

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

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

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR

DEPARTEMENT D'AERONAUTIQUE

Projet De Fin D'Etudes En Vue De L'obtention Du Diplôme
Des Etudes Universitaires Appliquées En Aéronautique
Option : Propulsion

THEME

Calcul D'un Echangeur De Chaleur (Huile/Carburant) A Contre Courant

Utilisé dans Le moteur CF6-80E1

Fait par :

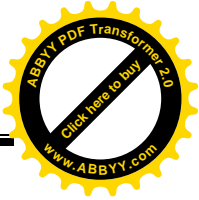
Mr : TIKOUDANE Ahmed

Melle : MATENE Assia

Encadré par :

Mr : LARBI Farid

Promotion : 2008



THEME

Calcul D'un Echangeur De Chaleur (Huile/Carburant) A Cotre Courant Utilisé Sur Le moteur CF6-80E1 Equipant L'avion A 330-200.

RESUME

L'étude consiste à utiliser des équations de base du transfert thermique pour calculer les différentes dimensions d'un échangeur de chaleur tubulaire contre courant. Pour atteindre ce but nous allons faire varier le débit carburant et voir leur effet sur les dimensions de l'échangeur et de même en variant les propriétés physico-thermique (k , μ) et les propriétés physico-chimique (ρ).

En utilisant des données d'un échangeur équipant le moteur CF6-80E1 et des tableaux de référence contiennent les propriétés physico-thermiques et les propriétés physico-chimiques d'huile et carburant. Ce qui va nous servir de meilleure base pour un calcul plus approfondi.

ABSTRACT

The study consists in using basic equations of the heat transfer to calculate various dimensions of an exchanger of tubular heat against current. To achieve this goal we will show to vary the beginning carburizing and their effect on dimensions of the exchanger and of the same by varying the properties physico-thermics (K , μ) and the properties physicochemical (ρ).

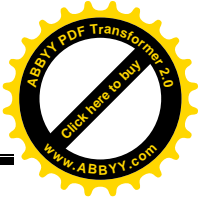
By using data of an exchanger equipping engine CF6-80E1 and of the tables with reference the properties physico-thermics and the physicochemical oil properties contain and carburizing. What will serve to us as better base for a thorough calculation.

ملخص

هذه الدراسة تعتمد على مجموعة من المعادلات الأساسية في ميدان التبادل الحراري من اجل حساب مختلف ابعاد محول حراري من نوع الأنبوبي.

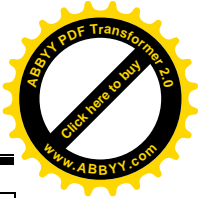
من اجل بلوغ هذا الهدف نقوم بتغير تدفق الوقود و الخواص الفيزيولوجية و الفيزيوكيميائية للوقود.

لهذا قمنا باستعمال معطيات المحول المركب على المحرك CF6_80 E1 وجدول مرجعية تحتوي على الخواص الفيزيولوجية و الفيزيوكيميائية وكذا خواص المعدن المستعمل.



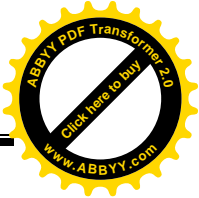
Liste des figures

Figure	Nom de figure	Page
Fig.I.1	Moteur CF6-80 E1	3
Fig.I.2	Les modules du moteur CF6-80 E1	5
Fig.I.3	Module FAN	6
Fig.I.4	Compresseur HP	7
Fig.I.5	Chambre de combustion	8
Fig.I.6	Module LPT	9
Fig.I.7	Module HPT	10
Fig.I.8	Module de commande des accessoires	11
Fig.I.9	Boite d'entraînement des accessoires	13
Fig.I.10	Les Roulements du moteur CF6-80 E1	14
Fig.I.11	Les stations aérodynamiques	15
Fig.I.12	le circuit de graissage	17
Fig.I.13	Le réservoir d'huile	18
Fig.I.14	Le bloc des pompes	19
Fig.I.15	L'échangeur de chaleur	20
Fig.I.16	Le filtre de récupération	20
Fig.I.17	Le fonctionnement du circuit de graissage	21
Fig.II.1	Plaques à ailettes	29
Fig.II.2	Tubes à section circulaire et à ailettes externes circulaires	31
Fig.II.3	Tubes à section circulaire et à ailettes externes planes continues	32
Fig.II.4	Tubes à section quasi rectangulaire et à ailettes externes planes	32
Fig.II.5	Différents types de rugosité	38
Fig.II.6	Différents types d'écoulement derrière un obstacle	39
Fig.II.7	Densité de flux thermique en fonction de l'écart de température entre paroi et fluide pour différents états de surface lors de l'ébullition en vase d'isopropanol [Yilmaz et Westwater]	42
Fig.II.8	Coefficient d'échange local en fonction de la densité de flux thermique pour un tube lisse et des tubes à rainures internes lors de l'évaporation de R 12 [Kimura et Ito]	43
Fig.III.1	Système de deux cylindres coaxiaux (Échangeur co-courant)	48
Fig.III.2	Système de deux cylindres coaxiaux (Échangeur contre courant)	48
Fig.III.3	schéma explicatif des résistances	49
Fig.III.4	Les températures d'entrée et de sortie (Échangeur co-courant)	50
Fig.III.5	la variation de la T en fonction de S (Échangeur co-courant)	50
Fig.III.6	Les températures d'entrée et de sortie (Échangeur contre courant)	51
Fig.III.7	la variation de la T en fonction de S (Échangeur contre courant)	51
Fig.III.8	échangeur contre courant	54
Fig.III.9	Les dimensionnements de l'échangeur de chaleur coaxial	55
Fig.IV.1	La variation de la surface d'échange en fonction du débit de carburant	69



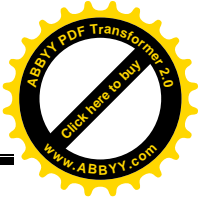
Liste des figures

Fig.IV.2	La variation de la longueur en fonction du débit de carburant	71
Fig.IV.3 71	La variation de coefficients d'échange en fonction du débit de carburant	72
Fig.IV.4	La variation de coefficient d'échange global en fonction du débit de carburant	73
Fig.IV.6	La variation de la perte de charge Δp_1 en fonction du débit de carburant	75
Fig.IV.7	La variation de la perte de charge Δp_2 en fonction du débit de carburant	76
Fig.IV.8	La variation du débit d'huile en fonction du débit de carburant	77
Fig.IV.10	la variation de (h_1) en fonction de (k_1)	78
Fig.IV.11	La variation de (U) en fonction de (k_1)	78
Fig.IV.12	La variation de (A) en fonction de (k_1)	79
Fig.IV.13	La variation de (L) en fonction de (k_1)	80
Fig.IV.14	La variation des pertes de charge en fonction de (k_1)	81
Fig.IV.15	la variation de (h_1) en fonction de (μ_1)	81
Fig.IV.16	la variation de (U) en fonction de (μ_1)	82
Fig.IV.17	la variation de (A) en fonction de (μ_1)	83
Fig.IV.18	la variation de (L) en fonction de (μ_1)	83
Fig.IV.19	la variation des pertes de charge en fonction de (μ_1)	84
Fig.IV.20	la variation des pertes de charge en fonction de (ρ_1)	85



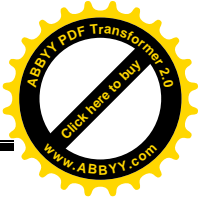
Liste des symboles

h	Conductivité thermique du liquide.
λ	Conductivité thermique du métal.
U	coefficient global d'échange.
S_r	surface de référence.
T_i	température intérieure.
T	la température.
S	la surface.
R_i	convection à l'intérieur du tube.
R_2	conduction.
R_3	convection à l'extérieur du tube.
A	surface de référence.
d_i	diamètre intérieur du tube.
e	L'épaisseur du tube.
L	la longueur du tube.
D	diamètre intérieur de l'espace enveloppe.
W	débit massique (Kg/s).
$T_{e,i}$	température d'entrée en (k^0).
$T_{s,i}$	température de sortie en (k^0).
R_1	résistance dans le fluide à l'intérieur du tube (m^2k/w).
R_2	résistance dans le fluide à l'extérieur du tube (m^2klw).
R_m	résistance due à la paroi métallique du tube (m^2klw).
N_u	nombre de Nusselt.
R_e	nombre de Reynolds.
P_r	nombre de Prandtl.
V	vitesse du liquide (m/s).
ρ	masse volumique du liquide (kg/m^3).
μ	viscosité dynamique du liquide (poiseuille).
K	conductivité thermique du liquide (w/mk).
C_p	capacité calorifique du liquide (J/kg k).
μ_p	viscosité du liquide à la température de la paroi (Poiseuille).
D_i	diamètre intérieur de l'espace enveloppe (m).
D_{eq}	diamètre équivalent (m).
Re_q	Reynolds équivalent.
R_H	Rayon hydraulique (m).
f	Facteur de friction.
ΔP	Perte de charge (Pa).
ρ	Masse volumique du liquide (kg/m^3).
V	vitesse du liquide (m/s).
Q	Quantité de chaleur.
T_e	température extérieure.



Liste des tableaux

Tableau.I.1	Poids des différents modules	4
Tableau.II.1	Domaine d'application des méthodes d'intensification	26-27
Tableau.II.2	corrélations pour des échangeurs à gaz à plaques avec ailettes	30
Tableau.II.3	corrélations pour des échangeurs à gaz circulant à l'extérieur de tubes à ailettes externe	34
Tableau.II.4	corrélations pour des échangeurs à liquide circulant à l'intérieur de tubes à insert	37
Tableau.II.5	expressions de $B(e^+)$, $g(e^+)$ et n pour différents types de types rugueux	39



INTRODUCTION

Les échangeurs thermiques sont nécessaires dans plusieurs types d'industrie (chauffage et froid, pétrochimie, chimie, distillerie, agroalimentaire, papeterie, environnement,....)

Les échangeurs thermiques doivent présenter une grande surface d'échange de chaleur sous un volume externe le plus réduit possible.

Pour ces types d'échangeurs, l'échange thermique se fait généralement entre deux fluides distincts (Fluide secondaire – paroi – Fluide primaire).

Le fluide secondaire sera le FLUIDE TRAITE ; fluide chauffé ou fluide refroidi et le fluide primaire sera le FLUIDE SERVANT AU TRAITEMENT ; huile chaude ou eau glacée ...

Les échangeurs à fluides séparés permettent le transfert de chaleur d'un fluide à un autre sans mélange. Les mécanismes de transfert thermique utilisés sont : la convection forcée entre fluide primaire et paroi, la conduction à travers la paroi et la convection libre ou forcée entre paroi et fluide secondaire. D'autre part, l'un des fluides peut subir un changement de phase : condensation, vaporisation ou ébullition.

Le but recherché de cette étude, ce qu'a partir des données garanties et internationales, on va essayer d'élaborer un modèle d'un échangeur de chaleur en basant surtout sur les équations de transfert thermique. Pour le calcul des différentes dimensions d'un échangeur de chaleur de type coaxial contre-courant.

Pour mener a bien notre travail on a devisé l'étude en quatre chapitres, le premier est consacré a décrire le moteur CF6-80E1. Une généralité sur les échangeurs de chaleur vont faire l'objet de deuxième chapitre par contre le troisième qui représente le vif de notre sujet sera consacré a la méthode de conception et le dimensionnement de l'échangeur, le quatrième se reportera sur les résultats et les commentaires, enfin une conclusion est tirée.



CHAPITRE I

PRESENTATION DU MOTEUR CF6-80 E1

I-1 : Présentation du moteur CF6-80 E1 :

Le moteur CF6-80 E1 de Générale Electrique équipant l'airbus A330-200 est un moteur double corps, double flux. Ce moteur est caractérisé par un taux de dilution élevé par rapport aux autres moteurs. Une faible vitesse d'éjection.

Il développe une poussée de l'ordre de 233 à 300 KN dont 80% est due au flux secondaire et 20 % au flux primaire. Le débit d'entrée est 808 à 880 kg/sec.

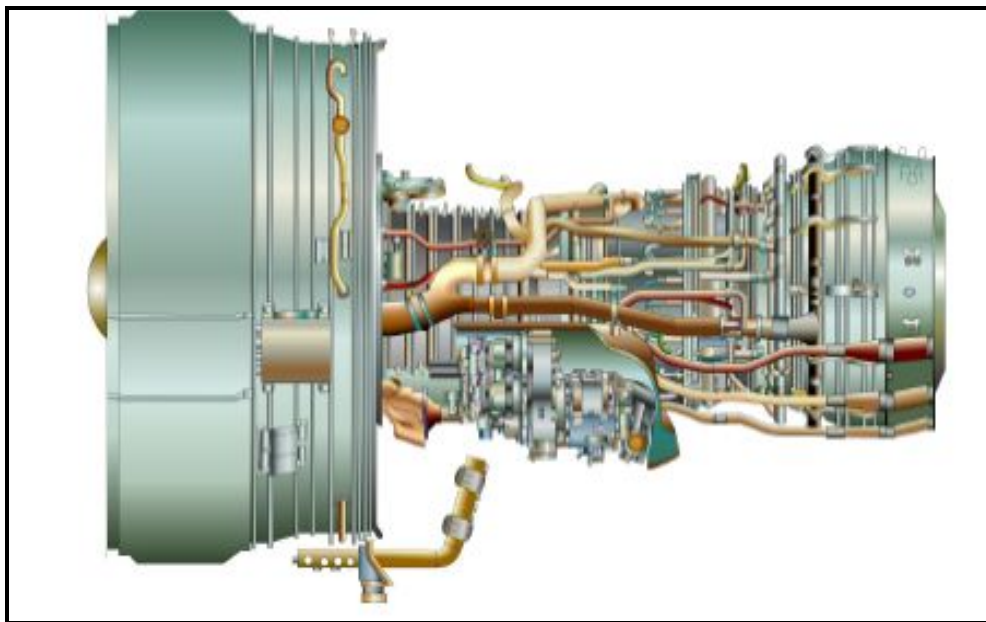
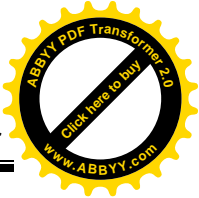


Fig.I.1 : Moteur CF6-80 E1.

I-2 : Les caractéristiques du moteur CF6-80 E1 :

L'Airbus A330 est actionné par deux moteurs de (GE) CF6-80E1. Qui ont les caractéristiques suivantes :

- ❖ Poussée assurée par le flux primaire 20% de poussée totale.
- ❖ Poussée assurée par le flux secondaire 80% de poussée totale.
- ❖ Poussée du moteur : 5074Kg.
- ❖ Poussée inverse 60% au maximum.
- ❖ Taux de dilution (5, 5.1).
- ❖ Rapport manométrique de compression : 5/2.
- ❖ Consommation spécifique maximale : [0.332, 0.345] Kg.cm³.



I-3 : Dimension et poids des différentes stations du moteur :

La longueur :

La longueur du moteur est de 168.41 pouces (4.28m) elle est comptée à partir du cone du fan jusqu'aux brides du carter inférieur de (LPT)

Le largeur :

Le largeur maximum est de 114.13 pouces (2.90m)

La hauteur :

La hauteur maximum est de 113.13 pouces (2.88m)

Le diamètre :

Le diamètre extérieur du fan est de 106.64 pouces (2.71m) et le diamètre intérieur est de 96 pouces (2.44m)

Le poids :

Le poids maximum du moteur est de 11.162 LB (5074 kg)

Poids des différents modules :

Les modules du moteur	Le poids approximatif
Module core	2.073 LBS
Module fan	3.424 LBS
Module HPT	0.885 LBS
Module LPT	2.164 LBS
Module gear box	0.493 LBS

Tableau.I.1 : Poids des différents modules

I-4 : Les modules du moteur CF6-80 E1:

Le moteur CF6-80 E1 se compose (05) modules:

- ❖ Module FAN.
- ❖ Module CORE.
- ❖ Module de la turbine haute pression (HPT).
- ❖ Module de la turbine basse pression (LPT).
- ❖ Module de commande d'accessoires (Gear Box).

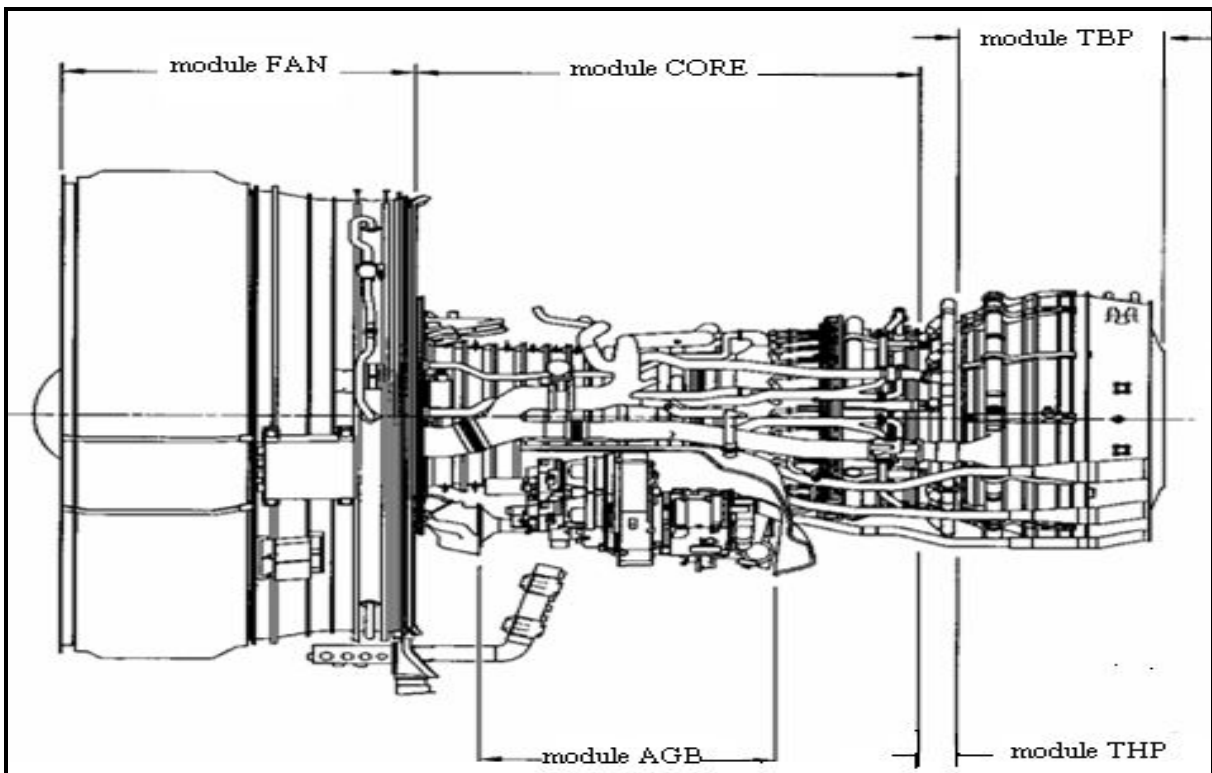


Fig.I.2 : Les modules du moteur CF6-80 E1.

I-4-1 : Module FAN :

Le module FAN est composé d'un étage FAN (soufflante) composé de 34 ailettes en TITANE, fixées en queue d'aronde, d'une longueur de (812.8 mm).et de quatre étages compresseur basse pression appelés LPC lié par un shaft à la turbine basse pression et l'ensemble constituent un attelage basse pression N1.

Les principaux composants constituant le fan sont :

- ❖ Le carter fan
- ❖ les paliers avant et arrière
- ❖ Le rotor fan
- ❖ Le cône du fan
- ❖ Les aubes mobiles le collecteur du roulement

Le module FAN pèse 1553.12 kg. Et supporté par (03) roulements de types 1B, 2R. [2].

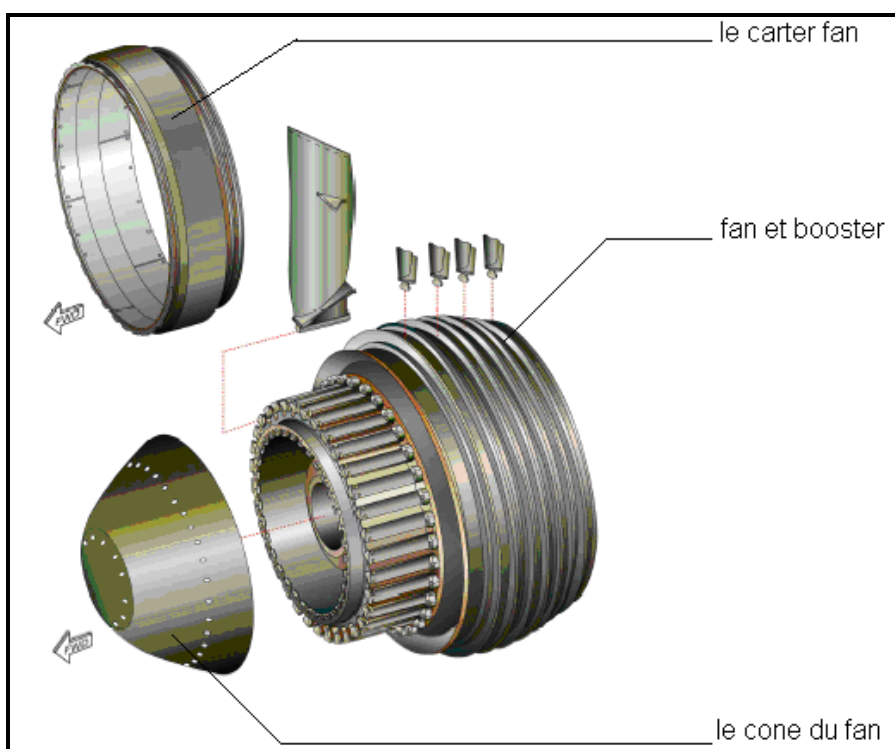


Fig.I.3 : Module FAN.

I-4-2: Module Core :

Il engendre 20% de la poussée du moteur à travers l'accélération du débit d'air primaire. Il a aussi pour rôle de faire tourner le couple moteur pour tous les accessoires de la gear box.

Le module core comporte :

- ❖ La haute pression (HPT).
- ❖ La chambre de combustion.

I-4-2-1: Le compresseur haute pression (HPC) :

Il est constitué de quatorze (14) étages, étant les six premiers étages des stators à calage variable (VSV). Dans le premier étage il y a trente quatre (34) aubes de prérotation.

Les composants principaux de la section de HPC sont : le redresseur de compresseur et l'armature arrière de compresseur.

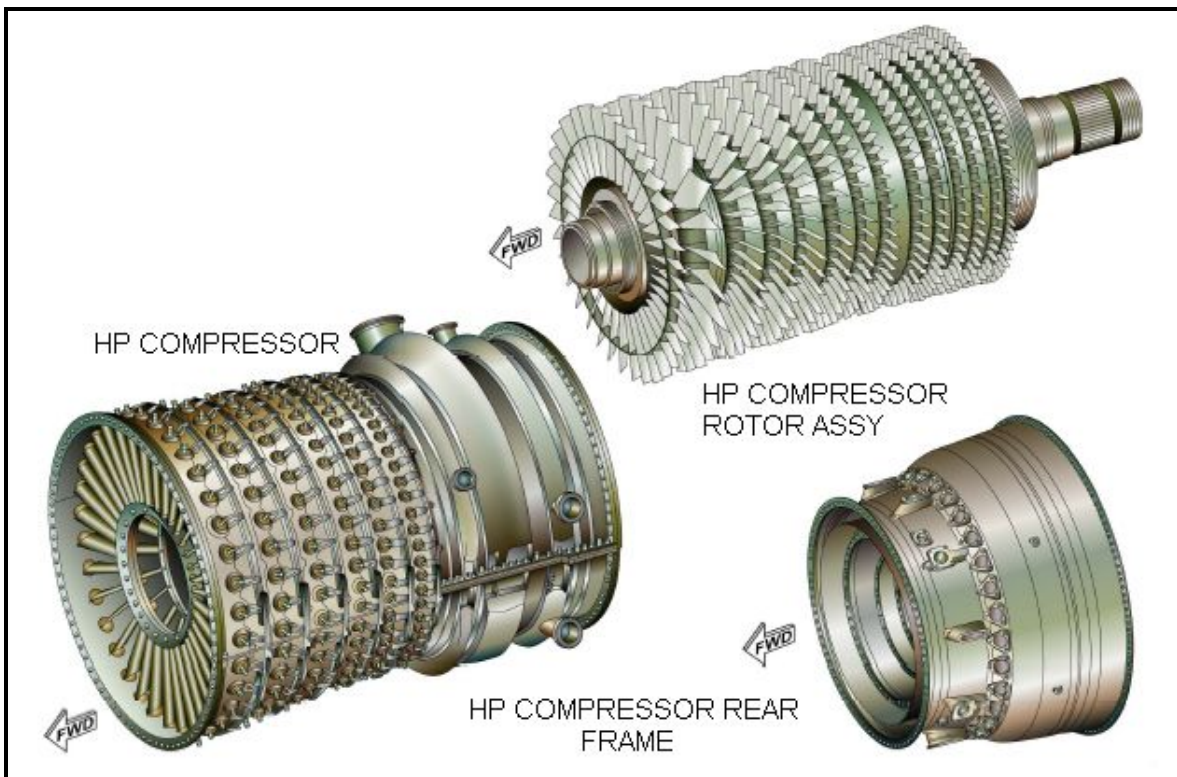


Fig.I.4 : compresseur HP

I-4-2-2: La chambre de combustion :

La chambre de combustion est placée à l'armature arrière du compresseur. Elle est du type annulaire de trente (30) injecteurs et deux allumeurs à haute tension en position 3H30 et 5H.

Elle comprend les composants principaux suivants :

- ❖ Capot.
- ❖ Recouvrements.
- ❖ Dôme.

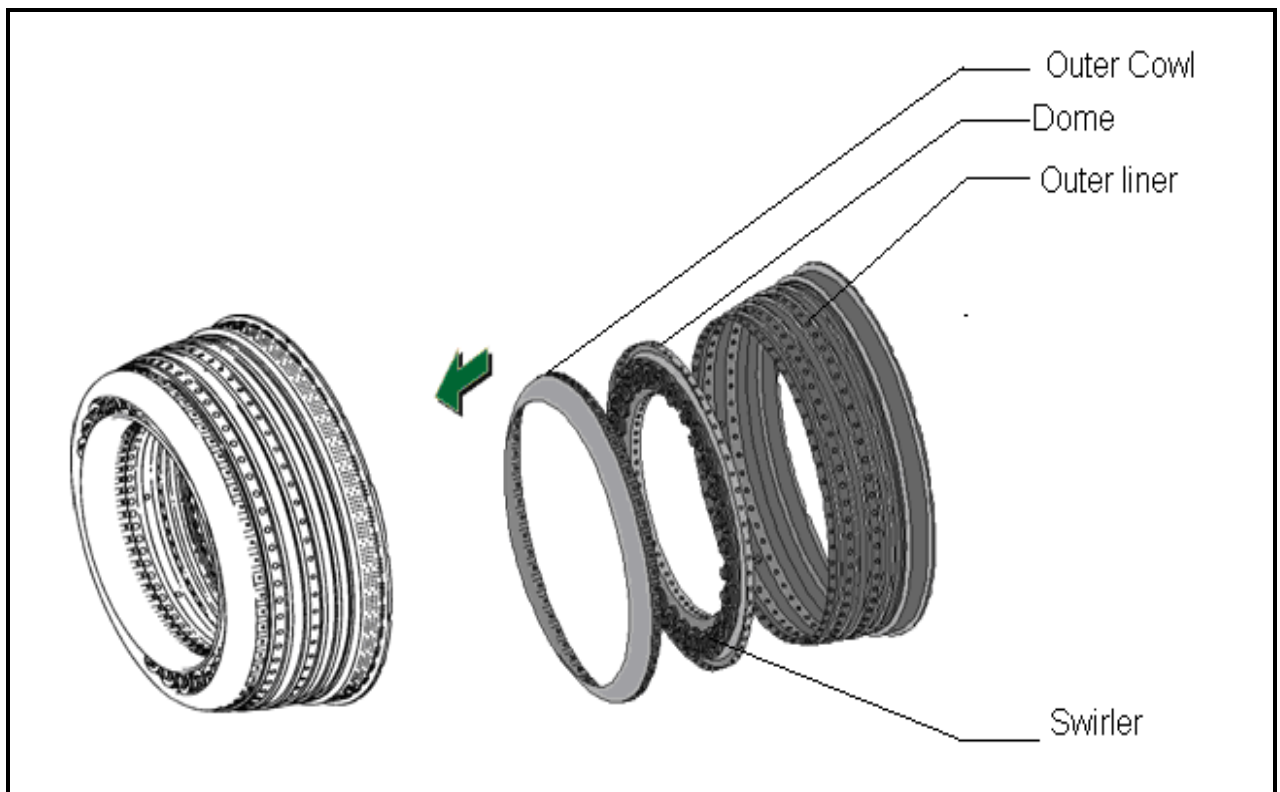


Fig.I.5 : Chambre de combustion

I-4-3: Module turbine basse pression (LPT) :

La turbine basse pression entraîne le FAN et la compresseur basse pression par l'arbre N2, le rotor turbine est composé de (05) étages.

