

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARABOUMERDES



FACULTE DES HYDROCARBURES ET DE LA CHIMIE
Département : Transport et équipements des hydrocarbures

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER EN
MECANIQUE DES UNITES PETROCHIMIQUES

FILIERE : Hydrocarbures

Spécialité : génie mécanique – Mécanique des Unités Pétrochimiques

Thème

Vérification Et Dimensionnement D'Un Echangeur de chaleur A
L'aide de CHEMCAD

Réalisé par :

- Mr.FERKI BILAL

- Mr. BOURAHLA MOHAMED

Devant le jury composé de:

- Promoteur : Mr. SAHNOUNE Khaled
- Examineur : Mr. BETTAYEB Mourad
- Examineur : Mr.KHELIFI TOUHAMI Salah .

Boumerdes : 2016 /2017

SOMMAIRE

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre I:

Généralités sur le transfert de chaleur

Introduction:.....	2
I-1 Mode De Transmission De Chaleur.....	2
I-1.1 La conduction.....	2
I-1.2 La convection.....	4
I-1.3 Le rayonnement.....	5

Chapitre II:

Généralités sur les échangeurs de chaleur

Introduction.....	8
II.1 Type des échangeurs de chaleur.....	8
II.1.1 Les échangeurs tubulaires.....	8
II.1.1.1 Échangeur monotube	8
II.1.1.2 Échangeur coaxial.....	9
II.1.2 Échangeur multitubulaire.....	9
II.1.2.1 Échangeur à tubes séparés.....	9
II.1.2.2 Échangeur à tubes rapprochés	9
II.1.2.3 Échangeur à tubes ailettes.....	10
II.1.3 Echangeur à tube et calandre.....	12
II.1.3.1 Echangeur de chaleur à tête flottante.....	12
II.1.3.2 Echangeur à plaque tubulaires fixes	12
II.1.3.3 Echangeur à tubes en U	13
II.1.4 Echangeur à plaque	13
II.1.4.1 Échangeurs à surface primaire.....	14
II.1.4.2 Échangeurs à plaques et joints.....	14
II.1.4.3 Échangeurs à plaques soudées ou brasé.....	14
II.1.4.3.1 Échangeur platulaire.....	14
II.1.4.3.2 Échangeur Compabloc.....	15
II.1.4.3.3 Échangeur Packinox.....	15
II.1.4.3.4 Échangeur lamellaire.....	16
II.1.4.3.5 Échangeur à spirale.....	16
II.1.4.3.6 Échangeur brasé.....	17
II.1.5 Échangeurs avec un fluide changeant de phase.....	17
II.1.5.1 Évaporateurs tubulaires.....	17
II.1.5.1.1 Évaporateurs à l'intérieur de tubes.....	18
A/ Évaporations à tubes verticaux.....	18
B/ Évaporateurs à tubes horizontaux.....	19
II.1.5.1.2 Évaporation à l'extérieur de tubes.....	19
II.1.5.2 Condenseurs tubulaire.....	20
II.2 Classification des échangeurs.....	21

II.2.1 Classement technologique.....	21
II.2.2 Classement suivant le mode de transfert de chaleur.....	21
II.2.3 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur.....	21
II.2.4 Classement fonctionnel.....	21
II.2.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange.....	22
Conclusion.....	23

Chapitre III:
Calcul thermique

III.1. Notions sur les lois de transfert de chaleur.....	25
III.2. Notion sur le calcul des échangeurs	25
III.3. Calcul thermique de vérification des performances	30
III.4. Calcul de la surface d'échange de chaleur.....	38
III.4 Calcul du coefficient de transfert globale U	38
III-5 Pertes de charge	40

Chapitre IV:
Vérification et dimensionnement de le l'échangeur à l'aide de CHEMCAD

Introduction sur l'logiciel CHEMCAD	42
IV.2. Caractéristique des fluides.....	43
IV.3. Calcul de vérification.....	47
IV.4. Calcul de dimensionnement	56
IV.5. CONCLUSION	62

Chapitre V:
Problèmes et maintenance des échangeurs de chaleur

V.1. Maintenance	64
V.1. 1. Définition de la maintenance.....	64
V.1. 2. Les objectifs et l'importance de la maintenance.....	64
V.1. 3. Types de la maintenance	65
V.1.3.1. Maintenance Préventive (Maintenance effectuée avant la défaillance)	65
Maintenance préventive Systématique.....	65
Maintenance préventive Conditionnelle :.....	66
V.1.3.2. Maintenance corrective (Maintenance effectuée après défaillance).....	66
V.2. : Principaux problèmes des échangeurs de chaleur.....	66
V.2.1. L'encrassement des tubes de l'échangeur.....	67
V.2.1.2. Aspects économiques liés à l'encrassement.....	67
Couts liés à la conception de l'échangeur	67
Cout liés au fonctionnement de l'échangeur.....	68
Cout liés à l'arrêt de l'installation :.....	68
V.3. Classification : différents types d'encrassement.....	69
V.3.1. Entartage :.....	72
V.3.2. Corrosion :.....	72
V.3.3. Encrassement biologique.....	73
V.3.4. Encrassement par réaction chimique :.....	74
V.3.5. Encrassement par solidification :.....	74
V.4. Apparition et développement de l'encrassement.....	74
V.4.1. Mécanisme de l'encrassement :.....	74
V.4.2. Transport des particules :.....	75

V.5. Facteurs favorisant l'encrassement	76
V.5.1. Zones stagnantes :.....	76
V.5.2. Effet de la vitesse :.....	76
V.5.3. Effet de la température de surface :.....	76
V.5.4. Etat de surface. Rugosité :.....	77
V.5.5. Matériau de construction, corrosion :.....	77
V.6. Prévention de l'encrassement dans les échangeurs.....	77
V.6.1. Pendant la phase de dimensionnement	78
A/ Sensibilité à l'encrassement des divers types d'échangeur	78
B/ Paramètres physiques permettant d réduire la tendance à l'encrassement	79
V.6.2. Pendant la phase de fabrication de l'échangeur et de sa mise en route	79
V.6.3. Pendant la phase de fonctionnement.....	80
V.7. Méthode de nettoyage des échangeurs pendant les phases d'arrêts.....	80
A/ Nettoyage mécanique	81
B / Nettoyage chimique :.....	81
C / Autre méthodes :.....	82
V.8. Contrôle de l'encrassement :.....	82
V.8.1 Mesure directe aux bornes de l'échangeur.....	82
V.8.2. Mesure à l'aide d'une sonde.....	83
Conclusions générales:.....	85

Introduction générale

Les échanges thermiques interviennent dans de nombreux secteurs d'activités humaines. Dans la plupart de ces activités, le transfert de chaleur doit s'effectuer sans altération des milieux intervenant dans celui-ci. L'utilisation des équipements spécifiques d'échange est alors nécessaire. Ces équipements sont connus sous la dénomination d'échangeurs de chaleur. Ce sont des systèmes thermodynamiques présents dans toutes les unités industrielles dans lesquelles interviennent les processus d'extraction de chaleur.

Les échangeurs de chaleur sont des appareils thermiques de grande importance dans les installations de différentes unités pétrochimiques.

A cet effet de garantir la continuité de la production et augmenter la durée de fonctionnement des équipements. Il doit assurer le bon fonctionnement par une maintenance correcte contre toute défaillance.

Le présent travail consiste à une étude thermique et mécanique d'un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire.

La première partie théorique nous exposerons une étude générale sur les différents échangeurs de chaleur, leurs classifications et les éléments qui les composent, ainsi que la théorie sur les modes de transfert de chaleur.

Dans la partie de calcul on traitera un calcul de vérification thermique, pour évaluer leur performance.

Ensuite à l'aide de logicielle CHEMCAD, une vérification de dimension et rating a été effectué pour faire une comparaison entre les résultats réelles et les résultats obtenue par CHEMCAD.

Enfin on parlera sur la maintenance des échangeurs, les problèmes rencontrent lors du fonctionnement de l'échangeur de chaleur et la sécurité d'exploitation.

1.1 : Introduction aux transferts de chaleur :

Dans l'industrie, on doit très souvent réaliser un transfert de chaleur entre un fluide chaud et un fluide froid qui ne doivent pas être mis en contact. Cette opération est généralement effectuée dans des appareils où les deux fluides circulent de part et d'autre des parois solides. Ces appareils sont appelés échangeurs de chaleur.

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre, sans les mélanger. Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides. La plupart du temps, on utilise cette méthode pour refroidir ou réchauffer un liquide ou un gaz qu'il est impossible ou difficile de refroidir ou chauffer directement.

En principe, pour les échangeurs les plus courants dans l'industrie, les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison à faible inertie thermique à travers de laquelle les échanges se font par conduction. En effet, la chaleur que l'un des fluides cède à la paroi par convection, le long de la surface de contact est transférée par conduction puis cédée à l'autre fluide par convection le long de l'autre face.

On distingue trois modes de transfert de chaleur : LA CONDUCTION, LA CONVECTION et LE RAYONNEMENT.

1.1.1. Conduction :

La conduction est le mode de transfert de la chaleur privilégié dans un corps « solide ».

La transmission d'énergie se fait d'un atome à atome, sans déplacement de ces dernières. La condition fondamentale de transfert de chaleur par ce mode est l'existence d'un gradient de température. Le flux de chaleur sera dirigé dans le sens des températures décroissantes, du point le plus chaud au point le plus froid.

Le bilan énergétique d'un volume élémentaire dv , de surface ds dans le temps dt , donne :

$$\operatorname{div}(\lambda \cdot \operatorname{grad}T) + p = \rho \cdot C \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

Tel que :

- λ : conductivité thermique.
- P : densité de la source.
- ρ : masse volumique.
- C : chaleur massique

➤ *Loi de Fourier :*

Fourier a supposé qu'il existe une relation linéaire entre la densité de flux et le gradient de température, dans le cas d'un milieu isotrope, la densité de flux est proportionnelle au gradient de température :

$$\vec{\Phi} = -\lambda \cdot \vec{\text{grad}} T$$

Cas particulier :

Dans le cas de transfert de chaleur en régime permanent unidirectionnel, on peut écrire la loi de Fourier sous forme très simple :

$$\Phi = -\lambda \cdot S \cdot \frac{T_2 - T_1}{e}$$

On remarque que le flux de chaleur est proportionnel à :

- L'écart de température existant entre deux points.
- S : la surface d'échange.
- λ : conductivité thermique.
- e : distance entre les deux points

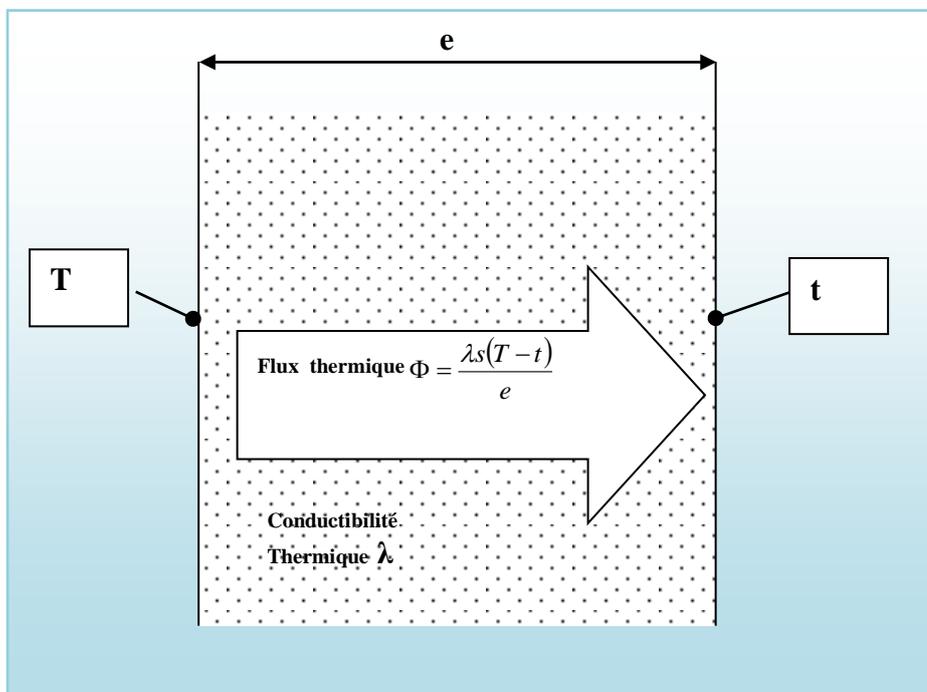


Figure. I.1: Transfert thermique par conduction

➤ **La conductivité thermique (λ) :**

La conductivité thermique est une caractéristique du milieu, elle dépend généralement de la température et du point considéré, elle dépend aussi de la phase dans laquelle se trouve le matériau (solide, liquide ou gaz) et la pression des gaz, dans le cas de milieu homogène la conductivité thermique (λ) dépend que de la température.

I.1.2. Convection :

L'échange thermique par convection a pour origine le mouvement d'un fluide. En effet, la transmission de chaleur s'effectue par l'action combinée de la conduction au sein du fluide et du mouvement de ce même fluide. La conduction intervient donc dans la convection mais le mouvement du fluide entraîne des lois différentes d'un phénomène de conduction sans déplacement de matière.

Le flux de chaleur transmise par convection est donné par la deuxième (2^{ème}) loi de Newton :

$$\Phi = h \cdot S \cdot \Delta T .$$

- Φ : flux de chaleur transportée.
- h : coefficient de convection.
- S : surface d'échange.
- ΔT : représente la chute de température entre la paroi et le fluide égale à la valeur absolue de la différence entre les températures du fluide et de la paroi du corps.

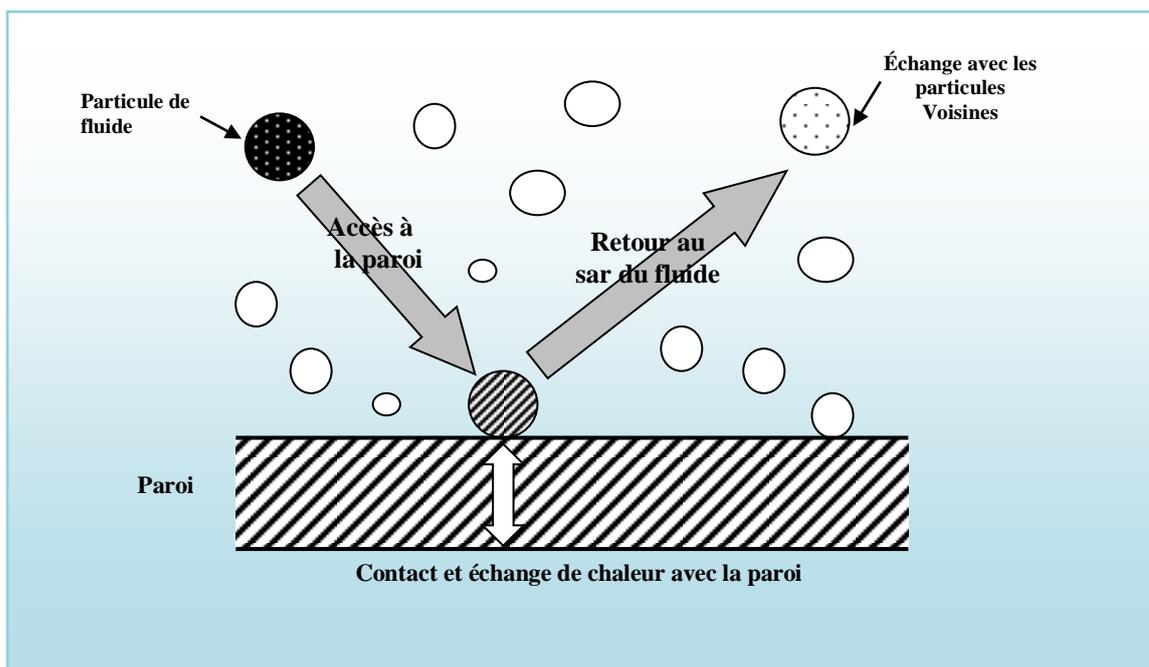


Figure. I.2: Transfert thermique par convection

On distingue deux types de L'échange thermique par convection :

- **Convection naturelle (Natural convection)** : on parle de convection naturelle ou convection libre lorsque le mouvement s'effectue sous l'influence de différences de densités dues à des différences de températures au sein du fluide.
- **Convection forcée (Forced convection)** : on parle de convection forcée lorsque le mouvement du fluide s'effectue grâce à l'action de forces externes (pompes, ventilateurs, agitateurs...).

I.1.37. Rayonnement :

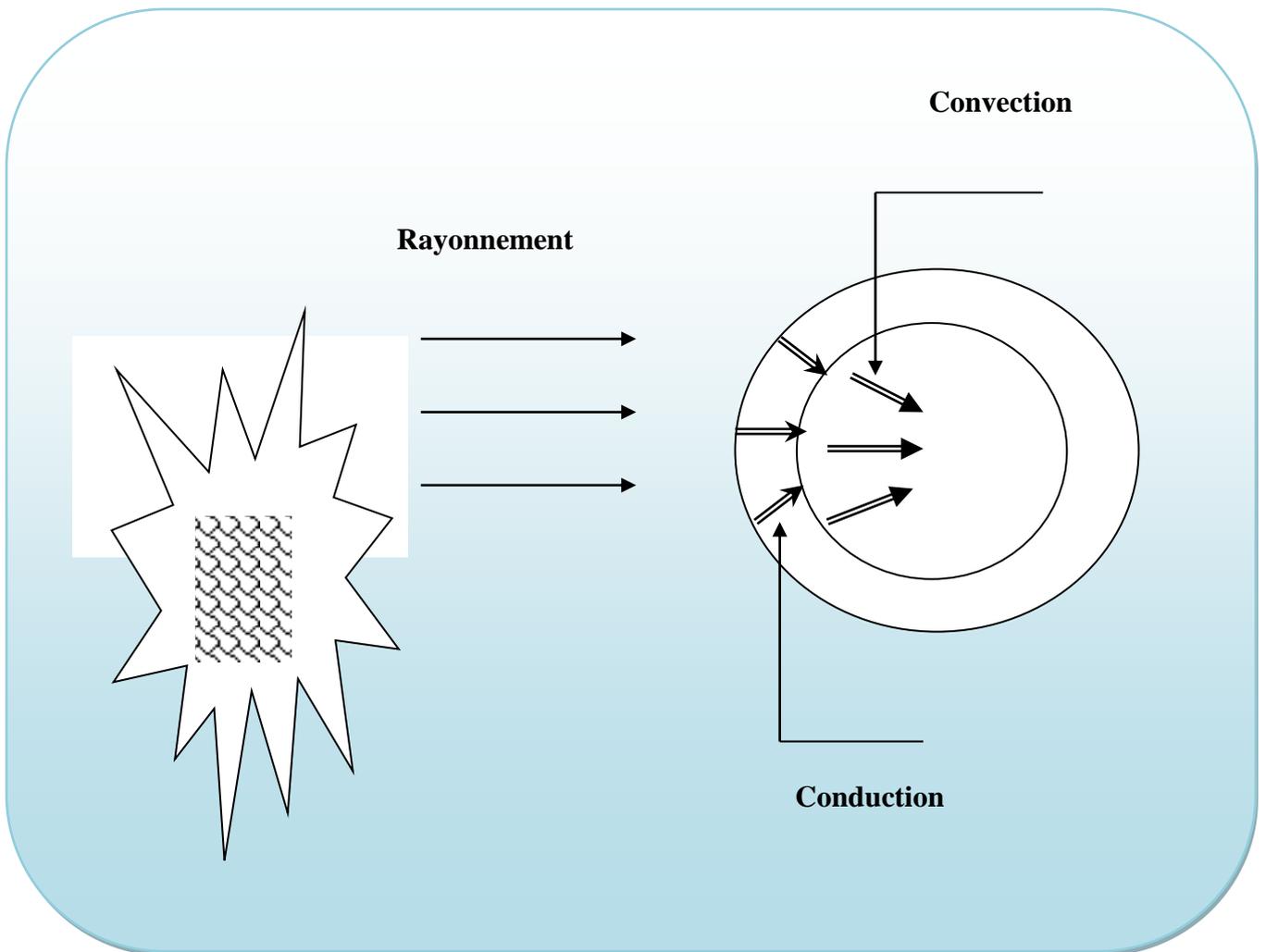
Le rayonnement est la transmission d'ondes électromagnétiques dans l'espace par une surface. L'absorption (ou l'émission) de l'énergie véhiculée par ces ondes entraîne une augmentation ou une diminution de la température des systèmes récepteurs (ou émetteurs). L'énergie rayonnée par un corps dépend de sa température, de sa nature, de l'état de sa surface et de la direction du rayonnement. Contrairement aux deux premiers modes, le rayonnement ne nécessite pas de support matériel pour se propager.

Loi de STEPHANE-BOLTZMAN :

La relation de base de rayonnement thermique est celle de STEPHANE-BOLTZMAN et qui exprime que le flux d'énergie variant émis par une surface idéale appelé (corps noir) est proportionnel à l'air de cette surface et la puissance quatrième de la température absolue T de surface :

$$\Phi = \varepsilon * \delta * T^4$$

- Φ : densité du flux de chaleur émise par le corps (W/m^2).
- δ : constante universelle appelée constante de STEPHANE-BOLTZMAN et qui vaut $5,67 \cdot 10^{-8} (W/m^2 \cdot K^4)$.
- T : température du corps en ($^{\circ}K$)



Introduction :

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.).

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

II.1 Type des échangeurs de chaleur**II.1.1 Les échangeurs tubulaires :**

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée.

II.1.1.1 Échangeur monotube :

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín comme montré à la figure au-dessous.

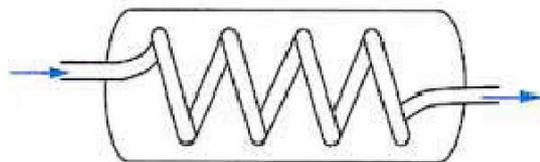


Figure II.1: Échangeur monotube en serpentín [1].

