

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université 8 Mai 1945 Guelma Faculté des Sciences et Technologie

Département de Génie des Procédés

Filière : Génie des Procédés

Spécialité : Génie Chimique

Mémoire

Présenté en vue de l'obtention du diplôme de MASTER

Simulation d'un échangeur de chaleur

Présenté par :

Aouadi wail chems eddin

Amamra Nacef mohamed cherif

Sous la direction :

Dr. KSOURI Rabah

Juin 2022

Dédicaces

Grâce à Dieu, ce mémoire a été réalisé.

*C'est avec une très grande joie que je dédie ce
travail :*

*À nos très chers parents qui n'ont donné la vie,
l'espoir, l'amour et n'ont soutenu durant nos études.*

*Que dieu n'aide à leur rendre un peu de
tout ce qu'ils ont fait pour nous.*

- *À tous ceux qui n'ont encouragé pendant les moments les
plus difficiles.*
- *À nos très chers sœurs.*
- *À tout la famille: **Aouadi** et **Amamra** .*
- *À tous mes amis à skikda et Geulma .*
- *À tous mes camarades des groupes **2^{eme} année
master** .*
- *À tous ceux que j'aime et respecte.*

Remerciements

Je remercie Dieu tout puissant de m'avoir beaucoup aidé pour élaborer ce travail.

Je tiens remercier tous les enseignants de département de génie des procédés qui n'ont préservé aucun effort à fin de transmettre leur savoir et leurs expériences aux étudiants.

Je tiens à remercier également tous les ingénieurs et les techniciens de la raffinerie de Skikda RA1K.

Je remercie vivement mon encadreur Dr. K. Rabah qui m'a aidé à élaborer ce travail.

Je tiens à exprimer mes sincères remerciements aux membres du jury, qui ont accepté d'évaluer et juger ce travail.

Enfin j'exprime mes profonds remerciements à tous ceux qui m'ont soutenu de près ou de loin pour la réalisation de ce travail.

Table des matières

Liste des abréviations

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction générale 1

Chapitre I : Echangeur de chaleur 3

I. 1 Introduction : 3

I. 2 Notions sur les échangeurs 3

I. 3 Classification des Échangeurs de Chaleur:..... 5

I. 3.1 Modes d'écoulement des fluides:5

I. 3.2 Procédé de transfert :7

I. 3.3 Conception technologique :8

I. 4 Type des échangeurs de chaleur les plus connus : 10

I. 4.1 Echangeur spiral :10

I. 4.2 Echangeur de chaleur à lamellaires :10

I. 4.3 Echangeur de chaleur rotatif :11

I. 4.4 Échangeur de chaleur à faisceau tubulaire :13

I. 4.5 Échangeur de chaleur à ailettes :14

I. 5 Échangeur de chaleur à tubes en U : 15

I. 6 Prévention de l'encrassement dans les échangeurs 16

I. 6.1 Procédé de nettoyage on line (pendant la phase de fonctionnement)16

I. 6.2 Procédé de nettoyage off line (pendant les phases d'arrêts)17

I. 7 Nettoyage mécanique..... 18

I. 7.1 Nettoyage à l'eau sous pression18

I. 7.2 Nettoyage à l'aide d'outils19

I. 8 Nettoyage chimique :	20
Chapitre II : Bilan enthalpiques	22
II. 1 Bilans Enthalpiques :	21
II. 1.1 Bilans globaux enthalpiques et calorifiques :	21
II. 1.2 Bilan de transfert thermique :	22
II. 1.3 Echange de chaleur entre un fluide à température constante et un autre à température variable :	26
II. 1.4 Calcul de la quantité de chaleur échangée.....	27
II. 1.5 Echangeur chaleur à courants parallèles :	30
II. 1.6 Echange de chaleur antiméthodique :	31
II. 1.7 Echangeur de chaleur méthodique :	34
II. 1.8 Calcul du flux de chaleur échangée dans un échangeur à courants parallèles	38
Chapitre III : Simulateur ASPEN HYSYS	41
III. 1 Introduction :	41
III. 2 Définition du logiciel Aspen HYSYS]	41
III. 3 Présentation du logiciel Aspen HYSYS :	41
III. 4 Utilisation de la simulation :	42
III. 5 Fonctionnement d'Aspen HYSYS:.....	42
III. 6 Les modèles thermodynamique de HYSYS :	43
III. 6.1 Les équations d'état :	43
III. 6.2 Equation de REDLICH-K WONG (RK):.....	43
III. 6.3 Equation de SOAVE-REDLICH-KWONG (SRK):.....	43
III. 6.4 Equation de PENG-ROBINSON.....	43
III. 7 Choix des composés :	45
III. 8 Concepts et caractéristiques du simulateur Aspen HYSYS :	46
III. 8.1 Concepts de base du simulateur HYSYS :	46
III. 9 Environnement de simulation :	47

III. 10 Les étapes d'utilisation du logiciel HYSYS :	47
Chapitre IV : Simulation échangeur E200	48
IV. 1 L'installation Initiale de l'échangeur E200 :	48
IV. 2 Installation de l'échangeur E200 avec l'équation SRK :	56
IV. 3 Comparaison	59
Conclusion générale	60
Bibliographie	61
Annexe.....	62

Résumé

Les échangeurs de chaleur sont des équipements largement utilisés dans l'industrie du raffinage et de pétrochimie , d'où le but de ce travail est de simuler un échangeur de chaleur spécifique E200 à la raffinerie RAK1 à skikda à l'aide du logiciel de simulation ASPEN HYSYS .

المخلص

تستخدم المبادلات الحرارية على نطاق واسع في صناعة التكرير و البتروكيماويات,ومن ثم فان الغرض من هذا العمل هو محاكاة مبادل حراري E200, محدد في مصفات RAK1 في سكيكدة باستعمال برنامج محاكاة . ASPEN HYSYS

Abstract

Heat exchangers are widely used equipment in the refining and petrochemical industry, hence the purpose of this work is to simulate a specific heat exchanger E200 at the RAK1 refinery in skikda using simulation software ASPEN HYSYS.

Liste d abréviations

a ($\mathbf{m}^2 \cdot \mathbf{m}^{-1}$) Aire d'interface offerte à l'échange thermique par unité de longueur d'échangeur.

A (\mathbf{m}^2) aire totale qui participe à l'échange thermique.

C_{pi} ($\mathbf{kJkg}^{-1} \cdot \mathbf{K}^{-1}$) Capacité calorifique massique du fluide i a pression constante.

d (\mathbf{m}) Diamètre d'un conduit ou épaisseur d'une paroi.

h ($\mathbf{kJ} \cdot \mathbf{kg}^{-1}$) Enthalpie massique.

h_i ($\mathbf{kJ} \cdot \mathbf{m}^{-2} \cdot \mathbf{K}^{-1} \cdot \mathbf{s}^{-1}$) Coefficients de transfert thermique dans la phase i .

h ($\mathbf{kJ} \cdot \mathbf{m}^{-2} \cdot \mathbf{K}^{-1} \cdot \mathbf{s}^{-1}$) Coefficients de transfert thermique global.

HUT_ϕ (\mathbf{m}) Hauteur d'Unité de Transfert thermique.

m_i ($\mathbf{kg} \cdot \mathbf{s}^{-1}$) Débit massique.

NUT_ϕ sans dimension Nombre d'unités de transfert thermique.

Q ($\mathbf{kJ} \cdot \mathbf{s}^{-1}$) Débit thermique.

Re sans dimension Invariant dimensionnel de Reynolds.

t (\mathbf{s}) Temps.

T (\mathbf{k}) température (elle est fréquemment exprimée en Celsius).

u ($\mathbf{m} \cdot \mathbf{s}^{-1}$) vitesse.

z (\mathbf{m}) Longueur d'un échangeur.

ΔA (\mathbf{m}^2) aire d'échange sur laquelle l'écart de température ΔT est homogène :

ΔQ ($\mathbf{kJ} \cdot \mathbf{s}^{-1}$) chaleur échangée par unité de temps dans un échangeur.

Δt (\mathbf{S}) intervalle de temps pendant lequel l'écart de température ΔT est homogène :

ΔV (\mathbf{m}^3) volume sar lequel la vitesse de réaction est homogène : $\Delta V = dV$ ou $\Delta V = 1$.

ΔT (\mathbf{K}) écart de température entre les deux fluides qui échangent de la chaleur.

∇T ($\mathbf{K} \cdot \mathbf{m}^{-1}$) vecteur gradient de température.

$\lambda(T)$ ($\mathbf{kJ} \cdot \mathbf{m}^{-1} \cdot \mathbf{K}^{-1} \cdot \mathbf{s}^{-1}$) conductivité thermique.

ν ($\mathbf{m}^2 \cdot \mathbf{s}^{-1}$) viscosité cinématique.

ρ ($\mathbf{kg} \cdot \mathbf{m}^{-3}$) masse volumique.

ϕ_{cd} ($\mathbf{kJ}^{-2} \cdot \mathbf{m}^{-2} \cdot \mathbf{s}^{-1}$) vecteur flux spécifique (surfactive) de transfert thermique par conduction).

ϕ_{cv} ($\mathbf{kJ} \cdot \mathbf{m}^{-2} \cdot \mathbf{s}^{-1}$) flux spécifique d'enthalpie (surfactive) associé au flux de matière).

ϕ_m ($\mathbf{kg} \cdot \mathbf{m}^{-2} \cdot \mathbf{s}^{-1}$) vecteur flux spécifique (surfactive) de transfert de matière.

Liste de figures

Figure I.1 : Evolutions des températures le long d'échangeurs à courants parallèles.....	6
Figure I.2 : Exemples d'échangeurs à courants croisés.....	7
Figure I.3 : Centrale nucléaire.....	7
Figure I.4 : échangeur tubulaire.....	9
Figure. I. 5 : Exemple d'un échangeur de chaleur à plaque.....	9
Figure I.6 : Echangeur de chaleur spirale.....	10
Figure I.7 : Echangeur de chaleur à lamellaires.....	11
Figure I.8 :Colonne de Bouhy.....	12
Figure I.9 : L'échangeur à bloc.....	13
Figure I.10 : Exemple d'un échangeur faisceau et calandre.....	14
Figure I.11 : Échangeur de chaleur à ailettes.....	14
Figure I.12 : Échangeur à tube en U 2.23.....	15
Figure I.13 : Nettoyage des tubes à l'aide d'un pistolet hydraulique	18
Figure I.14 : Nettoyage à l'eau sous pression des faisceaux tubulaires.....	19
Figure I.15 : Exemple de nettoyage d'un tube en U	20
Figure I.16 : Emploi de l'azote liquide.....	21
Figure II.1 : Echangeur de chaleur.....	21
Figure II.2 : Echange de chaleur à ΔT constant.....	25
Figure II.3 : Cuve agitée refroidie par un serpentín.....	27
Figure II.4 : Echangeur à tubes calendre.....	30
Figure II.5 : Echangeur anitiméthodique.	33
Figure II.6 : Echangeur méthodique.....	34
Figure II.7 : Profile de température	37
Figure III.1 : schéma de structure générale de Aspen HYSYS.....	42
Figure IV.1 : Démarrage de HYSYS.....	48
Figure IV.2 : Constitution de la matière.....	49
Figure IV.3 : liste des composés.....	49

Figure IV.4: Choix de l'équation d'Etat dans Fluide Pkgs.....	50
Figure IV.5: Basis-1.....	50
Figure IV.6 : Ensuite Basis-1.....	51
Figure IV.7 : Commencer la simulation.....	51
Figure IV.8 : Ajout l'échangeur E200	52
Figure IV.9: Ajout l'échangeur E200.....	52
Figure IV.10 : La feuille connections de l'échangeur E-200.....	53
Figure IV.11 : La feuille worksheet.....	54
Figure IV.12 : La feuille composition.....	54
Figure IV.13 : Le reste des information.....	55
Figure IV.14 : Accepte les compositions	55
Figure IV.15 : L'installation de E-200.....	56
Figure IV.16 : Basis-1.....	57
Figure IV.17: Commencer la simulation.....	57
Figure IV.18 : La feuille worksheet.....	58
Figure IV.19 : Le reste des information.....	58

Liste des Tableaux

Tableau I.1.....	16
Tableau III.1.....	45
Tableau IV.1.....	59
Tableau IV.2.....	59

Introduction générale

Introduction générale

L'élaboration des produits commerciaux à partir du pétrole but est réalisée par une série d'opérations décrites dans le schéma de fabrication.) Les unités de séparation, telles que distillation, extraction par solvant et cristallisation, nécessitent des quantités importantes d'énergie calorifique pour obtenir le gradient de température qui permettra le fractionnement; de même, les unités mettant en jeu des réactions de transformation. Telles que le craquage ou la synthèse, exigent la fourniture d'énormes quantités de chaleur pour atteindre le seuil de la température au-delà duquel les réactions sont possibles et apporter en outre, dans les cas d'endothermicité, la chaleur de réaction. Quel que soit le cas, le cycle thermique d'une unité consiste toujours à porter l'alimentation à haute température, puis à refroidir les produits obtenus à une température suffisamment basse permettant de les envoyer dans les bacs de stockage. La valeur des calories, libérées au four de chauffage de la charge, constitue souvent un des éléments prépondérants du prix de revient de la fabrication; c'est pourquoi, on s'attache à réduire au maximum ce poste, en réalisant un circuit de récupération de chaleur entre l'alimentation froide et les effluents chauds de l'installation. L'équipement de récupération est constitué par des appareils tubulaires d'échange de chaleur.

Par ailleurs, nous savons que la cinétique physique limite le transfert de chaleur et qu'il faudra souvent se contenter d'un rendement de 50% pour la récupération. Cela signifie qu'on devra faire appel à des fluides auxiliaires chauds et froids pour compléter le bilan thermique. L'eau et l'air permettront ainsi de refroidir les effluents jusqu'à leur température finale de stockage, alors que la vapeur d'eau ou des gazoils naphthéniques du type adowtherms seront utilisés pour le chauffage en concurrence avec les fours.

On distingue généralement trois classes d'appareils, correspondant à des fonctions très spécifiques.

Les échangeurs et réfrigérants dans lesquels ne se produit aucun changement de phase. La désignation échangeurs a est réservée aux appareils où le transfert entre fluides chaud et froid correspond effectivement à une récupération de chaleur, alors que le terme réfrigérant a s'applique aux appareils où l'on refroidit un effluent par un fluide auxiliaire:

Introduction générale

Les condenseurs qui permettent la condensation et le refroidissement d'un effluent vapeur en tête de colonne, soit à l'aide d'un produit froid (condenseur essence-brut). soit à l'aide d'un fluide auxiliaire (eau, air, saumure, produit frigorigène):

- Les rebouilleurs qui assurent une vaporisation partielle des produits des fonds de tours grâce à la circulation d'un effluent chaud (gasoil de recyclage par exemple) ou d'un fluide auxiliaire (vapeur d'eau).
- Dans tous ces appareils la surface de transfert est matérialisée par des tubes dont les divers arrangements permettent de résoudre avec satisfaction les nombreux problèmes de récupération de chaleur rencontrés dans l'industrie.

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de l'énergie thermique d'un fluide vers un thermique d'un fluide vers un autre sans les mélanger. Le flux thermique y traverse la surface d'échange qui sépare les fluides. L'échangeur de chaleur peut être utilisé comme un condenseur, évaporateur ou collecteur d'énergie. Le but de ce travail est de s'initier à la simulation d'une façon générale, de maîtriser l'outil de simulation par Aspen HYSYS et de simuler la production d'un échangeur de chaleur.

Chapitre I : Echangeur de chaleur

I. 1 Introduction :

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, par exemple l'eau d'un circuit primaire de refroidissement de centrale nucléaire. Le cycle thermique d'une unité consiste toujours à porter l'alimentation à haute température, puis à refroidir les produits obtenus à une température suffisamment basse permettant de les envoyer dans les bacs de stockage.

La valeur des calories, libérées au four de chauffage de la charge, constitue souvent un des éléments prépondérants du prix de revient de la fabrication ; c'est pour quoi on s'attache à réduire au maximum ce poste, en réalisant un circuit de récupération de chaleur entre l'alimentation froide et les effluents chauds de l'installation. L'équipement de récupération est constitué par des appareils tubulaires d'échange de chaleur appelées "échangeurs de chaleur ". De ce fait les échangeurs de chaleur constituent des appareillages très importants. [1]

I. 2 Notions sur les échangeurs

Un échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases.

Un échangeur peut avoir différentes fonctions dans une installation et avoir d'autres noms .[2.3].

- **Échangeur :**

Il permet le transfert de calorie d'un fluide vers un autre sans changement d'état de ces fluides.

- **Condenseur :**

Il permet le changement d'état d'un fluide : exemple passer de l'état gazeux à l'état liquide.

- **Rebouilleur :**

Échangeur de chaleur utilisé pour réchauffer ou vaporiser un fluide.

- **Réchauffeur :**

Il permet d'augmenter la température d'un fluide ou d'un solide pour l'utiliser dans un système exemple réchauffage de l'huile pour une meilleure circulation dans les pipes, réchauffage du gaz avant l'entrée dans une turbine.

- **Glacière :**

Il permet de refroidir un gaz ou un fluide après que celui-ci ait été utilisé exemple soustraire les calories emmagasinées par de l'huile lubrification d'un moteur thermique.

En principe, pour les échangeurs les plus couramment utilisés dans l'industrie, les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison à faible inertie thermique au 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 et, est cédée à l'autre fluide par convection le long de l'autre face. Le rayonnement n'intervient de manière significative que s'il existe des différences de température très importantes entre un fluide semi-transparent et la paroi.

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

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

I. 3 Classification des Échangeurs de Chaleur:

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

- Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs :
- La nature des matériaux qui le constituent (métallique, verre, plastique, graphite) ;
- La nature des fluides de transfert (liquide, gaz, mélange de plusieurs phases, solides pulvérisant).

La conception de l'échangeur ; etc. [4].

I. 3.1 Modes d'écoulement des fluides:

On peut distinguer 3 modes d'écoulement différents :

- **Ecoulement co-courants (Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens) :**

Il s'agit d'échangeurs dits à co-courants ou la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud. Les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase [5].

- **Ecoulement contre courants (Ecoulement des fluides parallèles mais de sens contraires) :**

Il s'agit d'échangeurs à contre courants ou la température du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorables pour l'échange thermique.

