

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



*Département de Génie Mécanique*  
*Laboratoire de Génie Mécanique et développement*  
**Mémoire en vue de l'obtention du**  
**Diplôme de Master en Energétique**

## **Thème**

**Dimensionnement d'un échangeur de chaleur  
pour une unité de compression mobile de gaz  
naturel**

*Présenté par :*  
BADSI Ali

Président	Mohamed BOUAZIZ	Pr	ENP
Promoteurs	Hocine BENNOUR Amar BILEK	MAA MCA	ENP ENP
Examineurs	Mohamed BEN BRAIKA Bouزيد BENKOUSSAS	MAA MCA	ENP ENP

ENP 2016



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



*Département de Génie Mécanique  
Laboratoire de Génie Mécanique et développement*

**Mémoire en vue de l'obtention du  
Diplôme de Master en Energétique**

## **Thème**

**Dimensionnement d'un échangeur de chaleur  
pour une unité de compression mobile de gaz  
naturel**

*Présenté par :*

BADSI Ali

Président	Mohamed BOUAZIZ	Pr	ENP
Promoteurs	Hocine BENNOUR Amar BILEK	MAA MCA	ENP ENP
Examineurs	Mohamed BEN BRAIKA Bouزيد BENKOUSSAS	MAA MCA	ENP ENP

ENP 2016

ملخص:

أثناء عمليات الصيانة على أنابيب الغاز الطبيعي يجب إتلاف كميات كبيرة من الغاز و رميها في الطبيعة. توجد العديد من الحلول. منها استخدام ضاغط محمول لامتصاص الغاز وإرساله إلى المنبع أو المصب من القسم المتلف. استخدام وحدة ضغط متنقلة لاسترداد الغاز الطبيعي تعتبر حل، ولكن يجب أن تكون درجة حرارة الغاز الطبيعي المضغوط منخفضة بما فيه الكفاية قبل أن يتم عرضه على أقسام خط أنابيب أخرى. لأن لا يمكنها أن تحمل درجة حرارة أعلى من 80 درجة مئوية.

والهدف من هذا العمل هو دراسة أنواع مختلفة من المبادلات وتصميم مبادل حراري ملائم. اخترنا مبادل حراري بلوحتات وأنابيب. أجرى برنامج يأخذ البيانات الهندسية للمبادلات، بيانات السوائل ، واثنين من أحجام هندسية متغيرة وفقا لاحتياجات المستخدم والتي هي طول الأنابيب وعدد الصفوف من الأنابيب. كلمات البحث: مبادل حراري، خطوط أنابيب الغاز الطبيعي، ضواغط

Summary:

The venting of gas is needed on operations of pipelines maintenance.

Several solutions are recommended. One of them is to use a mobile compressor for sucking the gas and send it upstream or downstream of the affected section.

To use a mobile compression unit for the recovery of natural gas, the temperature of the compressed natural gas must be low enough before it is introduced to other pipeline sections. In general, the coating of pipelines can not support temperatures above 80 ° C.

The goal of the work is to study different types of heat exchangers and select the most appropriated. We opted for a compact heat exchanger plates and tubes.

A numeric code that takes the geometrical data of the exchanger, and thermophysical fluids, and two variable geometrical sizes according to the user's needs which are the length of the tubes and the number of rows of tubes was performed.

**Keywords: heat exchanger, compact, natural gas pipelines, compressors**

Résumé:

Les opérations de maintenance sur gazoducs nécessitent pour être réalisées, la mise à l'évent du gaz.

Plusieurs solutions sont préconisées. L'une d'elle est d'utiliser un compresseur mobile pour aspirer le gaz naturel et le renvoyer en amont ou en aval de la section coupée.

Afin de pouvoir utiliser une unité de compression mobile pour la récupération du gaz naturel, la température du gaz naturel comprimé doit être suffisamment basse avant qu'il ne soit introduit dans d'autres sections de gazoducs. En général le revêtement des canalisations (gazoducs) ne supporte pas des températures supérieures à 80°C.

Le but du travail est d'étudier différents types d'échangeurs et de sélectionner un échangeur. Nous avons opté pour un échangeur de chaleur compact avec plaques et tubes

Un code numérique qui prend les données géométriques de l'échangeur, et thermo physiques des fluides, ainsi que deux grandeurs géométriques variables selon les besoins de l'utilisateur qui sont la longueur des tubes et le nombre de rangées de tubes a été réalisé. Il permet de connaître les dimensions de l'échangeur approprié

**Mots clés : Echangeur de chaleur, compact, gaz naturel, gazoducs, compresseurs**

*DEDICACES :*

*À la mémoire des étudiants qui ont perdu la vie le 25 Mai 2012  
à la cité universitaire de l'Ecole Préparatoire en Science et  
techniques de Tlemcen*

*Hommage également aux rescapés de cette tragédie dont certains  
trainent encore des séquelles et qui auraient aimé être avec nous  
à l'Ecole Nationale Polytechnique*

*BADSI Ali*

## Remerciements :

Je tiens d'abord à remercier mes parents. C'est grâce à eux que je suis arrivé là. Je leur dois tout, de toute façon.

Ce travail ne se serait pas fait, sans l'aide de plusieurs personnes qui ont contribué de près ou de loin à sa réalisation.

D'abord, j'adresse mes vifs remerciements à mes encadrants du côté de l'école Polytechnique et de Sonatrach, Division TRC.

A l'ENP, je ne remercierai jamais assez mon promoteur *Mr. BENNOUR H*, pour sa disponibilité, son investissement et ses précieux conseils qui m'ont guidé dans l'élaboration de ce travail.

Mes remerciements les plus sincères vont également au Professeur BOUAZIZ, qui me fait l'honneur de présider le Jury

Il sera accompagné de Mr. BENKOUSSAS et Mr BEN BRAIKA que je remercie particulièrement pour avoir accepté d'évaluer ce travail et de faire partie du Jury en tant qu'examineurs.

J'ai également à cœur d'exprimer mes sincères remerciements à l'ensemble du personnel et l'encadrement de l'Ecole Nationale Polytechnique ainsi qu'à tous les enseignants qui ont contribué à ma formation.

Enfin, je tiens à remercier tous mes amis et camarades de promotion pour leur soutien indéfectible, ainsi que tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à ma formation et à la réalisation de ce travail.

---

# Table des matières

Liste des tableaux

Table des figures

Liste des abréviations

<i>Introduction</i> .....	10
1. Introduction .....	11
1.1. Mise en perspective .....	11
1.2. Problématique .....	11
Chapitre 2 : Choix de l'échangeur de chaleur .....	13
2. Choix de l'échangeur de chaleur.....	14
2.1. Les échangeurs de chaleur en spirale.....	14
2.2. Les échangeurs de chaleur à deux sections.....	15
2.3. Les refroidisseurs thermoélectriques .....	15
2.4. Echangeur de chaleur compact. ....	17
2.5. Décision sur le choix de l'échangeur :.....	18
Chapitre 3 : Procédure de calcul.....	19
3. Procédure de calcul .....	20
3.1. Choix de l'échangeur à dimensionner .....	20
3.2. Choix de la méthode de dimensionnement :.....	21
3.3. Déroulement des calculs :.....	22
3.4. Caractéristiques géométriques de l'échangeur .....	22
3.5. Configuration d'écoulement étudiée.....	23
3.6. Hypothèses de calcul .....	23
3.7. Équations utilisées .....	24
<i>Résultats et interprétations</i> .....	35
4. Résultats obtenus.....	36
Interprétations : .....	39
Conclusion générale .....	40
Bibliographie :.....	41
Annexes :.....	42

## Liste des tableaux

Tableau 1 : Les quantités de chaleurs évacuées par l'échangeur N1 durant les deux phases de fonctionnement.....	20
Tableau 2 : Les quantités de chaleurs évacuées par l'échangeur N2 durant les deux phases de fonctionnement.....	21
Tableau 3 : Les données utilisées avec le code de calcul pour le dimensionnement de l'échangeur de chaleur.....	36
Tableau 4: Les résultats obtenus avec le code de calcul pour le dimensionnement de l'échangeur de chaleur.....	38

## Table des figures

Figure 1-1: Schéma de l'unité de compression.....	12
Figure 2-1: Schéma d'un échangeur de chaleur en spirale.....	14
Figure 2-2: Schéma d'un échangeur de chaleur à deux sections .....	15
Figure 2-3: Schéma d'un refroidisseur thermoélectrique.....	16
Figure 2-4: Schéma du modèle avec tubes et plaques.....	17
Figure 3-1: Schéma de deux échangeurs de chaleur à comparer.....	20
Figure 3-2: Schéma d'un échangeur tubes et plaques .....	22
Figure 3-3: la disposition en tubes alignés et en quinconce Hypothèses de calcul.....	23
Figure 3-4: Facteur de frottement pour un échangeur compact tube-ailettes surface CF-8-7-5 .....	29
Figure 3-5: Diagramme de Moody .....	31
Figure 3-6: Résultats obtenus avec Pressure Drop Online Calculator.....	32
Figure 3-7: L'organigramme du programme partie 1 .....	33
Figure 3-8: L'organigramme du programme partie 2 .....	34
Figure 4-1: Schéma de l'échangeur obtenu .....	37



