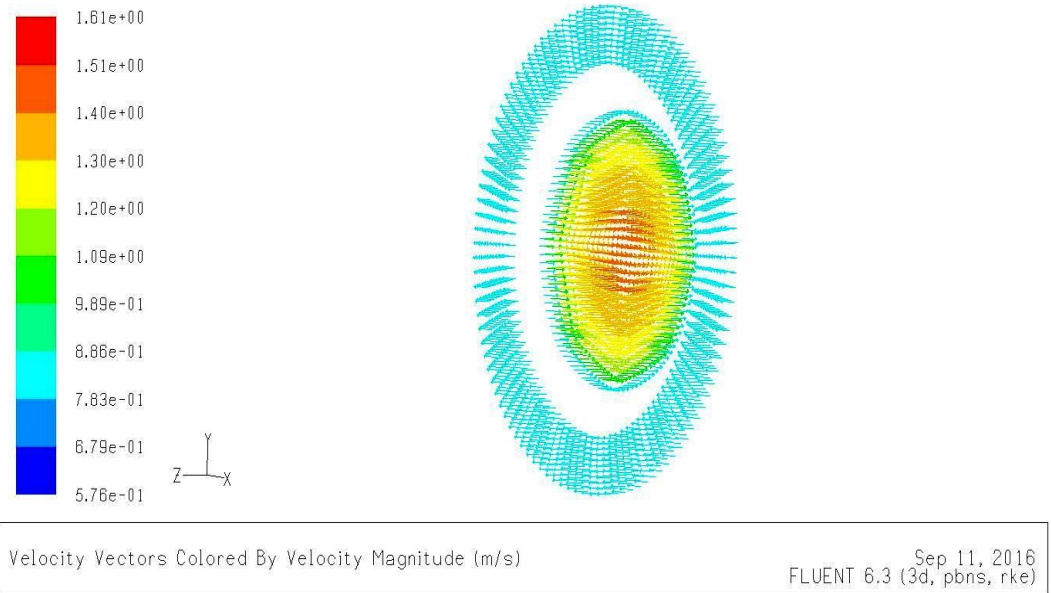


Figure V.16 : Lignes de courants à l'entrée de l'échangeur

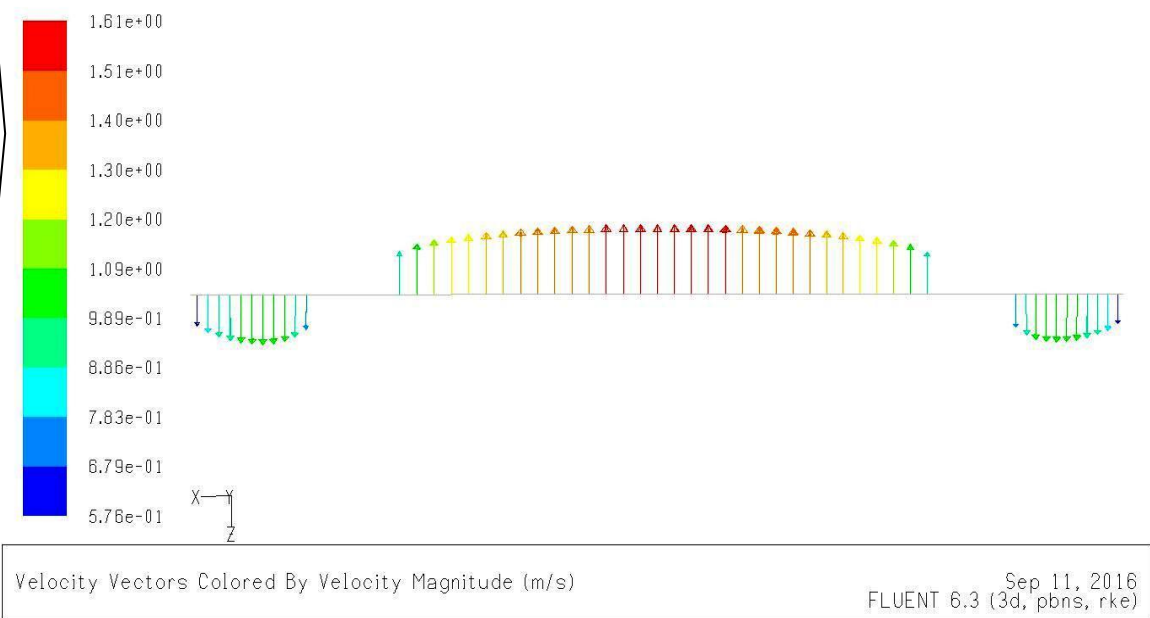
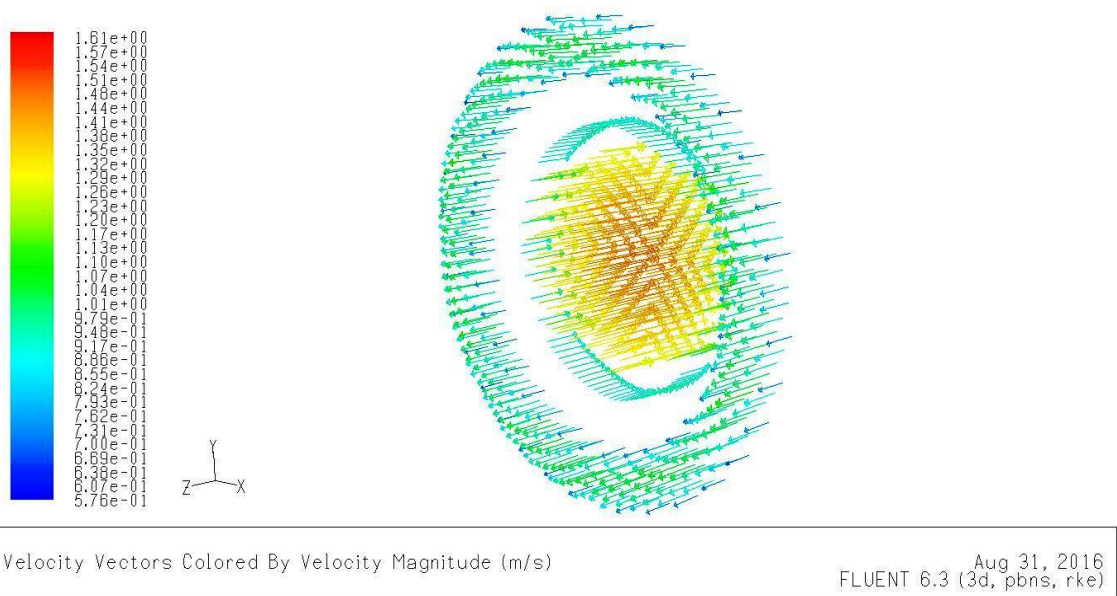