II.1.1.2 Échangeur coaxial :

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme montré à la figure au-dessous [1].

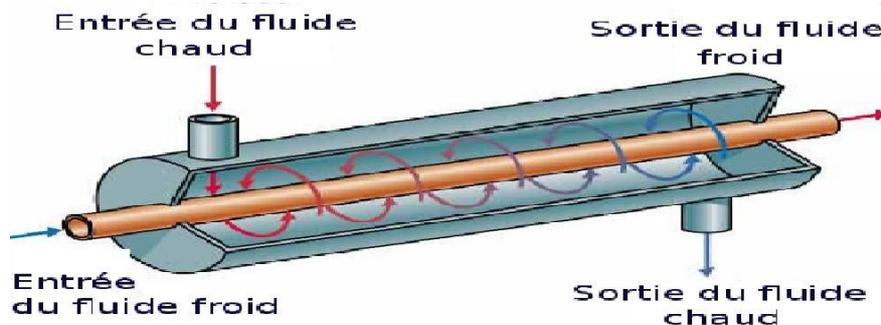


Figure II.2: Échangeur coaxial [2].

II.1.2 Échangeur multitubulaire :

Il existe sous quatre formes :

II.1.2.1 Échangeur à tubes séparés :

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé [1]

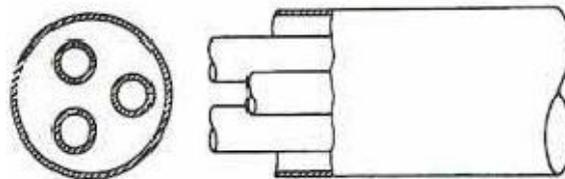


Figure II.3: Échangeur à tube séparé [1].

II.1.2.2 Échangeur à tubes rapprochés :

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans [1].

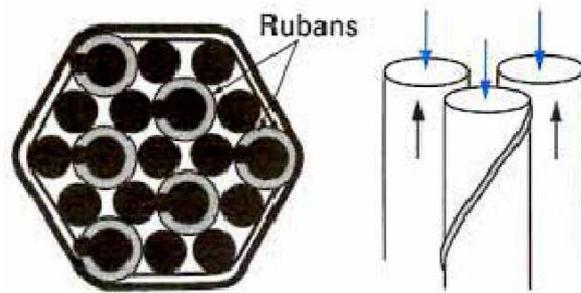


Figure II.4: Échangeur à tube rapproché [1].

II.1.2.3 Échangeur à tubes ailettes

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique ; différents types d'ailettes sont toutefois présentés si contre.

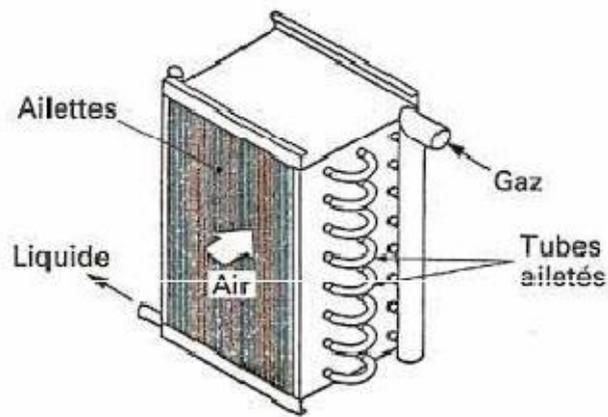
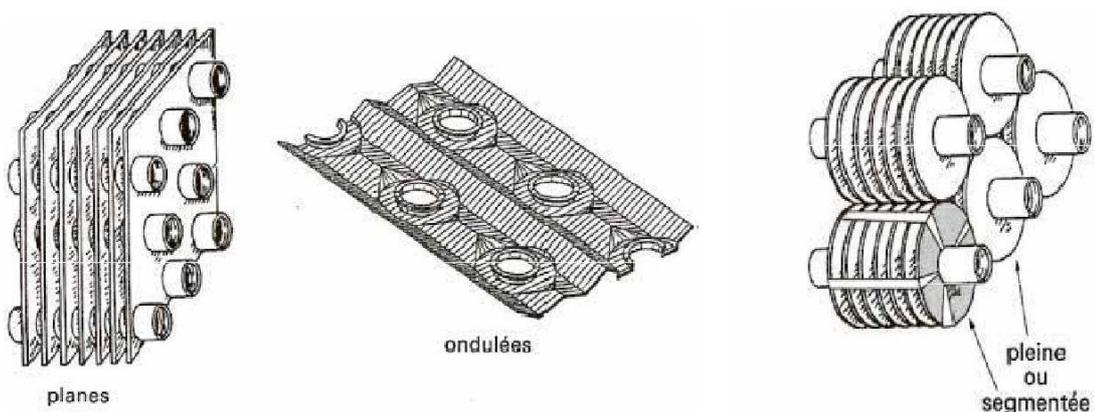


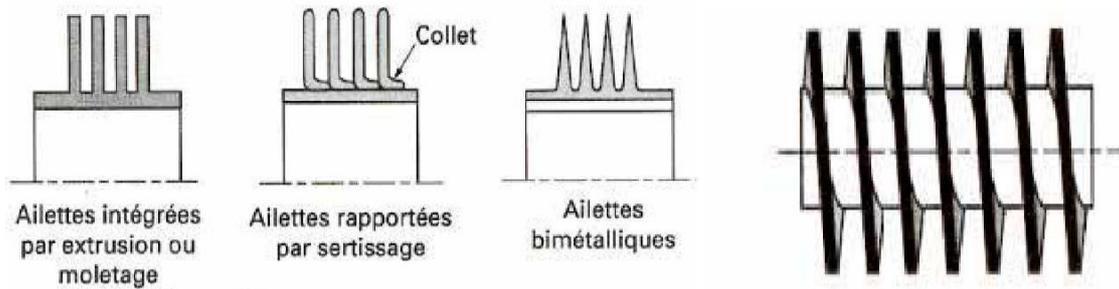
Figure II.5: Échangeur à tube ailette [1].

- Ailettes transversales :



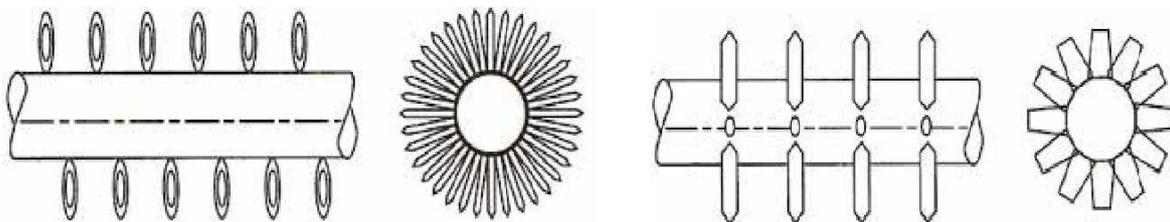
Ailettes continue [1].

Ailettes indépendant [1].



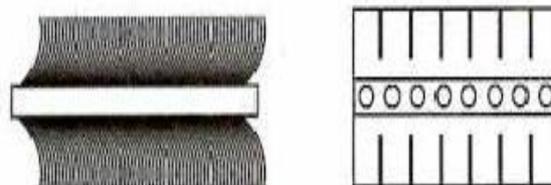
Ailettes annulaire [1].

Ailettes spirale [1]



Ailettes à fils préformés [1].

Ailettes poinçonnées [1].



Ailettes en brosse [1].

Ailettes longitudinal :

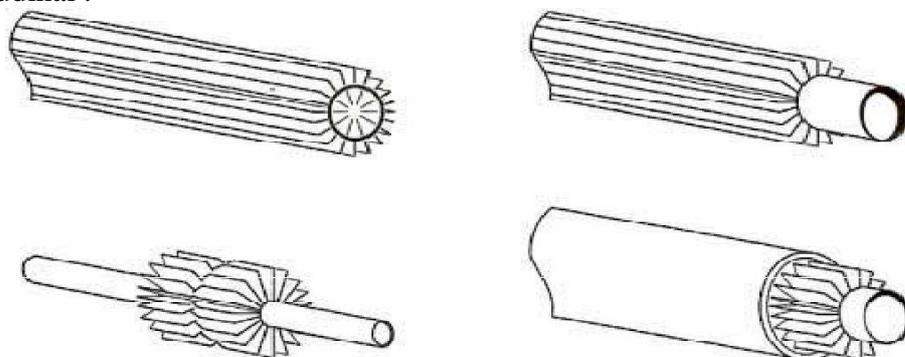


Figure II.6: Autre différent type d'ailettes [1].

II.1.3 Echangeur à tube et calandre

II.1.3.1 Echangeur de chaleur à tête flottante :

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre [3].

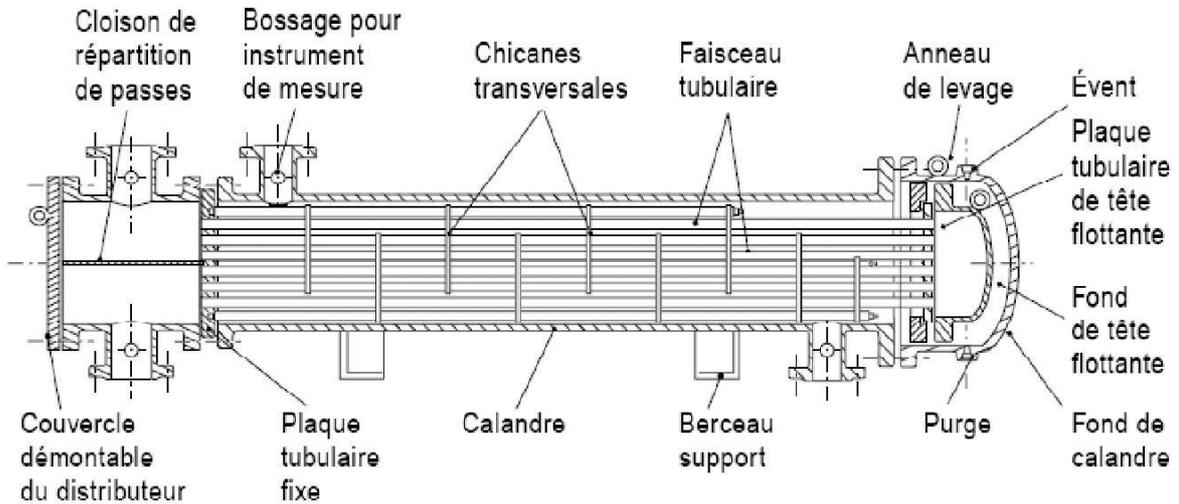


Figure II.7:Échangeur à tête flottante [3].

II.1.3.2 Echangeur à plaque tubulaires fixes

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre [3].

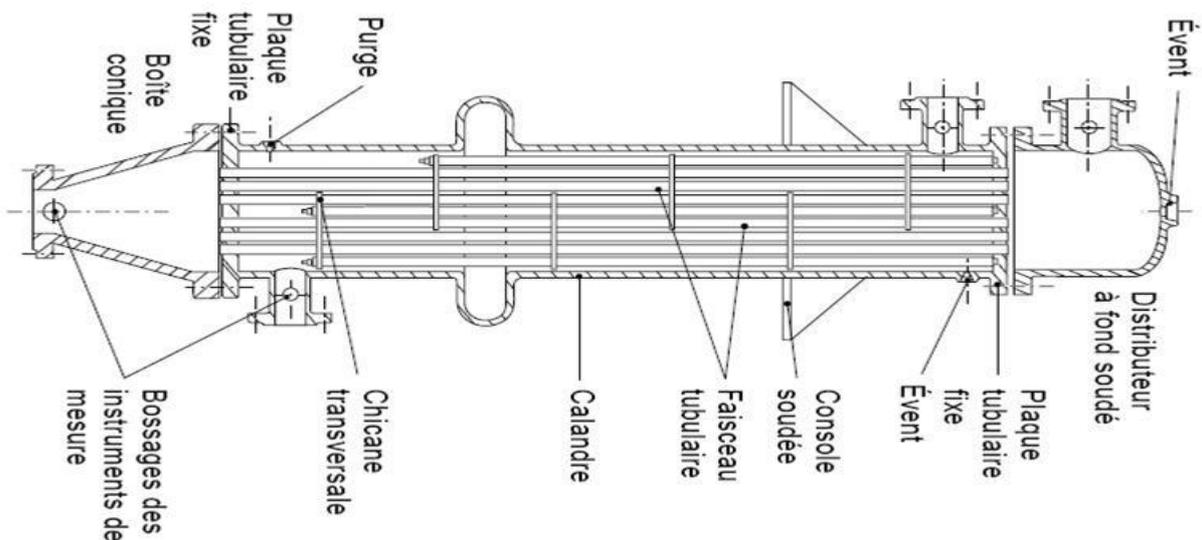


Figure II.8Échangeur à plaque tubulaire fixe [3].

II.1.3.3 Echangeur à tubes en U

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique [3].

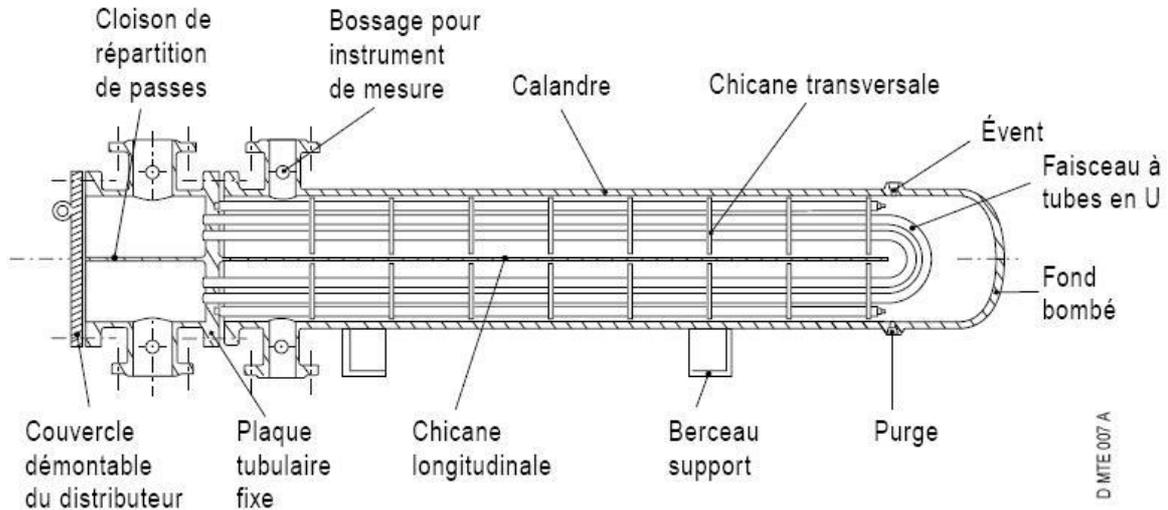


Figure II.9: Échangeur à tube en U [3].

II.1.4 Echangeur à plaque

II.1.4.1 Échangeurs à surface primaire

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corruguées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact [1].

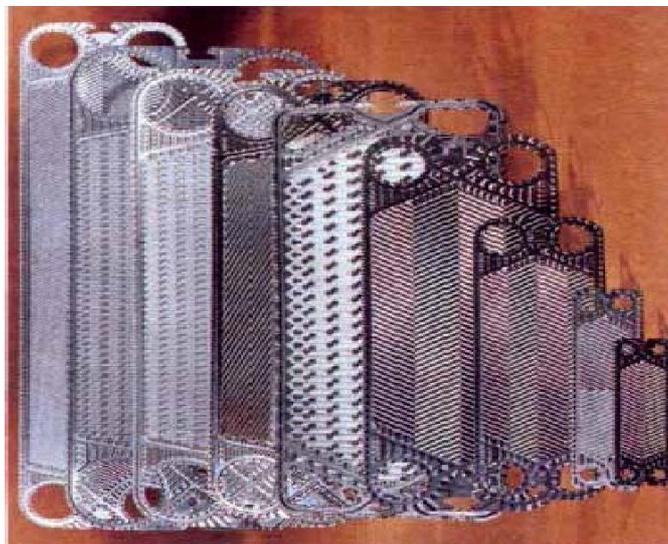


Figure II.10: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire [1].

II.1.4.2 Échangeurs à plaques et joints

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile [1].

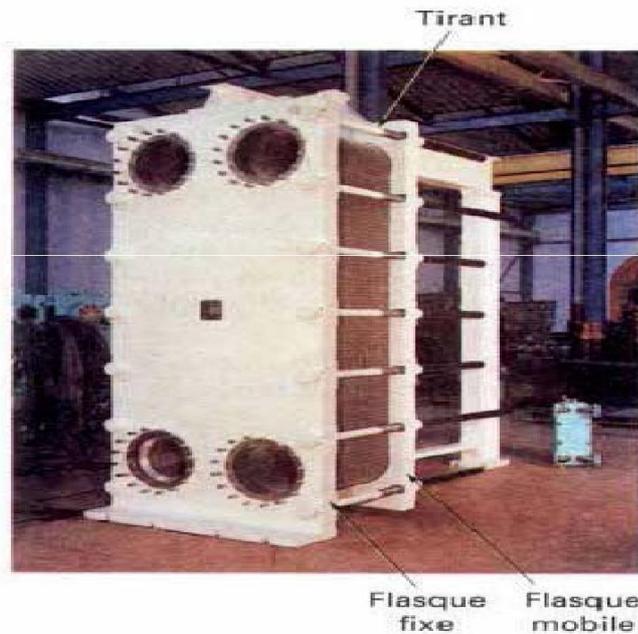


Figure II.11: Échangeur à plaque et joint [1].

II.1.4.3 Échangeurs à plaques soudées ou brasées

Ils sont utilisés en récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agro-alimentaire, etc. Parmi leur différent type [1].

II.1.4.3.1 Échangeur platulaire

Il est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties. Il existe différents types d'appareils : les uns sont composés de chambres planes munies de turbulateurs, les autres constitués de picots emboutis et soudés [1].

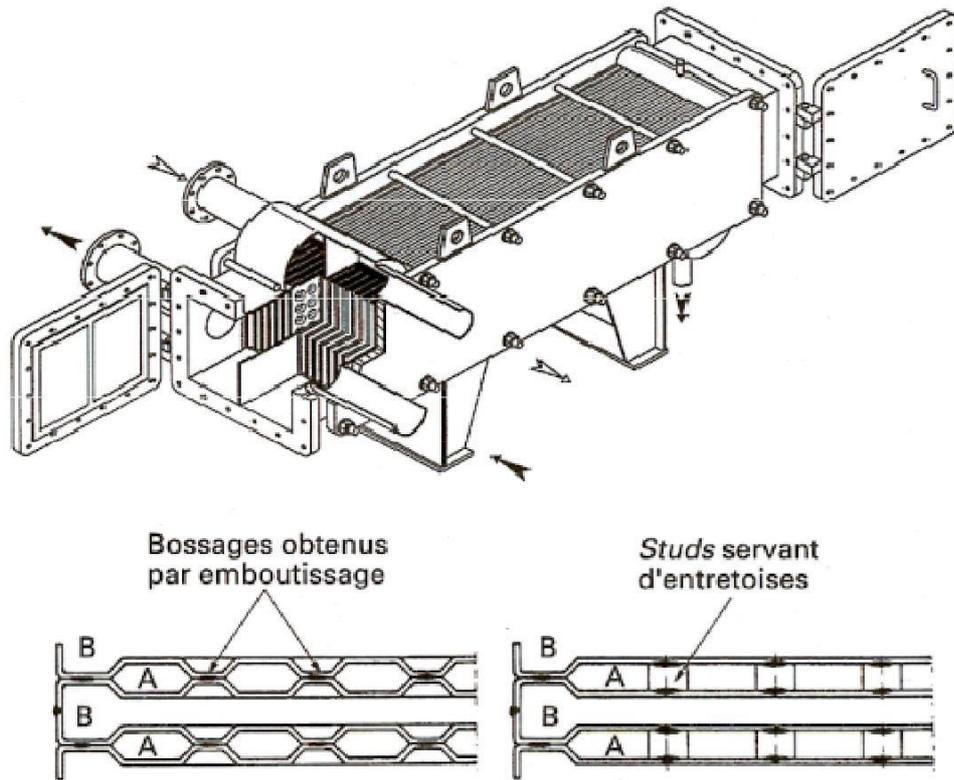


Figure II.12: Échangeur platulaire et schéma canaux [1].

II.1.4.3.2 Échangeur Compabloc

Il est constitué d'un assemblage de plaques corruguées identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et joints ; la circulation des fluides est à courants croisés [1].

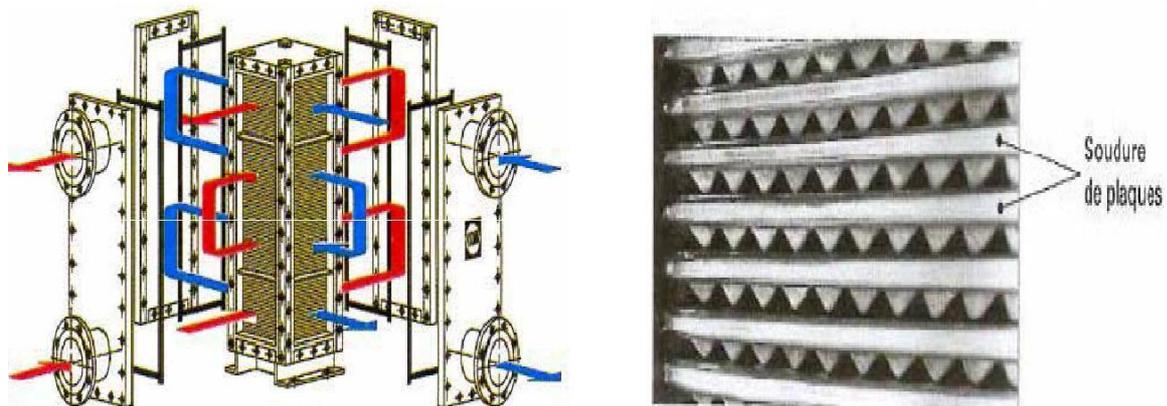


Figure II.13: Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques [1].