## Liste des abréviations

$C_p$	Chaleur massique (J/Kg.K)
$D$	Diamètre (m)
$d_i$	Diamètre interne du tube (m)
$d_e$	Diamètre externe du tube (m)
$d_{th}$	Densité d'échange thermique ( $m^2/m^3$ )
$e$	Epaisseur des ailettes (m)
$D_h$	Diamètre hydraulique (m)
$D_c$	Diamètre du collet (m)
$F$	Facteur de correction
$f$	Coefficient de frottement
$j$	Coefficient de Colburn
$H$	Longueur d'un passage d'un tube (m)
$h$	Coefficient d'échange de chaleur par convection ( $W/m^2.K$ )
$K$	Coefficient d'échange de chaleur global ( $W/m^2.K$ )
$L$	Profondeur de la batterie d'ailettes (m)
$l$	Hauteur de la batterie à ailettes (m)
$L_t$	Longueur du tube (m)
$L_{carac}$	Longueur caractéristique de l'ailette (m)
$\dot{m}$	Débit massique (Kg/s)
$\dot{m}_{air}$	Débit massique de l'eau (Kg/s)
$\dot{m}_g$	Débit massique de l'air (Kg/s)
$N$	Nombre de rangées
$Nu$	Nombre de Nusselt
$N_{ail/m}$	Nombre d'ailettes par mètre de longueur
$N_{ta}$	Nombre total d'ailettes
$N_{tr}$	Nombre des tubes par rangée
$N_{tt}$	Nombre total des tubes
$P$	Périmètre de contact fluide/paroi (m)
$Pr$	Nombre de Prandtl
$P_t$	Pas transversal des tubes
$P_l$	Pas longitudinal des tubes

$P_i$	Pertes de charge à l'intérieur du tube (Pa)
$P_e$	Pertes de charge à l'extérieur du tube (Pa)
$\dot{Q}$	Energie thermique (kW)
$Re$	Nombre de Reynolds
$R$	Résistance thermique (W / K)
$R_{ext}$	Rayon extérieur du tube (m)
$R_{eq}$	Rayon caractéristique d'ailette circulaire (m)
$S_{ech}$	Surface d'échange (m <sup>2</sup> )
$S_p$	Section de passage du fluide (m <sup>2</sup> )
$S_a$	Ecartement entre les ailettes (m)
$S_i$	Surface intérieure des tubes par mètre de longueur (m <sup>2</sup> /m)

### **Symboles grecques**

$\nu$	Viscosité cinématique (m <sup>2</sup> /s)
$Q$	Flux de chaleur (W)
$\lambda$	Conductivité thermique (k.s)
$\mu$	Viscosité dynamique (Pa.s)
$\eta_{ail}$	Efficacité de l'ailette
$\eta_g$	Efficacité globale de la surface ailetée
$P$	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )
$\Omega$	Coefficient de Darcy
$\bar{\omega}$	Coefficient correctif de viscosité dynamique
$\xi$	Coefficient de perte de charge singulière (m <sup>-1</sup> )
$\Delta$	Ecart

## Indices-Abréviations

<i>ail</i>	Ailette
<i>ea</i>	Entrée de l'aire
<i>sa</i>	Sortie de l'air
<i>eg</i>	Entrée du gaz
<i>sg</i>	Sortie du gaz
<i>e</i>	Extérieur
<i>h</i>	Hydraulique
<i>i</i>	Intérieur
<i>m</i>	Moyenne
<i>p</i>	Paroi
<i>t</i>	Tube
<i>tot</i>	Total
<i>étr</i>	Etroite
<i>gaz</i>	Gaz naturel

# *Introduction*

# **1. Introduction**

## **1.1. Mise en perspective**

Le réseau de gazoducs utilisé par Sonatrach est très important. Il avoisine les 20 000 km de longueur et est sujet à des endommagements dus principalement à la corrosion et autres facteurs externes.

Ce réseau est inspecté périodiquement et des opérations de réparation et maintenance sont planifiées régulièrement.

Ces opérations nécessitent pour être réalisées, une mise à l'évent de gaz.

Plusieurs solutions sont préconisées. L'une d'elles est d'utiliser un compresseur mobile pour aspirer ce gaz et le renvoyer en amont ou en aval de la section isolée pour intervention.

Après compression au moyen de l'unité mobile, le gaz récupéré se trouve à des températures assez élevées et nécessite donc un refroidissement avant d'être réintroduit dans d'autres sections de gazoducs. En général le revêtement des canalisations (gazoducs) ne supporte pas des températures supérieures à 80°C [1].

L'unité de compression mobile consiste en un compresseur motorisé installé dans une semi-remorque. De ce fait, les échangeurs de chaleur dont l'unité de compression devrait être dotée doivent être dimensionnés en tenant compte de l'espace disponible sur la semi-remorque.

Le but de ce travail est de dimensionner un échangeur de chaleur capable d'absorber les charges thermiques générées par la compression du gaz récupéré.

Après ce chapitre introductif, le choix du type d'échangeur fera l'objet du chapitre 2.

Le chapitre 3 explicite la procédure de calcul. Le chapitre 4 sera consacré à la présentation des résultats obtenus. Cette modeste contribution s'achèvera par une conclusion générale.

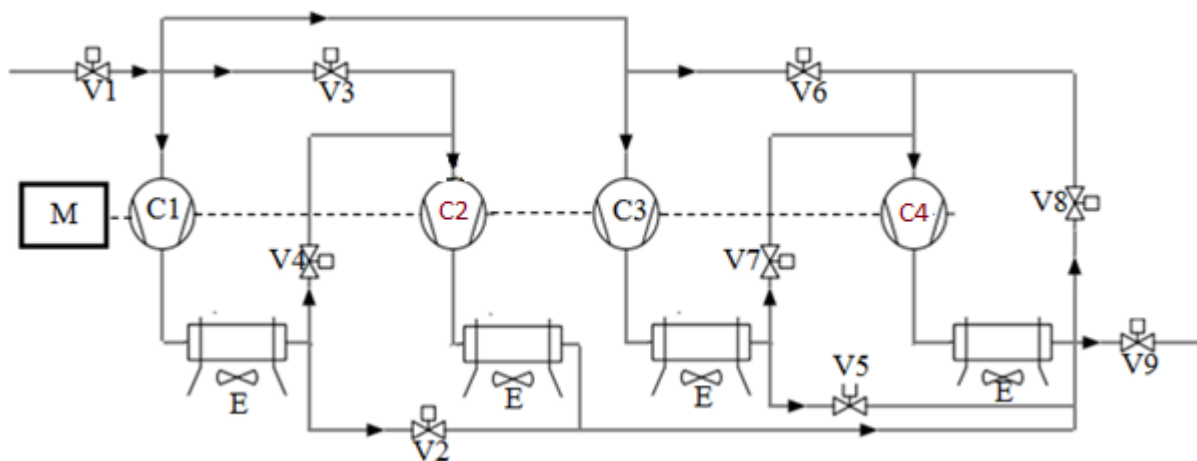
## **1.2. Problématique**

L'utilisation d'une unité mobile pour la récupération du gaz naturel lors des opérations de réparation et de maintenance sur gazoducs est une idée innovante, le principe est d'isoler la section de gazoduc qui présente des défaillances en fermant les vannes de sectionnement et d'évacuer le gaz qu'elle contient vers un autre gazoduc ou une section en amont ou en aval du tronçon isolé. Ceci procure des avantages aussi bien écologiques qu'économiques. En effet,

les quantités de gaz estimées dans la section isolée peuvent atteindre un (1) million de normaux mètre cubes ( $Nm^3$ ) pour un tronçon de 20 km de long, 41 pouces de diamètre et une pression d'exploitation de 70 bars. La compression de ce gaz est nécessaire pour maximiser la quantité de gaz transférée dans des délais ne dépassant pas les 72 heures [1].

La compression du gaz naturel nécessite parfois plus d'une étape de compression pour pouvoir refouler le gaz à des pressions de service élevées. Il doit de ce fait être refroidi afin de réduire les températures élevées générées par la compression.

L'unité de compression est présentée schématiquement à la figure 1-2 ci-dessous [2]. Elle est composée de quatre (4) cylindres et opère selon deux phases successives. La phase 1 est une étape où tous les cylindres fonctionnent en parallèle. Lorsque le taux de compression maximum par cylindre est atteint, l'unité de compression va basculer vers la deuxième phase de fonctionnement où avec deux lignes parallèles constituées chacune de deux cylindres traversés successivement par la moitié du débit évacué. Dans ce mode, le gaz provenant du premier cylindre est refroidi par l'échangeur de chaleur intermédiaire avant son entrée dans le second cylindre. Du fait que ce dernier va aspirer du gaz à une pression plus importante que le premier cylindre, les diamètres des pistons du second étage seront moins grands pour assurer la conservation du débit massique et par conséquent la continuité de l'écoulement. Il s'agira dans le présent travail de choisir et de dimensionner un échangeur capable d'évacuer les charges thermiques générées par la compression de façon à ramener le gaz à une température dont la valeur a été fixée lors du dimensionnement de l'unité de compression dans le cadre du PFE [1].



**Figure 1-1: Schéma de l'unité de compression**

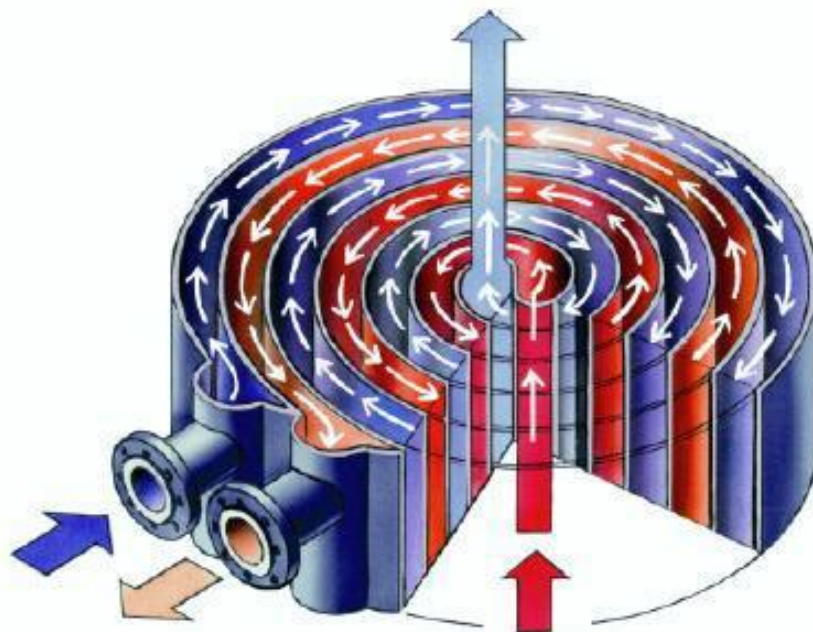
# **Chapitre 2 : Choix de l'échangeur de chaleur**

## **2. Choix de l'échangeur de chaleur.**

Le refroidissement du gaz comprimé se fait avec de l'air, étant donné que l'unité de compression est mobile. Il faut donc éliminer les échangeurs qui ne sont pas adaptés à des échanges Gaz/Gaz. Les échangeurs dits de base, comme les échangeurs tubes et calandre sont trop volumineux pour notre application. Nous avons sélectionné une gamme d'échangeurs susceptibles de répondre aux besoins de notre application. On choisira dans cette gamme, l'échangeur de chaleur le plus adapté en se basant principalement sur la taille et la facilité de maintenance.