Figure V.17 : Lignes de courants au Milieu de l'échangeur

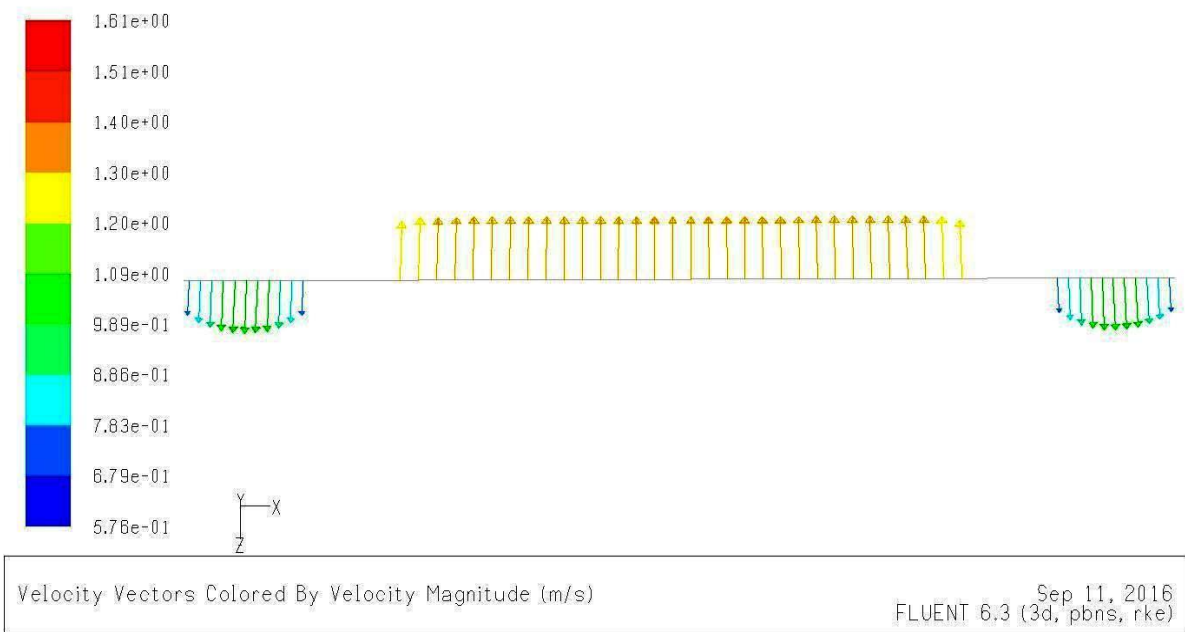
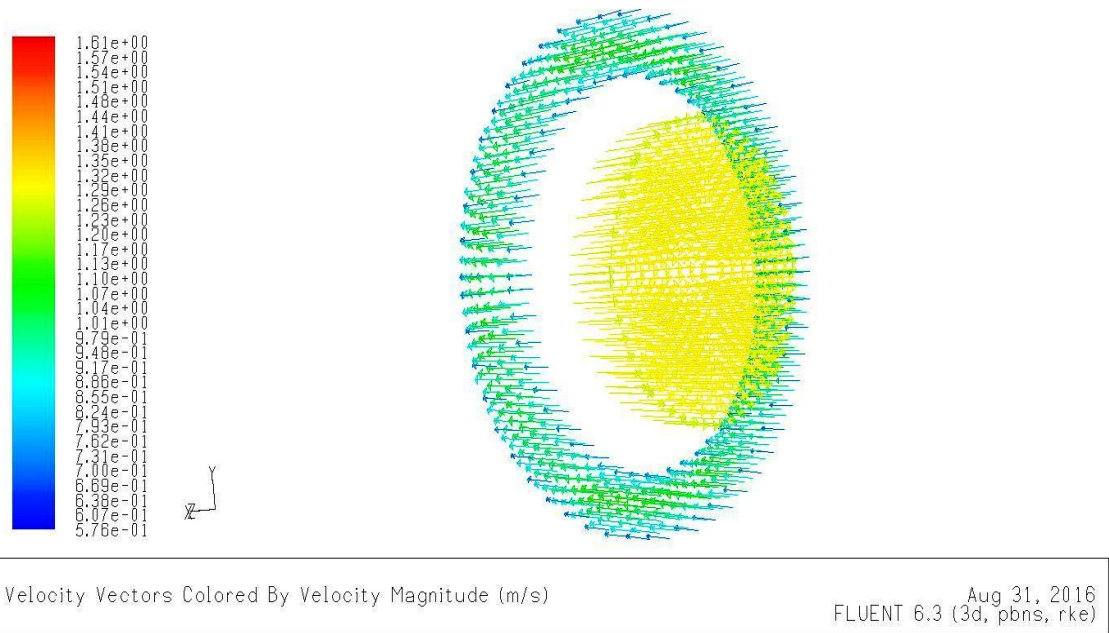


Figure V.18 : Lignes de courants à la sortie de l'échangeur

V.3.5.2. Les courbes de vitesse :