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

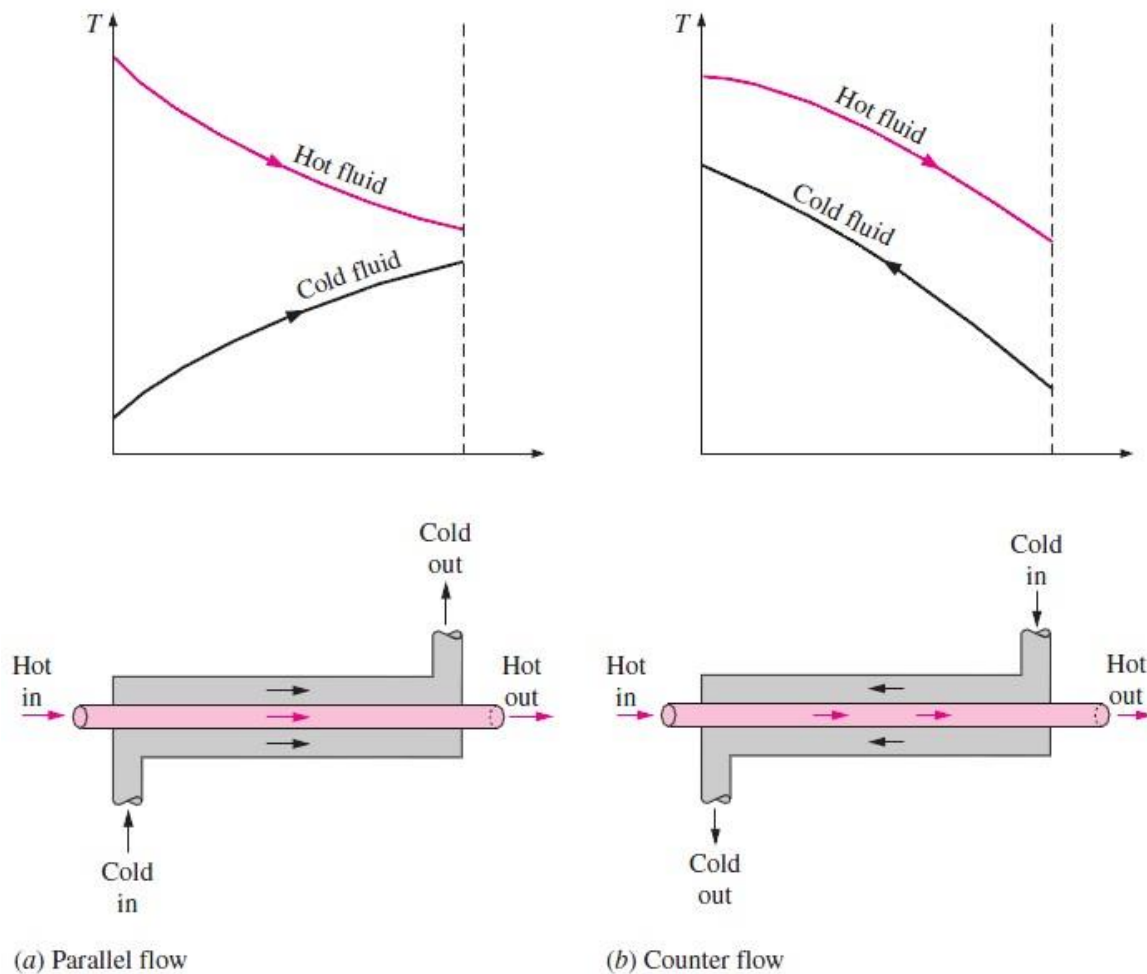


Figure I.1 : Evolutions des températures le long d'échangeurs à courants parallèles.

- **Ecoulement des fluides croisés avec ou sans brassage :**

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre, le fluide non brassé est canalisé : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section, l'autre fluide circule librement entre les veines et peut être considéré comme partiellement brassé du fait des tourbillons générés par les tubes. Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine fluide. Sans cela, les températures varient non seulement avec la direction de l'écoulement, mais aussi dans la section de veine. Une représentation schématique d'échangeur à courant croisés.

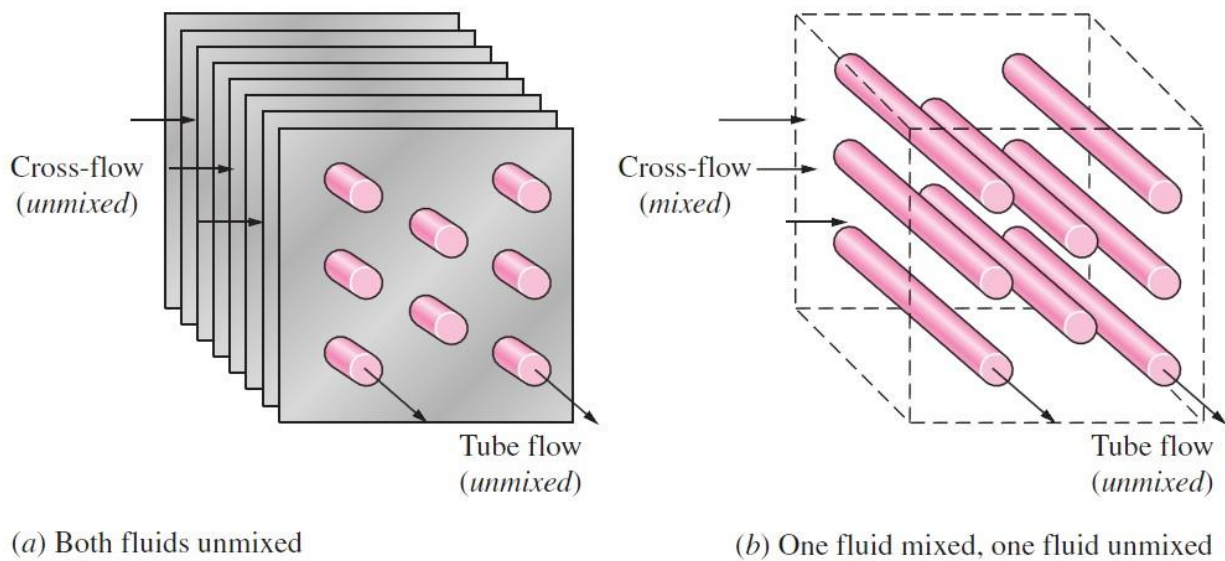


Figure I.2 : Exemples d'échangeurs à courants croisés.

I. 3.2 Procédé de transfert :

Les fluides mis en jeu dans l'échangeur peuvent entrer en contact direct : c'est le cas des tours de refroidissement des centrales nucléaires, si les fluides sont séparés par une paroi comme dans le cas d'un radiateur de chaleur, l'échangeur sera dit à contact indirect. Conception technologique. C'est la classification la plus répandue. Elle s'appuie sur le type de conception de l'échangeur échangeur tubulaire, échangeur à faisceaux de tubes et calandre, échangeur à plaques, échangeurs spirales, ...



Figure I.3 : Centrale nucléaire.

I. 3.3 Conception technologique :**I. 3.3.1 Échangeurs tubulaires**

Ils présentent un certain nombre d'avantages : en particulier ils sont faciles à fabriquer, relativement bon marché, de maintenance aisée et surtout ils peuvent être utilisés à des pressions élevées et à de fortes températures. Leur robustesse et leur fiabilité contrebalancent leur encombrement.

On distingue, le plus souvent, les catégories suivantes :

- Les échangeurs monotubes pour lequel le tube est placé dans un réservoir ;
- Les échangeurs coaxiaux pour lesquels les tubes sont le plus souvent cintrés ;
- Les échangeurs multitubulaires qui existent sous 4 formes :
 - ✓ Les échangeurs à tubes séparés : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises.
 - ✓ Les échangeurs à tubes rapprochés : les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire de rubans enroulés en spirale autour de certains d'entre eux.
 - ✓ Les échangeurs à tubes ailâtés qui permettent d'améliorer le coefficient d'échange lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur s'avère moins bon caloporteur que l'autre, l'utilisation d'ailettes autour des tubes ou dans les tubes s'impose pour que la résistance thermique globale ne soit pas entièrement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique.
 - ✓ Les échangeurs à tube et calandre c'est l'échangeur actuellement le plus répandu de ce fait, ou la calandre est une enveloppe métallique cylindrique entourant un faisceau de tubes : ils possèdent une boîte de distribution c'est-à-dire un dispositif qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes. [7,8].

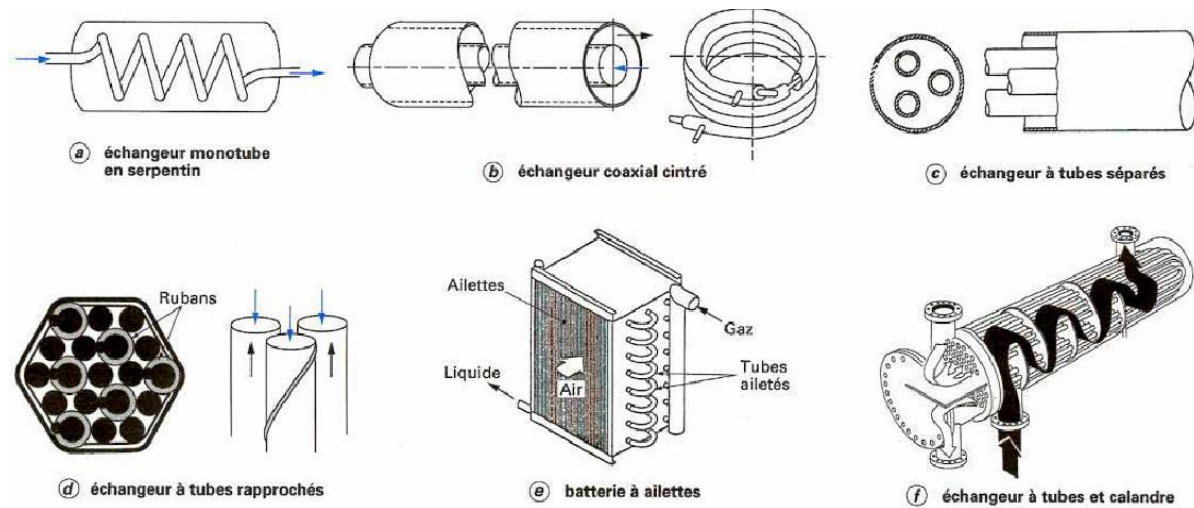


Figure I.4 : échangeur tubulaire

I. 3. 3. 2 Échangeurs à plaques :

Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière. On distingue suivant la géométrie de canal utilisée les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire. Échangeurs à surface primaire.

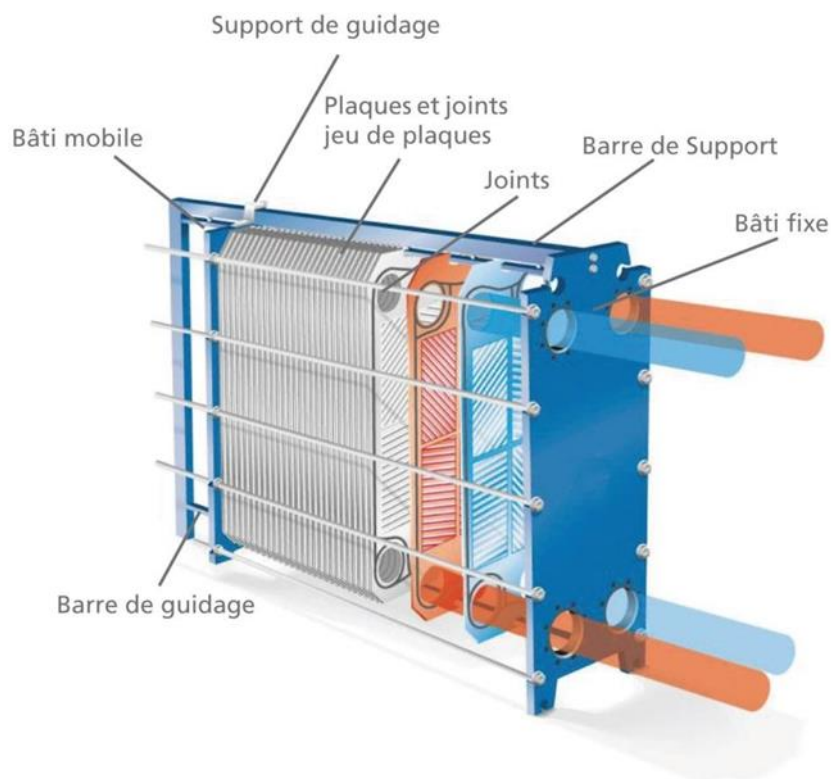


Figure. I. 5 : Exemple d'un échangeur de chaleur à plaque.

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corrugées (figure I 5), 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.

I. 4 Type des échangeurs de chaleur les plus connus :

I. 4.1 Echangeur spiral :

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. [10].



Figure I.6 : Echangeur de chaleur spirale

I. 4.2 Echangeur de chaleur à lamellaires :

L'échangeur de chaleur lamellaires est constitué de plaques formées par des tôles embouties et soudées deux par deux. Ces plaques soudées forment la lamelle dans laquelle l'un des deux fluides s'écoule. Ce type d'échangeur rassemble à l'échangeur de chaleur tubes et calandre où on remplace les tubes par les lamellaires. L'ensemble des lamellaires est inséré dans une calandre où le deuxième fluide s'écoule. Les limites de

fonctionnement de cet échangeur sont de 350 °C en température et 25 bars en pression maximale. Cette technologie d'échangeur est actuellement en pleine mutation . [10].



Figure I.7 : Echangeur de chaleur à lamellaires

I. 4.3 Echangeur de chaleur rotatif :

- **Colonne de Bouhy :**
- Excellente alternative aux échangeurs à plaques dans les sécheurs d'air comprimé, la colonne de Bouhy est en fait un échangeur
- à tête d'épingle auquel a été ajouté un séparateur air/eau centrifuge dans la partie inférieure. Le dispositif dispose de deux échangeurs coaxiaux, le premier servant à amener l'air en dessous de son point de rosée, le second servant à la fois à ramener l'air à une température convenant à son utilisation et surtout à augmenter l'efficacité du refroidissement. Ce type d'échangeur se caractérise par une très faible perte en charge. [10].

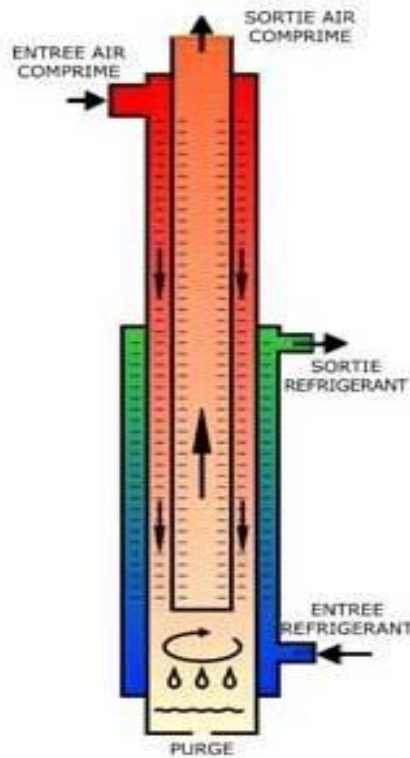


Figure I.8 :Colonne de Bouhy

- **L'échangeur à bloc :**

L'échangeur à bloc est un type d'échangeur de chaleur réservé à des applications particulières. Il consiste en un bloc d'une matière thermiquement conductrice percé de multiples canaux dans lesquels circulent les 2 fluides. Le bloc est le plus souvent composé de graphite additionné parfois de polymères pour améliorer les propriétés mécaniques de l'échangeur. Le bloc est placé dans une structure qui assure la distribution des liquides dans les canaux.

Le bloc peut avoir différentes formes : cylindrique ou cubique. Il peut encore être composé d'un seul bloc ou de plusieurs parties empilées de manière à permettre les fluides de passer d'une partie à l'autre. L'intérêt de ce type d'échangeur de chaleur est principalement sa résistance chimique aux liquides corrosifs ainsi que sa capacité modulaire : le bloc peut facilement être remplacé en cas de fuites. Le fait que le rapport volume libre pour passage des fluides/volume du bloc est très petit crée une grande

inertie dans les cas de changements de température : le bloc agit comme un réservoir et peut lisser les différences de température. [10].



Figure I.9 : L'échangeur à bloc

Les blocs sont cependant fragiles tant aux chocs qu'aux grands écarts de température (problème de dilatation non-uniforme pouvant conduire à des fissurations du bloc). Le prix est relativement élevé par rapport aux autres types d'échangeurs et le transfert de chaleur est en général moyen : l'épaisseur de la paroi d'échange est plus grande que pour une surface d'échange en métal pour cause de fragilité, ce qui augmente la résistance au transfert.

I. 4.4 Échangeur de chaleur à faisceau tubulaire :

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

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

La calandre est généralement réalisée en acier au carbone et les brides portant les boîtes de distribution et le couvercle sont soudées. Les tubes du faisceau répondent à des

spécifications très sévères.[10].

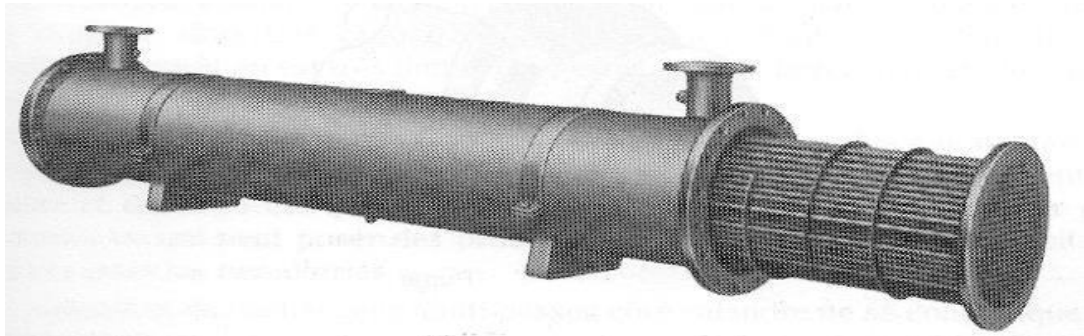


Figure I.10 : Exemple d'un échangeur faisceau et calandre

I. 4.5 Échangeur de chaleur à ailettes :

Un échangeur à ailettes est un échangeur relativement simple : il consiste en un conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques de différentes formes. Le fluide de refroidissement est en général l'air ambiant. La chaleur est transférée du fluide chaud circulant dans le conduit principal aux lames métalliques par conduction thermique ; ces lames se refroidissent au contact de l'air.

Les échangeurs de chaleur tubes à ailettes sont généralement utilisés pour refroidir ou chauffer des fluides au moyen de gaz ou l'inverse (l'eau, la saumure, la vapeur saturée, l'huile hydraulique, l'huile lubrifiante, l'huile thermique, les agents réfrigérants qui condensent ou s'évaporent, etc.). [10].



Figure I.11 : Échangeur de chaleur à ailettes

I. 5 Échangeur de chaleur 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. [7].

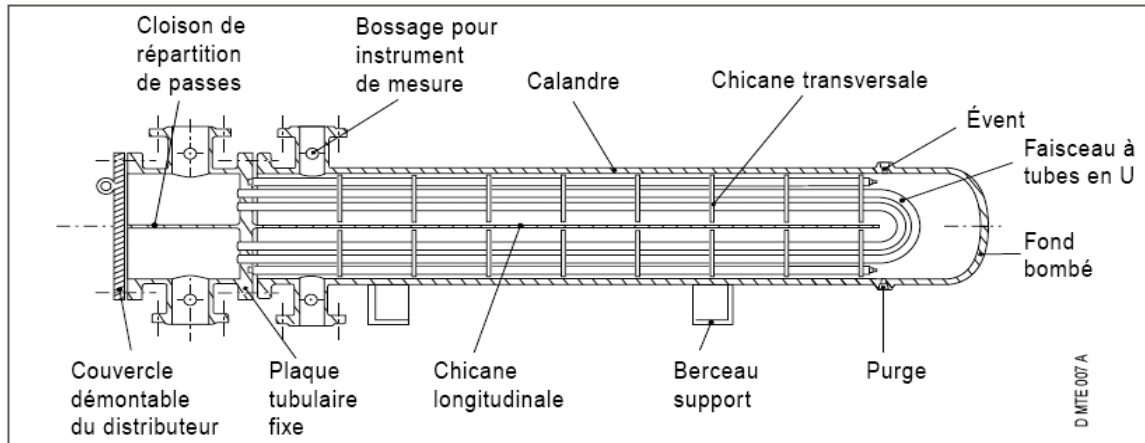


Figure I.12 : Échangeur à tube en U 2.23

I. 6 Prévention de l'encrassement dans les échangeurs

Lorsque la qualité de l'échange diminue, il faut procéder au nettoyage de l'appareil :

- Il existe deux techniques de nettoyage : mécanique et chimique.
- La procédure se déroule pendant le fonctionnement de l'échangeur ou son arrêt, elle sera dite on line ou off line.
- Quel que soit la technique utilisée, deux objectifs sont visés :
 - ✓ Améliorer de façon significative les performances de l'appareil.
 - ✓ Augmenter la durée de service entre deux arrêts programmés.

Phase fonctionnement	Phase d'arrêt
<ul style="list-style-type: none"> • Maintien des conditions de fonctionnement (températures, débit,..). • Prétraitement des fluids. • Utilisation d'additifs (inhibiteurs, acides, antitartres, dispersants). 	<ul style="list-style-type: none"> • Démontage et nettoyage manuel. • Attaques mécanique des dépôts (perçage,..). • Nettoyage hydraulique à la lance (vapeur, air).