### **2.1. Les échangeurs de chaleur en spirale**

Dans les échangeurs de chaleur en spirale, les deux fluides circulent en contre-courant. Ils sont souvent utilisés dans les raffineries et dans le traitement du papier, ils sont avantageux en raison de leur conception anti-encrassement et de leur design compact. Ces échangeurs demandent énormément de puissance pour pouvoir forcer le fluide de refroidissement dans la spirale. De plus, leur fabrication et leur maintenance ne sont pas simples. Le modèle d'échangeur de chaleur en spirale est représenté sur la figure 2-1.

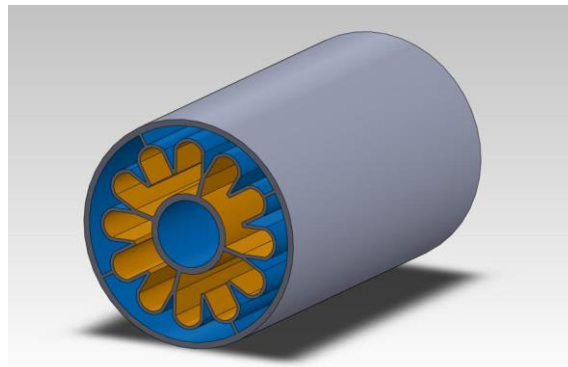


**Figure 2-1: Schéma d'un échangeur de chaleur en spirale [3]**



## **2.2. Les échangeurs de chaleur à deux sections**

Un échangeur de chaleur à deux sections, représenté sur la Figure 2-2, est considéré comme une autre alternative possible pour le refroidissement du gaz naturel. Conçu en aluminium, cet échangeur fonctionne avec le gaz chaud circulant à travers les sections en couleur jaune sur la figure tandis que le fluide de refroidissement s'écoule à travers les sections en couleur bleue sur la figure. Le tuyau se penche en arrière pour créer un empilement, afin de réduire la taille globale. Les chicanes au sein de la section bleue du tube aident à soutenir la section jaune et à diriger l'écoulement du fluide de refroidissement. Cette conception présente des avantages en termes de plus longue durée de contact avec le réfrigérant, et de plus grande surface de transfert de chaleur. Cependant, ces échangeurs doivent avoir une longueur importante, ils présentent donc l'inconvénient d'être encombrants.



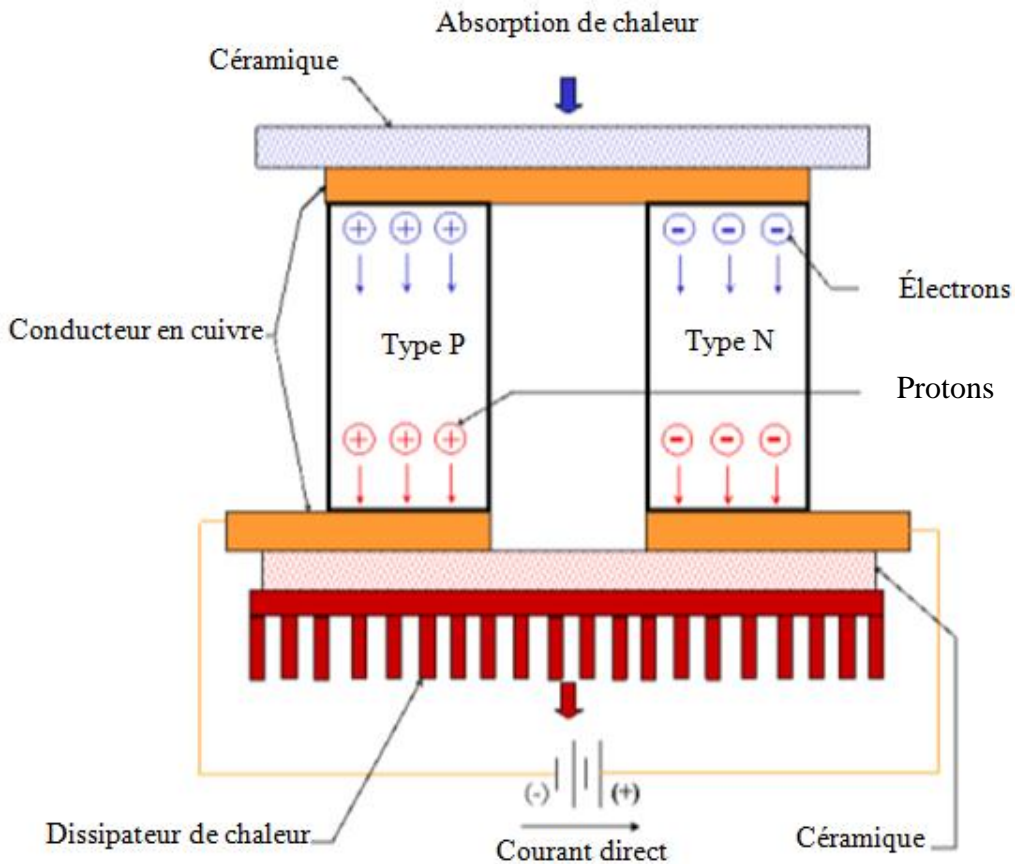
**Figure 2-2: Schéma d'un échangeur de chaleur à deux sections**

## **2.3. Les refroidisseurs thermoélectriques**

Une autre méthode envisageable pour refroidir le gaz naturel est l'utilisation de refroidisseurs thermoélectriques. La Figure 2-3 montre le fonctionnement d'un dispositif de refroidissement thermoélectrique.

Ils mettent en œuvre la thermoélectricité et plus précisément l'effet Peltier. Ces modules sont alimentés par un courant et présente deux faces, l'une dite froide et l'autre chaude. L'objet à refroidir doit se mettre sur la face froide, tandis qu'il est nécessaire d'avoir un mécanisme d'évacuation de la chaleur de l'autre côté (Ventilateur...).

Bien qu'ils ne contiennent pas de pièces mobiles, les refroidisseurs thermoélectriques sont caractérisés par de mauvais rendements [3]. Notre sélection ne prendra pas en compte le concept thermoélectrique en raison de la grande quantité d'énergie électrique nécessaire pour leur fonctionnement et leur coût relativement élevé.



**Figure 2-3: Schéma d'un refroidisseur thermoélectrique**

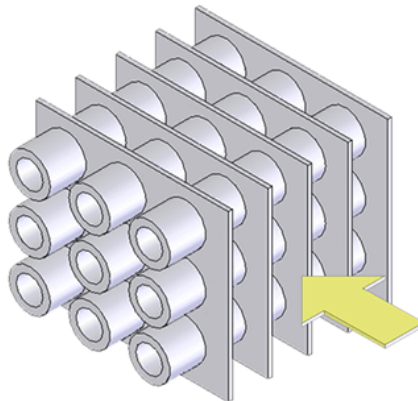
## **2.4. Echangeur de chaleur compact.**

Dans les échangeurs de chaleur compacts, comme les échangeurs de type plaques à ailettes et tubes à ailettes, la surface de transfert de chaleur est augmentée par des ailettes.

Les échangeurs de chaleur compacts sont très utilisés dans l'industrie, en particulier celle du gaz. Les échanges peuvent être de type gaz-gaz ou liquide-gaz. On les trouve dans plusieurs applications comme les radiateurs automobiles, le refroidissement intercyndres des compresseurs ainsi que dans d'autres applications en aéronautique et en aérospatiale.[1]

L'idée d'un échangeur de chaleur compact est très intéressante en raison de la capacité à refroidir un fluide sur une grande surface de transfert de chaleur tout en occupant un espace relativement réduit. Ces échangeurs sont couramment utilisés dans des applications qui ont des limitations sur le poids et le volume comme pour notre unité de compression mobile.

Des ventilateurs qui vont forcer l'air à circuler entre les plaques en aluminium vont permettre d'avoir un meilleur refroidissement. La figure 2-4, montre le modèle d'échangeur compact constitué de plaques traversées par des tubes.