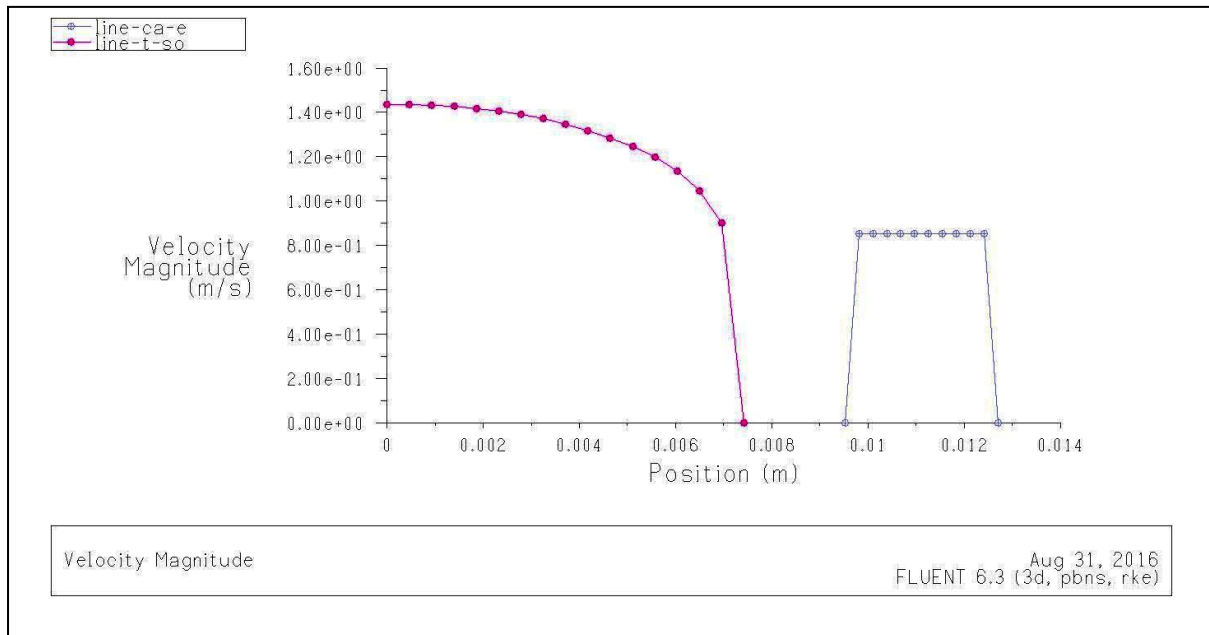


Figure V.19 : Courbe de variation de la vitesse Radiale à Z=0m cas réel

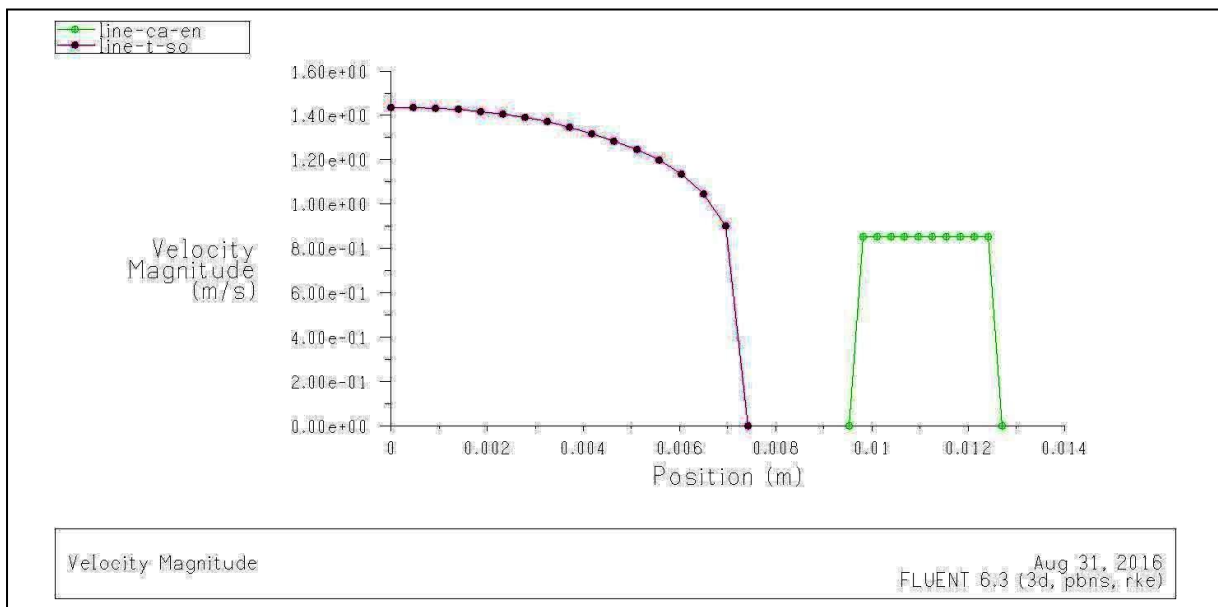


Figure V.20 : Courbe de variation de la vitesse Radiale à Z=0m cas design

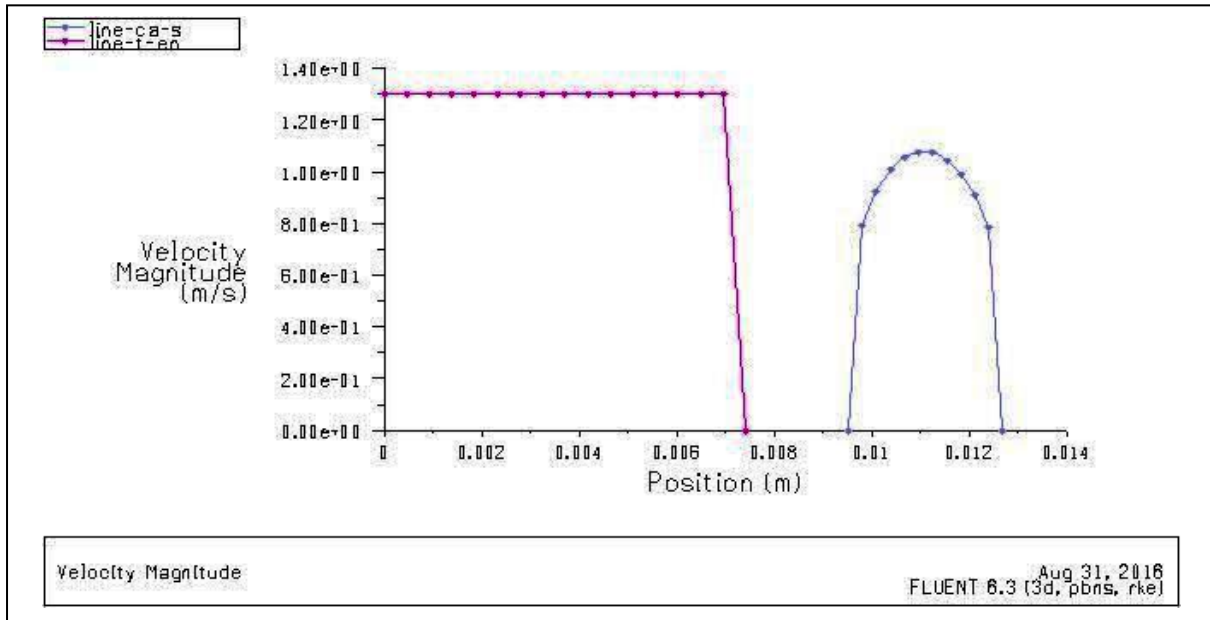


Figure V.21: Courbe de variation de la vitesse Radiale à la sortie de l'échangeur cas réel