II.1.4.3.3 Échangeur Packinox

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions. Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion et insérées dans une calandre pouvant atteindre une longueur de plus de 10 m. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des

températures de l'ordre de 600 °C et des pressions de 50 bar [1].

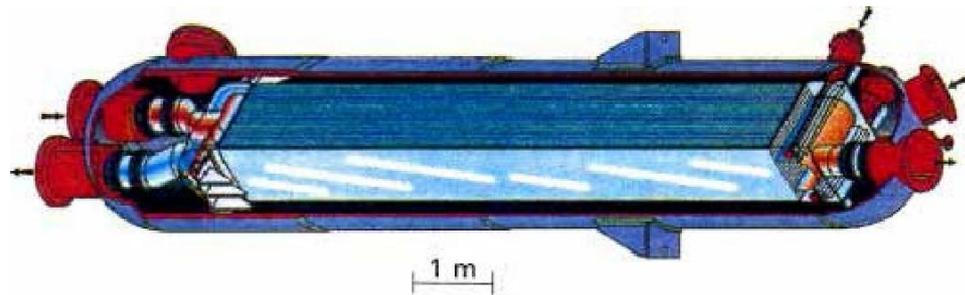


Figure II.14: Échangeur Packinox [1].

II.1.4.3.4 Échangeur lamellaire

C'est une variante d'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides. Chaque lamelle peut contenir un élément interne (turbulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique [1].

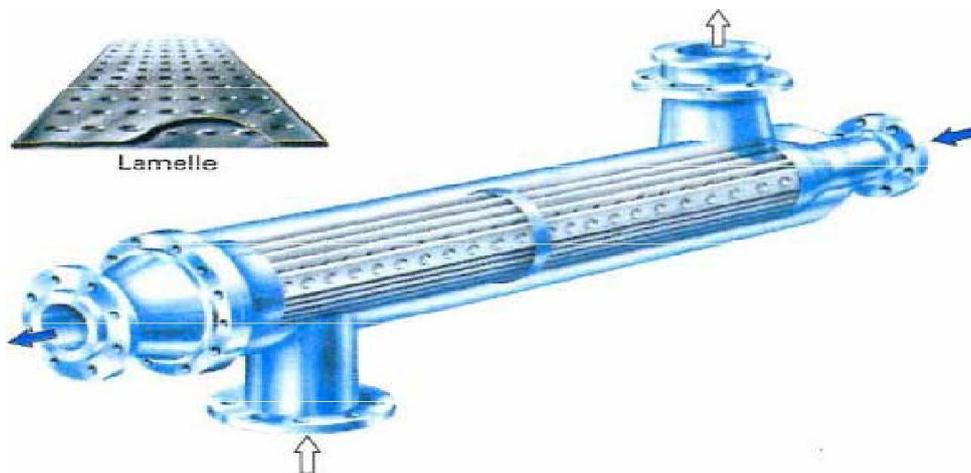


Figure II.15: Échangeur lamellaire [1].

II.1.4.3.5 Échangeur à spirale

Il est constitué de deux rubans de tôle gauffrée, enroulés et maintenus parallèles. La distance entre les surfaces d'échange des deux canaux est maintenue constante par des taquets soudés sur les plaques. La circulation des fluides est du type monocanal à courants parallèles ou croisés. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 25 bar et des températures de l'ordre de 300 °C [1].

La figure suivante représente l'échangeur à spirale.

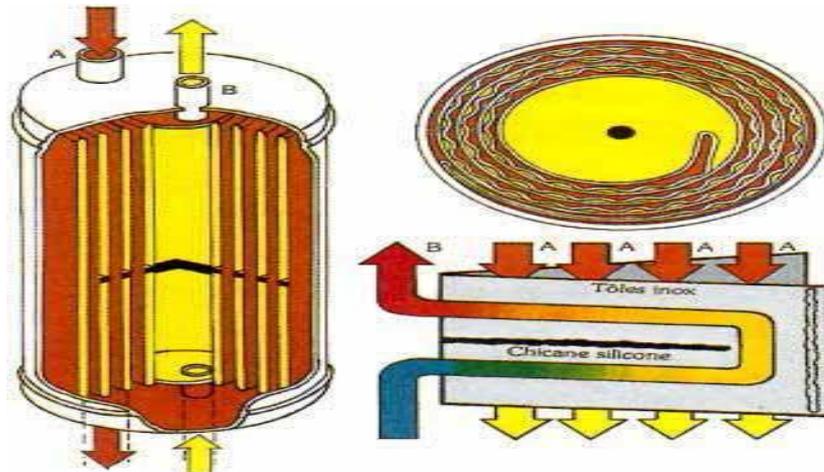


Figure II.16: Échangeur à spirale [1].

II.1.4.3.6 Échangeur brasé

C'est une variante d'échangeur plaques et joints conventionnels, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées [1].

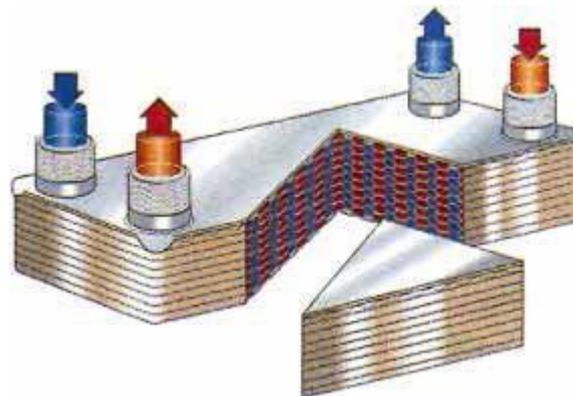


Figure II.17 : Échangeur brasé [1]

II.1.5 Échangeurs avec un fluide changeant de phase

L'un des deux fluides peut subir un changement de phase à l'intérieur de l'échangeur. C'est le cas des *évaporateurs* si le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux, ou des *condenseurs* si le fluide chaud se condense de l'état de vapeur à l'état liquide.

II.1.5.1 Évaporateurs tubulaires

Ces appareils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide, ou produire de la vapeur. Le fluide chauffant peut être une phase liquide qui transmet sa chaleur sensible ou de la vapeur cédant sa chaleur latente de condensation sur la paroi.

Il existe deux types d'évaporateurs, qui sont :

II.1.5.1.1 Évaporateurs à l'intérieur de tubes

On distingue les évaporateurs à tubes verticaux et ceux à tubes horizontaux.

a) Évaporations à tubes verticaux

Ces appareils sont utilisés pour concentrer une solution, fournir de la vapeur nécessaire au réchauffement d'un fluide à distiller ou comme évaporateurs cristallisateurs. Les tubes sont généralement chauffés extérieurement par de la vapeur qui se condense [1].

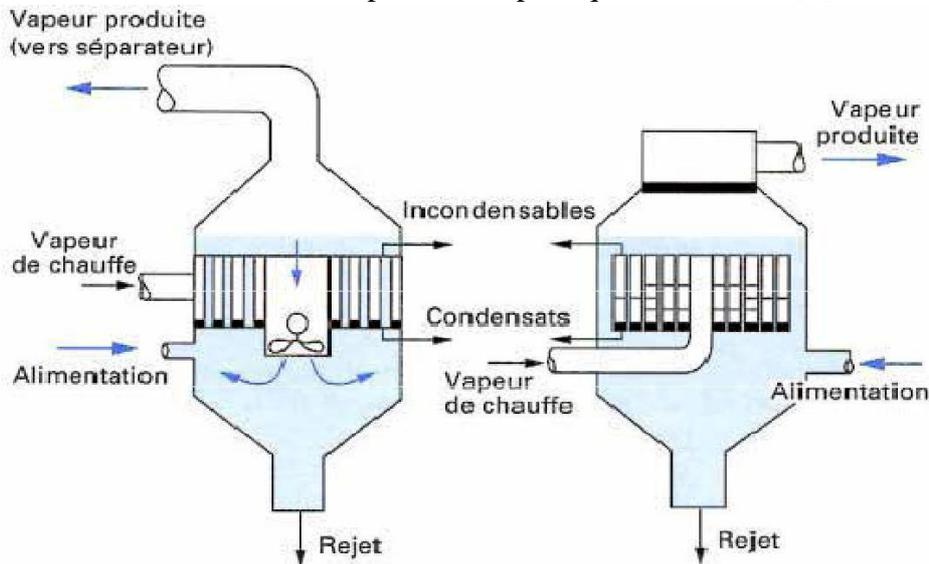


Figure II.18: Évaporateur à tubes courts et à panier [1].

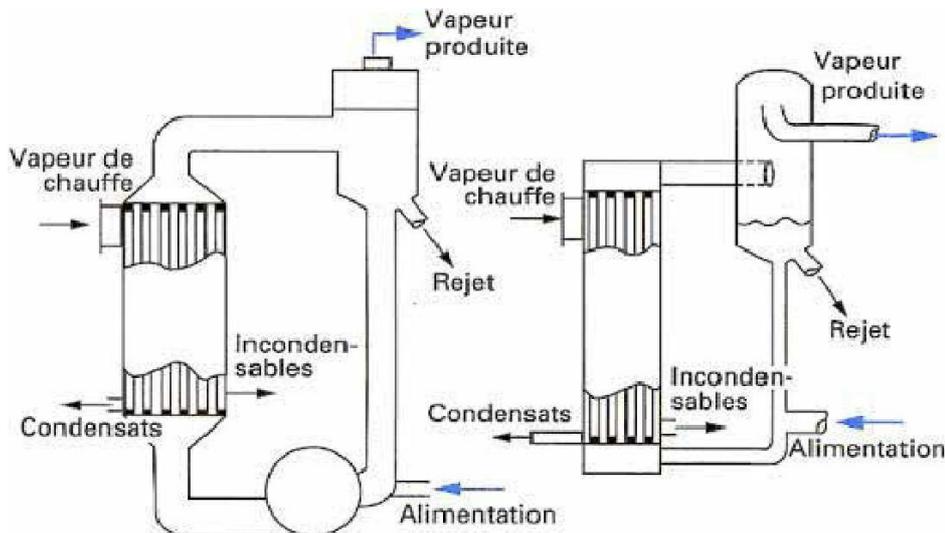


Figure II.19: Évaporateur à longs tubes verticaux et à grimpe [1].

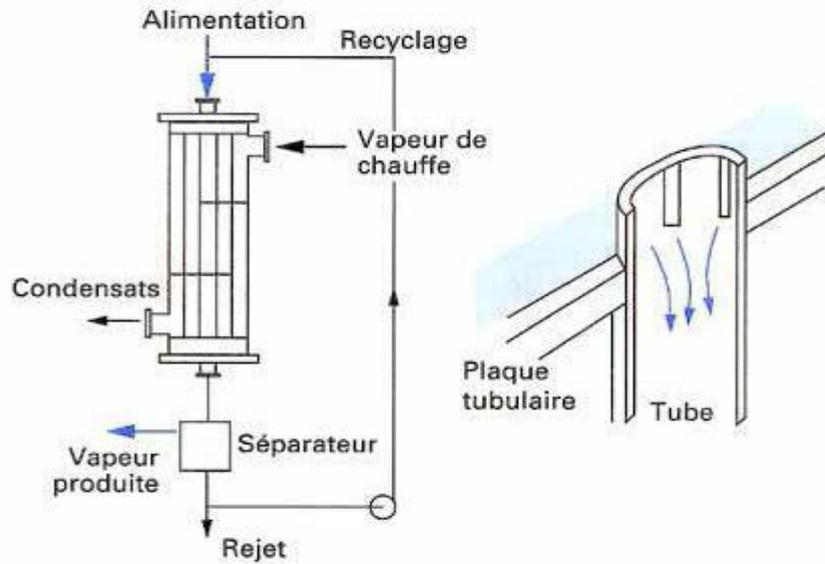


Figure II.20: Évaporateur à tube tombant [1].

b) Évaporateurs à tubes horizontaux

Ces appareils sont généralement utilisés comme refroidisseurs de liquide (eau, saumure, eau glycolée, etc.). Le liquide à évaporer qui circule dans les tubes est un fluide frigorigène, alors que le fluide à refroidir circule à l'extérieur des tubes [1].

II.1.5.1.2 Évaporation à l'extérieur de tubes

Ces évaporateurs utilisent généralement des tubes horizontaux. On distingue deux types : les évaporateurs noyés (ou submergés) et les évaporateurs arrosés (ou aspergés) [1].

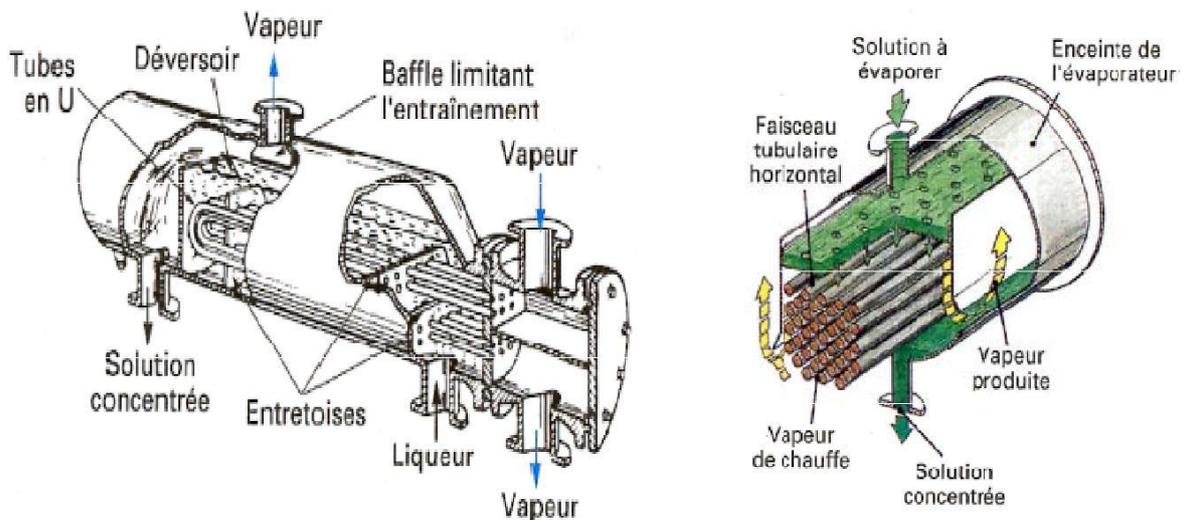


Figure II.21: Évaporateur noyés et arrosés [1]

II.1.5.2 Condenseurs tubulaires

Le but de ces échangeurs est de condenser une vapeur à l'aide d'un fluide réfrigérant. Ils concernent des secteurs d'activité très variés comme la production d'énergie (centrale thermique), les industries chimiques (colonnes à distillation), les industries du génie climatique, de l'agro-alimentaire, du séchage, etc [1].

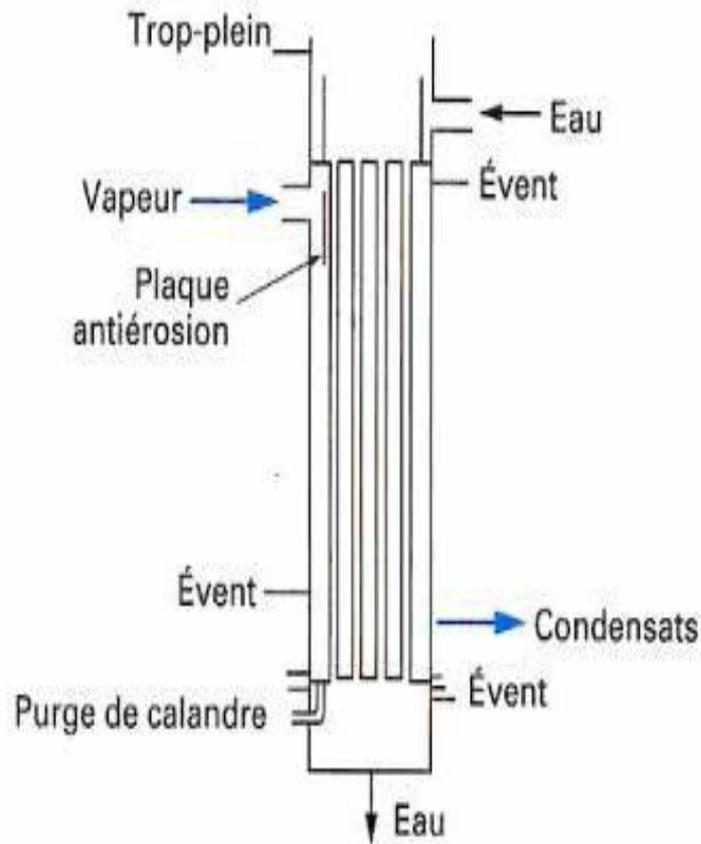


Figure II.22: Condensation extérieure aux tubes [1].

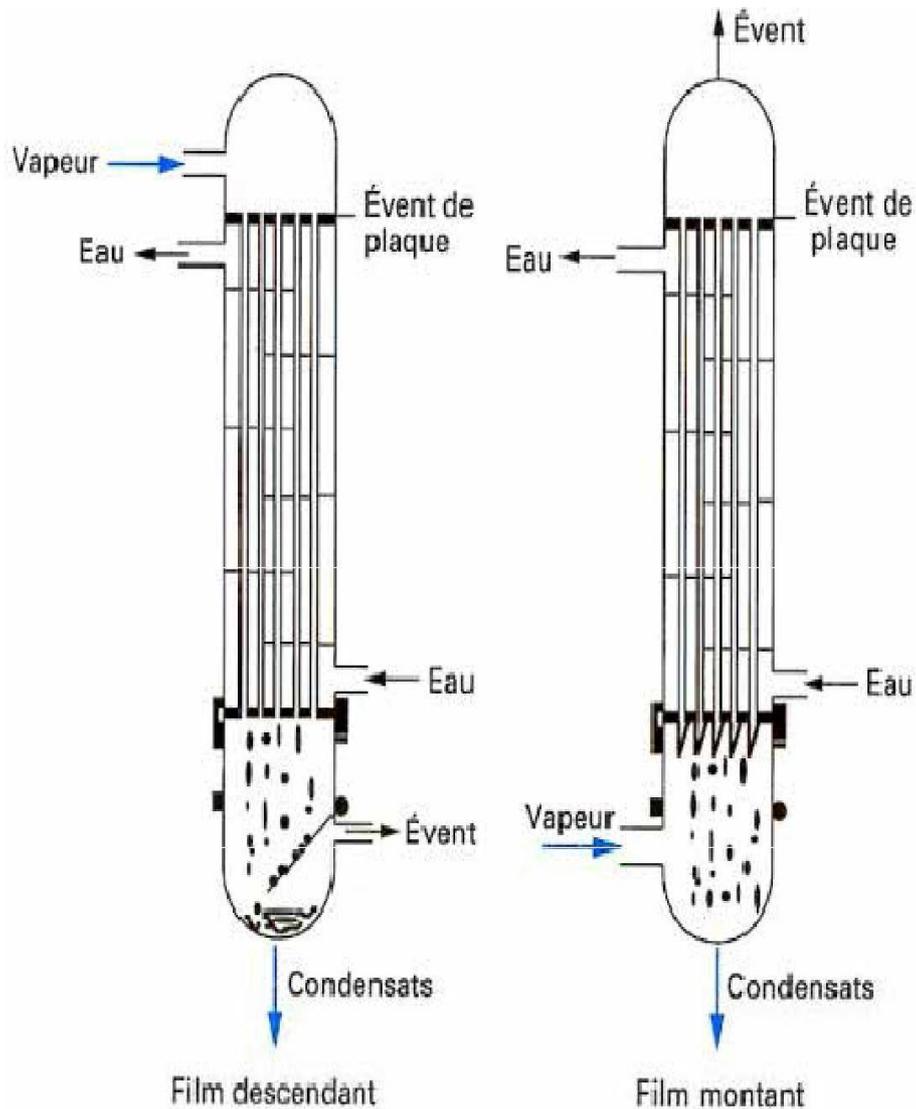


Figure II.23: Condensation intérieure aux tubes [1].

II.2 Classification des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. On cite les plus importants.

II.2.1 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;
- à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire ;
- autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

II.2.2 Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient [1].

II.2.3 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur

Suivant qu'il y a ou non stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu ;
- transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique [1].

II.2.4 Classement fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase ; suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

- les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs ;
- les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs [1].

II.2.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi :

- les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux :
- superalliages, métaux ou alliages réfractaires ;
- les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc. [1]

Conclusion

Vu l'importance industrielles des échangeurs de chaleur, il existe une diversité des différents types des échangeurs de chaleur qui ont de nombreuse applications dans les différentes domaines.

On s'intéresse dans cette étude aux échangeurs faisceau et calandre qui sont très utilisés dans le domaine géothermique. Le chapitre suivant explique ces échangeurs en détails.

IV. Notion sur le calcul des échangeurs :**IV.1. Calcul des échangeurs :****a- Calcul de vérification:**

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.

A cet effet, nous devons calculer les températures de sortie des deux fluides et la charge thermique Q à partir des températures initiales des deux caloporteurs, de la surface d'échange et de la valeur approximative du coefficient globale de transfert de chaleur.

Dans ce cas l'échangeur de chaleur existe, on connaît sa surface d'échange, les températures d'entrée des deux fluides et le coefficient K (de transfert approximatif).

b- Calcul de projet:

Pour ce type de calcul, on doit dimensionner un échangeur qui n'existe pas encore, à partir de certains données de processus technologique tel que

- ❖ Débit de l'un des fluides.
- ❖ Paramètres d'entrée et de sortie des deux fluides.