Il extrait l'énergie des gaz de combustion sortant de la turbine haute pression pour entraîner le fan et le compresseur basse pression.

Le module (LPT) contient les éléments suivants :

- ❖ Rotor turbine basse pression
- ❖ Injecteurs du carter stator (LPT)
- ❖ Carter arrière de turbine
- ❖ Redresseur de cinq étages

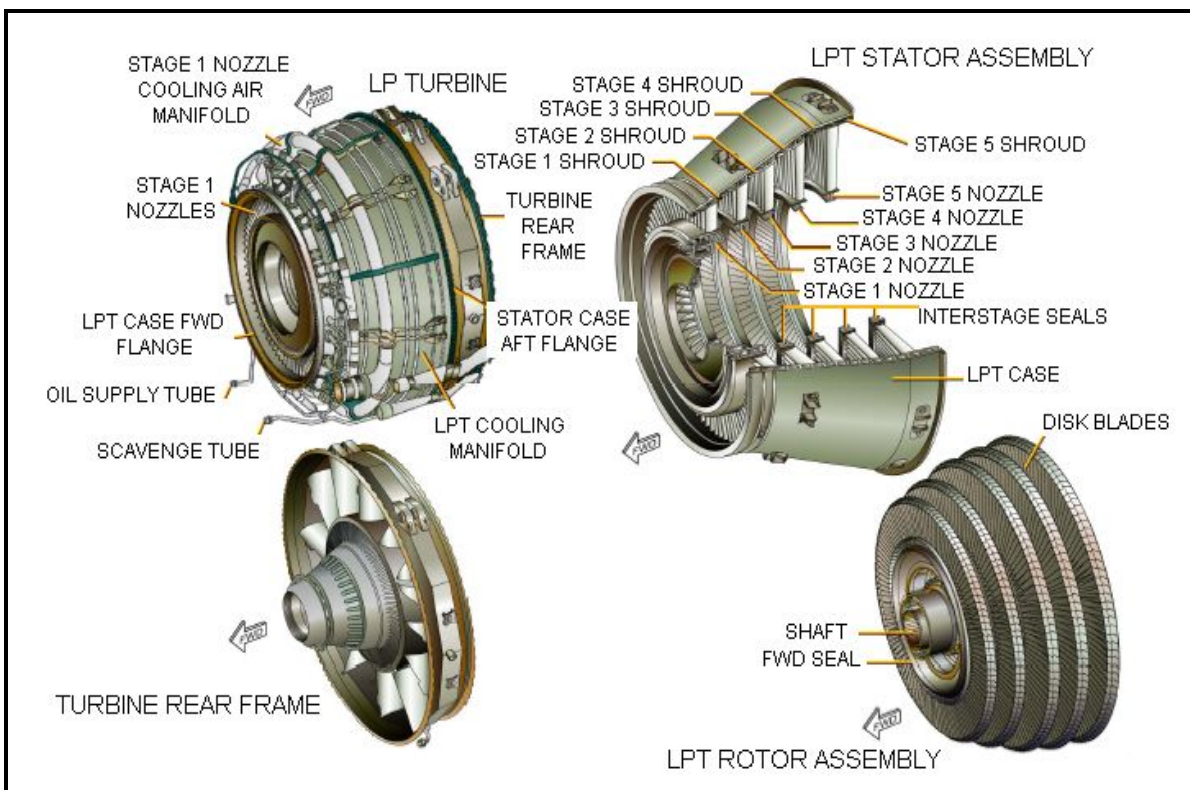


Fig.I.6 : Module LPT.

I-4-4: Module turbine haute pression (HPT) :

La turbine haute pression (HPT) à deux étages, son rotor extrait l'énergie des gaz de combustion venant de la chambre de combustion pour entraîner le compresseur haute pression qui entraîne à son tour la boîte de transfert (TGB) et la boîte d'accessoire (AGB) par l'intermédiaire de l'arbre (N2).

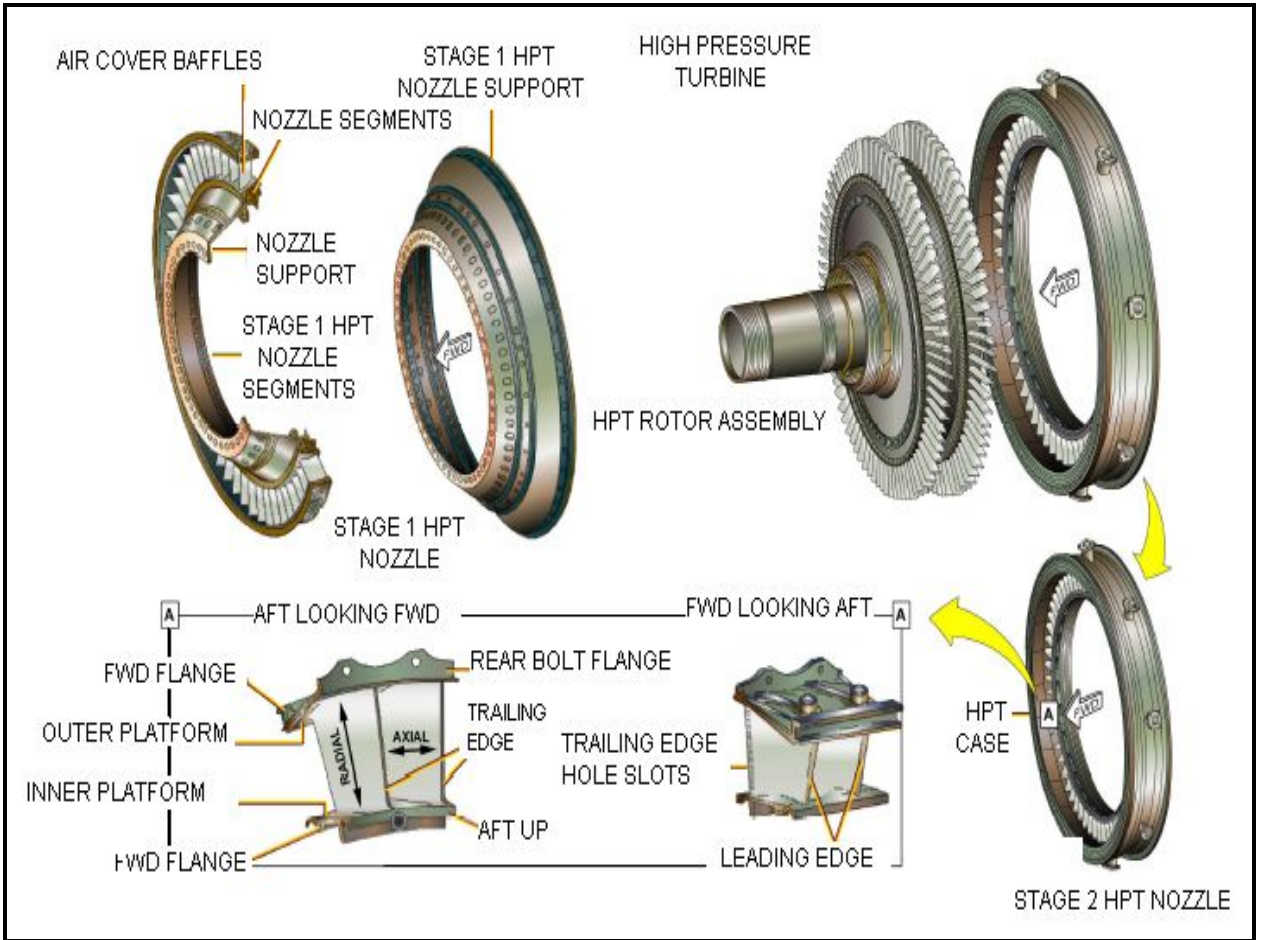


Fig.I.7 : Module HPT.

I-4-5: Module de commande des accessoires :

Le module de commande d'accessoires transfère le couple à partir du rotor de HPC à la boîte d'entraînement des accessoires (AGB) pour conduire les divers accessoires de moteur et d'avion.

Les différents accessoires entraînés par la boîte d'accessoire sont :

- ❖ Pompe de carburant
- ❖ Pompe de lubrification et de récupération d'huile
- ❖ Alternateur (IDG)
- ❖ Unité hydraulique (HMU)
- ❖ Capteur de vitesse N2
- ❖ Démarreur pneumatique
- ❖ Pompes hydrauliques

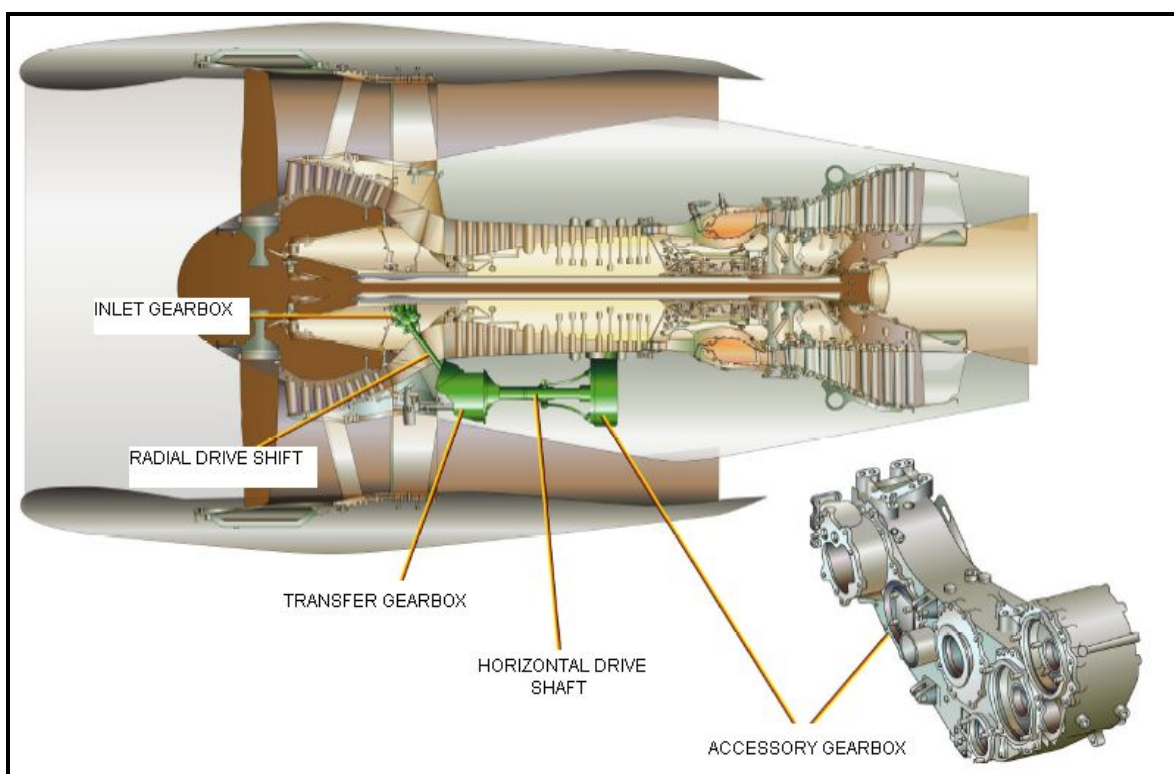
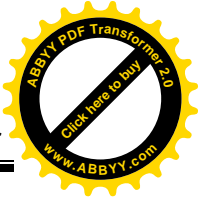


Fig.I.8 : Module de commande des accessoires.



➤ **Boîte d'entraînement des accessoires :**

L'AGB est monté au carter du compresseur. La boîte de vitesse reçoit le couple de l'arbre d'entraînement horizontal et distribue le couple par des pignons droits pour conduire la boîte de vitesse a monté des accessoires.

L'AGB se compose d'un logement d'une seule pièce d'alliage d'aluminium, contenir des adaptateurs de garniture d'entraînement, des pignons droits, des roulements, et des joints.

Les différents accessoires entraînés par l'AGB sont :

- **Sur la face avant :**

- ❖ Un (1) régulateur carburant (HMU).
- ❖ Une (1) pompe de pression et cinq (5) pompes de récupération.
- ❖ Une (1) pompe hydraulique.
- ❖ Un (1) tachymètre N2.
- ❖ Un (1) alternateur pour alimenter l'ECU.

- **Sur la face arrière :**

- ❖ Une (1) pompe carburant haute pression.
- ❖ Un (1) démarreur.
- ❖ Un (1) alternateur (IDG).

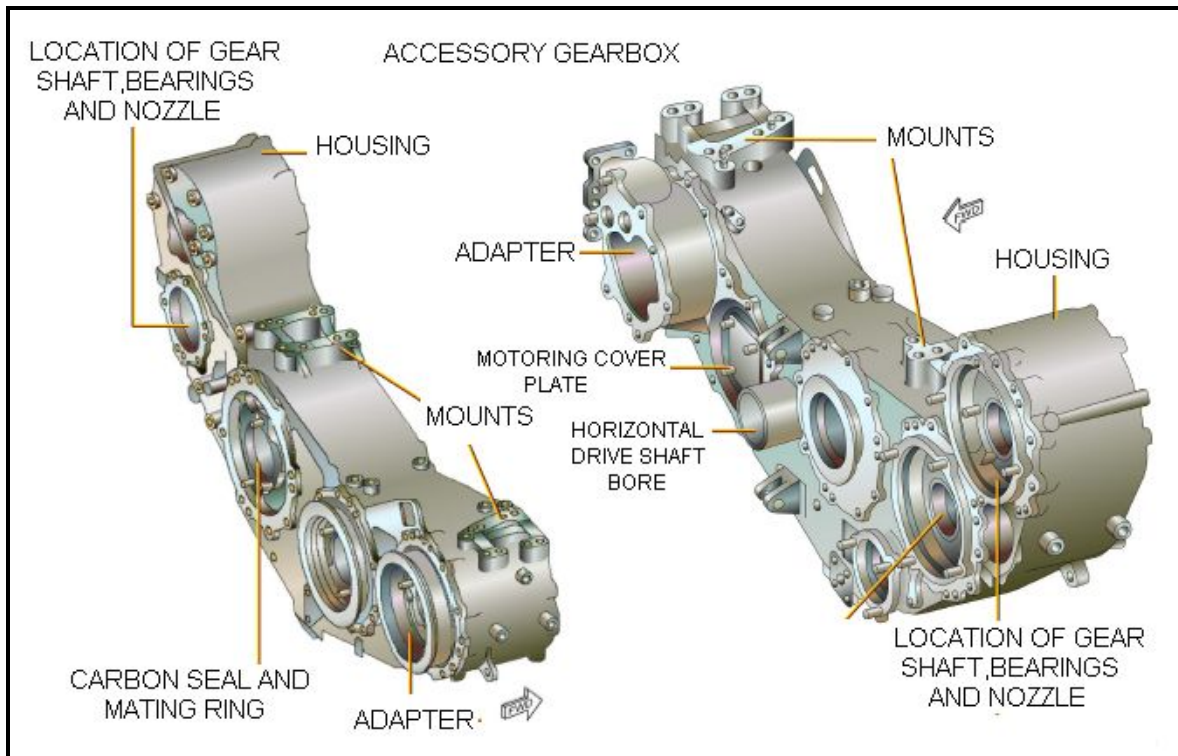


Fig.I.9 : Boite d'entraînement des accessoires.

I-5: Roulements du moteur CF6-80 E1 :

Les roulements doivent être lubrifié et alimenter avec l'huile à travers des jets produisant deux flux sur chaque roulement. L'huile doit être retenue dans le moteur, les joints d'étanchéités des différents types sont utilisés pour confirmer l'huile et diriger sa circulation.

Les roulements assurent une friction de roulis réduite, supportent les rotors radialement dans la structure du moteur, positionnent les rotors dans la position axiale relativement aux stators.

Ils doivent contrôler les forces de gravités, les efforts aérodynamiques du pompage, l'entraînement de la turbine, et les forces gyroscopiques durant aux manœuvres d'aéronef.

I-5-1: Sur l'attelage BP (N1) :

- ❖ Un (1) roulement à billes sur le FAN.
- ❖ Deux (2) roulements à rouleaux sur le 4eme étage du compresseur basse pression.
- ❖ Six (6) roulements à rouleaux sur les étages de la turbine basse pression.

I-5-2 : Sur l'attelage HP (N2) :

Sur les 14 étages du compresseur haute pression et la turbine haute pression.

- ❖ Trois (3) roulements à rouleaux.
- ❖ Quatre (4) roulements à rouleaux.
- ❖ Cinq (5) roulements à rouleaux.

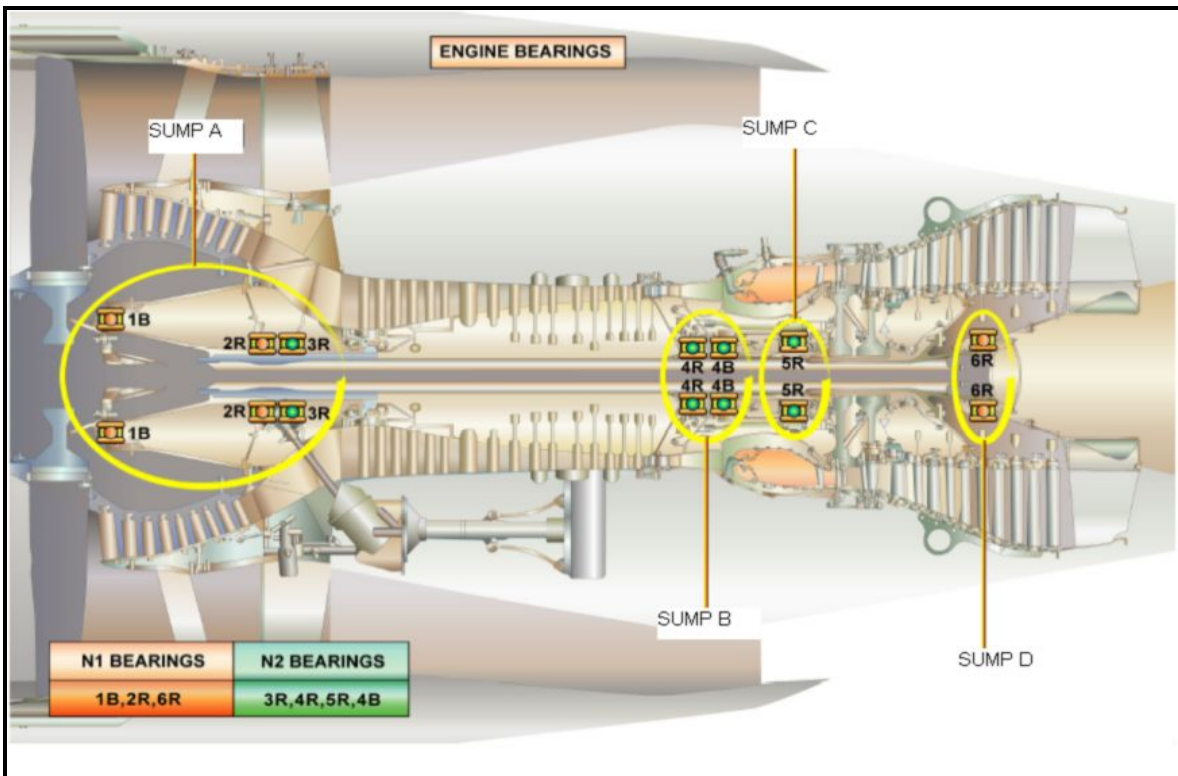


Fig.I.10 : les Roulements du moteur CF6-80 E1.

I-6 : Les stations aérodynamiques :

Les paramètres de moteur sont mesurés à diverses stations dans le moteur.

Les stations aérodynamiques sont les suivantes :

- ❖ Station 0 : condition ambiante.
- ❖ Station 1.2 : entrée d'air.

I-6-1 : Flux primaire :

- ❖ Station 2 : entrée du compresseur basse pression.
- ❖ Station 2.5 : entrée du compresseur haute pression.
- ❖ Station 3 : sortie du compresseur haute pression.
- ❖ Station 4 : entrée turbine haute pression
- ❖ Station 4.9 : entrée turbine basse pression.
- ❖ Station 5 : sortie ensemble basse pression.
- ❖ Station 9 : éjection du flux primaire.

I-6-2 : Flux secondaire :

- ❖ Station 1.2 : entrée FAN.
- ❖ Station 1.4 : sortie stator FAN.
- ❖ Station 1.8 : éjection du flux secondaire.

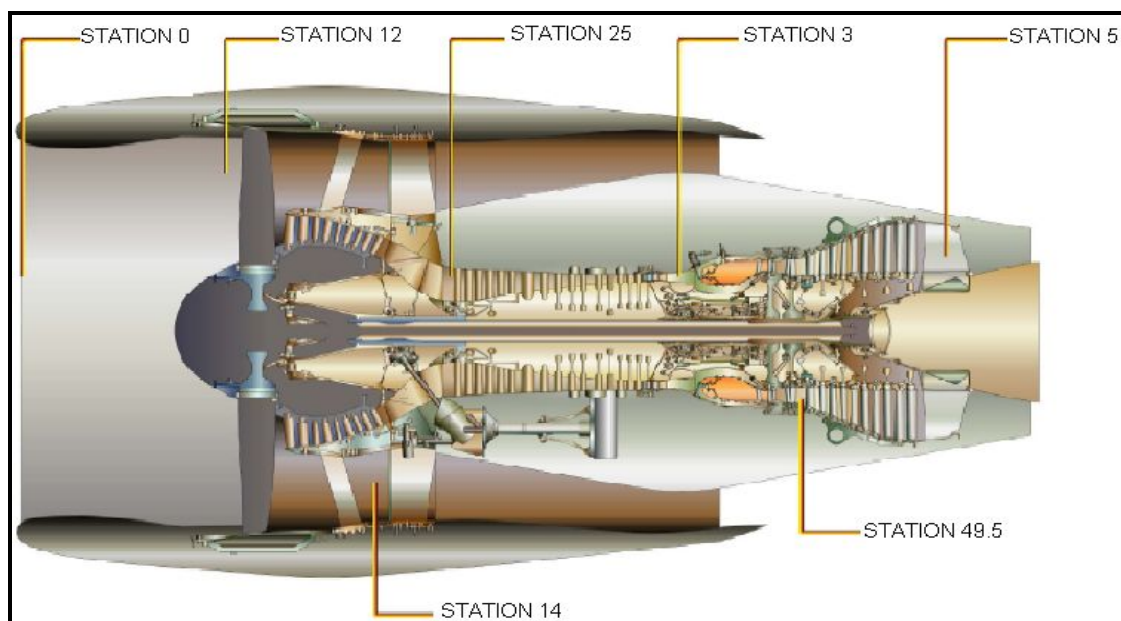
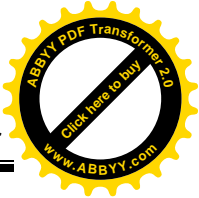


Fig.I.11: Les stations aérodynamiques.



I-7 : Fonctionnement du moteur CF6-80 E1 :

L'air absorbant par le réacteur sera divisé en deux :

- ❖ L'air primaire qui sera comprimé par le compresseur basse pression, mélangé avec le carburant injecté par les injecteurs dans la chambre de combustion.

La chambre de combustion assure la zone nécessaire et les conditions exigées pour garantir une bonne inflammation du mélange air/carburant.

En fin de combustion, les gaz sortant avec une température très haute, ils vont se détendre à travers la turbine en cédant l'énergie nécessaire du compresseur et du FAN.

En fin ces gaz coulent dans l'atmosphère.

- ❖ L'air secondaire qui sert pour le refroidissement du moteur et ses accessoires. Il rejoint l'air primaire en arrière du réacteur. L'accélération de l'air durant son passage à travers le réacteur engendre une poussée.

I-8 : Le circuit de graissage :

Le système d'huile contient plusieurs composants montés sur différentes parties du moteur, il est indépendant et séparé des autres systèmes ou autre de fluide de l'avion.

Le point essentiel du système est le bloc de lubrification et de récupération qui est monté à l'avant du côté gauche de la AGB.

Les différentes fonctions du système d'huile :

- ❖ L'alimentation d'huile et ses indications.
- ❖ La pressurisation et ses indications.
- ❖ La récupération et ses indicateurs.

I-8-1 : Description du circuit de graissage :

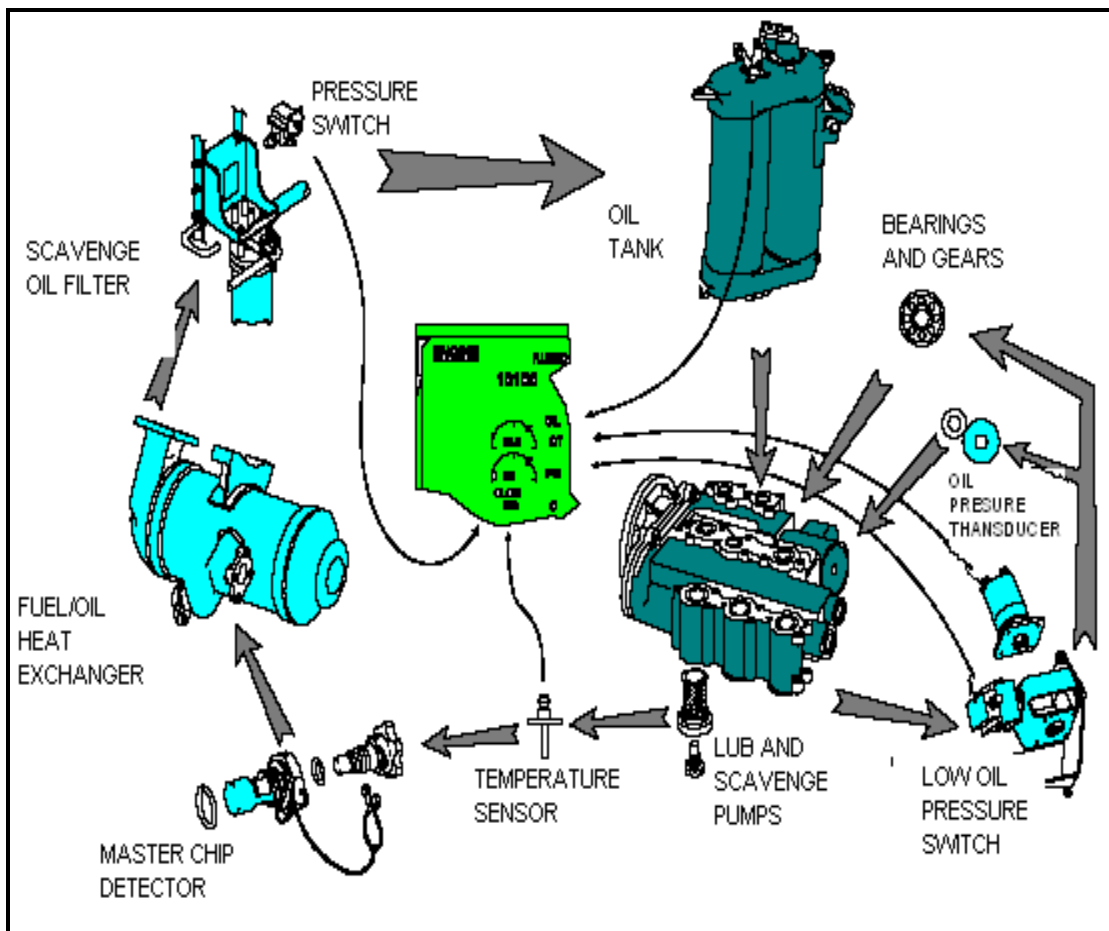


Fig.I.12 : le circuit de graissage.