Tableau I..1

I. 6.1 Procédé de nettoyage on line (pendant la phase de fonctionnement)

Cette technique de nettoyage peut parfois s'avérer incontournable si l'on doit éviter de perturber le fonctionnement normal d'une installation. Les techniques utilisées :

• **Filtration en amont :**

C'est un procédé indiqué pour les condenseurs qui sont très vulnérables aux particules et micro-organismes contenus dans l'eau.

• **Air cagné :**

Appliquée aux HEX côté calandre, elle consiste à envoyer des "poches d'air" dans le liquide en écoulement et créer ainsi une turbulence locale. Elle comporte un risque d'explosion des mélanges gazeux si le fluide de processus est volatile et inflammable.

- **Boules en caoutchouc spongieux :**

Le nettoyage en continu de la surface interne des tubes s'effectue au moyen de boules en caoutchouc spongieux circulant en permanence dans les tubes.

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

- **Procédés Chimiques :**

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

En particulier, la lutte contre l'encrassement biologique consiste à détruire les micro-organismes ou encore empêcher leur développement par l'emploi de biocides. Le plus utilisé reste le chlore pour son action rapide et sa toxicité pour la plupart des micro-organismes.

I. 6.2 Procédé de nettoyage off line (pendant les phases d'arrêts)

Dans de nombreux cas, que les techniques de traitement des fluides et de nettoyage en continu soient ou non utilisées, il est nécessaire de procéder à 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 ou chimique.



Figure I.13 : Nettoyage des tubes à l'aide d'un pistolet hydraulique .

Filtration en amont :

C'est un procédé indiqué pour les condenseurs qui sont très vulnérables aux particules et micro-organismes contenus dans l'eau.

- **Air cagné :**

Appliquée aux HEX côté calandre, elle consiste à envoyer des "poches d'air" dans le liquide en écoulement et créer ainsi une turbulence locale. Elle comporte un risque d'explosion des mélanges gazeux si le fluide de processus est volatile et inflammable.

- **Boules en caoutchouc spongieux :**

Le nettoyage en continu de la surface interne des tubes s'effectue au moyen de boules en caoutchouc spongieux circulant en permanence dans les tubes.

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

- **Procédés Chimiques :**

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

En particulier, la lutte contre l'encrassement biologique consiste à détruire les micro-organismes ou encore empêcher leur développement par l'emploi de biocides. Le plus utilisé reste le chlore pour son action rapide et sa toxicité pour la plupart des micro-organismes.

I. 7 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. [7].

I. 7.1 Nettoyage à l'eau sous pression

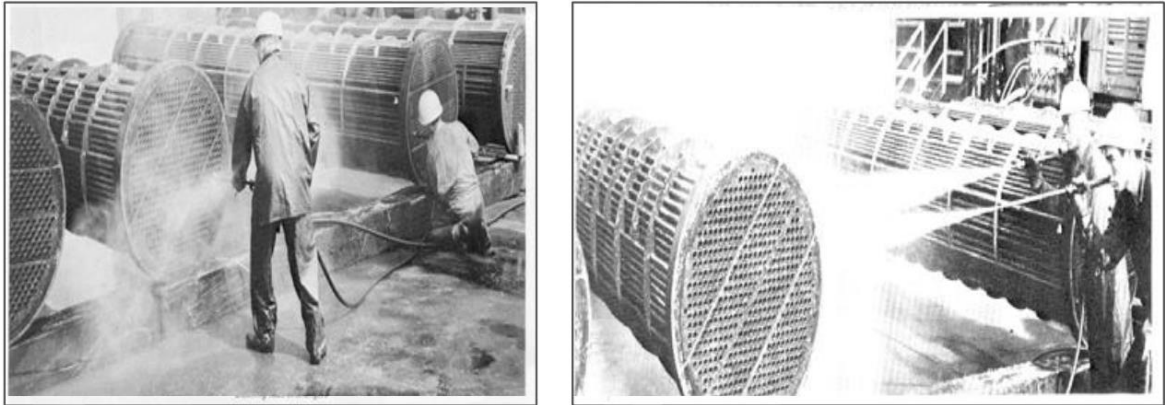


Figure I.14: Nettoyage à l'eau sous pression des faisceaux tubulaires.

I. 7.2 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.

Ces outils peuvent être :

- A moteur d'entraînement électrique ou pneumatique entraînant une transmission flexible en rotation à l'extrémité de laquelle sont montés des outils tels que : des outils à molettes travaillant par frappe élastique, des outils à lames ou à éléments
- expansibles travaillant par grattage, des écouvillons (ou brosses).

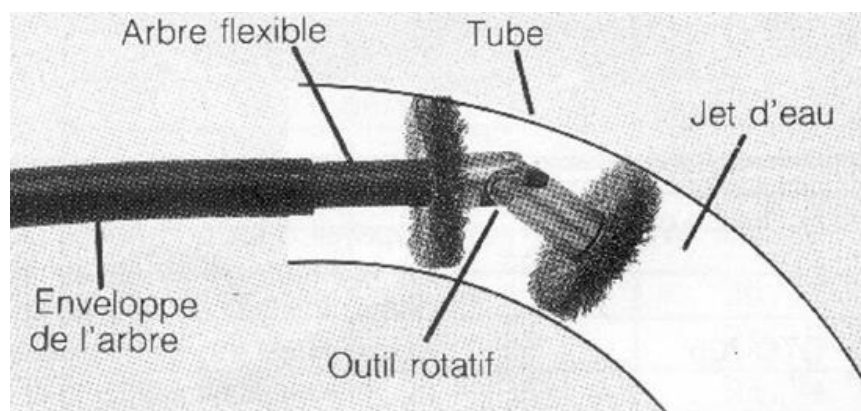


Figure I.15 : Exemple de nettoyage d'un tube en U .

- A moteur d'entraînement pneumatique pénétrant dans les tubes, montés à l'extrémité d'un tuyau d'alimentation en air, les outils utilisés :
 - ✓ Outils à molettes ou à lames.
 - ✓ Tarières sur joint de cadran pour casser les dépôts durs.
- A moteur d'entraînement pneumatique ou électrique à percussion entraînant des tubes épais se rabotant entre eux et à l'extrémité desquels sont montés les outils de nettoyage :
 - ✓ Taillant pour enlèvement de dépôts très durs et épais.
 - ✓ Trépan pour enlèvement de tous dépôts.
 - ✓ Traceurs pour enlèvement de certains dépôts mous ou pâteux.
 - ✓ Ecouillons.
 - ✓ Mèches hélicoïdales pour enlèvement de dépôts collants.
- Pistolet hydraulique (pression d'utilisation : 6 à 15 bar) propulsant des écouillons spéciaux dans les tubes, il permet d'enlever des dépôts de boues ou d'algues dans des tubes de petit diamètres.

I. 8 Nettoyage chimique :

Il présente de nombreux avantages :

- Opération rapide et efficace.
- Les surfaces d'échange ne subissent pas de dégâts mécaniques importants.
- Les solutions chimiques pénètrent 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. [2.7].

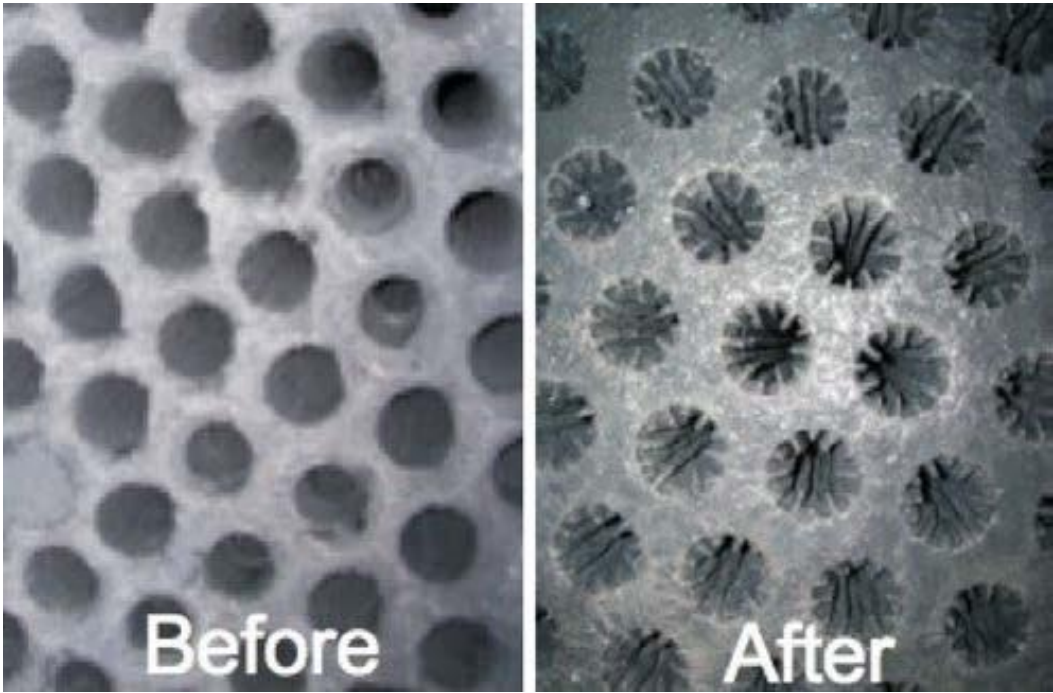


Figure I.16: Emploi de l'azote liquide.

Chapitre II : Bilan enthalpiques

II. 1 Bilans Enthalpiques :

II. 1.1 Bilans globaux enthalpiques et calorifiques :

En toute généralité, un échangeur de chaleur est un appareil où :

- soit on chauffe un fluide par refroidissement d'un autre.
- soit on amène un fluide à changer d'état par refroidissement (ou réchauffement) d'un autre.

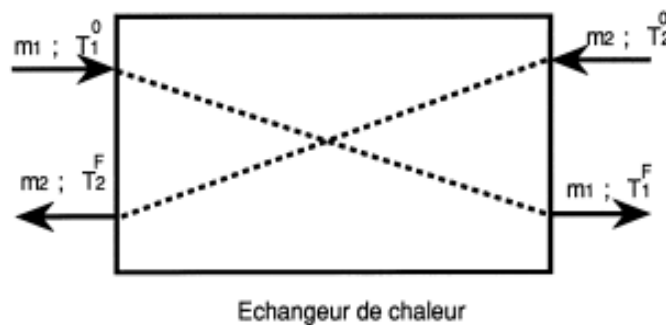


Figure II.1 : Echangeur de chaleur

Dans les développements qui suivent nous nous bornerons le plus souvent au premier cas.

En conséquence, si on introduit dans un échangeur :

- un fluide chaud avec un débit massique m_1 , une enthalpie massique h_1^0 , une capacité calorifique massique c_{p1} , et une température T_1^0 .
- un fluide froid avec un débit massique m_2 , une enthalpie massique h_2^0 , une capacité calorifique massique c_{p2} , et une température T_2^0 .
- On peut écrire la relation suivante qui est toujours vérifiée en régime stationnaire (aux pertes près). C'est la relation de bilan thermique global, où Q désigne la quantité de chaleur échangée par unité de temps dans l'appareil :
- Dans les développements qui suivent nous nous bornerons le plus souvent au premier cas. En conséquence, si on introduit dans un échangeur :
- un fluide chaud avec un débit massique m_1 , une enthalpie massique h_1^0 , une capacité calorifique massique c_{p1} , et une température T_1^0 .
- un fluide froid avec un débit massique m_2 , une enthalpie massique h_2^0 , une capacité calorifique massique c_{p2} , et une température T_2^0 .

- On peut écrire la relation suivante qui est toujours vérifiée en régime stationnaire (aux pertes près). C'est la relation de bilan thermique global, où Q désigne la quantité de chaleur échangée par unité de temps dans l'appareil :

$$Q = m_1 \cdot (h_1^0 - h_1^F) = m_2 \cdot (h_2^F - h_2^0)$$

- Les enthalpies h_i sont définies à partir d'une température de référence T_0 . Si aucun des deux fluides ne subit de changement de phase au sein de l'échangeur cette relation s'écrit :

$$Q = m_1 \cdot \int_{T_1^F}^{T_1^0} C_{p1} \cdot dT_1 = m_2 \cdot \int_{T_2^0}^{T_2^F} C_{p1} \cdot dT_2$$

- Enfin, si les coefficients c_{pi} varient suffisamment peu dans l'intervalle de température considéré pour que l'on puisse admettre qu'ils sont constants, il vient :

$$Q = m_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_1^0 - T_1^F) = m_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_2^F - T_2^0)$$

II. 1.2 Bilan de transfert thermique :

Dans le paragraphe précédent, nous avons établi dans le cas d'un échange de chaleur à travers une paroi, que l'on peut exprimer le flux spécifique de chaleur sous la forme du produit d'un coefficient global de transfert (supposé constant) par une différence de potentiel. Celle-ci est la différence des températures (ΔT) qui règne dans les fluides de part et d'autre de la paroi. On obtient ainsi une expression locale du flux par unité de surface.

Le problème qui se pose alors est analogue à celui des réacteurs chimiques. Il faut sommer cette relation sur une surface ΔG où la différence de température est constante. Il vient :

$$\Delta Q = h \cdot \Delta T \cdot \Delta A$$

Il faut ensuite calculer le flux de chaleur Q , transféré par unité de temps dans l'ensemble de l'appareil. Comme dans le cas des réacteurs, deux cas se présentent :

- la différence de température ΔT est indépendante de la position dans l'appareil de la portion d'aire de la paroi où se produit l'échange thermique,
- la différence de température ΔT dépend de la position dans l'appareil de la portion d'aire de la paroi où se produit l'échange thermique ;

il faut alors connaître les écoulements dans l'appareil, afin de relier l'aire d'échange.

Echange de chaleur à ΔT constant :

Réalisations technologiques ou changements d'état Trois circonstances différentes peuvent amener un transfert à ΔT uniforme :

- La première correspond au premier schéma (a) de qui montre deux cuves contiguës, parfaitement agitées, qui échangent de la chaleur à travers la paroi commune. Cette situation, lourde au plan technique, est médiocrement efficace au plan du transfert thermique et ce transfert est dans ce cas plutôt la conséquence - heureuse ou malheureuse d'autres choix.
- La seconde circonstance correspond au deuxième schéma (b) qui montre une cuve parfaitement agitée, munie d'une double enveloppe dans laquelle un fluide subit un changement d'état, pour refroidir ou réchauffer la cuve (qui est souvent un réacteur). Cette réalisation technique correspond par exemple au réchauffement du réacteur par condensation de vapeur d'eau dans la double enveloppe. L'ajustage de la pression dans la double enveloppe permet d'imposer la température de chauffe.
- La troisième circonstance correspond au cas où, de part et d'autre de la paroi à travers laquelle se fait l'échange, se produit un changement d'état : condensation du côté chaud, ébullition de l'autre côté. Il est clair que dans ce cas les températures sont constantes de chaque côté et donne que l'échange ne dépend pas des écoulements. Il est non moins clair que ce cas est un cas limite, car il est rare que le transfert se limite des deux côtés à un simple changement de phase.

II. 1. 2. 1 Calcul de la quantité de chaleur échangée :

En se plaçant dans l'hypothèse où il n'y a pas de changement d'état, on peut écrire les relations suivantes, Le transfert a lieu de le sens 1 à 2, car $T_1^F > T_2^F$, On utilise les relations suivantes :

- La relation de bilan global, établie dans le cas où les coefficients C_{pi} sont constants :

$$Q = m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_1^0 - T_1^F) = m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_2^F - T_2^0)$$

Ou les inconnues mettent Q, T_1^F et T_2^F .

- le bilan de transfert thermique : $\Delta Q = h \cdot \Delta T \cdot \Delta A$

Or, puisque de deux cotés les cuves sont parfaitement agitées, il vient :

$$\Delta A = A \text{ et } \Delta T = T_1^F - T_2^F$$

et donc :

$$Q = h \cdot (T_1^F - T_2^F) \cdot A$$

Pour exploiter ces relations, on peut utiliser L'additivité des potentiels, comme pour résoudre un problème élémentaire d'électricité :

$$T_1^0 - T_2^0 = (T_1^0 - T_1^F) + (T_1^F - T_2^F) + (T_2^F - T_2^0)$$

Ces potentiels sont :

$$T_1^0 - T_1^F = \frac{Q}{m_1 \cdot c_{P1}}, T_2^F - T_2^0 = \frac{Q}{m_2 \cdot c_{P2}} \text{ et } T_1^F - T_2^F = \frac{Q}{h \cdot A}$$

Puisque le négatif de transfert est adiabatique. le flux transitoire Q est le même pour les deux et il vient :

$$T_1^0 - T_2^0 = \left(\frac{Q}{m_1 \cdot c_{P1}} \right) + \left(\frac{Q}{h \cdot A} \right) + \left(\frac{Q}{m_2 \cdot c_{P2}} \right)$$

On peut donc exprimer Q en fonction de quantes crasucs :

$$Q = \frac{T_1^0 - T_2^0}{\left(\frac{1}{m_1 \cdot c_{P1}} + \frac{1}{h \cdot A} + \frac{1}{m_2 \cdot c_{P2}} \right)}$$

Ceci permet de calculer les températures de sortie des deux fluides :

$$T_1^F = T_1^0 - \left(\frac{Q}{m_1 \cdot c_{P1}} \right) \text{ et } T_2^F = T_2^0 + \left(\frac{Q}{m_2 \cdot c_{P2}} \right)$$

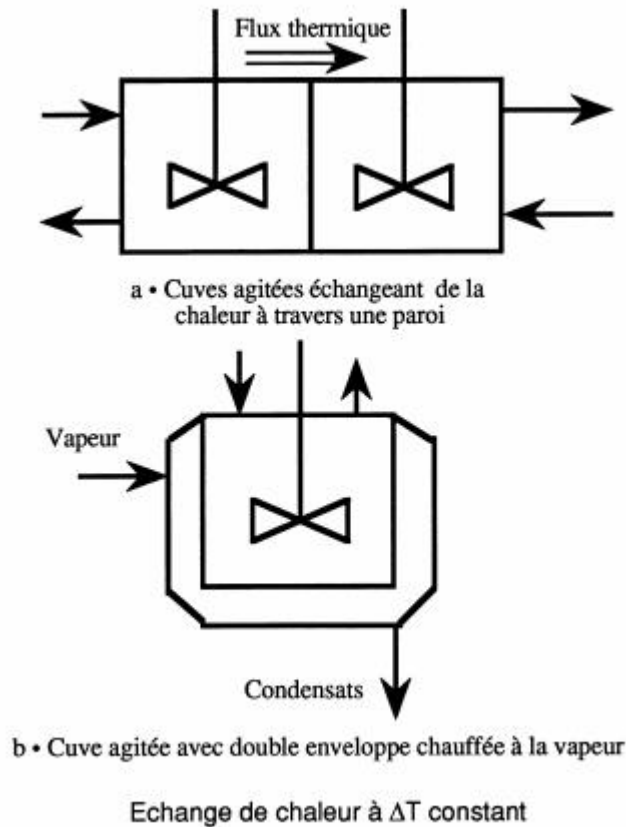


Figure II.2 : Echange de chaleur à ΔT constant.