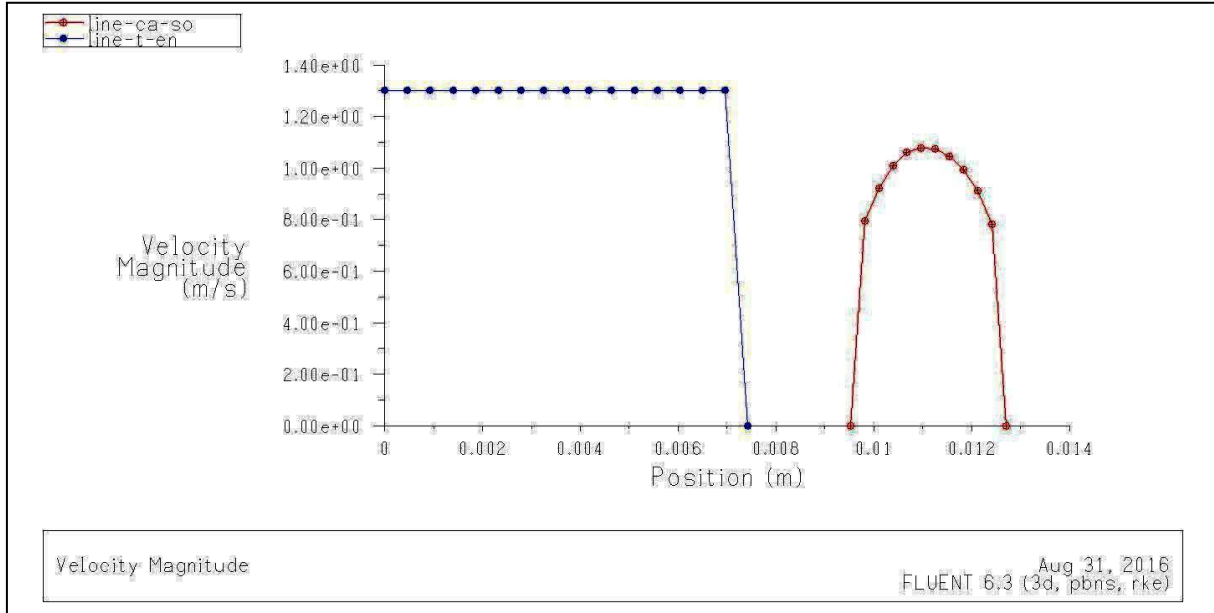


Figure V.22 : Courbe de variation de la vitesse radiale à la sortie de l'échangeur cas design

V.3.5.3. Interprétation des résultats :

D'après les contours et les figure des courbes de vitesse on constate que :

A $Z=0m$ la valeur de la vitesse de kérosène est constante pour les deux cas étudiés cela indique que le kérosène est à l'entrée, sa valeur est de **0.853m/s**.

En suite, on remarque que la vitesse est maximale au centre de la calandre comme indique les courbes pour les deux cas, le profile dans cette région est quasi constant il est de **1.086m/s** pour le réel et de **1.096m/s** pour le design.

A $Z=6.096m$ la valeur de brut est constante cela est expliqué précédemment comme on est dans la circulation contre courant « entrée brut », sa valeur dans cette position est de **1.3m/s**.

Au Milieu de tube la valeur de vitesse est maximale elle est de **1.444m/s** pour le réel et de **1.434m/s** pour le design.

Pour les vitesses sur la paroi elles sont nulles le long de l'échangeur, car la paroi est fixe.

Les profiles de vitesse sont quasi constants dans les centres (centre tube et centre calandre) en avançant de position d'entrée 'pour le kérosène $Z=0m$ et pour le brut $Z=6.096m$ ', cela est expliquer par la couche limite qui concentrent les gradients vitesses d'autant plus que le nombre de Reynolds est grand.

V.3.6. Variation de nombre de Prandtl :

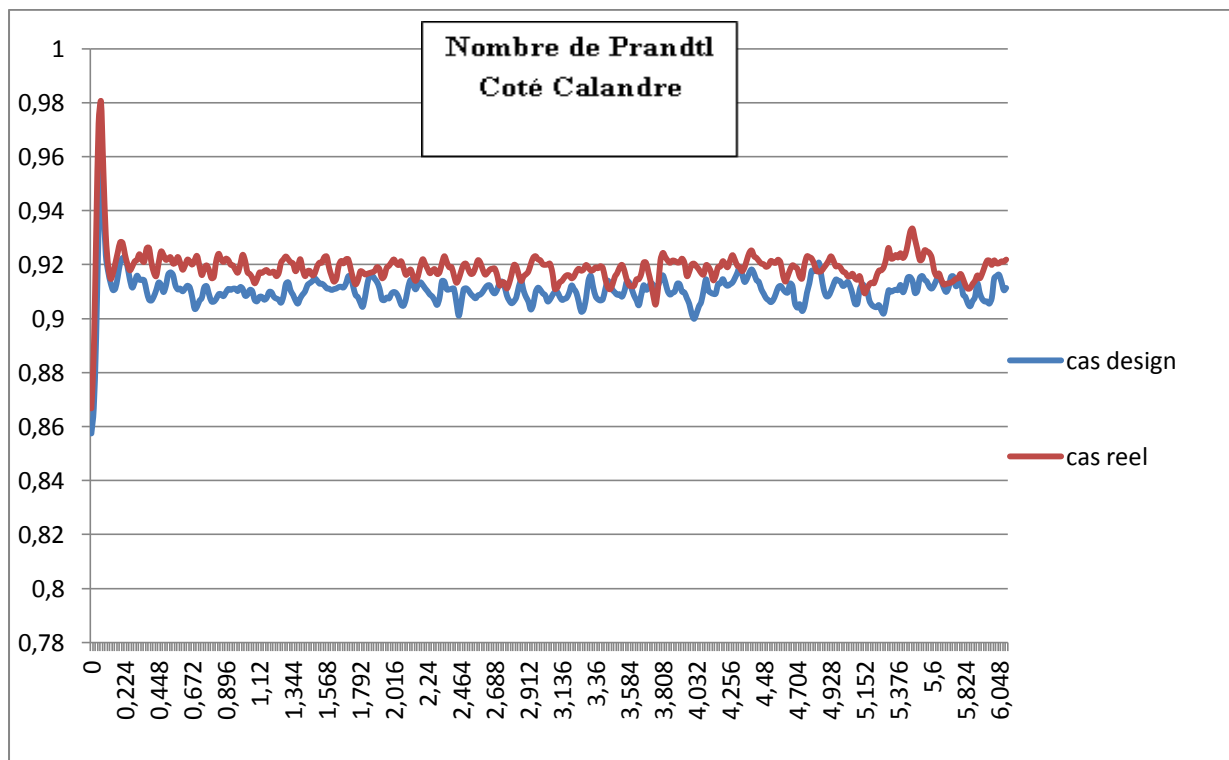


Figure V.23 : variation de nombre de Prandtl le long de l'échangeur coté calandre