Le système d'huile se compose de plusieurs éléments, qui sont :

I-8-1-1 : Le réservoir d'huile :

Le réservoir d'huile est installé du côté droit de la caisse de ventilateur à la position 3h, et au-dessus du filtre de récupération. Il stocke l'huile utilisé par le moteur pour lubrifier et refroidir les roulements et les vitesses. Il peut être compléter le niveau par gravitation du bouchon de remplissage ou par le remplissage par pression et a une capacité totale maximum de 24.6 litres (28 QTS).A l'apercevoir-verre installé dans le côté du réservoir d'huile donne une indication visuelle du niveau d'huile.

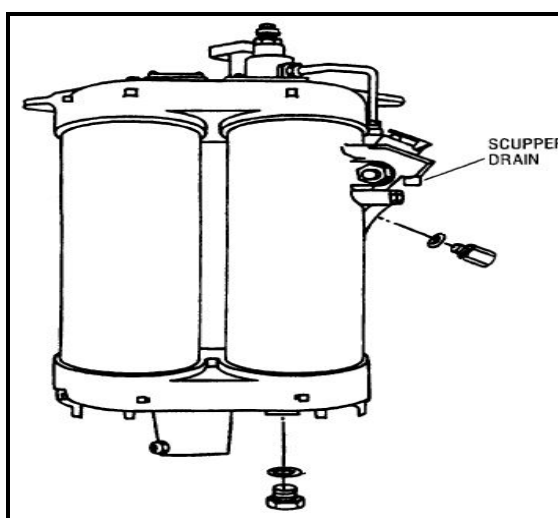


Fig.I.13 : Le réservoir d'huile.

Le réservoir comporte :

- ❖ Un (01) transmetteur de quantité d'huile.
- ❖ Un (01) bouchon de vidange.
- ❖ Une (01) tuyère de drainage.
- ❖ Un (01) clapet de surpression.
- ❖ Une (01) vanne de pressurisation qui maintient une différence de pression.
- ❖ Un (01) bouchon de remplissage par pression.
- ❖ Un (01) tube de mise à l'air libre.

I-8-1-2 : Le bloc des pompes (de récupération et de refoulement) :

Les pompes (de récupération et de refoulement) sont installées sur la boîte d'entraînement des accessoires (AGB) sur la face avant.

Ce bloc contient :

- ❖ Une (01) pompe de pression.
- ❖ Cinq (05) pompes de récupération.
- ❖ Un (01) filtre principal équipé d'un by-pass.
- ❖ Un (01) bouchon magnétique.
- ❖ Une (01) entrée de l'huile de surpression.
- ❖ Une (01) sortie des pompes de récupération vers l'échangeur.

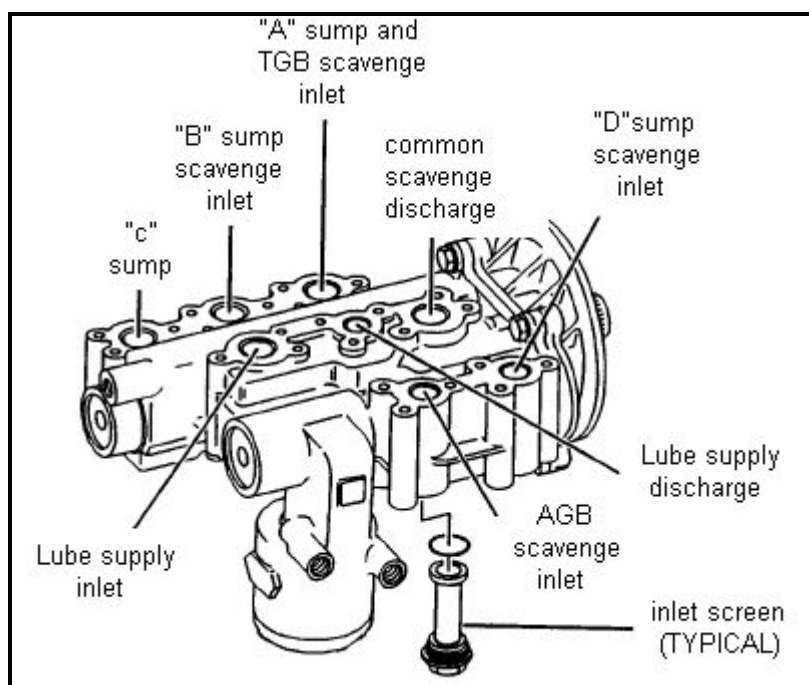


Fig.I.14: Le bloc des pompes.

I-8-1-3 : L'échangeur de chaleur :

Il est installé sur la pompe de carburant, qui est montée sur le côté droit de la face arrière d'AGB. Il refroidit l'huile, en utilisant le carburant comme milieu de refroidissement.

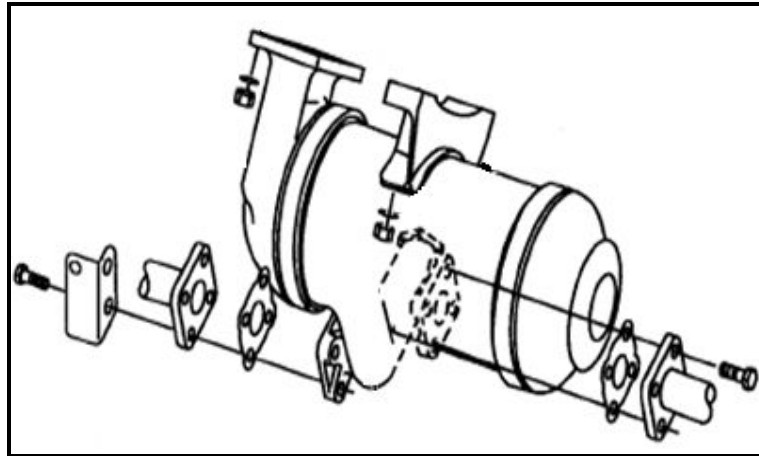


Fig.I.15: L'échangeur de chaleur.

I-8-1-4 : Le filtre de récupération :

Le filtre de récupération est monté sur le coté droit du FAN, en position 3H30 au dessous du réservoir d'huile.

Ce filtre est équipé de :

- ❖ Un (01) clapet de surpression.
- ❖ Une (01) entrée en provenance de l'échangeur thermique principal.
- ❖ Une (01) sortie vers le réservoir d'huile portant la mention sortie.



Fig.I.16 : Le filtre de récupération.

I-8-2 : Le fonctionnement du circuit de graissage :

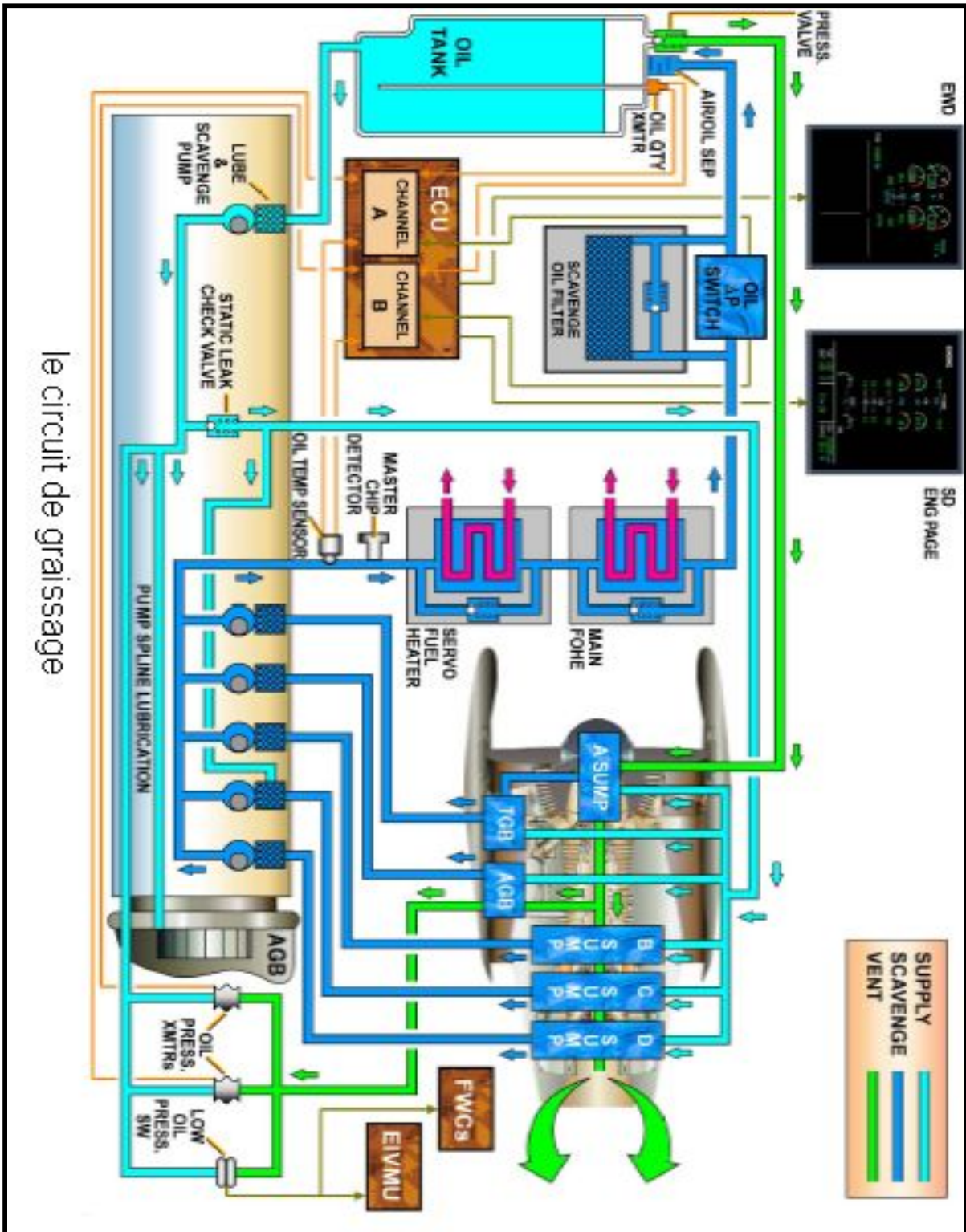
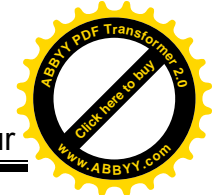


Fig.I.17 : Le fonctionnement du circuit de graissage.



L'huile du réservoir coule vers la pompe d'huile et les roulements ou il sera pressurisé, envoyé vers le filtre, ensuite vers la tuyauterie d'huile.

Une petite quantité d'huile pressurisée est envoyé vers le Switch de pression basse d'huile et vers la double sonde de pression d'huile.

La pompe de lubrification et de récupération rassemble tout l'huile du système venant de la boîte d'accessoires (AGB), des puisards et la pompe de hors de la tuyauterie de récupération commune.

L'huile du système va couler à travers la sonde de température d'huile, au delà du détecteur de limailles à travers le réchauffeur du servo-fuel, l'échangeur thermique carburant/huile et le filtre avant de retourner vers le réservoir.

I-8-3 : Le contrôle du système d'huile :

- ❖ Transmetteur de quantité d'huile.
- ❖ Deux (2) transmetteurs de pression d'huile.
- ❖ Une sonde de température d'huile.
- ❖ Manocontact de baisse de pression.
- ❖ Manocontact du filtre récupération.

L'indication des paramètres du circuit d'huile comporte :

- ❖ la quantité d'huile.
- ❖ la pression d'huile.
- ❖ la température d'huile.
- ❖ la condition du filtre de retour.

La surveillance du circuit de graissage est réalisée à partir de :

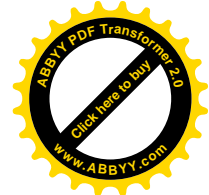
A- Des indications :

- ❖ Pression d'huile.
- ❖ Température d'huile.
- ❖ Quantité d'huile.

B- Des alarmes :

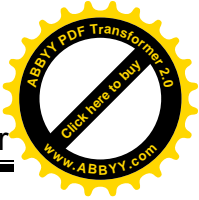
- ❖ Un voyant de baisse pression de l'huile.

Un voyant colmatage filtre de récupération d'huile.



CHAPITRE II

Generalites sur l'échangeur



II-1: Présentation générale :

Les techniques d'intensification sont spécifiques à un type particulier d'appareil : ainsi, il peut être avantageux d'utiliser des tubes revêtus d'une fine couche poreuse pour un évaporateur. Ces tubes n'ont, par contre, aucun intérêt pour les échangeurs en simple phase.

L'amélioration (par rapport à une paroi lisse) est très fortement dépendante du mode d'échange. On distingue ainsi, lors de la présentation des techniques d'intensification, les trois modes principaux d'échange dans les échangeurs de chaleur industriels :

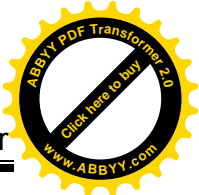
- échange monophasique en régime laminaire ou turbulent ;
- échange avec condensation d'une vapeur ;
- échange avec évaporation d'une phase liquide.

Les différentes techniques d'intensification effectivement utilisées peuvent être classées en six catégories :

— la modification de la nature de la surface des parois d'échange par des revêtements, ou dépôts de couche mince continue ou non : par exemple, une amélioration significative de la condensation de vapeur d'eau est réalisée grâce au dépôt d'une couche continue hydrophobe sur la paroi qui favorise une condensation en gouttes.

La modification de la nature de la surface concerne la condensation et l'évaporation, mais n'a pas d'application en écoulement en simple phase ;

— la modification de l'état de surface des parois d'échange (porosité ou rugosité) : la rugosité, uniforme, du type grain de sable, ou non uniforme, est un promoteur efficace de turbulence et permet un transfert accru de chaleur à proximité de la paroi dans les différents modes de transfert de chaleur ;



- l'extension de surface avec l'utilisation d'ailettes lisses, ondulées, discontinues, etc., solution retenue depuis de nombreuses années, pour les échangeurs travaillant avec des fluides médiocres calovecteurs (par exemple, l'air)

- la mise en place de dispositifs créant un écoulement rotatif ou secondaire. Différentes géométries d'insert dans des tubes sont susceptibles de transformer un écoulement axial en un écoulement rotatif ou de générer des écoulements secondaires ;

- la mise en place de dispositifs favorisant le mélange des filets fluides s'écoulant dans le coeur de l'écoulement et à proximité de la paroi. Ces inserts sont particulièrement utilisés avec les écoulements laminaires en simple phase ;

- la modification de la géométrie de la paroi d'échange avec des ondulations ou des rainures pour produire un effet capillaire par drainage de la phase liquide du fait des forces capillaires qui s'y exercent. Ces surfaces sont utilisées avec des écoulements en double phase.

Le tableau **(1)** synthétise le domaine d'application de chacune de ces six méthodes d'intensification. Des exemples significatifs sont rapportés et les schémas correspondants sont représentés.

Tableau 1 – Domaine d'application des méthodes d'intensification

Méthode d'intensification	Échange en simple phase		Échange en évaporation	Échange en condensation	Figures
	laminaire	turbulent			
Revêtements	(4)	(4)	surfaces à revêtements poreux	(4)	
			(4)	surface avec revêtements hydrophobes	
Rugosité et porosité (1)	(4)	(4)	surfaces à structures poreuses intégrales	(4)	Thermoexcel E Gewa T Ailettes gamma
	plaques corruguées (essentiellement pour les liquides)		plaques corruguées		
	(4)	tubes à rugosité continue			
	tubes à rugosité discontinue (rugosité de forte amplitude)	tubes à rugosité discontinue (rugosité de faible amplitude)			Tube avec obstacles perpendiculaires à l'écoulement Tube corrugué
Extension de surface (2)	plaques à ailettes (essentiellement pour les gaz)		plaques à ailettes		
	tubes à ailettes internes (essentiellement pour les liquides)				
	tubes à ailettes externes (basses pour les liquides, hautes pour les gaz)	tubes à ailettes externes basses			Ailettes hautes continues ou circulaires Ailettes basses

(1) Pour améliorer la rugosité, on peut également insérer un ressort de faible diamètre de fil plaqué contre la paroi.
 (2) Des inserts en étoile ou en ruban torsadé ayant un bon contact avec la paroi augmentent également la surface d'échange lors des échanges en évaporation et en condensation.
 (3) Dispositifs à écoulement rotatif ou secondaire.
 (4) Pas d'application.

Tableau 1 – Domaine d'application des méthodes d'intensification (suite)

Méthode d'intensification	Échange en simple phase		Échange en évaporation	Échange en condensation	Figures
	laminaire	turbulent			
Dispositifs à écoulement rotatif ou secondaire	insert ruban torsadé				
	insert (en étoile à 5, 6 ou 12 branches)				
	(4)	tubes à ailettes hélicoïdales			
Dispositifs favorisant le mélange des filets fluides	insert mélangeur Kenics	(4)	(4)	(4)	
	insert mélangeur Heatex	(4)	(4)	(4)	
	insert avec disques	(4)	(4)	(4)	
	insert avec billes (sphères)	(4)	(4)	(4)	
	insert ressort (fort diamètre de fil)	(4)	insert ressort (faible diamètre de fil)		
	insert ruban torsadé	(4)	(4)	(4)	(3)
Surface à effet capillaire	(4)	(4)	tubes à rainures internes		
	(4)	(4)	(4)	tubes à ailettes pyramidales	
	(4)	(4)	(4)	tubes ondulés (cannelés)	

(1) Pour améliorer la rugosité, on peut également insérer un ressort de faible diamètre de fil plaqué contre la paroi.
 (2) Des inserts en étoile ou en ruban torsadé ayant un bon contact avec la paroi augmentent également la surface d'échange lors des échanges en évaporation et en condensation.
 (3) Dispositifs à écoulement rotatif ou secondaire.
 (4) Pas d'application.



II-2 : Intensification des échanges en convection forcée d'une seule phase (liquide ou gaz) :

De nombreuses techniques d'intensification peuvent s'appliquer aux écoulements constitués d'une seule phase liquide ou gazeuse.

Donnons dans ce paragraphe une description des principales techniques et des lois d'échange et de perte de frottement qui leur sont associées. Précisons les conditions de validité de ces lois, conditions qui s'expriment, en général, à partir des nombres adimensionnels caractéristiques des paramètres opératoires ou géométriques.

Plusieurs mécanismes d'intensification sont mis en oeuvre avec les géométries améliorées de tubes, plaques ou ailettes (tableau 1).

II-2-1: Ailettes :

Nota : dans le calcul d'un échangeur équipé d'ailettes lisses ou améliorées, on n'oubliera pas d'introduire l'efficacité d'ailette qui corrige l'effet de la non-isothermie de l'ailette et qui dépend, notamment, de la conductivité thermique du matériau la constituant.

Le coefficient d'échange local entre une paroi et un gaz en circulation forcée étant médiocre, il peut être de 10 à 50 fois plus faible que celui d'un liquide en circulation forcée. Il est donc avantageux dans les échangeurs gaz-liquide ou gaz-gaz d'équiper la paroi en contact avec la phase gazeuse d'ailettes lisses ou, mieux encore, d'ailettes à géométries performantes.

Dans le cas des échangeurs à plaques et ailettes brasées, différentes géométries d'ailettes équipent les appareils actuels :

— les ailettes lisses, qui déterminent des sections de passage de forme rectangulaire (figure 1a) ou triangulaire (figure 1b) et pour lesquelles les lois de transfert sont celles classiques des canaux lisses ;

— les ailettes ondulées (figure 1c), qui déterminent un canal d'écoulement de forme ondulée et qui permettent une amélioration comparable à celles des ailettes à persiennes ;

— les ailettes perforées (figure 1d), qui permettent une légère amélioration pour des nombres de Reynolds supérieurs à 2 000 ;

— les ailettes discontinues (figure 1e), dont les longueurs l se situent en général entre 3 et 6 mm et pour lesquelles existent des formulations générales pour le calcul du coefficient d'échange local et du facteur de frottement des gaz (tableau 2) ;

— les ailettes à persiennes (figure 1f), qui permettent des performances comparables à celles des ailettes interrompues ; des formulations générales pour le calcul du coefficient d'échange local et du facteur de frottement des gaz sont données dans le tableau (2).

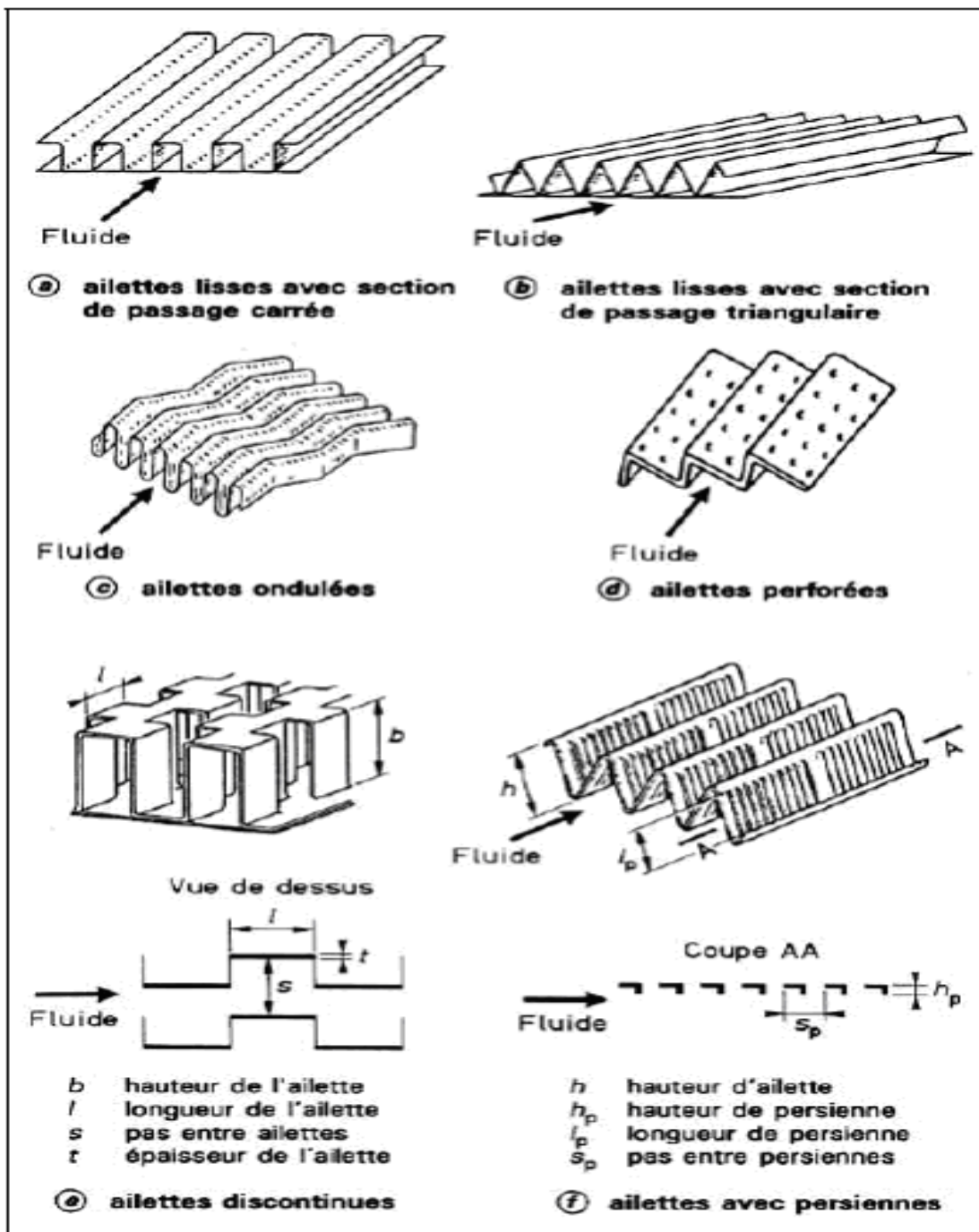
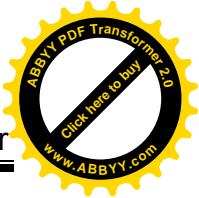


Fig.II.1 : Plaques à ailettes



Nota : le coefficient d'échange local h s'exprime à partir du nombre de Stanton St présent dans le nombre de Colburn j . Pour plus de renseignements, le lecteur se reportera au tableau de notations.

— Dans le cas des échangeurs à tubes et ailettes, différentes géométries d'ailettes et de tubes équipent les appareils actuels ; par ailleurs, différentes dispositions de tubes peuvent être réalisées : par exemple, tubes en pas carré ou quinconcé. La diversité des conceptions de ces échangeurs est telle que l'évaluation de leur performance thermohydraulique nécessite des essais spécifiques car les données publiées ne couvrent qu'un nombre limité de situations. On distingue couramment les géométries suivantes, avec des ailettes externes :

— tubes à section circulaire avec ailettes externes circulaires lisses (figure 2a) : elles sont obtenues par extrusion ou rapportées et fixées sur le tube. Des corrélations ont été proposées pour le calcul du coefficient d'échange local et du facteur de frottement pour des ailettes hautes (hauteur supérieure à 10 mm) [Robinson et Briggs] ou basses (hauteur inférieure à 2 mm) [Rabas]. Ces expressions sont valables uniquement pour des échangeurs de 4 rangées ou plus avec des tubes agencés en pas quinconcé ;

Tableau 2 – Corrélations pour des échangeurs à gaz à plaques avec ailettes

Type d'ailette	Calcul du facteur de Colburn $j = St Pr^{2/3}$ (1)	Calcul du facteur de frottement f	Conditions de validité
Ailettes discontinues (figure 1e) (2) [Joshi et Webb]	$0,534 Re^{-0,56} \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-0,147} \left(\frac{s}{b}\right)^{-0,137}$	$8,118 Re^{-0,742} \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-0,411} \left(\frac{s}{b}\right)^{-0,16}$	régime laminaire $Re < 1\ 000$ $0,13 < s/b < 1$ $0,012 < t/l < 0,048$ $0,04 < t/s < 0,2$
	$0,242 Re^{-0,388} \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-0,322} \left(\frac{t}{D_h}\right)^{0,089}$	$1,36 Re^{-0,198} \left(\frac{l}{D_h}\right)^{-0,781} \left(\frac{t}{D_h}\right)^{0,534}$	régime turbulent $Re > 2\ 000$ $0,13 < s/b < 1$ $0,012 < t/l < 0,048$ $0,04 < t/s < 0,2$
Ailettes à persiennes (figure 1f) (3) [Davenport]	$0,249 Re_p^{-0,42} h_p^{0,33} h^{0,26} \left(\frac{l_p}{h}\right)^{1,1}$	$5,47 Re_p^{-0,72} h_p^{0,37} s_p^{0,2} h^{0,23} \left(\frac{l_p}{h}\right)^{0,89}$	régime laminaire $70 < Re < 1\ 000$ h, h_p et s_p en mm
		$0,494 Re_p^{-0,39} h^{0,46} \left(\frac{h_p}{h}\right)^{0,33} \left(\frac{l_p}{h}\right)^{1,1}$	régime turbulent $1\ 000 < Re < 4\ 000$ h et h_p en mm

(1) f, St et Pr définis dans l'article [B 2 340].
 (2) Avec D_h diamètre hydraulique du canal (4 x section minimale de passage du fluide x longueur échangeur/surface d'échange) ;
 Re nombre de Reynolds (= GD_h/μ avec G rapport du débit-masse à la section minimale de passage du fluide et μ viscosité dynamique) ;
 et b, l, s, t définis à la figure 1e.
 (3) Avec Re_p nombre de Reynolds (= Gs_p/μ) ;
 Re défini en (2) ;
 h, h_p, l_p et s_p définis à la figure 1f.

