

REPULIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DE SAAD DAHLEB DE BLIDA
INSTITUT D'AERONAUTIQUE



**MEMOIRE DE FIN D'ETUDE DANS LE CADRE DE L'OBTENTION
D'UN DIPLOME D'INGENIEUR EN AERONAUTIQUE OPTION :
PROPULSION**

Thème :

**Etude du système de conditionnement d'air dans les cabines d'avions de
linge et dimensionnement d'un échangeur de chaleur AIR/AIR, du
circuit de conditionnement.**



Session 2003/2004

Présenté par : **Sid Ahmed CHERIFA.**

Encadré par :

NECH Ahmed.

MOKHTARI Mohamed.

Dédicaces

A mes Parents.

Pour venir à bout de ce travail il m'a fallu travailler plus que les années précédentes de mon cycle d'ingénieur et de mes années d'université, car pour la rédaction de ce mémoire il fallu avoir en tête tout le temps toutes les connaissances acquises durant tout le long de ma formation. Et pour pouvoir rester concentré sur mon travail j'avoues que sans l'aide de certaines personnes qui ont toujours cru en moi quelque soit mon humeur ou mon morale, je ne serais jamais venu à bout de ma thèse. Je veux bien sûr parler de mes parents à qui je dédie aujourd'hui ma réussite et l'aboutissement de mes efforts. Et sans oublier mes sœurs et mon unique frère Manou.

Je tien aussi à remercier mes amis qui eux aussi m'ont soutenu à leur façon dans les moments les moins faciles et surtout dans les moments plus difficiles, et pour ne citer que les plus proches : Myleid, Nazim, Mounia, Hichem, et les deux Sofiane.

Je tiens à remercier l'ensemble des enseignants de l'institut d'aéronautique, pour les trois années passées dans un milieu studieux et assidu.

Et sans oublier bien sur mon promoteur et professeur M. NECH, ainsi que mon co-promoteur M. MOKHTARI (ingénieur à Air Algérie) qui m'a encadré lors de mon stage au sein de l'entreprise. Je remercie aussi M. BENCHIHAB pour ses précieux conseils.

J'aimerai aussi avoir une pensée pour les victimes du crache du Boeing 737 qui a eu lieu a Tamanrasset le 6 mars 2003, car même si on n'a pas perdu un proche on se sent concernes par cette catastrophe qui touche la famille de l'aéronautique.

Sid Ahmed CHERIFA

Sommaire.

Introduction.....	8
-------------------	---

Chapitre I.

Description du système de conditionnement d'air d'une cabine d'avion.

Introduction.....	10
1. Alimentation en air.....	12
1.1 Prélèvement d'air d'un compresseur du réacteur.....	13
2. Le pack de conditionnement d'air.....	15
2.1 Description du fonctionnement du pack de conditionnement d'air.....	17
2.1.1 Turbomachine cycle à air (air cycle machine).....	19
3. Le système de distribution et de régulation de la température.....	20
4. Fonctionnement du système de pressurisation de la cabine.....	23
4.1 Vanne de régulation de pression cabine.....	24
5. Le comportement du système.....	25
6. Description des échangeurs de chaleur du pack de conditionnement d'air.....	27

Chapitre II.

Introduction et Description des différents types d'échangeurs.

1. Introduction.....	30
2. Coefficient d'échange global.....	31
3. Description des différents types d'échangeur de chaleur.....	35
3.1. Echangeurs à co-courants.....	35
3.2 Echangeurs à contre courants.....	42
3.3 Echangeurs à calandre et à chicane.....	52
3.4 Echangeurs à faisceau/ courants croisés.....	53
3.5 Echangeurs à plaques/courants croisés.....	53
3.5.1 Description.....	53
3.5.2 Particularité.....	54

Chapitre III.

Dimensionnement d'un échangeur de chaleur.

1. Méthode de ΔTLM	56
1.1.1 Cas de l'échangeur à calandre (s).....	57
A : à Une calandre et un multiple de deux passe de tube.....	57
B : à Deux calandre et un multiple de deux passe de tube.....	58
1.1.2 Cas de l'échangeur à courants croisés.....	59
A : Cas ou seul un des deux fluides est mixé.....	59
B : Cas ou aucun des deux fluides n'est mixé.....	60
1.2 Détermination du coefficient d'échange global enthalpique US.....	61
1.3 Détermination des coefficients d'échange côté air extrait et air neuf.....	61
1.4 Calcul de l'aire d'échange minimum.....	61
2. Méthode du nombre d'unité de transfert NTU.....	62
2.1 Calcul de l'efficacité d'un échangeur.....	63
2.1.1 Cas de l'échangeur à co-courant.....	63
2.1.2 Cas de l'échangeur à contre courant.....	65

Chapitre IV

Présentation de l'algorithme de calcul.

1. Choix de la méthode.....	72
2. Algorithme de calcul des performances de l'échangeur.....	72
2.1 Fixation des paramètres de calcul.....	72
2.2 Les Étapes de calcul.....	72

Chapitre V

Résultats et commentaires.....	74
--------------------------------	----

Conclusion.

Conclusion.....	74
-----------------	----

Liste des Figures.

Chapitre I

1. Figure 1.A : alimentation en air du pack.
2. Figure 1.B : prélèvement d'air d'un réacteur.
3. Figure 2 : première étape du conditionnement.
4. Figure 3 : Schémas du pack de conditionnement d'air.
5. Figure 4.A : schémas du pack de conditionnement d'air d'un Boeing 767.
6. Figure 4.B : la partie ACM/échangeurs du pack.
7. Figure 5 : Prélèvement de l'air frais dynamique.
8. Figure 6 : Emplacement du pack de conditionnement d'air.
9. Figure 7 : L'extraction d'eau du pack.
10. Figure 8 : La turbomachine
11. Figure 9 : Coupe de la turbomachine.
12. Figure 10 : La Chambre de mélange.
13. Figure 11 : La distribution de l'air.
14. Figure 12 : le système de pressurisation cabine.
15. Figure 13 : Les vannes de régulation.
16. Figure 14 : les vannes papillon.
17. Figure 15 : Les vannes à volets.
18. Figure 16 : La récupération de poussée.
19. Figure 17 : Les efforts de la structure.
20. Figure 18 : L'échangeur de chaleur d'un pack de conditionnement d'air.
21. Figure 19 : Fonctionnement de l'échangeur.
22. Figure 20 : L'intérieur de l'échangeur.

Chapitre II

1. Figure 21 : représentation schématique du transfert de chaleur au travers des différents milieux composant un échangeur de chaleur.
2. Figure 22 : Représentation analogique d'un échange de chaleur entre fluides.
3. Figure 23 : Echangeur de chaleur coaxial.
4. Figure 24 : Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur co-courants.
5. Figure 25 : Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à contre courant.
6. Figure 26 : Echangeurs à calandres et à chicanes.
7. Figure 27 : Echangeurs à courants croisés.
9. Figure 28 : Echangeurs à plaques.
10. Figure 29 : Une plaque d'échangeur
11. Figure 30 : différents types d'ondulation dans un échangeur à plaques.

Chapitre III

1. Figure 31 : facteur correctif F pour le cas de l'échangeur à une calandre et un multiple de deux passe de tube.
2. Figure 32 : facteur correctif F pour le cas de l'échangeur à deux calandres et un multiple de deux passe de tube.
3. Figure 33 : facteur correctif F pour le cas de l'échangeur à a courants croisés ou un fluide est mixé (brassé).
4. Figure 34 : facteur correctif F pour le cas de l'échangeur à a courants croisés ou aucun fluide n'est mixé (brassé).
5. Figure 35 : Evolution de l'efficacité en fonction de NTU pour différents cas
6. Figure 35 a) : Echangeur à co-courant.
7. Figure 35 b) : Echangeur à contre courant
8. Figure 35 c) : Echangeur à une calandre et à un multiple de deux passe de tubes.
9. Figure 36 : Evolution de l'efficacité en fonction de NTU pour différents cas d'échangeur. « $Cr=0.75$ ».

Liste des courbes

Chapitre I

1. Courbe 1 A : Evolution de la pression sur l'axe de l'altitude.
2. Courbe 1 B : Evolution de la température en fonction de l'altitude.
3. Courbe 2 : Evolution de la température dans le pack.
4. Courbe 3 : Le comportement du système de conditionnement d'air.

Chapitre II

1. Courbes 4 : A, B, C : Profils de température dans un échangeur à contre-courant en fonction des valeurs prises par les débits de capacité thermique.
2. Courbes 5 A, B : Schématisation de la convention permettant une seule expression dans le cas de l'échangeur co-courant et contre courant.
3. Courbes 6 A, B : Représentation des allures de températures dans le cas d'un condenseur (à gauche) A et d'un évaporateur (à droite) B.

Chapitre V

1. Courbe 7 : Variation de la température de sortie de l'air chaud à la sortie en fonction de l'efficacité.
2. Courbe 8 : Variation de la température de sortie de l'air froid à la sortie en fonction de l'efficacité.
3. Courbe 9 : Variation de la température de sortie de l'air froid et chaud à la sortie en fonction de l'efficacité.
4. Courbe 10 : Variation de la différence de température de sortie en fonction de l'efficacité.
5. Courbe 11 : Variation de la quantité de chaleur cédée par l'air chaud en fonction de l'efficacité.
6. Courbe 12 : Variation de la quantité de chaleur échangée en fonction de la température de sortie du fluide chaud.
7. Courbe 13 : variation de la quantité de chaleur échangée en fonction de la température de sortie du fluide froid.
8. Courbe 14 : Variation de la surface optimale d'échange en fonction de l'efficacité.
9. Courbe 15 : Variation de la quantité de chaleur échangée en fonction de la surface d'échange optimale.
10. Courbe 16 : Variation des résistances thermique en fonction de l'efficacité.

Liste des tableaux.

Chapitre II

1. Tableau 1 : valeurs usuelles de résistance d'encrassement.
2. Tableau 2 : Les ordres de grandeur pour les coefficients h .
3. Tableau 3 : valeurs des conductimètres des principaux matériaux utilisés dans les échangeurs et valeur de conductances généralement rencontrées.
4. Tableau 4 : Incidences remarquables des valeurs relatives de C_c et C_f sur les concavité des courbes $T_c(x)$ et $T_f(x)$ ainsi que sur les valeurs de températures limites atteintes dans le cas d'un échangeur infiniment long.
5. Tableau 5, expression de l'efficacité dans le cas des échangeurs co-courant et contre courants.

T_{ce} Températures du fluide chaud à l'entrée de l'échangeur. [$^{\circ}\text{C}$]
 T_{cs} Températures du fluide chaud à la sortie de l'échangeur. [$^{\circ}\text{C}$]
 T_{fe} Températures du fluide froid à l'entrée de l'échangeur. [$^{\circ}\text{C}$]
 T_{fs} Températures du fluide froid à la sortie de l'échangeur. [$^{\circ}\text{C}$]
 Q Quantité de chaleur échangée sur l'échangeur. [Watts]
 R Résistance thermique dans l'échangeur. [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]
 U Coefficient d'échange. [$^{\circ}\text{C}/\text{W m}^2$]
 U_S Coefficient d'échange global. [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]
 U_{Ac} Coefficient d'échange coté air chaud. [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]
 U_{Af} Coefficient d'échange coté air froid. [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]
 ϵ efficacité [Sans unité]
 NTU nombre d'unités transférées [Sans unité]
 $DTLM$ différence de température logarithmique moyenne. [Sans unité]
 D_{ac} débit massique d'air chaud. [Kg/s]
 D_{af} débit massique d'air froid. [Kg/s]
 D_{vc} débit volumique d'air chaud. [m^3/s]
 D_{vf} débit volumique d'air froid. [m^3/s]
 ρ_{oc} masse volumique d'air chaud. [kg/m^3]
 ρ_{of} masse volumique d'air froid. [kg/m^3]
 C_{pac} capacité calorifique d'air chaud. [$\text{J}/\text{kg}^{\circ}\text{C}$]
 C_{paf} Capacité calorifique d'air froid. [$\text{J}/\text{kg}^{\circ}\text{C}$]
 C_c Taux de capacité calorifique d'air chaud. [$\text{J}/\text{s}^{\circ}\text{C}$]
 C_f Taux de capacité calorifique d'air froid. [$\text{J}/\text{s}^{\circ}\text{C}$]
 re_c Résistance d'encrassement d'air chaud. [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]
 re_f Résistance d'encrassement d'air froid. [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$]
 e épaisseur de la paroi. [m]

Introduction

Avant que le lecteur ne s'absorbe par ce travail, il faudrait d'abord qu'il sache de quoi il s'agit : ce travail porte essentiellement sur le dimensionnement des échangeurs de chaleur à plaques du pack de conditionnement d'air dans les cabines.

Ce type d'échangeurs est très différent des échangeurs à co-courants et à contre courants qui sont généralement utilisés en mécanique pour le refroidissement des lubrifiants ou le réchauffement de carburant. Différents certes de technologie, car les échangeurs à courants parallèles et les échangeurs à courants croisés ont deux architectures différentes mais le principe reste le même : et c'est celui de faire transférer de la chaleur d'un fluide chaud vers un autre froid en faisant écouler l'un face à l'autre.

La technologie diffère d'un échangeur à l'autre, dans la façon de faire écouler les fluides et la disposition de la surface d'échange ainsi que la sélection du matériau utilisé. Et bien sûr tous ces choix dépendent des besoins de l'industrie et surtout de ces exigences.

Dans le cas du conditionnement d'air des cabines d'avions, il est impératif de fournir aux passagers un certain confort à bord de l'appareil pour que le voyage soit agréable et pas très fatigant. Et le confort peut résider dans l'atmosphère dans laquelle se trouve le passager, c'est-à-dire l'air que respire ce dernier ainsi que la pression et température de la cabine et aussi le taux d'humidité. Et pour contrôler tous ces paramètres, tout un système de conditionnement d'air est disposé dans l'avion, du pack de conditionnement d'air au système de distribution en passant par les commandes de contrôles et de régulation. Sur ce mémoire on s'attardera un peu plus sur le pack car c'est là que se trouvent les échangeurs de chaleur à courants croisés.

A l'entrée du pack de conditionnement d'air il y a deux fluides : chaud prélevé du moteur et froid pris de l'extérieur de l'avion, ces deux fluides ne sont ni à la même température ni à la même pression. Et c'est au pack de les manipuler afin de fournir aux passagers à partir de ces deux airs irrespirables, de l'air respirable et pur. Tout ceci est effectué car les conditions aux altitudes de vol ne sont pas propices, mais ce n'est pas tout ; le système de conditionnement d'air c'est aussi pour la pressurisation de la l'aéronef car il ne faut pas oublier que à l'extérieur de la cabine il y a une pression qui va varier au cours du vol et qu'il faut contrer durant tout le vol afin d'éviter l'explosion ou l'implosion.

C'est toute cette complexité qui fait que cette partie de l'aéronef est importante et captivante, il est à noter que le but initial de ce travail était de dimensionner tout le système avec tous les calculs des exigences des passagers et des caractéristiques des engins. Vu la complexité de ce travail qui nécessite un temps volumineux et une documentation spécifique non disponible de conception on s'est orienté vers le dimensionnement des échangeurs à plaques du pack de conditionnement, en s'attardant beaucoup plus sur le bilan thermique et énergétique et bien sûr le calcul profitable de la surface d'échange.

Chapitre I.

Description du système de conditionnement d'air d'une cabine d'avion.

Introduction

Pour faire une bonne description du système de conditionnement d'air, tout sera expliqué dans ce travail de la façon la plus simple possible pour mieux faire comprendre aux lecteurs le principe de ce système et les schémas qu'ils auront sous les yeux.

Il est très important de comprendre pourquoi on doit conditionner l'air pour les avions :

Le corps humain requiert un niveau de pression minimum. Dans une cabine d'avion, cette pression d'air doit rester au minimum dans la zone de la pression atmosphérique qui règne à 8000 pieds (soit 2438 mètres). Soit l'altitude d'une montagne de taille moyenne.

Et sachant que la pression atmosphérique diminue lorsque l'altitude augmente l'Homme a du mal à supporter ces conditions de pression, non seulement basses mais aussi variables à une vitesse de décollage ou d'atterrissage, une variation de pression que l'être humain ne supporte pas.

La structure de l'appareil est sollicitée elle aussi à des variations de pression assez importantes et du coup il faut pressuriser la cabine pour qu'il n'y ait pas d'explosion ou d'implosion. L'altitude d'un avion se mesure à l'aide d'un altimètre qui est manomètre gradué, non pas en hectopascal mais en mètre. En effet la pression atmosphérique dépend de l'altitude.