**Figure 2-4: Schéma du modèle avec tubes et plaques**

## **2.5. Décision sur le choix de l'échangeur :**

En analysant les types d'échangeurs décrits plus haut, nous avons relevé que :

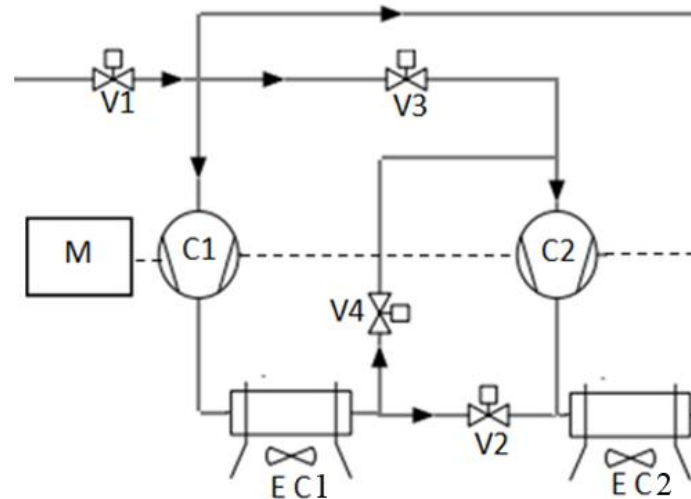
- Les échangeurs de chaleur en spirale sont avantageux en raison de leur conception anti-encrassement et de leur design compact, mais ils demandent énormément de puissance pour pouvoir forcer le fluide de refroidissement dans la spirale. De plus, leur fabrication et leur maintenance ne sont pas simples.
- Les échangeurs de chaleur à caloducs avec deux sections, présentent des avantages en termes de plus longue durée de contact avec le réfrigérant, et de plus grande surface de transfert de chaleur, mais ils doivent avoir une longueur importante. Ce qui est difficile à réaliser dans le cas de notre unité de compression mobile qui demande un minimum d'encombrement.
- Les refroidisseurs thermoélectriques ne contiennent pas de pièces mobiles, mais ils sont caractérisés par de mauvais rendements, une grande quantité d'énergie électrique nécessaire pour le fonctionnement et un coût relativement élevé.
- Les échangeurs de chaleur compacts sont très utilisés dans l'industrie du gaz. L'idée d'un échangeur de chaleur compact est très intéressante en raison du rapport surface d'échange/volume très élevé qu'il présente par rapport aux autres types d'échangeurs, ce qui fait de ce type d'échangeur celui qui est le moins encombrant. Notre choix se portera donc sur ce type d'échangeur.

# **Chapitre 3 : Procédure de calcul**

### 3. Procédure de calcul

#### 3.1. Choix de l'échangeur à dimensionner

L'unité de compression étudiée comporte deux types d'échangeurs selon le rôle qu'ils accomplissent.



**Figure 3-1: Schéma des deux échangeurs de chaleur à comparer**

Le rôle de l'échangeur EC1 diffère selon qu'on soit dans la phase 1 ou dans la phase 2. Au cours de la phase 1, cet échangeur sera le dernier équipement de l'unité de compression que le gaz doit traverser avant d'être envoyé dans le gazoduc à une température ne devant pas dépasser les 75°C. Au cours de la phase 2, ce même échangeur devra refroidir le gaz entre les deux étapes de la compression, en réduisant sa température à une valeur de 40°C avant d'être introduit dans le second cylindre.

Le tableau 1 montre les charges thermiques maximales que l'échangeur EC1 devra évacuer au cours des deux phases de fonctionnement, les débits et températures du gaz correspondants.

**Tableau 1 : Quantités de chaleur à évacuer par l'échangeur EC1 durant les deux phases de fonctionnement.**

Echangeur EC1	Température d'entrée du gaz $T_{eg}$	Température de sortie du gaz $T_{sg}$	Débit massique kg/s	Chaleur à évacuer Q (kW)
Phase 1	410 K = 137 °C	348 K = 75 °C	0,8155	125
Phase 2	384,5 K = 111,5 °C	313 K = 40 °C	0,6691	118,2

L'analyse de ces résultats montre que la quantité de chaleur à évacuer n'est pas très différente entre les deux phases. En effet, durant la première phase la variation de température n'est que de  $62^{\circ}\text{C}$ , alors que pour la seconde phase, elle est d'environ  $71,5^{\circ}\text{C}$ . Toutefois, pour le calcul de la quantité de chaleur à évacuer, cette plus grande variation de température caractérisant la phase 2 est compensée par un débit plus élevé au cours de la phase 1.

Le tableau 2 montre les quantités de chaleur à évacuer par l'échangeur EC2 durant les deux phases de fonctionnement.

**Tableau 2 : Quantités de chaleurs à évacuer par l'échangeur EC2 durant les deux phases de fonctionnement.[1]**

Echangeur 2	Température d'entrée du gaz $T_{eg}$	Température de sortie du gaz $T_{sg}$	Débit massique passant kg/s	Chaleur évacuée Q (kW)
<b>Phase 1</b>	410K = $137^{\circ}\text{C}$	348K = $75^{\circ}\text{C}$	0,3046	46,657777
<b>Phase 2</b>	433K = $159^{\circ}\text{C}$	348K = $75^{\circ}\text{C}$	0,6691	139,818597

Nous allons dimensionner l'échangeur de chaleur EC2 avec les données de sa seconde phase car il évacue plus de chaleur que l'échangeur 1.

### **3.2. Choix de la méthode de dimensionnement :**

L'étude d'un échangeur peut se faire selon deux méthodes différentes :

- Méthode de la différence de température moyenne logarithmique LMTD ( $\Delta T_M$ ) : elle implique nécessairement la connaissance des températures du système.
- Méthode du Nombre d'Unités de Transfert  $NTU$  : elle s'applique principalement pour la résolution des problèmes de calcul de performance d'un échangeur, pour lequel on connaît la surface d'échange  $S_{ech}$  et le coefficient d'échange global  $U$  ainsi que les températures d'entrée des deux fluides. On cherche alors à connaître les températures de sortie

Dans notre cas, il s'agit de dimensionner un échangeur, nous allons donc naturellement utiliser la méthode LMTD, en partant de la connaissance de trois températures et de la charge thermique à évacuer.

### 3.3. Déroulement des calculs :

L'objectif du calcul est dans un premier temps d'évaluer le coefficient d'échange global  $U$  pour une géométrie de départ. Ensuite, il faudra calculer  $\Delta T_M$ .

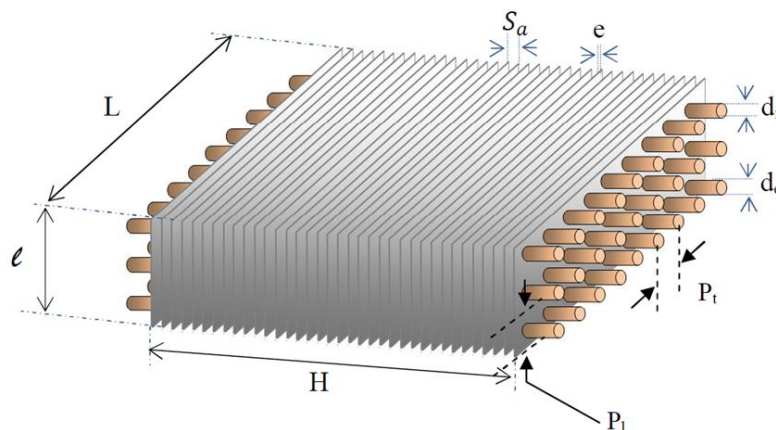
L'étape suivante est le calcul du coefficient de correction  $F$  et de la surface d'échange.

Il faudra ensuite calculer un nouveau coefficient d'échange global plus précis, qui tient compte de l'encrassement de part et d'autre des tubes.

Ce nouveau coefficient est comparé au précédent. Cette procédure se poursuivra jusqu'à ce que le coefficient d'échange  $U$  soit déterminé avec une précision de  $10^{-4}$ .

### 3.4. Caractéristiques géométriques de l'échangeur

L'échangeur est constitué de plusieurs tubes traversant des plaques faisant office d'ailettes (figure 3-2)



**Figure 3-2 : Schéma d'un échangeur tubes et plaques**

Avec

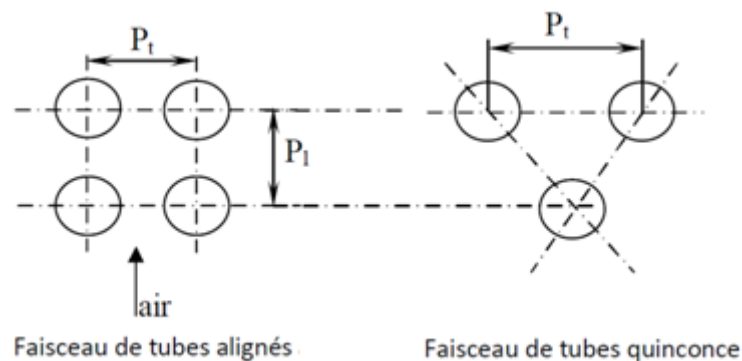
- $L$  Profondeur de la batterie d'ailettes (m)
- $l$  Hauteur de la batterie à ailettes (m)
- $H$  Longueur d'un passage d'un tube (m)
- $e$  Epaisseur des ailettes (m)
- $d_i$  Diamètre interne du tube (m)
- $d_e$  Diamètre externe du tube (m)
- $P_t$  Pas transversal des tubes
- $P_l$  Pas longitudinal des tubes



### 3.5. Configuration d'écoulement étudiée

L'échangeur choisi est à écoulement croisé dans lequel le fluide de refroidissement, ici l'air extérieur, circule perpendiculairement aux tubes avec une vitesse  $V_{\text{air}}$  que lui impriment des ventilateurs de tirage. Les tubes peuvent être disposés en quinconce ou alignés. A l'intérieur des tubes, le gaz s'écoule avec vitesse  $V_{\text{gaz}}$ .

Notre échangeur présente 4 rangées de tubes, et ainsi il est possible de le considérer comme un échangeur à contre-courant pur. Les faisceaux de tubes en quinconce sont les plus adaptés pour le gaz naturel [2]. La Figure 3-3 montre la disposition alignée et en quinconce.



**Figure 3-3: Disposition alignée et en quinconce**

### 3.6. Hypothèses de calcul

Pour le calcul de notre échangeur, nous admettons les hypothèses suivantes :

- Le régime de fonctionnement stationnaire.
- Le coefficient global d'échange de chaleur est constant.
- Les débits massiques des deux fluides sont constants.
- Les chaleurs spécifiques des deux fluides sont constantes.
- Les caractéristiques physiques des matériaux sont constantes tout le long de l'échangeur.
- La section de passage est constante.
- Le transfert de chaleur entre les deux fluides se fait par :

Convection forcée air-paroi externe : Coefficient de convection externe  $h_e$  .