Tableau.II.2 : corrélations pour des échangeurs à gaz à plaques avec ailettes

— tubes à section circulaire avec ailettes externes circulaires améliorées : ailettes perforées (figures **2b** et **c**), ailettes constituées d'un fil métallique (figure **2d**), ailettes aiguilles (figure **2e**) ;

— tubes à section circulaire et ailettes externes planes lisses (figure **3a**), ondulées (figure **3b**) ou à persiennes (figure **3c**). Ce type de conception est adapté aux batteries de climatiseur, par exemple. Des formulations générales existent pour le calcul du coefficient d'échange local et du facteur de frottement des ailettes lisses mais pas pour les ailettes améliorées. Une augmentation de 30 % et de 50 à 100 % par rapport au coefficient d'échange local sur ailette lisse peut être obtenue grâce respectivement aux ailettes ondulées et à persiennes ;

— tubes à section quasi rectangulaire et ailettes externes planes lisses ou améliorées (figure **4**) : ce type de tube est utilisé dans la climatisation automobile. Des corrélations sont données dans le tableau (**3**) pour les gaz.

Les ailettes sur les écoulements liquides peuvent aussi bien se situer à l'intérieur qu'à l'extérieur des tubes. Comme le coefficient d'échange local avec un liquide est meilleur qu'avec un gaz, les ailettes sont généralement plus courtes pour augmenter leur efficacité.

Des augmentations de surface par rapport au tube lisse de 1,5 à 3 sont souvent retenues avec les liquides (alors que sur les gaz des valeurs supérieures à 20 peuvent être couramment utilisées).

Les ailettes sont souvent réalisées par extrusion. Lorsque les ailettes sont extérieures au tube, elles sont lisses, circulaires et obtenues par extrusion ; les formulations données dans le tableau (**3**) peuvent également s'appliquer et permettent une estimation des performances thermohydrauliques de ces tubes. Lorsque les ailettes sont intérieures au tube, ce qui est plus rare, elles sont droites et parallèles à l'axe du tube ; elles peuvent, dans certains cas, présenter une forme hélicoïdale (tableau **1**). Cette conception peut être retenue aussi bien en régime laminaire que turbulent.

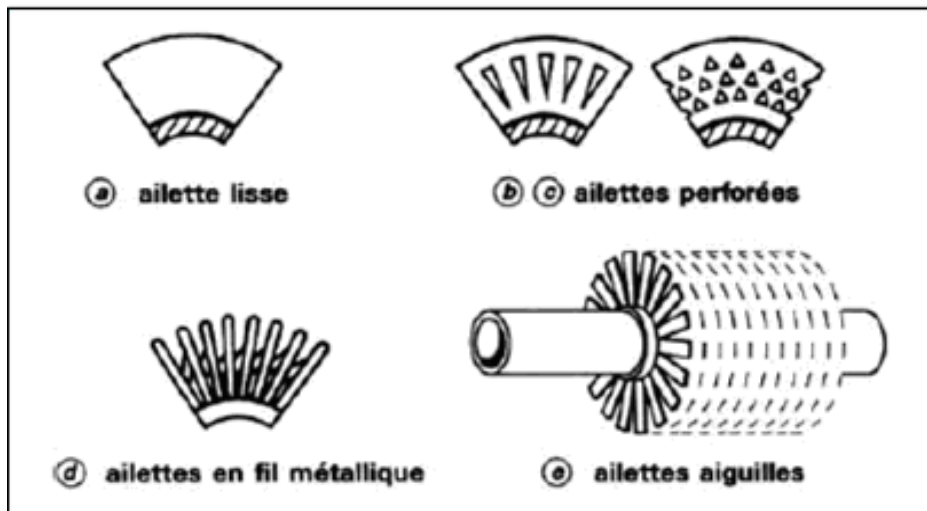


Fig.II.2 : Tubes à section circulaire et à ailettes externes circulaires

Un aspect important dans la conception des tubes ou plaques à ailettes est le mode de fixation surface primaire (tube ou plaque) et surface secondaire (ailettes). Une ailette à haute performance se justifie d'autant plus que la résistance de contact entre ces deux surfaces est faible. Ce point particulièrement important doit être intégré dans tout choix d'ailettes à haute performance. Certaines conceptions d'échangeur permettent une résistance de contact négligeable voire nulle : c'est le cas des ailettes intégrées obtenues par extrusion à partir d'un tube de cuivre ou d'aluminium de forte épaisseur ou des ailettes brasées ou soudées sur la surface primaire.

D'autres conceptions sont caractérisées par des résistances de contact non négligeables : c'est le cas des ailettes fixées par sertissage ou expansion du tube.

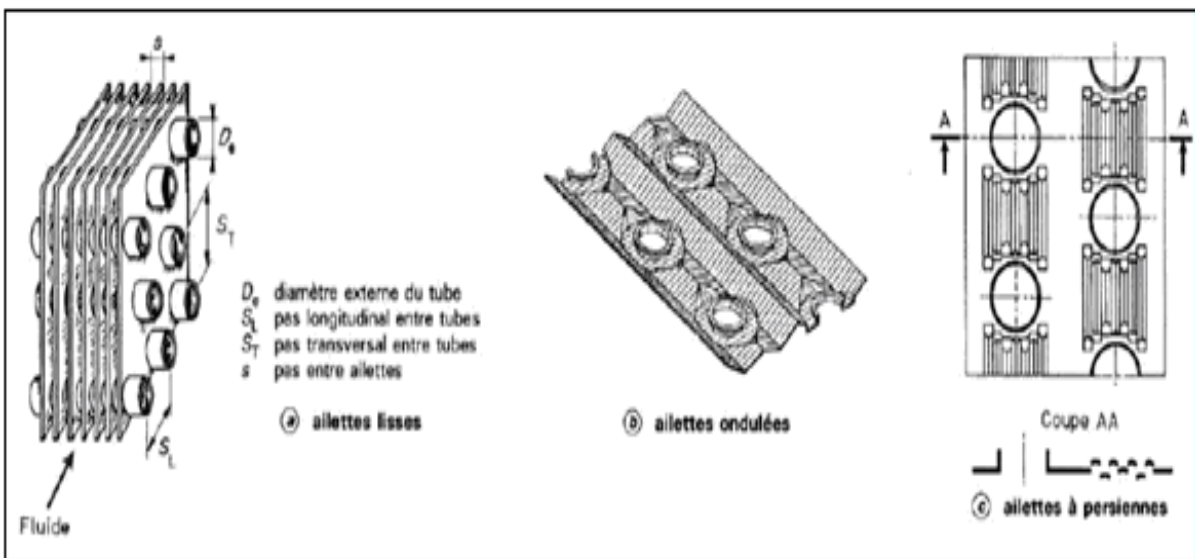


Fig.II.3 : Tubes à section circulaire et à ailettes externes planes continues

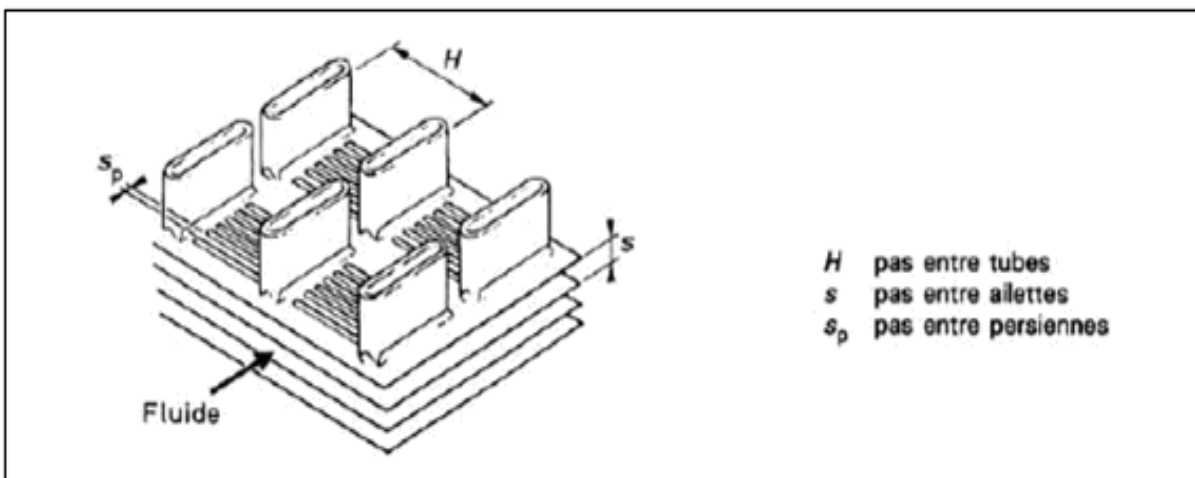
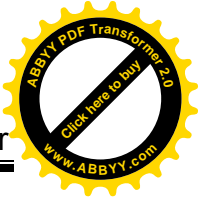


Fig.II.4 : Tubes à section quasi rectangulaire et à ailettes externes planes



II-2-2: Inserts:

Ce type de dispositif est inséré dans un tube lisse et favorise l'amélioration du transfert de chaleur : certains jouent un simple rôle d'ailettes, d'autres favorisent des écoulements rotatifs ou des mélanges de filets fluides tandis que d'autres encore constituent des rugosités qui cassent la couche limite à proximité de la paroi. Ces dispositifs présentent certains avantages par rapport aux tubes ou plaques à paroi déformée (corruguée, rugueuse, etc.) :

— ils peuvent généralement être installés sur un échangeur bien après sa construction : l'adjonction d'insert est plus aisée qu'un retubage complet de l'appareil ;

— la nature du matériau constituant la surface d'échange n'est pas une difficulté pour l'utilisation d'insert intensifiant l'échange ; ce matériau peut constituer une contrainte lorsque la surface doit être déformée.

En corollaire, une très large diversité de forme et de géométrie est envisageable avec ces techniques.

Les dispositifs qui favorisent le mélange des filets fluides (tableau 1) agissent généralement dans la totalité de la section de passage comme les mélangeurs statiques (Kenics et Heatex), les inserts à disques ou à billes, leur application étant réservée aux fluides visqueux s'écoulant en régime laminaire.

L'utilisation de ressorts (tableau 1) plaqués sur la paroi interne du tube a retenu l'attention du fait de la simplicité du dispositif.

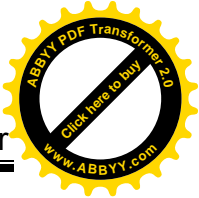
En régime laminaire, des augmentations du coefficient d'échange local d'un facteur 4 peuvent être obtenues (à même nombre de Reynolds) par rapport à un tube lisse alors que l'accroissement du facteur de frottement reste très inférieur à cette valeur. Si on retient comme indice de performance de la surface améliorée le rapport du nombre de Stanton St au facteur de frottement, le ressort présente une valeur d'indice notablement plus élevée que les inserts précédents (mélangeurs statiques, inserts à disques ou à billes).

En régime turbulent, ce type d'insert peut avantageusement être utilisé. Pour le calcul du coefficient d'échange local et du facteur de frottement, on peut se reporter au tableau (4) pour les liquides.

Les inserts en étoile (tableau 1) sont constitués d'une pièce extrudée en aluminium présentant la forme d'une étoile à cinq, six voire douze branches. L'insert introduit dans le tube, le contact entre l'insert et le tube est assuré par une opération d'étirage du tube.

L'extension de surface réalisée est importante et une intensification significative de l'échange peut être obtenue par la génération d'écoulements secondaires lorsque l'insert est vrillé.

Les rubans torsadés (tableau 1) constituent un insert particulièrement simple de mise en oeuvre et dont les performances sont bien connues. L'action d'intensification se décompose en trois termes : une réduction du diamètre hydraulique du canal, la génération d'un écoulement rotatif qui favorise une



vitesse pariétale élevée, une extension de surface d'échange interne au tube significative à condition que le contact tube-insert soit bon et que la conductivité thermique du matériau de l'insert soit élevée. Par ailleurs, aussi bien en régime laminaire que turbulent, on mesure des performances techniques différentes suivant que le fluide circulant dans le tube est refroidi ou réchauffé. Le paramètre généralement retenu pour caractériser la géométrie de l'insert est le taux de déformation (twist ratio) y , rapport de la longueur de ruban correspondant à une déformation de 180° au diamètre interne du tube. L'angle α de l'hélice que constitue le ruban est relié à ce paramètre par la relation $\tan \alpha = 1/y$. Les corrélations adaptées à ce type d'insert sont données dans le tableau (4) pour les régimes laminaire et turbulent de liquides.

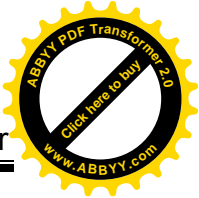
Tableau 3 – Corrélations pour des échangeurs à gaz circulant à l'extérieur de tubes à ailettes externes

Type de tube à ailette	Calcul du facteur de Colburn $j = St Pr^{2/3}$ (1)	Calcul du facteur de frottement f	Conditions de validité
Tube à section quasi rectangulaire avec ailettes à persiennes (figure 4) (2) [Chaicha et Cowell]	$1,54 Re_p^{-0,57} \left(\frac{s}{s_p}\right)^{-0,19} \left(\frac{H}{s_p}\right)^{-0,11} \left(\frac{h_p}{s_p}\right)^{0,15} Pr^{2/3}$	$10,4 Re_p^{-1,17} s^{0,05} s_p^{1,24} h_p^{0,25} H^{0,83}$	$150 < Re < 8\ 000$ D_h, s, s_p et H en mm $2,69 < D_h < 5,02$ $1,65 < s < 3,25$ $0,81 < s_p < 1,4$ $8 < H < 14$
Tube à section circulaire avec ailettes circulaires lisses (figure 2a) (3) [Briggs et Young]	$0,134 Re_e^{-0,319} (s'/h)^{0,2} (s'/e)^{0,11}$	$9,47 Re_e^{-0,316} (S_T/D_e)^{-0,927} (S_T/S_D)^{0,515}$	échangeurs de 4 rangées ou plus de tubes en quinconce $1\ 100 < Re_e < 20\ 000$ $0,15 < s'/h < 0,63$ $1,0 < s'/e < 6,0$ $0,1 < h/D_e < 0,7$ $0,01 < e/D_e < 0,015$ $11,1 < D_e$ (mm) $< 40,9$ $1,9 < S_T/D_e < 4,6$
Tube à section circulaire avec ailettes planes et lisses (figure 3a) (4) [Gray et Webb]	$0,14 Re_e^{-0,328} (S_T/S_L)^{-0,5} (s/D_e)^{0,31}$		échangeurs constitués de 4 rangées ou plus de tubes en quinconce $500 < Re_e < 24\ 700$ $1,97 < S_T/D_e < 2,55$ $1,7 < S_L/D_e < 2,58$ $0,08 < s/D_e < 0,64$

(1) f, St et Pr définis dans l'article [B 2 340].
 (2) Avec D_h diamètre hydraulique du canal (tableau 2) ;
 $Re = \frac{GD_h}{\mu}$ et $Re_p = \frac{Gs_p}{\mu}$ (tableau 2) ;
 H, s et s_p définis à la figure 4.

(3) Avec D_e diamètre externe du tube ;
 Re_e nombre de Reynolds (= $G D_e / \mu$) ;
 S_L, S_T pas longitudinal, transversal entre tubes ;
 $S_D = (S_L^2 + S_T^2)^{0,5}$;
 e épaisseur d'ailette ;
 h hauteur d'ailette ;
 $s' = s - e$ (avec s pas entre ailettes) ;
 (4) Avec D_e, S_L, S_T et s définis à la figure 3a.

Tableau.II.3 : corrélations pour des échangeurs à gaz circulant à l'extérieur de tubes à ailettes externe



II-2-3 : Surfaces rugueuses :

Il existe de nombreuses applications de surface présentant des rugosités dans les échangeurs de chaleur que la surface d'échange soit une plaque, la paroi interne d'un tube, la paroi externe d'un tube.

Il existe également une masse considérable de données relatives à ce type d'intensification de l'échange.

On peut classer les rugosités en trois familles (figure 5) : les rugosités à trois dimensions dont l'exemple le plus commun est la paroi passée à la toile émeri, les corrugations à deux dimensions caractérisées par des obstacles à la paroi répartis régulièrement, les rainures à deux dimensions réparties régulièrement à la paroi.

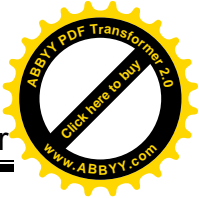
Pour caractériser la géométrie de ces rugosités, on retient des nombres adimensionnels suivant :

- la hauteur relative de la rugosité, rapport de la hauteur e de l'obstacle au diamètre hydraulique D_h du canal ($e^* = e/D_h$) ;
- l'espacement relatif de la rugosité, rapport du pas p entre obstacles au diamètre hydraulique D_h du canal ($p^* = p/D_h$) ;
- la forme de la rugosité ;
- dans le cas d'obstacles bidimensionnels, l'angle de l'obstacle α par rapport à l'écoulement du fluide.

L'écoulement à proximité de l'obstacle est, comme le montre la figure (6) , fortement dépendant du rapport p/e : ainsi, après décollement de la paroi, la couche limite se rattache à une distance comprise entre $6e$ et $8e$ derrière l'obstacle. C'est à proximité de ce point que le coefficient d'échange local atteint sa valeur maximale, valeur généralement de plusieurs fois supérieure à celle avant l'obstacle. Lorsque le rapport p/e est petit, il se produit une recirculation de l'écoulement entre deux obstacles sans point de réattachement de la couche limite.

Le dessin optimal de ce type de surface correspond donc à des valeurs du rapport p/e comprises entre 10 et 15 pour permettre la valeur la plus élevée possible du coefficient d'échange local moyen.

Une formulation générale basée sur les analogies de transfert de chaleur et de quantité de mouvement a été proposée pour la détermination du facteur de frottement et du nombre de Stanton.



Le **facteur de frottement** f peut être déterminé à partir du paramètre géométrique e/D_h par la relation :

$$\sqrt{2/f} + 2,5 \ln (2 e/D_h) + 3,75 = B(e^+)$$

$B(e^+)$ est une loi empirique spécifique du type de rugosité retenue et e^+ est calculé par :

$$e^+ = \frac{e}{D_i} Re \sqrt{f/2}$$

avec D_i diamètre interne du tube.

Le **nombre de Stanton (St)** peut être calculé à partir de la loi empirique $B(e^+)$ et de $g(e^+)$ par l'expression suivante :

$$St = \frac{f/2}{1 + \sqrt{f/2} [g(e^+) Pr^n - B(e^+)]}$$

avec Pr nombre de Prandtl,
 n exposant de Pr .

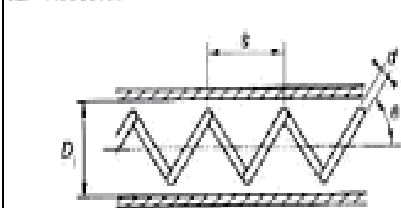
Le tableau (5) donne les expressions de $B(e^+)$, $g(e^+)$ et n pour différents types de tubes rugueux.

Tableau 4 - Corrélations pour des échangeurs à liquide circulant à l'intérieur de tubes à insert

Type d'insert	Calcul du facteur de Colburn $j = St Pr^{2/3}$ (1)	Calcul du facteur de frottement f	Conditions de validité
Ressort (tableau 1) (2)	d'après [Uttawar et Raja Rao] $1,65 \tan a (Re)^n (\mu/\mu_p)^{0,14}$ avec $n = 0,25 (1 \tan a)^{-0,38} - 1$	le facteur de frottement n'exède pas de plus de 8 % celui du tube lisse, aussi $f = 16/Re$	régime laminaire $30 < Re < 700$ $300 < Pr < 675$ $0,08 < d/D_1 < 0,13$
	d'après [Kumar et Judd]: $0,175 Re_1^{-0,3} (s/D_1)^{-0,36}$	$\frac{1}{Re_1} 24 736 (j Re_1)^{3,6}$	régime turbulent $Re_1 > 1 000$ $0,108 < d/D_1 < 0,15$ $8 < s/D_1 < 47$
Ruban torsadé (tableau 1) (3)	d'après [Hong et Bergles]: $5,172 (1 + 0,005 484 (Re_1/y)^{1,25} Pr^{0,7} \mu^{0,5} / (Pr^{1/3} Re_1))$	si $Re_1/y < 6,7$: $42,23/Re_1$ si $6,7 < Re_1/y < 100$: $38,4 (Re_1)^{-0,96} y^{-0,06}$ Si $Re_1/y > 100$: $CR_1^{-0,7} y^{-0,3}$ avec $C = 8,62 y - 2,12 y^2 + 0,211 y^3 + 0,006 9 y^4$	régime laminaire (chauffage du fluide) $Re_1 < 2 000$ $17^\circ < a < 32^\circ$
	d'après [Thorsen et Landis]: si chauffage: $0,021 F (T_p/T_c)^{-0,32} (1 + 0,25 A) Re^{-0,2}$ si refroidissement: $0,023 F (T_p/T_c)^{-0,1} (1 + 0,25 A) Re^{-0,2}$ avec $A = \frac{2 D_h \alpha_v T_p - T_c \tan a}{D_1}$ $F = 1 + 0,004 872 \frac{\tan^2 a}{D_1 (1 + \tan^2 a)}$	avec f_c facteur de frottement de la plaque lisse tel que: $f_c = 0,046 Re^{-0,2}$ $m = 1,15 + \frac{0,15 (7 000 - Re)}{65 000}$	régime turbulent $Re_1 > 2 000$ $11^\circ < a < 27^\circ$ pour le calcul de St $0^\circ < a < 47^\circ$ pour le calcul de f D_1 en m

(1) f , St et Pr définis dans l'article [B 2 340].

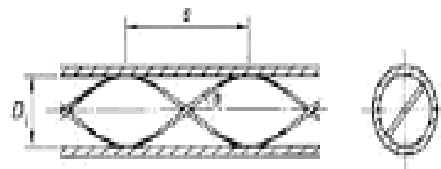
(2) Ressort:



$Re = \frac{GD_1}{\mu}$ (tableau 2) et $Re_p = \frac{GD_p}{\mu}$

μ et μ_p viscosités dynamiques moyenne et à la paroi.

(3) Ruban torsadé:



T_c et T_p températures du cœur et sur la paroi,

y twist ratio ($y = s/D_1$),

α_v coefficient de dilatation volumique.

Rugosité Géométrie	Rugosité uniforme (à trois dimensions)	Rugosité à deux dimensions type corrugation	Rugosité à deux dimensions type rainurage
Géométrie de base			
Géométries avec différentes valeurs de p / e	 	 	
Géométries avec différentes formes d'obstacles			

Fig.II.5 : Différents types de rugosité

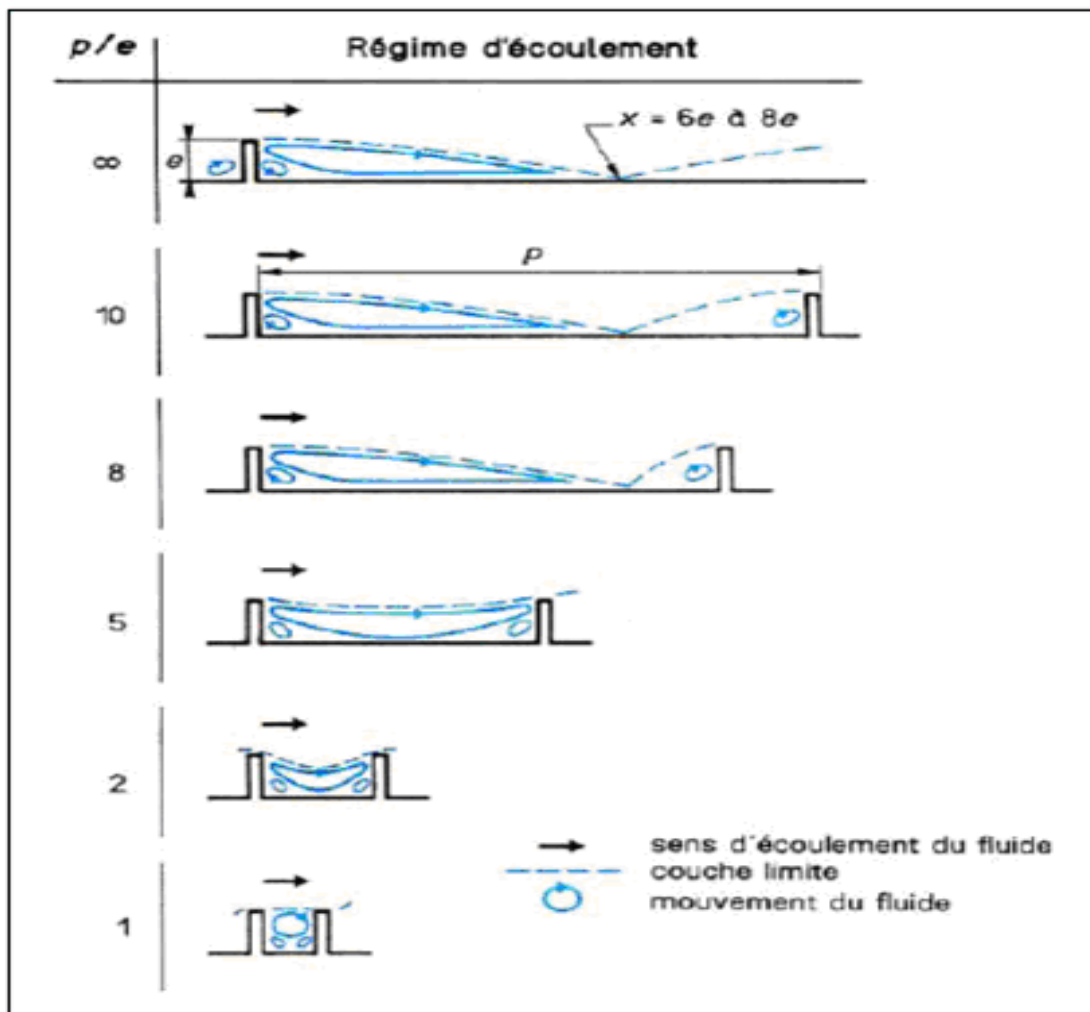
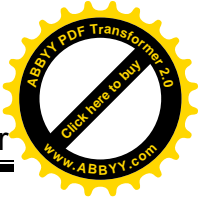


Fig.II.6 : Différents types d'écoulement derrière un obstacle

Tableau 5 - Expressions de $B(e^+)$, $g(e^+)$ et n pour différents types de tubes rugueux				
Type de rugosité	$B(e^+)$ (1)	$g(e^+)$	n	Conditions de validité (1)
Tube corrugué (tableau 1) [Sethumadhavan et Raja Rao]	$0,40 (e^+)^{0,164} \left[\frac{\rho(D_1 - e)}{e^2} \right]^{-0,33}$	$8,6 (e^+)^{0,13}$	0,55	$25 < e^+ < 180$ $0,3 < \rho/D_1 < 1,2$ $0,012 < e/D_1 < 0,030$
Tube avec obstacles perpendiculaires à l'écoulement (tableau 1) [Webb]	$0,95 (\rho/e)^{0,53}$	$4,5 (e^+)^{0,28}$	0,57	$15 < e^+ < 1\ 000$ $0,01 < e/D_1 < 0,04$ $10 < \rho/D_1 < 40$

(1) Avec D_1 diamètre interne du tube, e et ρ définis à la figure 6.

Tableau.II.5 : expressions de $B(e^+)$, $g(e^+)$ et n pour différents types de types rugueux

**II-3 : Intensification des échanges lors de l'évaporation d'une phase liquide :**

Les mécanismes d'échange mis en jeu dans un évaporateur sont extrêmement divers et complexes ; en corollaire, les principes et les techniques permettant une augmentation des coefficients d'échange lors de l'évaporation d'un fluide sont extrêmement divers et requièrent de nombreuses études pour leur compréhension et leur évaluation.

Dans ce paragraphe, après avoir très brièvement rappelé les mécanismes de transfert dans les évaporateurs, nous rapportons les résultats les plus significatifs obtenus dans l'étude et l'utilisation de l'amélioration de l'échange en évaporation.

II-3-1: Phénomènes d'assèchement de paroi:

Il est nécessaire de distinguer, quel que soit le type d'évaporateur considéré, les zones de la surface d'échange qui est effectivement mouillées par le liquide et celles qui présentent un assèchement.

On sait que celui-ci peut intervenir en différentes circonstances.

On a un assèchement lorsque, dans un canal horizontal, une stratification de la phase liquide intervient : un faible débit spécifique de fluide et un faible titre massique de vapeur favorisent ce phénomène qui peut être aisément prédit à partir de critères de transition.