Si l'échangeur était * parfait *, les températures de sortie seraient égales: $T_M = T_1^F = T_2^F$
 La température T_M est appelée température de mélange des deux fluides, car c'est la température que prendrait le mélange des deux fluides. Ceci n'est vrai en toute rigueur que si le mélange effectif ne s'accompagne pas de changements d'état ou même d'un dégagement ou d'une absorption d'une chaleur de mélange (comme dans le cas de l'eau et de l'acide sulfurique, par exemple). Cela signifierait que :

$$T_1^0 - \left(\frac{Q}{m_1 \cdot c_{P1}} \right) = T_2^0 + \left(\frac{Q}{m_2 \cdot c_{P2}} \right)$$

et donc :

$$Q = \frac{T_1^0 - T_2^0}{\left(\frac{1}{m_1 \cdot c_{P1}} + \frac{1}{m_2 \cdot c_{P2}} \right)}$$

Si l'on compare avec la relation qui nous a permis de calculer Q , on constate que ces deux relations ne sont compatibles que si : $h * A_T \rightarrow \infty$. L'échange de chaleur ne peut

atteindre sa limite thermodynamique que si la surface d'échange ou le coefficient globale

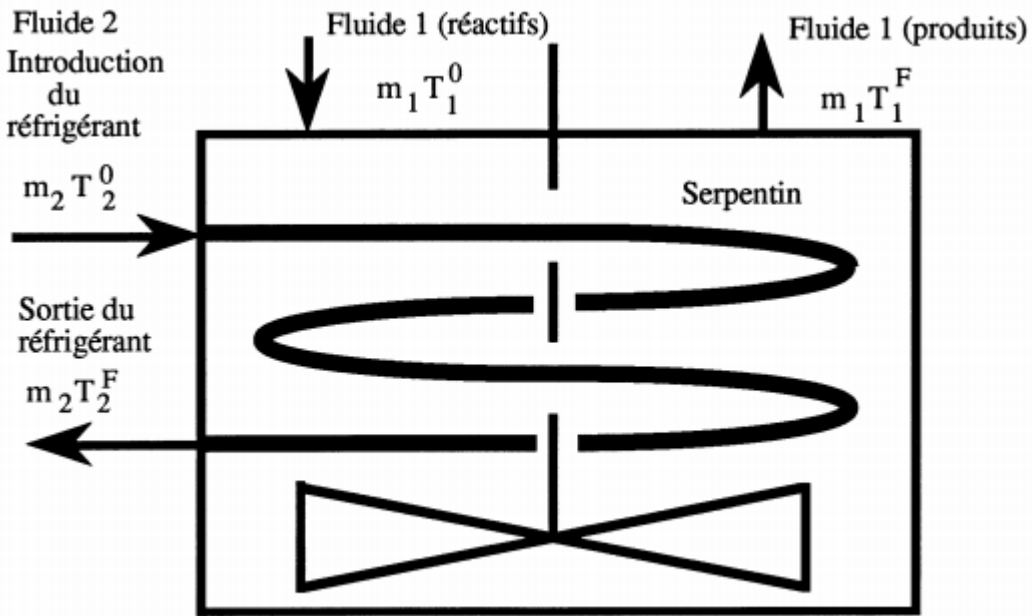
La généralisation au cas où il y a un (ou deux) changement(s) d'état (sans changement de température) est immédiate. La température d'entrée est égale dans ce cas à la température de sortie. Du côté du fluide qui change d'état, la connaissance de Q permet de calculer la fraction du flux entrant évaporé (ou condensé). Le plus souvent, quand on chauffe à la vapeur, on règle l'alimentation en maintenant la pression de la double enveloppe à une valeur prescrite et en recueillant les condensats. Le débit de condensat, multiplié par la chaleur latente de vaporisation à la température considérée, est alors égal au flux de chaleur transférée Q .

II. 1.3 Echange de chaleur entre un fluide à température constante et un autre à température variable :

II. 1. 3. 1 Cuves et serpentins

Bien que des fluides circulant à courants parallèles dans un échangeur puissent conduire à une situation formellement identique s'il y a changement de phase d'un des côtés, nous ne traiterons que le cas de la cuve agitée et du serpent, tel que schématisé sur la figure. Ce dispositif permet de refroidir (ou, plus rarement de réchauffer) une cuve parfaitement agitée. Le serpent n'est autre qu'un tuyau où circule le réfrigérant, dimensionné de préférence pour que l'écoulement du fluide 1 qui circule à l'intérieur soit turbulent. Nous modéliserons donc cet écoulement par un écoulement de type piston.

L'agitation de la cuve peut être assurée par un agitateur comme le suggère le dessin de la figure 36, elle peut également être le résultat des courants dus à la convection naturelle, qui s'établissent spontanément quand il n'y a pas d'agitation. Dans ce dernier cas, le coefficient de transfert du côté de la cuve est en général assez faible, suffisamment pour que le coefficient global en soit affecté. Dans tous les calculs que nous effectuerons, nous admettrons que l'écoulement est parfaitement agité dans la cuve.



Cuve agitée refroidie par un serpentin

Figure II.3: Cuve agitée refroidie par un serpentin.

II. 1.4 Calcul de la quantité de chaleur échangée

Le transfert à lieu du fluide I vers le fluide 2. On suppose que l'on connaît T_1^0 et que l'en Du côté du serpentin, la température varie continûment de T_2^0 / T_2^F .

En se plaçant dans l'hypothèse où il a' y a ni changement d'ecat ai réaction chimique, et avec les notations de 4, on peut écrire les relations suivantes :

- La relation de bilan global :

$$Q = m_1 \cdot \int_{T_1^F}^{T_1^0} C_{P1} \cdot dT_1 = m_2 \cdot \int_{T_2^0}^{T_2^F} C_{P1} \cdot dT_2$$

Rappelons que cette relation est particulièrement simple dans le cas où les coefficients c_{Fi} sont constants:

$$Q = m_1 \cdot c_{P1} \cdot (T_1^0 - T_1^F) = m_2 \cdot c_{P1} \cdot (T_2^F - T_2^0)$$

Cette relation permet de calculer Q et T_2^F .

- Le bilan de transfert thermique:

$$\Delta Q = h \cdot \Delta T \cdot \Delta A_T$$

Puisque la température T_1 est égale à T_1^F , la différence de potentiel $\Delta T = (T_1^F - T_2)$ dépend de la position du point du serpentin que l'on considère. Si la longueur de ce serpentin est Z et sa cote courante z , il vient :

$$dA = a \cdot dz, A = a \cdot Z$$

Il convient alors de raisonner sur $\Delta A = dA$ et donc d'exprimer le flux thermique entre z et $z + dz$, il vient :

$$dQ = h \cdot dA \cdot (T_1^F - T_2)$$

où T_2 est une fonction de z . La dissymétrie du problème impose le choix du fluide ; dans le cas présent, on ne peut exprimer commodément que les variations de température du fluide 2 le long de la surface S . Estivons que, pendant une unité de temps, la chaleur (S) qui sort avec le fluide 2 dans la tranche a à la cote $z + dz$, est la somme de celle qui entre (E) avec le fluide 2 à la cote z et de celle qui est transférée du fluide 1 au fluide 2 (Tr), dans l'intervalle de longueur dz . On prend soin d'écrire ce bilan de transfert thermique avec des quantités essentiellement positives :

$$S = E + Tr$$

Il vient, en prenant T_0 comme température de référence :

$$\begin{aligned} E &= m_2 \cdot c_{p2} \cdot [T_2(z) - T_0] \\ S &= m_2 \cdot c_{p2} \cdot [T_2(z + dz) - T_0] \\ Tr &= dQ = h \cdot dA \cdot [T_1^F - T_2(z)] \end{aligned}$$

En regroupant les termes E , S et T , il vient :

$$m_2 \cdot c_{p2} \cdot dT_2 = h \cdot dA \cdot [T_1^F - T_2(z)]$$

De cette relation, on tire :

$$dz = \frac{dA}{a} = \frac{m_2 \cdot c_{p2}}{h \cdot a} \cdot \frac{dT_2}{T_1^F - T_2(z)}$$

On peut ainsi calculer la longueur Z du serpentin :

$$Z = \int_{T_2^0}^{T_2^F} \frac{m_2 \cdot c_{p2}}{h \cdot a} + \frac{dT_2}{T_1^F - T_2(z)}$$

Traditionnellement, on utilise une valeur moyenne du premier rapport sous le signe somme, car, même dans le cas où les variations des termes qu'il contient ne sont pas négligeables, elles sont faibles devant celles du second. Il vient :

$$Z = \left(\frac{m_2 \cdot C_{P2}}{h \cdot a} \right) \cdot \int_{T_2^0}^{T_2^f} \frac{dT_2}{T_1^f - T_2(z)}$$

On définit ainsi une Hauteur d'Unité de Transfert thermique (ainsi appelée, car ce terme a la dimension d'une longueur) :

$$HUT_\phi = \left(\frac{m_2 \cdot C_{P2}}{h \cdot a} \right)$$

et un Nombre d'Unités de Transfert thermique, (ainsi appelé, car ce terme est adimensionnel) :

$$NUT_\phi = \int_{T_2^0}^{T_2^f} \frac{dT_2}{T_1^f - T_2(z)}$$

Dans le cas présent, la NUT_ϕ peut être calculée analytiquement, et il vient :

$$NUT_\phi = \ln \left(\frac{T_1^F - T_2(0)}{T_1^F - T_2(Z)} \right) = \ln \left(\frac{T_1^F - T_2^p}{T_1^p - T_2^F} \right)$$

Remarque : si l'équilibre thermique était atteint entre les deux flux, le bilan thermique :

$$Q = m_1 \cdot c_m \cdot (T_1^* - T_1^F) = m_2 \cdot c_{R2} \cdot (T_1^F - T_2^0)$$

imposerait: $T_1^F = T_2^F = T_M$. Deux conclusions peuvent être alors dégagées :

- d'une part, la température limite que peut atteindre chaque fluide est la température de mélange T_M
- d'autre part, il est clair que NUT_ϕ tend vers l'infini quand les températures des deux fluides tendent vers la température de mélange. A moins que le produit : $h \cdot a$ tende lui-même vers l'infini, la longueur de l'échangeur Z tend vers l'infini. On retrouve ainsi un résultat évident a priori : l'équilibre thermique ne peut être obtenu que grâce à un appareil de dimension infinie, ou ayant un coefficient d'échange infini.

II. 1.5 Echangeur chaleur à courants parallèles :

II. 1. 5. 1 Modélisation :

On conçoit aisément que pour assurer un échange de chaleur important entre deux fluides, on ait l'idée de les faire circuler dans des tuyaux de diamètres judicieusement choisis pour que les écoulements y soient turbulents, et que leur surface de contact soit proportionnelle à la longueur de l'échangeur. La réalisation commode de ce type d'échangeur est une calandre allongée où circule l'un des fluides. Elle contient un certain nombre de tuyaux où circule l'autre fluide.

Dans ce cas, il est clair qu'il faut modéliser les écoulements pour dimensionner l'échangeur : à l'évidence, le modèle de l'écoulement piston est celui qui correspond le mieux aux données du problème. Deux cas se présentent, selon que les écoulements se font, ou non, dans le même sens. Nous admettrons dans la suite qu'il n'y a pas de changement de phase, que le transfert a lieu du fluide 1 vers le fluide 2, et que les données suivantes sont connues:

- débits et les températures d'entrée.
- coefficient d'échange global.
- aire d'interface par unité de longueur.

Nous admettrons également que l'on s'impose une température de sortie, par exemple la température de sortie T_1^F du fluide qui se refroidit. Le but est de calculer

- ✓ la longueur de l'échangeur nécessaire pour atteindre T_1^F .
- ✓ la quantité de chaleur Q échangée par unité de temps.

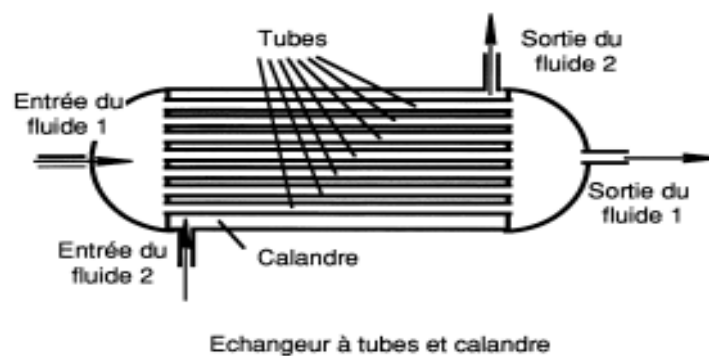


Figure II.4: Echangeur à tubes calandre.

II. 1.6 Echange de chaleur antiméthodique :

Ce cas correspond à des flux parallèles et de même sens. Un schéma de principe est dessiné. En utilisant les notations de cette figure, on peut établir les relations suivantes:

Bilan global :

$$Q = m_1 \cdot \int_{T_1^F}^{T_1^0} c_{p1} \cdot dT_1 = m_2 \cdot \int_{T_2^0}^{T_2^F} c_{p2} \cdot dT_2$$

Rappelons que, si les coefficients c_{pi} sont constants dans l'intervalle de température considéré. Cette expression prend la forme très simple :

$$Q = m_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_1^0 - T_1^F) = m_2 \cdot c_p \cdot (T_2^F - T_2^0)$$

Pour établir le bilan de transfert thermique, il faut raisonner ici sur une tranche Δa , telle que les températures T_1 et T_2 soient constantes dans la tranche considérée. Il vient : $\Delta A = da = a \cdot dz$. Entre z et $z + dz$, on peut écrire le bilan de transfert thermique relatif à un des fluides dont le choix est ici indifférent. Nous effectuerons cette opération sur le fluide 1. Ecrivons que, pendant une unité de temps, la chaleur qui entre avec le fluide 1 dans la tranche à la cote z (E) se partage entre celle qui sort avec le fluide 1 à $z + dz$ (S) et celle qui est transférée au fluide 2 (Tr).

On prend soin d'écrire ce bilan de transfert thermique avec des quantités essentiellement positives:

$$E = S + T$$

Il vient :

$$\begin{aligned} E &= m_1 \cdot c_{p1} \cdot [T_1(z) - T_0] \\ S &= m_1 \cdot c_{p1} \cdot [T_1(z + dz) - T_0] \\ T &= h \cdot dA \cdot [T_1(z) - T_2(z)] \end{aligned}$$

En combinant les relations obtenues ci-dessus, on obtient :

$$m_1 \cdot c_{p1} \cdot [T_1(z) - T_0] = m_1 \cdot c_{p1} \cdot [T_1(z + dz) - T_0] + h \cdot dA \cdot [T_1(z) - T_2(z)]$$

Cette expression se met sous la forme :

$$m_1 \cdot c_{p1} \cdot dT_2 = -h \cdot dA \cdot [T_1 - T_2]$$

On en tire une expression de la longueur élémentaire dz :

$$dz = \frac{dA}{a} = - \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{h \cdot a} \cdot \frac{dT_1}{T_1 - T_2}$$

Par intégration, on trouve une expression de la longueur Z de l'échangeur :

$$Z = - \int_{T_1^0}^{T_1^F} \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{h \cdot a} \cdot \frac{dT_1}{T_1 - T_2} = \int_{T_1^F}^{T_1^0} \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{h \cdot a} \cdot \frac{dT_1}{T_1 - T_2}$$

On remarque toutefois que cette expression de Z dépend non seulement de T_1 , mais également de T_2 . Pour poursuivre le calcul, il est donc nécessaire d'exprimer T_2 en fonction de T_1 , Ceci peut être effectué grâce à l'opérateur thermique que l'on obtient en établissant le bilan thermique entre les cotes 0 et z sur la surface Σ . Ce bilan a une forme particulièrement simple quand les c_{p_i} sont constants, et nous admettrons que cette condition est remplie, il vient alors :

$$m_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_1^0 - T_1) = m_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_2 - T_2^0)$$

On en tire l'expression de T_2 en fonction de T_1 :

$$T_2 = T_2^0 + \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}} \cdot (T_1^0 - T_1)$$

L'expression de Z devient :

$$Z = \int_{T_1^F}^{T_1^0} \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{h \cdot a} \cdot \frac{dT_1}{T_1 \cdot \left(1 + \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}}\right) - \left(T_2^0 + \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}} \cdot T_1^0\right)}$$

On peut alors poursuivre l'intégration qui conduit à :

$$Z = \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{h \cdot a \cdot \left(1 + \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}}\right)} \cdot \ln \left[\frac{T_1^0 - T_2^0}{T_1^F - \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}} \cdot (T_1^0 - T_1^F) - T_2^0} \right]$$

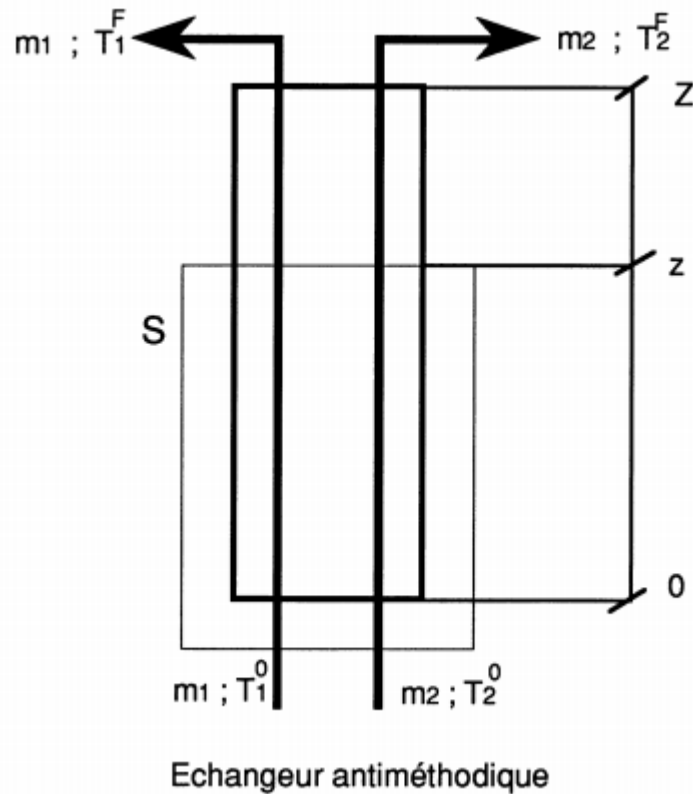


Figure II.5: Echangeur anitiméthodique.

En utilisant le bilan thermique global :

il vient donc :

$$m_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_1^0 - T_1^F) = m_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_2^F - T_2^0)$$

$$Z = \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{h \cdot a \cdot \left(1 + \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}}\right)} \cdot \ln \left[\frac{T_1^0 - T_2^0}{T_1^F - T_2^F} \right]$$

Soit :

$$HUT_{\phi}^1 = \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{h \cdot a}$$

et on peut exprimer la NUT_{ϕ}^1 en fonction des ΔT aux extrémités de l'appareil :

$$NUT_{\phi}^1 = \frac{1}{1 + \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}}} \cdot \ln \left[\frac{T_1^0 - T_2^0}{T_1^F - T_2^F} \right] = \frac{1}{1 + \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}}} \cdot \ln \left[\frac{\Delta T^0}{\Delta T^F} \right]$$

Ici encore, si l'équilibre thermique était atteint entre les deux flux, le bilan thermique :

$$Q = m_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_1^0 - T_1^F) = m_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_2^F - T_2^0)$$

Imposerait : $T_1^F = T_2^F = T_M$. Les conclusions dégagées dans le paragraphe précédent restent valides:

- d'une part, la température limite que peut atteindre chaque fluide est la température de mélange T_M .
- d'autre part, il est clair que NUT_ϕ tend vers l'infini quand les températures des deux fluides tendent vers la température de mélange, c'est-à-dire quand ΔT tend vers 0. A moins que le produit $\hat{F} \cdot a$ tende lui-même vers l'infini, la longueur de l'échangeur Z tend elle-même vers l'infini. On confirme encore que l'équilibre thermique ne peut être obtenu que grâce à un appareil de dimension infinie, ou ayant un coefficient d'échange infini.

II. 1.7 Echangeur de chaleur méthodique :

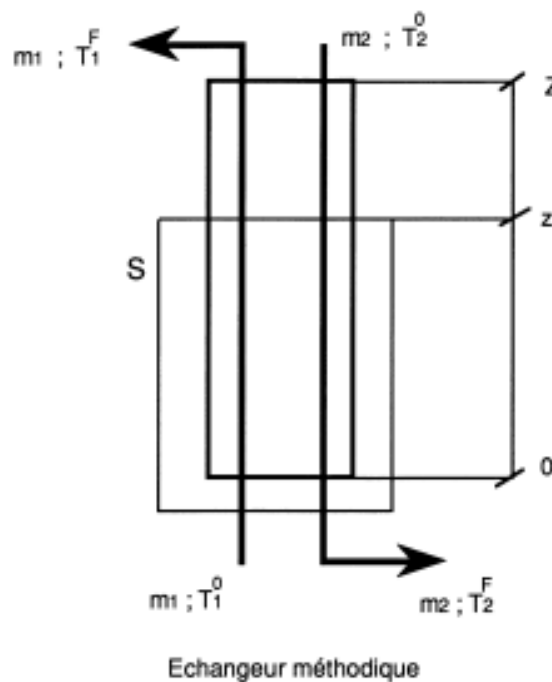


Figure II.6: Echangeur méthodique.