L'air se raréfiant, la température diminuant au fur et à mesure que l'altitude croît, la loi de correspondance entre l'altitude et la pression atmosphérique assez compliquée, son expression est :

$$z = 100.T_0(1 - (p/p_0)^{0,29})$$

Où T_0 est la température en kelvin au sol ($z = 0$)

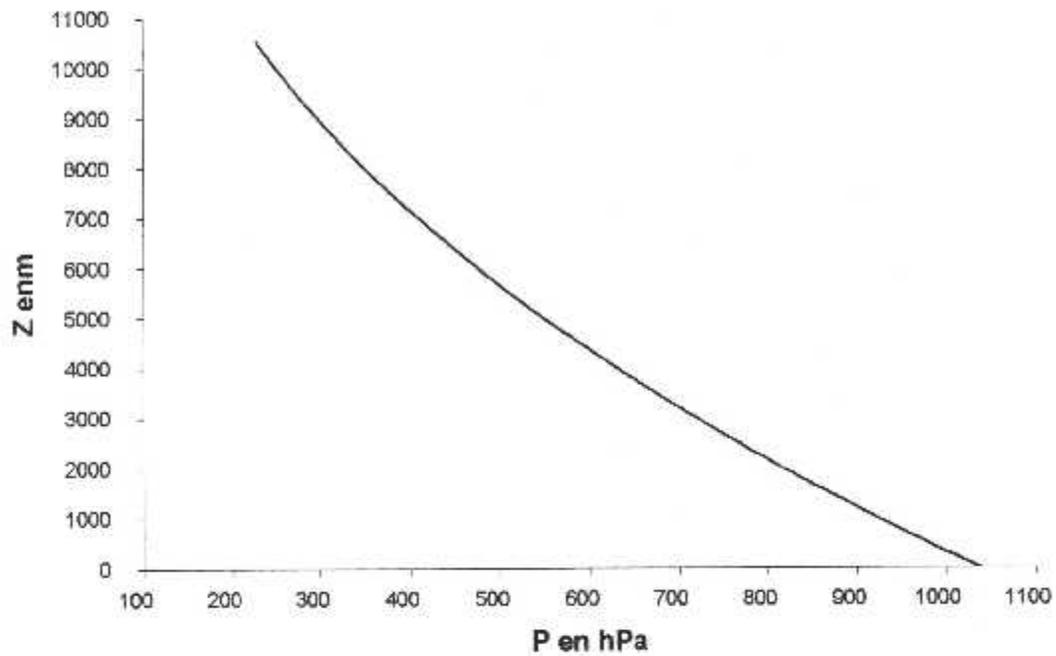
p la pression à l'altitude z [Pa]

p_0 , la pression au sol. [Pa]

Ainsi par exemple, pour une température au sol de 23°C et une pression de 1030 hPa, et la courbe d'évolution de la pression en fonction de l'altitude est la suivante :

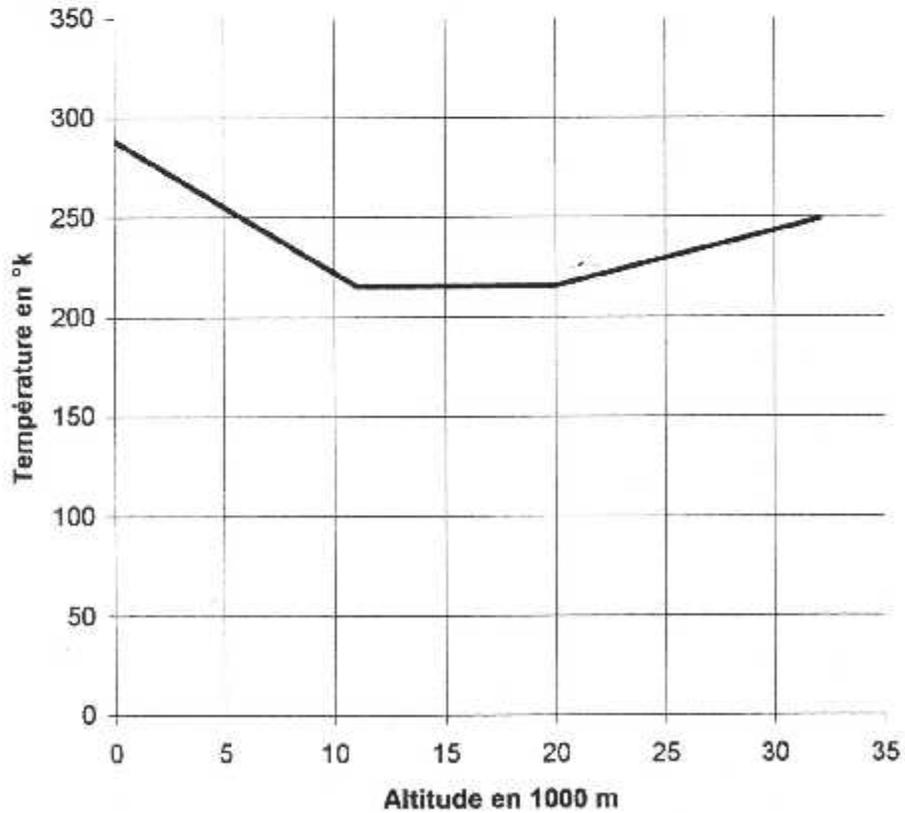


$$z \text{ (m)} = f(P \text{ (hPa)})$$



Courbe 1.A : Evolution de la pression sur l'axe de l'altitude.

Et un aperçu de l'évolution de la température sur l'axe de l'altitude.



Courbe 1.B : Evolution de la température en fonction de l'altitude.

On commence par une description du système de conditionnement d'air et cela en suivant les étapes que parcourt l'air avant d'arriver aux passagers. On remarque qu'il y a trois étapes principales :

- L'alimentation en air du moteur ou de l'APU.
- Le passage par le pack de conditionnement d'air.
- La distribution de l'air conditionné dans la cabine.

1. Alimentation en air du système.

En vol normal l'air est prélevé aux compresseurs moteurs. En cas de panne moteur l'air peut être fourni par l'APU (AUXILIARY POWER UNIT).

Au sol l'avion peut être ventilé de la même façon qu'en vol si les moteurs ou APU tournent. On peut également faire fonctionner l'installation de conditionnement d'air en raccordant un groupe pneumatique extérieur. Enfin on peut utiliser un groupe de conditionnement extérieur qu'on raccorde directement aux conduites de distribution d'air conditionné.

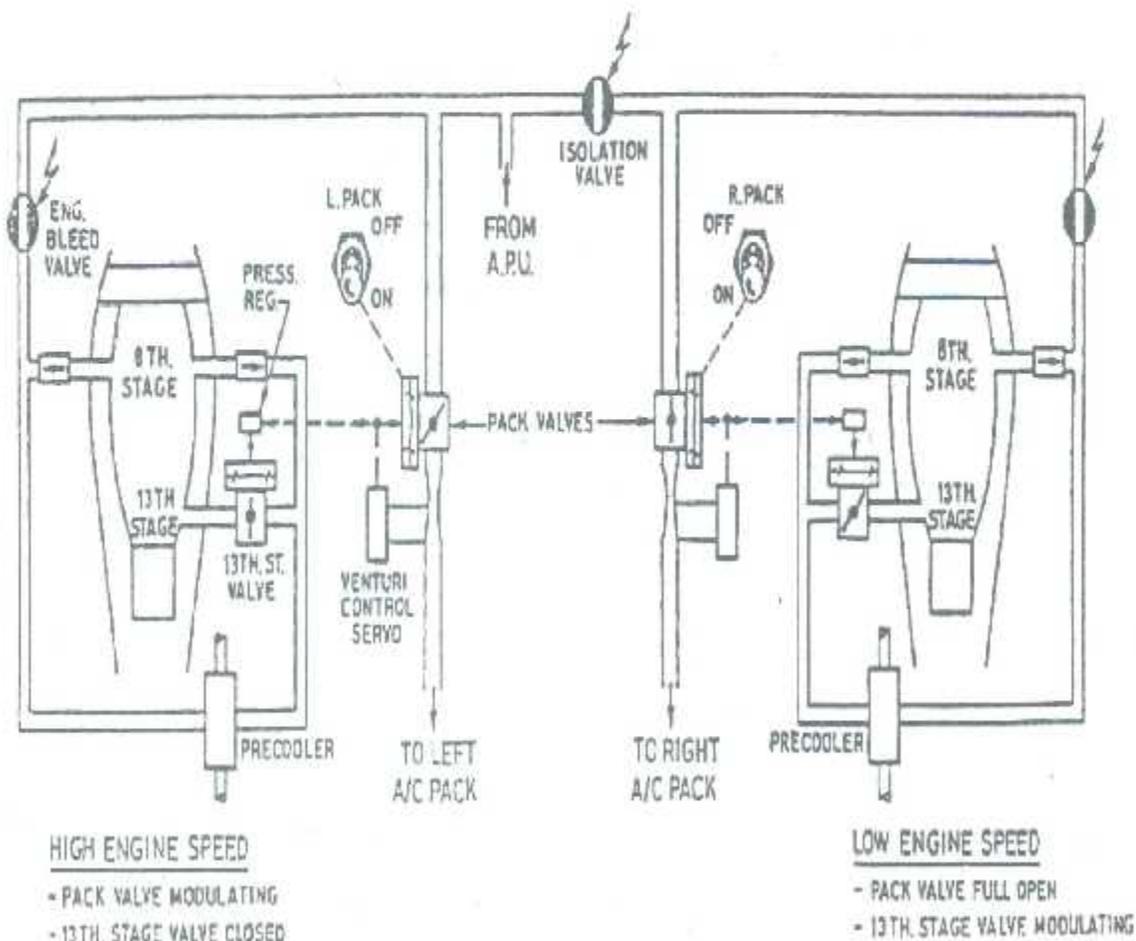


Figure 1 A : Alimentation en air du pack

1.1 Prélèvement d'air du compresseur.

Le système commence par le prélèvement d'air du moteur et son acheminement vers la cabine passe par plusieurs composants (turbine, compresseur, échangeurs de chaleur ...) pour prendre fin dans la cabine pour le confort et le bien être des passagers et du personnel navigant.

Pour que l'air soit respirable, il faut qu'il soit sous une pression bien précise, pour cela il va falloir commencer par prélever de l'air sous pression du turboréacteur (ou du turbopropulseur) et plus précisément de son compresseur.

La prise peut avoir lieu de deux étages différents « une prise haute pression et une autre moins haute dite intermédiaire » selon le régime du moteur, et cela dans le but de ne pas trop solliciter le moteur lors des étapes de vol délicates où le moteur nécessite un maximum de puissance (décollage).

Aux bas régimes du moteur on prélève de la prise haute pression 13^{ème}.

Et aux hauts régimes du moteur on prélève de la prise intermédiaire généralement 8^{ème} étage car à ce moment là le compresseur fournit une pression suffisante à cet étage et nul besoin d'aller jusqu'au 13^{ème}.

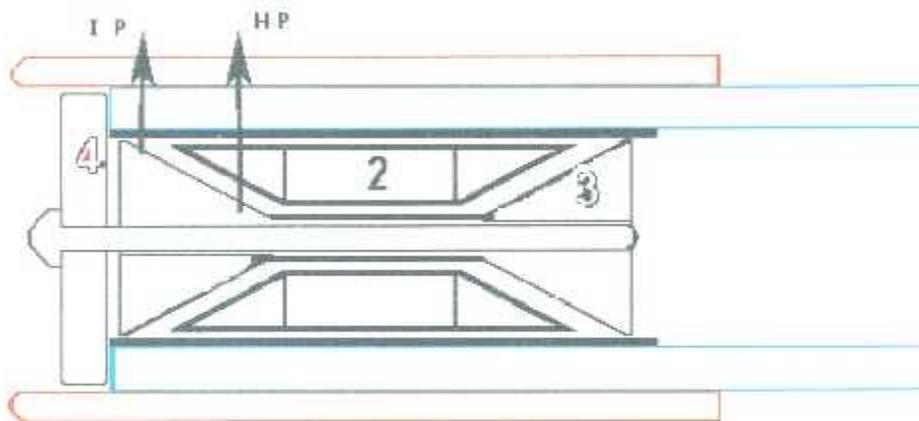


Figure 1 B : Prélèvement d'air du compresseur.

Le prélèvement est réalisé à l'aide de :

- un clapet anti-retour MSOV (modulating shutoff valve) qui empêche l'air prélevé de retourner dans le moteur.
- une vanne (Engine bleed valve) qui peut être ouverte ou fermée comme nécessaire.

La première fonction du système de prélèvement d'air est donc de sélectionner de manière optimale la bonne prise d'air sur le moteur.

Mais ce n'est pas tout, le système de prélèvement d'air a une deuxième fonction, il fait baisser la pression (de l'air prélevé) une première fois avant sa sortie vers le pack. Et donc la température à un niveau acceptable pour les conduites placées en aval et sur tout pour le système de refroidissement ;

On notera au passage que c'est la première transformation que subit l'air après la compression du compresseur du GTR.

L'abaissement de la température est réalisé grâce à la vanne MSOV et un échangeur de chaleur pré refroidisseur (precooler).

La vanne MSOV : c'est la vanne de régulation de pression (PRV); dans la plupart des cas c'est une vanne type papillon. Elle module le débit d'air de façon à ce que le flot d'air aval ait une pression plus faible et constante.

Un échangeur de chaleur ou plutôt le pré refroidisseur ; c'est un échangeur de chaleur, alimenté sur l'un de ses côtés par de l'air froid prélevé sur le canal d'air du FAN. Et sur l'autre côté, par de l'air chaud venu du compresseur (via la PRV) comme décrit ci-dessous la Figure 2.

De cette manière, la température de l'air en sortie du pré refroidisseur est abaissée.

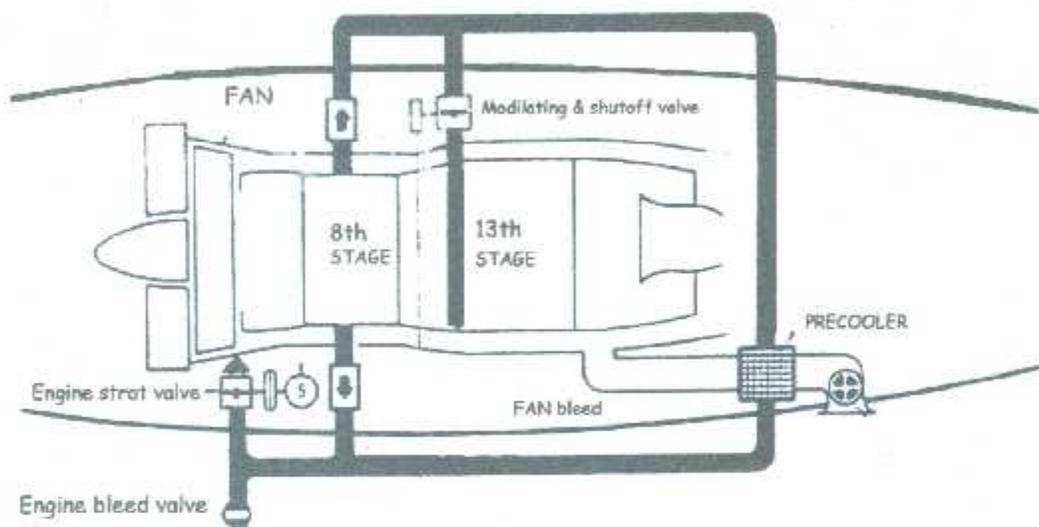


Figure 2 : Première étape du conditionnement « le prélèvement ».

Désormais on a de l'air comprimé et chaud disponible, grâce au système de prélèvement d'air. Mais à cette température et pression l'air n'est toujours pas respirable, donc il va falloir conditionner l'air pour le ramener à la bonne température et à la bonne pression.

Cela sera possible grâce aux packs de conditionnement d'air. Ces packs sont au nombre de deux (02) et cela pour des raisons de sécurité « la redondance ». Tout en sachant que si un pack tombe en panne le second peut parfaitement le remplacer.

La distribution de l'air se fait dans les différentes zones de l'avion, et la partition de la cabine différée d'un avion à un autre.

2. Le pack de conditionnement d'air.

Comme il a été déjà dit, l'air n'est toujours pas respirable après son passage du premier refroidisseur ; car en effet il contient de la vapeur d'eau et il n'est toujours pas à la bonne température « il est encore chaud ». Et, c'est grâce au pack de conditionnement (refroidissement) qu'on va pouvoir ramener cet air à la bonne température et lui extraire sa vapeur, soit le ramener aux conditions de confort déjà citées.

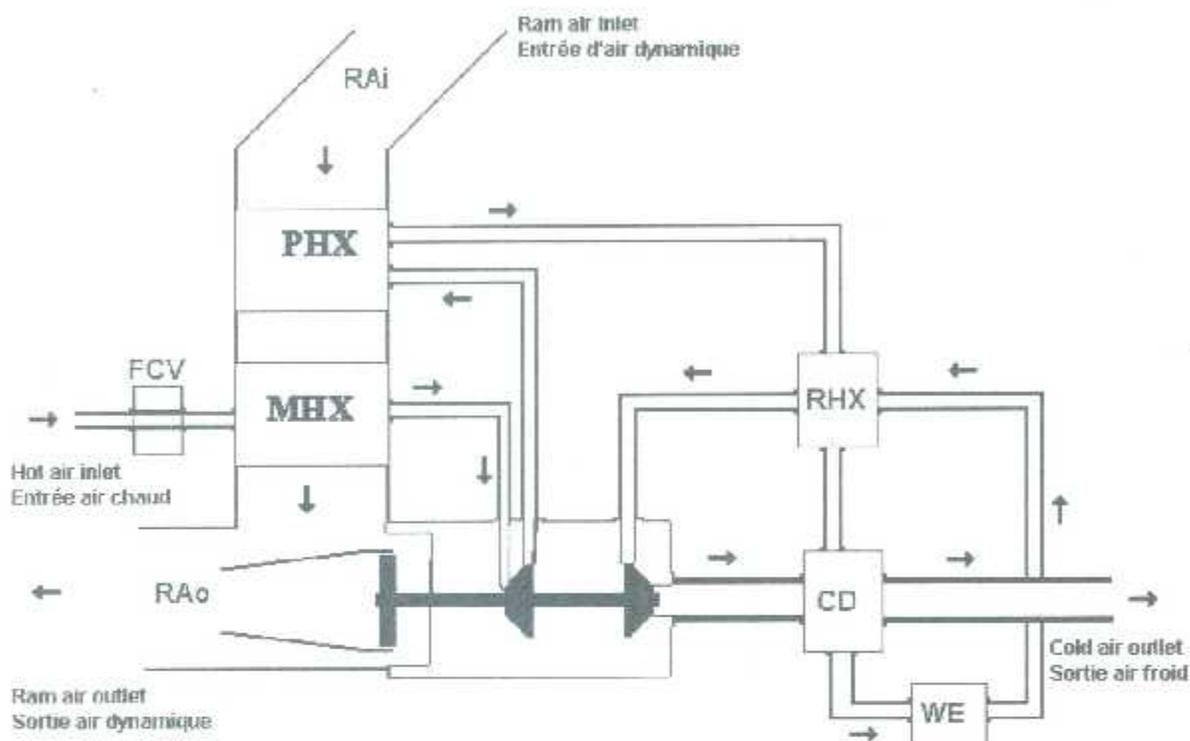


Figure 3 : Schémas du pack de conditionnement d'air.

- MIIX: Echangeur principal(main heat exchanger)
- PHX: Echangeur primaire(primary heat exchanger)
- RHX: Réchauffeur(reheater)
- CD: Condenseur(condenser)
- WE: Extracteur d'eau(water extractor)
- FCV: Valve de contrôle de débit(flow contrôle valve/pack valve)

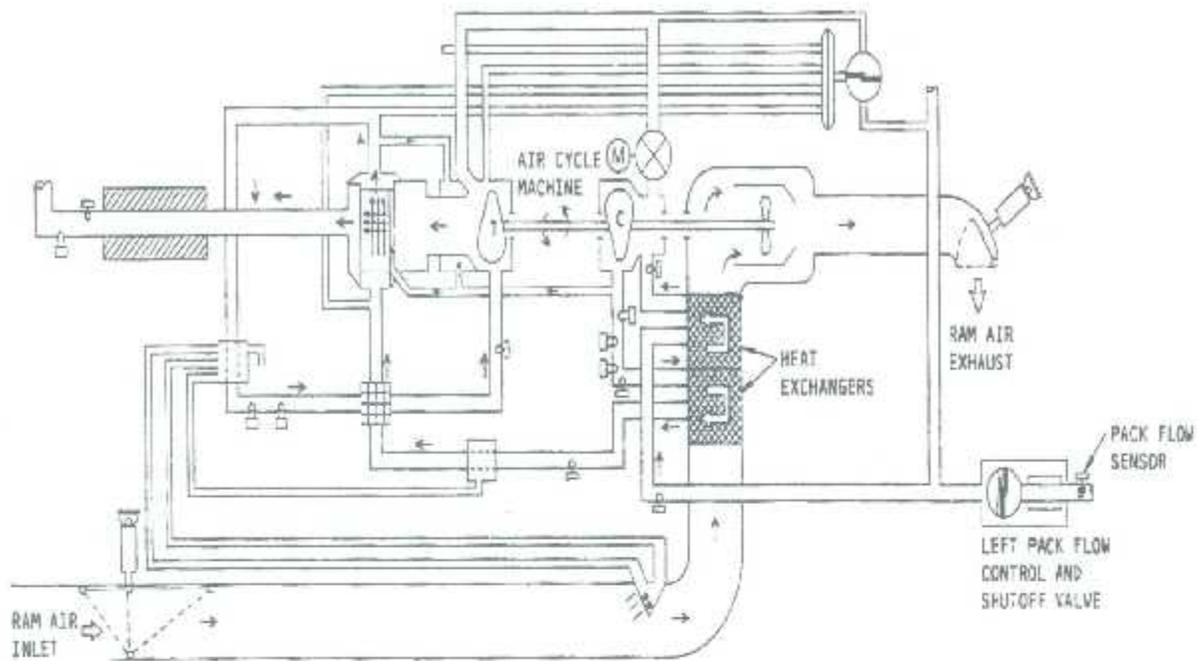


Figure 4.A : Schémas du pack de conditionnement d'air d'un Boeing 767

Deux échangeurs de chaleur abaissent en deux étapes la température de l'air. Entre ces deux étapes une turbomachine dans son étage compresseur, comprime l'air pour des raisons thermodynamiques. Enfin dans l'étage turbine de cette même turbomachine, l'air va se détendre, abaissant ainsi sa température à un niveau très bas. Ceci étant la partie la plus importante du pack de conditionnement d'air.