Ainsi un critère simple, proposé par Shah, s'exprime à partir d'un nombre de Froude Fr et se traduit par la condition suivante : un régime stratifié prévaut lorsque $Fr < 0,04$ sachant que :

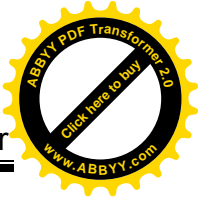
$$Fr = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_h}$$

avec D_h diamètre hydraulique du canal, G débit spécifique (rapport du débit-masse de fluide dans le canal à la section de passage du canal), g accélération due à la pesanteur, ρ_l masse volumique de la phase liquide.

On a encore un assèchement lorsque la paroi reçoit un flux thermique proche du flux critique, flux pour lequel le liquide ne mouille plus la paroi. En ébullition en vase, la loi de Kutateladze permet une estimation fiable de la densité de flux critique ϕ_{crit} , sur des parois lisses ; celui-ci s'exprime par la relation suivante :

$$\frac{\phi_{crit}}{\Delta h_V} = 0,18 [\rho_V^2 \sigma (\rho_l - \rho_V) g]^{1/4}$$

avec ρ_V , ρ_l masses volumiques des phases gazeuse et liquide,



Δh_v enthalpie massique de vaporisation,

σ tension superficielle du fluide.

On a également un assèchement lorsque, dans un canal, de forts titres massiques de vapeur favorisent la formation d'un régime d'écoulement dispersé caractérisé par un écoulement homogène riche en vapeur et dans lequel la phase liquide se présente sous forme de fines gouttelettes.

Un des principes d'amélioration du transfert de chaleur est de limiter – voire d'éviter – l'assèchement partiel ou total de la paroi d'échange. Pour cela, on privilégie les états de surface ou les inserts :

- qui augmentent la valeur de la densité de flux critique et/ou limitent la dégradation du coefficient d'échange local dans la zone d'ébullition en film ;
- qui déplacent les conditions d'apparition d'un régime stratifié à des valeurs du nombre de Froude (ou du débit spécifique) plus faibles que celles du tube lisse ;
- qui retardent la destruction du film de liquide annulaire dans les zones caractérisées par de forts titres massiques de vapeur.

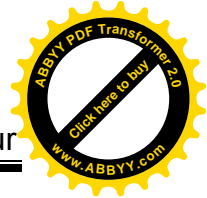
• **Augmentation du flux critique et du coefficient d'échange local en ébullition en film :**

Lors de l'ébullition en vase caractérisée par une vitesse nulle de circulation de la phase liquide, peu de techniques permettent une réelle augmentation de la densité de flux critique. Cependant, on remarque des écarts significatifs entre les valeurs de la densité de flux critique avec un tube à paroi lisse et des tubes avec revêtements poreux (*high flux*) comme l'illustre la figure (7) où la densité de flux critique est la densité de flux maximal.

Par ailleurs, il existe peu de cas industriels caractérisés par une ébullition en vase et des densités de flux proches du point critique.

Par contre, l'évaporation dans un tube avec des densités de flux élevées est caractéristique de chaudières, d'équipements de refroidissement de torches à plasma : dans ces divers cas, d'autres solutions ont été étudiées pour accroître la valeur de la densité de flux critique. Ainsi, l'utilisation de ruban torsadé peut permettre une augmentation proche de 100 % de la densité de flux critique en ébullition sous-refroidie d'eau [Gambill et Greene].

Les géométries adaptées pour réaliser une augmentation significative du coefficient d'échange local en régime d'évaporation en film sont issues des études réalisées sur l'effet Vapotron qui peut être obtenu sur un tube muni d'ailettes courtes et épaisses (longueur/épaisseur = 1,5 à 3). L'effet Vapotron est l'effet produit si la paroi de l'ailette n'est pas isotherme : la fraction de la paroi la plus éloignée du tube présente une température très proche de la température du fluide et l'échange thermique est réalisé par ébullition nucléée ; la fraction la plus



proche travaille par contre en évaporation transitoire ou en film. Ainsi, contrairement à une paroi lisse qui échangerait la puissance calorifique par une évaporation en film caractérisée par un très faible coefficient d'échange local, l'ailette présente constamment certaines zones caractérisées par de forts coefficients d'échange locaux. L'application originelle de l'effet Vapotron a été le refroidissement de tubes électroniques. Ces techniques restent à ce jour peu utilisées du fait de la complexité de leur géométrie.

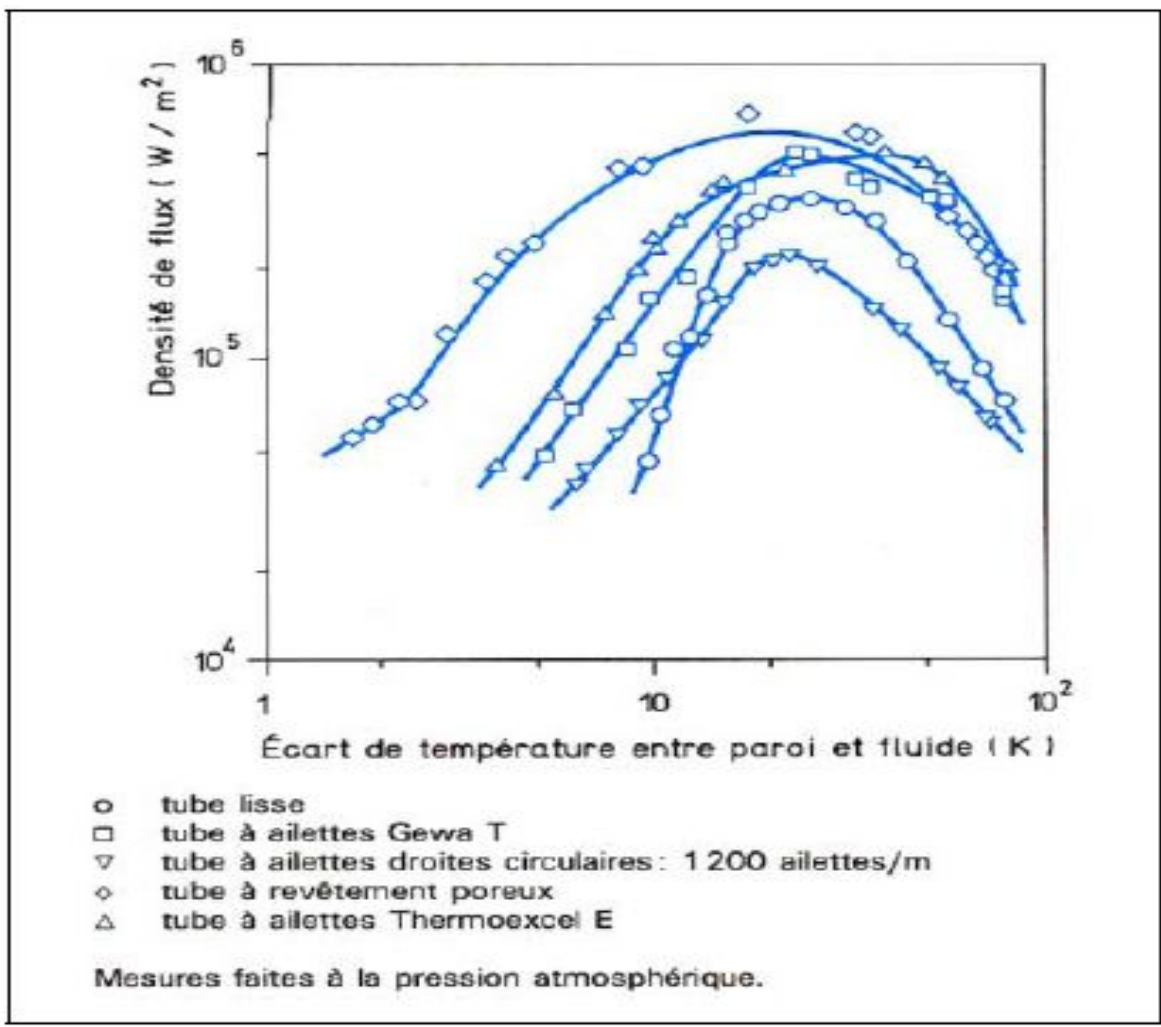


Fig.II.7 : Densité de flux thermique en fonction de l'écart de température entre paroi et fluide pour différents états de surface lors de l'ébullition en vase d'isopropanol [Yilmaz et Westwater]

• **Le déplacement des conditions d'apparition du régime stratifié :** est spécifique des évaporateurs à tubes horizontaux dans lesquels s'écoule un mélange diphasique avec un faible nombre de Froude. Divers artifices permettent d'éviter, dans ces conditions, la formation d'un régime d'écoulement stratifié :

— l'utilisation de tubes corrugués, d'insert torsadé qui génèrent des écoulements secondaires et permettent à la phase liquide de mouiller la totalité de la paroi ;

— l'utilisation de fines rainures hélicoïdales sur la paroi du tube qui permettent des remontées du liquide par les forces capillaires ; la figure (8) permet d'apprécier le gain significatif du coefficient d'échange local obtenu.

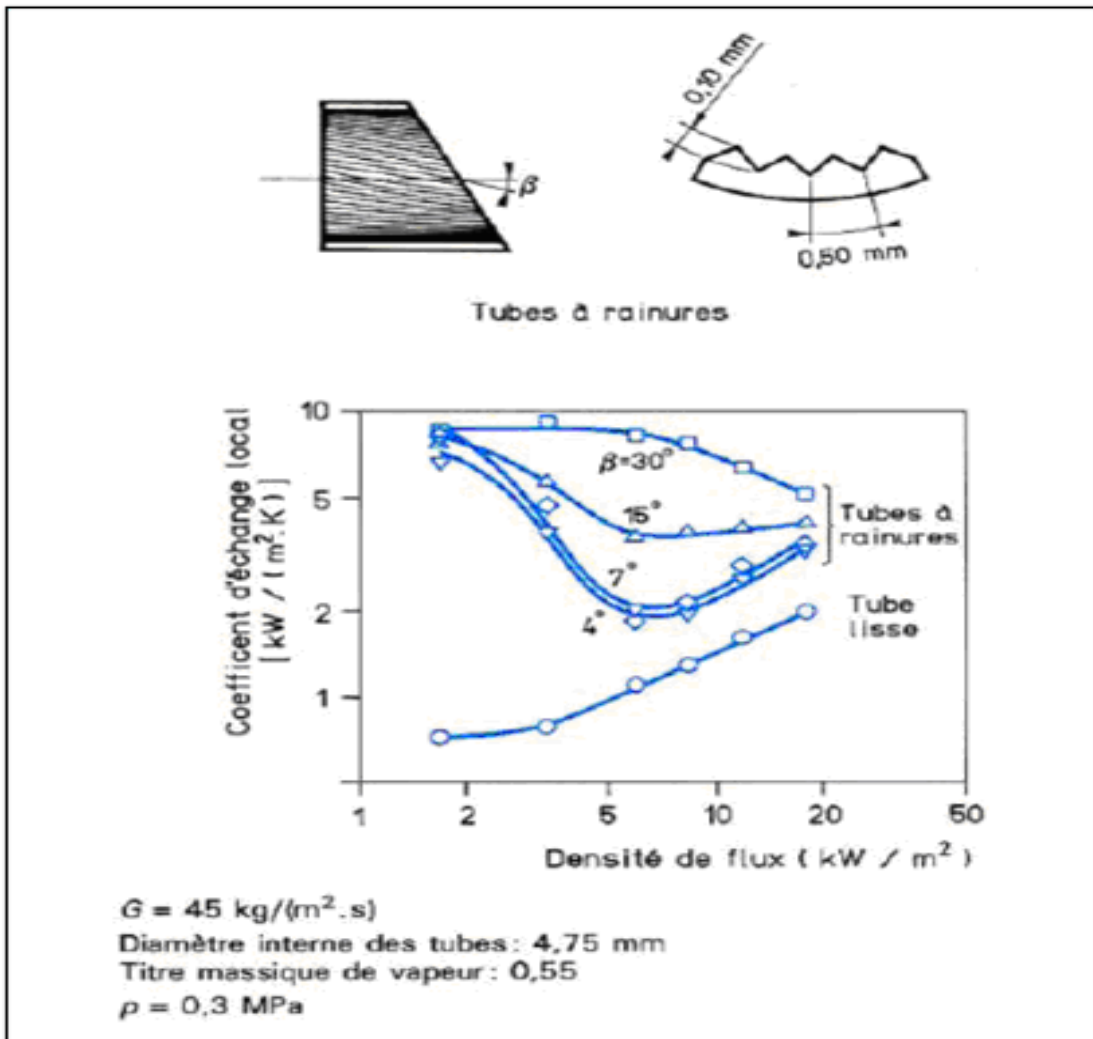


Fig.II.8 : Coefficient d'échange local en fonction de la densité de flux thermique pour un tube lisse et des tubes à rainures internes lors de l'évaporation de R 12 [Kimura et Ito]

NB:



Il existe d'autre Intensification mais ce n'ait pas notre cas.

II-4 : Utilisation des surfaces d'échange à hautes performances:

Le concepteur d'un échangeur de chaleur face à la diversité des techniques d'intensification est amené à se poser deux questions : doit-il préférer une surface *améliorée* à une paroi lisse ? Et, si oui, quels tubes ou plaques d'échange améliorés doit-il retenir ? La réponse à ces questions nécessite la prise en compte des nombreux éléments intervenant dans la conception d'un échangeur de chaleur :

- l'aspect constructif : tenue aux vibrations, tenue aux corrosions et liaison entre les tubes et les plaques tubulaires ;
- l'aspect économique : coût de la surface et disponibilité sur le marché du tube avec le matériau qu'impose éventuellement le procédé ;
- l'aspect thermique : performances thermohydrauliques et comportement thermique à l'encrassement.

On conçoit que le choix de géométries adaptées à un procédé particulier soit le résultat d'un compromis sur les différents aspects évoqués ci-dessus ; une méthode de sélection de surfaces améliorées pourrait présenter les différentes phases suivantes.

- **Définition des objectifs recherchés:** la réduction de la surface d'échange ou la réduction de l'écart de température entre les deux fluides sont deux objectifs généralement retenus puisqu'ils doivent permettre une réduction des coûts d'investissement pour l'un et de fonctionnement pour l'autre.

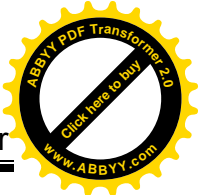
Cependant des cas spécifiques nécessitent l'utilisation de techniques d'intensification pour d'autres raisons telles que :

- la réduction de la puissance de pompage ;
- l'augmentation de la puissance échangée.

En général, l'objectif se traduit en termes de coût et la recherche nécessite donc l'introduction de fonctions de coûts.

- **Définition des contraintes** : elles sont généralement relatives aux aspects constructifs (tenue à la corrosion) et imposent le matériau de la surface d'échange: nombre des techniques d'intensification présentées s'appliquent aux surfaces en cuivre, en alliage cuivreux ou en alliage léger, un nombre plus limité s'applique aux surfaces en acier.

Des contraintes d'ordre opératoire ou géométrique s'appliquent fréquemment, telles que des limites sur la puissance de pompage ou des contraintes dimensionnelles.



Bien entendu, les contraintes économiques sont omniprésentes dans tous choix réfléchis d'une technique d'intensification.

- **Recherche des solutions possibles aux problèmes:** pour cela, il faut être attentif aux points suivants :

- déterminer le coefficient d'échange local qu'il est prioritaire d'améliorer : dans le cas d'un échangeur avec deux fluides, il est rare que les coefficients d'échange locaux entre paroi et fluide soient identiques : la technique d'intensification doit s'appliquer d'abord au plus faible ;

- rechercher les géométries qui répondent aux contraintes imposées par le procédé ; évaluer leurs performances thermohydrauliques et leur comportement à l'encrassement : ces données peuvent être obtenues à partir des nombreuses publications existantes ou à partir d'une expérimentation spécifique. Cette phase, qui peut être longue, notamment lorsque des essais sont requis, est indispensable à la qualité de l'analyse.

- **Simulation du fonctionnement ou dimensionnement de l'échangeur équipé de différentes surfaces améliorées:** cette simulation ou ce dimensionnement, qui peut être réalisé par un logiciel, permet de sélectionner la ou les géométries qui répondent au mieux à l'objectif recherché. Ces calculs requièrent la connaissance des formulations pour le calcul du coefficient d'échange local et du facteur de frottement des tubes améliorés.

- **Validation de la simulation (ou du dimensionnement):** de l'échangeur prototype équipé de surfaces améliorées par des essais de qualification.

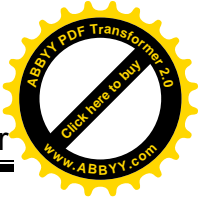
II-5 : Problèmes de fonctionnement :

Les principaux problèmes de fonctionnement rencontrés par les utilisateurs d'échangeur de chaleur ont trait aux phénomènes d'encrassement, de corrosion, de vibrations et de tenue mécanique.

L'encrassement et la corrosion restent les phénomènes les moins compris de l'industrie ; ils se traduisent par :

- un surdimensionnement des appareils dans les bureaux d'études ;
- une dépense d'énergie supplémentaire ;
- le remplacement des appareils corrodés ;
- des coûts d'arrêt des installations pour démontage et nettoyage.

Les phénomènes vibratoires doivent également être pris en compte dans le dimensionnement des échangeurs au même titre que les transferts de chaleur ou les pertes de charge.



Les problèmes de tenue mécanique sont, pour les géométries les plus classiques.

II-5-1: Encrassement :

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

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt, selon les conditions d'utilisation de l'échangeur ou selon le mécanisme dominant, même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt. Nous adopterons, comme la plupart des auteurs [Epstein], cette dernière méthode de classification. Six types différents peuvent alors être définis :

- encrassement particulaire ;
- corrosion ;
- entartrage ;
- encrassement biologique ;
- encrassement par réaction chimique ;
- encrassement par solidification.

II-5-2 : Corrosion :

La corrosion est la dégradation des matériaux sous l'action du milieu ambiant. Initialement, le terme corrosion a été utilisé pour le processus de dégradation des matériaux métalliques par un milieu agressif. Il a été étendu ultérieurement à la dégradation par un milieu agressif des matériaux non métalliques. Souvent, dans la littérature spécialisée, la notion de corrosion est évoquée par le terme résistance chimique ou physico-chimique.

Les mécanismes de dégradation des matériaux métalliques et non métalliques sont pratiquement toujours différents dans leur principe mais ils conduisent au même résultat pratique, c'est-à-dire à la destruction du matériau



II-5-2-1 : Processus de dégradation :

La dégradation des matériaux métalliques par un milieu agressif peut se faire suivant des processus chimiques ou électrochimiques.

Corrosion chimique ; C'est un processus d'oxydo-réduction entre le métal et le milieu corrosif qui se déroule conformément à la cinétique chimique. Dans ce type de corrosion, l'oxydation du métal et la réduction de l'agent agressif se font au même endroit et sans échange de charges électriques.

De même, les produits de corrosion se forment directement dans la zone corrodée. Ce mode de corrosion concerne notamment l'oxydation à haute température des métaux et alliages dans l'air et la corrosion dans des milieux diélectriques (non conducteurs de courant électrique).

Corrosion électrochimique :

Elle est due à l'attaque des métaux par des liquides électroconducteurs. Dans ce cas, le processus de corrosion s'accompagne d'un courant électrique qui circule à l'intérieur du réseau métallique.

Les zones où se produit l'oxydation du métal et la réduction du milieu peuvent être pratiquement confondues ou relativement éloignées (quelques micromètres à quelques centimètres).

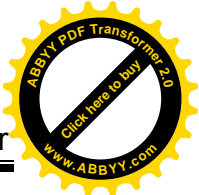
II-5-2-2 : Différents types de corrosion :

Plusieurs cas types de corrosion peuvent être distingués suivant l'aspect (la morphologie) des dégradations.

- **Corrosion généralisée** : La corrosion se produit avec la même vitesse sur toute la surface du métal en contact avec le milieu agressif.
- **Corrosion localisée** : La corrosion se produit avec des vitesses différentes à divers endroits de la surface du métal

II-5-3 : Vibrations :

Les vibrations constituent un paramètre essentiel à prendre en compte dans la conception d'un échangeur, au même titre que les transferts de chaleur ou les pertes de charge. Outre les aspects classiques (chocs, spectre de vibrations) issus du milieu extérieur, les échangeurs induisent leurs propres vibrations sous l'effet du fluide qui les parcourt. Ce paragraphe traite essentiellement des efforts dynamiques dus au fluide et à leur répercussion sur les tubes dans un échangeur de type tubes et calandre ; cet aspect vibratoire est peu ou pas rencontré dans les autres échangeurs.



Suivant la vitesse d'écoulement du fluide côté calandre, les tubes qui vibrent à leurs fréquences propres peuvent se déplacer suffisamment pour entrer en collision. Il s'ensuit un phénomène de fatigue pouvant aller jusqu'à la fuite ou la rupture.

L'essentiel du travail consiste à évaluer les paramètres intrinsèques aux tubes (fréquences propres, amortissement), les caractéristiques hydrauliques du fluide côté calandre, et à analyser le couplage fluide/ tubes.

II-5-3 :Aspects réglementaires :

D'une manière générale, les échangeurs thermiques sont des appareils composés de deux capacités distinctes séparées l'une de l'autre par une cloison conductrice de la chaleur, de forme plus ou moins complexe, souvent tubulaire, offrant au passage de la chaleur une étendue aussi grande que possible et activant la convection.

La réglementation sur les appareils à pression qui s'applique aux échangeurs de chaleur n'est pas sensiblement différente de celle à laquelle sont soumis les autres appareils à pression composés d'une seule enceinte. Le primaire et le secondaire des échangeurs sont soumis indépendamment l'un de l'autre à la réglementation.

En d'autres termes, les dispositions réglementaires s'appliquent à chacune des capacités d'un échangeur et non pas globalement à l'appareil dans son ensemble ; il arrive d'ailleurs qu'une seule de ces capacités, le primaire ou le secondaire, soit soumise à la réglementation.



CHAPITRE III

Dimensionnement et méthode de conception de l'échangeur

III-1-Classification échangeurs selon les écoulements :

On classifie les échangeurs selon le sens des écoulements des deux fluides (chaud et froid).

III-1-1 : Echangeurs à courant parallèle :

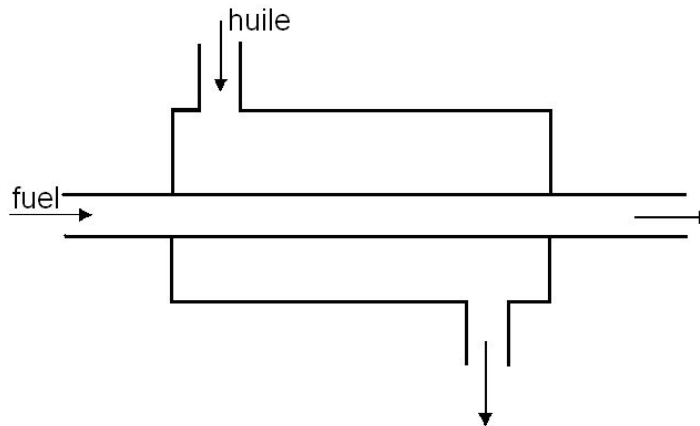


Fig.III.1 : Système de deux cylindres coaxiaux (Échangeur co-courant)

III-1-2 : Echangeurs à contre-courant :

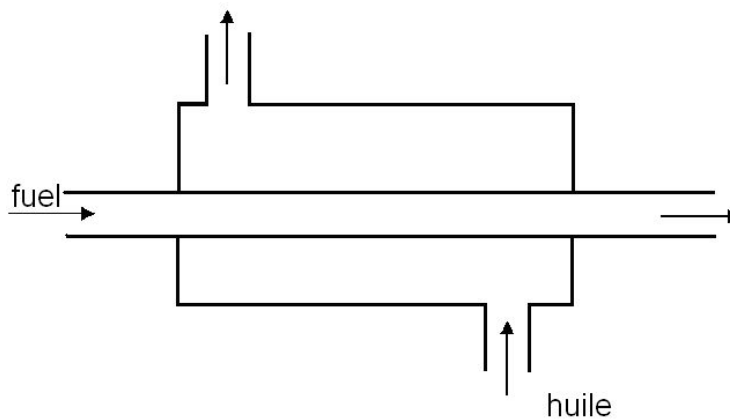


Fig.III.2 : Système de deux cylindres coaxiaux (Échangeur contre courant)

III-2 : Lois de base en échangeur de chaleur :

On évalue les différentes résistances:

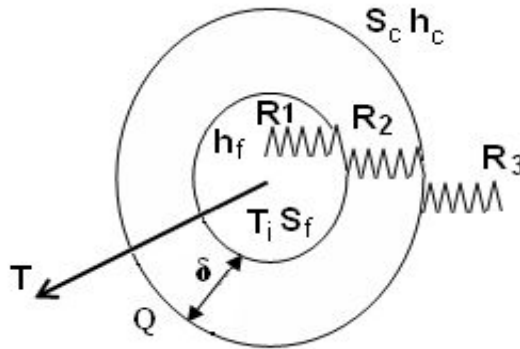


Fig.III.3 : schéma explicatif des résistances

$$R_1 = \frac{1}{h_f \cdot S_f}$$

$$R_2 = \frac{\delta}{S_m \cdot \lambda}$$

$$R_3 = \frac{1}{h_c \cdot S_c}$$

$$Q = \frac{T_i - T_e}{\frac{1}{h_c \cdot S_c} + \frac{\delta}{S_m \cdot \lambda} + \frac{1}{h_f \cdot S_f}} = K \cdot S_r \cdot (T_i - T_e) \tag{III-1}$$

h : coefficient de transfert convectif.

λ ; coefficient de transfert conductif.

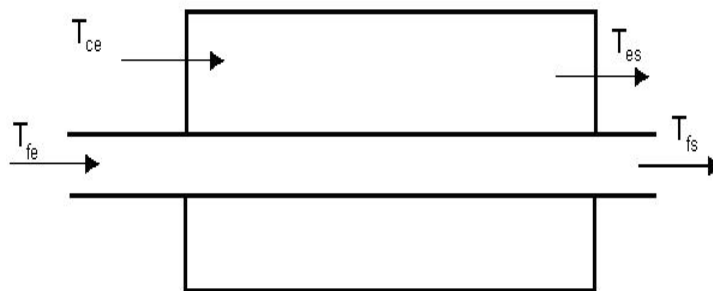
K : coefficient global d'échange.

S_r : surface de référence.

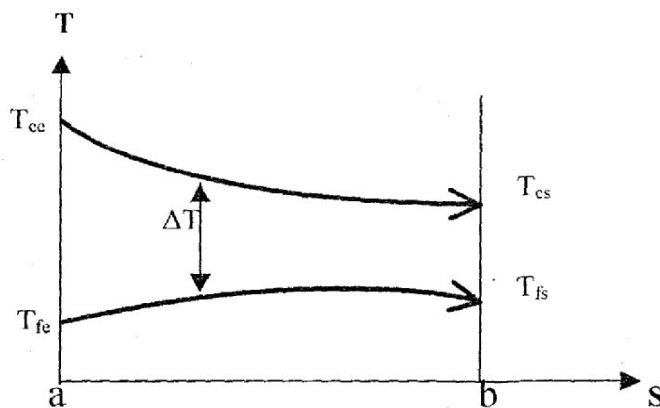
T_i : température intérieure.

T_e : température extérieure.