Convection forcée gaz naturel - paroi interne du fait que le gaz naturel est poussé par le compresseur : Coefficient de convection interne.

### 3.7. Équations utilisées

#### – Température de sortie de l'air :

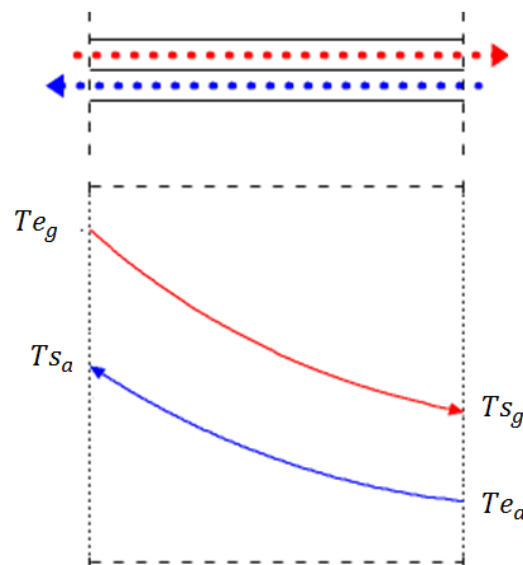
Une règle pratique très usitée dans le domaine des échangeurs utilisant l'air ambiant comme fluide de refroidissement préconise une variation de température de 5°C pour l'air, afin d'avoir des surfaces d'échange raisonnables. Avec cette valeur, le débit massique d'air peut être calculé à partir du bilan énergétique de l'échangeur, soit :

$$\dot{m}_{air} = \frac{\dot{m}_{gaz} C_{p_{gaz}} (T_{e_{gaz}} - T_{s_{gaz}})}{C_{p_{gaz}} (T_{s_{air}} - T_{a_{air}})}$$

#### – Différence de température moyenne logarithmique $\Delta T_M$ :

Elle est définie par la moyenne logarithmique des différences de températures aux deux extrémités de l'échangeur voir (figure 3-5), soit son expression :

$$\Delta T_M = \frac{(T_{e_g} - T_{s_a}) - (T_{s_g} - T_{e_a})}{\ln\left(\frac{T_{e_g} - T_{s_a}}{T_{s_g} - T_{e_a}}\right)}$$



**Figure 4 Diagramme des profils de température de l'air et du gaz naturel**

– **Surface d'échange**  $S_{ech}$  [ $m^2$ ]

Elle s'obtient à partir de l'expression du taux de chaleur transféré :

$$\dot{Q} = F U S_{ech} \Delta T_{LMTD}$$

Avec :

$U$  : Coefficient global de transfert de chaleur [ $W/m^2 K$ ].

$F$  : Facteur de correction calculé à partir de la charte [annexe 2]

- **Surfaces intérieure et extérieure des tubes par mètre linéaire**  $S_i$  et  $S_e$  [ $m^2/m$ ] :

$$S_i = \pi d_i$$

et

$$S_e = \pi d_e$$

Avec

$d_i$  : Diamètre intérieur des tubes [m]

$d_e$  : Diamètre extérieur des tubes [m]

– **Nombre d'ailettes par mètre linéaire**  $N_{ail/m}$  [ailettes/m]

$$N_{ail/m} = \frac{1}{S_a + e}$$

$S_a$  : Ecartement des ailettes [m].

$e$  : Epaisseur d'ailettes [m].

– **Nombre total d'ailettes**  $N_{ail}$  [ailettes]

$$N_{ail} = H N_{ail/m}$$

$H$  : Longueur d'un passage d'un tube [m].

– **Surface nette des tubes par mètre de longueur**  $S_{net/m}$  [ $m^2/m$ ]

$$S_{net/m} = S_e (1 - e N_{ail/m})$$

$S_e$  : Surface extérieure des tubes par mètre de longueur ( $m^2/m$ )

– **Surface d'ailettes par mètre de longueur**  $S_{ail/m}$  [ $m^2/m$ ]

$$S_{ail/m} = 2N_{ail/m} \left( P_t P_l - \frac{\pi d_e^2}{4} \right)$$

$P_t$  : Pas transversal des tubes [m]

$P_l$  : Pas longitudinal des tubes [m].

– **Surface d'échange totale des tubes à ailettes par mètre de longueur**  $S_{tot/m}$

$$S_{tot/m} = S_{net/m} + S_{ail/m}$$

– **Longueur totale des tubes**  $L$  [m]

$$L_t = \frac{S_{ech}}{S_{tot/m}}$$

– **Volume des tubes**  $V_{tubes}$  [m<sup>3</sup>]

$$V_{tubes} = \pi d^2 L_t$$

– **Nombre total de tubes**  $N_{tt}$  [tube]

$$N_{tt} = \frac{L_t}{H}$$

– **Nombre de tubes par rangée**  $N_{t/r}$  [tube]

$$N_{t/r} = \frac{N_{tt}}{N}$$

$N$  : Nombre de rangées.

– **Profondeur de la batterie à ailettes**  $L$  [m]

$$L = P_t N_{t/r}$$

- **Hauteur de la batterie à ailettes**  $l$  [m]

$$l = P_l N$$

- **Surface étroite entre les tubes et les ailettes**  $S_{étr}$  [m<sup>2</sup>] [6]

$$S_{étr} = L \cdot H - N_{ail} \cdot e \cdot L - N_{t/r} \cdot d_e \cdot (H - e \cdot N_{ail})$$

$L$  : Profondeur de la batterie à ailettes [m].

$H$ : Longueur d'un passage d'un tube [m].

- **Vitesse étroite de l'air**  $V_{air}$

$$V_{air} = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air} S_{étr}}$$

$\rho_{air}$  : Masse volumique de l'air.

- **Efficacité des ailettes**

L'efficacité de l'ailette est le rapport entre le flux réellement échangé et le flux maximum transférable si toute l'ailette est à la température de la paroi du tube.

$$\eta_{ail} = \frac{\text{flux réel en } W}{\text{flux maximum transférable en } W}$$

L'efficacité d'une ailette est comprise entre 0 et 1. Pour une ailette rectangulaire l'efficacité est définie par la relation :

$$\eta_{ail} = \frac{\tanh(mL_{carac})}{mL_{carac}}$$

Avec

$$m^2 = \frac{2h_e}{\lambda_{ail} \cdot e}$$

$L_{carac}$ : Longueur caractéristique de l'ailette [m].

$\lambda_{ail}$  : Conductivité des ailettes [ $w \cdot m^{-1} \cdot k^{-1}$ ].

$m$  : Coefficient [ $m^{-2}$ ]

L'équation suivante déterminée par Schmidt [4] permet de calculer la longueur caractéristique en fonction des dimensions géométriques de l'ailette.

$$L_{carac} = (R_{eq} - R_{ext}) \left(1 + 0,35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{R_{ext}}\right)\right)$$

Avec

$$R_{ext} = \frac{d_e}{2}$$

$R_{ext}$  est calculé à partir de la géométrie du faisceau

Pour un faisceau en ligne

$$R_{eq} = 1,28 X_M \left(\frac{X_L}{X_M} - 0,2\right)^{0,5}$$

Et pour les faisceaux en quinconce

$$R_{eq} = 1,27 X_M \left(\frac{X_L}{X_M} - 0,3\right)^{0,5}$$

avec

$$X_M = \frac{P_t}{2}$$

Et

$$X_L = \sqrt{\left(\frac{P_t}{2}\right)^2 + \frac{P_l^2}{2}}$$

$P_t$  Et  $P_l$  sont tirés de la disposition normalisée pour la surface CF-8-7-7 [5]

#### – Efficacité de la surface à ailettes

L'efficacité globale de la surface de tube à ailettes est donnée par :

$$\eta_G = 1 - (1 - \eta_{ail}) \frac{S_{ail/m}}{S_{tot/m}}$$

– Coefficient d'échange de chaleur extérieur (côté air) [4] :  $h_e$  [W/m<sup>2</sup> K]

Pour  $0,6 < Pr < 1,5$

$$h_e = f \mu C_p \left( \frac{k}{C_p * \mu} \right)^{\frac{2}{3}}$$

avec

$$\frac{C_p \mu}{k} = Pr$$

$$h_e = f \mu C_p (Pr)^{-\frac{2}{3}}$$

La lecture de  $f$  se fait sur l'abaque suivant :

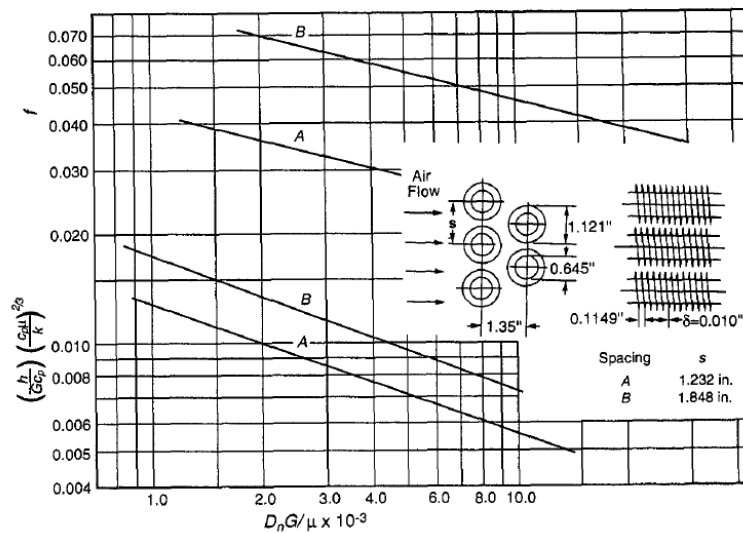


Figure 3-5: Facteur de frottement pour un échangeur compact tube-ailettes surface CF-8-7-5 [4]