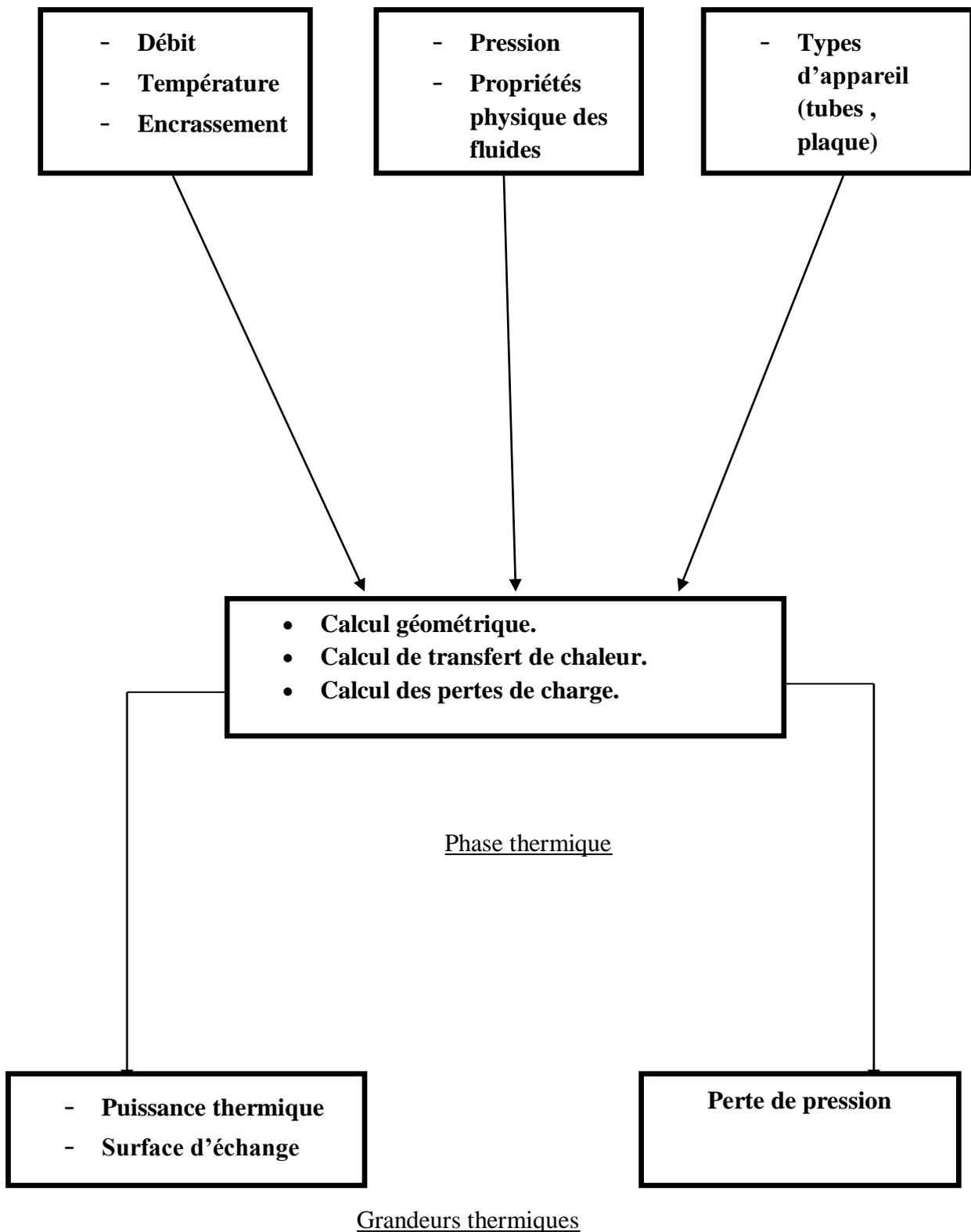
Après l'obtention de la surface d'échange on fait le calcul mécanique à la résistance de l'ensemble des pièces et système de l'échangeur.

IV.2. Principe de calcul thermique :

La figure ci-dessous illustre dans son principe, le calcul thermique d'un échangeur de chaleur en précisant :

- Les données nécessaires :
 - Les données géométriques.
 - Les données de fonctionnement.
 - Les propriétés physiques des fluides
- La place thermique, comprenant les calculs géométriques, puis les calculs de transfert de chaleur et de pertes de pression.
- Les résultats sont sous forme succincte (puissance thermique échangée et pertes de pression) ou sous forme plus détaillée (valeurs locales du coefficient d'échange).

Les données



IV.3. Méthode de calcul thermique :**a- Principe de calcul :**

Plusieurs critères sont considérés pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation la puissance thermique est toujours la principale préoccupation, mais le choix définitif de l'échangeur peut dépendre d'autres paramètres tels que :

- Les pertes de pression.
- L'encombrement.
- La masse.
- La température de parois a ne pas dépasser.
- Les matériaux utilisés.

b- Méthodes générales de calcul des échangeurs :

Chaque constructeur possède sa méthode de calcul thermique, mais très peu de méthodes sont diffusées. Les méthodes DTLM et NUT sont utilisées et adaptées pour les Échangeurs de chaleurs.

Les deux méthodes aboutissent aux mêmes résultats. Cependant un certain nombre d'arguments semble plaider en faveur de la méthode NUT.

c- Méthode de DTLM :

La valeur locale de la puissance élémentaire échangée à travers un élément de surface dS est donnée par l'équation :

$$d\Phi = U \cdot (T_1 - T_2) \cdot dS$$

Avec :

- U : coefficient d'échange global.
- T_1 et T_2 : Les températures des fluides de tube et calandre.

La surface d'échange totale s'obtient en intégrant l'équation précédente :

$$S = \int \frac{d\Phi}{U \cdot (T_1 - T_2)}$$

L'intégration ne peut s'effectuer que si l'on connaît l'évolution du coefficient d'échange U en fonction des températures T_1 et T_2 dont l'évolution suivant l'écoulement doit être elle-même connue.

Globalement, la surface d'échange ne peut être calculée qu'en admettant des hypothèses suivantes :

- On définit une température moyenne caractéristique.
- On suppose que le coefficient d'échange globale U . Il est déterminé aux températures caractéristiques d'échange, la surface s'obtient par la relation :

$$S = \frac{\Phi}{U \cdot f \cdot DTLM}$$

Avec : DTLM est la différence moyenne de température entre les deux fluides sur tout l'échangeur. Dans la pratique on préfère exprimer cette différence moyenne à partir de la différence moyenne logarithmique d'un échangeur à contre – courant calculé avec les mêmes températures d'entrée et de sortie de fluide multiplié par un facteur correctif (f).

d- Schéma de méthode de DTLM :

Le déroulement de calcul peut être schématiquement le suivant :

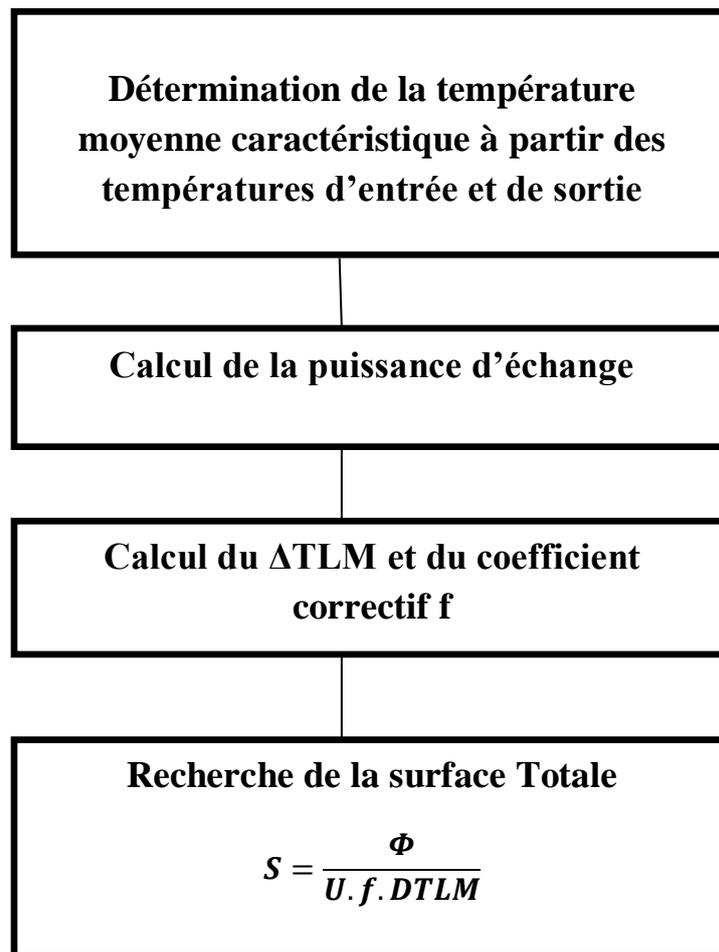


Fig. IV.3. Schéma de méthode de ΔTLM

➤ *Méthode du NUT*

Dans certaines utilisations d'échangeurs, on doit déterminer les températures de sortie d'un échangeur connaissant les températures d'entrée et la surface d'échange. Ce problème est itératif, car on ne peut pas trouver directement une température moyenne

Caractéristique des fluides.

Le déroulement du calcul peut être schématiquement le suivant :

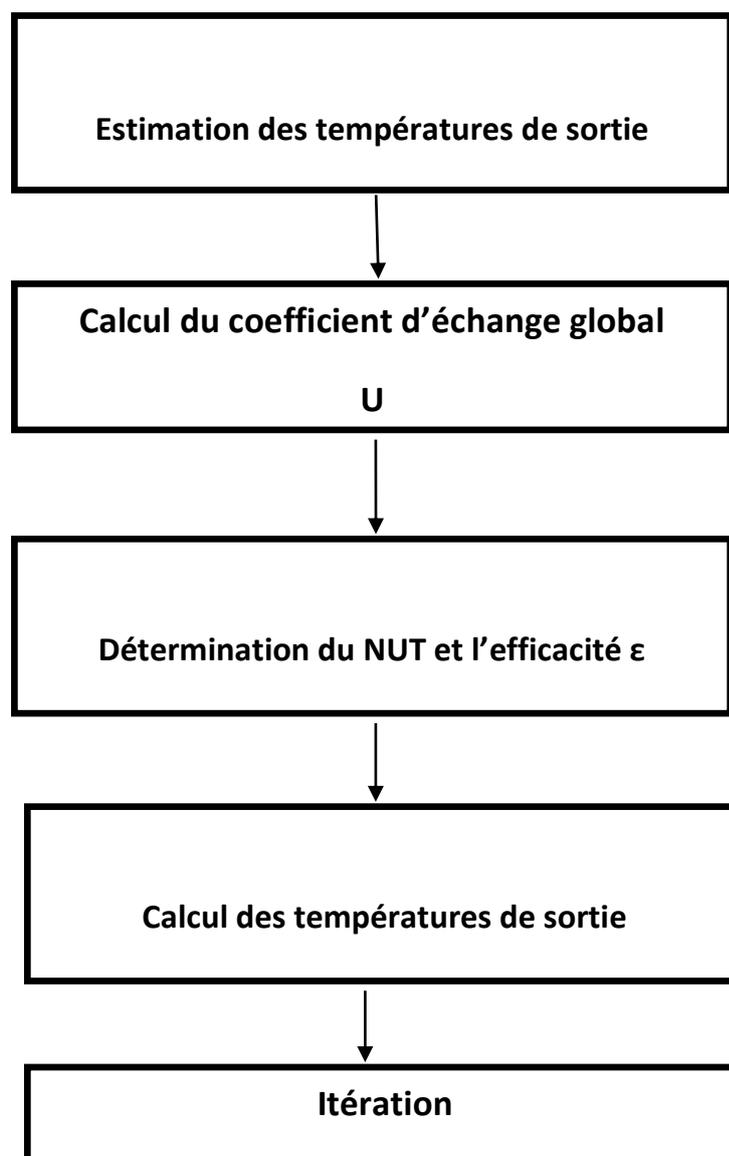


Fig. IV.4. Schéma de méthode de NUT

I.INTRODUCTION :

L'équipement qu'on étudie est un échangeur de chaleur Gaz/Gaz de type faisceaux et calandre à plaque fixé. Les tubes sont montés sur la plaque tubulaire fixe qui est soudées entre la calandre et la boîte de distribution, l'échangeur repose sur deux supports, les tubes peuvent être disposés sur la plaque tubulaire en pas triangulaire.

1. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE L'ECHANGEUR E102 :

L'échangeur de chaleur E102 est un équipement statique, l'échange thermique dans cette appareil se fait entre le Gaz sec provenant de ballon de séparation D102 (fluide froide), et le Gaz humide provenant de ballon de séparation D101 (fluide chaud). Le passage de Gaz sec dans l'échangeur s'effectue sans changement de phases.

2. L'OBJECTIF DE L'ECHANGE :

D'une part refroidissement de Gaz humide par le diminution de son température au maximum pour réaliser une meilleure séparation, et d'autre part l'échauffement de Gaz sec expédié vers CSTF.

Les données du problème :**Caractéristiques du Faisceau :**

- Le fluide circulant : Gaz humide du ballon de séparation D101
- Longueur des tubes : $L = 14020$ [mm]
- Diamètre extérieur du tube : $d_{\text{ext}} = 19.05$ [mm]
- Diamètre intérieur du tube : $d_{\text{int}} = 14.83$ [mm]
- Nombre de tubes : $n_t = 1145$ tubes
- Pas triangle des tubes $P = 23.8$ [mm]
- Nombre de passe : $n_p = 1$
- Epaisseur des tubes : $e_t = 2.11$ [mm]
- Type des tubes : **BWG 14**
- Surépaisseur de corrosion : $3,175$ [mm]
- Matériau des tubes : **SA-179**
- Conductivité de l'acier : $\lambda_p = 51.9$ [w/m.°C]
- La surface d'échange : $S = 266.73$ [m²]

- La pression admissible : $P_{adm} = 169$ [bar]
- La pert de charge admissible : $\Delta P_{adm} = 0.1$ [bar]

Caractéristique de la Calandre :

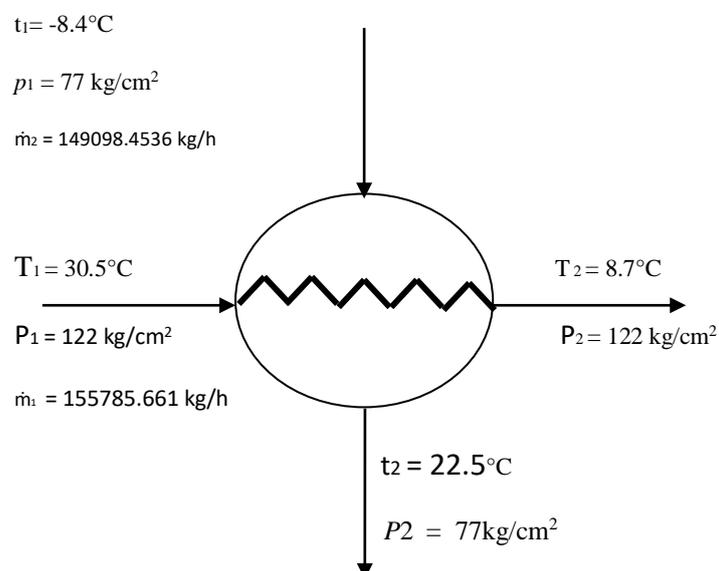
- Le fluide circulant : le gaz sec
- Diamètre extérieur de calandre : $D_{ext} = 1040$ [mm]
- Diamètre intérieur de calandre : $D_{int} = 950$ [mm]
- Nombre de passe : $n_p=1$
- Longueur $L_c = 13520$ [mm]
- Epaisseur de la calandre : $e_{cal} = 45$ [mm]
- Matériau de la calandre : **SA-516-70**
- Surépaisseur de la corrosion : 3.175 [mm]
- La pression admissible : $P_{adm} = 91.4$ [bar]
- La pert de charge admissible : $\Delta P_{adm} = 1$ [bar]

Caractéristique des chicanes:

- Distance entre les chicanes : $B = 340$ [mm]
- Nombre de chicanes transversales : $N_c = 35$
- Epaisseur de chicanes : $e_c = 14$ [mm]
- Matériau des chicanes : **SA-105**

❖ Calcule de vérification de l'échangeur **E-102**

Données de calcul :



a) coté tube :

- ✓ La chaleur spécifique : ($c_p = 0.85 \text{ kcal/kg. } ^\circ\text{C}$)
- ✓ La viscosité : ($\mu = 1,365 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s.m}$)
- ✓ La masse volumique moyenne : $\rho_m = 105,3 \text{ kg/m}^3$
- ✓ la conductivité thermique : $\lambda_1 = 4,015 \cdot 10^{-2} (\text{kcal/m.h.} ^\circ\text{C})$
- ✓ résistance à l'encrassement : $\sum_i Ri = 0.0022$

b) coté calandre :

- ✓ La chaleur spécifique : ($c_p = 0.65 \text{ kcal/kg. } ^\circ\text{C}$)
- ✓ La viscosité : ($\mu = 1,575 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s.m}$)
- ✓ La masse volumique moyenne : $\rho_m = 94,86 \text{ kg/m}^3$
- ✓ la conductivité thermique : $\lambda_2 = 3,262 \cdot 10^{-2} (\text{kcal/m.h.} ^\circ\text{C})$

IV.4. Bilan thermique :

IV.4.1. Calcul de la quantité de chaleur échangée :

➤ *Fluide chaud :*

$$Q_1 = \dot{m}_1 \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2) = 155785,661 \times 0.85 \times (30,5 - 8,7)$$

$$Q_1 = 2886708,3 \text{ [kcal/h]}$$

➤ *Fluide froid :*

$$Q_2 = \dot{m}_2 \cdot C_p \cdot (t_1 - t_2) = 149098,4536 \times 0.65 \times (22,5 + 8,4)$$

$$Q_2 = 2994642,44 \text{ [kcal/h]}$$

IV.4.2. Calcule du rendement :

$$\eta = \frac{Q_1}{Q_2} \cdot 100\% = \frac{2886708,3}{2994642,44} \cdot 100\% = 96,4 \%$$

$$\eta = 96,4 \%$$

IV.4.3. Détermination de la différence logarithmique moyenne de température

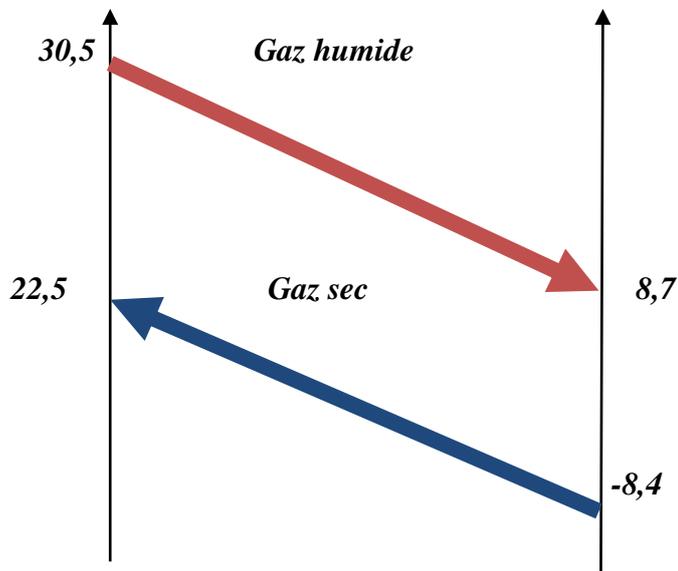
(Calcul ΔTLM):

Diagramme des températures

$$\Delta T_{chaud} = \Delta T_{min} = T_1 - t_2 = 30,5 - 22,5 = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{froid} = \Delta T_{max} = T_2 - t_1 = 8,7 + 8,4 = 17,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}}$$

$$\text{A.N: } \frac{17,1 - 8}{\ln \frac{17,1}{8}} = 12,00 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta TLM = 12,00 \text{ } ^\circ\text{C}$$

IV.4.4. Calcul du facteur de correction (F) :

On a 1 passe coté tube et 1 passe coté calandre, dans ce cas le facteur de correction est égale à $1F=1$

Correction de la ΔTLM :

$$\Delta TLM_{corrigé} = \Delta TLM \times F = 12,00 \times 1 = 12,00 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta TLM_{corrigé} = 12,00 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Calcul la température moyenne :

$$T_{c.m} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{30,5 + 8,7}{2} = 19,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{f.m} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{-8,4 + 22,5}{2} = 7,05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

IV.5. Calcul de coefficient global de transfert de chaleur :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \sum_i Ri + \frac{e}{\lambda_p} + \frac{1}{h_2}}$$

h_1 = coefficient locale de transfert de chaleur coté calandre ($\text{w/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$).

h_2 = coefficient locale de transfert de chaleur coté tube ($\text{w/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$).

λ_p = Conductivité thermique de paroi ($\text{Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$).

e = épaisseur de la paroi du tube (mm).

$\sum_i Ri$ = résistance à l'encrassement.

IV.5. 1 Calcul des coefficients locaux de transferts de chaleur :

1- Coté tube :

$$h_i = Nu \frac{\lambda}{d_i}$$

Nu : le nombre de Nusselt.

λ : conductivité thermiques ($\text{kcal/m.h.}^\circ\text{C}$).

d_i : diamètre intérieur des tube (mm).

➤ Calcul de nombre de **Reynolds** :

$$Re = \frac{d_i \times w}{\mu}$$

w : la vitesse massique (Kg/h.m^2).

μ : la viscosité dynamique ($\mu = 1,365 \cdot 10^{-2}$ centpoise).

d_i : le diamètre intérieur des tubes ($d_i = 14,83\text{mm}$).

➤ Calcul de vitesse massique

$$W = \frac{M}{N_t \cdot S}$$

S : section des tubes en m².

$$S = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = 0,00017 \text{ m}^2$$

On remplace S dans l'équation de W

$$w = \frac{155785661}{1145 \cdot 0,00017 \cdot 3600} = 222,32 \text{ Kg/S.m}^2$$

On remplace la valeur de w dans l'équation Re

$$Re = \frac{0,01483 \cdot 222,32}{1,365 \cdot 10^{-2}} \longrightarrow \text{Re}=241538,87$$

Puisque $Re=241538,87 > 10^4$ donc : le régime est turbulent.