Pour éviter la formation de glace, quelques opérations sont ajoutées aux étapes décrites ci-dessus pour éliminer la vapeur d'eau. Ceci est principalement réalisé dans un condenseur qui condense la vapeur d'eau contenue dans l'air et un extracteur d'eau enlève cette eau et l'évacue à l'extérieur.

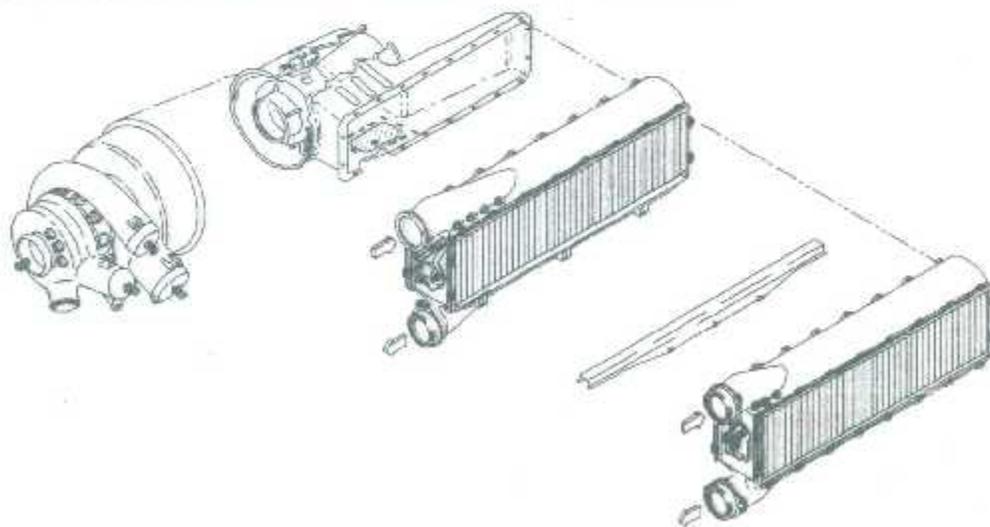
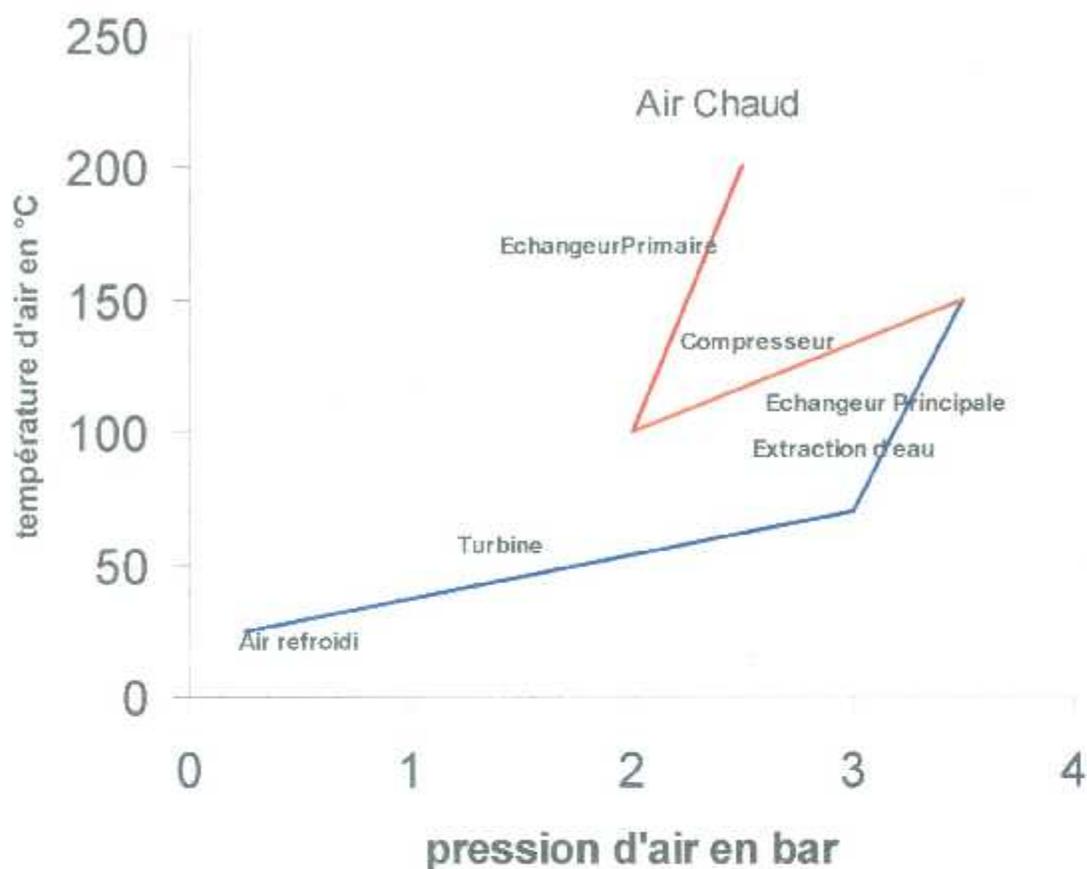


Figure 4.B : la partie ACM/échangeurs du pack.

$$T=f(P)$$



Courbe 2 : Evolution de la température dans le pack.

2.1 Description du fonctionnement du pack de conditionnement d'air.

1ère étape : L'air chaud provenant du système de prélèvement d'air moteur passe d'abord à travers une vanne de limitation de débit FCV (pack valve) dont la fonction principale est d'ajuster le débit d'air nécessaire pour climatiser la cabine. (Voir figure-3-).

2ème étape : Cet air chaud entre ensuite dans l'échangeur de chaleur primaire PHX refroidi pendant le vol par de l'air dynamique (voir Figure-5-). La température et la pression de l'air y sont ainsi diminuées.

L'air dynamique est généré par la vitesse de l'avion et est conduit dans l'échangeur primaire par une écope spéciale. Cette écope a souvent une géométrie variable commandée par des actionneurs électriques selon les diverses phases de vol (décollage, croisière, ...)



Figure 5 : Prélèvement de l'air frais dynamique

Ceci est intégré le plus souvent dans la partie inférieure du fuselage et correspond aux différentes ouvertures profilées que l'on peut voir sous un avion.



Figure 6 : Emplacement du pack de conditionnement d'air.

3ème étape : L'air entre maintenant dans le compresseur de la turbomachine ACM où sa pression est augmentée. Comme simultanément la température augmente, l'air est envoyé dans un nouvel échangeur MHX, dit principal alimenté lui aussi en air dynamique et où la température de l'air y est abaissée.

Le passage dans le compresseur a pour objet de rehausser la pression de l'air et permettre une plus grande détente dans l'étage turbine à venir. En effet au cours du refroidissement dans les 2 échangeurs la température baisse beaucoup mais la pression aussi. Comme on peut le voir sur la courbe 2 sans cette re-compression, la pression d'alimentation de la turbine serait beaucoup plus faible et l'efficacité de celle-ci aussi. (L'efficacité d'une turbine dépend du rapport de la pression d'entrée et de la pression de sortie).

4ème étape : Toutes les opérations suivantes vont maintenant avoir pour objectif d'enlever la vapeur d'eau contenue dans l'air de manière à éviter la formation de la glace, avant que l'air ne pénètre dans la turbine où sa température va considérablement s'abaisser, le plus souvent en dessous de zéro degré Celsius. (Vapeur d'eau + température très basse = glace).

L'air va donc passer successivement dans un réchauffeur RHX puis dans un condenseur CD où la vapeur d'eau sera convertie en petites gouttes d'eau.

Ces gouttes d'eau seront finalement extraites du flux d'air dans un extracteur d'eau WE.

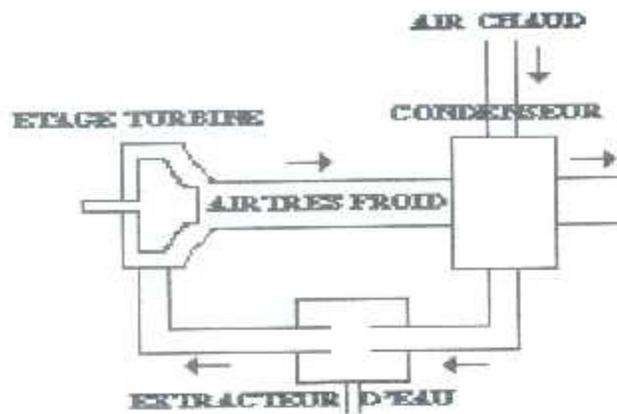


Figure 7 : L'extraction d'eau du pack.

5ème étape : Cet air "asséché" peut maintenant pénétrer dans l'étage turbine, le terme du voyage dans le pack ! Dans une turbine, l'air se détend et sa température et sa pression sont diminuées. La température finale est très proche de zéro degré Celsius ou même négative.

Dans ces explications, toutes les étapes ont été présentées séparément. Dans un pack de conditionnement d'air toutes ces étapes sont intégrées, interconnectées et particulièrement : Le condensateur est un échangeur de chaleur alimenté en air froid fourni par la turbine sur un côté créant ainsi la capacité de refroidissement sur le flux d'air chaud qui le traverse sur l'autre côté.

La vapeur d'eau qui passe sur cette paroi froide est convertie alors en eau liquide.

Cette eau liquide extraite va être utilisée pour augmenter l'efficacité des échangeurs principaux, en étant vaporisée devant la face d'entrée de ces échangeurs; elle augmentera le rendement.

Le compresseur et la turbine sont montés sur le même arbre. C'est la turbine qui crée le couple nécessaire à l'entraînement du compresseur.

Il a été expliqué, que l'air dynamique est utilisé en vol ; au sol, un ventilateur installé sur le même arbre que le compresseur et la turbine fait circuler de l'air extérieur sur les échangeurs de chaleur concernés (primaire et principal).

Ceci conduit à la conception d'une turbo machine à trois roues.

2.1.1 Turbomachine cycle à air (air cycle machine).

Le plus souvent c'est une turbomachine cycle à air à trois étages : Un étage compresseur, un étage turbine, un étage ventilateur. Utilisant la technologie des paliers à air on obtient ce qui est représenté dans les figures suivantes.

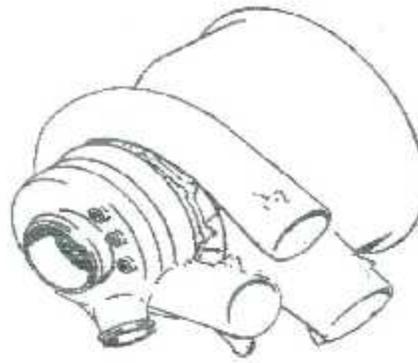


Figure 8 : La turbomachine.

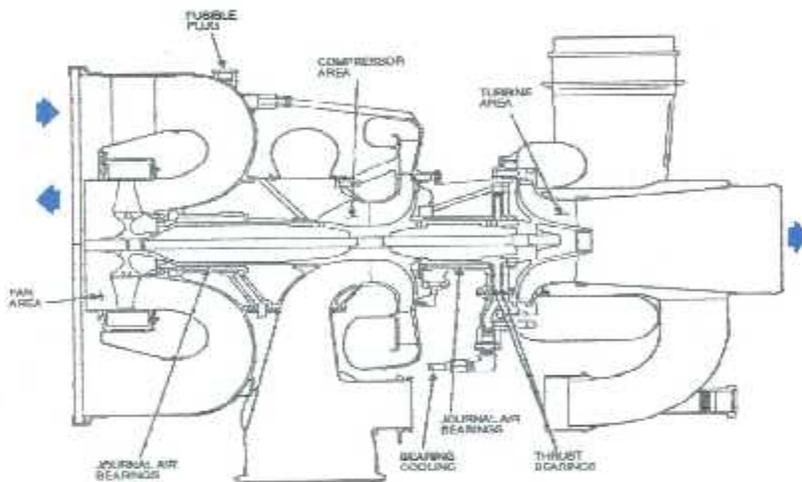


Figure 9 : Coupe de la turbomachine

3. Le système de distribution et de régulation de la température.

Maintenant nous avons de l'air froid qu'il nous faut préparer car il est vraiment très froid à la sortie des packs de conditionnement d'air et le distribuer partout dans la cabine.

Cet air très froid produit par les packs de conditionnement d'air va être mélangé avec de l'air provenant de la cabine qui est à une température un peu plus élevée que ce qui est recherché. Il va être nécessaire de le refroidir.

Le système de distribution et de régulation de la température dans les zones de l'avion va contrôler cette phase et fournir de l'air à la bonne température où cela est nécessaire.

1^{er} étape : La première étape se déroule dans la chambre de mélange c'est le plus souvent un gros volume dans lequel rentre :

- a) De l'air froid provenant des packs de conditionnement d'air.
- b) De l'air provenant de la cabine. Cette disposition est appelée « re-circulation ».

Tout l'air de la cabine est ainsi renouvelé très rapidement et on réalise ainsi une économie de carburant consommé par les moteurs de l'avion car le débit d'air prélevé sur ces moteurs est moindre. Et cette étape permet aussi de filtrer l'air en provenance de la cabine pour le redistribuer.

Et puis rentre : De l'air envoyé dans les tuyaux de distribution vers les différentes zones de la cabine de l'avion.

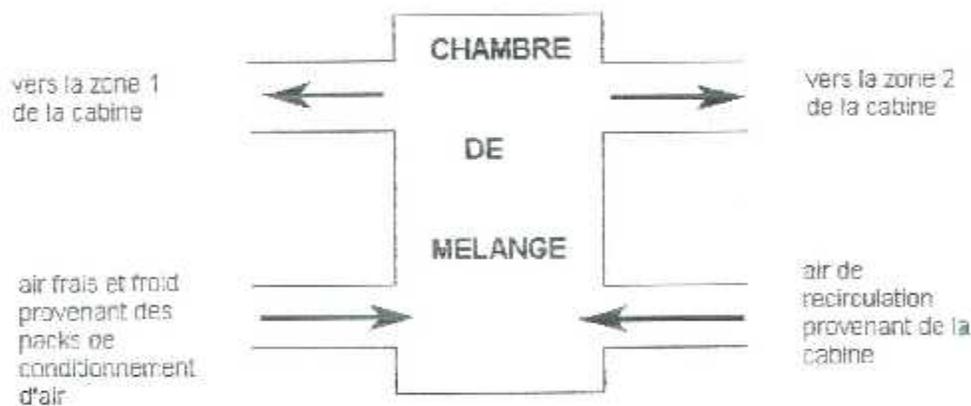


Figure 10 : La Chambre de mélange.

2^{ème} étape : Consiste à distribuer l'air et à réguler la température dans chaque zone de la cabine de l'avion.

Pendant certaines phases du vol, il est nécessaire de chauffer l'air de la cabine; ceci est réalisé en aval de la chambre de mélange avec de l'air chaud prélevé en amont des packs de conditionnement d'air (avant que l'on refroidisse cet air, voire Figure 11).

Cet air chaud est mélangé dans les différents conduits alimentant les différentes zones de la cabine avec l'air provenant de la chambre de mélange. Enfin l'air est poussé dans les conduits de distribution vers les différentes zones de la cabine : cockpit, zones de cabine, toilettes,...

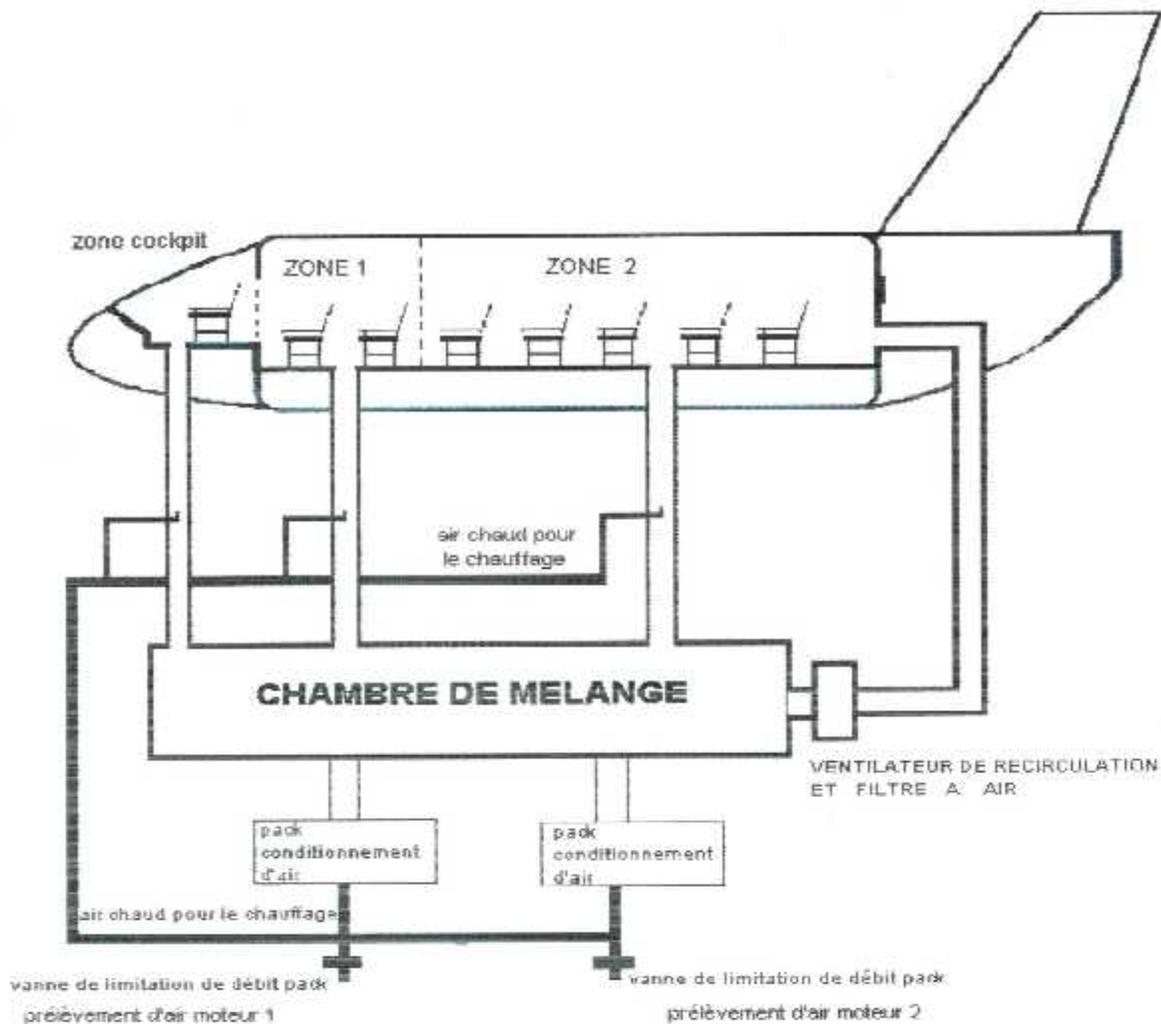


Figure 11 : La distribution de l'air.