– Coefficient d'échange de chaleur intérieur :  $h_i$  [W/m<sup>2</sup> K] [5]

Le coefficient de transfert thermique intérieur est calculé à partir de la corrélation de Gnielinski simplifiée de manière à obtenir la lois empirique suivantes :

Pour  $0.6 < Pr < 1.5$

$$Nu = 0.0214(Re^{0.8} - 100)Pr_{\text{gaz}}^{0.4} \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{L_t} \right)^{\frac{2}{3}} \right]$$

Sachant que pour notre cas  $Pr = 0,7219$  nous allons utiliser la formule suivante

Cette corrélation peut être utilisée car on trouve un nombre de Reynolds compris entre :

$$2300 < Re < 10^6$$

Calcul du nombre de Reynolds à l'intérieur :

$$Re = \frac{\rho_{\text{gaz}} V_{\text{gaz}} D_h}{\mu_{\text{gaz}}}$$

$$D_h = \frac{4S_{\text{passage}}}{P_m}$$

$$Re = \frac{4\dot{m}_{\text{gaz}/\text{tube}}}{\pi d_i \mu_{\text{gaz}}}$$

avec

$$\dot{m}_{\text{gaz}/\text{tube}} = \frac{\dot{m}_{\text{gaz}}}{N_{tt}}$$

avec

$Re$ : Nombre de Reynolds.

$D_h$ : Diamètre hydraulique [m].

$S_{\text{passage}}$ : Section de passage du fluide [m<sup>2</sup>].

$P_m$ : Périmètre de contact fluide/paroi [m].

$V_{\text{gaz}}$ : Vitesse du gaz dans un tube [m/s].

– **Coefficient d'échange de chaleur global** : [9]

Le coefficient d'échange de chaleur global en ( $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ) est calculé suivant l'équation :



$$U = \left[ \left( \frac{1}{h_i} + R_i \right) \frac{S_e}{S_i} + \frac{S_e}{2\pi k_t} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{\eta_g h_e} + R_e \right]^{-1}$$

$k_t$  : Conductivité thermique des tubes [W /m.K].

$R_i$ : Résistance d'encrassement intérieur [W / K].

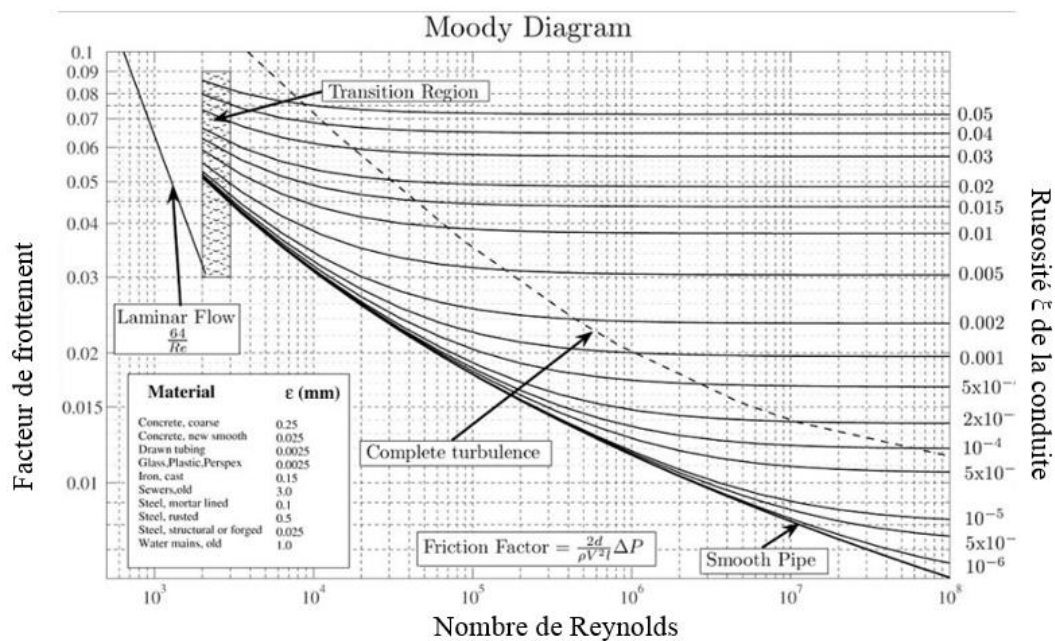
$R_e$  : Résistance d'encrassement extérieur [W / K].

**– Pertes de charge à l'intérieur des tubes**

Détermination du coefficient de pertes linéaires :

Plusieurs méthodes existent pour définir le coefficient de perte de charge. Une des plus connues est le diagramme de Moody (figure 3-6) qui est un abaque permettant de déterminer le coefficient de perte de charge à partir du nombre de Reynolds et de la rugosité. Il est également possible de calculer directement ce paramètre à partir de corrélations qui sont à la base du diagramme de Moody:

Pour le cuivre, la rugosité est de 0.03 [Annexe 3], nous pouvons donc tirer le coefficient de perte de charge.



**Figure 3-6: Diagramme de Moody**

Nous trouvons pour notre cas un facteur de frottement de l'ordre de 0,022

Les pertes de charge régulières sont le plus souvent calculées à partir de l'équation de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho V^2}{2}$$

Nous trouvons  $\Delta P = 1,6 \text{ mbar}$

Nous constatons que les pertes de charges ne sont pas importantes dans la conduite. La majorité des pertes de charge proviennent de la séparation du débit général de gaz dans les différents tubes.

Nous pouvons confirmer ce résultat avec un logiciel de calcul des pertes de charge nommé (Pressure Drop Online-Calculator).

The screenshot displays the 'Pressure Drop Online-Calculator' interface. It is divided into two main sections: 'Element of pipe' and 'Flow medium' on the left, and 'Calculation output' on the right. The 'Element of pipe' section includes dropdowns for 'Group' (Straight pipes) and 'Subgroup' (circular), a diagram of a pipe, and input fields for 'Diameter of pipe D' (16.61 mm), 'Length of pipe L' (0.32851 m), and 'Pipe roughness' (0.03 mm). The 'Flow medium' section includes a dropdown for 'Flow medium' (natural gaz 117.31 °C), radio buttons for 'Condition' (liquid/gaseous), and input fields for 'Mass flow' (0.018586138 kg/h), 'Weight density' (22.75 kg/m³), and 'Dynamic Viscosity' (14.476 10-6 Pa s). The 'Calculation output' section lists various parameters: Flow medium (natural gaz 117.31 °C / gaseous), Mass flow (0.018586138 kg/s), Weight density (22.75 kg/m³), Dynamic Viscosity (14.476 10-6 Pa s), Element of pipe (circular), Dimensions of element (Diameter of pipe D: 16.61 mm, Length of pipe L: 0.32851 m), Velocity of flow (3.77 m/s), Reynolds number (98419), Velocity of flow 2 (-), Reynolds number 2 (-), Flow (turbulent), Absolute roughness (0.03 mm), Pipe friction number (0.02), Resistance coefficient (0.49), Resist. coeff. branching pipe (-), Press. drop branch. pipe (-), Pressure drop (1.06 mbar / 0 bar).

**Figure 3-7: Résultats obtenus avec Pressure Drop Online Calculator**

Les pertes de charge singulières sont essentiellement dues aux accidents de canalisation, c'est-à-dire toute modification géométrique de la conduite. On peut y compter les changements de direction (coudes, raccords en T), les variations de section, les vannes ou robinets.

Les calculs ont été exécutés en suivant l'organigramme présenté ci-dessous :