➤ Calcul du nombre de **Prandtl** :

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda}$$

C_p : la chaleur spécifique ($C_p = 0,85 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{C}$).

μ : la viscosité dynamique ($\mu = 1,365 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s.m}$).

λ : la conductivité thermique ($\lambda = 4,015 \cdot 10^{-2} \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C}$).

($1 \text{ cp} = 10^{-3} \text{ Kg/s.m}$).

($1 \text{ cal} = 4.18 \text{ J}$).

$$Pr = \frac{0,85 \cdot 1,365 \cdot 10^{-5} \cdot 3600}{4,105 \cdot 10^{-2}} \longrightarrow \text{Pr}=1,04$$

➤ Calcul de nombre de **Nusselt** :

$$Nu = 0.36 (Re)^{0.55} (Pr)^{0.33}$$

$$Nu = 0.36 \cdot (241538,87)^{0.55} \cdot (1.04)^{0.33} \longrightarrow \mathbf{Nu=333,1}$$

Donc :

$$h_1 = 333,1 \frac{4,015 \cdot 10^{-2} \cdot 4180}{14,83 \cdot 10^{-3} \cdot 3600}$$



$$\mathbf{h_1=1047,11W/m^2 \cdot c}$$

2- *Coté calandre* :

$$h_2 = Nu \frac{\lambda}{De}$$

Nu : le nombre de Nusselt.

λ = conductivité thermique (kcal/m.h.°C).

De = Diamètre extérieur de tube (mm).

➤ Calcul de nombre de **Reynolds** :

$$Re = \frac{De \times w}{\mu c}$$

w : la vitesse massique (Kg/h.m²).

μc : la viscosité dynamique ($\mu = 1,575 \cdot 10^{-5}$ kg/s.m).

De : le diamètre extérieur de tube De = 0.01905 m

- Calcul de section de passage :

$$S_c = \frac{D_{int} \cdot (p - dex) \cdot (B - E)}{p}$$

D_{int} : Diamètre intérieur de la calandre (D int = 950mm).

P : le pas triangulaire (P= 23,8mm).

d_{ex} : diamètre extérieur du tube (d_e=19,05mm).

B : espacements entre les chicanes (B= 340mm).

E : épaisseur des chicanes (E= 47.6 mm)

$$S_c = \frac{0,95}{0,0238} * (0,0238 - 0,01905) * (0,34 - 0,0476)$$

$$\longrightarrow S_c = 0,055 \text{ m}^2$$

$$w = \frac{149098,4536}{0,055 \cdot 3600} = 753,02 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$Re = \frac{0,01905 \cdot 753,02}{1,575 \cdot 10^{-5}} \longrightarrow Re = 910795,62$$

Puisque Re=910795,62 > 10⁴ donc : le régime est **turbulent**.

➤ Calcul du nombre de **Prandtl** :

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda}$$

C_p : La chaleur spécifique (C_p = 0,65 Kcal/Kg.°C).

μ : La viscosité dynamique (μ = 1,575.10⁻⁵ kg/s.m).

λ : La conductivité thermique (λ = 3,262.10⁻² kcal/m.h.°C).

$$Pr = \frac{0,65 \cdot 1,575 \cdot 10^{-5} \cdot 3600}{0,03262} \longrightarrow Pr = 1,13$$

➤ Calcul de nombre de Nusselt :

$$Nu = 0,36(Re)^{0,55} (Pr)^{0,33}$$

$$Nu = 0,36 (910795,62)^{0,55} (1,13)^{0,33} \longrightarrow Nu = 710,4$$

Donc :

$$h_2 = 710,4 \cdot \frac{0,03262 \cdot 4180}{0,01905 \cdot 3600} \longrightarrow h_2 = 1412,43 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Donc le coefficient de transfert de chaleur est égal à :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \sum_i R_i + \frac{e}{\lambda_p} + \frac{1}{h_2}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1047,11} + 0,0022 + \frac{0,00211}{51,9} + \frac{1}{1412,43}}$$



U=256,5 W/m²c

Donc la surface d'change de chaleur est égale à :

$$S = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_M} = \frac{2886708 \cdot 4180}{256,5 \cdot 12 \cdot 3600}$$

—————>

S=1088 m²

1. calcul de nombre de tube pratiquement :

$$N_t = \frac{S}{a}$$

$$a = \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot 19,05 \cdot 10^{-3} \cdot 14,02 = 0,837 \text{ m}^2$$

$$N_t = \frac{1088}{0,837} = 1349$$



Nt=1299 tubes

2. Calcul de surface installé :

$$S_{inst} = \pi \times D_{ext} \times N_t \times L$$

D_{ext} : diamètre extérieur des tubes (D_{ext}= 19,05mm).

N_t : nombres des tubes.

L : la longueur des tubes (L= 14020 mm).

$$S_{inst} = \pi \times 19,05 \times 10^{-3} \times 1299 \times 14,02$$

S_{inst} =1089,4 m²

3. Calcul des pertes de charge :

a- Coté tube :

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot W^2 \cdot l}{d_i \cdot \rho}$$

f : Coefficient de friction.

W : vitesse massique (W=222,32 Kg/S.m²)

d_i : Diamètre intérieur du tube (d_i= 14,83mm).

l : Longueur du tube (l= 14020mm).

ρ: Masse volumique de fluide (ρ = 105,3Kg/m³).

$$f = 0,0028 + 0,250 \operatorname{Re}^{-0,32} \text{ pour les tubes lisses d'échangeur}$$

$$f = 0,007 + 0,528 \operatorname{Re}^{-0,42} \text{ pour les tubes rugueux}$$

Les tubes de l'échangeur sont des tubes lisses alors :

$$f = 0,0028 + 0,250(241538,87)^{-0,32} \Rightarrow f = 0,0075$$

$$\Delta P_t = \frac{0,0075 \cdot (222,32)^2 \cdot 14,02}{14,83 \cdot 10^{-3} \cdot 105,3} = 3461,2 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_t = 0,035 \text{ bar}$$

b- Coté calandre :

f : coefficient de friction

$$f = 0,007 + 0,528 \operatorname{Re}^{-0,42}$$

$$f = 0,007 + 0,528 (910795,62)^{-0,42} \Rightarrow f = 0,008$$

On calcul les pertes de charges à l'extérieur des tubes d'après la relation suivante :

$$\Delta P_c = \frac{f \cdot W^2 \cdot D_c \cdot (N_c + 1)}{D_e \cdot \rho}$$

A.N :

$$\Delta P_c = \frac{0,008 \cdot (753,02)^2 \cdot (35+1) \cdot 0,95}{19,05 \cdot 10^{-3} \cdot 94,86} = 53657,6 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_c = 0,5 \text{ bar}$$

Tableau de comparaison :

Caractéristique	Résultat de calcul	Résultat de fiche technique
Φ chaleur échangée (kcal/h)	3.10^6	$3,1.10^6$
Coefficient d'échange global U (kcal/h.m ² .°c)	256	295
$\Delta TLM = \Delta TM$	12	13
Surface d'échange (m ²)	1088	1040
ΔP_T (bar)	0.035	0.05
ΔP_C (bar)	0.5	0,3

CONCLUSION :

Les résultats obtenus en utilisant le calcul analytique sont très proches des résultats dictés sur la fiche technique

On remarque aussi que :

Les pertes de charges dans les deux cotés tube et calandre sont négligeables.

IV.1.Introduction sur le logiciel CHEMCAD

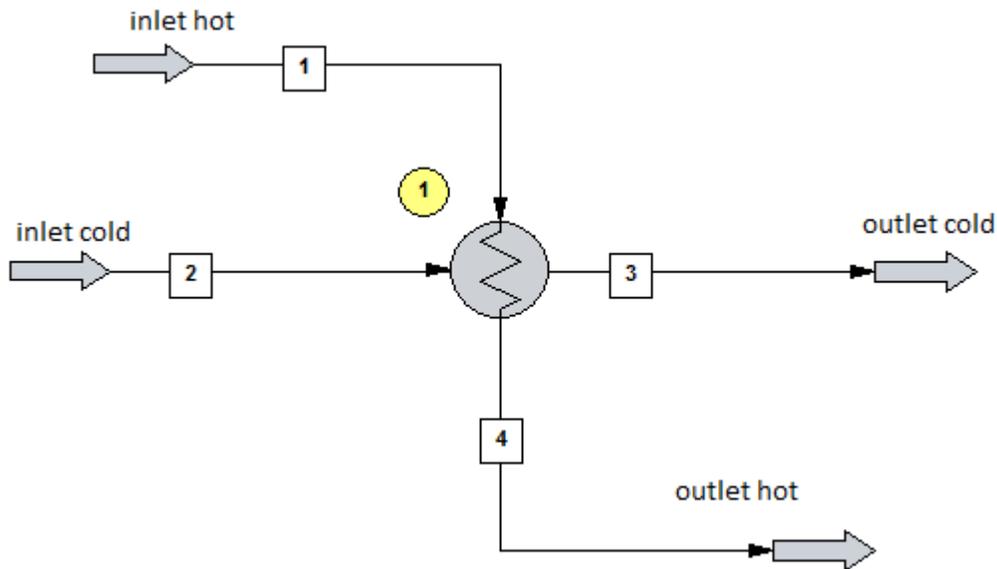
L'industrie de la transformation chimique d'aujourd'hui (CPI :chemical processing industry) fait face à de nombreuses difficultés: croissant du carburant et les coûts des matières premières, le personnel d'ingénierie réduite, plus courts cycles de vie des produits, ont augmenté la concurrence mondiale, et une réglementation accrue. Ces difficultés exigent que (CPI) les entreprises recherchent et utilisent les meilleurs outils pour augmenter la productivité et d'améliorer décisions d'ingénierie.

CHEMCAD est un environnement puissant et flexible de simulation procédé chimique, construit autour de trois valeurs clés de l'innovation, l'intégration et l'architecture ouverte.

Ces valeurs créent des avantages importants pour les utilisateurs CHEMCAD :

- Les dernières techniques de génie chimique.
- Toutes les fonctionnalités réunies dans un seul environnement logiciel.
- connexion transparente à l'environnement informatique de génie chimique, avec des liens vers des outils tels que MS Excel et Word et interfaces telles que COM, DCOM, OPC, CAPE-OPEN et XML.

- Conception initiale de nouveaux procédés.
- Optimisation ou de désengorgement des processus existants.
- Le contrôle des performances des processus.
- Conception et Evaluation des équipements de procédé tels que les navires, les colonnes, la chaleur échangeurs, tuyauteries, vannes et instrumentation.
- L'évaluation des dispositifs de décompression de sécurité.
- dimensionnement des Echangeurs de chaleur .
- équilibrage la pression et le débit des réseaux de tuyauteries complexes.
- Rapprochement des données de l'installation.
- comparaisons économiques des alternatives de traitement .
- Advanced Process Control (APC), y compris le contrôle prédictif de modèle (MPC).
- optimisation en temps réel (RTO), et les systèmes de formation des opérateurs (OTS).
- Mise à l'échelle des processus de l'échelle du laboratoire à l'échelle pilote, et à partir de l'échelle pilote à temps plein échelle.
- paramètre d'interaction binaire (BIP) régression de processus ou de laboratoire données.
- la régression du taux de réaction par lots de processus ou un laboratoire de données.



IV.2. Caractéristique des fluides :

On a introduit tout les caractéristiques des fluides dans le logiciel CHEMCAD

Pour faire un calcul de vérification de l'échangeur de chaleur correspondant aux données.

a) coté tube :

➤ **composition chimique coté tube :**

Composition	% molaire (X'i)
N2	4.6160
CO ₂	0.1302
CH ₄	82.8677
C ₂ H ₆	7.4297
C ₃ H ₈	2.67735
i-C ₄ H ₁₀	0.5207
n-C ₄ H ₁₀	0.8311
i-C ₅ H ₁₂	0.2003
n-C ₅ H ₁₂	0.2303
n-C ₆ H ₁₄	0.1902
n-C ₇ H ₁₆	0.1902
n-c ₈ H ₁₈	0.1202
TOTAL	100%

- ✓ La chaleur spécifique : ($c_p = 0.85 \text{ kcal/kg. } ^\circ\text{C}$)
- ✓ La viscosité : ($\mu = 1,365.10^{-5} \text{ kg/s.m}$)
- ✓ La masse volumique moyenne : $\rho_m = 105,3 \text{ kg/m}^3$
- ✓ la conductivité thermique : $\lambda_1 = 4,015.10^{-2} (\text{kcal/m.h.} ^\circ\text{C})$

➤ **composition de la charge coté tube :**

la masse molaire de la charge coté tube :

$$M = (28.014 \cdot 4.6160 + 44.01 \cdot 0.1302 + 16.043 \cdot 82.8677 + 30.07 \cdot 7.4297 + 44.096 \cdot 2.67735 + 58.123 \cdot 0.5207 + 58.123 \cdot 0.8311 + 72.15 \cdot 0.2003 + 72.15 \cdot 0.2303 + 86.177 \cdot 0.1902 + 100.204 \cdot 0.1902 + 114.231 \cdot 0.1202) / 100 = 19.648 \text{ g/mol}$$

$$M = 19.648 \text{ g/mol}$$

Debit molaire = debit massique / masse molaire

$$\text{Debit molaire} = 155785.661 / 19.648 = 7914.874 \text{ Kmol /h}$$

$$\text{Debit molaire partielle} = (\text{debit molaire totale} \cdot \% \text{ molaire}) / 100$$

Conditions opératoires :

	Entrée	Sortie
Température (°C)	$T_1 = 30.5$	$T_2 = 8.7$
Pression (kg/cm²)	119.5	119.5
Débit massique (kg/h)	155785,661	155785,661

b) Coté calandre :

➤ **composition chimique coté calandre :**

composition	% molaire (X'i)
N2	4.82
CO₂	0.17
CH₄	83.7648
C₂H₆	7.6778
C₃H₈	2.3968
i-C₄H₁₀	0.4276
n-C₄H₁₀	0.6862
i-C₅H₁₂	0.1492
n-C₅H₁₂	0.1890
n-C₆H₁₄	0.01293
n-C₇H₁₆	0.00099
n-C₈H₁₈	0.00796
TOTAL	100%

- La chaleur spécifique : ($c_p = 0.65 \text{ kcal/kg. } ^\circ\text{C}$)
- La viscosité : ($\mu = 1,575 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s.m}$)
- La masse volumique moyenne : $\rho_m = 94,86 \text{ kg/m}^3$
- la conductivité thermique : $\lambda_2 = 3,262 \cdot 10^{-2} (\text{kcal/m.h.} ^\circ\text{C})$

➤ **composition de la charge coté calandre :**

la masse molaire de la charge coté calandre :

$$M = (28.014 \cdot 4.82 + 44.01 \cdot 0.17 + 16.043 \cdot 83.7648 + 30.07 \cdot 7.6778 + 44.096 \cdot 2.3968 + 58.123 \cdot 0.4276 + 58.123 \cdot 0.6862 + 72.15 \cdot 0.1492 + 72.15 \cdot 0.1890 + 86.177 \cdot 0.01293 + 100.204 \cdot 0.00099 + 114.231 \cdot 0.00796) / 100 = 19.1416 \text{ g/mol}$$

$$M = 19.1416 \text{ g/mol}$$

Debit molaire = debit massique / masse molaire

$$\text{Debit molaire} = 149098.4536 / 19.1416 = 7812.76 \text{ Kmol /h}$$

$$\text{Debit molaire partielle} = (\text{debit molaire totale} \cdot \% \text{ molaire}) / 100$$

➤ **Conditions opératoires :**

	Entrée	Sortie
Température (°C)	$T_1 = -8,4$	$T_2 = 22,5$
Pression (kg/cm²)	75.5	75.5
Debit massique (kg/h)	149098,4536	149098,4536

Edit Streams

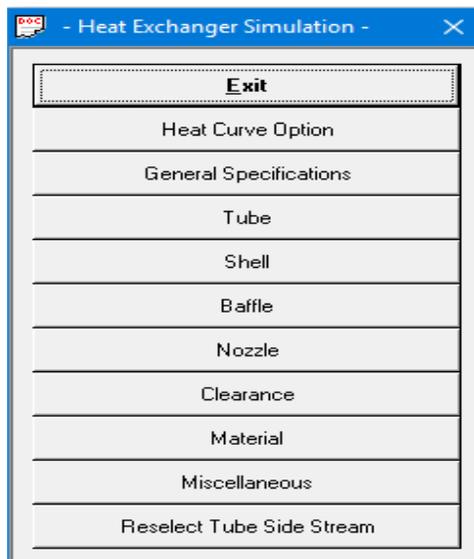
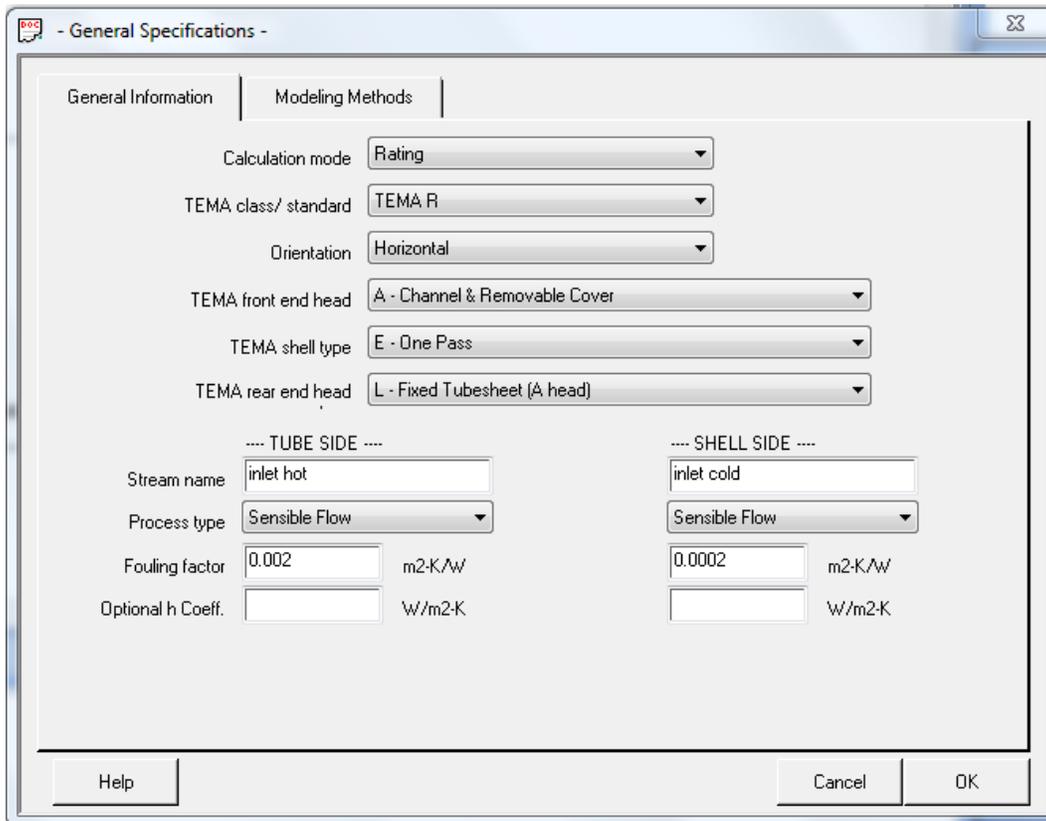
Flash Cancel OK

Stream No.	1	3
Stream Name	inlet hot	inlet cold
Temp C	30	-8.400007
Pres bar	119.5	75.50001
Vapor Fraction	1	1
Enthalpy MJ/h	-612263.3	-606221.3
Total flow	7914.875	7812.81
Total flow unit	kmol/h	kmol/h
Comp unit	kmol/h	kmol/h
Nitrogen	366	375.439
Carbon Dioxide	10.3235	13.2416
Methane	6556.167	6524.605
Ethane	589.0883	598.0389
Propane	212.2825	186.69
I-Butane	41.2854	33.307
N-Butane	65.8965	53.44
I-Pentane	15.88145	11.622
N-Pentane	18.26	14.722
N-Hexane	15.08	1.007
N-Heptane	15.08	0.077
N-Octane	9.53045	0.62

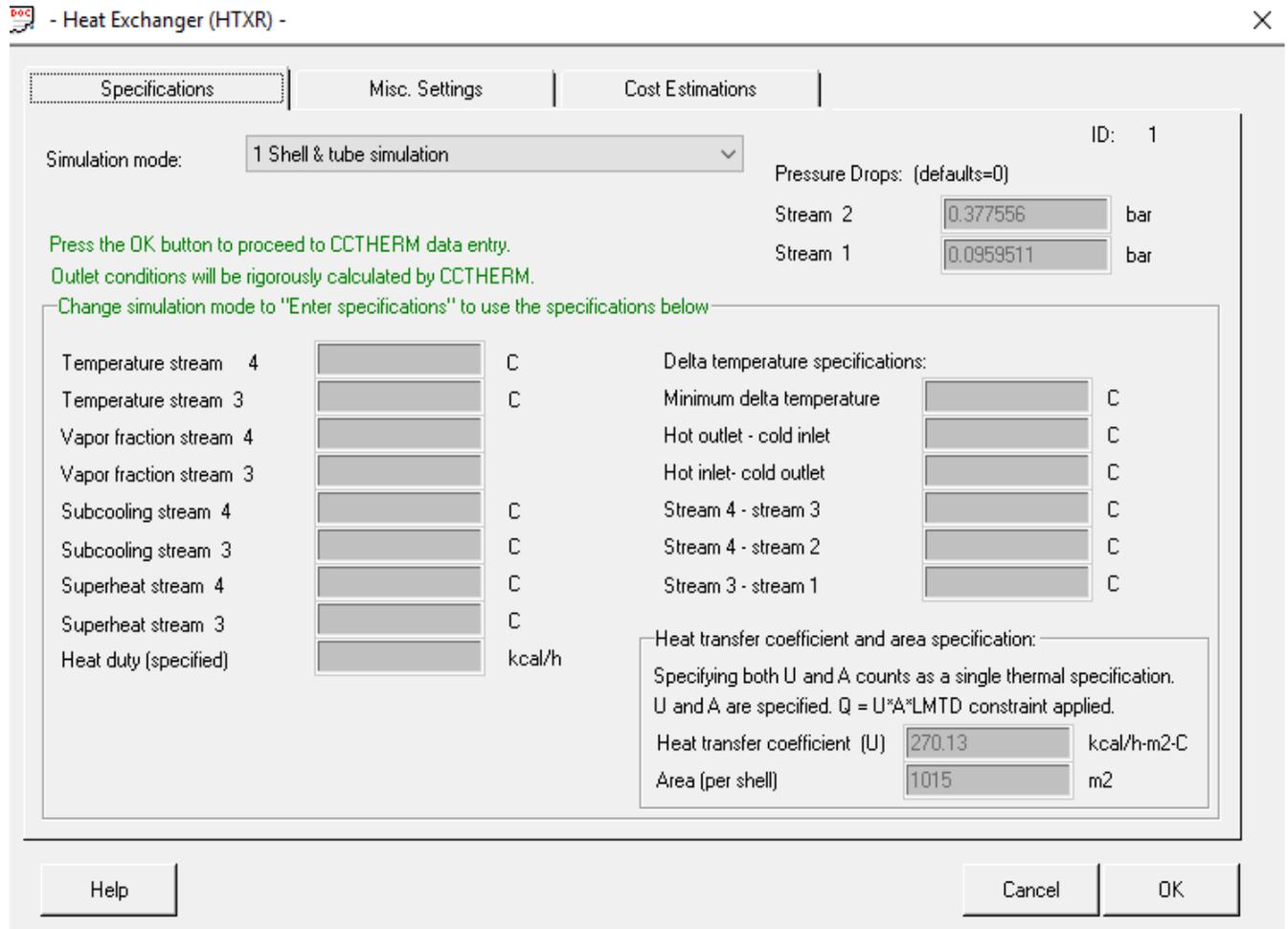
IV.3. Calcul de vérification : (Mode Rating)

Logiciel CHEMCAD permet d'effectuer le calcul des performances thermodynamique de l'échangeur de chaleur à l'aide du mode rating , et aussi permet d'effectuer un calcul de dimensionnement de l'échangeur à l'aide de mode design.