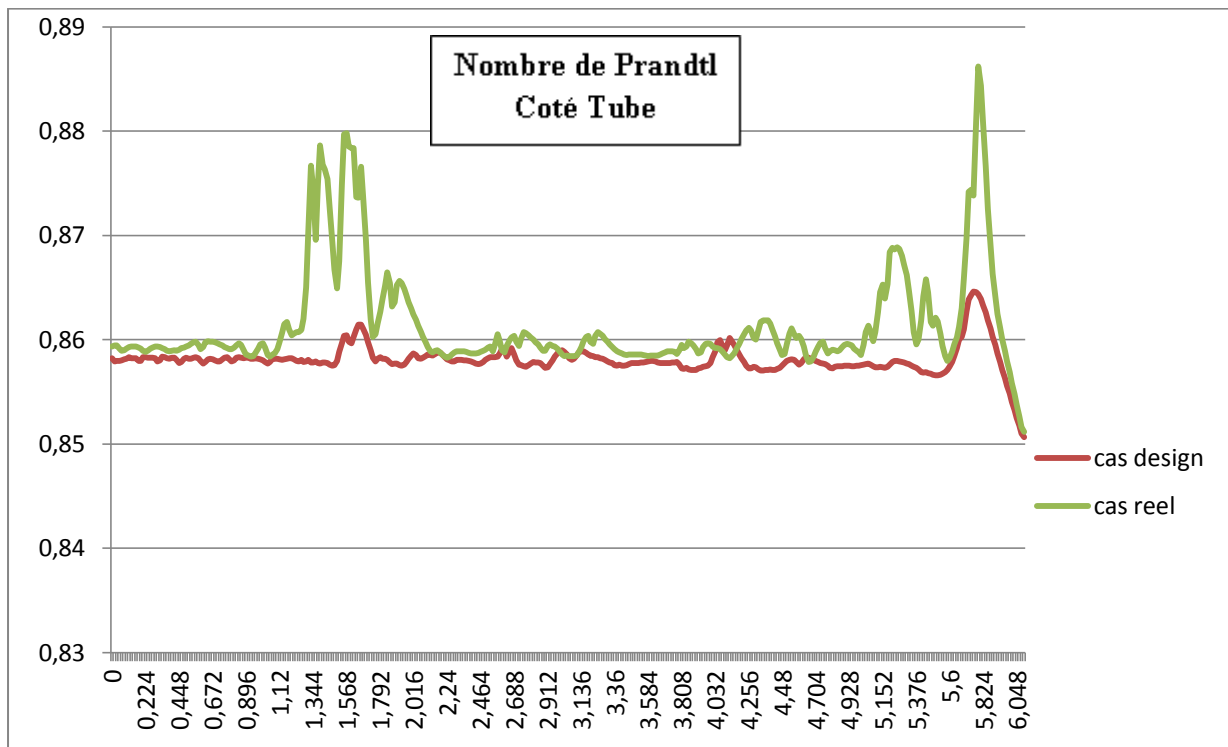


Figure V.24 : variation de nombre de Prandtl le long de l'échangeur coté tube

V.3.6.1. Interprétation des résultats :

Le nombre de Prandtl est un nombre sans dimension représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement (ou la viscosité dynamique) et la diffusivité thermique.

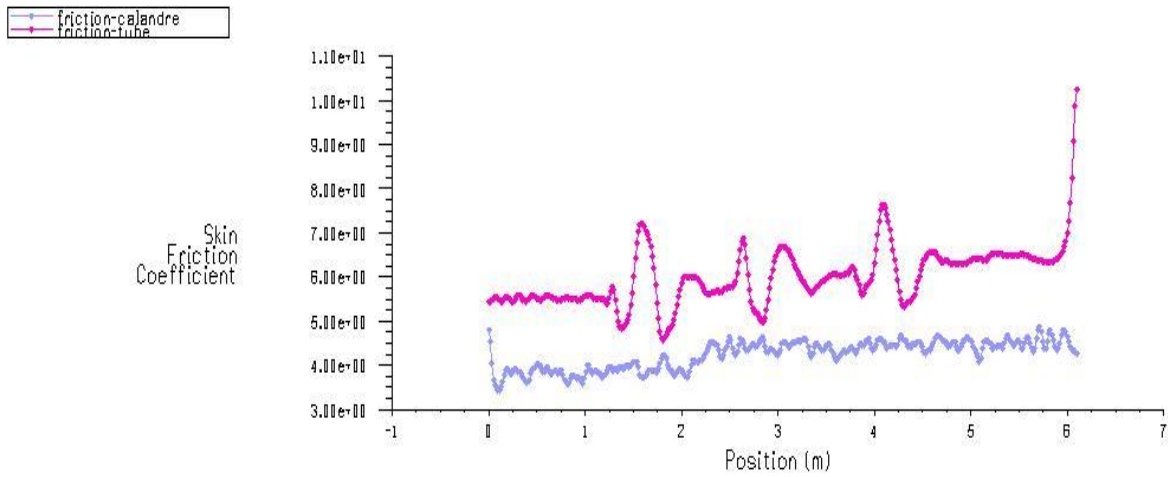
Ce nombre compare la rapidité des phénomènes thermiques des phénomènes hydrodynamiques dans un fluide.

La figure V.23 montre la variation de nombre de Prandtl pour le coté Calandre en fonction de la longueur de l'échangeur E103 dans les cas design et réel.

Dans la position **0,064** m le nombre de Prandtl est de **0,980** en cas réel et de **0,956** pour le design c'est une valeur maximum, dans cette position le profile de température dans le kérosène sera fortement influencé par le profile de vitesse car le fluide est accéléré donc la rapidité de phénomène hydrodynamique.