En utilisant les notations de cette figure, on peut établir les relations suivantes:

Bilan global :

$$Q = m_1 \cdot \int_{T_1^F}^{T_1^0} c_{P1} \cdot dT_1 = m_2 \cdot \int_{T_2^0}^{T_2^F} c_{P2} \cdot dT_2$$

Rappelons que dans ce cas également, si les coefficients e_p sont constants dans l'intervalle de température considéré, cette expression prend la forme très simple :

$$Q = m_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_1^0 - T_1^F) = m_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_2^F - T_2^0)$$

Pour établir le bilan de transfert thermique, il faut raisonner ici aussi sur une tranche ΔA , telle que les températures T_1 et T_2 soient constantes dans la tranche considérée. Il vient: $\Delta A = d, A = a \cdot dz$. Entre z et $z + dz$, on peut écrire le bilan de transfert thermique relatif à un des fluides dont le choix est indifférent. Nous effectuerons cette opération sur le fluide 1. Ecrivons que, pendant une unité de temps, la chaleur qui entre avec le fluide 1 dans la tranche à la cote z (E) se partage entre celle qui sort avec le fluide 1 à $z + dz$ (S) et celle qui est transférée au fluide 2 (Tr). On prend soin d'écrire ce bilan avec des quantités essentiellement positives:

$$E = S + Tr$$

Il vient :

$$\begin{aligned} E &= m_1 \cdot c_{p1} \cdot [T_1(z) - T_0] \\ S &= m_1 \cdot c_{p1} \cdot [T_1(z + dz) - T_0] \\ Tr &= h \cdot dA \cdot [T_1(z) - T_2(z)] \end{aligned}$$

En combinant les relations obtenues ci-dessus, on obtient :

$$m_1 \cdot c_{p1} \cdot [T_1(z) - T_0] = m_1 \cdot c_{p1} \cdot [T_1(z + dz) - T_0] + h \cdot dA \cdot [T_1(z) - T_2(z)]$$

Cette expression se met sous la forme :

$$m_1 \cdot c_{p1} \cdot dT_1 = -h \cdot dA \cdot [T_1 - T_2]$$

On en tire une expression de la longueur élémentaire dz :

$$dz = \frac{dA}{a} = -\frac{m_1 \cdot c_{p1}}{h \cdot a} \cdot \frac{dT_1}{T_1 - T_2}$$

Par intégration, on trouve une expression de la longueur Z de l'échangeur :

$$Z = \int_{T_1^F}^{T_1^0} \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{h \cdot a} \cdot \frac{dT_1}{T_1 - T_2}$$

On remarque que cette expression de Z dépend non seulement de T_1 , mais également de T_2 , comme dans le cas de l'échange antiméthodique. Pour poursuivre le calcul, il faut exprimer T_2 en fonction de T_1 . Ceci peut être effectué en écrivant l'opérateur thermique

que l'on obtient en établissant le bilan thermique entre les cotes 0 et z. Ce bilan a une forme particulièrement simple quand les c_{p_i} sont constants. Nous admettrons que cette condition est remplie, il vient alors :

$$m_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_1^0 - T_1) = m_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_2^F - T_2)$$

On en tire l'expression de T_2 en fonction de T_1 :

$$T_2 = T_2^F - \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}} \cdot (T_1^0 - T_1)$$

Sous réserve que $m_1 \cdot c_{p1} \neq m_2 \cdot c_{p2}$, l'expression de Z devient :

$$Z = \int_{T_1^F}^{T_1^0} \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{h \cdot a} \times \frac{dT_1}{T_1 \cdot \left(1 - \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}}\right) - \left(T_2^F - \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}} \cdot T_1^0\right)}$$

On peut alors poursuivre l'intégration qui conduit à :

$$Z = \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{h \cdot a \cdot \left(1 - \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}}\right)} \cdot \ln \left[\frac{T_1^0 - T_2^F}{T_1^F \cdot \left(1 - \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}}\right) - T_2^F + \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}} \cdot T_1^0} \right]$$

En utilisant le bilan thermique global :

$$m_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_1^0 - T_1^F) = m_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_2^F - T_2^0)$$

il vient donc :

$$Z = \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{h \cdot a \cdot \left(1 - \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}}\right)} \cdot \ln \left(\frac{T_1^0 - T_2^F}{T_1^F - T_2^0} \right)$$

Soit :

$$HUT_{\phi}^1 = \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{h \cdot a}$$

et :

$$NUT_{\phi}^1 = \frac{1}{1 - \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}}} \cdot \ln \left(\frac{T_1^0 - T_2^F}{T_1^F - T_2^0} \right) = \frac{1}{1 - \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{m_2 \cdot c_{p2}}} \cdot \ln \left(\frac{\Delta T_{BAS}}{\Delta T_{HAUT}} \right)$$

On constate que la NUT_{ϕ} s'exprime ici aussi en fonction des ΔT aux extrémités de l'appareil. La quantité de chaleur totale qui est transférée croît comme la longueur de l'appareil. Les expressions des NUT_{ϕ} et HUT_{ϕ} qui sont données sont valables

quand $m_1 \cdot c_{P1} < m_2 \cdot c_{P2}$. Dans le cas contraire, il convient de changer le signe de ces expressions.

A la différence des cas traités précédemment, la relation de bilan thermique global:

$$Q = m_1 \cdot c_{P1} \cdot (T_1^0 - T_1^F) = m_2 \cdot c_{P2} \cdot (T_2^F - T_2^0)$$

n'impose nullement que les températures de sortie des fluides soient limitées par la température de mélange T_M . La seule limitation est que l'intégrale qui définit NUT_ϕ ne doit pas diverger. La différence de température: $(T_1 - T_2)$ doit être strictement supérieure à 0 quelle que soit la cote z . En conséquence, pour des échangeurs de très grande longueur :

- quand $m_1 \cdot c_{P1} < m_2 \cdot c_{P2}$, T_1^F peut s'approcher de T_2^0 ,
- quand $m_1 \cdot c_{P1} > m_2 \cdot c_{P2}$, T_2^F peut s'approcher de T_1^0 ;

On trouvera, sur la figure , l'allure des variations des températures dans l'échangeur antiméthodique et dans l'échangeur méthodique.

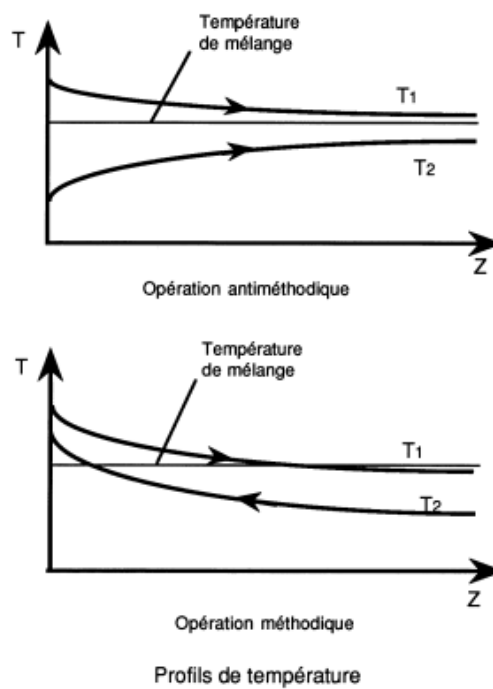


Figure II.7: Profile de température.

Enfin :

quand $m_1 \cdot c_{P1} = m_2 \cdot c_{P2}$, l'expression de Z devient :

$$Z = \int_{T_1^F}^{T_1^0} \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{h \cdot a} \cdot \frac{dT_1}{T_1^0 - T_2^F}$$

On remarque que la différence de température est une constante et donc que la quantité de chaleur échangée par unité de longueur est également une constante. Il vient :

$$Z = \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{h \cdot a} \cdot \frac{T_1^0 - T_1^F}{T_1^0 - T_2^F}$$

On en tire :

$$HUT_\phi^1 = \frac{m_1 \cdot c_{p1}}{h \cdot a} \text{ et } NUT_\phi^1 = \frac{T_1^0 - T_1^F}{T_1^0 - T_2^F}$$

Dans ce cas très particulier, avec un échangeur de grande longueur, on observe le résultat suivant : T_1^F s'approche de T_2^0 et simultanément, T_2^F s'approche de T_1^0 .

II. 1.8 Calcul du flux de chaleur échangée dans un échangeur à courants parallèles

Les raisonnements et les calculs qui sont développés dans les paragraphes précédents permettent de dimensionner un échangeur devant assurer un transfert de chaleur déterminé. Il est non moins utile de pouvoir évaluer le transfert de chaleur que peut effectuer un échangeur donné, exploité dans des conditions déterminées.

Pour cela, nous allons supposer que tous les paramètres du problème : coefficient de transfert de chaleur local, chaleurs spécifiques, aire d'échange par unité de longueur, etc... sont constants. Nous conserverons également les notations des paragraphes précédents.

Pour un échangeur antiméthodique, calculons les chaleurs échangées dans la tranche d'épaisseur dz (et d'élément d'aire $d\Omega$). Il vient pour le fluide 1, qui cède de la chaleur :

$$dQ = m_1 \cdot c_{p1} \cdot dT_1$$

et pour le fluide 2, qui reçoit de la chaleur :

$$dQ = -m_2 \cdot c_{p2} \cdot dT_2$$

En regroupant ces relations, il vient :

$$dQ \cdot \left(\frac{1}{m_1 \cdot c_{p1}} + \frac{1}{m_2 \cdot c_{p2}} \right) = dT_1 - dT_2 = d(\Delta T)$$

Effectuons le même calcul pour un échangeur méthodique. Il vient pour le fluide 1, qui cède de la chaleur :

$$dQ = m_1 \cdot c_{p1} \cdot dT_1$$

Pour le fluide 2, qui reçoit de la chaleur, mais circule à contre-courant, Il vient :

En regroupant ces relations, il vient :

$$dQ = m_2 \cdot c_{p2} \cdot dT_2$$

$$dQ \cdot \left(\frac{1}{m_1 \cdot c_{p1}} - \frac{1}{m_2 \cdot c_{p2}} \right) = dT_1 - dT_2 = d(\Delta T)$$

En attribuant la valeur 1 à ε quand l'échangeur est antiméthodique et -1 quand il est méthodique, on peut écrire la relation suivante qui est valide quel que soit l'échangeur (a courants parallèles) :

$$\frac{1}{\mu} = \frac{1}{m_1 \cdot c_{p1}} + \frac{\varepsilon}{m_2 \cdot c_{p2}}$$

Quel que soit l'échangeur (a courants parallèles), la quantité dQ s'écrit donc :

$$dQ = \mu \cdot d(\Delta T)$$

Cette relation s'intègre de façon évidente, et on en tire :

$$Q = \mu \cdot [(\Delta T)_{\text{HAUT}} - (\Delta T)_{\text{BAS}}]$$

D'autre part la quantité de chaleur échangée dans une tranche élémentaire est :

On a donc :

$$dQ = h \cdot dA \cdot (\Delta T)$$

D'où l'on tire :

$$h \cdot dA \cdot (\Delta T) = \mu \cdot d(\Delta T)$$

$$dA = \frac{\mu}{h} \cdot \frac{d(\Delta T)}{(\Delta T)}$$

dont la forme intégrée est :

$$A = \frac{\mu}{h} \cdot \ln \left[\frac{(\Delta T)_{\text{HAUT}}}{(\Delta T)_{\text{BAS}}} \right]$$

D'où la valeur de μ :

$$\mu = \frac{h \cdot A}{\ln \left[\frac{(\Delta T)_{\text{HAUT}}}{(\Delta T)_{\text{BAS}}} \right]}$$

En remplaçant μ par sa valeur dans l'expression de Q , il vient :
La chaleur échangée est donc égale au coefficient d'échange local, multiplié par l'aire d'échange totale et par une quantité qui est la moyenne logarithmique de la différence de température :

$$(\Delta T)_{ML} = \frac{[(\Delta T)_{HAUT} - (\Delta T)_{BAS}]}{\ln \left[\frac{(\Delta T)_{HAUT}}{(\Delta T)_{BAS}} \right]}$$

et donc :

$$Q = h \cdot A \cdot (\Delta T)_{ML}$$

Quand l'écart entre $(\Delta T)_{HAUT}$ et $(\Delta T)_{BAS}$ est faible, on peut écrire :

$$(\Delta T)_{HAUT} = (\Delta T)_{BAS} + \alpha.$$

Dans ces conditions: $(\Delta T)_{ML} \rightarrow (\Delta T)_{BAS}$ quand : $\alpha \rightarrow 0$. On argue parfois de ce dernier résultat pour remplacer la moyenne logarithmique de la différence de température par la simple moyenne arithmétique de la différence de température. Cette méthode est à proscrire, car elle induit des erreurs d'une importance mal contrôlable.

Chapitre III : Simulateur ASPEN HYSYS

III. 1 Introduction :

La simulation est définie comme étant la représentation d'un phénomène physique à l'aide de modèles mathématiques permettant de décrire son comportement.

La simulation permet de représenter par des modèles mathématiques les différents phénomènes de transfert de masse, d'énergie et de quantité de mouvement qui se produisent dans les différentes opérations unitaires.

Il existe un très grand nombre de logiciels de simulation des procédés chimiques. On présente une liste non-exhaustive des logiciels les plus utilisés au niveau mondial telle que (Aspen), (Chemcad), (DesignII), (Hysys), (Ideas), (Indiss), (Prosim), (ProII), (Sim42).

À la fin des années soixante-dix, des chercheurs du département de génie chimique et pétrole de l'Université de Calgary et leurs associés à la startup «Hyprotech Ltd». ont dirigé le développement d'outils de simulation de processus innovateurs qui deviendra plus tard un standard de l'industrie.

Cette société très prospère est devenue le premier fournisseur canadien de logiciels de simulation et d'ingénierie des procédés pour l'industrie du pétrole et du gaz.

Au 31 mai 2002, Hyprotech Ltd. est devenue une filiale d'Aspen Technologie, Inc. Fondé en 1981, Aspen Tech est né d'un projet de recherche conjointe entre le Massachusetts Institute of Technology (MIT) et le Département américain de l'Énergie - Système Avancé pour l'Ingénierie des Procédés (ASPEN).

III. 2 Définition du logiciel Aspen HYSYS]

Aspen HYSYS est un outil de modélisation de processus de simulation en régime permanent, la conception performance, le suivi, l'optimisation et la planification des activités pour les produits chimique, les produits chimiques de spécialité, la pétrochimie et les industries et la métallurgie.[8].

III. 3 Présentation du logiciel Aspen HYSYS :

HYSYS n'est pas le logiciel de simulation le plus flexible, ni le plus utilisé dans l'industrie, mais il a l'avantage d'être convivial et facile à utiliser une fois que les éléments de base sont compris. HYSYS a été développé pour l'industrie du pétrole, bien

qu'il soit utilisé pour d'autres types de procédés chimiques. Les simulations sont accomplies en utilisant les outils des menus. En plus, il dispose d'une interface graphique pour la construction des diagrammes du procédé.

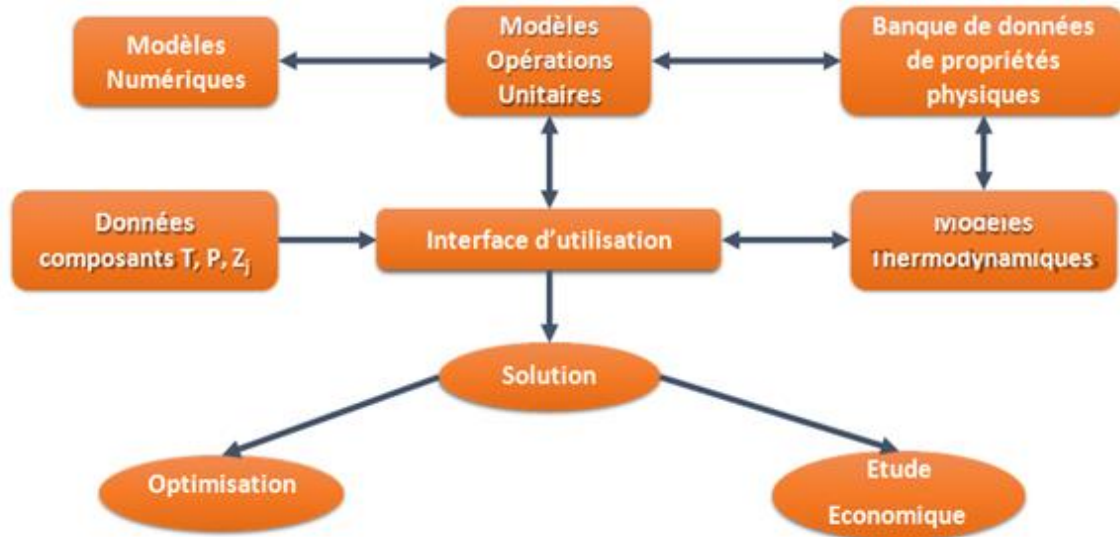


Figure III.1 : schéma de structure générale de Aspen HYSYS.

III. 4 Utilisation de la simulation :

Lors de la conception d'un procédé industriel afin de :

- Établir des bilans de matière et d'énergie d'un procédé industriel.
- Dimensionner les équipements de ce procédé.
- Lors de suivi des procédés qui sont déjà installés afin de :
- Réajuster les paramètres de fonctionnement dans le cas de changement de compositions de l'alimentation ou des conditions de fonctionnement de certains équipements.
- Déterminer les performances des équipements.

III. 5 Fonctionnement d'Aspen HYSYS:

Fonctionnement d'Aspen HYSYS

L'utilisateur doit:

- Spécifier les constituants du gaz, du liquide ou du mélange.
- Choisir un modèle thermodynamique.
- Etablir le schéma de procédé .

- Spécifier les paramètres nécessaires pour le calcul de chaque opération unitaire. [9].

III. 6 Les modèles thermodynamique de HYSYS :

III. 6.1 Les équations d'état :

Les modèles basés sur les équations d'état (RK, SRK, PR...etc.) sont souvent utilisés pour le calcul des systèmes d'hydrocarbures et des systèmes presque idéaux.

Leurs avantages par rapport aux autres modèles résident dans le fait de l'utilisation des coefficients d'interaction-binaire. En générale les équations d'état permettent de calculer l'ensemble des propriétés des produits par rapport à la température et aux fractions molaires.[13].

III. 6.2 Equation de REDLICH-K WONG (RK):

Considérer comme la plus simple des équations d'état, elle est très utilisée pour prédire d'état de la phase vapeur.[13].

$$P = \frac{RT}{V - b} - \frac{a}{\sqrt{T} V(V + b)}$$

III. 6.3 Equation de SOAVE-REDLICH-KWONG (SRK):

Cette équation modifiée celle de REDLICH-KWONG, par l'introduction d'une fonction $a(T)$ qui dépend du facteur acentrique. L'équation de SOAVE est de la même forme générale que l'équation. [13].

$$P = \frac{RT}{V - b} - \frac{a(T)}{V(V + b)}$$

SOAVE a introduit les relations suivantes pour exprimer la fonction (T) :

$$a(T_R) = [1 + m(1 - \sqrt{T_R})]^2$$

$$m = 0.37414 + 1.54226 \omega - 0.26992\omega^2$$

Le coefficient m est calculé en fonction du facteur acentrique ω :

$$m = 0.480 + 1.574\omega - 0.176\omega^2$$

III. 6.4 Equation de PENG-ROBINSON

L'équation de PENG-ROBINSON diffère de l'équation de SOAVE par l'expression du terme d'attraction. Elle a été introduite en vue d'améliorer les résultats

obtenus par l'équation de SAOVE, notamment en ce qui concerne le calcul des densités en phase liquide, sans modifier le nombre de paramètres :

$$P = \frac{RT}{V - b} - \frac{a(T)}{V(V + b) + b(V - b)}$$

Les termes (T) et b sont définis comme suit :

$$a = 0.45724 \frac{R^2 T_c^2}{P_c} a(T_R)$$

Le terme (TR) présente la même forme générale que dans le cas de l'équation de SOAVE, mais la fonction reliant le paramètre mm au facteur acentrique ω est différent.

$$m = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2$$

Ces équations sont très largement utilisés dans les modèles de simulation, en production et traitement de gaz. L'équation la plus recommandée pour les systèmes d'hydrocarbures est l'équation de PENG ROBINSON, car elle résout correctement les problèmes d'équilibre et permet de prédire des densités liquides plus en accord avec les valeurs réelles que les autres équations.[13].