Echangeur à courant parallèles :



**FigIII.4: Les températures d'entrée et de sortie
(Échangeur co-courant)**

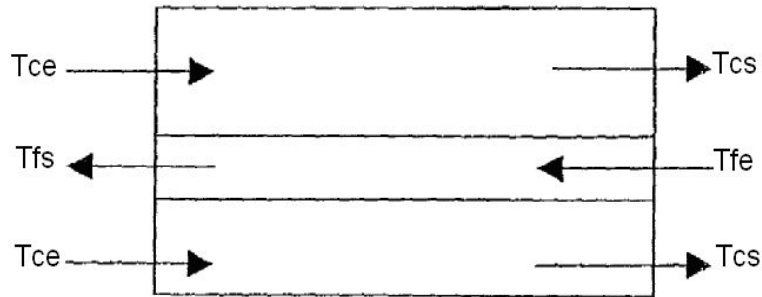


**Fig.III.5 : la variation de la T en fonction de S
(Échangeur co-courant)**

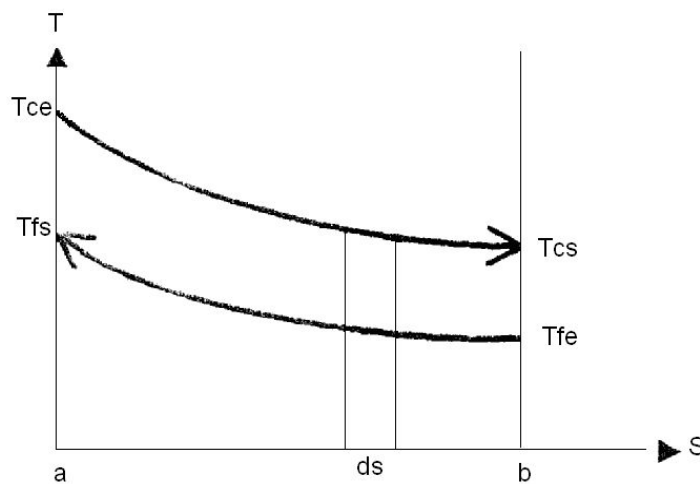
T : la température

S : la surface

Echangeur à contre courant :



**Fig.III.6 : les températures d'entrée et de sortie
(Échangeur contre courant)**



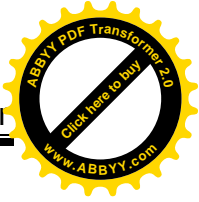
**Fig.III.7 : la variation de la T en fonction de S
(Échangeur contre courant)**

Dans ce cas, il est possible d'avoir $T_{fs} > T_{cs}$

$$dq = -m_c \cdot Cp_c \cdot dT_c = -m_f \cdot Cp_f \cdot dT_f$$

$$d(T_c - T_f) = -dq \left[\frac{1}{m_c \cdot Cp_c} - \frac{1}{m_f \cdot Cp_f} \right]$$

$$q = K \cdot S (T_c - T_f)$$



D'où :

$$d(T_c - T_f) = -K.dS(T_c - T_f) \left[\frac{1}{m_c.Cp_c} - \frac{1}{m_f.Cp_f} \right]$$

$$\boxed{\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -K.dS \left[\frac{1}{m_c.Cp_c} - \frac{1}{m_f.Cp_f} \right]} \quad (III-2)$$

La quantité de chaleur cédée par le flux chaud Q est égale à la quantité récupérée par le flux froid.

$$\boxed{Q = m_c.Cp_c.(T_{ce} - T_{cs}) = m_f.Cp_f.(T_{fs} - T_{fe})} \quad (III-3)$$

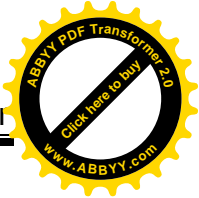
$$\frac{1}{m_c.Cp_c} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{Q} = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{Q}$$

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -K \cdot \frac{dS}{Q} \cdot [(T_{ce} - T_{cs}) - (T_{fs} - T_{fe})]$$

D'après l'équation (III-2) on intègre entre l'entrée et la sortie :

$$\ln(T_c - T_f) \Big|_e^s = -K.S \cdot \left[\frac{(T_{ce} - T_{cs}) - (T_{fs} - T_{fe})}{Q} \right]$$

$$Q = K.S \cdot \left[\frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}} \right)} \right]$$



$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)}$$

En cas général :

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)}$$

Avec : $\Delta T_a = T_{ce} - T_{fs}$

$\Delta T_b = T_{cs} - T_{fe}$

a et b sont les extrémités de l'échangeur.

$$Q = K . S . \overline{\Delta T}$$

(III-4)

III-3 : Dimensionnement de l'échangeur:

III-3-1 : Introduction :

Un échangeur de chaleur est un appareil destiné à échanger de chaleur entre deux fluides à travers une paroi.

$$\phi = K . S . \overline{\Delta T} ml$$

(III-5)

Pour Sa Conception:

- nécessité de la connaissance des 4 températures te_1 , te_2 , ts_1 , ts_2 . Si on ne connaît que les températures d'entrée alors on ne peut pas calculer le flux échangé avec cette formule.

On utilise une méthode de prédiction correction (III-5).

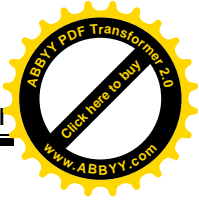
- On se donne les températures de sortie.

- On peut calculer le $\Delta T ml$.

- On peut calculer le flux par (III-5).

$\phi = m_c . C_{p_c} . (T_{ce} - T_{cs})$

$\phi = m_f . C_{p_f} . (T_{fs} - T_{fe})$



Ce flux permet de déterminer des nouvelles valeurs de températures de sortie (T_{cs} et T_{fs}).

- Si elles sont les mêmes, si non on va refaire les mêmes calculs avec Les (T_{cs} et T_{fs}) trouvés (on calcul ΔT_{ml}).

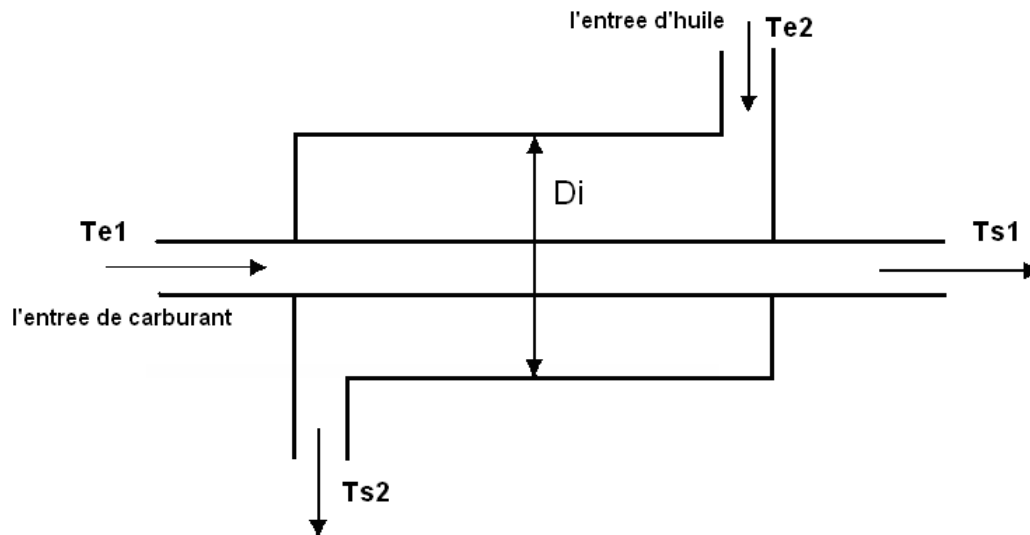


Fig.III.8 : échangeur contre courant

$$\Delta T = \frac{(Te2 - Ts1) - (Ts2 - Te1)}{\ln\left(\frac{Te2 - Ts1}{Ts2 - Te1}\right)}$$

$$Q = U.Sr(Te - Ti)$$

$$\frac{1}{U} = R1 + R2 + R3$$

(III-6)

Ri: convection à l'intérieur du tube.

R2 : conduction.

R3 : convection à l'extérieur du tube.

III-3-2 : surfaces de référence:

En général, on prend la surface extérieure du tube comme surface de référence

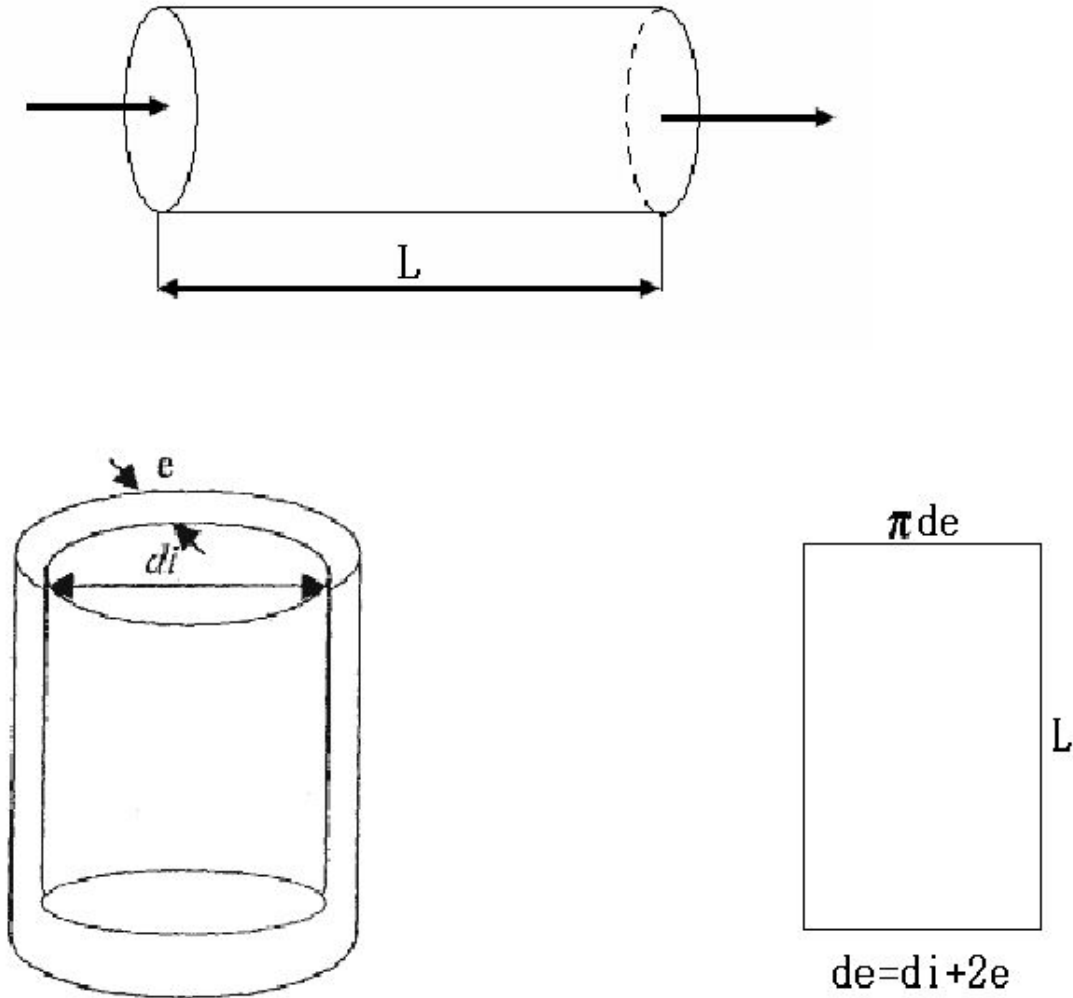


Fig.III.9 : Les dimensionnements de l'échangeur de chaleur coaxial

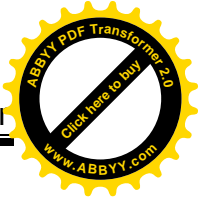
$$A = \pi(d_i + 2e)L$$

A : surface de référence

d_i : diamètre intérieur du tube

e : épaisseur

L : la longueur



Convection à l'intérieur du tube :

$$R_1 = \frac{1}{h_1 \cdot \frac{A_i}{A}}$$

Avec :

$$A_i = \pi \cdot d_i \cdot L$$

Convection à l'extérieur du tube :

$$R_2 = \frac{1}{h_2}$$

h_1 : coefficient local d'échange (fluide froid-paroi).

h_2 : coefficient local d'échange (fluide chaud-paroi).

$$R_m = \frac{e}{\lambda \cdot \frac{A_m}{A}}$$

Avec:

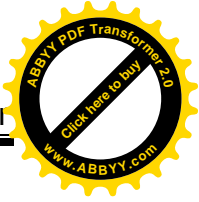
$$A_m = \pi(d_i + e) \cdot L$$

λ : Coefficient de conductivité thermique

e : l'épaisseur

L'équation s'écrit :

$$\boxed{\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1 \cdot \frac{d_i}{d_i + 2e}} + \frac{e}{\lambda \cdot \frac{d_i + e}{d_i + 2e}} + \frac{1}{h_2}} \quad (\text{III-7})$$

**- Pour l'écoulement turbulent à l'intérieur du tube ($Re > 10\ 000$):**

On utilise la corrélation suivante:

$$Nu = 0.023 R_e^{0.8} \cdot P_r^{1/3}$$

Avec: les nombres adimensionnels suivants:

Nombre de Nusselt: $Nu = \frac{h_1 \cdot di}{\lambda}$

Nombre de Prandtl: $Pr = \frac{\mu_1 \cdot Cp_1}{\rho_1}$

Nombre de Reynolds: $Re = \frac{di \cdot v_1 \cdot \rho_1}{\mu_1}$

ρ : la masse volumique (fuel).

V_1 : Vitesse (fuel)

μ_1 : viscosité dynamique (fuel)

Cp_1 : chaleur spécifique à pression constante (fuel).

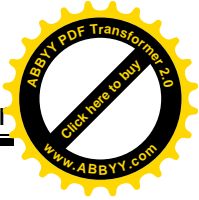
h_1 : coefficient local d'échange (fuel).

d_1 : diamètre intérieur du tube.

λ : coefficient de conductivité thermique.

D'où :

$$\boxed{\frac{h_1 di}{\lambda_1} = 0.023 \left(\frac{di \cdot v_1 \rho_1}{\mu_1} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{Cp_1 \cdot \mu_1}{\lambda_1} \right)^{1/3}} \quad \text{(III-8)}$$

**- Pour l'écoulement turbulent à l'extérieur du tube:**

On utilise la corrélation suivante:

$$Nu = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{1/3} \left(\frac{Di}{di + 2e} \right)^{0.53}$$

Avec: les nombres adimensionnels suivants:

Nombre de Nusselt: $Nu = \frac{h_2 \cdot Deq}{\lambda}$

Nombre de Prandtl: $Pr = \frac{\mu_2 \cdot Cp_2}{\rho_2}$

Nombre de Reynolds: $Re = \frac{Deq \cdot v_2 \cdot \rho_2}{\mu_2}$

Avec :

$$Deq = \frac{Di - (di + 2e)^2}{di + 2e}$$

ρ_2 : la masse volumique (huile).

v_2 : vitesse (huile).

μ_2 : viscosité dynamique (huile).

Cp_2 : chaleur spécifique à pression constante (huile).

h_2 : coefficient local d'échange (huile).

D : diamètre intérieur de l'espace enveloppe.

λ : coefficient de conductivité thermique.

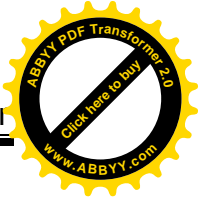
e : l'épaisseur du tube intérieur.

d_i : diamètre intérieur du tube.

D'où :

$$\frac{h_2 Deq}{\lambda} = 0.023 \left(\frac{Deq \cdot v_2 \cdot \rho_2}{\mu_2} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{Cp_2 \cdot \mu_2}{\rho_2} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{Di}{di + 2e} \right)^{0.53}$$

(III-9)



III-4 : Etude des pertes de charge dans un échangeur :

III-4-1 : Introduction :

Plus le nombre de Reynolds est important, plus le transfert de chaleur est important de même pour les pertes de charge, le problème est de trouver une solution optimale.

Cette paille sera consacrée à l'étude des pertes de charge.

III-4-2 : Perte de charge à l'intérieur du tube:

L'équation de pertes de charge linéaires s'écrit:

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L \cdot \rho \cdot v^2}{2 \cdot d_i} \quad (\text{III-10})$$

Avec :

λ : coefficient de perte de charge.

d_i : diamètre intérieur de la conduite.

V : vitesse moyenne.

L : longueur de la conduite.

III-4-3 : Relations empiriques adoptées pour le coefficient de pertes de charge linéaires λ :

-En régime laminaire :

$$R_e < 2100$$

$$\lambda = \frac{64}{R_e}$$

-En régime turbulent :

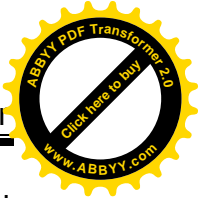
L'effet de rugosité intervient et le coefficient λ sera :

-pour les tubes lisses :

$$\lambda = 0.0056 + 0.5 R_e^{-0.32}$$

-pour les tubes rugueux :

$$\lambda = 0.014 + 1.56 R_e^{-0.42}$$



Si les propriétés thermo-physiques varient alors les viscosités varient ce qui s'en suit pour la perte de charge et on introduit un coefficient correctif:

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L \cdot \rho \cdot v^2}{2 \cdot di} \cdot \left(\frac{1}{\phi} \right) \tag{III-11}$$

D'où :

$$\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14}$$

III-5 : Méthode de conception :

III-5-1 : Définition du problème:

Un courant de carburant (kérosène) doit être chauffé de -18 °c à 40 °c à l'aide de l'huile chaude provenant des paliers disponibles et des boites d'entraînement

On se propose de concevoir l'échangeur de chaleur réalisant cette opération.

Le type de l'échangeur choisi est le plus simple, Un échangeur à contre courant pur, le carburant dans le tube intérieur.

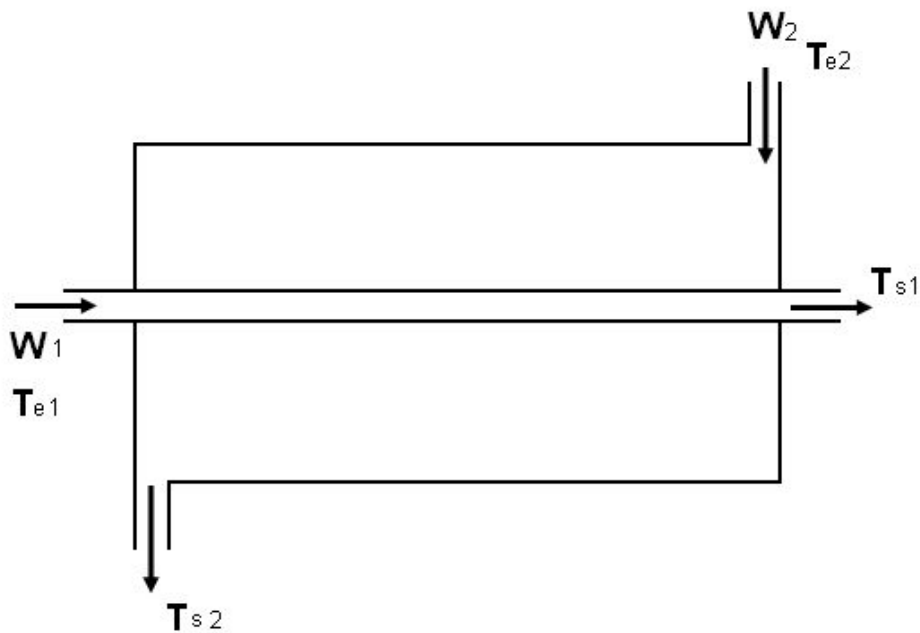
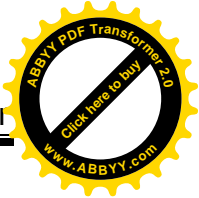


Fig.III.10 : schéma explicatif d'un échangeur contre courant



Avec :

W : débit massique (Kg/s)

T_{e1} : température d'entrée en (k^0)

T_{s1} : température de sortie en (k^0)

Les indices let 2 références respectivement les propriétés relatives au fluide circulant à l'intérieur du tube (fuel) et à celui circulant dans l'espace enveloppe (l'huile).

III-5-2 : Modélisation du problème:

III-5-2-1 : Etablissement des équations:

La formulation des diverses équations du modèle repose sur plusieurs hypothèses:

- il n'y a ni pertes thermiques, ni changement de phases au cours du transfert
- Les propriétés physico-chimiques des deux fluides sont constantes au sein de l'échangeur.
- Le coefficient global de transfert U est constant en tout point.
- L'écoulement des deux fluides est turbulent.

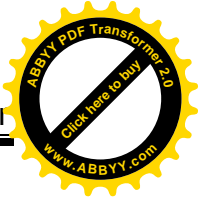
Le bilan thermique effectué entre l'entrée et la sortie de l'échangeur permet d'exprimer la quantité de chaleur Q récupérée par le fluide froid.

$$Q = W_1 C p_1 (T s_1 - T e_1) \quad (III-12)$$

Q représente aussi la quantité de chaleur perdue par le fluide chaud

$$Q = W_2 C p_2 (T e_2 - T s_2) \quad (III-13)$$

Le Cp est exprimée en (J/kg.k).



La quantité de chaleur échangée est par ailleurs, fonction des températures et de la géométrie de l'échangeur.

$$Q = U.A.\Delta T_{ml} \quad (\text{III-14})$$

Avec :

A : surface totale d'échange en (m²)

U : coefficient d'échange global en (w/m²K)

Dans le cas d'un échangeur a contre courant :

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{e2} - T_{s1}) - (T_{s2} - T_{e1})}{\ln\left(\frac{T_{e2} - T_{s1}}{T_{s2} - T_{e1}}\right)}$$

Le coefficient d'échange global en fonction des déverses résistances au transfert

$$\frac{1}{U} = R_1 + R_2 + R_m$$

R₁: résistance dans le fluide à l'intérieur du tube (m²k/w).

R₂: résistance dans le fluide à l'extérieur du tube (m²klw).

R_m: résistance due à la paroi métallique du tube (m²klw).

Les résistances sont exprimées en (m²k/w), il est convenable de les rapporter à la même surface.

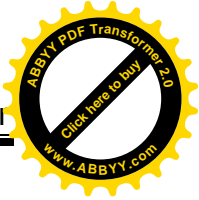
La surface de référence choisie est la surface extérieure du tube.

$$A = \pi.(d_i + 2e).L \quad (\text{III-15})$$

d_i: diamètre intérieur du tube (m).

e: épaisseur du tube (m).

L: longueur du tube (m).



Les résistances s'expriment par:

$$R_1 = \frac{1}{h_1 \cdot \frac{A_i}{A}}$$

$$R_2 = \frac{1}{h_2 \cdot \frac{A}{A}} = \frac{1}{h_2}$$

$$R_m = \frac{e}{\lambda \cdot \frac{A_m}{A}}$$

h_1 : coefficient local d'échange fluide froid-paroi (w/m^2k).

h_2 : coefficient local d'échange fluide chaud-paroi (w/m^2k).

λ : conductivité thermique du métal (w/mk).

A_1 : surface intérieure du tube.

$$A_1 = \pi d_i L$$

A_m : surface moyenne du tube.

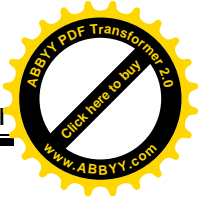
$$A_m = \pi (d_i + e) L$$

D'où la relation:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1 \cdot \frac{d_i}{d_i + 2e}} + \frac{e}{\lambda (d_i + e)} + \frac{1}{h_2} \quad (\text{III-16})$$

Le calcul des coefficients locaux d'échange dépend de la nature de l'écoulement :(laminaire, turbulent, ou transition).

Dans l'hypothèse d'un écoulement turbulent ($Re > 10\,000$) , les relations sont les suivantes :

**- Pour I écoulement à l'intérieur du tube:**

La corrélation utilisée est celle de SIEDER-TATE

N_u : nombre de Nusselt

Re : nombre de Reynolds Re_{c12}

Pr : nombre de Prandtl

$$Nu = \frac{h \cdot di}{k}$$

$$Re = \frac{di \cdot v \cdot \rho}{\mu}$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{k}$$

Avec:

V : vitesse du liquide (m/s).

ρ : masse volumique du liquide (kg/m^3).

μ : viscosité dynamique du liquide (poiseuille).

k : conductivité thermique du liquide (w/mk).

Cp : capacité calorifique du liquide (J/kg k).

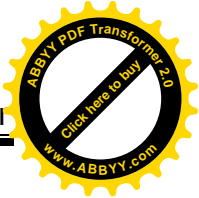
μ_p : viscosité du liquide à la température de la paroi (Poiseuille).

Le terme $\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14}$ est une correction destinée à tenir compte des effets de

la variation de la température sur la viscosité du fluide, ce terme peut-être négligé car la différence température liquide froid-température liquide chaud n'étant pas trop élevée

D'ou :

$$\frac{h_1 di}{k_1} = 0.023 \left(\frac{di \cdot v_1 \rho_1}{\mu_1} \right)^{0.8} \left(\frac{Cp_1 \cdot \mu_1}{k_1} \right)^{1/3} \quad (III-17)$$

**- Pour l'écoulement à l'extérieur du tube:**

La corrélation utilisée est celle de MONRAD et PELTON.

$$Nu = \frac{hD_{eq}}{k} = 0.02R_{eq}^{0.8} P_r^{1/3} \left(\frac{Di}{di + 2e} \right)^{0.53}$$

Avec :

Di: diamètre intérieur de l'espace enveloppe (m).

D_{eq}: diamètre équivalent (m).

$$D_{eq} = \frac{Di - (di + 2e)^2}{di + 2e}$$

Re_q : Reynolds équivalent

$$Re_q = \frac{D_{eq} \cdot v \cdot \rho}{\mu}$$

D'où :

$$\boxed{\frac{h_2 D_{eq}}{k_2} = 0.02 \left(\frac{D_{eq} \cdot v_2 \cdot \rho_2}{\mu_2} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{Cp_2 \cdot \mu_2}{k_2} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{Di}{di + 2e} \right)^{0.53}} \quad (III-18)$$

III-5-3 : Calcul des pertes de charge:

Dans notre conception, on ne tient compte que des pertes de charge.

L'équation des pertes de charge s'écrit

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot f \cdot \frac{L}{R_H} \cdot \rho \cdot v^2$$

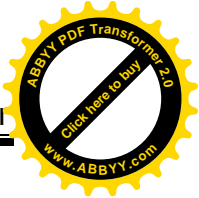
R_H: Rayon hydraulique (m).

f: Facteur de friction.

ΔP: Perte de charge (Pa).

ρ : Masse volumique du liquide (kg/m³).

V : vitesse du liquide (m/s).



En régime turbulent, le coefficient de friction est donné par la relation empirique suivante :

$$f = 0.0014 + 0.125R_e^{-0.32}$$

Pertes de charge à l'intérieur du tube:

Le rayon hydraulique est :

$$R_H = \frac{di}{4}$$

D'où :

$$\Delta P_1 = \frac{1}{2} \cdot f_1 \cdot \frac{L}{di} \cdot \rho_1 \cdot v_1^2 \quad (\text{III-19})$$

Avec :

$$f_1 = 0.0014 + 0.125 \left(\frac{di \cdot v_1 \cdot \rho_1}{\mu} \right)^{-0.32}$$

d_i : diamètre intérieur du tube (m)

ρ_1 : masse volumique du liquide froid (kg/m^3)

v_1 : vitesse du liquide froid (m/s)

μ_1 : viscosité dynamique du liquide froid (poiseuille)

Pertes de charge à l'extérieur du tube:

Le rayon hydraulique R_H est donné par:

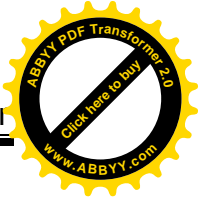
$$R_H = \frac{Di - di}{4}$$

D'où :

$$\Delta P_2 = 2f_2 \frac{1}{Di - di} \rho_2 v_2^2 \quad (\text{III-20})$$

Avec :

$$f_2 = 0.0014 + 0.125 \left(\frac{(Di - di)v_2 \rho_2}{\mu_2} \right)^{0.32}$$



D_i : diamètre intérieur de l'espace enveloppe (m).

d_i : diamètre intérieur du tube (m).

ρ_2 : masse volumique du liquide chaud (kg/m^3).

μ_2 : viscosité dynamique du liquide chaud (poiseuille).

V_2 : vitesse du liquide chaud (m/s).

III-5-4 : Analyse des équations:

Les propriétés physico-chimiques des deux liquides et du métal étant connues, l'analyse de ces équations fournit les (09) variables:

$$Q, W_2, U, A, h_1, h_2, L, \Delta P_1, \Delta P_2.$$

L'épaisseur du métal est imposée par la pression à l'intérieur du tube (les tubes ont des épaisseurs standards).

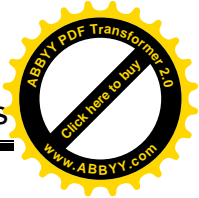
Il reste donc pour le dimensionnement de l'échangeur trois (03) variables qui déterminent la conception de l'échangeur:

- Diamètre intérieur du tube fuel (d_i).
- Diamètre intérieur de l'espace enveloppe (D_i).
- Température de sortie de l'huile (T_{s2}).