L'échangeur est bien définè et on chercher ces performances



Au début on utilise le mode rating pour vérifier nos résultats de calcul thermique par une comparaison avec les résultats donnés par le logiciel CHEMCAD



On a introduit toutes les caractéristiques de l'échangeur dans le logiciel CHEMCAD

Pour faire un calcul de vérification de l'échangeur de chaleur correspondant aux données, on a introduit aussi l'intervalle de la longueur du tube, et le diamètre de la calandre et les autres paramètres.

➤ Caractéristiques des tubes :

Number of tubes: 1145

Number of tube passes: 1

Tube outer diameter: 0.01905 m

Tube wall thickness: 0.00211 m

Tube length: 14.02 m

Roughness factor: 1.5748e-006 m

Tube pattern: Triangular (30)

Tube pitch: 0.024 m

Trufin tube code: Plain tube

Turbulator: No Turbulator

Tubesheet thickness: 0.01905 m

Number of tubesheets: 2

Buttons: Help, Cancel, OK

- Longueur des tubes : $L = 14020$ [mm]
- Diamètre extérieur du tube : $d_{\text{ext}} = 19.05$ [mm]
- Diamètre intérieur du tube : $d_{\text{int}} = 14.83$ [mm]
- Nombre de tubes : $n_t = 1145$ tubes
- Pas triangle des tubes $P = 23.8$ [mm]
- Nombre de passe : $n_p = 1$
- Epaisseur des tubes : $e_t = 2.11$ [mm]

➤ Caractéristiques de la calandre :

DOC - Shell Specifications -

Shell diameter m

Number of exchangers in parallel

Number of exchangers in series

Untubed area/OTL area of tube sheet

Impingement protection

- Diamètre extérieur de calandre : $D_{\text{ext}} = 1040$ [mm]
- Diamètre intérieur de calandre : $D_{\text{int}} = 950$ [mm]
- Nombre de passe : $n_p=1$

➤ Caractéristiques des chicanes :

Baffle Specifications

Baffle type: Double segmental

Inlet spacing: 67 cm

Center spacing: 55 cm

Outlet spacing: 67 cm

Number of baffles: 35

Baffle thickness: 1.4 cm

Baffle cut percent: 17.5 percent

Direction of baffle cut: Horizontal

X overlap: 3.81 cm

Basis of cut: Diameter

Tube sheet thickness: cm

Impingement plate: Use impingement plates

Intermediate baffles per baffle space:

Buttons: Help, Cancel, OK

- Nombre de chicanes transversales : $N_c = 35$
- Epaisseur de chicanes : $e_c = 1,4$ cm
- Direction de coupe : horizontale
- Pourcentage de coupe : $X = 17.5\%$

➤ Caractéristique des conduits

--- TUBE ---

--- SHELL ---

Inlet diameter m

Outlet diameter m

Longneck

Orientation: Same Side

Tubeside flow enters

Bottom nozzle

Top nozzle

Help Cancel OK

- Entrée de fluide coté tube : $D_{et} = 0.2032$ m
- Entrée de fluide coté calandre : $D_{ec} = 0.2032$ m
- Sortée de fluide coté tube : $D_{st} = 0.2032$ m
- Sortée de fluide coté calandre : $D_{sc} = 0.2032$ m

➤ **Les résultats :**

Les temperatures et la pression dans les sortie de cotè calandre(outlet cold) et cotè tube (outlet hot) :

Stream No.	3	Stream No.	4
Stream Name	outlet cold	Stream Name	outlet hot
Temp C	22.49999	Temp C	8.699992
Pres bar	75.50001	Pres bar	119.3805
Vapor Fraction	1	Vapor Fraction	1
Enthalpy kcal/h	-1.415656e+008	Enthalpy kcal/h	-1.489042e+008
Total flow	7812.81	Total flow	7914.875
Total flow unit	kmol/h	Total flow unit	kmol/h
Comp unit	kmol/h	Comp unit	kmol/h
Nitrogen	375.439	Nitrogen	366
Carbon Dioxide	13.2416	Carbon Dioxide	10.3235
Methane	6524.605	Methane	6556.167
Ethane	598.0389	Ethane	589.0883
Propane	186.69	Propane	212.2825
I-Butane	33.307	I-Butane	41.2854
N-Butane	53.44	N-Butane	65.8965
I-Pentane	11.622	I-Pentane	15.88145
N-Pentane	14.722	N-Pentane	18.26
N-Hexane	1.007	N-Hexane	15.08
N-Heptane	0.077	N-Heptane	15.08
N-Octane	0.62	N-Octane	9.53045

Heat Exchanger (HTXR) -

Specifications	Misc. Settings	Cost Estimations
Type:	0 Countercurrent	No. of Zones: <input type="text"/>
Pressure stream 4:	<input type="text"/> bar	Shells in Series: <input type="text"/>
Pressure stream 3:	<input type="text"/> bar	No. of SS Passes: <input type="text"/>
Max. Percent of Pressure Drop:	0.1 Percent	No. of TS Passes: <input type="text"/>
For evaporator utility side operating temp:		<input type="checkbox"/> Include holdup in dynamic calculation
Utility operating T:	<input type="text"/> C	Stream 2-4 holdup: <input type="text"/> m3
		Stream 1-3 holdup: <input type="text"/> m3
Backcalc mode (for Autocalc):	0 No back calculation	
Calculated Results		
Calc Ht Duty:	3.0909e+006 kcal/h	Pinch Flag: <input type="text"/>
LMTD (End points):	11.2732 C	Wt. LMTD: <input type="text"/> C
LMTD Corr Factor:	1	Area (Zone analysis): <input type="text"/> m2
Calc U:	270.13 kcal/h-m2-C	Pressure stream 4: <input type="text"/> bar
Calc Area (per Shell):	1015 m2	Pressure stream 3: <input type="text"/> bar

D'après CHEMCAD :

- Φ chaleur échangée (kcal/h) = $3.0909 \cdot 10^6$ Kcal / h
- $\Delta T_{LM} = 11.2732$ °C
- Le coefficient d'échange global : $U = 270.13$ Kcal/h-m²-C
- Surface d'échange : $S = 1015$ m²
- Les pertes de charges :
- $\Delta P_c = 0,38$ bar
- $\Delta P_t = 0,09$ bar

		ID: 1
Pressure drop:	(default = 0)	
Stream 2	<input type="text"/>	bar
Stream 1	<input type="text"/>	bar

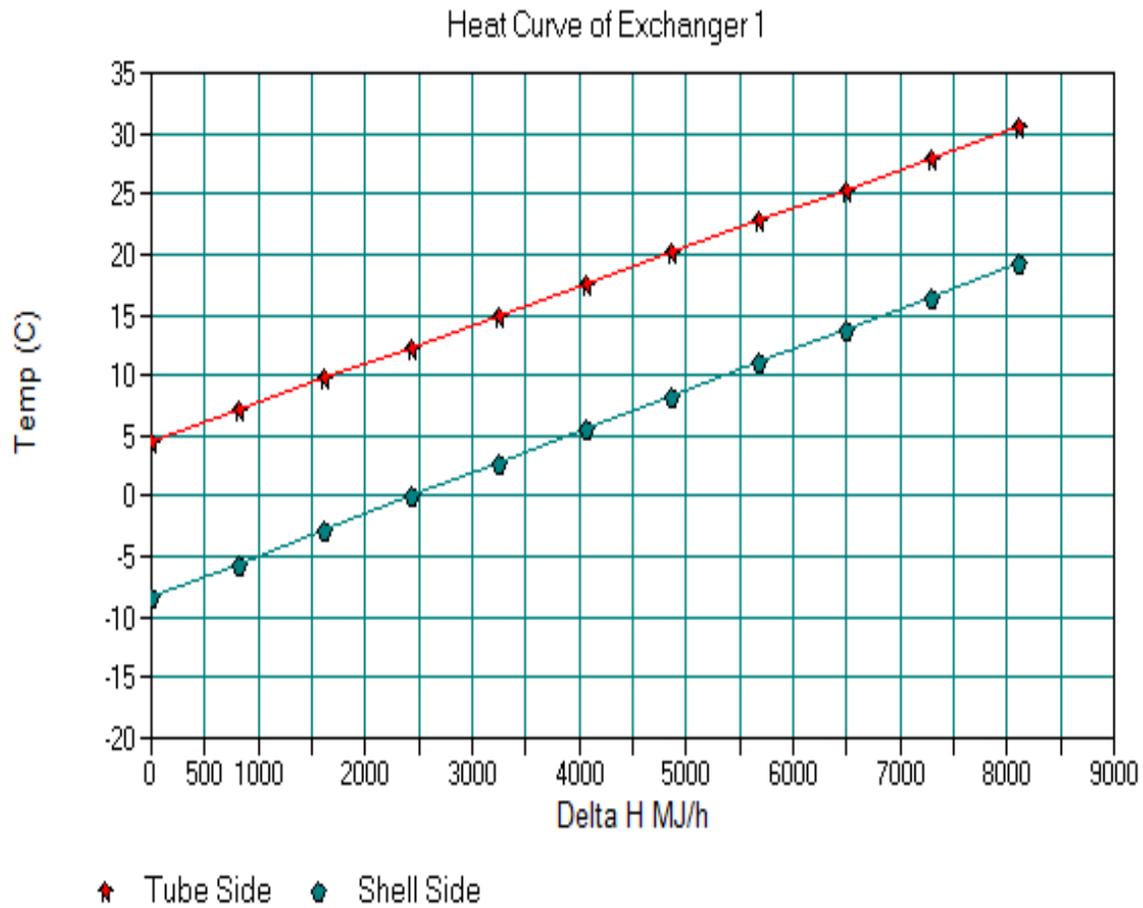


Tableau de comparaison :

Caractéristique	Résultat de calcul	Résultat de fiche technique	Résultat de chemcad
Φ chaleur échangée (kcal/h)	3.10 ⁶	3,1.10 ⁶	3.0909*10 ⁶
Coefficient d'échange global U (kcal/h.m ² .c)	256	295	270.13
ΔTLM = ΔTM	12	13	11.2732
Surface d'échange (m ²)	1088	1040	1015
ΔP _T (bar)	0.035	0.05	0.09
ΔP _C (bar)	0.5	0,3	0.38

IV.4.Dimensionnement de l'échangeur : (Mode Design)

Les températures et les pressions sont bien définies et on cherche les caractéristiques de l'échangeur qui vérifient ces conditions de travail.

- General Specifications -

General Information | Modeling Methods

Calculation mode: Design

TEMA class/ standard: TEMA R

Orientation: Horizontal

TEMA front end head: A - Channel & Removable Cover

TEMA shell type: E - One Pass

TEMA rear end head: L - Fixed Tubesheet (A head)

---- TUBE SIDE ----

Stream name: inlet hot

Process type: Sensible Flow

Fouling factor: 0.002 m²-K/W

Optional h Coeff.: W/m²-K

---- SHELL SIDE ----

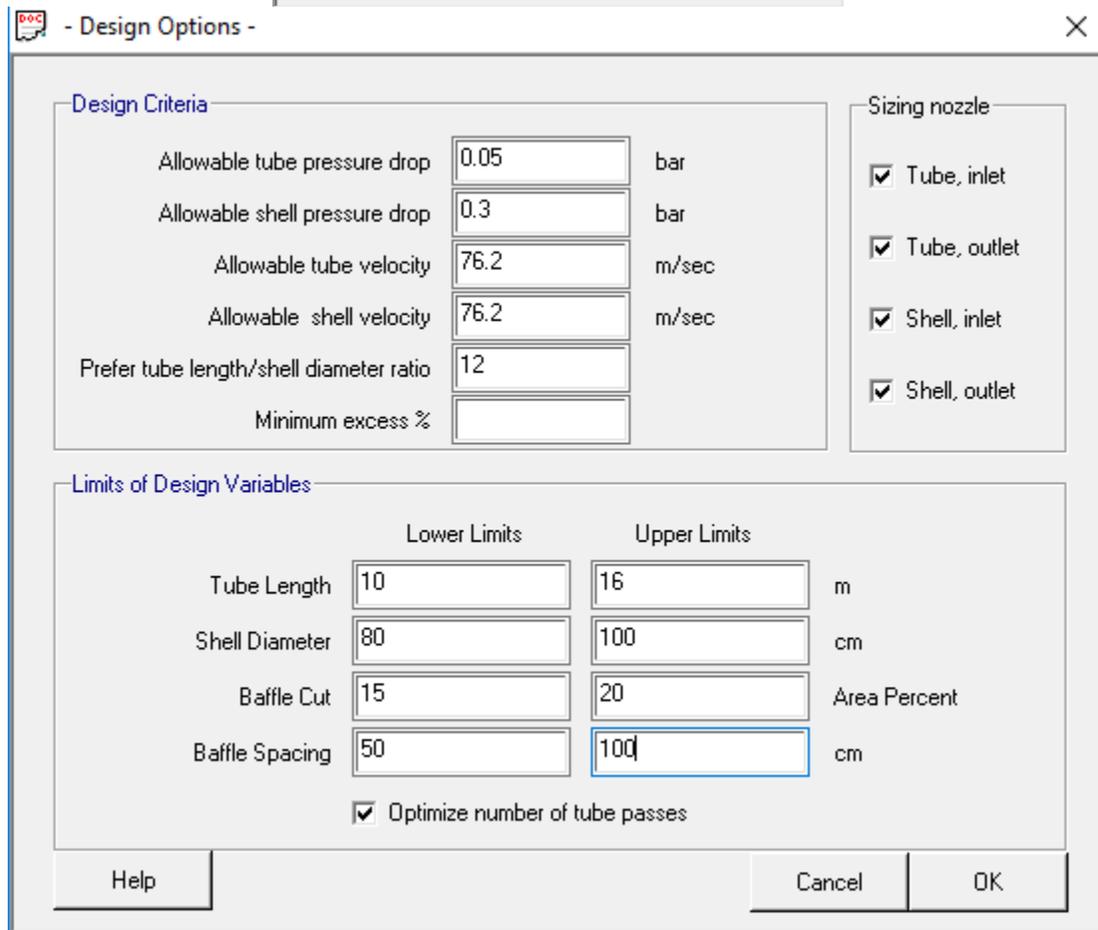
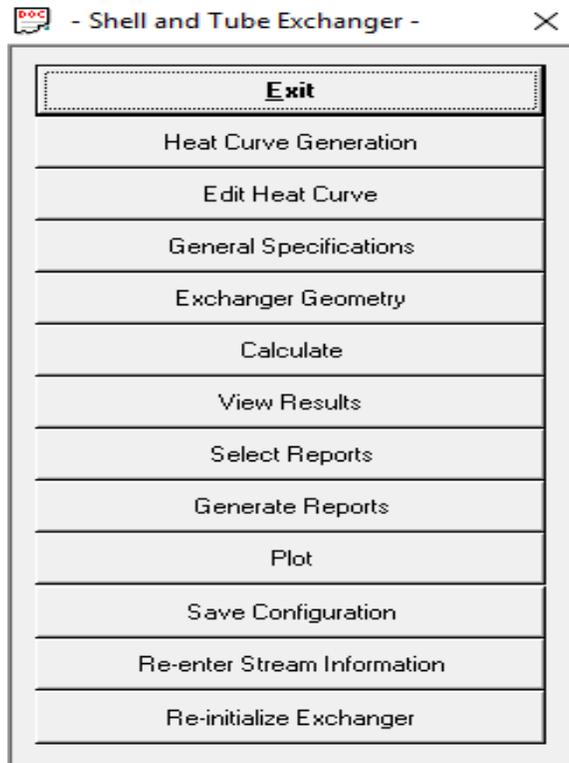
Stream name: inlet cold

Process type: Sensible Flow

Fouling factor: 0.0002 m²-K/W

Optional h Coeff.: W/m²-K

Help Cancel OK



Nous avons entré les informations nécessaires:
 Intervalle de longueur de tube $10\text{ m} < L_t < 16\text{ m}$
 Calandre diamètre $80\text{ cm} < D_c < 100\text{ cm}$
 Coupe de chicane entre 15 et 20 %
 $\Delta P_T = 0.05\text{ (bar)}$ $\Delta P_C = 0.3\text{ (bar)}$

Les résultats de : (Mode Design)

1. Caractéristique de tube :

The screenshot shows a 'Tube Specifications' dialog box with the following fields and values:

- Number of tubes: 1375
- Number of tube passes: 1
- Tube outer diameter: 1.905 cm
- Tube wall thickness: 0.211 cm
- Tube length: 12.192 m
- Roughness factor: 1.5748e-006 m
- Tube pattern: Triangular (30)
- Tube pitch: 2.38125 cm
- Trufin tube code: Plain tube
- Turbulator: No Turbulator

Tubeside Data:

Film Coef.	kcal/h-m ² -C	999.67	Reynold's No.	164750
Allow Press. Drop	bar	0.05	Calc. Press. Drop	bar 0.04
Inlet Nozzle Size	cm	38.73	Press. Drop/In Nozzle	bar 0.00
Outlet Nozzle Size	cm	30.48	Press. Drop/Out Nozzle	bar 0.00

Nombre des tube : $N_t = 1375\text{ tubes}$

Longueur des tubes : $L_t = 12.192\text{ m}$

No de Reynolds 164750 L'écoulement est donc turbulent.

- Entrée de fluide coté tube : Det = 38.73 cm
- Sortie de fluide coté tube : Dst = 30.48 cm
- la chute de pression autorisé coté tube : 0.05 bar
- la chute de pression calculé coté tube : 0.04 bar
- les chutes de pression dans l'entrée et la sortie de coté tube sont 0 bar

2. Caractéristique de calandre :

Shell Specifications - X

Shell diameter cm Calculate tube count

Number of exchangers in parallel

Number of exchangers in series

Untubed area/OTL area of tube sheet

Shellside Data:

Film Coef.	kcal/h-m ² -C	1178.21	Reynold's No.	263933
Allow Press. Drop	bar	0.30	Calc. Press. Drop	bar 0.29
Inlet Nozzle Size	cm	33.66	Press. Drop/In Nozzle	bar 0.03
Outlet Nozzle Size	cm	25.45	Press. Drop/Out Nozzle	bar 0.02

Diamètre de la calandre : 99.06 cm

No de Reynold's 263933 L'écoulement est donc turbulent.

- Entrée de fluide coté calandre : Dec = 33.66 cm
- Sortie de fluide coté calandre : Dsc = 25.45 cm
- La chute de pression autorisée coté calandre : 0.3 bar
- la chute de pression calculé coté calandre : 0.29 bar
- La chute de pression dans l'entrée coté calandre 0.03 bar
- La chute de pression dans la sortie de coté calandre 0.02 bar

3. Caractéristique des chicanes:

Baffle Parameters:			
Number of Baffles			22
Baffle Type		Double Segmental	
Inlet Space	cm		67.000
Center Space	cm		50.000
Outlet Space	cm		67.000
Baffle Cut	percent		15.000
Baffle Overlap	cm		3.810
Baffle Cut Direction		Horizontal	
Baffle Cut Basis		Diameter	
Number of Int. Baffles			0
Baffle Thickness	cm		0.320

- Type : Double segmentaire
- la distance au l'entrée : 67 cm
- la distance au la sortie : 67 cm
- coupe de chicane : 15 % -Direction de coupe : horizontale- base de coupe : diamètre
- Nombre de chicanes transversales :Nc = 22
- Epaisseur de chicanes : ec = 0.320 cm

4. Analyse de vibration :

VIBRATION ANALYSIS			
Item	Inlet	Center	Outlet
Tube Span cm	117.98	101.96	117.98
Cross-Flow Velocity m/sec	1.71	2.30	1.71
Critical Velocity m/sec	1.74	1.81	1.86
Natural Frequency (F_Tube)	37.09	37.22	37.30
Acoustic Frequency (F_AC)	177.31	178.11	179.69
Vortex Shed. Freq. (F_VS)	16.65	22.31	16.65
Turbu. Buff. Freq. (F_TB)	26.74	35.83	26.74
Condition B vel. (V_AR) m/sec	3.93	3.95	3.99
Condition C vel. (V_VS) m/sec	18.26	18.34	18.50
Condition C number (Re_VS)	271025.67	326179.74	223562.29
Ratio V_Cross/V_Crit	0.99	1.27*	0.92
F_VS/F_Tube	0.45	0.60	0.45
F_TB/F_Tube	0.72	0.96*	0.72
Vortex Shed. Ampl. (A_VS) cm	0.1023*	0.1644*	0.0845*
Turbu. Buff. Ampl. (A_TB) cm	0.0151	0.0133	0.0125
F_VS/F_AC	0.09	0.13	0.09
F_TB/F_AC	0.15	0.20	0.15
V_Cross/V_AR	0.44	0.58	0.43
V_Cross/V_VS	0.09	0.13	0.09
Re_VS/2000	135.51	163.09	111.78
Vibration Exists	No	Yes	No

Note: The Unit of Frequency is Cycles/Sec.