Dans le tableau ci-après, nous montrons les différentes formulations utilisées dans HYSYS pour les équations d'état SKR et PR qui sont fréquemment utilisées :[12].

	Soave –Redlich –Kwong	Peng -Robinson
	$P = \frac{RT}{V - b} - \frac{a}{V(V + b)}$ $Z^3 - Z^2 + (A - B - B^2)Z - AB = 0$	$P = \frac{RT}{V - b} - \frac{a}{V(V + b) + b(V - b)}$ $Z^3 - (1 - B)Z^2 + (A - 2B - 3B^2)Z - (AB - B^2 - B^3) = 0$
où		
$b =$	$\sum_{i=1}^N x_i b_i$	$\sum_{i=1}^N x_i b_i$
$b_i =$	$0.08664 \frac{RT_{ci}}{P_{ci}}$	$0.077796 \frac{RT_{ci}}{P_{ci}}$
$a =$	$\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j (a_i a_j)^{0.5} (1 - k_{ij})$	$\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j (a_i a_j)^{0.5} (1 - k_{ij})$
$a_i =$	$a_{ci} \alpha_i$	$a_{ci} \alpha_i$
$a_{ci} =$	$0.42748 \frac{(RT_{ci})^2}{P_{ci}}$	$0.457235 \frac{(RT_{ci})^2}{P_{ci}}$
	$1 + m_i (1 - T_{ri}^{0.5})$	$1 + m_i (1 - T_{ri}^{0.5})$
$m_i =$	$0.48 + 1.574 \omega_i - 0.176 \omega_i^2$	$0.37464 + 1.54226 \omega_i - 0.26992 \omega_i^2$
$A =$	$\frac{aP}{(RT)^2}$	$\frac{aP}{(RT)^2}$
$B =$	$\frac{bP}{RT}$	$\frac{bP}{RT}$

Tableau III.1

III. 7 Choix des composés :

Il y a beaucoup de composés dans la bibliothèque et ils sont classés en groupes. Lorsqu'il est possible, les composés peuvent être trouvés en utilisant des filtres et ajoutés à la liste des composés du procédé à simuler.

Des difficultés peuvent se produire lorsque :

- le fluide ne peut pas être séparé en composés individuels, comme dans le cas du pétrole.
- le composé n'est pas dans la bibliothèque du logiciel.

Dans ces cas, les difficultés peuvent souvent être surmontées en définissant un composé hypothétique, avec une quantité minimale de propriétés de base spécifiées par l'utilisateur. L'ensemble complet des propriétés pour le composé sera alors estimé par le logiciel. Dans ces cas, l'utilisateur doit être vigilant pour s'assurer que les composés se comportent correctement dans la simulation.

III. 8 Concepts et caractéristiques du simulateur Aspen HYSYS :

III. 8.1 Concepts de base du simulateur HYSYS :

On définit les principaux concepts de base et vocabulaires associés, qui sont utilisés pendant les étapes de construction d'un modèle dans le simulateur HYSYS :

- « **Flowsheet** » : c'est un ensemble d'objets (courants de matière, d'énergie, d'opérations unitaires, de variables opératoires) qui constituent tout ou une partie du procédé simulé et qui utilisent la même base de données thermodynamique « Fluid Package ». Il possède un certain nombre d'entités particulières : un « *ProcessFlow Diagram* » (PFD), un « *Workbook* ».
- « **Fluid Package** » : il permet de définir les composants chimiques présents dans le procédé simulé et leurs affecte, les propriétés chimiques et physiques contenues dans la base de données des corps purs. Il permet aussi de définir les modèles thermodynamiques qui seront utilisés pour le calcul des propriétés des mélanges et de définir les cinétiques des réactions chimiques mises en jeu dans le procédé.
- « **Process Flow Diagram** » : ce diagramme permet de visualiser les courants et les opérations unitaires, représentées par des symboles dans le « Flowsheet », ainsi que la connectivité entre les courants, les opérations unitaires et les tableaux des propriétés des courants.
- « **Workbook** » : il permet d'avoir accès à l'information sur les courants et les opérations unitaires sous forme de tableau de données.
- « **Desktop** » : c'est l'espace principal de HYSYS pour visualiser les fenêtres lors de la conception.
- « **Property view** » : il contient l'information décrivant un objet (opération ou courant)

- « **Simulation Case** » (fichier de simulation) : c'est l'ensemble des « Fluid Packages », « Flowsheets » et « Flowsheet Elements » qui constituent le modèle.

III. 9 Environnement de simulation :

Il existe 5 environnements de développement pour manipuler et mettre en forme l'information dans le simulateur

- Environnement « **Basis Manager** »: cet environnement permet de créer et modifier le « Fluid Package ».
- Environnement « **Oil Characterization** »: il est utilisé pour caractériser les fluides de type pétrolier.
- Environnement « **Main Flowsheet** »: il permet de définir la topologie du Flowsheet principal de la simulation. Il est utilisé pour placer et définir les différents courants, opérations unitaires et « Sub-Flowsheets » qui constituent le procédé simulé.
- Environnement « **Sub-Flowsheet** »: il permet de définir la topologie d'un sous-ensemble particulier du schéma principal (un courant ou une opération particulière et des autres Sub-Flowsheets).
- Environnement « **Column** »: c'est un objet particulier permettant de définir la topologie de l'opération unitaire colonne à distiller. Il possède ses propres «Flowsheet», «Fluid Package»,«PFD» et «Workbook» .

III. 10 Les étapes d'utilisation du logiciel HYSYS :

Pour réaliser une simulation en HYSYS, les pas suivants sont nécessaires :

- Choix des composés.
- Sélection d'un modèle thermodynamique.
- Construction .
- Spécification des courants et des unités.
- Exécution du programme de simulation.
- Interprétation des résultats.

Chapitre IV : Simulation échangeur E200

IV. 1 L'installation Initiale de l'échangeur E200 :

Démarrer le programme HYSYS :

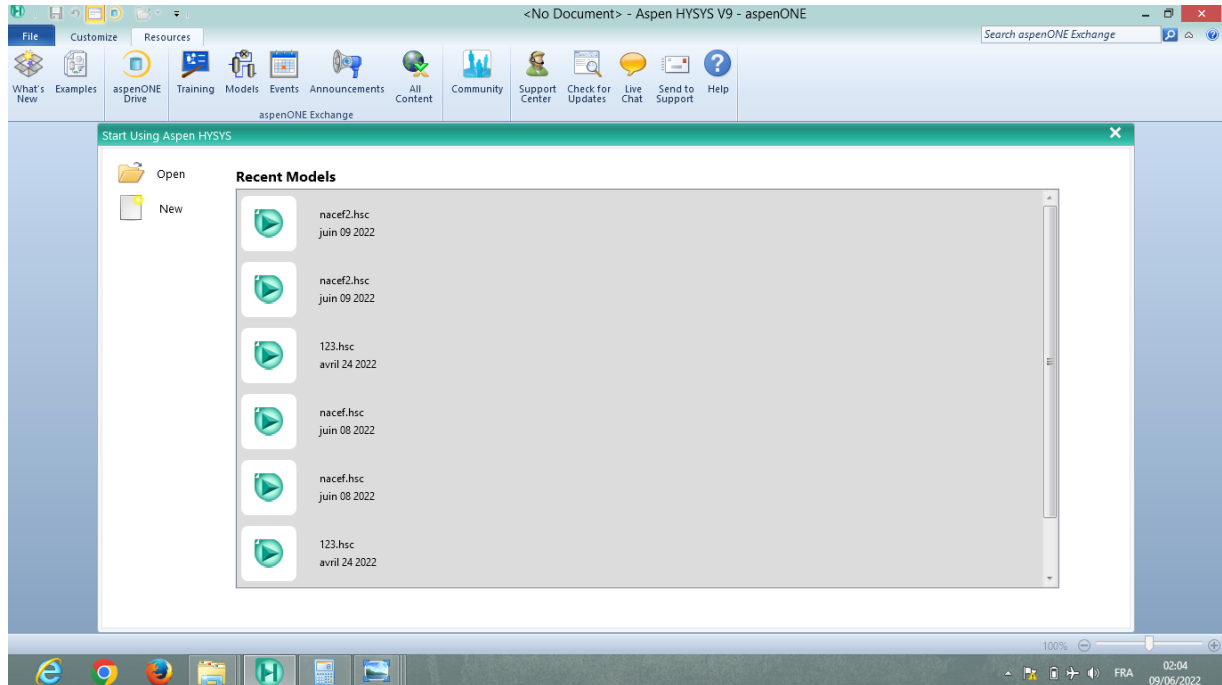


Figure IV.1: Démarrage de HYSYS.

Sélectionner **File/New/Case**, en appuyant sur « File ». Pour commencer un nouveau **Case** ; et sélectionner les compositions en appuyant sur le bouton « Add »

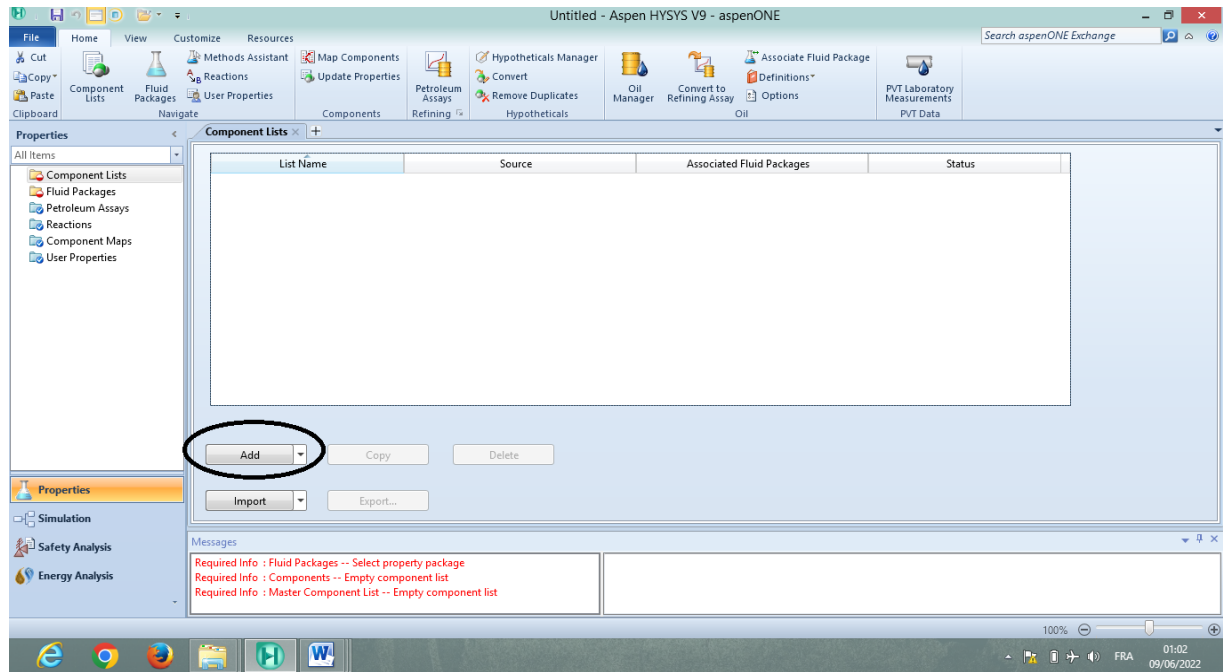


Figure IV.2 : Constitution de la matière.

Sélectionner les éléments de la composition du benzène et toluène et l'eau destinés à la circulation dans les échangeurs de chaleur , à partir la liste de la base de données de ASPEN HYSYS :

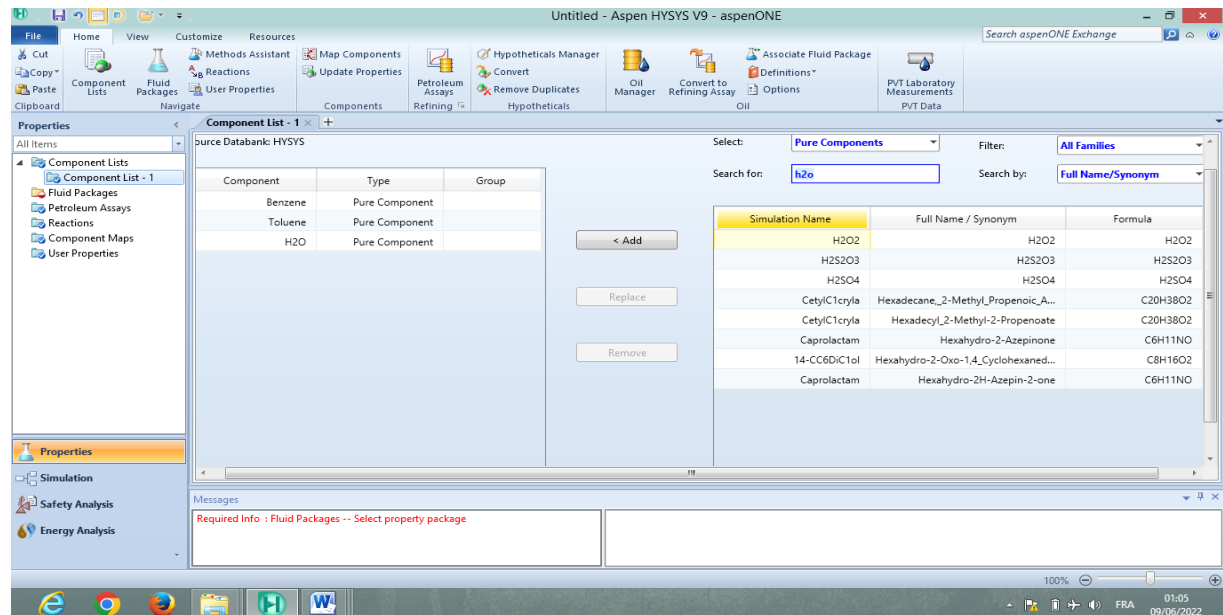


Figure IV.3 : Liste des composés.

Choisir l'équation d'Etat en adéquation avec le sujet à traiter, soit l'Equation de Peng Robinson dans ce cas d'étude et la sélectionner dans **Fluid Pkgs** :

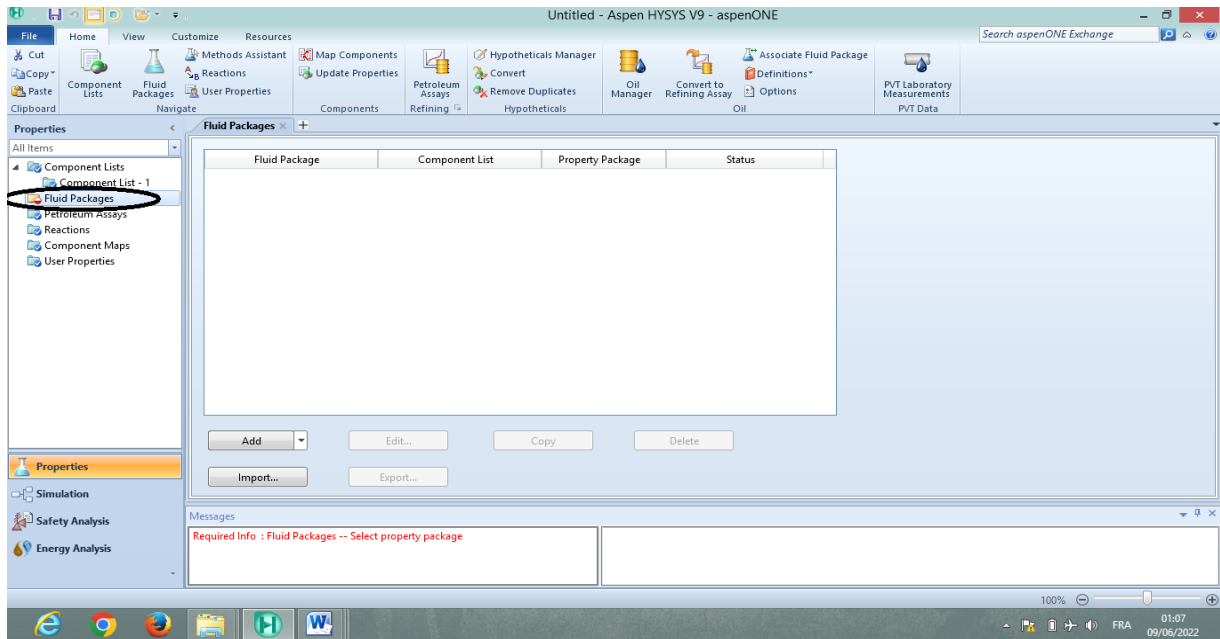


Figure IV.4: Choix de l'équation d'Etat dans Fluide Pkgs.

Dans la liste **Fluide Pkgs** ; appuyant sur le bouton « Add » et ensuite sélectionner **Peng-Robinson** :

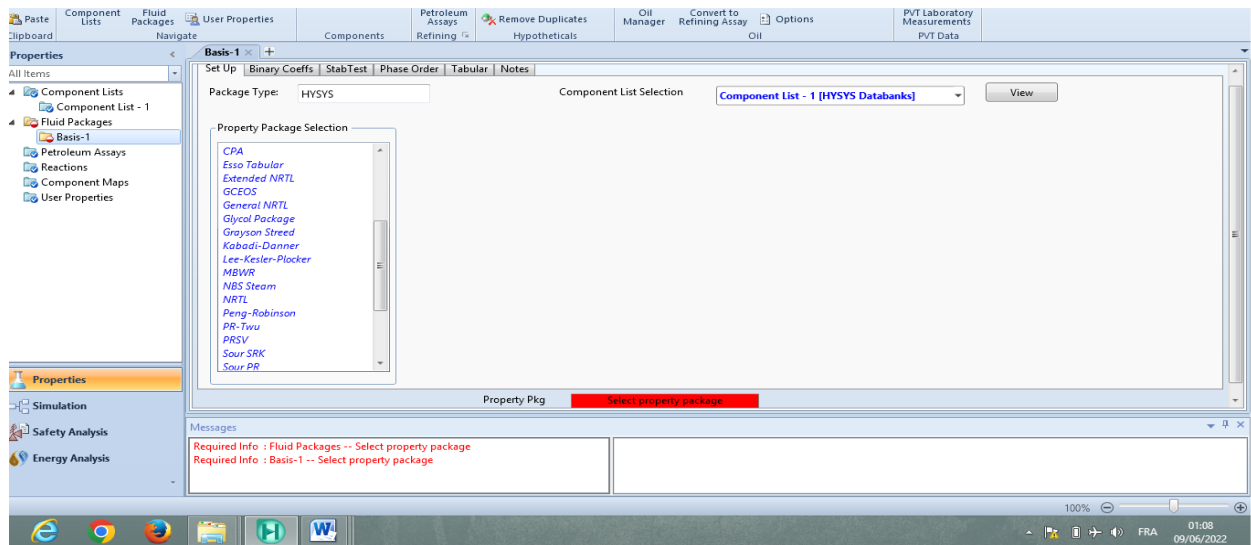


Figure IV.5: Basis-1.