CHAPITRE IV

RESULTATS ET COMMENTAIRES



IV-1 : Introduction :

Après avoir écrit programme en langage Fortran 90 permettant de traduire l'organigramme du dimensionnement de l'échangeur de chaleur, on manipule plusieurs paramètres pour générer des conceptions.

Le choix d'une meilleure conception repose sur plusieurs critères :

- quantité de chaleur échangée maximale.
- pertes de charge minimales.

IV-2 : Calculs et résultats :

IV-2-1 : Variation de débit de carburant (W1) :

Nous avons varié au suivant le débit carburant de 0,1 à 1,4 de carburant et noter les résultats dans les tableaux ci-dessous pour voir les variations des dimensions de l'échangeur (A, L), les pertes de charge (ΔP_1 , ΔP_2), les coefficients d'échange et essentiellement la quantité de chaleur échangée.

Les graphes ci-dessous sont bien présentés ces variations.

IV-2-1-1 : La variation de la surface d'échange en fonction du débit de carburant :

W1 (Kg /s)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
A (m ²)	0,271	0,328	0,372	0,410	0,445	0,477	0,508	0,538

0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
0,566	0,594	0,621	0,648	0,674	0,701

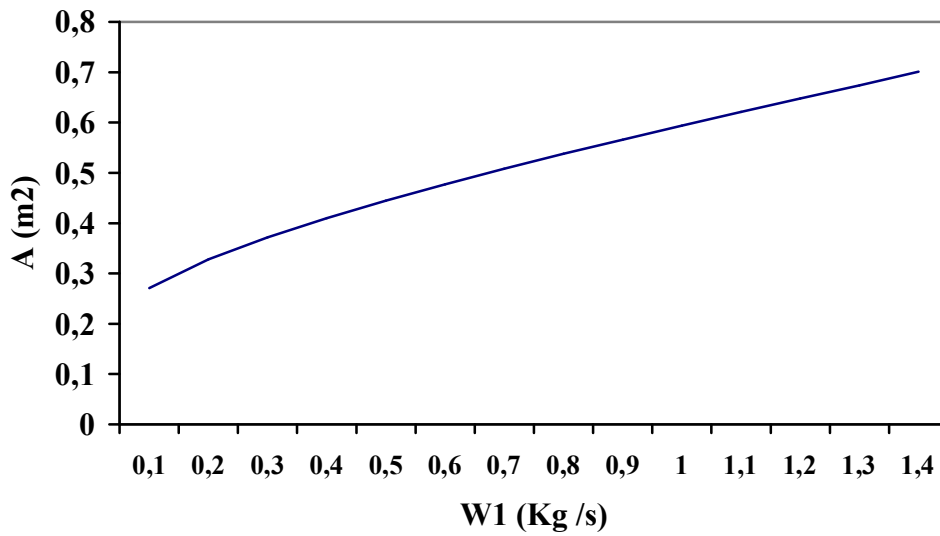
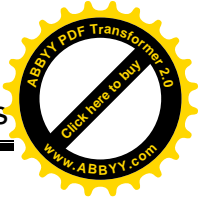


Fig.IV.1: La variation de la surface d'échange en fonction du débit de carburant.

IV-2-1-2 : La variation de la longueur en fonction du débit de carburant :

W1 (Kg /s)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
L (m)	2,784	3,369	3,821	4,213	4,570	4,903	5,220	5,524

0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
5,819	6,105	6,385	6,659	6,929	7,194

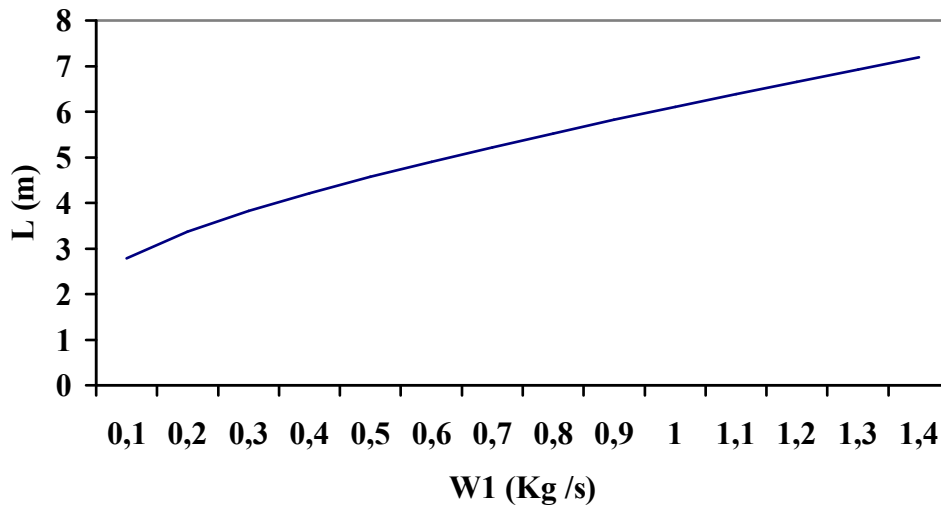
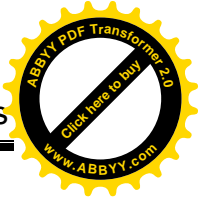


Fig.IV.2: La variation de la longueur en fonction du débit de carburant.

Les longueurs des tubes sont importantes parce qu'on a utilisé le modèle de deux tubes coaxiaux et automatiquement la surface d'échange (est importante). En pratique, les échangeurs sont à plusieurs tubes intérieurs et par conséquent leurs dimensions sont réduites.

IV-2-1-3 : La variation de coefficients d'échange en fonction du débit de carburant :

W1 (Kg /s)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
h ₁ (W/m ² k)	23,661	41,197	56,982	71,728	85,747	99,212	112,233
h ₂ (W/m ² k)	7,555	7,555	7,555	7,555	7,555	7,555	7,555

0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
124,886	137,226	149,294	161,123	172,738	184,161	195,410
7,555	7,555	7,555	7,555	7,555	7,555	7,555

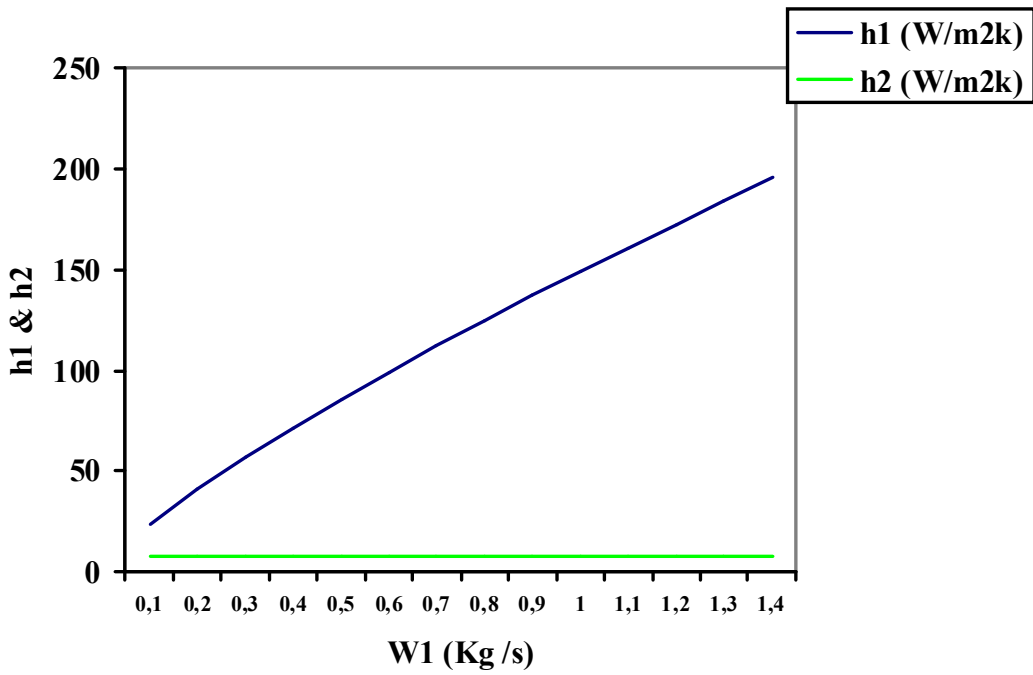
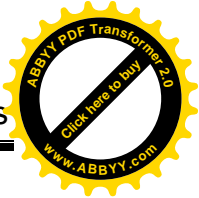


Fig.IV.3: La variation de coefficients d'échange en fonction du débit de carburant.

Commentaire : Le coefficient d'échange de celle de l'huile reste constant parce qu'il n'a aucune relation avec W_1 par contre h_1 varie suivant une fonction exponentielle.

IV-2-1-4 : La variation de coefficients d'échange global en fonction du débit de carburant :

W1 (Kg /s)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
U (W/m ² k)	0,545	0,901	1,192	1,442	1,662	1,858	2,037	2,199

0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
2,349	2,488	2,617	2,737	2,850	2,956

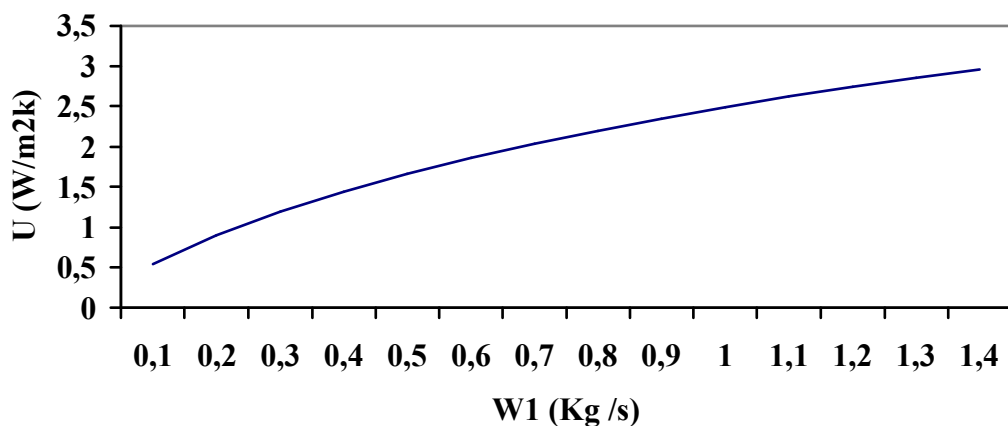
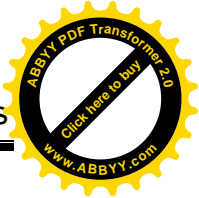


Fig.IV.4: La variation de coefficient d'échange global en fonction du débit de carburant.

IV-2-1-5 : La variation de la quantité de chaleur échangée en fonction du débit de carburant :

W1 (Kg /s)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
Q (joule)	16,144	32,288	48,432	64,577	80,721	96,865	113,009

0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
129,154	145,298	161,442	177,587	193,731	209,875	226,019

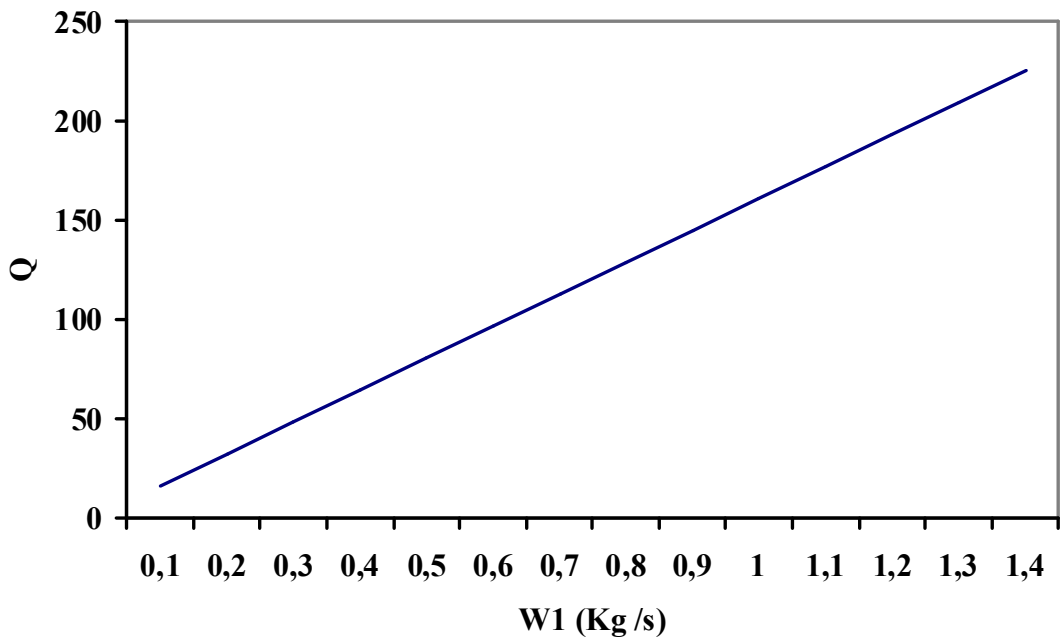
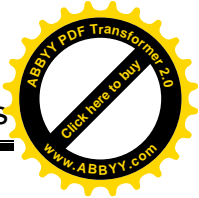


Fig.IV.5: La variation de la quantité de chaleur échangée en fonction du débit de carburant.

On remarque que la variation de la quantité de chaleur échangée en fonction de W_1 est linéaire suit une équation d'une droite passant par l'origine de pente de l'ordre de 160.

IV-2-1-6 : La variation de la perte de charge Δp_1 en fonction du débit de carburant :

W1 (Kg /s)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
deltap1	174,638	688,385	1560,227	2813,804	4472,943	6561,076

0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,4
9101,129	12115,520	15626,200	19654,660	24222,010	29348,970	41362,970

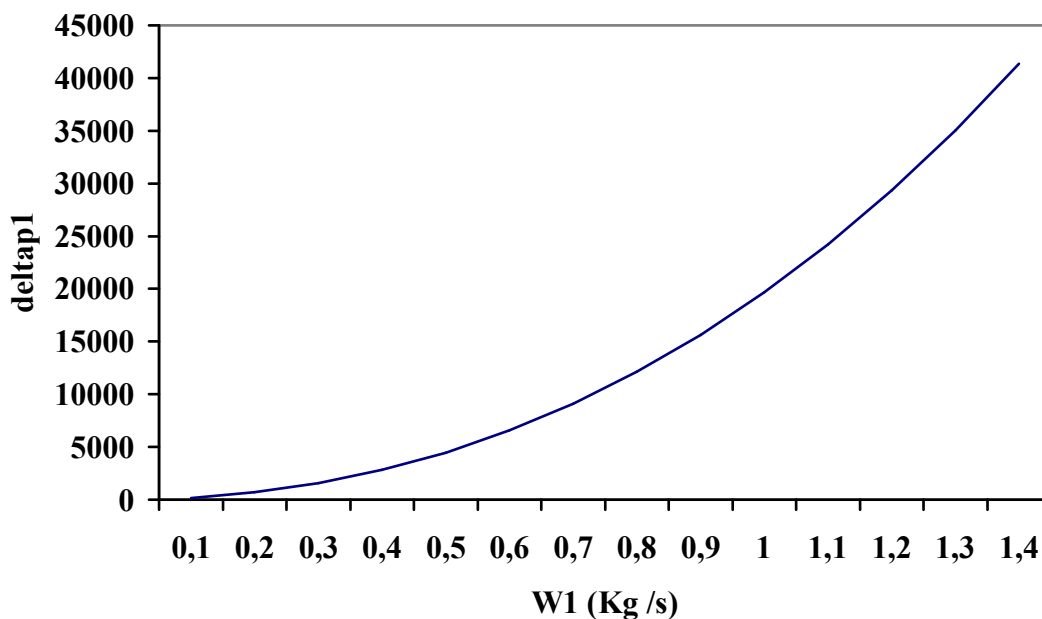
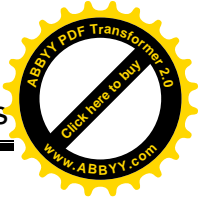


Fig.IV.6: La variation de la perte de charge deltap1 en fonction du débit de carburant.

IV-2-1-7 : La variation de la perte de charge deltap2 en fonction du débit de carburant :

W1 (Kg /s)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
deltap2	717,314	868,073	984,447	1085,345	1177,221	1263,119	1344,735

0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
1423,115	1498,957	1572,748	1644,845	1715,515	1784,965	1853,361

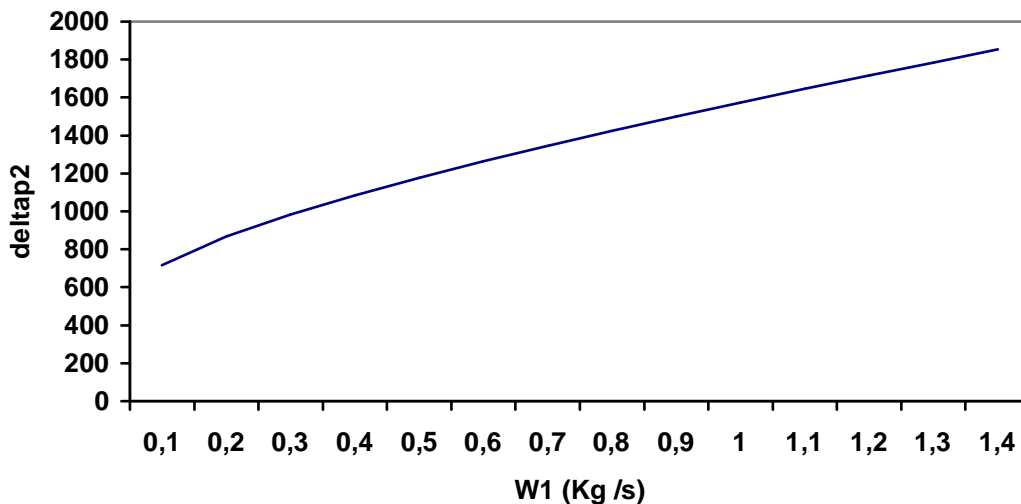
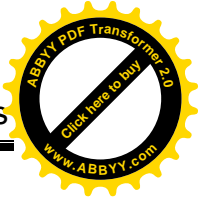


Fig.IV.7: La variation de la perte de charge deltap2 en fonction du débit de carburant.

On remarque que la variation de la perte de charge d’huile est plus importante que celle du carburant pour les faibles débits mais lorsque le débit carburant augmente (>0,2) la variation de ΔP_1 devient plus importante que de ΔP_2 .

IV-2-1-8 : La variation du débit d’huile en fonction du débit de carburant :

W1 (Kg/s)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
W2 (Kg/s)	0.845	1.691	2.537	3.382	4.228	5.074	5.919	6.765

0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
7.611	8.456	9.302	10.148	10.994	11.839

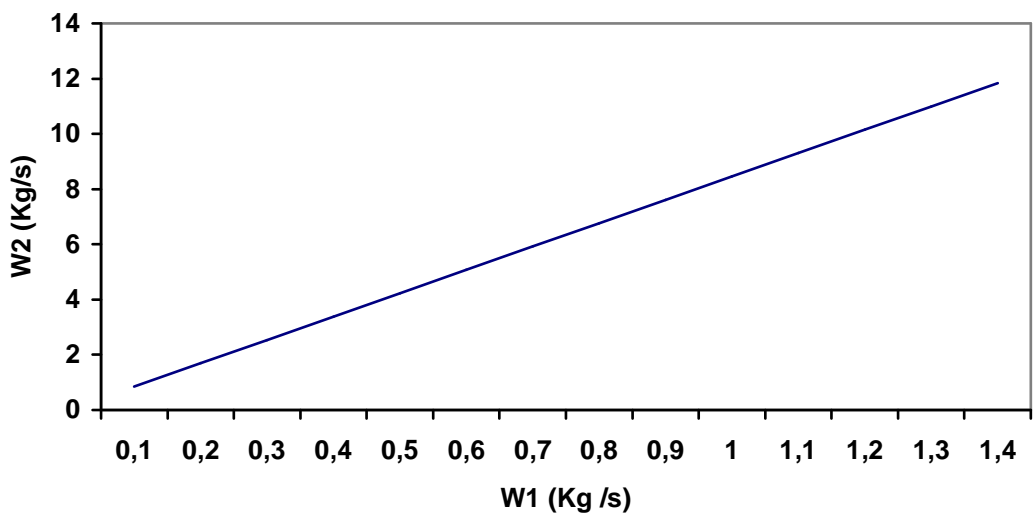
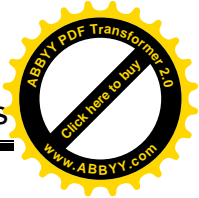


Fig.IV.8: La variation du débit d'huile en fonction du débit de carburant.

IV-2-2 : Variation des propriétés thermo-physiques de carburant (k_1, μ_1) :

On va change au suivant les propriétés thermo-physiques pour voir leurs effets sur les dimensions de l'échangeur (A, L), les pertes de charge ($\Delta P_1, \Delta P_2$), les coefficients d'échange et essentiellement la quantité de chaleur échangée en fixant bien sur W_1 .

IV-2-2-1 : Variation de la conductivité thermique de carburant (k_1) :

IV-2-2-1-1 : la variation du coefficient d'échange (h_1) en fonction de la conductivité thermique de carburant (k_1) :

k_1 (W/m ² k)	0,250	0,260	0,270	0,280	0,290	0,300
h_1 (W/m ² k)	111,3429	115,7966	120,2504	124,7041	129,1578	133,6115

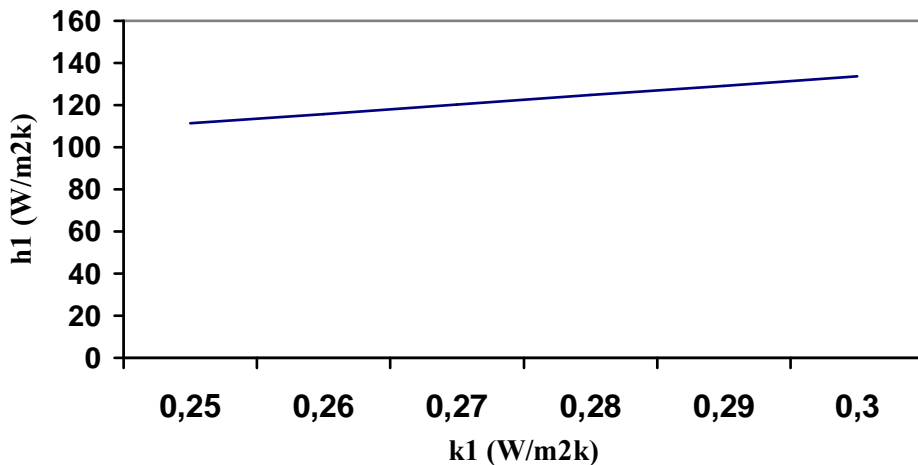
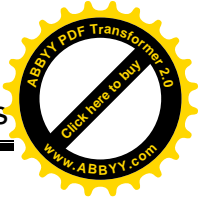


Fig.IV.10 : la variation de (h_1) en fonction de (k_1)

Le coefficient d'échange de carburant reste légèrement constant en fonction de la conductivité parce que ils ont la même nature ($W/m^2 \cdot k$).

IV-2-2-1-2 : La variation de coefficient d'échange global en fonction de la conductivité thermique de carburant (k_1):

k_1 (W/m ² k)	0,250	0,260	0,270	0,280	0,290	0,300
U (W/m ² k)	2,025244	2,083909	2,141342	2,197582	2,252666	2,306628

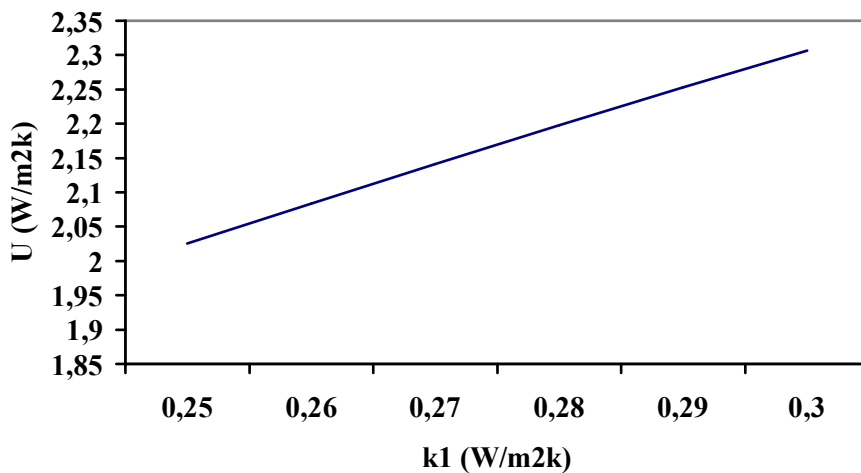
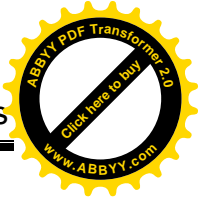


Fig. IV.11 : La variation de (U) en fonction de (k_1)



IV-2-2-1-3 : La variation de la surface d'échange en fonction de la conductivité thermique de carburant (k_1):

k_1 (W/m^2k)	0,250	0,260	0,270	0,280	0,290	0,300
A (m^2)	0,511379 5	0,496983 5	0,483653 8	0,471276 3	0,459752 4	0,448996 7

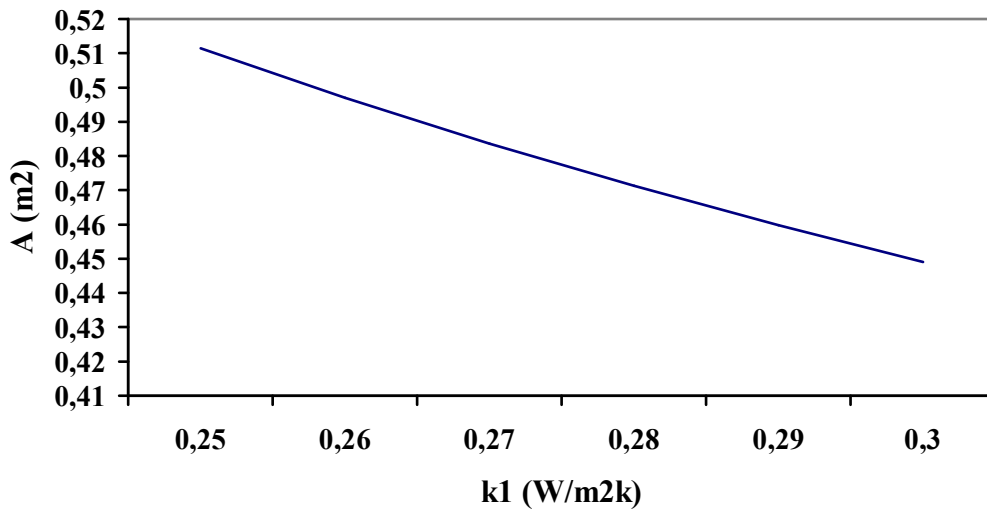


Fig.IV.12 : La variation de (A) en fonction de (k_1)

IV-2-2-1-4 : la variation de la longueur en fonction de la conductivité thermique de carburant (k_1):

k_1 (W/m^2k)	0,250	0,260	0,270	0,280	0,290	0,300
L (m)	5,250875	5,103056	4,966187	4,839093	4,720766	4,610325

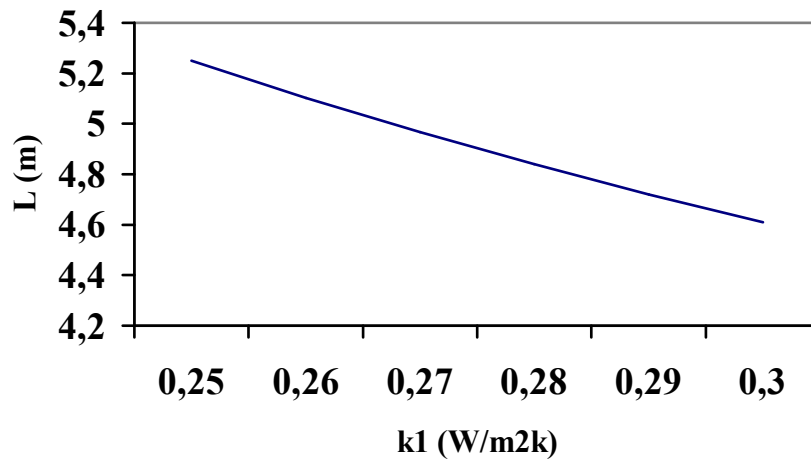
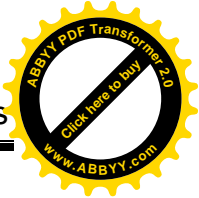


Fig .IV.13 : La variation de (L) en fonction de (k₁)

La surface d'échange est inversement proportionnelle avec la conductivité thermique donc on choisit un carburant avec une meilleure conductivité pour diminuer la surface d'échange alors la longueur.