Cette fonction sophistiquée de régulation qui veille à obtenir la bonne température dans chacune des zones de la cabine est contrôlée par un système d'asservissement utilisant des capteurs de pression et de température et des calculateurs.

Une cabine d'avion peut être assimilée à un volume clos. L'air de refroidissement requis pour le confort des passagers est injecté à l'intérieur de ce volume clos. De ce fait, il est nécessaire de contrôler et de maintenir la pression dans la cabine au niveau requis. Ceci est réalisé par l'intermédiaire d'une sorte de robinet qui est ouvert ou fermé avec soin par un système automatique : le système de pressurisation cabine.



Figure 12 : le système de pressurisation cabine.

4. Fonctionnement du système de pressurisation de la cabine.

L'objectif du système de pressurisation cabine est de réguler de manière automatique la pression de l'air dans le fuselage. Le niveau de pression et la vitesse de variation de cette pression sont régulés de manière à obtenir les niveaux de pression nécessaires au confort et à la sécurité des passagers et de l'équipage et surtout de l'avion.

Ceci est réalisé par la modulation de la quantité d'air qui s'écoule hors du fuselage à travers une ou plusieurs vannes de régulation de pression installées sur le fuselage ou sur la cloison arrière comme sur la figure suivante :

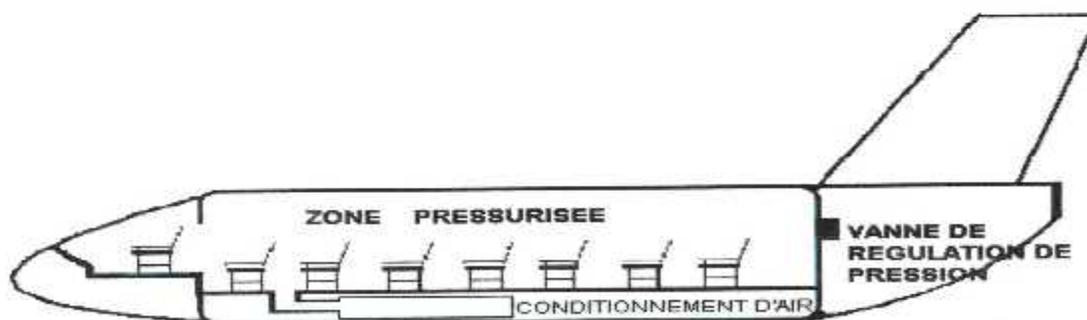


Figure 13 : Les vannes de régulation.

Ces vannes sont commandées sur les avions de transport commerciaux actuels par des calculateurs. Ces calculateurs mesurent la pression à l'extérieur de l'avion (à l'altitude de vol de l'avion), la pression qui règne dans le fuselage et puis commandent l'ouverture ou la fermeture des vannes selon des lois programmées pour obtenir la pression requise à l'intérieur du fuselage.

Ces lois tiennent compte de la phase du vol : décollage, montée, croisière, descente, atterrissage, circulation au sol.

4.1 Vanne de régulation de pression cabine.

Ces vannes sont utilisées pour réguler le débit d'air qu'il faut éjecter à l'extérieur de l'avion pour maintenir la pression au niveau requis à l'intérieur de la cabine de l'avion. Deux sortes de vannes de régulation de pression cabine existent sur les avions commerciaux modernes :

1) Les vannes à papillons : Elles sont souvent installées sur la cloison arrière du fuselage de l'avion, elles sont constituées d'un corps cylindrique aérodynamiquement dessiné comportant une plaque tournant autour de l'axe pour ouvrir ou fermer la vanne selon sa position. Cette plaque, appelée papillon, est manoeuvrée par un actionneur électrique.

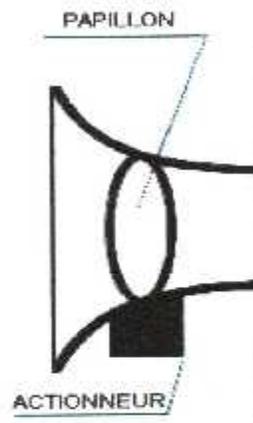


Figure 14 : les vannes papillon.

2) Les vannes à volets : Elles sont toujours installées sur la surface du fuselage de manière à créer un effet très intéressant : la récupération de poussée.

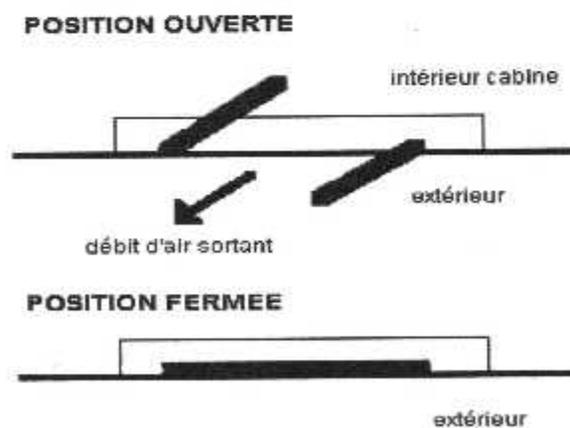


Figure 15 : Les vannes à volets.

Ce type de vanne est constitué d'un corps rectangulaire incluant deux volets rectangulaires eux aussi. Celui de devant peut bouger vers l'extérieur, le volet arrière s'ouvre à l'intérieur. Grâce à ces positions spéciales, ces deux volets créent une tuyère bidimensionnelle dirigée.

Le débit d'air quittant l'avion par cette vanne crée une petite poussée qui contribue à économiser du carburant de l'avion : c'est ce qu'on appelle la récupération de poussée.

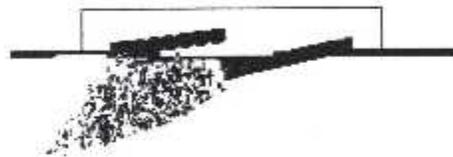
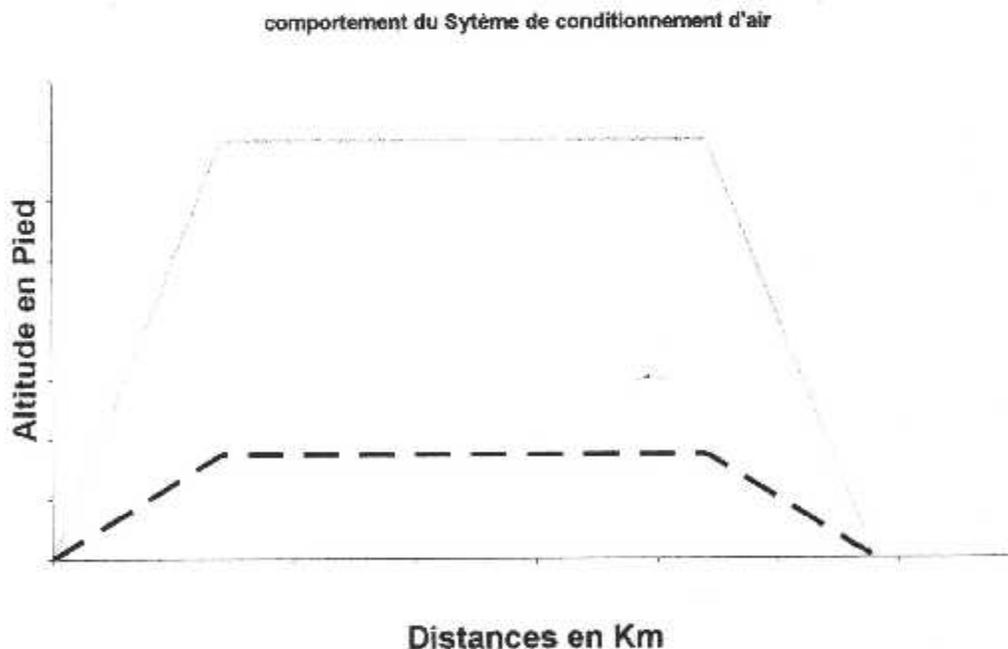


Figure 16 : La récupération de poussée.

5. Le comportement du système.

Le comportement du système est en première approche le suivant :



Altitude de croisière de l'avion.

Altitude pression de la cabine. - - - - -

Courbe 3 : Le comportement du système de conditionnement d'air.

Lorsque l'avion monte, la pression à l'intérieur de la cabine diminue généralement moins vite que celle à l'extérieur. Ce qui est important pendant cette phase, c'est la vitesse de variation de la pression. Elle est contrôlée, dans

les limites raisonnables pour le confort des passagers, par le système de pressurisation qui tient principalement compte de la vitesse verticale de l'avion.

Si un écart trop important de cette vitesse de variation de la pression par rapport à la vitesse requise se produit dans la cabine, ceci peut avoir une conséquence directe : les maux d'oreilles.

La physiologie humaine dicte que la vitesse de variation de la pression ne doit pas excéder 18 mbar par minute en montée. Cette vitesse permet à l'air de circuler à l'intérieur de la tête (nez, gorge, oreille interne) de façon à ce que l'on ait toujours la même pression de chaque côté des tympans. Par exemple, si l'avion monte trop vite pour le système de pressurisation, ou si ce système de pressurisation laisse la pression varier trop vite dans la cabine, il y aura une différence de pression entre les deux côtés du tympan d'où le mal d'oreille.

Enfin quand la pression cabine descend à une pression équivalente à celle d'une altitude de 8000 pieds (2438 mètres), le système de pressurisation cabine maintient cette pression dans la cabine à ce niveau choisi durant la dernière partie de la montée et la croisière complète.

Toutes les informations précédentes ont été données avec pour seul souci d'expliquer ce qui contribue au confort des passagers.

Il faut savoir aussi que ce système de pressurisation cabine est un élément important de la conception d'un avion. En effet le dimensionnement de la structure de l'avion doit tenir compte des efforts engendrés par la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur du fuselage.

On peut comprendre à partir du profil de vol indiqué sur la courbe 3, que pendant la croisière, il y a cette différence de pression. Le fuselage est donc gonflé ce qui se traduit par des efforts mécaniques de pression sur le fuselage.

Ces efforts répétés à chaque cycle de vol génèrent un autre type d'efforts : les efforts de fatigue.

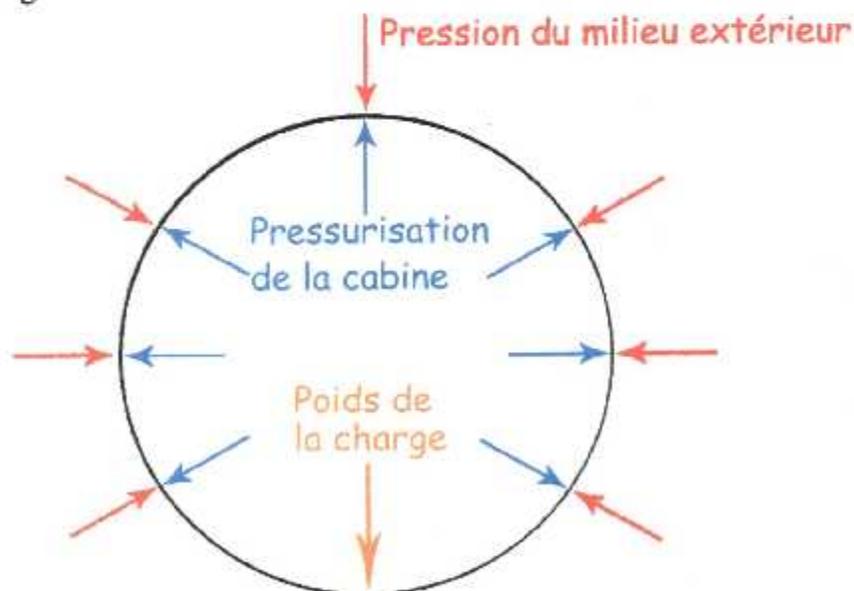
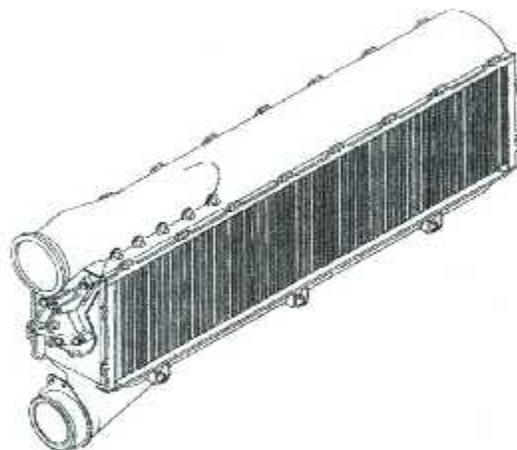


Figure 17 : Les efforts de la structure.

6. Description des échangeurs de chaleur du pack de conditionnement d'air.

L'échangeur de chaleur utilisé dans le pack de conditionnement d'air est en aluminium pur. L'échangeur de chaleur à un noyau avec deux montages de casserole soudés au dessus et à la base et deux plaques horizontales soudées de chaque côté. Le noyau a une prise d'air chaud et une d'air frais, qui sont séparés par des plaques pour former les passages perpendiculaires entre eux d'air chaud et froid.

L'échangeur de chaleur est employé pour refroidir l'air dans le pack de conditionnement d'air d'avion. Lors du fonctionnement, l'air chaud entre par la prise d'admission d'air, traverse les couches se reliant d'ailerons et sort par la sortie. La chaleur de l'air prélevé est conduite par les ailerons et est donnée à l'air frais traversant les couches refroidit l'air chaud pendant qu'il traverse l'échangeur de chaleur.



ECHANGEUR DE CHALEUR PRIMAIRE

Figure 18 : l'échangeur de chaleur d'un pack de conditionnement d'air.

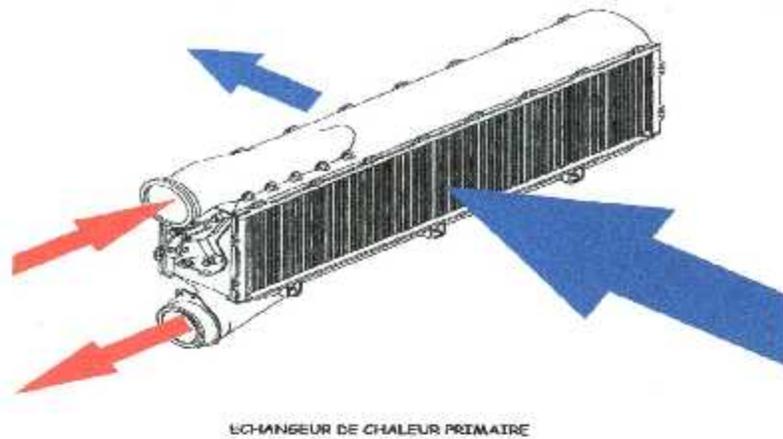


Figure 19 : Fonctionnement de l'échangeur.

Si on procède à une observation plus détaillée, on arrivera sans problèmes au résultat suivant :

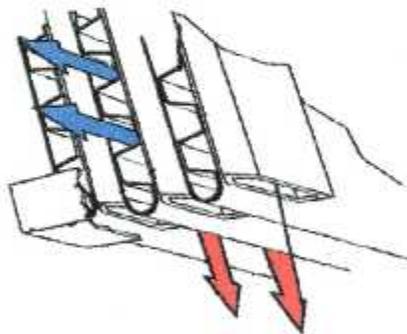


Figure 20 : L'intérieur de l'échangeur.

Chapitre II.

Introduction et Description des différents types d'échangeurs.

1. Introduction

On a vu que dans le circuit du pack de conditionnement d'air d'un avion, les deux échangeurs avaient un rôle très important à partir du moment où le premier passage de l'air dynamique et de l'air prélevé se fait au niveau d'un échangeur. Ce qui fait que ce dernier permet au deux fluides chaud et froid de se confiner afin que le fluide froid permette au fluide chaud de se débarrasser de la quantité de chaleur énergétique qu'il emmagasine. Une fois cette quantité d'énergie dissipée grâce au phénomène de transfert de chaleur le fluide chaud prélevé sous pression retrouve une température moins élevée, pour le fonctionnement du système et ainsi l'air prélevé du compresseur subit sa première transformation. Il faut noter que aujourd'hui les échangeurs sont de plus en plus dans l'industrie, pas seulement en aéronautique (Chauffage de produits thermosensibles (pasteurisation du lait), Réfrigération de liquides à des températures inférieures à l'ambiante...etc.) et cela pour plusieurs raisons. Et depuis le temps, la technologie n'a cessé de développer et améliorer leurs efficacités et leurs rendements.

Il est aussi nécessaire de connaître les différents types d'échangeurs utilisés dans l'industrie avant d'entamer le model du pack de conditionnement d'air, vu que l'étude d'échangeurs d'un type « simple » sera l'étude à développer pour le model complexe que nous aurons à étudier plus tard. Il faut juste savoir qu'il existe deux catégories d'échangeurs selon qu'il y ait ou non la présence d'une paroi séparant les deux milieux, on distingue les échangeurs :

A fluides séparés (eau et air dans le cas d'un radiateur de chauffage central par exemple).

A contact direct (tour de refroidissement par exemple où a lieu un échange entre l'eau chaude issue d'une source thermique et le flux d'air frais. Seuls les échangeurs de la première catégorie seront abordés ici.

2. Coefficient d'échange global.

Le transfert thermique qui a lieu au sein d'un échangeur fait intervenir le mode conductif au travers de la paroi séparant les deux fluides et le mode convectif dans chacun de ces derniers. Généralement, le rayonnement intervient, rarement et sera de toute façon négligé dans ce qui suit.