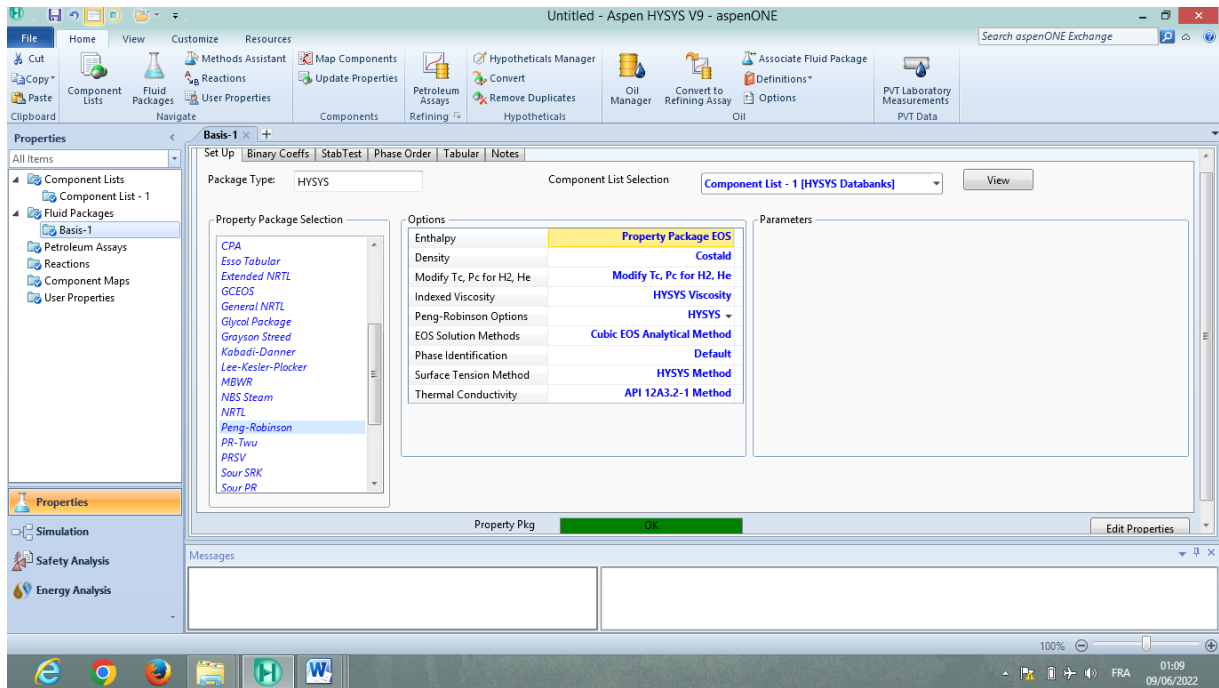


Figure IV.6 : Ensuite Basis-1

Nous avons maintenant terminé toutes les saisies nécessaires pour commencer notre simulation ; Nous cliquons ensuite sur : **Simulation**.

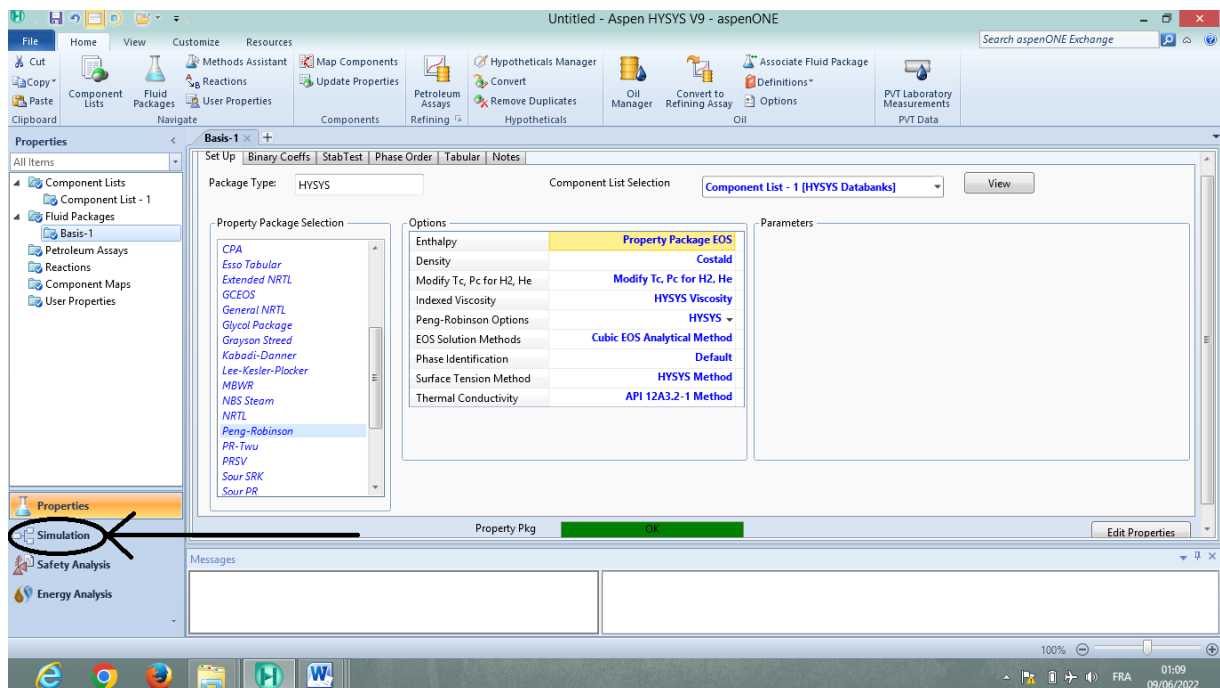


Figure IV.7 : Commencer la simulation.

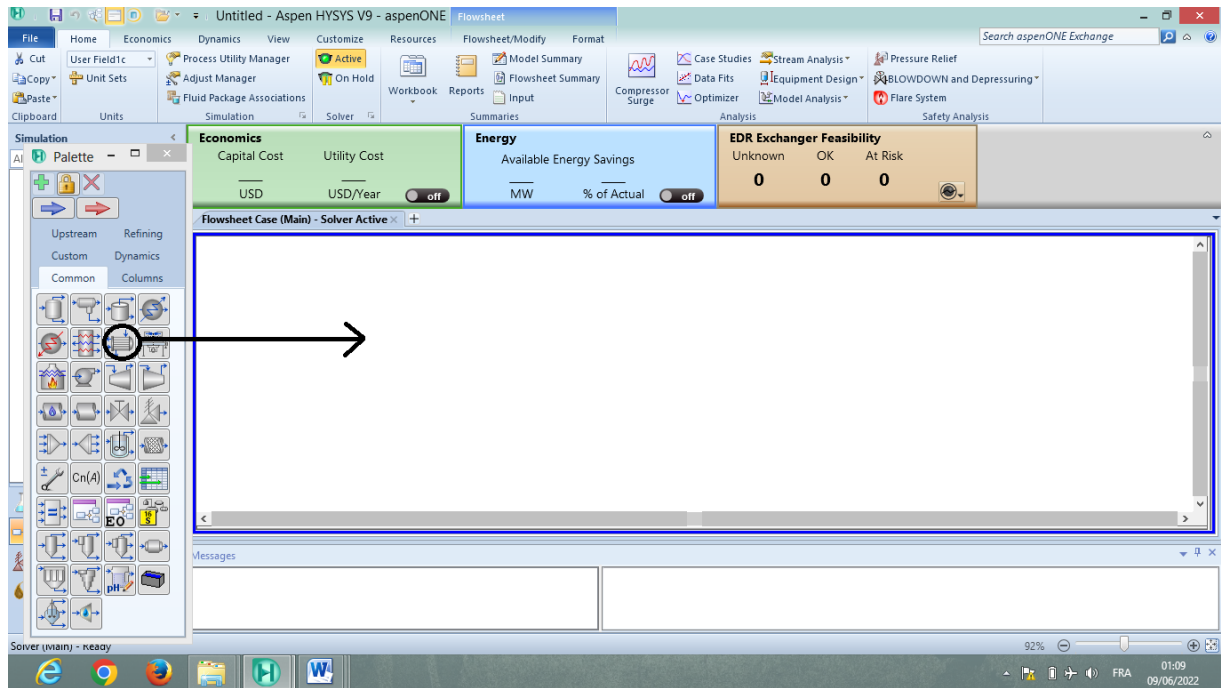


Figure IV.8 : Ajout l'échangeur E200 .

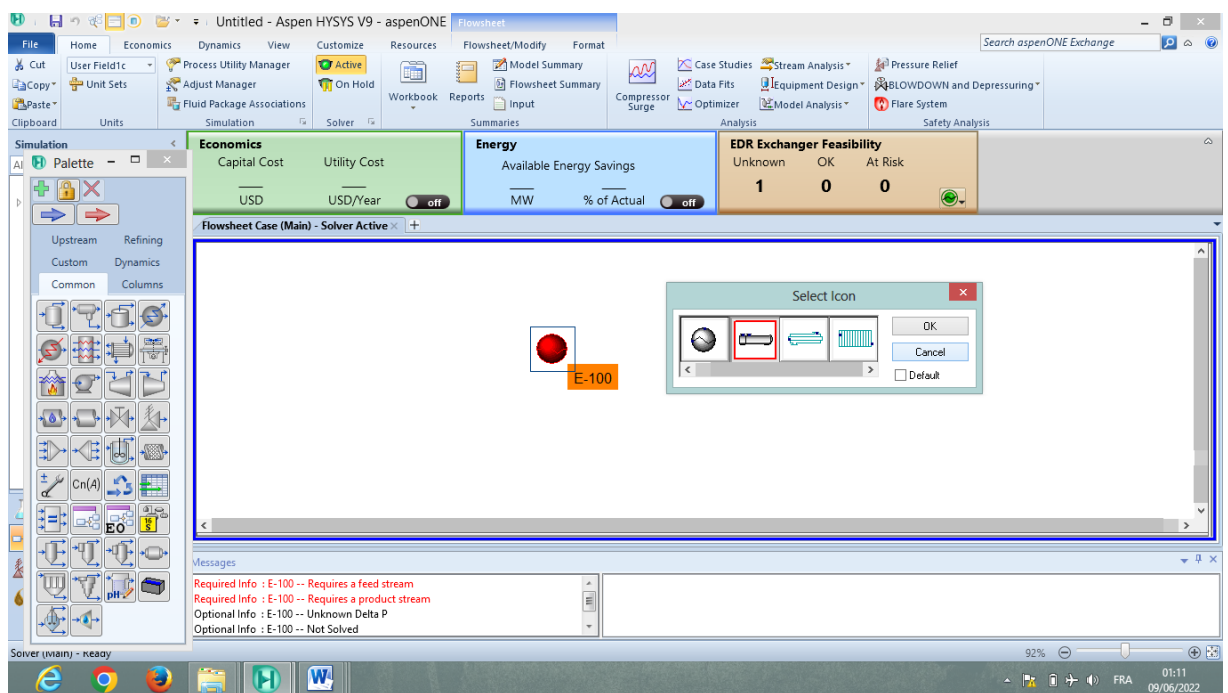


Figure IV.9: Ajout l'échangeur E200.

Ajouter les équipements de l'installation du échangeurs de chaleurs :

Dans la feuille **Connections**, entrez les informations suivantes :

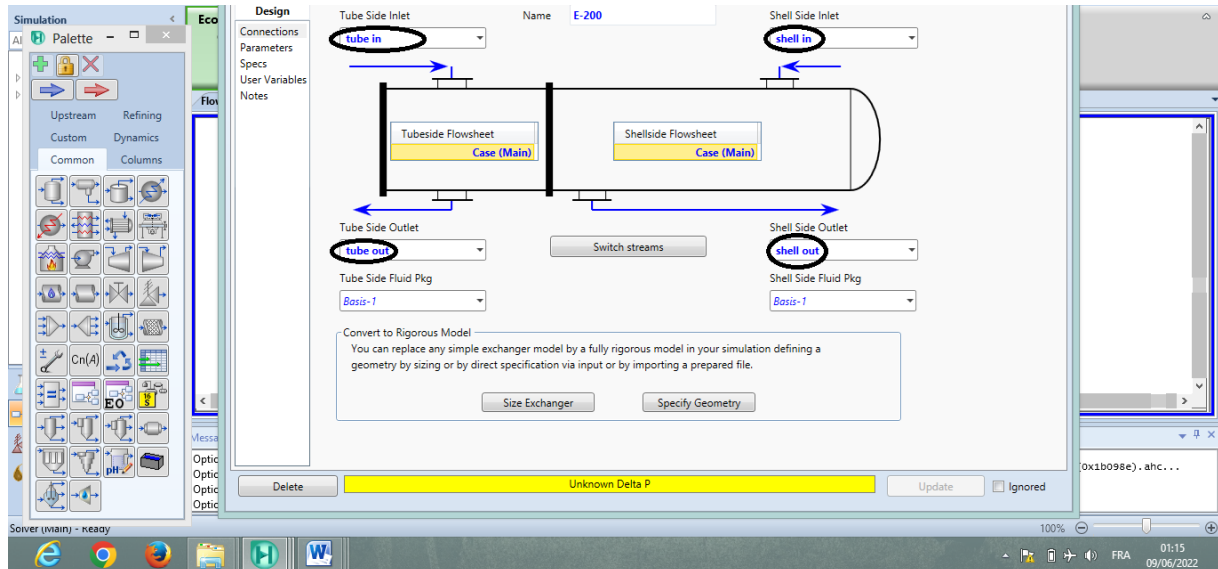


Figure IV.10 : La feuille connections de l'échangeur E-200.

Aller au worksheet ; sur la feuille conditions et compléter les informations dans le tableau :

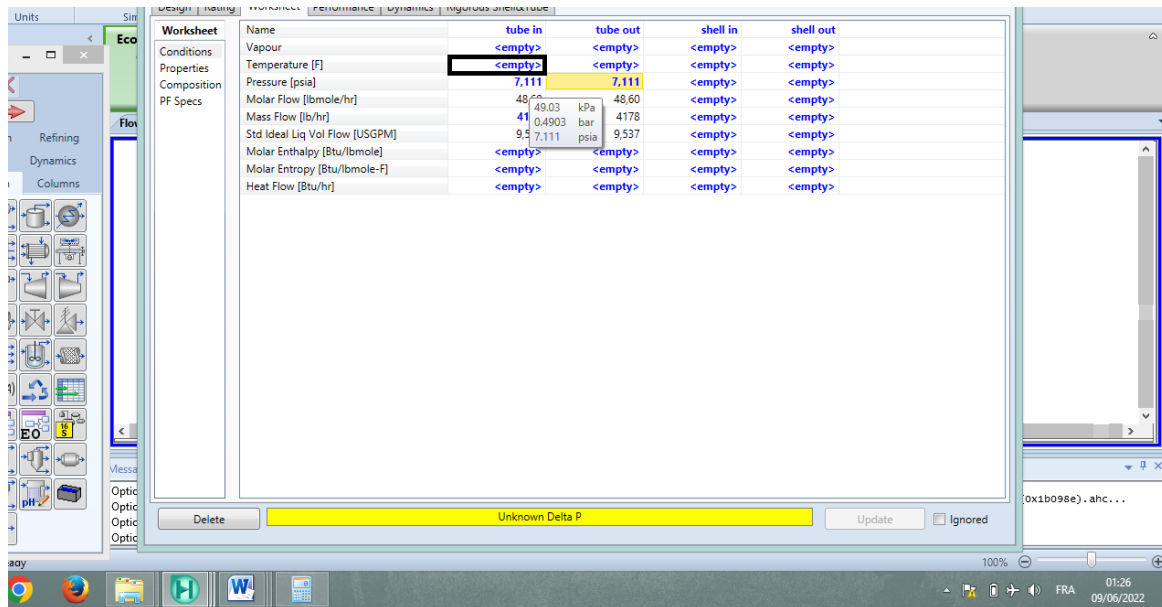


Figure IV.11 : La feuille worksheet.

Ajouter la composition d'entrée « Benzène » et «toluène » et « eau » .

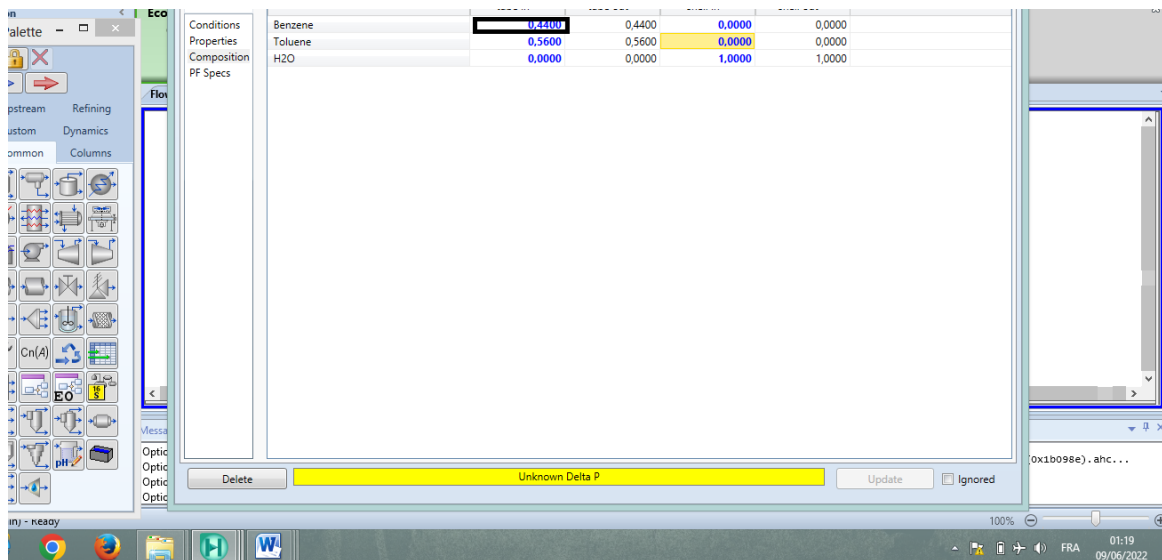


Figure IV.12 : La feuille composition.

Le programme complète le reste des informations :

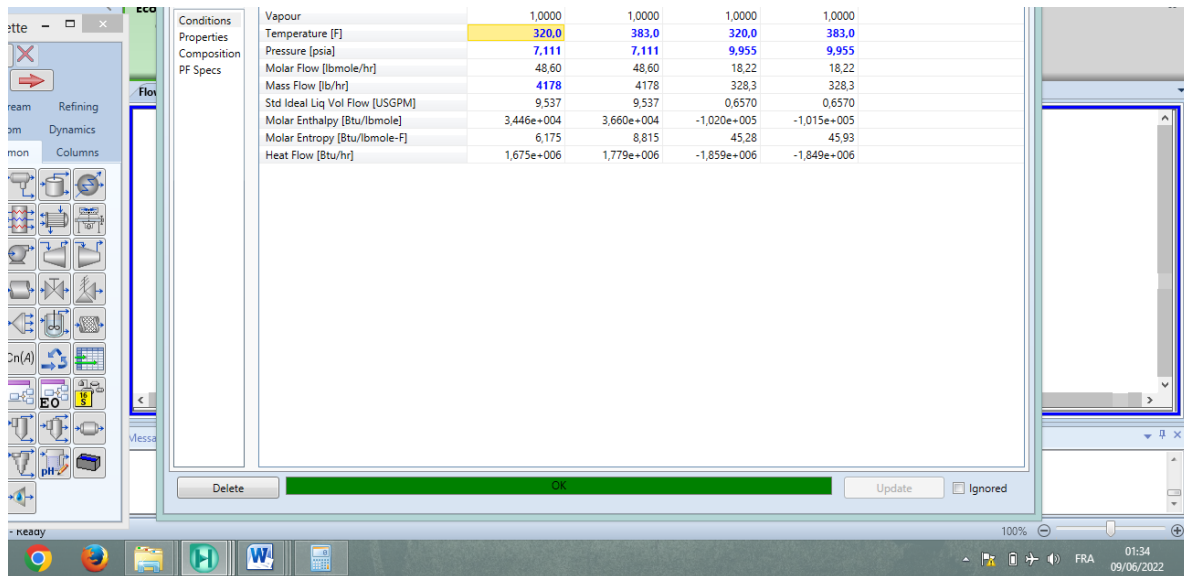


Figure IV.13 : Le reste des informations.