✓ Existence des vibrations au centre de l'échangeur de chaleur.

IV.5.CONCLUSION :

Dans cette partie,nous avons simulé l'échangeur actuel. En faisant les deux modes de calcul de verification et dimensionnement .

- 1.le calcul de verification est comparé au calcul analytique déjà fait en chapitre III.
- 2.le calcul de dimensionnement pour compliter l'étude.

V.1. Maintenance :**V.1. 1. Définition de la maintenance :**

L'opération de maintenance peut se définir comme étant une suite d'actions organisées, intervenant sur un système et ayant un double objectif :

Premier objectif : rétablir un bien, en état de dysfonctionnement et le replacer en état de fonctionnement, donc de produire.

Deuxième objectif : maintenir ce bien, par une suite d'actions préventives et planifiées, en état parfait de fonctionnement, donc de produire. En générale, le service maintenance doit garder l'outil de production en état opérationnel, afin d'assurer une production efficace et maximale.

(Biens : machines, systèmes automatisés de production, mécanismes, appareils divers)

D'après la norme AFNOR (NFX 60-010), la maintenance est l'ensemble des actions permettant de maintenir ou rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé.

D'après la norme GOST 27-002-83, La maintenance est l'ensemble de travaux destinés à soutenir l'aptitude au travail ou la réparation d'un équipement pendant son utilisation, son stockage et son transport.

On appelle système de maintenance : l'ensemble des moyens en relation de la documentation de l'entretien technique et de réparation ainsi que la restauration des pièces de n'importe quel équipement, Ce système est destiné à :

- Assurer l'aptitude au bon fonctionnement de l'équipement et éliminer l'arrêt inattendu
- Augmentation de la durée de vie de l'équipement par l'action sur : la réparation et la maintenance.

V.1. 2. Les objectifs et l'importance de la maintenance :

L'expérience a montré que toute usine, entreprise ou unité de production n'est jamais bénéficiaire si elle applique une mauvaise maintenance ou si elle la néglige.

Ceci s'explique par la mauvaise connaissance de la vie du matériel, par la négligence des opérations et par le manque de soucis de maintenir l'outil de production en bon état.

Ces facteurs sont les causes des pertes considérables et des déficits.

Les responsables d'entreprise ont compris le rôle important de la maintenance nous citons :

- Assurer en permanence la production avec les coûts de fonctionnement et d'entretien minimums.
- Elever la disponibilité et fiabilité de l'équipement de production et auxiliaires.
- Garantir les qualités et productivités des produits finis.
- Moderniser l'équipement en permanence pour maintenir ou élever les performances d'origine.

Pour atteindre ces objectifs il faut une organisation, des moyens humains qualifiés, Compétents et d'une bonne formation. Une bonne maintenance revient chère mais permet de dégager des bénéfices importants. Les responsables de maintenance en collaboration avec ceux de la production et des autres départements doivent œuvrer pour réduire au maximum les coûts de maintenance.

V.1. 3.Types de la maintenance :

Pendant l'exploitation des équipements des échangeurs de chaleur, certains organes sont sujets à divers usures et détérioration, ce qui nécessite un contrôle régulier, avec l'application des différents types de maintenance.

V.1.3.1.Maintenance Préventive (Maintenance effectuée avant la défaillance) :

La maintenance est préventive lorsque l'intervention sur l'équipement se fait avant l'apparition de défaillance. Elle vise à augmenter la probabilité de bon fonctionnement d'un système. Elle comprend la maintenance systématique et la maintenance conditionnelle.

a) Maintenance préventive Systématique :

Cette maintenance consiste à changer des éléments jugés trop usagés ainsi qu'à effectuer des opérations obligatoires à temps voulu comme le graissage des éléments de la machine. Le changement de l'huile de lubrification, des joints...etc. ; suivant un planning établi.

b) Maintenance préventive Conditionnelle :

Elle consiste à surveiller et à analyser de façon continue l'état de fonctionnement d'un équipement et son comportement avec le temps.

Elle concerne généralement les équipements vitaux dont l'arrêt imprévu peut provoquer des pertes de production considérables. Parmi ces opérations citons les relevés des températures, les mesures des vibrations, et les relevés des pressions, l'analyse des huiles et des produits véhiculés, les mesures des épaisseurs. Ce dernier type de maintenance présente un aspect prédictif.

V.1.3.2. Maintenance corrective (Maintenance effectuée après défaillance) :

La maintenance corrective parfois appelée curative (application non normalisée) a pour objet de redonner au matériel des qualités perdues nécessaires à son utilisation.

Elle n'est appliquée qu'après l'apparition de la panne ou de la défaillance, elle permet donc la remise en état de marche de l'appareil dans les meilleures conditions en effectuant la préparation nécessaire.

Pour les cas des échangeurs de chaleur la maintenance corrective comprend deux types d'opération, légère, lourde ou importante.

V.2. Principaux problèmes des échangeurs de chaleur :

La mise en service et exploitation des échangeurs de chaleur dépendent des plusieurs facteurs, comme les matériaux de construction, les fluides en circulation, les températures d'échange, les pressions et vitesses des fluides dans les différentes parties de l'échangeur, le changement de phase, les états de surface des tubes, les interventions des opérateurs...etc.

Ceci provoque les dégradations des appareils et perturbe l'évolution de processus.

Le mode de dégradation des appareils doit être connu du personnel exploitant et de maintenance afin de prévoir la défaillance et d'éviter des situations de panique général, et les problèmes existants dans notre cas (L'échangeur Gaz /Gaz) sont :

V.2.1.L'encrassement des tubes de l'échangeur:

L'encrassement des équipements de transfert de chaleur est un phénomène prépondérant dans la réduction des performances : telles que la diminution des Coefficient de transfert de chaleur, l'augmentation de la température de fluide chaud et Donc des consommations énergétiques.

Même si l'encrassement est un réel problème, il peut être contrôlé et son traitement doit être planifié.

V.2.1. 1. Aspects économiques liés à l'encrassement

L'appréciation du cout supplémentaire que représente l'encrassement des échangeurs thermique n'est pas facile à évaluer de manière directe. Les différentes études réalisées sur le sujet sont d'accord pour répartir les dépenses relatives à l'encrassement selon quatre grandes catégories :

- Investissement supplémentaire en surface d'échange lors du dimensionnement (20%).
- Cout de maintenance incluant les phases de nettoyage (18%).
- Non récupération d'énergie sur les effluents encrassant (41%).
- Coûts supplémentaires en énergie nécessaire (par l'encrassement) pendant les

Phases de production (21%).

Dans les pays industrialisés du monde entier, les dépenses relatives à l'encrassement ont été estimées à 0,25 % de GDP (GrossDomesticProduct) sur une Période de 1980 à 1990 [2] ; pour l'industrie pétroliers et surtout pour le prétraitement du pétrole brut, le cout annuel du à l'encrassement était estimé approximativement à 4,5 milliards de dollars en 1995 si on prend le prix du pétrole brut de 20\$ /baril. En 2005 est dû à une augmentation annuel de 2% de la production du pétrole brut et à l'augmentation du prix du baril de pétrole (30% baril) .Ceci permet de supposer que chaque augmentation du prix du pétrole influe directement sur l'augmentation des dépenses dues à l'encrassement. En Algérie, ces dépenses sont estimées environ de 109 à 270 millions de dollars .

V.2.1.2. Aspects économiques liés à l'encrassement**➤ Coûts liés à la conception de l'échangeur :**

Il s'agit surtout, dans cette phase, de surdimensionnement les surfaces d'échange par l'affectation d'une valeur, le plus souvent empirique, de résistance d'encrassement dans de nombreux procédés industriels, l'utilisation d'échangeurs thermiques fonctionnant avec efficacité continuellement proche d'une efficacité optimale est souvent requise. Dans ce cas, l'échangeur considère est duplique. Ainsi, lorsque l'échangeur en place est encrasse, il est

retiré de l'installation pour entretien, et remplacé par son duplicata. Le coût engendré par la nécessité d'avoir une réserve de réplique vient alors s'ajouter au surcroît lié au surdimensionnement des surfaces d'échange.

Le phénomène de corrosion est aussi pris en compte lors de la conception d'un échangeur. Un des moyens de le minimiser est d'utiliser des matériaux plus onéreux que l'acier, tel que le titane. Il faut donc s'attendre à ce que le coût d'un tel échangeur soit plusieurs fois plus élevé que celui d'un échangeur classique.

➤ ***Coût liés au fonctionnement de l'échangeur :***

Si le problème de l'encrassement n'est pas anticipé correctement lors de la phase de conception, des coûts supplémentaires dus aux arrêts intempestifs pour maintenance et entretien viennent s'ajouter. En effet, des arrêts non planifiés de l'installation peuvent mener à une perte complète de production qui représente à son tour un manque à gagner pour les industriels. Outre ces dépenses, les démontages et remontages répétés peuvent aboutir à une détérioration plus rapide du matériel, ainsi qu'à une réduction de la durée de vie des échangeurs.

L'encrassement des surfaces d'échange entraîne une perte d'énergie non négligeable due à la diminution du transfert de chaleur et à l'augmentation de la perte de charge. Généralement, cette perte d'énergie au niveau de l'échangeur doit être compensée par une utilisation accrue d'énergie primaire.

➤ ***Coût liés à l'arrêt de l'installation :***

Le nettoyage des échangeurs thermique entraîne des coûts de main d'œuvre supplémentaires et exige un équipement adéquat surtout si un traitement chimique est requis. Dans ce cas, un circuit complémentaire impliquant des pompes et des réservoirs peut être nécessaire. Les produits chimiques doivent être achetés et les effluents issus du processus de nettoyage doivent être traités. Les processus de nettoyage plus conventionnels, tels que la projection de vapeur ou d'air comprimé, ou la circulation de boules ou de ressort dans l'installation, exigent de la dépense supplémentaire et celle de la main d'œuvre.

V.3. Classification : différents types d'encrassement :

L'encrassement des équipements de transfert thermique peut être défini comme le dépôt de matériaux ou des substances considérées sur les surfaces d'échanges.

Ce dépôt qui évolue dans le temps, peut être constitué de cristaux, de sédiments de résidus biologique, des produits d'une réaction chimique ou bien encore être la combinaison de plusieurs de ces éléments.

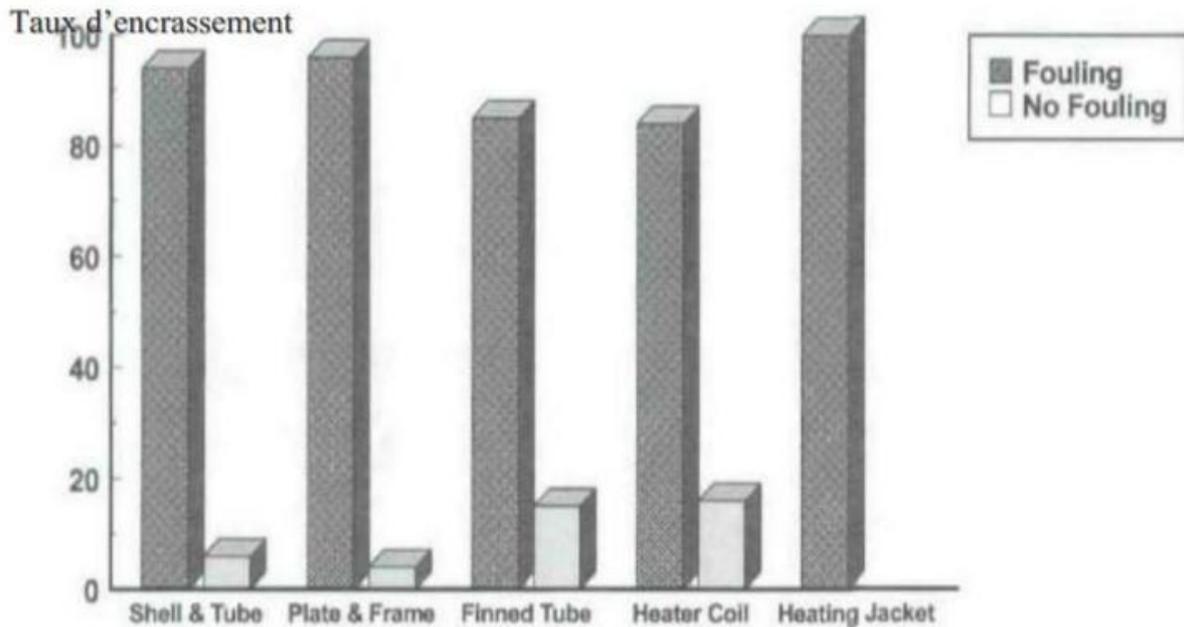


Figure V.1 : problème d'encrassement pour différents types d'échangeur

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt, selon les conditions d'utilisations de l'échangeur ou selon le mécanisme dominant, même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt : pour cela on distingue selon :

- Encrassement particulaire,
- Entartage,
- Corrosion
- Encrassement par réaction chimique
- Encrassement par solidification

Mais la plupart des dépôts réels sont le résultat de la combinaison d'au moins deux des types cités, un type peut prédominer à la contribution des autres.

En considérant qu'une seule catégorie de ce phénomène plusieurs recherches ont été faites pour prévoir des méthodes performantes qui mettent en évidence des différents moyens pour minimiser l'encrassement ; la plupart des travaux se sont basés seulement sur le type d'encrassement particulaire (phénomène de déposition et de réentraînement).



Figure V.2 : Echangeur sale et propre

La plupart des écoulements, de fluides industriels (liquides ou gaz) transportent des particules en suspension dont la taille varie d'une fraction de μm à quelque dizaines de μm ; le dépôt est inévitable d'une partie de ces particules sur la surface d'échange :

- L'eau de chaudières contenant des produits de corrosion.
- L'eau de tours de refroidissement
- Les écoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussières.
- Les fumées industrielles de résidus solides de combustion.



Figure V.3 : Dépôt de forte épaisseur dans un tube de surchauffeur de Chaudière MP

V.3.1. Entartage :

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide, il dépend donc fortement de la composition des eaux industrielles. L'entartage se matérialise par une formation d'incrustations adhérentes et dures sur les surfaces d'échanges généralement métalliques. Pour qu'il y ait entartage, deux conditions doivent être réunies :

- La limite de solubilité doit être dépassée, c'est-à-dire qu'il y ait saturation : c'est l'aspect thermodynamique
- La vitesse de déposition doit être suffisamment rapide : c'est l'aspect cinétique.



Figure V.4 : entartage d'une chaudière à tubes de fumée (P=15 bars)

V.3.2. Corrosion :

C'est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement, on distingue :

- La corrosion uniforme caractérisée par une perte d'épaisseur régulière mais dont la vitesse n'est pas forcément proportionnelle au temps.
- La corrosion par piqûres ou l'attaque est limitée à des zones de très petites surfaces ($=1 \text{ mm}^2$).
- La corrosion fissurante à l'échelle microscopique inter granulaire ou trans granulaire.
- La corrosion sélective ou seul un élément d'un alliage subit une attaque sélective.



Figure V.5 : Importante corrosion

L'encrassement par corrosion est un promoteur potentiel pour tous les autres types d'encrassement, Les produits de corrosion peuvent servir de germes de nucléation pour des solutions sursaturés, piéger les particules en suspension, servir d'abris pour le développement de micro-organismes et même catalyser certaine réaction.

Les produits de la réaction qui se forment et restent sur la surface d'échange créent le dépôt, il s'agit là, d'un mécanisme de corrosion, in situ ,lorsque l' encrassement est dû à des produits de corrosion générée ex situ , l'encrassement correspondant est de type particulaire.

V.3.3. Encrassement biologique

Il est dû au développement de micro-organisme qui créent un film au contact de la surface d'échange, il peut être causé par trois grands types de micro-organismes ; les bactéries, les algues et les champignons.

- Le développement bactérien est dû à un apport nutritif (hydrocarbures, ammoniac).
- Le développement des algues est dû à la présence d'énergie solaire avec photosynthèse.
- les champignons se développent avec l'apport de nutriments mais surtout dû aux changements de conditions physique ambiants (pH, humidité, température).



Figure V.6 : Dépôt de slime bactérien, hydrocarbures et oxydes métallique dans un échangeur de chaleur eau hydrocarbures (Raffinerie de pétrole).

V.3.4. Encrassement par réaction chimique :

Il est due à une réaction chimique qui se produit près d'une surface de chaleur et que les produits solides de la réaction s'y déposent, cette réaction est souvent une polymérisation et il en résulte la formation d'un dépôt de substance de haut poids moléculaires.

V.3.5. Encrassement par solidification :

Il s'agit de solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous refroidie, c'est un sujet de plusieurs études sur les pipes soit théorique ou expérimental

V.4. Apparition et développement de l'encrassement

V.4.1. Mécanisme de l'encrassement :

Phénoménologiquement, l'encrassement est un problème transitoire de chaleur et de masse qui nécessite l'action simultanée de plusieurs processus complexes selon, les mécanismes de l'encrassement sont décomposées en cinq évènements séquentiels :

- ***Initiation*** : cette phase est associée au temps nécessaire avant de pouvoir observer la formation d'un dépôt encrassant sur une surface propre.
- ***Transport des particules dans le fluide jusqu'au voisinage de la paroi*** : Ce transport peut être mécanique par impaction sur un obstacle, diffusif, par mouvement turbulent ou bien généré par un champ de force extérieur thermique ou électronique. Dans de nombreux cas, ces différents mécanismes peuvent coexister.

- **Adhésion** : des particules : toutes les particules amenées au voisinage de la paroi n'adhèrent pas obligatoirement sur celle-ci, Les phénomènes sont essentiellement contrits par les forces d'adhésion et de cohésion du dépôt.
- **Réentraînement des particules déposées** : Certaines des particules déposées peuvent être ré entrainées sous forme d'agglomérats arrachés à la couche de dépôts sous l'action des forces aérodynamiques.
- **Vieillessement du dépôt** : Il s'agit d'un changement de structure chimique ou cristalline du dépôt du a des phénomènes tels que la déshydrations ou la polymérisation, il y'a alors diminution des forces d'adhésion du dépôt qui peut être arraché sous l'action des fores aérodynamiques.

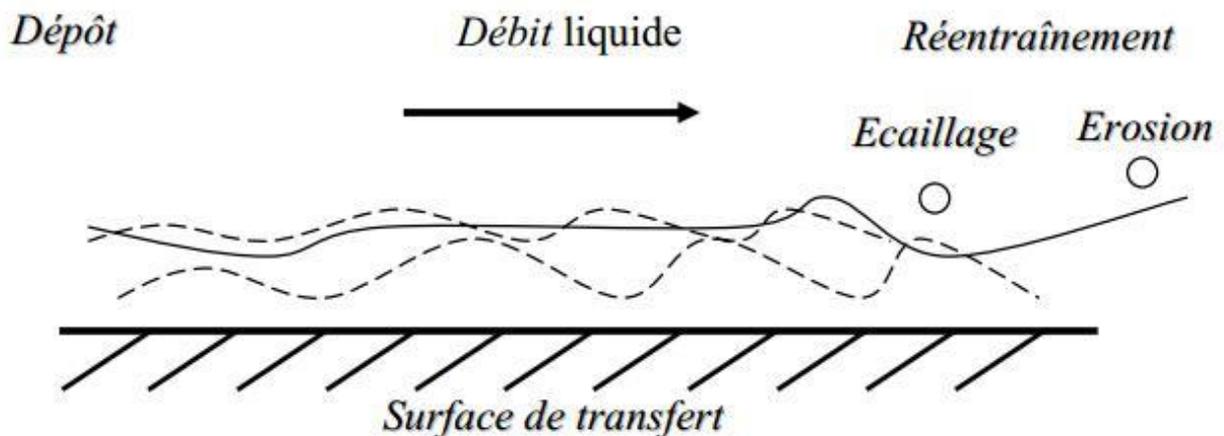


Figure IV.7 : Représentation schématique de l'encrassement dans le cas d'un liquide

V.4.2. Transport des particules :

Le transport des particules dépend fortement de nature de l'écoulement et de la taille des particules. En effet, le diamètre des particules joue un rôle important dans la détermination du régime de transport à la paroi. L'interaction entre les particules et l'obstacle se trouvant dans l'écoulement est généralement caractérisé par le nombre de stokes Stk . Ce nombre est un paramètre sans dimension qui dépend du diamètre de la particule et qui rend compte de sa facilité à suivre l'écoulement. Il s'écrit comme le rapport entre les forces d'inertie et de traînée auxquelles est soumise la particule.

$$Stk = \frac{\rho_p d_{part}^2 u}{18 \mu_{gaz} L_s}$$

Où L_s est la dimension caractéristique de la surface de collecte.