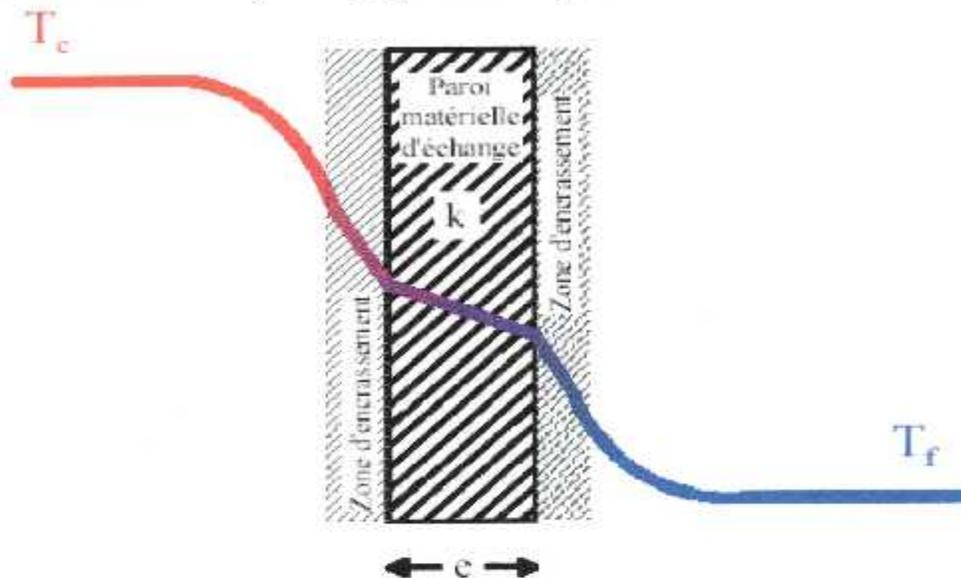


Figure 21 : représentation schématique du transfert de chaleur au travers des différents milieux composant un échangeur de chaleur.

La représentation du transfert thermique dans le cas d'une paroi plane séparant deux fluides est effectuée dans la figure 21.

Le fluide chaud à T_c subit une première diminution de température due à la convection avec la paroi par le biais d'un coefficient h_c .

Vient ensuite une véritable zone d'encrassement due, soit à l'accumulation de particules apporté par le fluide en circulation, soit par dépôt de tartre ou bien de micro-organisme d'origine biologique, soit encore par apparition de corrosion sur la surface d'échange. Ce phénomène se caractérise alors par une résistance thermique supplémentaire (par unité de surface) due à cet encrassement et que l'on notera ici r_{oc} .

Quelques grandeurs de résistance d'encrassement sont données à titre d'exemple dans le tableau 1.

Fluides et conditions	Résistance d'encrassement (m ² .k.w ⁻¹)
Eau de mer T < 50 °C	10 ⁻⁴
Eau de mer T > 50 °C	2.10 ⁻⁴
Eau de ville T < 50 °C	2.10 ⁻⁴
Eau de ville T > 50 °C	35.10 ⁻⁵
Liquides réfrigérants	2.10 ⁻⁴
Huile de lubrification de moteurs	2.10 ⁻⁴
Air industriel	4.10 ⁻⁴

Tableau 1 : valeurs usuelles de résistance d'encrassement.

La température diminue ensuite par conduction (conductivité K) au travers de la paroi d'échange d'épaisseur e. Au-delà et en direction du fluide froid à Tf, on retrouve à nouveau une résistance thermique d'encrassement notée r_{ef} et un transfert convectif caractérisé par h_f , l'expression du flux de chaleur qui est transféré entre les deux fluides est alors de la forme :

$$\phi = \frac{T_c - T_f}{\sum_i^n R}$$

$$\Rightarrow \phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{r_{ec}}{S} + \frac{e}{kS} + \frac{r_{ef}}{S} + \frac{1}{h_f S}} \dots\dots\dots(1)$$

S : La surface d'échange

La représentation analogique équivalente est faite dans la figure 22, ou sont insérées en série les 5 résistances thermiques.

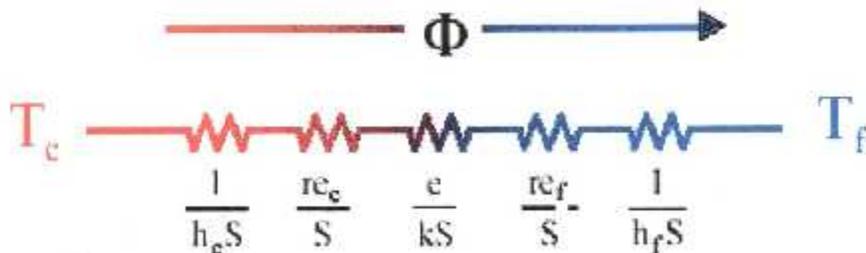


Figure 22 : Représentation analogique d'un échange de chaleur entre fluides.

$$\phi = US(T_c - T_f) \dots \dots \dots (2)$$

Par identification on extrait les deux équations précédentes (1) et (2) l'expression de U appelé coefficient d'échange global. Par commodité il est souvent donné sous sa forme inverse par :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + r e_c + \frac{e}{k} + r e_f + \frac{1}{h_f} \dots \dots \dots (3)$$

Concernant la détermination des coefficients d'échange convectif locaux (h_c et h_f), on se reportera aux ouvrages traitant du sujet, l'annexe 1 présente toutefois quelques-unes des corrélations les plus utilisées dans le domaines des échangeurs thermiques et le tableau2 rappelle les ordres de grandeur que l'on peut néanmoins retenir pour ces coefficients.

Fluides et conditions	Coefficient d'échange convectif h (w.m ⁻² .K ⁻¹)
Gaz en convection forcée	30<h<300
Gaz en convection naturelle	10<h<30
Eau en convection forcée	300<h<10000
Eau en convection naturelle	100<h<900
Condensation	50000<h<110000
Ebullition	3000<h<50000

Tableau2 : Les ordres de grandeur pour les coefficients h.

Concernant la part de conductivité au travers de la parois, le tableau 3 donne les conductivité thermique des principaux matériaux utilisés, ainsi que leurs rapport avec l'ordre de grandeurs des épaisseurs du métal généralement rencontré dans les échangeurs. On notera à ce propos la très relative influence que peut avoir la résistance thermique à la conduction dans le cas des échangeurs (faible épaisseur), en comparaison à celle d'origine convective, exception faite lorsqu'il y a changement de phase.

Matériaux	Conductivité thermique K (w.m-1.K-1)	Conductance K/e en W/m ² °K		
		Epaisseurs		
		0,5 mm	1mm	2mm
Acier	40-50	80000	40000	20000
Acier Inox	15-20	40000	20000	10000
Aluminium	200	400000	200000	100000
Cuivre	380	760000	380000	190000

Tableau 3 : valeurs des conductimètres des principaux matériaux utiliser dans les échangeurs et valeur de conductances généralement rencontrées.

Dans l'expression (2), le coefficient d'échange global U est rapporté à la surface d'échange S. dans le cas de la plaque plane, cette surface est identique de chaque coté de la paroi. Or, si tel n'est le cas, comme par exemple lorsque cette paroi est cylindrique, U doit être rapporté à l'une des deux surface. Ainsi, si on suppose un écoulement de deux fluides (chaud au centre et froid dans l'espace annulaire) conformément au schéma de la figure 23, le flux échangé entre les deux fluides prend alors la forme :

$$\phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S_c} + \frac{re_c}{S_c} + \frac{1}{2\pi Kl} \ln \frac{D_f}{D_c} + \frac{re_f}{S_f} + \frac{1}{h_f S_f}} \dots\dots\dots(4)$$

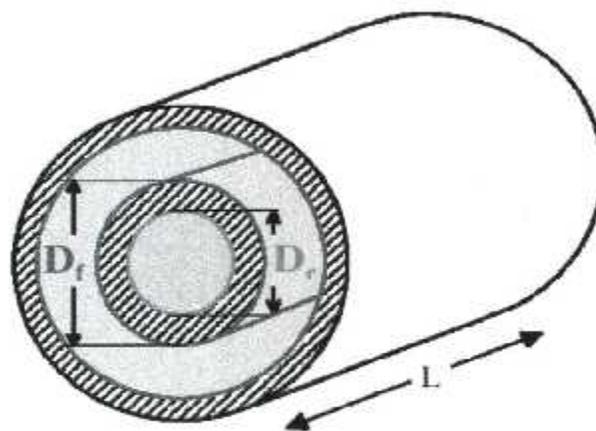


Figure 23 : Echangeur de chaleur coaxial.

Selon le choix l'une ou l'autre des surfaces choisies comme référence, le flux s'écrit alors :

$$\phi = U_c S_c (T_c - T_f) = \frac{S_c (T_c - T_f)}{\frac{1}{h_c} + re_c + \frac{D_c}{2K} \ln \frac{D_f}{D_c} + re_f \frac{D_c}{D_f} + \frac{1}{h_f} \frac{D_c}{D_f}} \dots\dots\dots(5a)$$

avec;

$$S_c = \pi D_c L$$

Ou bien

$$\phi = U_f S_f (T_c - T_f) = \frac{S_c (T_c - T_f)}{\frac{1}{h_c} \frac{D_f}{D_c} + re_c \frac{D_f}{D_c} + \frac{D_f}{2K} \ln \frac{D_f}{D_c} + re_f + \frac{1}{h_f}} \dots\dots\dots(5b)$$

avec,

$$S_f = \pi D_f L$$

Quel que soit ce choix, U_c et U_f satisfont de toutes façon à $U_c S_c = U_f S_f$ et le flux de chaleur est indifféremment donné par :

$$\phi = U_c S_c (T_c - T_f) = U_f S_f (T_c - T_f) \dots\dots\dots(7)$$

3. Description des différents types d'échangeur de chaleur.

3.1. Echangeurs à co-courants.

Dans ce type d'échangeurs, que l'on dénomme aussi à courants parallèles, les deux fluides circulent dans le même sens, comme schématise dans la figure 24

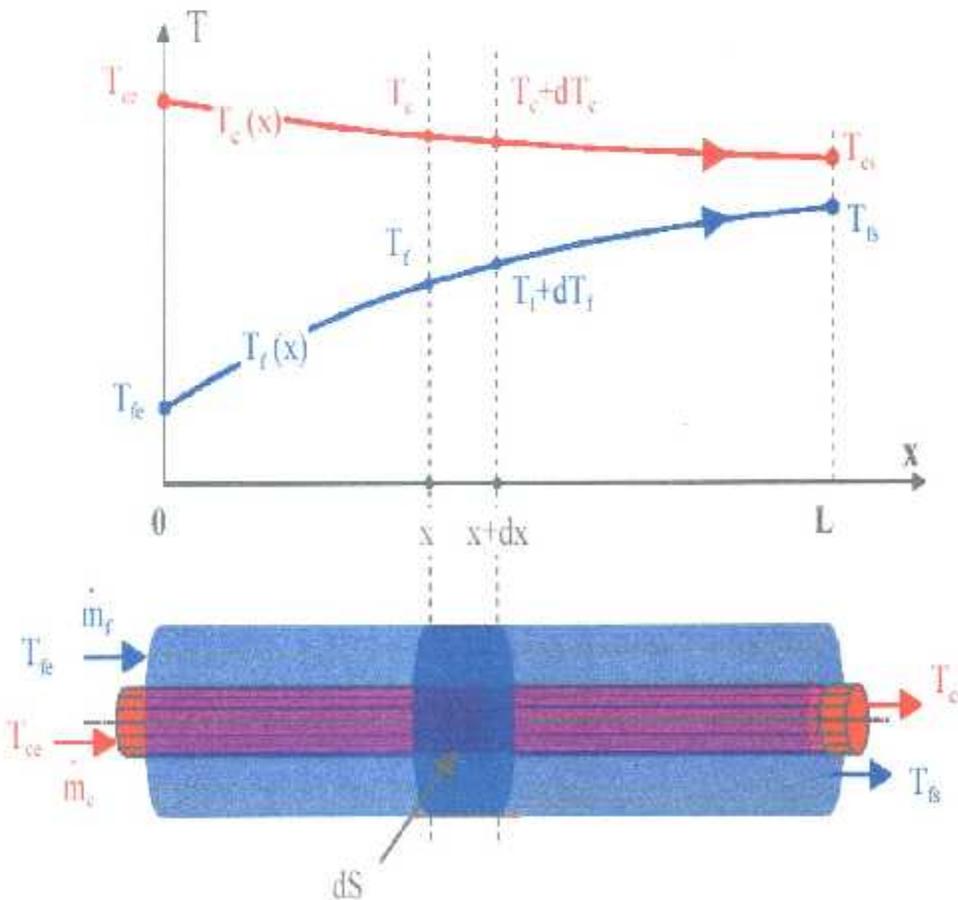


Figure 24 : Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur co-courants.

Sont supposé connus,

- Les débits des fluides chaud et froid m_c et m_f ,
- Les températures d'entrée des deux fluides chaud et froid T_{ce} et T_{fe} ,
- Les coefficients d'échange global U défini précédemment (soit d'après l'exploitation de documents de constructeurs d'échangeurs de chaleur, soit après la connaissance de chacune des contributions locales : convection, encrassement, conduction, encrassement, convection)
- L'objectif est alors de déterminer les performances de l'échangeur, c'est-à-dire de calculer :
 - Les températures de sorties des deux fluides
 - Le flux de chaleur échangé
 - L'éventuelle répartition spatiale des températures de fluide chaud $T_c(X)$, et froide $T_f(X)$ le long de l'échangeur.

Compte tenu des hypothèses énoncées, l'application du premier principe de la thermodynamique à la tranche de fluide chaud d'épaisseur dx échangeant la quantité de chaleur élémentaire $d\phi_c$ conduit à :

$$\frac{du_c}{dt} = 0 = d\phi_c + \dot{m}_c \left[\bar{h}_c - (\bar{h}_c - d\bar{h}_c) \right] \dots \dots \dots (8)$$

Où

\bar{h}_c Représente l'enthalpie spécifique (massique) du fluide chaud

Et

$\frac{du_c}{dt}$ La variation de son énergie interne au cours du temps.

Si cette enthalpie varie avec la température selon $d\bar{h}_c = C_{p_c} dT_c$, ou C_{p_c} représente la capacité calorifique à pression constante du fluide chaud et si on considère que le régime est établi, alors l'expression du premier principe devient :

$$(8) \Rightarrow 0 = d\phi_c + \dot{m}_c C_{p_c} [T_c - (T_c - dT_c)]$$

Soit encore.

$$d\phi_c = \dot{m}_c C_{p_c} dT_c \dots \dots \dots (9)$$

Le même raisonnement, assorti des même hypothèses concerne le fluide froid, conduit alors à :

$$d\phi_f = \dot{m}_f C_{p_f} dT_f \dots \dots \dots (10)$$

Or les deux quantités $d\phi_c$ et $d\phi_f$ sont égales et de signes opposées, si bien que l'on peut convenir de la définition de

$$d\phi = d\phi_c = -d\phi_f > 0 \dots \dots \dots (11)$$

Compte tenu de l'expression du flux élémentaire que l'on dérive de l'équation 2 le système d'équations à résoudre devient :

$$\begin{cases} d\phi = -\dot{m}_c C_{p_c} dT_c \\ d\phi = \dot{m}_f C_{p_f} dT_f \dots\dots\dots \dots\dots\dots (12) \\ d\phi = U dS (T_c - T_f) \end{cases}$$

On tire tout d'abord des équations 12a et 12b :

$$dT_c = -\frac{d\phi}{\dot{m}_c C_{p_c}} \text{ et } dT_f = \frac{d\phi}{\dot{m}_f C_{p_f}}, \text{ que l'on combine ensuite pour aboutir à :}$$

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -d\phi \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right)$$

La substitution de cette expression dans l'équation 12c permet d'obtenir l'équation différentielle décrivant le comportement de l'écart de température Tc-Tf avec la surface S :

$$d(T_c - T_f) = -U dS (T_c - T_f) \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right),$$

Soit encore, sous une forme plus habituelle :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) ds \dots\dots\dots (13)$$

Si on suppose que le coefficient d'échange global U et deux capacité calorifique Cpc et Cpf demeurent constants le long de l'échangeur, on peut intégrer l'équation suivante de 0 à x pour obtenir :

$$\int_{x=0}^x \frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = \ln \frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fe}} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) S(x) \dots\dots (14)$$

Soit encore :

$$\frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fs}} = e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) S(x)} \quad \text{.....(15)}$$

Cette équation montre que l'écart de température entre les deux fluides est une évolution exponentielle décroissante de l'aire d'échange $S(x)$. Cet écart tend d'ailleurs vers 0 lorsque s tend vers l'infini, propriété a priori évidente.

L'équation 14 étant valable quel que soit X , elle est donc pour la valeur particulière $X=L$ et pour la quelle $T_c(L)=T_{cs}, T_f(L)=T_{fs}, S(L)=S$ (surface totale).

$$\phi = -\dot{m}_c C_{p_c} (T_{cs} - T_{ce}) \quad \text{Et} \quad \phi = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe})$$

On obtient alors l'expression :

$$\begin{aligned} \ln \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) &= -US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) = -\frac{US}{\phi} [(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})] \\ &= \frac{US}{\phi} [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})] \end{aligned}$$

Que l'on écrit plus commodément :

$$\phi = U \cdot S \cdot \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} = U \cdot S \cdot \Delta TLM \quad \text{.....(16)}$$

Où ΔTLM représente la différence de température logarithmique entre les deux fluides. Ainsi le calcul du flux de chaleur dépend du produit $U \cdot S$ que nous avons introduit en première partie de cet écart de température.

Si cette expression s'avère simple à utiliser, elle n'en reste pas moins dépendante des températures de sortie qui sont, dans la majorité des cas pratique, a priori inconnues. Lever cette indétermination suppose la résolution du système :

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}} \\ \phi = -\dot{m}_c C_{p_c} (T_{cs} - T_{ce}) \dots\dots\dots (17) \\ \phi = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe}) \end{array} \right.$$

La première étape consiste à exprimer le flux de chaleur indépendamment des températures de sortie. La transformation du système 17 donne :

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}} \\ T_{cs} = T_{ce} - \frac{\phi}{\dot{m}_c C_{p_c}} \dots\dots\dots (18) \\ T_{fs} = T_{fe} + \frac{\phi}{\dot{m}_f C_{p_f}} \end{array} \right.$$

12a devient alors :

$$\phi = -US \frac{\left[\frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} \right]}{\ln \frac{T_{ce} - T_{fe} - \phi \left[\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right]}{T_{ce} - T_{fe}}}$$

Soit encore

$$\ln \left[1 - \frac{\phi}{T_{ce} - T_{fe}} \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) \right] = -US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right)$$

L'expression du flux de chaleur « sans les températures de sorties » est alors donnée par :

$$\phi = \frac{T_{ce} - T_{fe}}{\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}}} \left(1 - e^{\left(-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) \right)} \right) \dots (19)$$

La combinaison de cette dernière expression avec celle de 18b et 18c permettent alors de donner les expressions finales des températures de sortie :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{T_{cs} - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fe}} = - \frac{\dot{m}_f C_{p_f}}{\dot{m}_c C_{p_c} + \dot{m}_f C_{p_f}} \left[1 - e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) S(x)} \right] \\ \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{\dot{m}_c C_{p_c}}{\dot{m}_c C_{p_c} + \dot{m}_f C_{p_f}} \left[1 - e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) S(x)} \right] \end{array} \right. \dots (20)$$

Ce résultat aurait très bien pu être aussi obtenu à partir de la combinaison de 12a et de 12c qui nous donne :

$$\frac{dT_c}{(T_c - T_f)} = \frac{U ds}{\dot{m}_c C_{p_c}}$$

La multiplication de cette expression membre à membre avec l'équation 15 donne alors :

$$\frac{dT_c}{(T_c - T_f)} = - \frac{U}{\dot{m}_c C_{p_c}} e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) S(x)} ds$$

Qui après intégration entre $x=0$ et x conduit à :

$$\frac{T_c(x) - T_{ce}}{(T_c - T_f)} = - \frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} \frac{1}{(\dot{m}_c C_{p_c} + \dot{m}_f C_{p_f})} \left[e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) S(x)} - 1 \right]$$

, forme strictement égale à celle de 20a. On obtient alors de la même manière l'expression de $T_f(x)$.