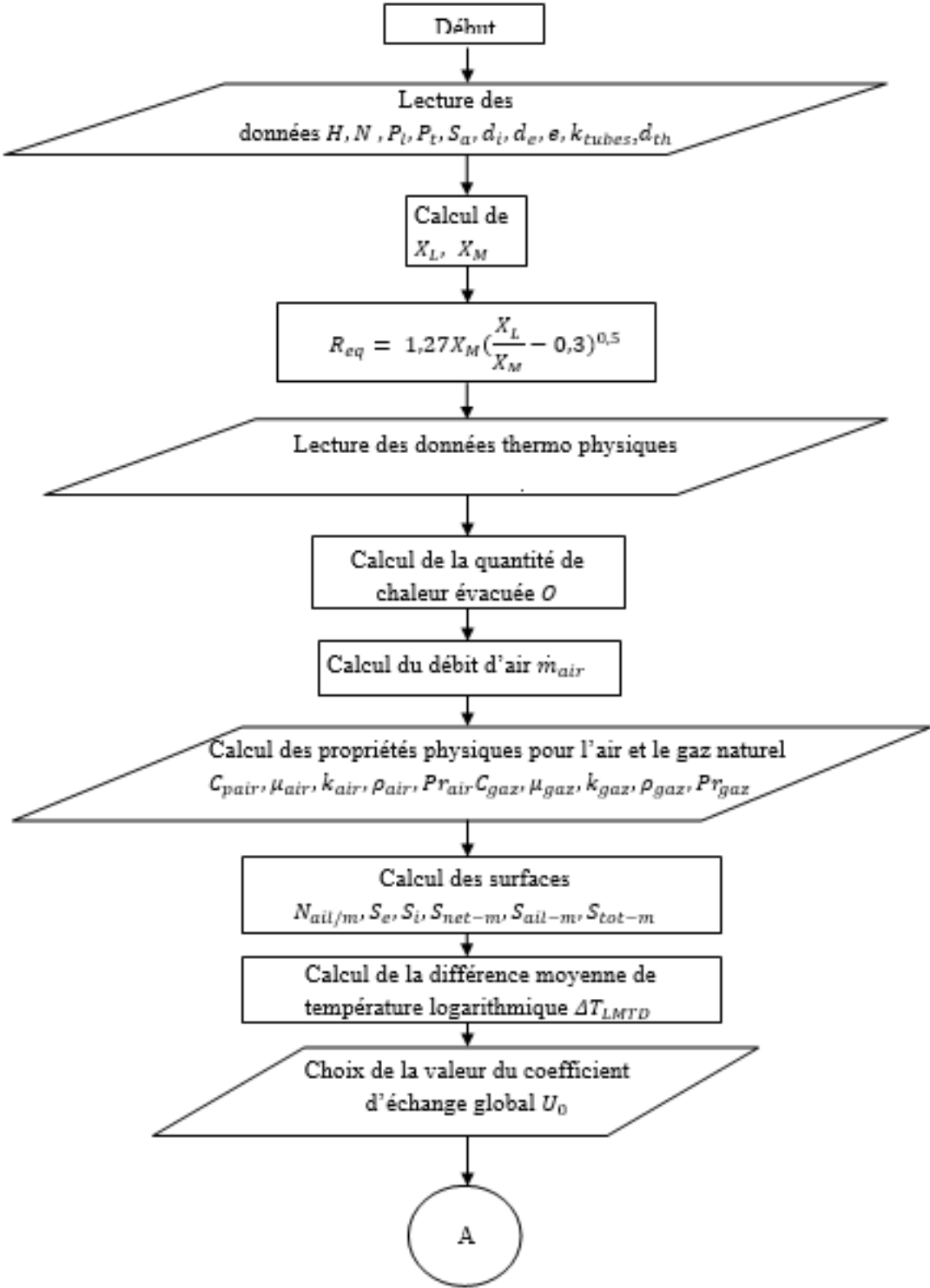


Figure 3-5 : Organigramme de calcul : partie 1

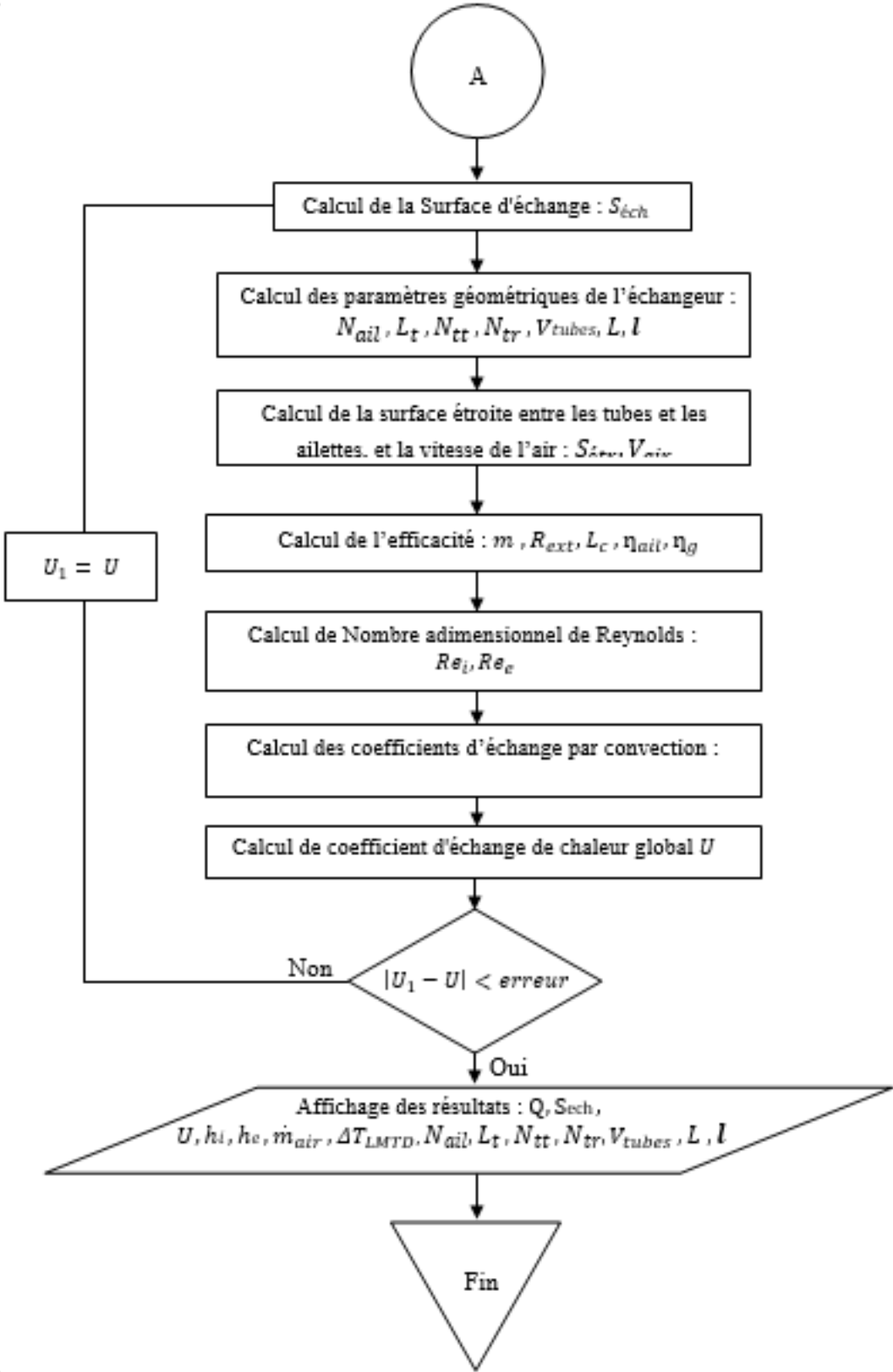


Figure 3-6: Organigramme de calcul : partie 2

## *Résultats et interprétations*

## 4. Résultats obtenus

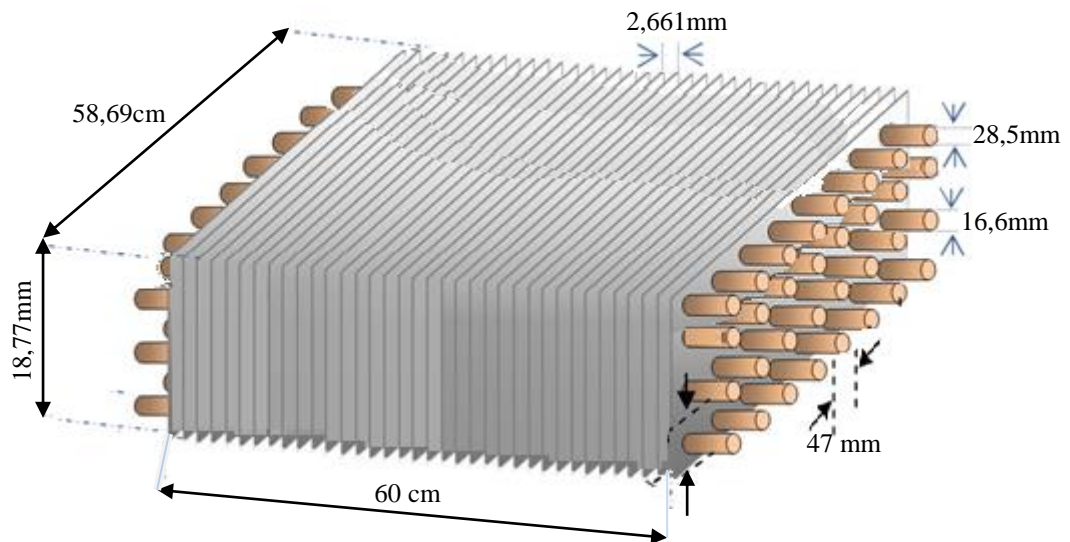
Les résultats que nous allons présenter plus bas sont obtenus à partir des données suivantes pour l'échangeur :

**Tableau 3 : Données utilisées pour l'exécution des calculs de dimensionnement de l'échangeur de chaleur**

Diamètre extérieur des tubes :	0,02847 m	Conductivité thermique des tubes :	Cuivre 389 W/m.K
Diamètre intérieur des tubes :	0,0166116 m	Conductivité thermique des ailettes	Aluminium : 204 W/m.K
Epaisseur d'ailette :	$0,254 \cdot 10^{-3}m$	Température d'entrée d'air :	306K 33°C
Pas transversal entre tubes :	0,03429 m	Température de sortie du l'air :	311K 38°C
Pas longitudinal entre tubes :	0,046m	Température d'entrée du gaz :	432,63K 159,63°C
Pas entre ailettes :	0,046 m	Température de sortie du gaz :	348K 75°C
Longueur des tubes :	0,598839121 m	Débit de gaz :	0,6691 Kg/s
Nombre de rangés :	4	Résistance d'encrassement coté intérieur	0,000887 m <sup>2</sup> K/w
Pression du gaz naturel: [bars]	45	Résistance d'encrassement coté air	0,000176 m <sup>2</sup> K/w

- Les tubes sont disposés en quinconce.
- Les plaques suivent le schéma d'une surface normalisée appelée CF-8-7-5
- A partir de l'annexe 1 nous pouvons déduire la résistance d'encrassement pour le gaz naturel et l'air qui sont respectivement de 0,000881 et 0,000176

Les résultats obtenus donnent l'échangeur de chaleur de la (Figure 4-1) ci-dessous avec les données dimensionnelles indiquées:



**Figure 4-2 Schéma de l'échangeur obtenu**

D'autres résultats sont présentés sur le tableau suivant :