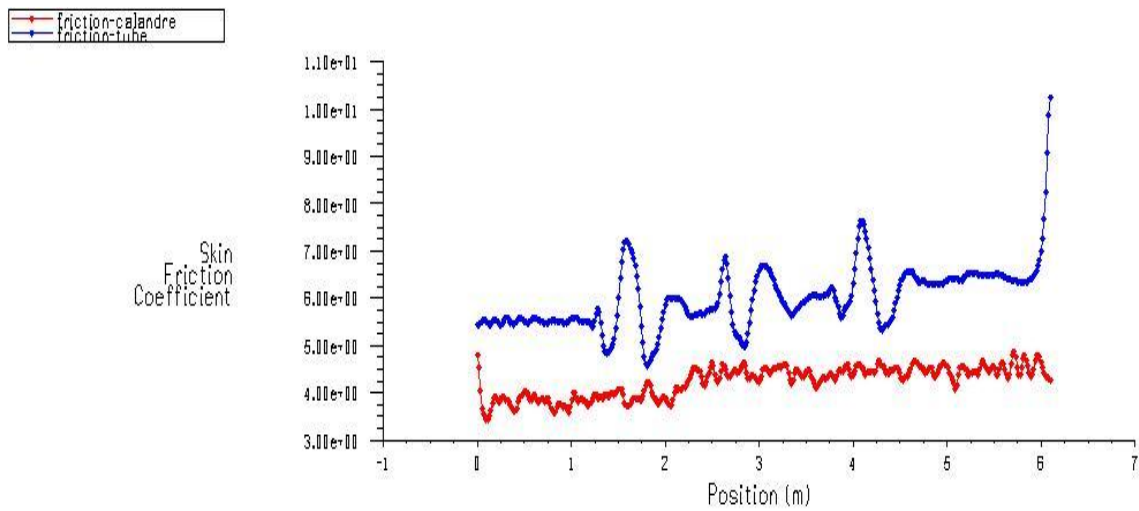
Ensuite, on remarque une diminution soudaine oscillatoire pour les deux cas elle est de **0,908** pour le design et **0,919** pour le réel, jusqu'à la sortie, cette diminution est due à la conductivité thermique qui est tellement rapide que le profile de vitesse à peu d'effet sur le profile de température.

V.3.7. Coefficient de friction :



Skin Friction Coefficient Sep 11, 2016
FLUENT 6.3 (3d, pbns, rke)

Figure V.25 : Courbe de Variation du coefficient de frottement local le long de la paroi supérieure et inférieure du canal, pour le cas réel.



Skin Friction Coefficient Sep 11, 2016
FLUENT 6.3 (3d, pbns, rke)

Figure V.26 : Courbe de Variation du coefficient de frottement local le long de la paroi supérieure et inférieure du canal, pour le cas design.

V.3.8. Interprétation des résultats :

Coté calandre :

D'après les figures précédentes on remarque :

- Dans la position $Z= 0m$ « à l'entrée » la valeur de facteur de friction est maximale elle est de **5.050** pour le cas réel et **4,784** pour le design, cela est expliqué par le fait que sans mouvement les valeurs sont plus élevées et d'après quelques recherches que j'ai fait certains chercheurs pensent que les coefficients de frottement statique sont plus élevés que les valeurs dynamiques ou cinétiques et dans notre cas la position $Z= 0m$, est la position statique pour le kérosène donc il n'ya pas de mouvement.
- Après, on remarque que cette valeur de coefficient de frottement se diminue progressivement jusqu'elle atteint **4.686** pour la position **0.016m** ensuite elle augmente après elle diminue encore une fois de manière oscillatoire elle atteint la valeur **4.211** à **3.024m**, au milieu « $Z=3.048m$ » le coefficient de frottement est de **4,23323** pour le cas réel.
- pour le cas design la diminution est légèrement observée pour la position de milieu où elle est de **4.491**.
- En suite on remarque que la diminution de coefficient de frottement n'est pas stable elle augmente légèrement puis elle diminue jusqu'elle atteint la valeur de **4.608** pour la sortie de kérosène en réel et de **4.279** pour le design.

Coté tube :

- On remarque que les valeurs les plus élevées se trouvent à l'entrée du tube **10.506** « réel » **10.23** « design » cela est expliqué précédemment.
- Pour le cas réel voir une diminution très importante jusqu'elle devient un peu stable dans les régions **5,2m** jusqu'à **3.008m** où les valeurs de coefficients de friction tendent vers **6.949** jusqu'à **6.603**, puis elle varie de façon oscillatoire Jusqu'à ce qu'elle atteigne la position de sortie avec une valeur de **5.981**.
- Pour le cas design on voit une grande diminution à l'entrée du tube jusqu'à la stabilité, cette stabilité est temporaire jusqu'à **4.464m** où elle devient oscillatoire de façon aléatoire entre **4.448m** et **1.36m**. Après elle devient stable jusqu'à la sortie.

V.4.Remarque :

La simulation à été faite par un échangeur de chaleur similaire à celui de la partie théorique. La différence réside dans le nombre de tube qui traverse la calandre. La partie expérimentale contient **356** tubes, et pour le cas simulé on a fait deux simulations des deux cas avec un seul tube en raison de temps par ce que la simulation de 356 prend beaucoup de temps, pour cela on a fait plusieurs simulation comme essais : une simulation avec 5 tubes et une simulation avec 9 tubes.