IV-2-2- 1-5 : La variation des pertes de charge en fonction de la conductivité thermique de carburant (k₁):

k1 (W/m ² k)	0,250	0,260	0,270	0,280	0,290	0,300
ΔP ₁ (Pa)	9154,307	8896,601	8657,983	8436,410	8230,120	8037,580

k1 (W/m ² k)	0,250	0,260	0,270	0,280	0,290	0,300
ΔP ₂ (Pa)	1352,592	1314,515	1279,258	1246,519	1216,039	1187,59

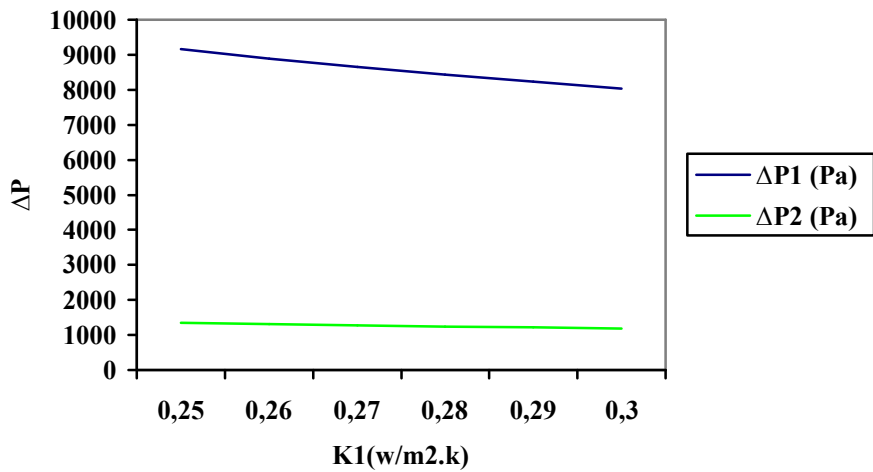
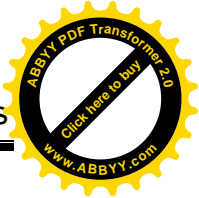


Fig.IV.14 : La variation des pertes de charge en fonction de (k_1)

Les pertes de charges sont variées légèrement en fonction de la conductivité.

IV-2-2-2 : Variation de la viscosité de carburant (μ_1) :

IV-2-2-2-1 : la variation de coefficient d'échange en fonction de la viscosité de carburant (μ_1) :

μ_1 (poiseuille)	0,01	0,012	0,015	0,018	0,020
h_1 (W/m ² k)	161,0063	139,1547	116,4045	100,6062	92,4738

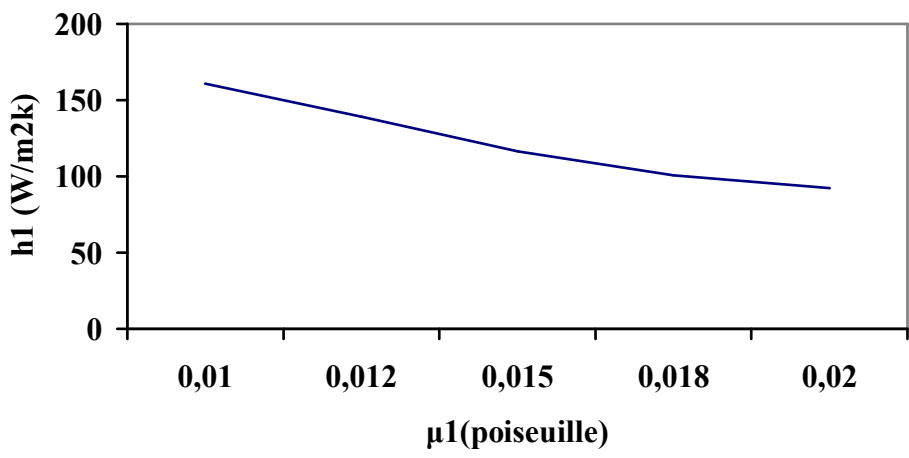
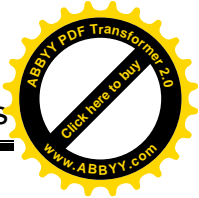


Fig.IV.15 : la variation de (h_1) en fonction de (μ_1)



Les coefficients d'échange diminuer en fonction de la viscosité qui conséquent l'augmentation de la surface d'échange comme nous avons vu ci-dessous donc la longueur.

IV-2-2-2-2 : La variation de coefficients d'échange global en fonction de la viscosité de carburant (μ_1):

μ_1 (poiseuille)	0,01	0,012	0,015	0,018	0,020
U (W/m ² k)	2,615817	2,372276	2,091820	1,878510	1,762078

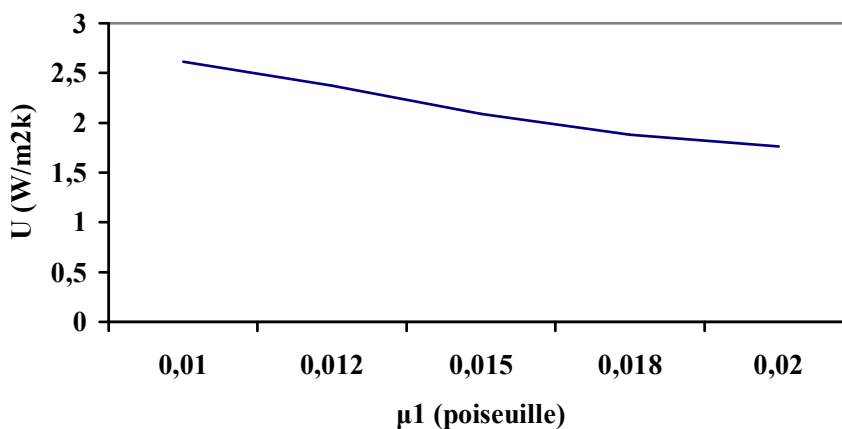


Fig.IV.16 : la variation de (U) en fonction de (μ_1)

IV-2-2-2-3 : La variation de la surface d'échange en fonction de la viscosité de carburant (μ_1):

μ_1 (poiseuille)	0,01	0,012	0,015	0,018	0,020
A (m ²)	0,3959254	0,4365717	0,4951040	0,5513244	0,5877540

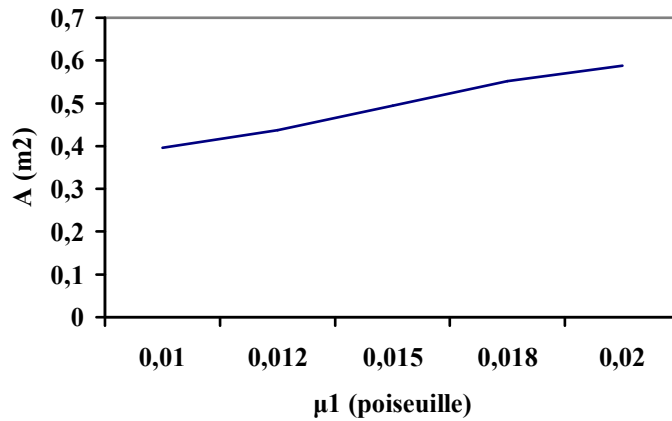
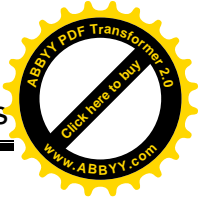


Fig.IV.17 : la variation de (A) en fonction de (μ_1)

IV-2-2-2-4 : la variation de la longueur en fonction de la viscosité de carburant (μ_1):

μ_1 (poiseuille)	0,01	0,012	0,015	0,018	0,020
L (m)	4,065386	4,482745	5,083758	5,661033	6,035093

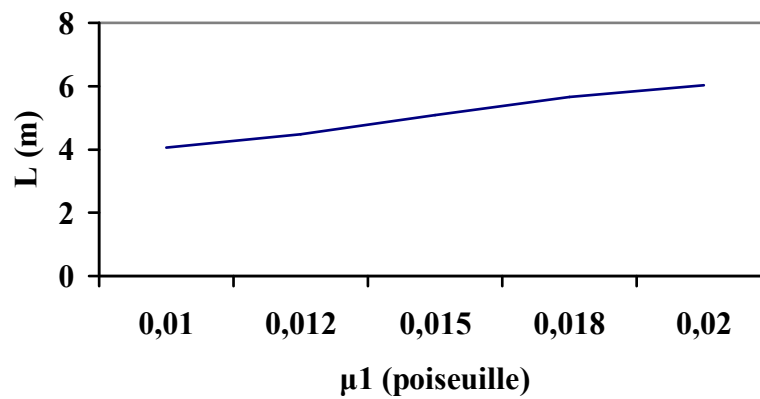
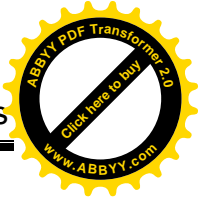


Fig.IV.18 : la variation de (L) en fonction de (μ_1)



IV-2-2-2-5 : La variation des pertes de charge en fonction de la viscosité de carburant (μ_1):

μ_1 (poiseuille)	0,01	0,012	0,015	0,018	0,020
ΔP_1 (Pa)	6246,579	7246,632	8749,592	10258,970	11269,580

μ_1 (poiseuille)	0,01	0,012	0,015	0,018	0,020
ΔP_2 (Pa)	1047,2170	1154,7260	1309,5430	1458,2460	1554,6010

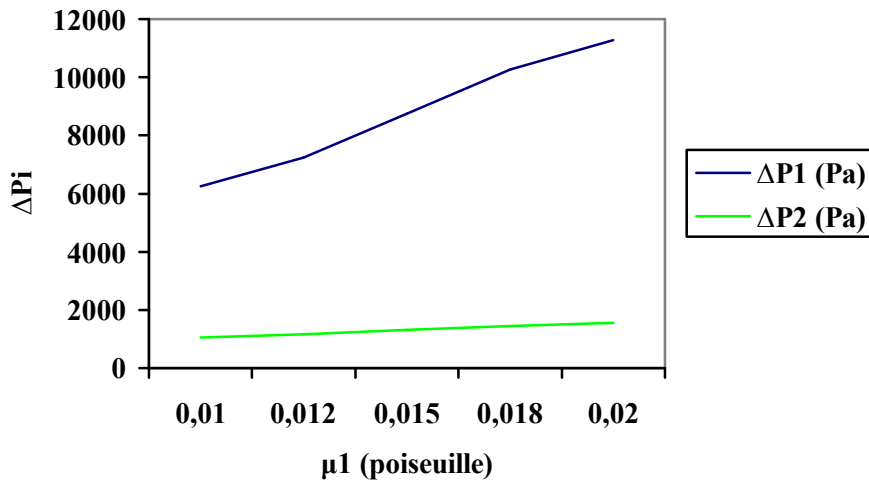
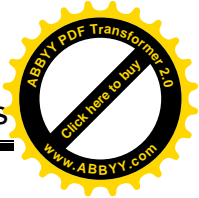


Fig.IV.19 : la variation des pertes de charge en fonction de (μ_1)

Parce que la viscosité conséquent l'augmentation de la longueur (surface d'échange) de l'échangeur donc automatiquement les pertes des charge de l'entrée jusqu' a la sortie.



IV-2-3 : Variation des propriétés physico-chimique de carburant :

IV-2-3-1 : Variation de la masse volumique de carburant (ρ_1):

IV-2-3-1-1 : La variation des pertes de charge en fonction de la masse volumique de carburant (ρ_1):

ρ_1 (kg/m ³)	900	994	1038	1082	1126
ΔP_1 (Pa)	11269,2200	10203,5200	9771,0000	9373,6570	9007,3690

ρ_1 (kg/m ³)	900	994	1038	1082	1126
ΔP_2 (Pa)	1344,7350	1344,7350	1344,7350	1344,7350	1344,7350

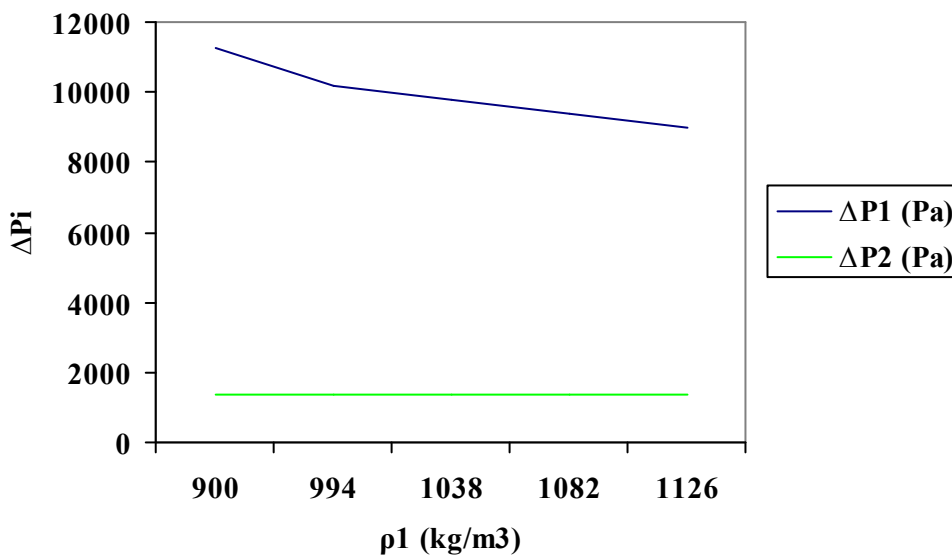
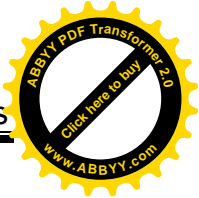
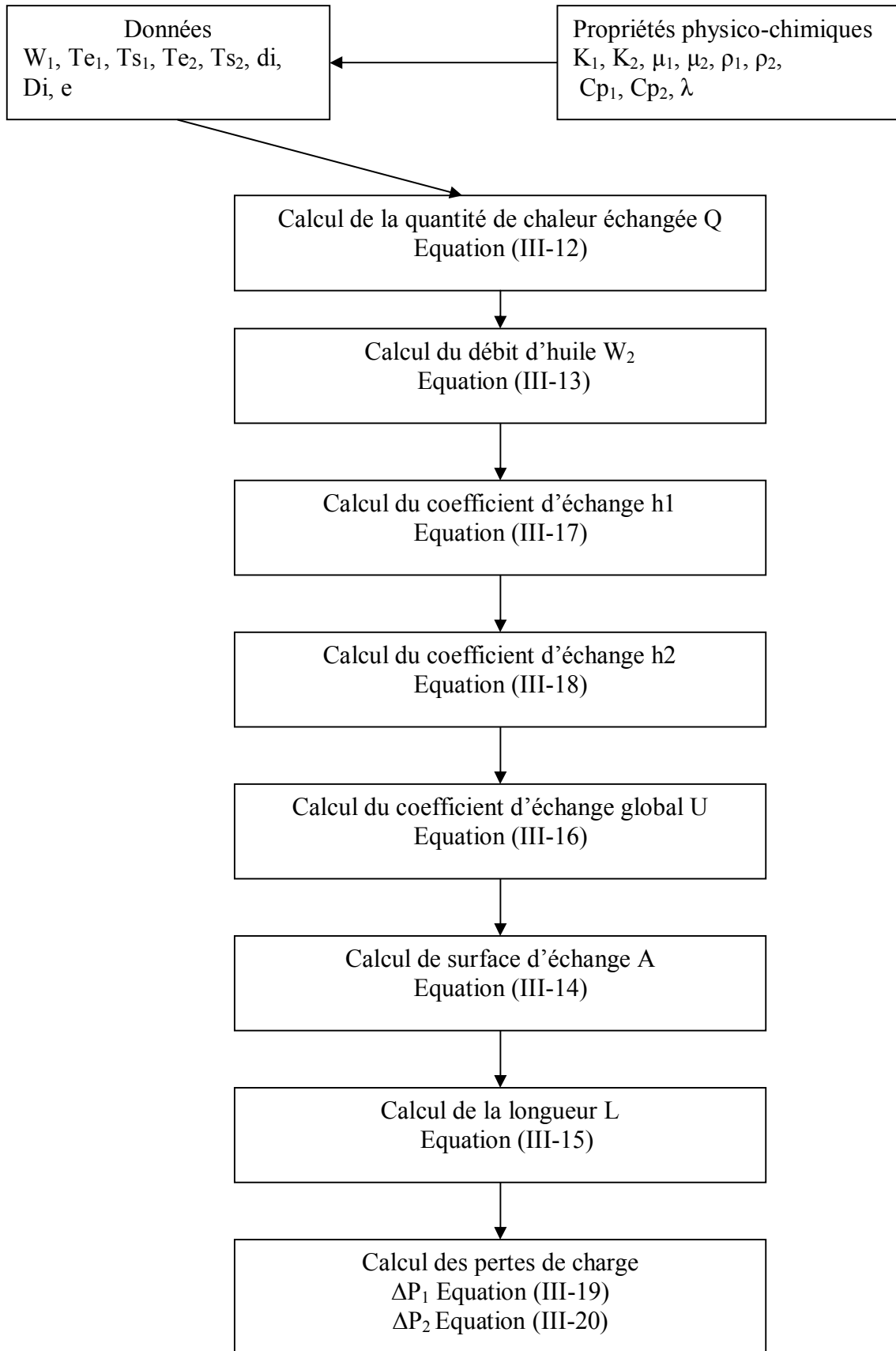


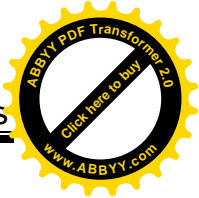
Fig.IV.20 : la variation des pertes de charge en fonction de (ρ_1)

La masse volumique de carburant n'a pas affecte les pertes de charge d'huile par contre elle diminue les pertes de charge de celle de carburant.



IV-3 : Procédé du calcul :





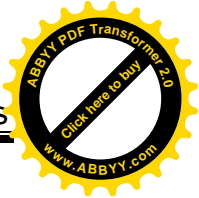
IV-4 : Le Programme :

```

!!!!!!***** !!
!!!!!!*****programme fortran 90 de calcul ***** !!
!!!!!!***** !!

Real k1,mi1,cp1,ro1,k2,mi2,cp2,ro2,landa,v1,w1,te1,ts1,te2,di,de,e
+ts2,q,w2,h2,U,A,L,deltap1,deltap2,deltaTml,deq,f2,f1,Re,v2,Ree
+q,pi,Pr1,Pr2
Open(1,file='ahmed.dat')
Open(2,file='resultat.dat')
Pi=acos(-1.)
Read(1,*)k1,mi1,cp1,ro1,k2,mi2,cp2,ro2,landa
Write(*,*)'donner la valeur de w1='
Read(*,*)w1
Write(*,*)'donner la valeur de te1='
Read(*,*)te1
Write(*,*)'donner la valeur de ts1='
Read(*,*)ts1
Write(*,*)'donner la valeur de te2='
Read(*,*)te2
Write(*,*)'donner la valeur de di='
Read(*,*)di
Write(*,*)'donner la valeur de de='
Read(*,*)de
Write(*,*)'donner la valeur de e='
Read(*,*)e
Write(*,*)'donner la valeur de ts2='
Read(*,*)ts2
Write(*,*)'donner le nombre de reynolds a l-exterieur de tube='
Read(*,*)Reeq
!!!!!!***** calcul de Re *****
Re=4*W1/(mi*di*Pi)
!!!!!!***** calcul de Pr *****
Pr1=mi1*Cp1/k1
Pr2=mi2*Cp2/k2
!!!!!!***** calcul de la quantité de chaleur échangée Q *****
Q=w1*cp1*(ts1-te1)
Write(*,*)'Q=',Q
!!!!!!***** calcul du débit de huile w2 *****
W2=Q/(cp2*(te2-ts2))
Write(*,*)'w2=',w2
!!!!!!***** calcul du coefficient d'échange h1 *****
V1=Re*mi1/(di*ro1)
h1=(k1/di)*0.023*(di*v1*ro1/mi1)**(0.8)*(cp1*mi1/k1)**(1/3)
write(*,*)'h1=',h1

```



!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! calcul du coefficient d'échange h2 !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

```
Deq=(de-(di+2*e)**2)/(di+2*e)
v2=Reeq*mi2/(Deq*ro2)
h2=(k2/Deq)*0.02*(Deq*v2*ro2/mi2)**0.8*(cp2*mi2/k2)**(1/3)*(de/
+(di+2*e)**(0.53)
write(*,*)'h2=',h2
```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! calcul du coefficient d'échange global U !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

```
U=1/(h1*(di/(di+2*e))+e/landa*(di+e)/di+2*e)+1/h2
U=1/U
write(*,*)'U=',U
```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! calcul de la surface d'échange A !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

```
deltaTml=((te2-ts1)-(ts2-te1))/log((te2-ts1)/(ts2-te1))
write(*,*)'deltaTml=',delta Tml
A=Q/(U*deltaTml)
write(*,*)'A=',A
```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! calcul de la longueur L !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

```
L=A/(pi*(di+2*e))
write(*,*)'L=',L
```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! calcul du perte de charge deltap1 !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

```
f1=0.0014+0.125*((di*v1*ro1)/mi1)**(-0.32)
deltap1=2*f1*(L/di)*ro1*v1**2
write(*,*)'deltap1=',deltap1
```

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!! calcul du perte de charge deltap2 !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

```
f2=0.0014+0.125*(((de-di)*v2*ro2)/mi2)**(-0.32)
deltap2=2*f2*(L/(de-di))*ro2*v2**2
write(*,*)'deltap2=',deltap2
```

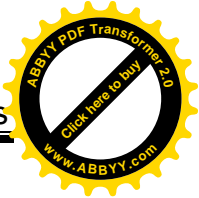
!*****Affichage des résultats*****

```
write(2,11)
11 format(20x,'É',13('Í'),'È',13('Í'),'»')
write(2,12)
12 format(20x,'0', 'Cote Tube (1)', '0', 'Cote Tube (2)', '0')
write(2,13)
13 format(2x,'É',17('Í'),'Î',13('Í'),'Ë',13('Í'),'1')
write(2,14)w1,w2
14 format(2x,'0', 'Debit W[Kg/s] ', '0', f13.3, '0', f13.3, '0')

write(2,15)
15 format(2x,'Ï',17('Í'),'Ë',13('Í'),'Ë',13('Í'),'1')
write(2,16)Pr1,Pr2
16 format(2x,'0',7x,'Pr',7x,'0',f13.3,'0',f13.3,'0')

write(2,17)
17 format(2x,'Ï',17('Í'),'Ë',13('Í'),'Ë',13('Í'),'1')
write(2,18)Re,Reeq
18 format(2x,'0',7x,'Re',7x,'0',f13.3,'0',f13.3,'0')

write(2,19)
19 format(2x,'Ï',17('Í'),'Ë',13('Í'),'Ë',13('Í'),'1')
write(2,20)v1,v2
```

```

20  format(2x,',',1x,'Vitesse V[m/s]',1x,'^0',f13.3'^0',f13.3,'^0')

    write(2,21)
21  format(2x,'I',17('I'),'I',13('I'),'I',13('I'),'^1')
    write(2,22)h1,h2
22  format(2x,',',1x,'C.L.E h[W/mýkø]', '^0',f13.3'^0',f13.3,'^0')

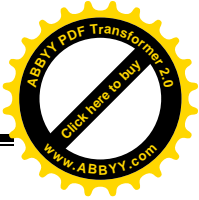
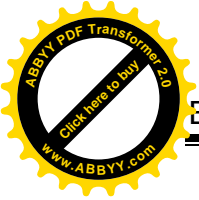
    write(2,23)
23  format(2x,'I',17('I'),'I',13('I'),'I',13('I'),'^1')
    write(2,24)deltap1,deltap2
24  format(2x,',',1x,'DeltaP [Pa]',3x,'^0',f13.3'^0',f13.3,'^0')

    write(2,25)
25  format(2x,'E',17('I'),'E',13('I'),'E',13('I'),'^¼')
    write(2,*)'U=',u
    write(2,*)'U=',a
    write(2,*)'U=',l
!*****
    stop
    end

```

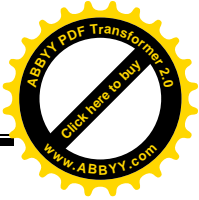
Les données de calcul :

Conductivité thermique du liquide froid (carburant):	k1=0,252 (w/m.k)
Viscosité du liquide froid (carburant):	μ1=0.0157 poiseuille
Capacité calorifique du liquide froid (carburant):	Cp1=2,415 (J/kg.k)
Masse volumique du liquide froid (carburant):	ρ1=1114,4 (kg/m ³)
Conductivité thermique du liquide chaud (huile) :	k2=0,145 (w/m.k)
Viscosité du liquide chaud (huile) :	μ2=0.0486 poiseuille
Capacité calorifique du liquide chaud (huile) :	Cp2=1,909 (J/kg.k)
Masse volumique du liquide chaud (huile) :	ρ2=884,1 (kg/m ³)
Conductivité thermique du métal :	λ=401 (w/mk)



BIBLIOGRAPHIE

- [1] KERN (D.Q.). – Process heat transfer.
Éd. McGrawHill, New York (1965).
- [2] CHISHOLM (D.). – Heat exchanger technology.
Applied Science Publishers Ltd, Londres (1980).
- [3] MAC ADAMS (W.H.). – Transmission de la chaleur.
Éd. Dunod, Paris (1961).
- [4] TEMA. – Standard of the Tubular Exchanger Manufacturer
Association, 6e éd. (1978).
- [5] KREITH (F.). – Transmission de chaleur et thermodynamique.
Éd. Masson, Paris (1967).
- [6] LEONTIEV (A.). – Théorie des échanges de chaleur et de masse.
Éd. MIR, Moscou, édition originale de 1979, traduction française de
1985.
- [7] SACADURA (J.F.). – Initiation aux transferts thermiques.
Éd. Tech. et Doc., Paris (1982) réédition 1993.
- [8] VIDIL (R.), GRILLOT (J.M.), MARVILLET (C.),
MERCIER (P.) et RATEL (G.). – Les échangeurs à plaques :
- [9] Éd. Lavoisier. – Description et éléments de dimensionnement. Collection
Échangeurs de chaleur,
, sept. 1990.
- [10] CHAUDOURNE (S.). – Caloducs.
Éd. Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique B 9 545, avril
1997.



CONCLUSION

L'analyse des résultats précédents repose sur la variation du débit carburant et les propriétés physico-thermique (k , μ) et les propriétés physico-chimique (ρ) pour les quels les pertes de charges sont minimales avec des vitesses d'écoulements minimales et la quantité de chaleur échangé est maximale.

Les longueurs des tubes sont importantes parce qu'on a utilisé le modèle de deux tubes coaxiaux. En pratique, les échangeurs sont à plusieurs tubes intérieurs et par conséquent leurs longueurs sont réduites.

Le matériau du tube intérieur a été choisi comme étant le cuivre avec une épaisseur de 3mm. Mais en général les matériaux des tubes intérieurs sont des alliages de cuivre avec des coefficients de conductivité thermique plus faibles que celle du cuivre pur. L'épaisseur est déterminée par un calcul de résistance.

Nous espérons que le but de notre travail a été atteint pour la conception d'un échangeur mono tubulaire contre courant permettant la mise en évidence des équations de base du transfert thermique. Il serait souhaitable de faire une réalisation et relever les paramètres (température, pression) à l'entrée et à la sortie de l'échangeur et les comparer aux valeurs données par le modèle théorique de conception.

Enfin, nous espérons que ce travail apporte un plus pour les étudiants du département d'aéronautique et que ce modeste travail qui représente tant d'années de sacrifices et de patience, leur servira de base et de référence ; c'est du moins notre vœux le plus cher.