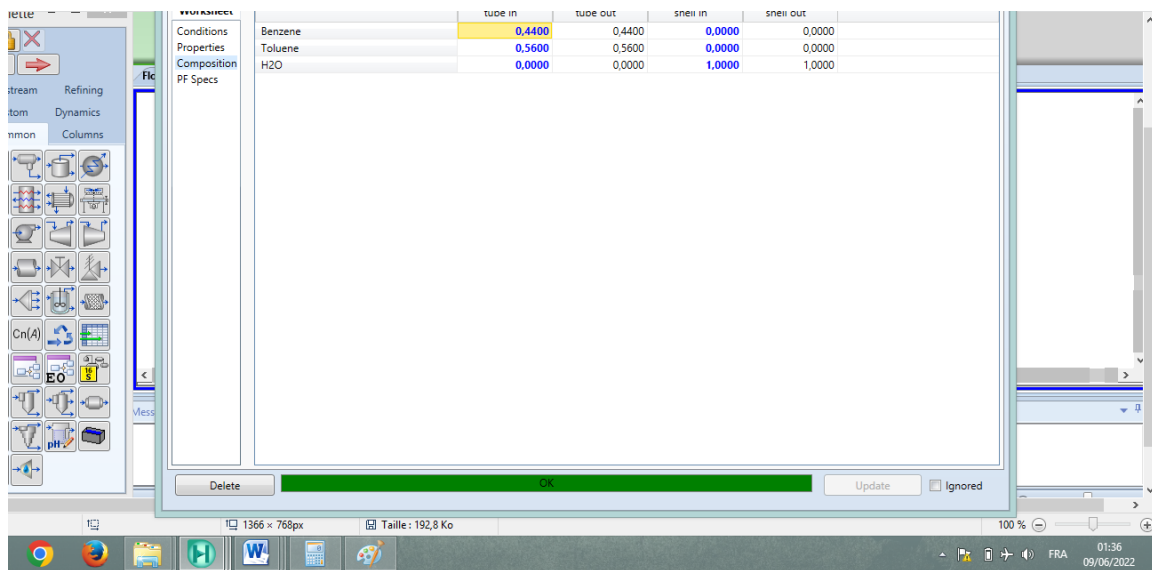


Figure IV.14 : Accepte les compositions.

L'installation de l'échangeur E-200 est alors terminée :

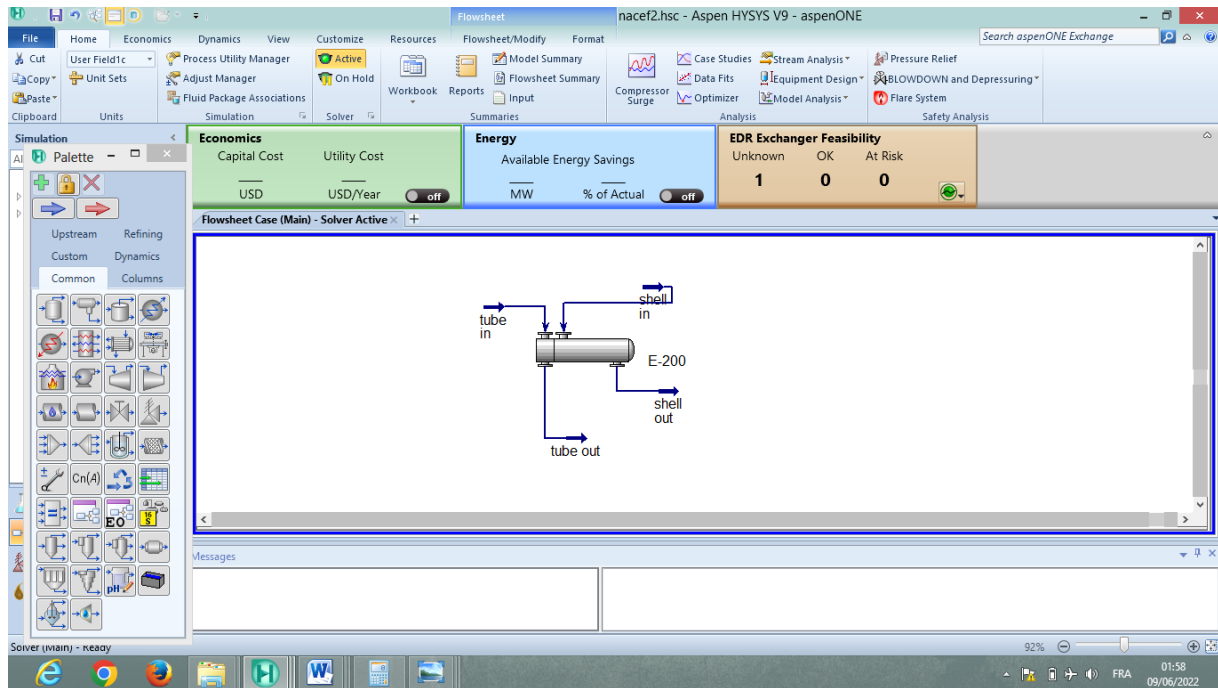


Figure IV.15 : L'installation de E-200.

IV. 2 Installation de l'échangeur E200 avec l'équation SRK :

Les mêmes étapes de simulation changer juste les l'équation et Enfin, nous comparons les comptes dans La feuille worksheet.

Dans la liste **Fluide Pkgs** ; appuyant sur le bouton « Add » et ensuite sélectionner

SRK :

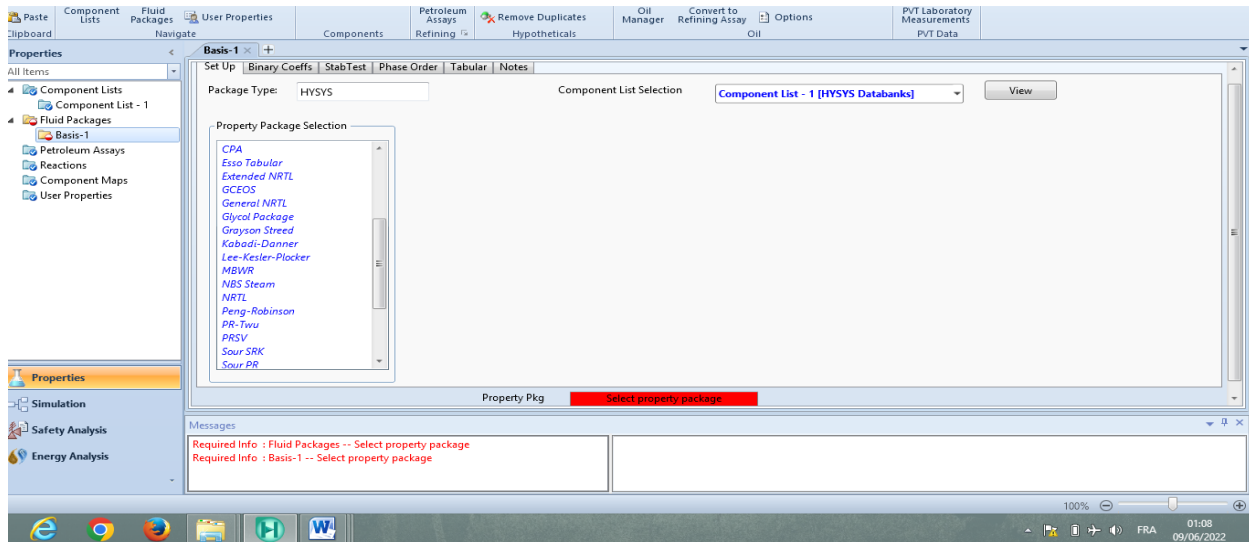


Figure IV.16 : Basis-1.

Nous avons maintenant terminé toutes les saisies nécessaires pour commencer notre simulation ; Nous cliquons ensuite sur : **Simulation**.

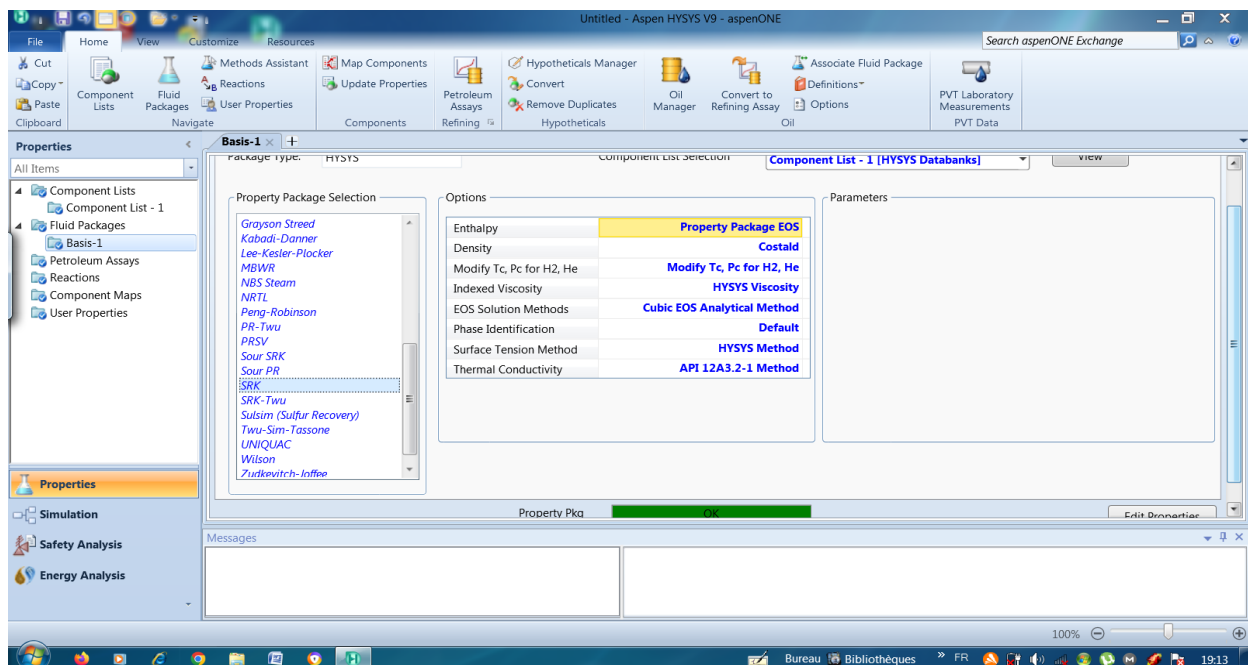


Figure IV.17: Commencer la simulation.

Aller au worksheet ; sur la feuille conditions et compléter les informations dans le tableau :

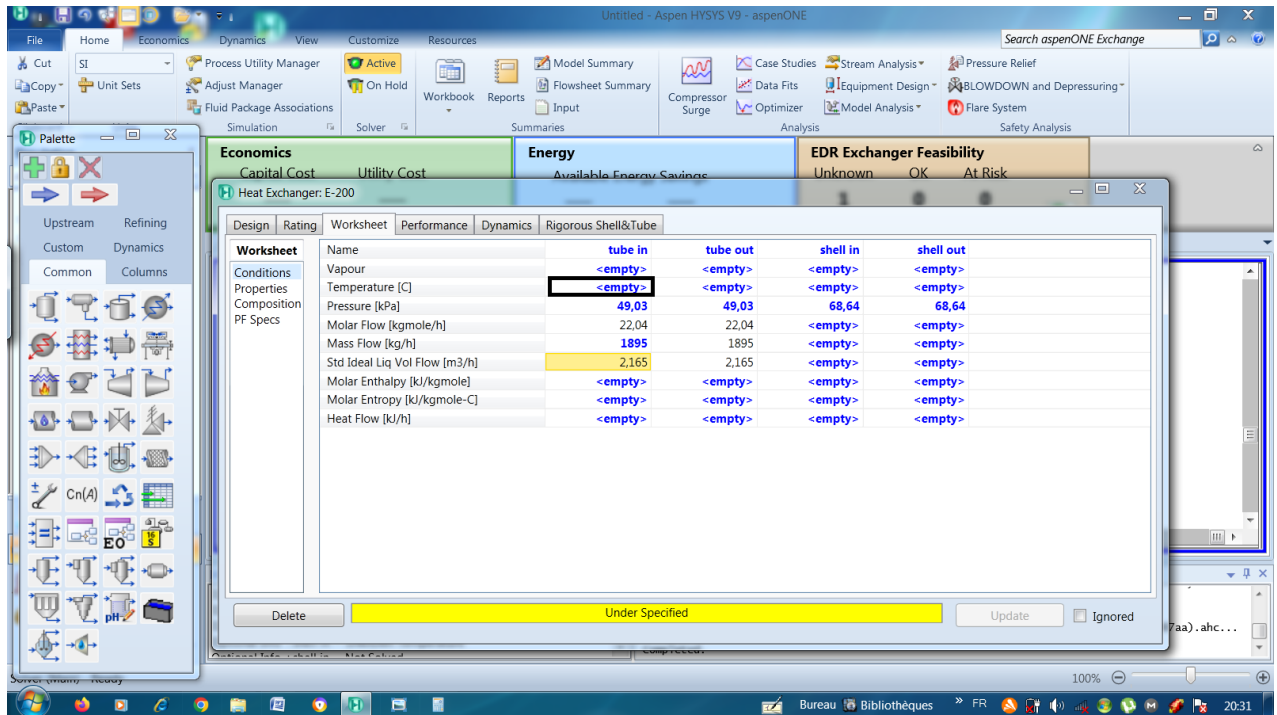


Figure IV.18 : La feuille worksheet.

Le programme complète le reste des informations :

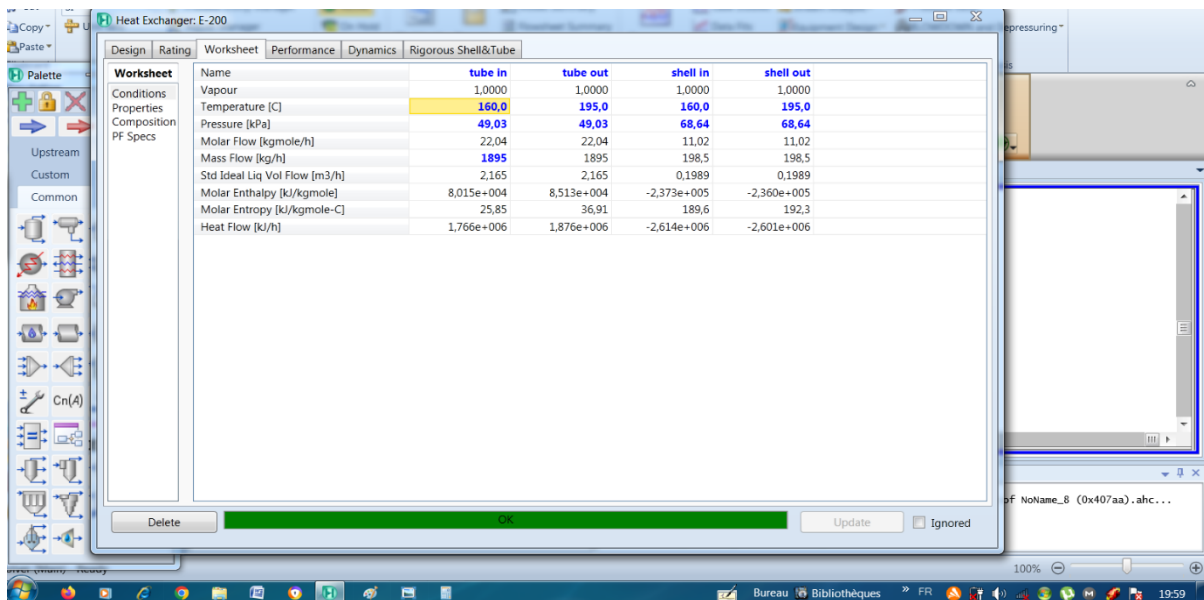


Figure IV.19 : Le reste des informations.

IV. 3 Comparaison

Nous constatons que les valeurs des flux de chaleur, entropie molaire, enthalpie molaire

Et flux molaire sont presque les mêmes pour les deux équations des états.

	PG		SRK	
	Tube entré	Tube sortie	Tube entré	Tube sortie
Flux de chaleur (Kj/h)	1.767e+006	1.877e+006	1.766e+0.006	1.826e+006
Entropie molaire (Kj/Kg.C)	25.85	36.91	25.85	36.91
Enthalpie molaire (Kj/Kg mol)	8.015e + 004	8.513e + 004	8.005e+004	8.813e + 004
Flux molaire (Kg mol /hr)	22.04	22.04	22.04	22.04

Tableau IV.1

	PG		SRK	
	Shell entré	Shell sortie	Shell entré	Shell sortie
Flux de chaleur (Kj/h)	-1.961e + 006	-1.951e + 006	-2.614e+0.006	-2.602e+0.006
Entropie molaire (Kj/Kg.C)	189.6	192.4	189.6	192.3
Enthalpie molaire (Kj/Kg mol)	-2.373e + 005	-2.360e + 005	-2.377e+0.005	-2.360e+0.005
Flux molaire (Kg mol /hr)	8.226	8.266	11.02	11.02

Tableau IV.2

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans le cadre du projet de fin de formation réalisé à la raffinerie RA1k de Skikda sur l'étude et la vérification de l'état du "100-E-200" de l'échangeur de chaleur. Nous concluons en soulignant que ce travail a été fructueux pour les connaissances que nous avons acquises, car nous avons pu faire face aux nouvelles technologies déployées dans la raffinerie de Skikda.

Au cours de cette formation, nous avons eu l'occasion d'apprécier la grandeur et l'importance des Echangeurs de chaleur dans le domaine industriel (pétrole et gaz notamment...).

Dans ce contexte, une simulation a été réalisée à l'aide du programme ASPEN HYSYS, et à partir des données de transfert de chaleur obtenues auprès de l'entreprise, les résultats de la simulation ont été comparés à l'aide des équations d'états Equation de SOAVE-REDLICH-K WONG (SRK) et Equation de PENG-ROBINSON (PR).

Au final, les résultats de la simulation ont été bien validés

Références

Références bibliographiques

- [1] S. Sall ; Introduction général échangeur de chaleur ; Mémoire de fin d'étude ; univ- tlemcen ; 2014 .
- [2] Harkat yamina, "Diagnostic de l'encrassement par monitoring des paramètres de service aux bornes d'un échangeur de chaleur", Thèse de magister, Université M'Hamed Bougara-Boumerdès, 2007.
- [3] Formation TOTAL, «LES ÉQUIPEMENTS, LES ÉCHANGEURS », 16/04/2007.
- [4] André Bontemps, Alain Garrigue, «Échangeurs de chaleur, Définitions et architecture générale», Techniques de l'ingénieur, article B2340.
- [5] Yunus A. cengel, «HEAT TRANSFER», Second Edition.
- [6] André Bontemps, Alain Garrigue, «Description des échangeurs», Techniques de l'ingénieur, article B2341.
- [7] Cour échangeur de chaleur UFR TMI/IAP/ Boumerdès Dr. A. Ziouchi, 2015.
- [8] Shailesh prasad, mémoire de fin d'étude, simulation of nitrogén liquefaction cycles.
- [9] Akrour Soumia, Initiation à la simulation des procédés, Simulation Avancée des Procédés / IAP-SH
- [10] André bontemps, Alain garrigue, Charles goubier, Jacques huetz, Christophe marvillet, Pierre mercier, Roland vidil, « Description des échangeurs », technique de l'ingénieur [B2 341].
- [11] A.bontemps, A, greigue ,CH. goubier, J.huetch. marvillet Et R. vidil ; « Description des échangeurs de chaleur »,technique de l'ingénieur [B2 341].
- [12] Kamaruddin abd hamid ; HYSYS an introduction to chemical Engineering simulation.
- [13] DJEBBARI Abdelbasset ; simulation d'une unité de production de méthanol a l'aide de l'ASPEN plus hysys, 2014.

Annex