Dans le cas où cet échangeur à courant parallèle serait infiniment long, les températures de sortie se rejoignent alors en une seule et unique valeur dont l'expression est donnée par :

$$T_{\infty} = \frac{\left(\dot{m}_c C_{p_c} T_{ce} + T_{fe} \dot{m}_f C_{p_f} \right)}{\left(\dot{m}_c C_{p_c} + \dot{m}_f C_{p_f} \right)}$$

Cette valeur limite correspond en fait à la température issue du mélange des deux fluides pris dans les mêmes conditions d'écoulement et aux mêmes températures d'entrée.

3.2. Echangeur à contre courant

Dans ce type d'échangeurs les deux fluides circulent dans le sens contraire, l'entrée de l'un des fluides étant à l'opposée de l'autre. On attribue par exemple l'abscisse $x=0$ à l'entrée du fluide chaud et $x=L$ à celle du fluide froid. Les évolutions des températures chaudes et froides peuvent être représentées schématiquement comme dans la figure 25.

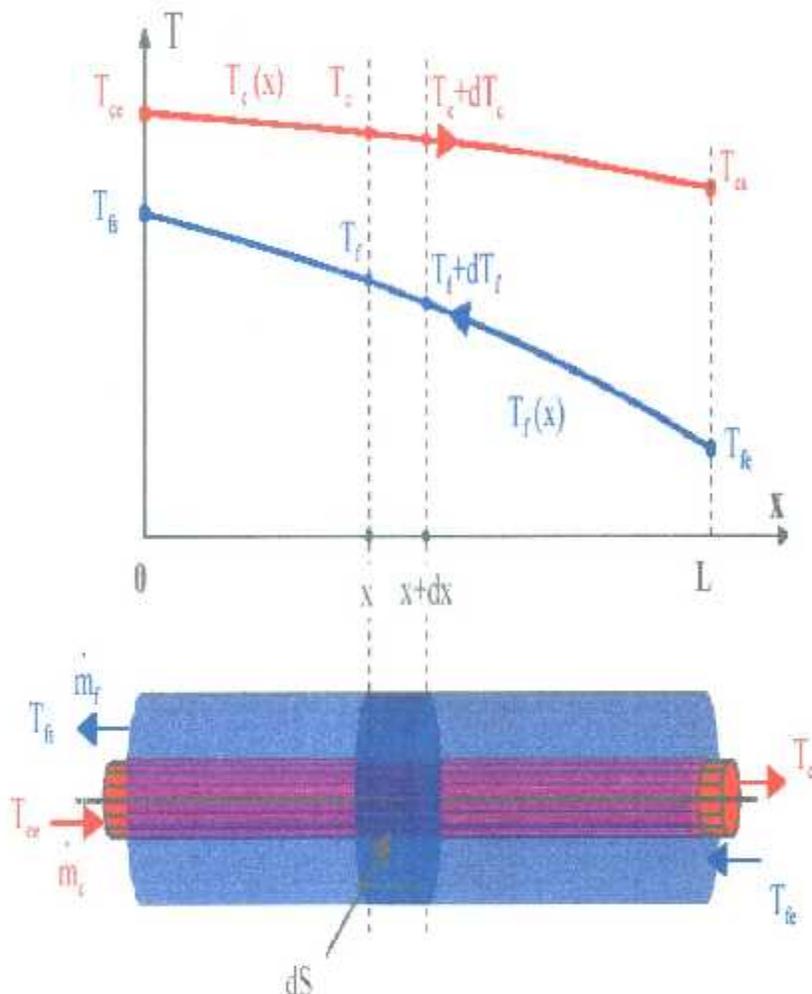


Figure 25 : Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à contre courant.

En conservant les mêmes hypothèses que lors de l'étude de l'échangeur à co-courant et en notant cette fois-ci que $dT_f < 0$ (compte tenu du sens de l'écoulement opposé à celui de l'axe des x) on peut écrire :

$$\begin{cases} d\phi = -\dot{m}_c C_{p_c} dT_c \\ d\phi = \dot{m}_f C_{p_f} dT_f \dots\dots\dots (21) \\ d\phi = U ds (T_c - T_f) \end{cases}$$

Une démarche similaire à celle adoptée dans le cas du co-courant conduit alors à :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) ds, \text{ qui après intégration entre les}$$

bornes $x=0$ et $x=L$ devient :

$$\frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fs}} = e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right)} \dots\dots\dots (22)$$

Lorsque $x=L$ on a $T_c(L) = T_{cs}$ et $T_f(L) = T_{fs}$ $S(L) = S$ (surface totale)

$$\phi = -\dot{m}_c C_{p_c} (T_{cs} - T_{ce}) \text{ Et } \phi = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe})$$

L'expression précédente devient alors :

$$\ln \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = -US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) = -\frac{US}{\phi} [(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})] = \frac{US}{\phi} [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})]$$

Que l'on écrit plus commodément

$$\phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} = US \Delta TLM \dots\dots\dots (23)$$

La détermination des lois d'évolution des deux températures le long de l'échangeur $T_c(x)$ et $T_f(x)$ est issue de la combinaison de 21a et 21c qui donne

$$\frac{dT_c}{(T_c - T_f)} = -\frac{U ds}{\dot{m}_c C_{p_c}}$$

Cette dernière expression multiplie membre à membre avec (22) conduit

$$\text{à : } \left(T_{ce} - T_{fe} \right) = - \frac{U}{\dot{m}_c Cp_c} e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} - \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f} \right) S(x)}$$

Qui après intégration entre $x=0$ et x et réarrangement conduit à :

$$\frac{T_c(x) - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fe}} = - \frac{\dot{m}_f Cp_f}{\dot{m}_c Cp_c + \dot{m}_f Cp_f} \left[1 - e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} - \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f} \right) S(x)} \right] \dots\dots(24a)$$

On obtiendrait de la même manière pour $T_f(x)$:

$$\frac{T_f(x) - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = - \frac{\dot{m}_c Cp_c}{\dot{m}_c Cp_c + \dot{m}_f Cp_f} \left[1 - e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} - \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f} \right) S(x)} \right] \dots\dots(24b)$$

Ces deux expressions donnent, donc les lois d'évolution de $T_c(x)$ et $T_f(x)$, c'est-à-dire le long de l'échangeur. Toutefois, elles restent encore dépendantes de la température T_{cs} à priori inconnue. Lever cette indétermination passe, comme nous l'avons effectué dans le cas du co-courant, par la résolution du système d'équations :

$$\begin{cases} \phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}} \\ \phi = -\dot{m}_c Cp_c (T_{cs} - T_{ce}) \\ \phi = \dot{m}_f Cp_f (T_{fs} - T_{fe}) \end{cases} \dots\dots(25)$$

Ces expressions sont tout d'abord transformées en :

$$\begin{cases} \phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}} \\ T_{cs} = T_{ce} - \frac{\phi}{\dot{m}_c C_{p_c}} \\ T_{fs} = T_{fe} + \frac{\phi}{\dot{m}_f C_{p_f}} \end{cases} \dots\dots\dots(26)$$

L'équation 25a devient alors

$$\phi = -US \frac{\phi \left[\frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} - \frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} \right]}{\ln \frac{T_{ce} - T_{fe} - \frac{\phi}{\dot{m}_c C_{p_c}}}{T_{ce} - T_{fe} - \frac{\phi}{\dot{m}_f C_{p_f}}}}$$

Soit encore,

$$\ln \left[\frac{T_{ce} - T_{fe} - \frac{\phi}{\dot{m}_c C_{p_c}}}{T_{ce} - T_{fe} - \frac{\phi}{\dot{m}_f C_{p_f}}} \right] = -US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right)$$

L'expression de flux de chaleur est alors donnée par :

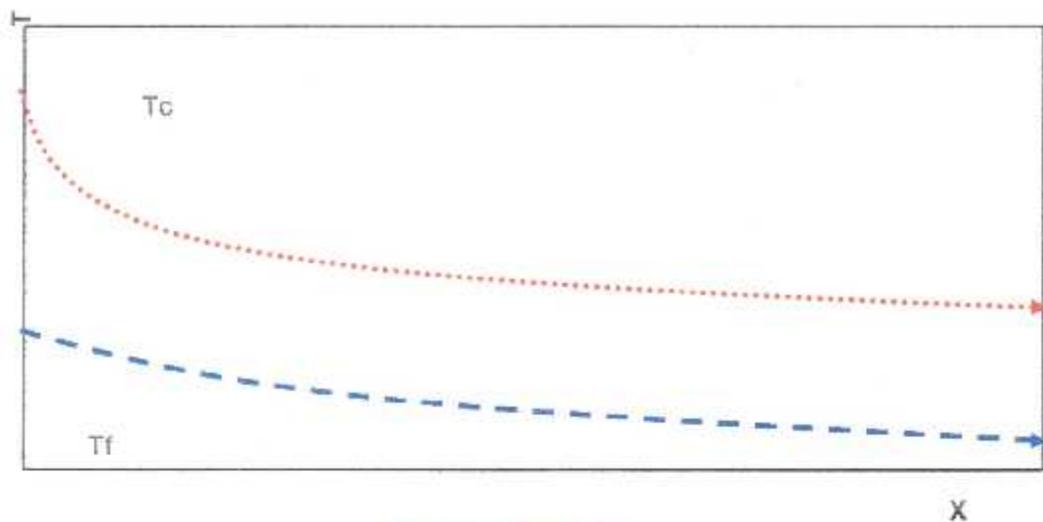
$$\phi = (T_{ce} - T_{fe}) \frac{1 - e^{\left(-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) \right)}}{\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) e^{\left(-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) \right)}} \dots\dots\dots(27)$$

La combinaison de cette dernière expression avec celle de 26b et 26c permettent alors de déterminer les deux températures de sortie chaude et froide :

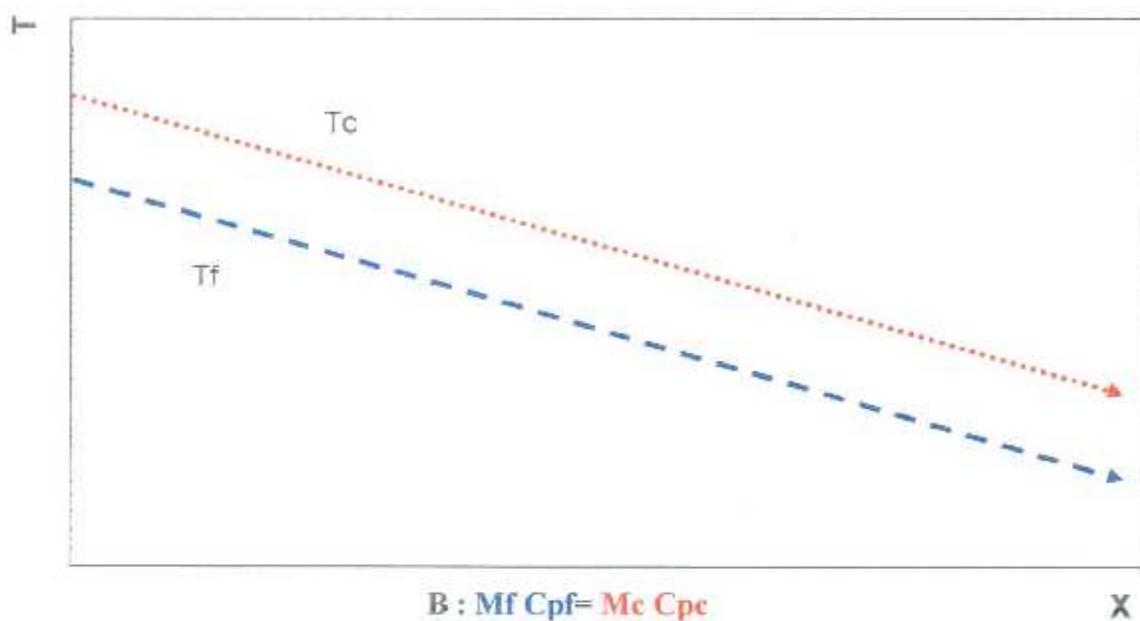
$$\left\{ \begin{array}{l} T_{cs} = T_{ce} - \frac{(T_{ce} - T_{fe})}{\dot{m}_c C_{p_c}} \left(\frac{1 - e^{\left(-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) \right)}}{\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} e^{\left(-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) \right)}}} \right) \\ \\ T_{fs} = T_{fe} + \frac{(T_{ce} - T_{fe})}{\dot{m}_f C_{p_f}} \left(\frac{1 - e^{\left(-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) \right)}}{\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} e^{\left(-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) \right)}}} \right) \end{array} \right. \dots\dots(28)$$

L'échangeur à contre courant a ceci de particulier : que les profils de températures ne présentent pas toujours une même allure selon les valeurs relatives des produits $\dot{m}_c C_{p_c}$ et $\dot{m}_f C_{p_f}$ que l'on dénomme débit de capacité thermique et que l'on note généralement C_c et C_f .

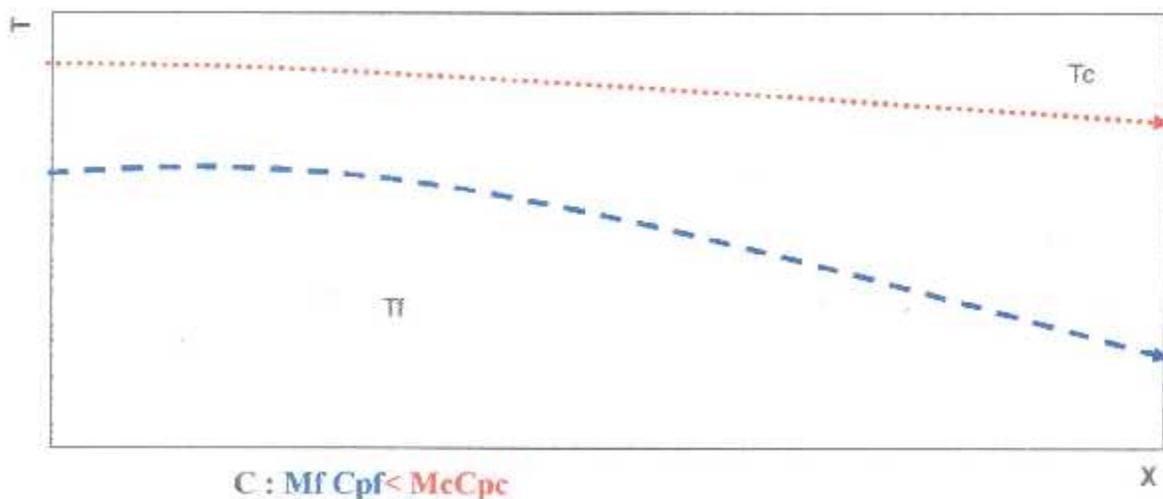
En effet selon les cas, on obtient 3 comportements différents qui sont représentés dans la courbe 4.



A : $M_f C_{pf} > M_c C_{pc}$



B : $M_f C_{pf} = M_c C_{pc}$



C : $M_f C_{pf} < M_c C_{pc}$

Courbes 4 : A, B, C : profils de température dans un échangeur à contre-courant en fonction des valeurs prises par les débits de capacité thermique.

L'expression des dérivées secondes $\frac{d^2 T_c}{dS^2(x)}$ et $\frac{d^2 T_f}{dS^2(x)}$, issues des équations 24a et 24b, sont donnée dans le tableau 4. Leurs signes définissent alors les concavités de $T_c(x)$ et $T_f(x)$ qui s'avèrent en fait les mêmes que celui de l'écart

$$\dot{m}_f C_{p_f} - \dot{m}_c C_{p_c}$$

	$C_f > C_c$	$C_f < C_c$
Expression de $\frac{d^2 T_c}{dS^2(x)}$ et $\frac{d^2 T_f}{dS^2(x)}$	$\left[\begin{array}{l} \frac{d^2 T_c(x)}{dS^2(x)} = \frac{\left(\frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) \dot{m}_f C_{p_f} (T_{ce} - T_{fe})}{\dot{m}_f C_{p_f} - \dot{m}_c C_{p_c}} \left[-U \frac{1}{\left(\begin{array}{cc} \dot{m}_c C_{p_c} & \dot{m}_f C_{p_f} \end{array} \right)} \right]^2 e^{-U \left(\begin{array}{cc} 1 & 1 \\ \dot{m}_c C_{p_c} & \dot{m}_f C_{p_f} \end{array} \right) S(x)} \\ \frac{d^2 T_f(x)}{dS^2(x)} = \frac{\left(\frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) \dot{m}_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{fe})}{\dot{m}_f C_{p_f} - \dot{m}_c C_{p_c}} \left[-U \frac{1}{\left(\begin{array}{cc} \dot{m}_c C_{p_c} & \dot{m}_f C_{p_f} \end{array} \right)} \right]^2 e^{-U \left(\begin{array}{cc} 1 & 1 \\ \dot{m}_c C_{p_c} & \dot{m}_f C_{p_f} \end{array} \right) S(x)} \end{array} \right]$	
Signe, concavité	<0, vers le bas	>0, vers le haut
T_∞	$T_\infty = \frac{\dot{m}_f C_{p_f} T_{fs} - \dot{m}_c C_{p_c} T_{ce}}{\dot{m}_f C_{p_f} - \dot{m}_c C_{p_c}} = \frac{C_f T_{fs} - C_c T_{ce}}{C_f - C_c}$	

Tableau 4 : Incidences remarquables des valeurs relatives de C_c et C_f sur les concavité des courbes $T_c(x)$ et $T_f(x)$ ainsi que sur les valeurs de températures limites atteintes dans le cas d'un échangeur infiniment long.

Comme on peut le constater dans la courbe précédente, c'est le fluide qui possède la plus faible capacité thermique C , qui subit la contrainte thermique imposée par le fluide disposant la plus forte valeur de C . par conséquent, le calcul des températures limites dans le cas d'échangeur long se réalise pour $S=+\infty$ dans le cas ou $C_f > C_c$ courbe 4A et pour $s=-\infty$ dans le cas ou $C_f < C_c$ courbe 4C. Les expressions obtenues sont reportées dans le tableau 4.