**Tableau 4: Les résultats obtenus avec le code de calcul pour le dimensionnement de l'échangeur de chaleur**

Puissance thermique échangée : Q [W]	139924	Différence moyenne de température logarithmique : $\Delta T_M$ [°C]	74,888796
Débit d'air: $\dot{m}_{air}$ [kg/s]	27,79855	Débit d'air par tube : $\dot{m}_{air}$ [kg/s]	0,021095468
Coefficient d'échange par convection intérieur : $h_i$ [W/m <sup>2</sup> .K]	623,190726	Coefficient d'échange par convection extérieur : $h_e$ [W/m <sup>2</sup> .K]	858,0846
Coefficient global de transfert de chaleur : U [W/m <sup>2</sup> .K]	138,2294762	Surface d'échange : $Se_{ch}$ [m <sup>2</sup> ]	14,2282375
Longueur totale des tubes : $L_t$ [m]	18,99380759	Nombre de rangées	4
Nombre total des tubes : $N_{tt}$	$\approx 32$	Nombre des tubes par rangée : $N_{tr}$	$\approx 8$
Nombre des ailettes : $N_{ail}$	205,43	Volume des tubes : [m <sup>3</sup> ]	0,016465876
Profondeur de la batterie à ailettes : L [m]	0,586943788	Hauteur de la batterie à ailettes : l [m]	0,1877568
Diamètre hydraulique de la conduite interne	0,011673	Raynolds de la conduite interne	111696,4162
Nombre des ailettes : $N_{ail-m}$	343,0531732	Pertes de charge à l'intérieur des tubes : $\Delta P_i$ [Pa]	106,0885772
Surface intérieure des tubes par mètre de longueur : $Si$ [m <sup>2</sup> /m]	0,05218688	Surface extérieure des tubes par mètre de longueur : $Se$ [m <sup>2</sup> /m]	0,089451824
L'efficacité d'une ailette rectangle $\eta_{ail}$	0,300548331	L'efficacité globale de la surface de tube ailetée $\eta_g$	0,37679382
Coefficient de frottement tubes f tubes	0,059	Vitesse intérieure du gaz [m/s]	4,278533606



## **Interprétations :**

A partir des résultats obtenus, on constate que l'échangeur est rectangulaire de dimension centimétrique (60 cm × 58,69 cm × 18,77 cm). Ces dimensions sont très petites au regard de la surface d'échange obtenue ce qui confirme la compacité de l'échangeur.

La longueur totale des tubes  $L_t$  est de 19 m<sup>2</sup>, elle sera répartie sur 32 tubes qui auront chacun une longueur de 60 cm, on obtiendra donc 4 rangées de tubes.

La puissance thermique échangée est de 140 KW, pour cela il faudra un débit d'air de 27,79 kg/s, la différence moyenne de température logarithmique est de 74,88°C, le débit d'air par tube est de 0,0210 kg/s.

Les pertes de charge à l'intérieur des tubes sont très faible de l'ordre d'une centaine de millibars lorsque le gaz est à 45 bars c'est-à-dire 0,2%. Cependant, nous savons après recherche dans les applications pratiques que la perte de charge est de l'ordre de 2% dans l'échangeur, ce qui signifie que la plus grande partie des pertes de charge est sous forme de perte de charge singulière lorsque le gaz se divise dans les 32 tubes.

## Conclusion générale

Un échangeur de chaleur a été dimensionné pour évacuer les charges thermiques d'une unité de compression mobile.

Nous avons envisagé différents types d'échangeurs avant de sélectionner finalement un échangeur compact à plaques et tubes, parfaitement adapté aux applications comme la nôtre où la recherche d'un encombrement minimum est un critère primordial.

Connaissant la charge thermique à évacuer, les températures d'entrée et de sortie du gaz, le débit de ce dernier ainsi que la température de l'air ambiant, utilisé comme fluide de refroidissement, l'échangeur a été dimensionné. Sa compacité est remarquable, puisque dans un volume de 66 litres seulement il renferme une surface d'échange de  $14,22 \text{ m}^2$ . Son volume a été réparti selon une géométrie rectangulaire avec les dimensions ( $60 \text{ cm} \times 58,69 \text{ cm} \times 18,77 \text{ cm}$ ).

En termes de perspectives, on rappelle que dans le cadre de ce travail, dans un souci d'avoir un échangeur facile à fabriquer et à entretenir, nous avons utilisé des ailettes lisses, mais cette étude peut servir de base pour appréhender à l'avenir, les systèmes de refroidissement plus complexes qui utilisent notamment des ailettes déformées pour avoir plus de compacité.

## Bibliographie :

- [1] Badsî Ali et Amara Idir., "Etude d'une unité de compression mobile pour éviter la mise à l'évent du gaz naturel lors des opérations sur gazoducs", Projet de fin d'étude, Ecole Nationale Polytechnique, (2016).
- [2] Document Sonatrach , Service HSE : Bilan annuel des gaz mis à l'évent, mois Décembre, année, 2010-2015.
- [3] Jessica Holmes ,Calvin Lam ,Bradford Marx, Andrew Nelson, Christopher O'Brien, Design and Demonstration of a Heat Exchanger for a Compact Natural Gas Compressor , Major Qualifying Project Report submitted to the faculty of ,Worcester Polytechnique Institute.
- [4] Sadik kakaç, Hangton Liu, Heat exchangers, selection, rating and thermal design.(2002)
- [5] Fallahsohi, H., "Modélisation dynamique des échangeurs diphasiques, appliquée aux groupes frigorifiques contrôlés par une commande avancée", Thèse de Doctorat, L'institut national des sciences appliquées de Lyon, pp 189 (2011).
- [6] Kuehn, T. H., R.J. Couvillion, J.W. Coleman et al,"ASHRAE Handbook-Fundamentals". I-P
- [7] Ettahir AMMARI, Mémoire de Fin d'Etudes de Master ,Etude des échangeurs de chaleur liés au système de refroidissement solaire à adsorption (2003)
- [8] Wang, C. T., R. N. Horne, "Boiling flow in a horizontal fracture." Geothermics 29: 759-772 (2000).
- [9] Bougriou, C., "Etude du Récupérateur de Chaleur Croisé à Tubes à Ailette", Rev. Energ. (2003)

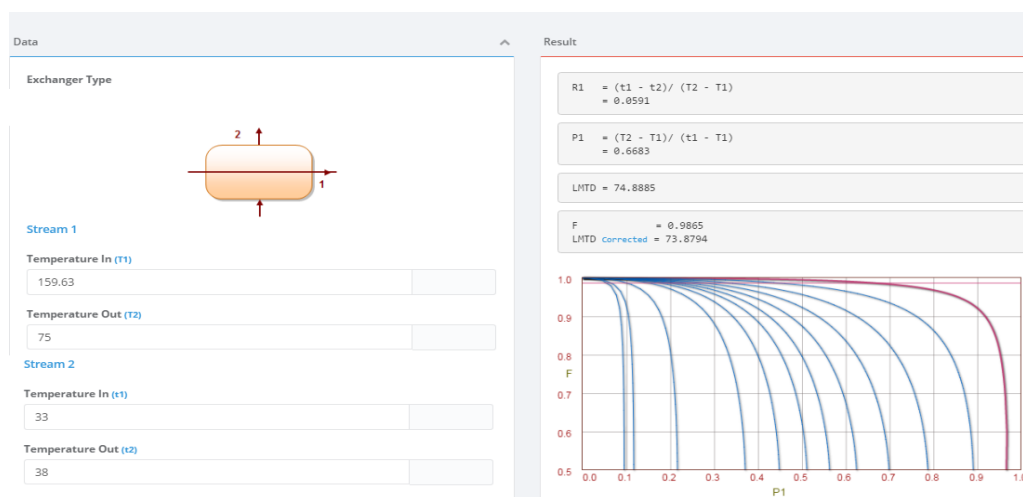
# Annexes :

## Annexe 1 :

Industrial Fluids	$R_f$ ( $m^2 \cdot K/W$ )
<i>Oils</i>	
Fuel oil no. 2	0.000352
Fuel oil no. 6	0.000881
Transformer oil	0.000176
Engine lube oil	0.000176
Quench oil	0.000705
<i>Gases and Vapors</i>	
Manufactured gas	0.001761
Engine exhaust gas	0.001761
Steam (nonoil bearing)	0.000088
Exhaust steam (oil bearing)	0.000264–0.000352
Refrigerant vapors (oil bearing)	0.000352
Compressed air	0.000176
Ammonia vapor	0.000176
CO <sub>2</sub> vapor	0.000176
Chlorine vapor	0.000352
Coal flue gas	0.001761
Natural gas flue gas	0.000881

From *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association* (1988). ©1988 by Tubular Exchanger Manufacturers Association. With permission.

## Annexe 2



Annexe 2 : calcul du facteur de correction d'après **CHECALC.com**

## Roughness of pipes

Aluminium, drawn/pressed	new	0.0013 - 0.0015 mm
Aluminium, drawn/pressed	used	to 0.03 mm
Asbestos-cement	new, smooth	0.03 - 0.1 mm
Brass, drawn/pressed	new	0.0013 - 0.0014 mm
Brass, drawn/pressed	used	to 0.03 mm
Cast iron	average city sewerage	1.2 mm
Cast iron	incrusted	to 3.0 mm
Cast iron	new, bituminized	0.10 - 0.13 mm
Cast iron	new, with skin	0.2 - 0.6 mm
Cast iron	operating several years, cleaned	1.5 mm
Cast iron	slightly rusty	1.0 - 1.5 mm
Clay	new, clay tile	9.0 mm
Clay, Drainage-pipe	new, calcined	0.7 mm
Concrete	new, medium rough	1.0 - 2.0 mm
Concrete	new, rough	2.0 - 3.0 mm
Concrete	new, smooth	0.3 - 0.8 mm
Concrete	operating several years	0.2 - 0.3 mm
Concrete, Centrifugal-	new, smooth plastered	0.1 - 0.15 mm
Concrete, Centrifugal-	new, without plaster	0.2 - 0.8 mm
Concrete, Steel-	new, smooth	0.1 - 0.15 mm
Copper, drawn/pressed	new	0.0013 - 0.0015 mm