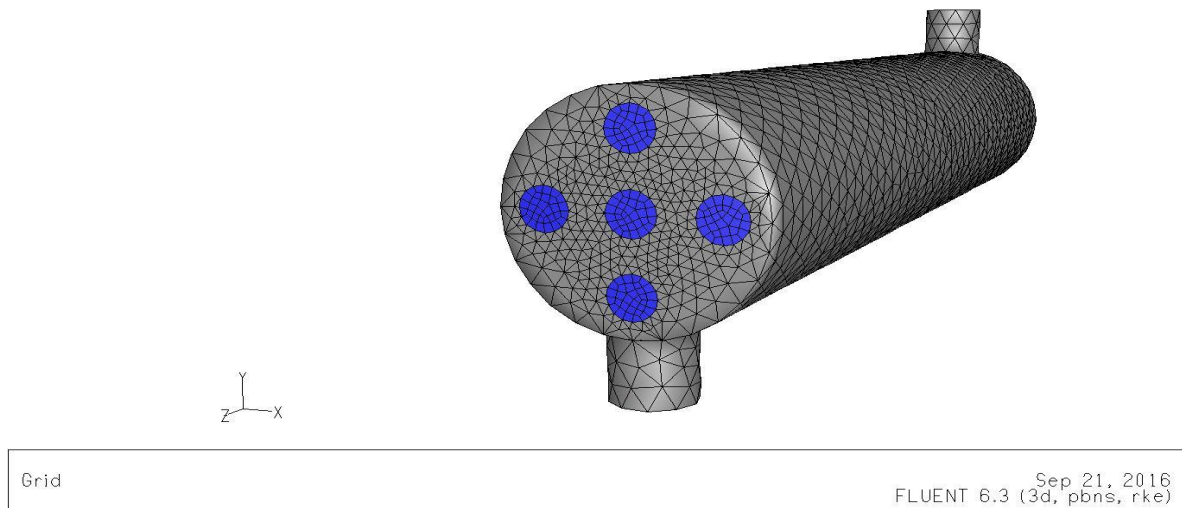


Figure V.27 : simulation de 5 tubes

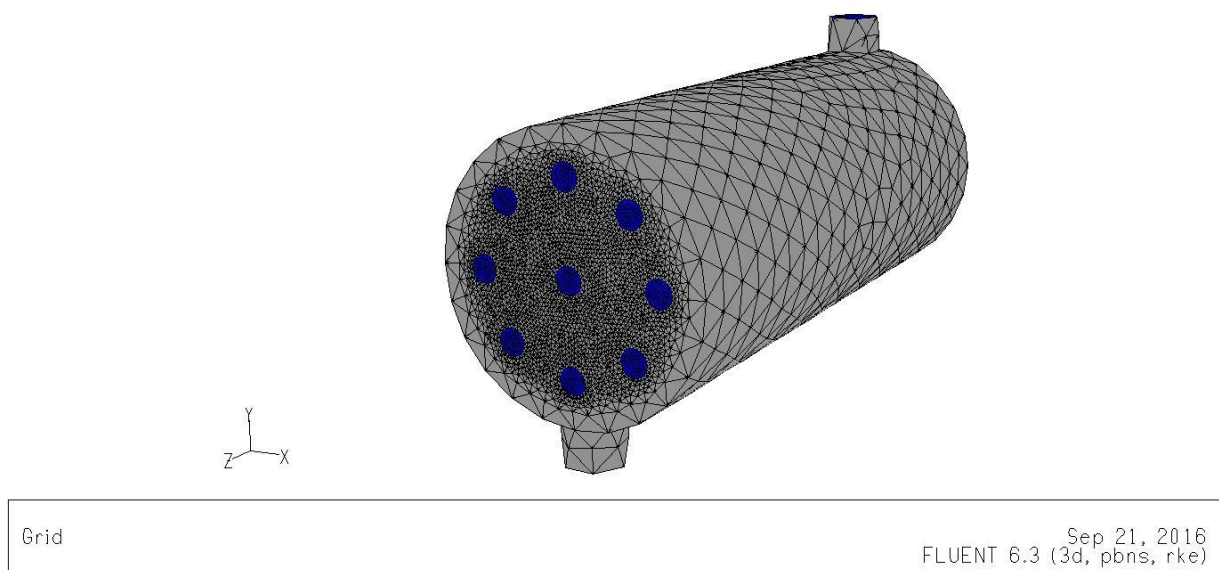


Figure V.28 : simulation de 9 tubes

V.4.1. Les Résidus Obtenus pour la simulation de 5 tubes :