Lorsque on est dans le cas précis $C_f = C_c$ l'équation 22 montre que $\frac{T_c(x) - T_f}{T_\infty - T_{fs}} = 1$, soit encore que $T_c(x) - T_f = T_\infty - T_{fs} = cte$.

Ainsi, l'écart de température entre les deux fluides reste constant, quelle que soit la position dans l'échangeur. Les définitions de $T_c(x)$ et $T_f(x)$ des équations 24a et 24b se révèlent alors indéterminées $\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}$. Le développement de

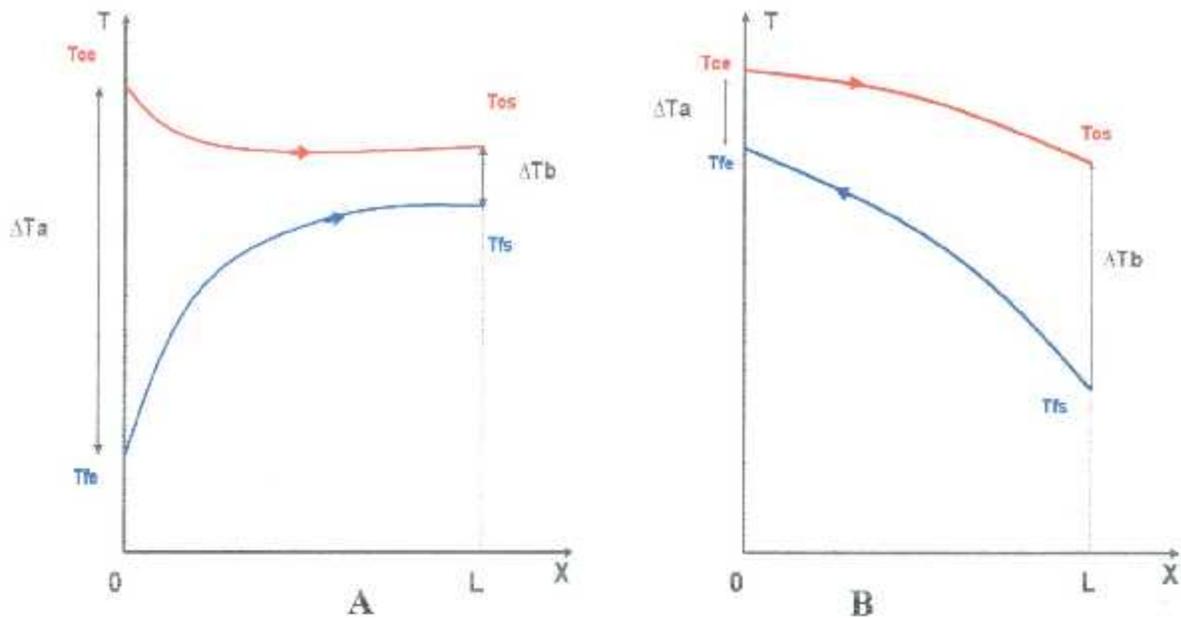
$e^{-\varepsilon} \approx 1 - \varepsilon + \frac{\varepsilon^2}{2}$... au premier ordre et au voisinage de 0, permet toutefois de déterminer les expressions de $T_c(x)$ et $T_f(x)$ selon :

$$\left. \begin{aligned} \frac{T_c(x) - T_{ce}}{T_\infty - T_{fs}} &\approx -\frac{U}{C} S(x) \\ \frac{T_f(x) - T_{fs}}{T_\infty - T_{fs}} &\approx -\frac{U}{C} S(x) \end{aligned} \right\} C_f = C_c = C$$

Les profils de températures sont donc des profils linéaires de $S(x)$ et même de x dans notre cas (tubes cylindriques) puisque $S(x)$ est elle-même une fonction linéaire de x (courbe 4.B).

Les expressions du flux de chaleur échangée qui ont été obtenues dans les expressions 16 pour le cas co-courant et 23 pour le cas contre courant, s'écrivent de façon similaire $\phi = U \cdot S \cdot \Delta TLM$. Même si jusqu'ici, l'écart de température logarithmique moyen s'exprime différemment en fonction des 4 températures T_{ce}, T_{fe}, T_{cs} et T_{fs} . Il est toutefois possible de conserver une seule expression de ΔTLM en fonction des écart de températures à gauche ΔT_a et à droite de ΔT_b de l'échangeur comme schématisé dans la courbe 5. En adoptant cette convention l'expression générale :

$$\phi = US \Delta TLM = US \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \quad \text{Reste alors valable dans tous les cas.}$$

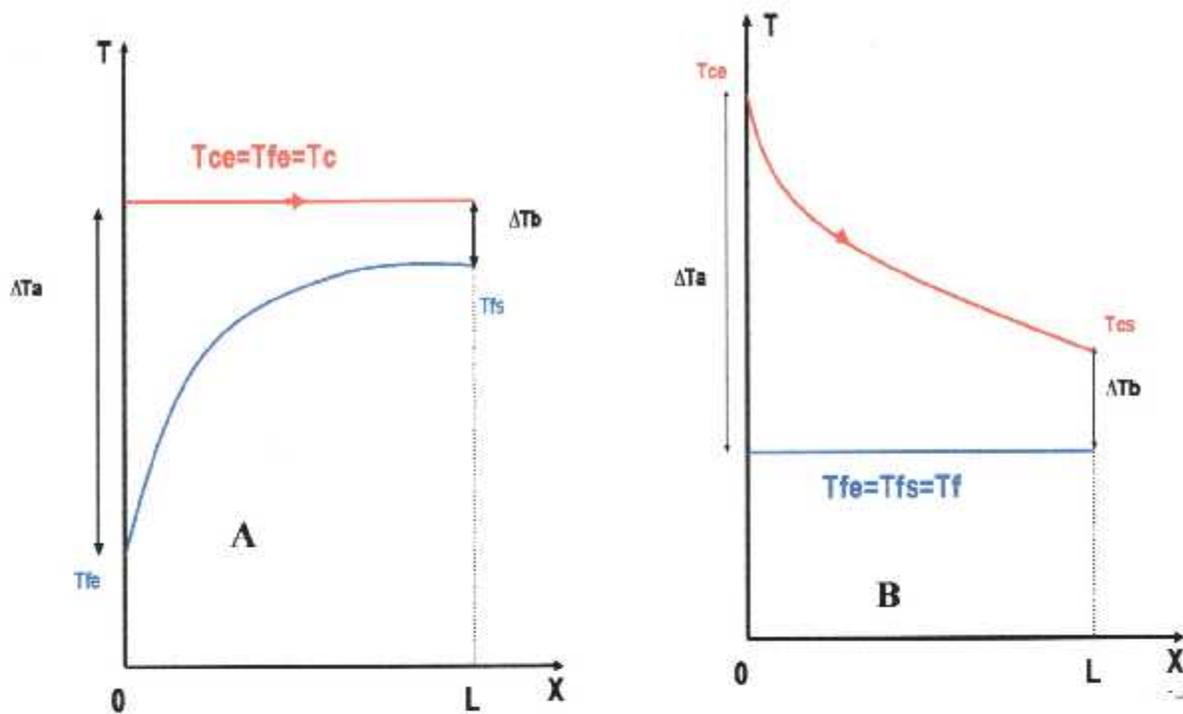


Courbes 5 A, B : Schématisation de la convention permettant une seule expression dans le cas de l'échangeur co-courant et contre courant.

Elle offre de plus, l'avantage de pouvoir traiter le cas particulier où l'un des fluides conserve une température quasi uniforme tout au long de l'échangeur. On observe notamment le cas lorsque le débit de capacité thermique de l'un des fluides est très nettement supérieur à celui de l'autre

$\left(\left(\dot{m}_f C p_f \gg \dot{m}_c C p_c \right) \text{ ou } \left(\dot{m}_f C p_f \ll \dot{m}_c C p_c \right) \right)$ ou encore lorsque le transfert de chaleur s'effectue de façon isotherme comme c'est le cas lors de la condensation ou l'évaporation d'un fluide pur.

Ainsi lorsqu'il n'y a plus de différence entre les températures de sortie et d'entrée de l'un des fluides, la distinction co-courant ou contre courant disparaît. Les profils que l'on obtient sont alors ceux que l'on peut voir sur la courbe 6 pour le cas où $T_c = \text{cte}$ cas du condenseur et pour le cas où $T_f = \text{cte}$ cas de l'évaporateur.



Courbes 6 A, B : Représentation des allures de températures dans le cas d'un condenseur (à gauche) A et d'un évaporateur (à droite) B.

L'application de l'équation 16 ou 23 au cas du condenseur par exemple conduit à :

$$\phi = US\Delta TLM = US \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} = US \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{\ln \frac{T_c - T_{fe}}{T_c - T_{fs}}}$$

Compte tenu de fait que le flux s'exprime aussi par :

$$\phi = -\dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe}), \text{ on obtient alors } \frac{T_f - T_c}{T_{fe} - T_c} = e^{-\frac{US}{\dot{m}_c C_{p_c}}}, \text{ expression}$$

qui donne directement la température de sortie du fluide froid. On parvient à un résultat similaire dans le cas de l'évaporateur avec

$$\frac{T_{cs} - T_f}{T_{ce} - T_f} = e^{-\frac{US}{\dot{m}_c C_{p_c}}}$$

3.3 Echangeurs à calandre et à chicane.

Ces échangeurs sont les plus répandus dans l'industrie chimique malgré leurs performances moyennes (surface et encombrement supérieurs aux échangeurs à plaque).

C'est qu'ils ont une plage d'utilisation supérieure (en température et en pression), une meilleure tenue mécanique et sont plus faciles d'entretien.

Les performances d'échange peuvent être améliorées avec des tubes corrigés, à ailettes, revêtus ou équipés. Attention cependant, toute opération d'écrouissage sur les tubes peut accélérer certains phénomènes de corrosion.

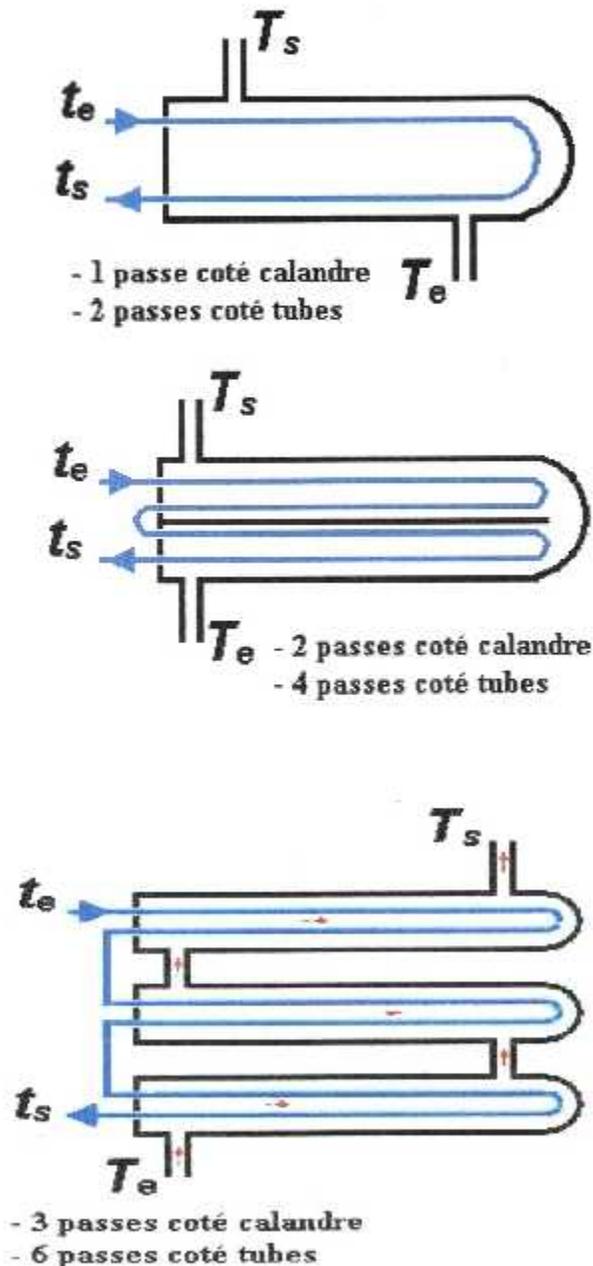


Figure 26 : Echangeurs à calandre et à chicanes.

3.4 Echangeurs à faisceau/ courants croisés

Le principe est le même que les échangeurs à tubes et à calandre mais, c'est l'écoulement des fluides qui est différent.

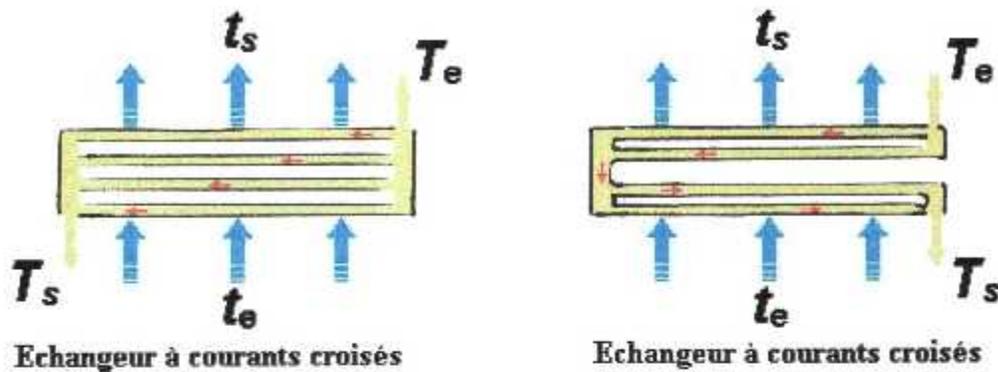


Figure 27 : échangeurs à courants croisés

3.5 Echangeurs à plaques/ courants croisés

3.5.1 Description

Un échangeur à plaques est constitué d'un ensemble de plaques métalliques embouties au travers desquelles s'effectue le transfert de chaleur entre deux fluides.

Les plaques positionnées dans un bâti comprenant une partie fixe et un plateau de serrage mobile sont comprimées au moyen de tirants latéraux.

Un joint par plaque assure l'étanchéité de l'échangeur ainsi que la répartition des fluides dans les canaux formés par deux plaques. Les plaques peuvent aussi être soudées entre elles.

L'emboutissage des plaques en chevrons favorise la turbulence des fluides (même pour des liquides visqueux) et assure une bonne tenue à la pression.

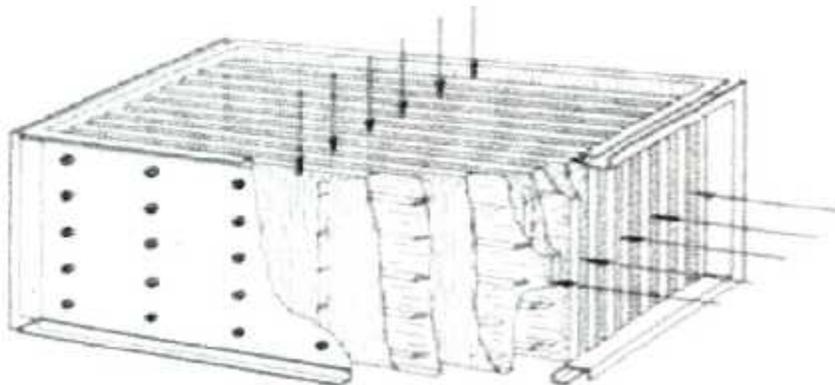


Figure 28 : Echangeurs à plaques

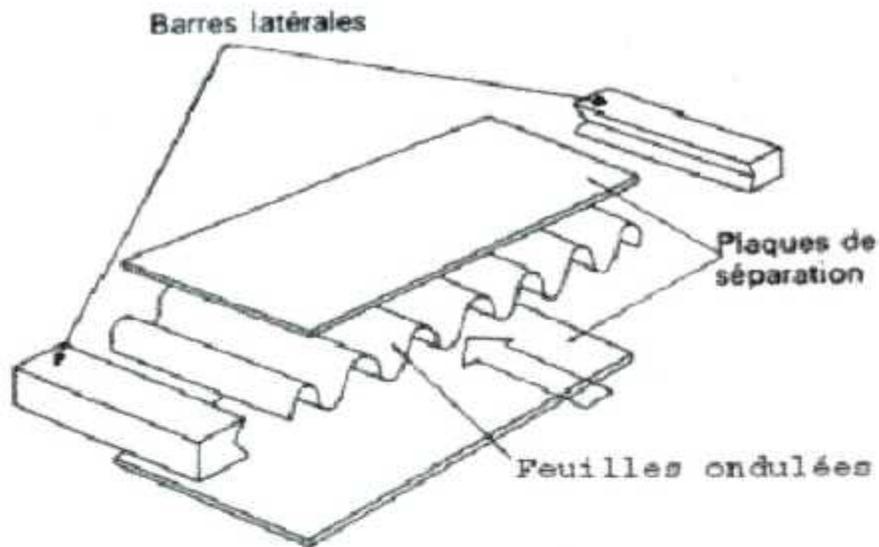


Figure 29 : Une plaque d'échangeur.

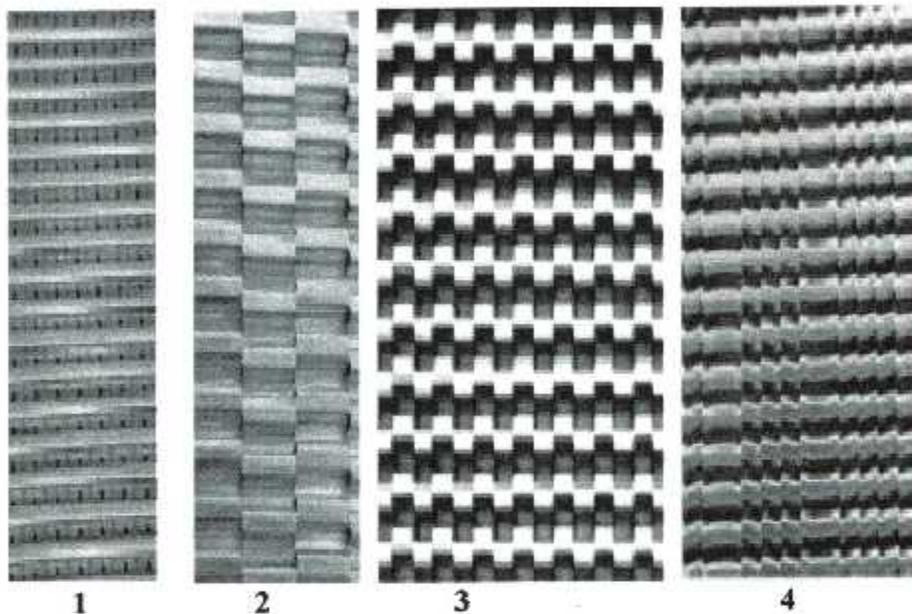


Figure 30 : différents types d'ondulation dans un échangeurs à plaques.
 1. Droites
 2. Serrated
 3. Serrated
 4. Persiennes

3.5.2 Particularités.

Coefficient de transfert thermique 2 à 3 fois supérieur à celui d'un échangeur tubulaire, Faible perte de charge, Faible encombrement, Poids de métal réduit, Absence de volume mort, Vitesse linéaire du fluide élevée, Surface modulable par ajout ou retrait de plaques, Pression limitée à 25 bars.