Ainsi, une classification des différents régimes de dépôt a été établie :

- Si $Stk < 0.004$, les particules sont de taille inférieure ou égale au micromètre et le dépôt est contrôlé par le phénomène de diffusion brownienne. La thermophorèse s'ajoute lorsqu'il existe un gradient de température entre le fluide et la paroi.
- Si $0.004 < Stk < 0.125$, le dépôt se fait par les fluctuations turbulentes de l'écoulement, les particules sont encore de petites dimensions.
- Si $Stk > 0.125$, l'impaction inertielle contrôle le transport des particules puisque les effets de la turbulence de l'écoulement s'atténue pour des particules de grandes dimension.

V.5. Facteurs favorisant l'encrassement

V.5.1. Zones stagnantes :

Les zones stagnantes sont des zones de dépôts préférentiels par exemple dans l'écoulement externe d'un échangeur à tube et calandre, les particules se concentreront dans les zones de recirculation à l'aval des chicanes, avec le temps, les dépôts ont tendance dans certains cas à s'agglomérer dans l'espace entre les tubes et les chicanes et créer ainsi un blocage de l'écoulement de fluide.

Dans les échangeur à plaques, spirales et tubulures à tiges, l'absence de chicanes réduit le risque d'apparition des zones 'mortes'. Par contre quel que soit le type d'échangeur, des zones de faibles vitesses peuvent apparaître aux raccordements entre les tuyauteries et l'échangeur.

V.5.2. Effet de la vitesse :

En règle générale, plus la vitesse est importante, plus l'encrassement est faible, bien entendu, la vitesse retenue reste limitée par les contraintes de pertes de charges et les risques d'érosion, la vitesse a un effet prépondérant sur le réentraînement. La dureté du dépôt est également un paramètre important pour le réentraînement, cela a été prouvé par Rindt et coll, dans leur expérience ils ont utilisé des particules de différentes tailles et matières pour des vitesses d'écoulement différentes, Ils ont trouvé que les petites particules s'attachent premièrement à la paroi puis les particules larges. Pour éviter l'encrassement une vitesse d'écoulement importante fait diminuer l'épaisseur des dépôts. Avec un dépôt dur et adhérent on constate une évolution linéaire de la résistance d'encrassement prend le forme asymptotique classique.

V.5.3. Effet de la température de surface :

La présence des points chauds (ou froids) sur la surface d'échange est souvent liée à un problème de réparation de vitesse au voisinage de la paroi. Il est bien connu que lorsque la température de surface croît, le dépôt des sels de solubilité inverse est favorisé. En ébullition,

cela reste vrai quelque soient les sels en présence. La même règle est encore vrai pour l'encrassement biologique jusqu'à une certaine température limite (de l'ordre de 35°C)

Les dépôts particuliers sont également influencés par les gradients de températures car les phénomènes de thermophorèses agissent dans le direction de ce gradient, pratiquement, cela revient à accentuer les dépôts lorsqu'on refroidit le fluide encrassant et à diminuer ceux-ci lorsqu'on le chauffe.

V.5.4. Etat de surface. Rugosité :

Les surfaces rugueuses ont tendance à favoriser les dépôts, particulièrement dans la phase d'initiation de l'encrassement, par contre, par suite, le dépôt modifie la rugosité de la surface et ce n'est plus la rugosité initiale qui contrôle le phénomène, mais celle du dépôt.

V.5.5. Matériau de construction, corrosion :

Le choix d'un matériau approprié constitue la méthode la plus radicale pour éviter la corrosion. En présence de produits chimiques, les problèmes de corrosion sont complexes, une variation de composition ou la présence d'impuretés dans la solution peuvent modifier le comportement du matériau.

Pour limiter les effets néfastes de l'encrassement, il est possible d'agir sur ces divers paramètres cités ci-dessus à savoir :

- ✓ Vitesse
- ✓ Températures
- ✓ Etat de surface
- ✓ Nature des matériaux

V.6. Prévention de l'encrassement dans les échangeurs

Il existe de nombreuses méthodes pour limiter l'encrassement dans les échangeurs de chaleur, le choix de l'une ou de plusieurs de celle-ci dépend de l'efficacité de la méthode, du type d'encrassement et ainsi de nombreux paramètres économiques. Le tableau suivant résume les différentes actions pendant les quatre stades de vie de l'échangeur.

Phase fonctionnement	Phase construction et montage	Phase fonctionnement	Phase d'arrêt
<ul style="list-style-type: none"> • Choix de type d'échangeur • choix de la géométrie et de la configuration • choix des conditions de fonctionnement (température, débit,..) 	<ul style="list-style-type: none"> • assurance qualité sur la fabrication • protection pendant le transport et lors du stockage • opération de nettoyage et de passivation 	<ul style="list-style-type: none"> • maintien des conditions de fonctionnement (températures, débit,..) • prétraitement des fluides • utilisation d'additifs (inhibiteurs, antitartres, dispersants, acides) 	<ul style="list-style-type: none"> • démontage et nettoyage manuel • attaques mécanique du dépôts(perçage,..) • nettoyage hydraulique à la lance(vapeur,air)

Tableau V.1 : Action envisageable pour limiter l'encrassement dans les échangeurs de chaleur

V.6.1. Pendant la phase de dimensionnement

Il y a deux questions fondamentales auxquelles un projecteur est confronté lors du dimensionnement d'un échangeur comportant certains risques d'encrassement :

- ✓ quel est le type d'échangeur le mieux adapté au problème posé ?
- ✓ quels sont les paramètres physiques qui permettent de réduire la tendance à l'encrassement ?

A/ Sensibilité à l'encrassement des divers types d'échangeur :

Pour un service thermique donné, le choix entre différents type d'échangeur dépend de très nombreux paramètres tels que : le cout, l'encombrement, le poids, les niveaux de pression ou de températures mais dans certaines ça, l'encrassement peut être considéré comme un paramètre important.

Pour les échangeurs à tube et calandre ; qui sont les plus fréquemment utilisés dans l'industrie, ils peuvent être fabriqués à partir de nombreux matériaux et sont utilisables pratiquement sans limites de températures et de pression.

Le dimensionnement devra prendre en compte les recommandations suivantes :

- ✓ Utiliser une ouverture des chicanes et la calandre pour éviter qu'une partie importantes de l'écoulement ne court-circuite le faisceau.

- ✓ Utiliser une ouverture des chicanes d'environ 20% du diamètre de la calandre et également une distance entre chicanes adéquate, pour avoir la vitesse la plus uniforme possible dans le faisceau.
- ✓ Éviter les zones mortes et les zones de recirculation en particulier aux raccords de l'échangeur.
- ✓ Utiliser de préférence un faisceau à pas carré pour faciliter le nettoyage manuel.
- ✓ Equiper l'installation de filtres pour minimiser l'encrassement particulaire.
- ✓ Equiper l'échangeur de plusieurs événements pour permettre le relâchement des vapeurs corrosives ainsi que des équipements annexes pour recueillir ces vapeurs.
- ✓ Minimiser les fissures microscopiques préexistantes dans le matériau pour éviter (ou retarder) l'apparition de la corrosion.

B/ Paramètres physiques permettant de réduire la tendance à l'encrassement :

Il s'agit des paramètres qu'on permet d'ajuster pour réduire la tendance de l'encrassement :

- ✓ Des zones stagnantes ou de faibles vitesses, qui sont des zones où les dépôts s'accumuleront plus facilement.
- ✓ Des vitesses qui doivent être optimisées.
- ✓ Des points chauds (ou froids) qui doivent être évités.
- ✓ Des états de surface qui jouent un rôle important vis-à-vis de l'initiation, de l'encrassement.
- ✓ Des matériaux eux-mêmes qui doivent être choisis pour éviter la corrosion.

V.6.2. Pendant la phase de fabrication de l'échangeur et de sa mise en route :

La construction des équipements de transfert thermique peut s'étendre sur une durée relativement longue et les surfaces d'échange sont alors exposées à des conditions diverses. L'encrassement peut être initié lorsque les essais sous pression de l'échangeur sont réalisés avec une eau de mauvaise qualité, non suffisamment rincée à l'eau propre et à l'Azote. En conséquence, il est nécessaire de protéger les surfaces d'échange de tout environnement favorisant la corrosion ou le dépôt.

Lors de la mise en service de l'installation, compte tenu de l'excès de surface attribuée pour tenir compte de l'encrassement, l'échangeur ne fonctionne pas dans des conditions optimales, en effet, des vitesses de circulation plus lentes et des températures de surface plus importantes favorisent l'encrassement.

Des efforts doivent être faits au démarrage de l'installation pour fonctionner aux conditions normales et employer un moyen de traitement de l'eau limitant l'apparition de l'encrassement, il est conseillé d'équiper l'échangeur de plusieurs capteurs de températures et de débit pour pouvoir suivre l'évolution de degré d'encrassement et agir

en conséquence lors d'un arrêt prolongé de l'installation, il faut prendre des précautions nécessaires (vidage, mise sous vide, traitement,...) pour éviter, d'une part la corrosion rapide des surfaces et d'autre part l'apparition d'un encrassement biologique de l'appareil.

V.6.3. Pendant la phase de fonctionnement

Les procédés mécanique ou chimique de prévention de l'encrassement pendant la phase de fonctionnement de l'échangeur peuvent améliorer de façon significative la performance de l'appareil, mais également permettent d'augmenter le temps de service entre deux arrêts de maintenance.

Suivant la nature de l'encrassement, différents procédés existent

- ✓ Procédés mécanique pour les liquide pour le nettoyage en continu de la surface interne d'échangeurs tubulaires :
 - A boules
 - A ressorts
 - A brosses
- ✓ Procédés mécaniques pour des échangeurs fonctionnement des gaz encrassant tels que :
 - La projection de vapeur ou l'air comprimé
 - Le nettoyage à l'eau
 - Le grenailage
 - Le soufflage acoustique
 - Le nettoyage par chocs thermique

En ce qui concerne les échangeurs à plaque, des systèmes analogues existant, toutefois, il est aussi possible d'utiliser :

- Des systèmes à inversion de débits,
- Des systèmes à surface raclée,
- Un nettoyage par chocs thermiques.

De la même façon, des procédés mécaniques, chimiques, électrique ou magnétiques sont utilisés pour éviter ou minimiser les dépôts entartrant ou l'encrassement biologique.

Une solution consiste à introduire des filtres en amont des échangeurs.

V.7. Méthode de nettoyage des échangeurs pendant les phases d'arrêts

Dans de nombreux cas, que les techniques de traitement des fluides et de nettoyages en continu soient ou non utilisées, il est nécessaire de procéder a un nettoyage complet de l'appareil.

Cette opération s'effectue pendant les phases d'arrêts de l'installation et deux méthodes peuvent être utilisées (soit ensemble, soit séparément) :

- ❖ Nettoyage mécanique.
- ❖ Nettoyage chimique.



Figure V.8 : nettoyage à l'aide d'un pistolet hydraulique

A/ Nettoyage mécanique

Le nettoyage mécanique pendant les phases d'arrêts peut être effectué sur l'échangeur en place lorsque l'espace disponible le permet ou sur une aire de nettoyage (échangeur démonté), plusieurs techniques peuvent être mise en œuvre :

❖ *Nettoyage à l'eau sous pression*

Elle est efficace pour enlever les dépôts à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes d'échangeur ou pour d'autres types de géométrie, de façon occasionnelle, du sable peut être injecté avec l'eau pour arracher les dépôts durs mais dans ce cas, il y a risque d'érosion de la surface et surtout de destruction du film protecteur anticorrosion .

❖ *Nettoyage à l'aide d'outils*

Cette technique est utilisée pour enlever les dépôts mêmes très durs à l'intérieur des tubes rectilignes de chaudières, de condenseurs, ou de tous autres échangeurs de chaleur.



Figure V.9 : outil de nettoyage mécanique

B / Nettoyage chimique :

Il présente de nombreux avantages :

- Opération rapide et efficace,
- Les surfaces d'échange ne subissent pas de dégât mécanique important,
- Les solutions chimiques pénétrant jusqu'aux zones, inaccessibles de l'échangeur et le traitement de toute la surface d'échange est réalisé.

- Il nécessite moins de main d'œuvre et peut se réaliser sans démontage de l'appareil.

C / Autre méthodes :

D'autres techniques de nettoyage sont également utilisées, notamment dans les échangeurs véhiculant des gaz encrassant, il s'agit des techniques,

- De dissolution du dépôt à l'aide d'un solvant,
- De création d'un choc thermique au niveau de la surface d'échange pour fragiliser le dépôt et permettre son soufflage hydraulique.

V.8. Contrôle de l'encrassement :

Il s'avère souvent rentable, pour l'utilisateur de l'échangeur, d'être capable de détecter l'apparition de l'encrassement et de suivre son évolution au cours du temps, de manière à établir un programme d'entretien ou bien de décider d'une action pour prolonger le fonctionnement de l'échangeur jusqu'au prochain arrêt prévu.

Les méthodes à mettre en œuvre pour détecter et suivre l'évolution de l'encrassement sont de deux types :

- Mesure directe aux bornes de l'échangeur,
- Mesure à l'aide d'une sonde

V.8.1 Mesure directe aux bornes de l'échangeur

Cette méthode consiste à réaliser un bilan thermique aux bornes de l'échangeur par l'intermédiaire de mesures de température d'entrée et de sortie de chacun des fluides, ainsi qu'au moins une mesure de débit sur un des deux fluides, il peut être également envisagée de suivre l'évolution de la perte de charge aux bornes de l'échangeur sur le circuit présentant des risques d'encrassement, cette méthode quoique indirecte, permet de détecter à quel moment il faut arrêter l'installation pour nettoyage

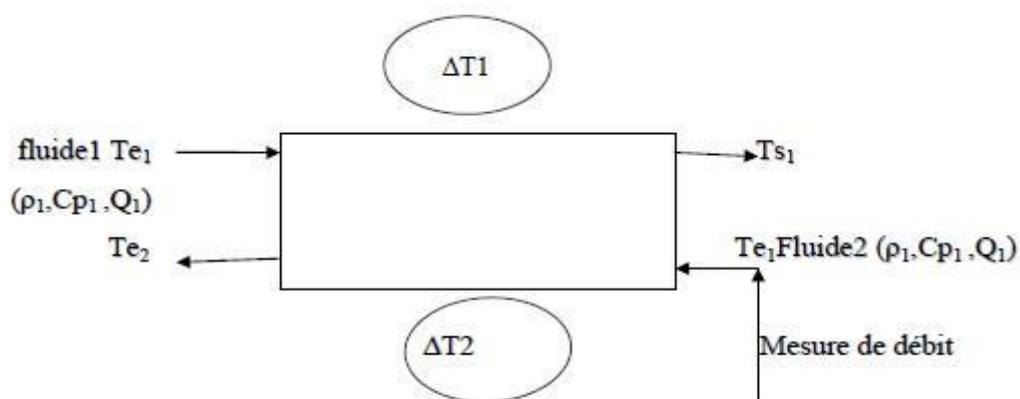


Figure V.10 : Schéma simplifié d'une mesure directe

Pour accéder à la résistance d'encrassement R_d , faut déterminer :

- Au démarrage de l'installation, le coefficient d'échange en conditions propre up

- Périodiquement, le coefficient d'échange global en conditions encrassant u
- La résistance d'encrassement est donnée par $R=1/U - 1/U_p$

Si les conditions aux bornes de l'échangeur (débits, température d'entrée) ne sont stationnaires, il est nécessaire de réévaluer le coefficient d'échange global en condition propres correspondant aux nouvelles conditions de fonctionnement.

V.8.2. Mesure à l'aide d'une sonde

L'apparition et le suivi de l'encrassement de l'échangeur sont mesuré grâce à une sonde disposée par exemple en dérivation

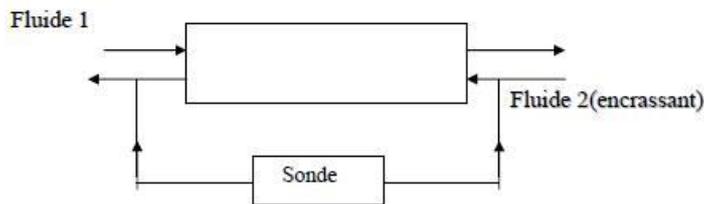


Figure V.11 : principe d'une mesure avec une sonde

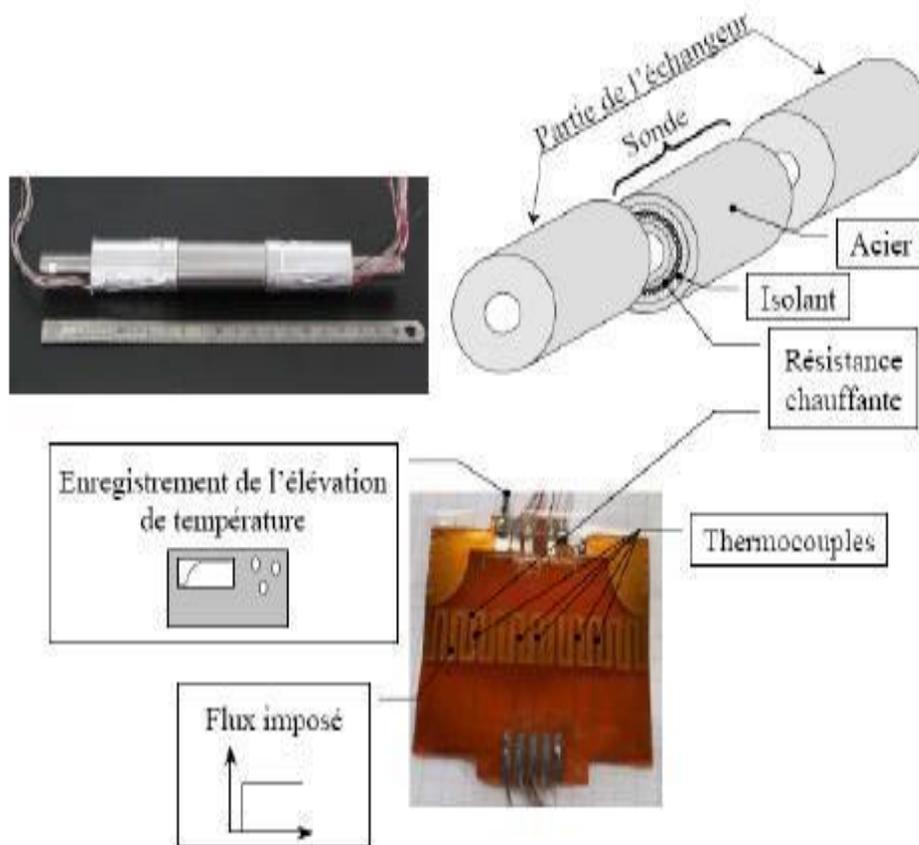


Figure V.12 : Schéma du capteur à excitation thermique interne

Un des principaux avantages de cette méthode est qu'elle opère directement sur le fluide encrassant, il existe différents types de sonde mais pour que les résultats soient directement exploitables, l'élément de mesure doit répondre aux deux conditions suivantes :

- Les conditions thermiques et hydrauliques doivent être représentatives de celles présentées dans l'échangeur et si possible au point le plus sensible de celui-ci vis-à-vis de l'encrassement.
- L'appareil doit être réalisé si possible avec le même matériau que l'échangeur. Les différents types de sondes rencontrés utilisent deux méthodes pour la mesure du coefficient d'échange :

Méthode en régime permanent :

Suivant le type de conditions aux limites recherchées (flux ou températures de paroi constants), le flux de chaleur au niveau de la sonde peut être généré par un chauffage électrique mais également par un chauffage (ou un refroidissement) créé par la condensation d'une vapeur.

Pour un tube parcouru par un fluide à température constante T_f et recevant un flux de chaleur radial P , le coefficient d'échange de chaleur U est donné par la relation suivants :

$$P = U.S. (T_p - T_f)$$

Avec S surface d'échange chauffé et T_p température de la paroi

Méthode en régime transitoire :

Cette méthode est basée sur le principe suivant : le tube étant porté à une température légèrement supérieure à celle du fluide. On supprime brusquement la source de chaleur, l'évolution de la température du tube avec le temps fournit une constante de temps liée au coefficient d'échange que l'on cherche à mesurer.

Cette méthode ne nécessite que la mesure en transitoire de la température de la paroi du tube.

Conclusions générales

Les échangeurs de chaleur sont des équipements nécessaires dans les unités Pétrochimiques,

Les calculs thermique et mécanique sont très importants pour performance de ces appareils.

Cette étude actuelle dont repose notre sujet de mémoire est le calcul complet de l'échangeur tube-calandre.

Afin de réaliser ce but, le travail a été divisé en :

1. Un calcul analytique de vérification
2. Un calcul par simulation CHEMCAD, permettant de donner à la fois :

Le calcul de vérification et dimensionnement

3. Les deux calculs sont comparés et commentés.

la maintenance périodique de ces équipements est nécessaire pour protéger ces équipements contre les risques (encrassement, corrosion, bouchage.....).

Bibliographie

1. Appareils d'échange de chaleur des unités pétrochimiques ;
PEREMIATCHKINE V et IOUCHKO ; Boumerdes 1985.
2. Échangeurs de chaleur ;
C.DUFFAU-J.-M.GRILLOT et J.-M.NAVARRO-R.VIDIL ; 1991.
3. Echangeurs de chaleur à plaques tubulaires fixe, Mr.ZEMMOUR cours 2015
4. Raffinage du pétrole ; 4. Matériels et équipements ;
TRAMBOUZE Pierre ; 1999.
5. Thermodynamique technique, 2b. Machines thermiques et frigorifiques
Maurice Bailly ; 1971.
6. Échangeurs thermiques ; méthodes globales de calcul avec 11 problèmes résolus ;
Jacques PADET ; 1994.
7. Échangeurs de chaleurs ; méthodes de calcul et applications numériques
Boumerdes ; 1977.
8. Échangeurs de chaleurs : Dr. BENBRIK cours 2013

Sites internet :

www.technique-ingenieur.fr

www.heat-exchanger.com

www.chemcad.com