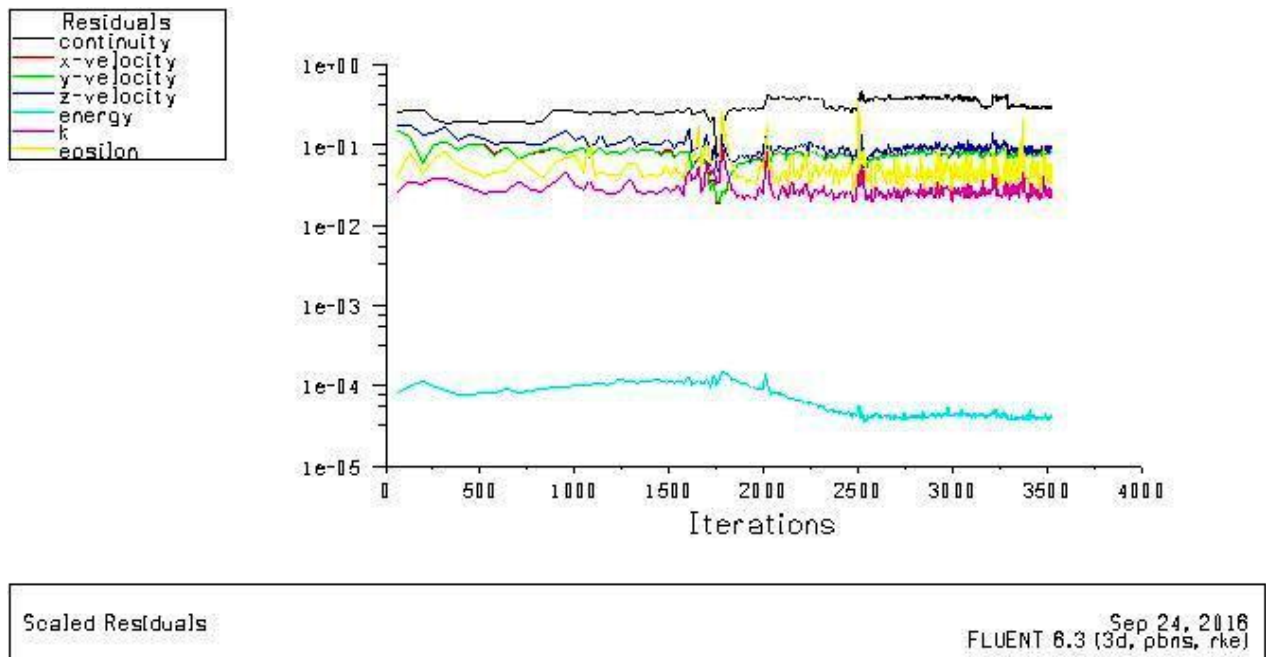


Figure V.29 : L'évolution des résidus pour la simulation des 5 tubes

V.4.2. Les résidus Obtenus pour la simulation de 9 tubes

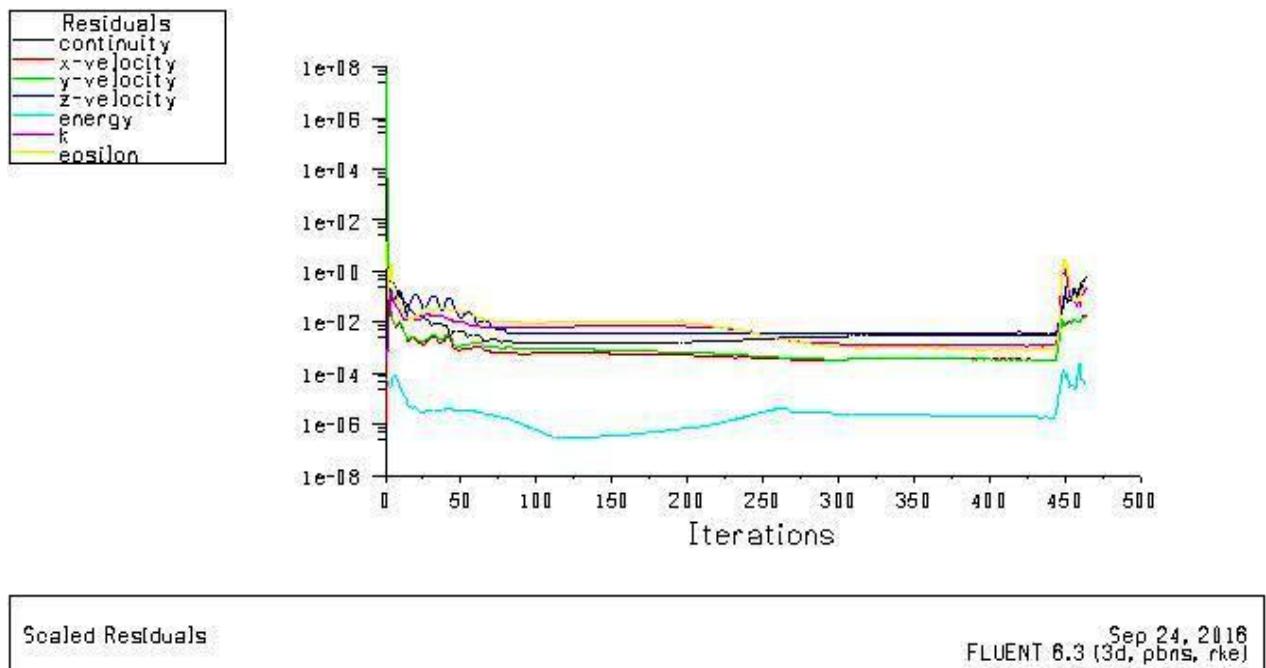


Figure V.30 : L'évolution des résidus pour la simulation des 9tubes

Les Figures V.29 et V.30 montrent que la convergence des résidus n'est pas atteinte malgré plusieurs simulations, à cause de la mémoire de CPU insuffisante et le mode 3D.

V.5. Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons étudié le comportement dynamique et thermique de deux écoulements dans un échangeur de chaleur **E103** dans le cas réel et le cas design.

Et d'après la simulation Numérique à l'aide de Fluent 6.3 on remarque premièrement que les résultats obtenus dans la simulation montrent une bonne concordance avec les résultats expérimentaux.

Cette étude nous à permis de comprendre mieux la rapidité des phénomènes thermiques, hydrodynamiques et la variation de la vitesse des deux fluides circulent tout le long de l'échangeur.

Nous avons obtenus des résultats différents de ceux de design à cause de l'ancienneté de cet échangeur «mis en service depuis **53** ans », mais cette différence n'est pas importante car dans certain calcul comme le nombre de Nusselt les résultats reçus sont acceptables « résultats pour le cas réel sont inférieurs à ceux pour le design ». Mais avec le passage de temps cette différence sera considéré dangereuse et sérieuse s'il reste en service pour une période plus d'un an.

Conclusion Générale Et Recommandations :

Durant mon parcours académique à l'université, j'ai pu acquérir une base théorique sur les échangeurs de chaleur, cette base a été complétée par une formation pratique au niveau de la raffinerie d'Alger.

Au cours de mon stage, on a fait un calcul de vérification de train préchauffé de l'unité de distillation atmosphérique, ceci dans le but de déterminer les facteurs qui nuisent le fonctionnement de ce système de récupération.

Ce travail est composé de deux parties, la 1ère partie consiste à calculer et vérifier le fonctionnement de train de préchauffe et déterminer les facteurs qui nuisent son fonctionnement, cette étude est faite par comparaison des deux calculs: cas réel et cas design.

La différence des résultats obtenus entre le cas design et le cas réel nous à permis de conclure que le train de préchauffe n'est pas apte à fournir une quantité de chaleur au brut, à cause de l'encrassement dans les échangeurs E106 et E107.

La 2ème partie est une simulation des deux cas de l'échangeur E103, ces deux simulations nous à permis de comprendre mieux la rapidité des phénomènes thermiques et hydrodynamique...etc. qui passe à l'intérieur de cet échangeur.

Cette simulation à montrer une bonne concordance avec la 1ère partie mais grâce aux résultats obtenues dans la simulation on a trouvé que l'échangeur E103 n'est pas loin d'être encrassé à cause de l'ancienneté.

Afin que le train de préchauffe ce système de récupération soit apte à fournir une quantité de chaleur nécessaire au brut et pour que les dépenses soient minimales a l'unité de distillation atmosphérique, les recommandations sont à proposer :

- ♣ affectation des débitmètres à l'entrée et la sortie de chaque échangeur.
- ♣ Contrôler et suivre la variation de la différence de pression, en plaçant deux manomètres de pression aux bornes de chaque échangeur.
- ♣ Détecter l'apparition de l'encrassement et suivre son évolution au cours de temps ce qui permet de maintenir et établir le bon fonctionnement de l'échangeur.
- ♣ Vérifier les hypothèses de calcul utilisé grâce aux mesures collectées.
- ♣ Amélioration de traitement l'eau de lavage.

- ♣ Adapter la maintenance préventive comme mode de traitement, permettant d'anticiper les dysfonctionnements qui peuvent survenir dans l'avenir.
- ♣ Étudier le comportement des deux fluides kérosène-brut en tenant compte de l'influence des tubes adjacents au tube central et de l'état thermique du kérosène autour de ce tube.