Chapitre III.
Dimensionnement d'un échangeur.

1. Dimensionnement d'un échangeur

Il existe deux méthodes qu'il va falloir définir et en choisir pour l'utiliser dans notre cas. Choix de la méthode : $NTU/\Delta TLM$

1.1 Méthode de ΔTLM

Dans les échangeurs élaborés, la quantité ΔTLM que nous avons vue jusqu'ici ne représente plus exactement l'écart de température logarithmique

moyen mais on le calcule toujours d'après l'expression

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}}$$

issue de l'étude des échangeurs contre courant.

L'expression du flux est alors corrigée par l'intermédiaire d'un facteur correctif F issu d'abaque et devient : $\dot{\phi} = FUS \Delta TLM \dots\dots(29)$.

Quelques cas sont représentés dans les figures 31, 32, 33, 34.

De façon générale, ce facteur F est sélectionné d'après deux grandeurs caractéristiques de l'échangeur :

$$R = \frac{\dot{m}_t C_{p_t}}{\dot{m}_T C_{p_T}} = \frac{T_{c_e} - T_{c_s}}{T_{f_s} - T_{f_e}} \quad \text{Et} \quad M = \frac{T_{f_s} - T_{f_e}}{T_{c_e} - T_{f_e}}$$

Et puis pour calculer le facteur F il nous faut, deux autres facteurs, r et r_0 prenons comme exemple ce lui de l'échangeur à courants croisés dont seulement un fluide est brassé :

$$r = \frac{R}{\ln \frac{1}{1 - \frac{R}{M} \ln \frac{1}{1 - M}}} \quad \text{Et} \quad r_0 = \frac{M - R}{\ln \frac{1 - R}{1 - M}} \quad \text{Tel que} \quad F = \frac{r}{r_0}$$

r_0 est la caractéristique de l'échangeur à contre-courants, et F celle du courant croisé. Ceci est la méthode la plus classique, la plus simple et celle utilisée plus tard dans les calculs.

La puissance s'exprime alors sous la forme : $\dot{\phi} = U.S.F.\Delta TLM$
 ΔTLM : Est l'expression de la différence moyenne logarithmique pour un échangeur à contre-courants.

1.1.1 Cas de l'échangeur à calandre (s)

A : à Une calandre et un multiple de deux passe de tube.

$$F = \frac{\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \log_{10} \frac{1 - M}{1 - MR}}{\log_{10} \frac{\frac{2}{M} - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{\frac{2}{M} - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}}} \dots\dots(30)$$

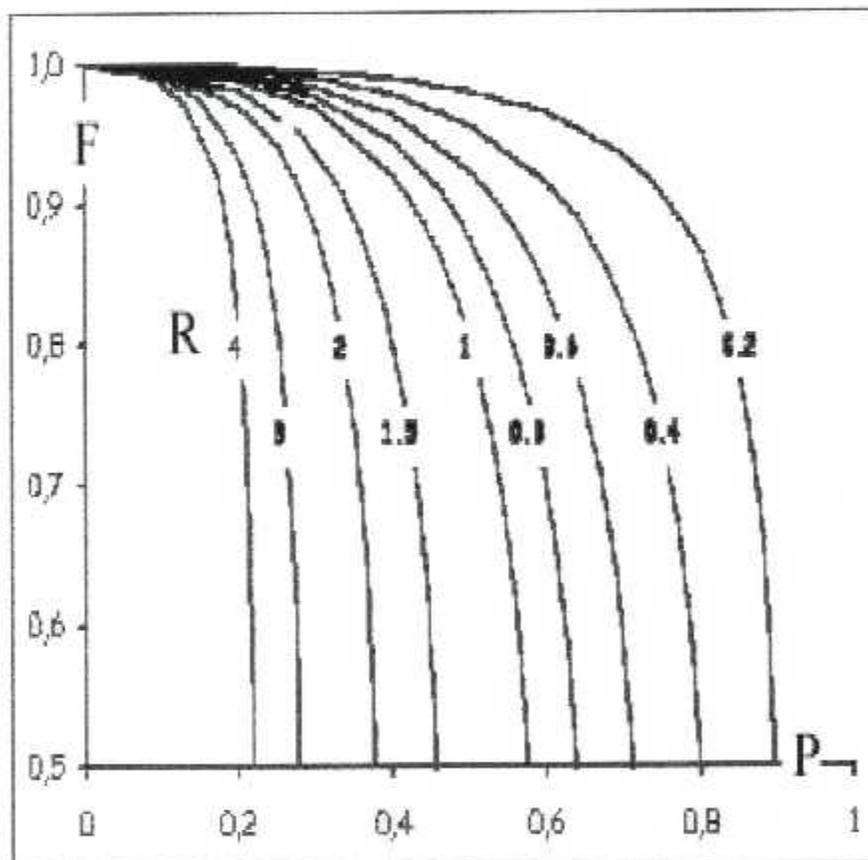
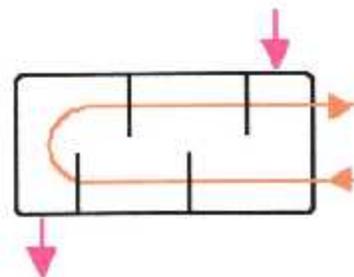


Figure 31 : facteur correctif F pour le cas de l'échangeur à une calandre et un multiple de deux passe de tube.

1.1.2 Cas de l'échangeur à courants croisés

A : Cas où seul un des deux fluides est mélangé.

$$F = \frac{r}{r_0} \begin{cases} R = \frac{Tc_e - Tc_s}{Tf_s - Tf_e}, M = \frac{Tf_s - Tf_e}{Tc_e - Tf_e} \\ r = \frac{R}{\ln \frac{1}{1 - \frac{R}{M} \ln \frac{1}{1 - M}}}, r_0 = \frac{M - R}{\ln \frac{1 - R}{1 - M}} \end{cases} \dots\dots (32)$$

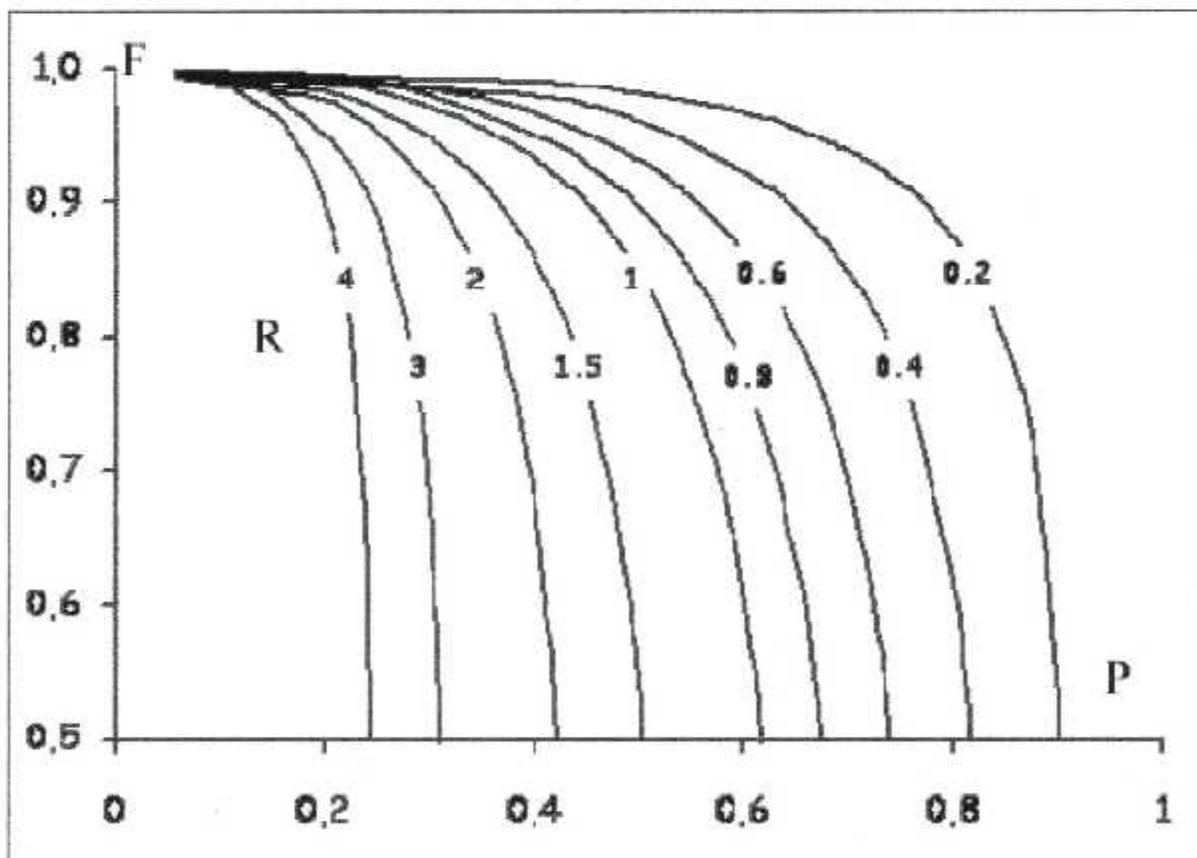
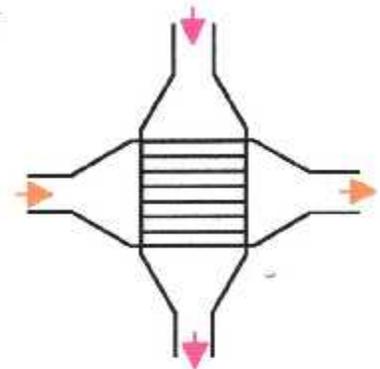


Figure 33 : facteur correctif F pour le cas de l'échangeur à a courants croisés ou un fluide est mélangé (brassé).

B : Cas ou aucun des deux fluides n'est mixé.

$$F = \frac{r}{r_0} \begin{cases} r = \sum_{u=0}^{\infty} \sum_{v=0}^{\infty} (-1)^{u+v} \frac{(u+v)!}{u!(u+1)v!(v+1)!} \left(\frac{M}{r}\right)^u \left(\frac{q}{r}\right)^v \\ q = M, M = qR, \\ r_0 = \frac{M-R}{\ln \frac{1-q}{1-M}} \end{cases} \dots(33)$$

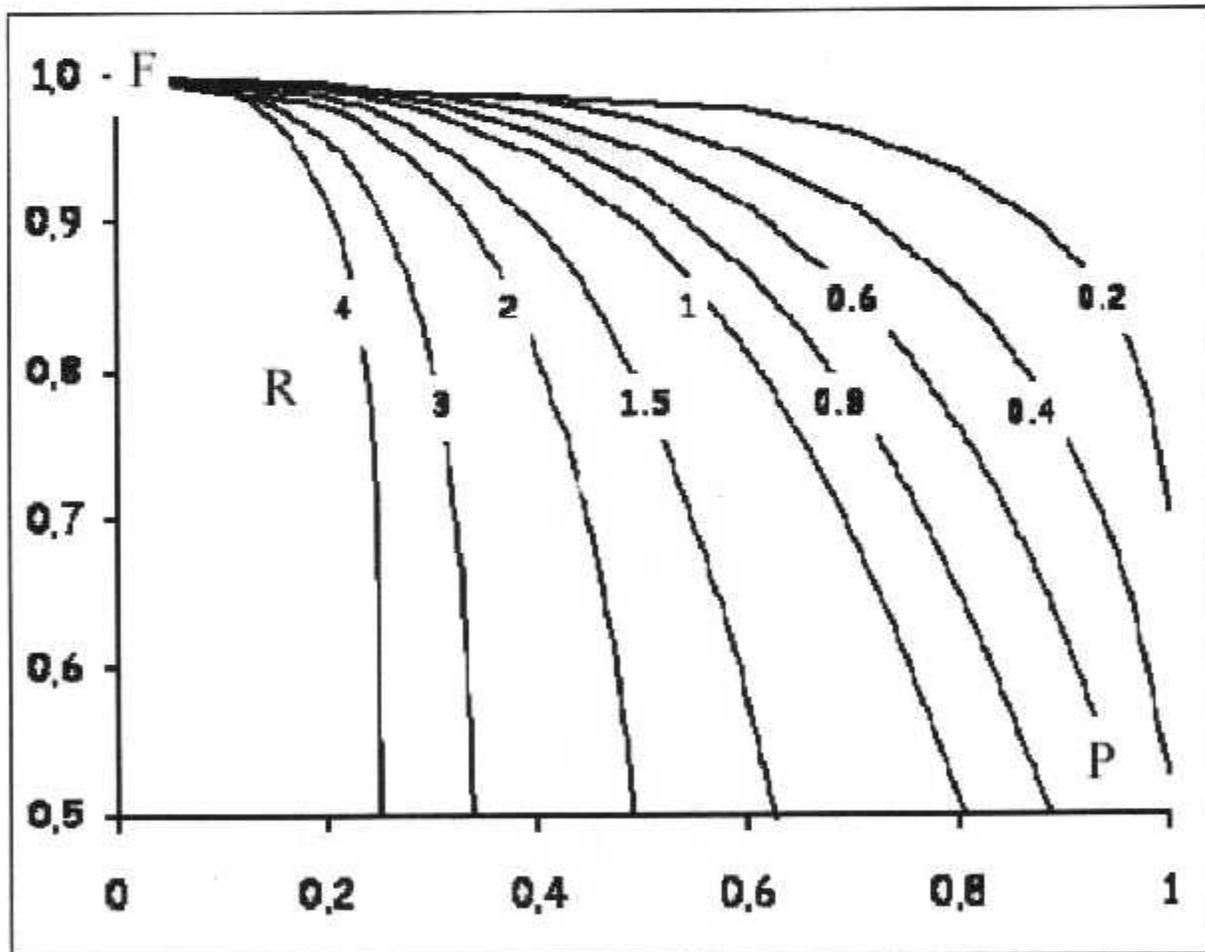
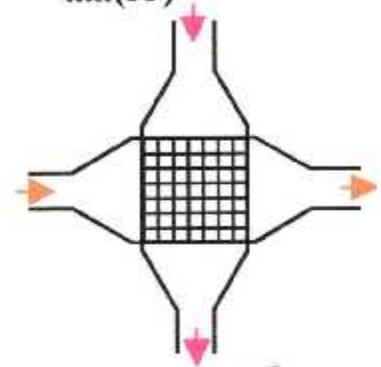


Figure 34 : facteur correctif F pour le cas de l'échangeur à a courants croisés ou aucun fluide n'est mixé (brassé).

1.2 Détermination du coefficient d'échange global enthalpique US

L'utilisation de la méthode ΔTLM développée pour des échangeurs à courants parallèles pour la détermination du coefficient d'échange global nécessite l'introduction d'un facteur correctif F afin de prendre en compte la configuration en courants croisés ou autre.

$$(29) \Rightarrow U.S = \frac{\phi}{F.\Delta TLM} \dots\dots(34)$$

1.3 Détermination des coefficients d'échange côté air extrait et air neuf

En ce qui concerne les échangeurs à plaques, la corrélation donnée par BOWMAN [9] en 1940, permettant de déterminer le coefficient d'échange en fonction des débits est exprimée ci-dessous avec le coefficient "a" caractéristique de l'échange. Cette corrélation est la même côté air extrait et air neuf. Chaque coefficient d'échange dépend alors de la vitesse de l'air.

$$U.S_f = a.V_f^{0.8} \dots\dots(35)$$

Il est ainsi possible de déterminer la constante «a» en fonction du coefficient d'échange global et des débits :

$$a = U.S \left(\frac{1}{\dot{V}_f^{0.8}} + \frac{1}{\dot{V}_c^{0.8}} \right) \dots\dots\dots(36)$$

1.4 Calcul de l'aire d'échange minimum

La surface optimale S d'un échangeur de chaleur à courants croisés est donnée par l'expression mathématique suivante :

$$S = \phi \left(\log \left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}} \right) \right) \times \frac{1}{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fs})} \dots (36.a)$$

Cette formule a été donnée par NISHIDA [10] et ses collaborateurs, qui on trouvé cette estimation de la surface d'échange optimale pour une récupération d'énergie donnée.

2. Méthode du nombre d'unité de transfert NTU.

Cette méthode plus structurée comme nous allons le voir, repose sur la définition du flux thermique maximum d'une part et de l'efficacité d'autre part, notions qu'on introduit ci-dessous.

Le flux maximum transférable par un échangeur est atteint dans un échangeur contre courant infiniment long. Dans une telle configuration, l'un des fluides subit le changement de température le plus élevé. Si on est dans le cas où $C_c < C_f$ cet écart est atteint par le fluide chaud qui voit sa température évoluer de T_{infini} vers T_{fe} . Le flux maximal est alors donné par :

$$\phi_{\text{max}} = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{fe}) = C_c (T_{ce} - T_{fe}).$$

Si au contraire on se trouve dans le cas où $C_f < C_c$ dans ce cas le fluide froids subit le plus grand écart de température de T_{fc} vers T_{ce} conduisant au flux de chaleur maximal

$$\phi_{\text{max}} = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{ce} - T_{fe}) = C_f (T_{ce} - T_{fe}).$$

Ainsi, de façon générique, le flux maximal s'exprime dans tous les cas par :

$$\phi_{\text{max}} = \dot{m}_{\text{min}} C_{p_{\text{min}}} (T_{ce} - T_{fe}) = C_{\text{min}} (T_{ce} - T_{fe}) \dots\dots (37)$$

La notion d'efficacité d'écoule de cette dernière valeur puisqu'elle caractérise le rapport entre le flux effectivement transmis, au flux maximum transférable et s'écrit :

$$E = \frac{\phi}{\phi_{\text{max}}} = \frac{\dot{m}_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs})}{\dot{m}_{\text{min}} C_{p_{\text{min}}} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{\dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe})}{\dot{m}_{\text{min}} C_{p_{\text{min}}} (T_{ce} - T_{fe})} \dots\dots (38)$$

Selon les cas ($C_f < C_c$ ou $C_c < C_f$), cette efficacité prendra différentes formes :

	$\dot{m}_{\text{min}} C_{p_{\text{min}}} = C_{\text{min}} = \dot{m}_c C_{p_c} = C_c$	$\dot{m}_{\text{min}} C_{p_{\text{min}}} = C_{\text{min}} = \dot{m}_f C_{p_f} = C_f$
E	$E = \left\{ \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right\}$	$E = \left\{ \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \right\}$

Cette notion d'efficacité est particulièrement intéressante puisqu'elle permet d'accéder directement à la puissance échangée selon :

$$\phi = E \dot{m}_{\min} C_{p_{\min}} (T_{ce} - T_{fe}) = EC_{\min} (T_{ce} - T_{fe})$$

, tout en ne faisant intervenir que les températures d'entrée des fluides.

1.2 Calcul de l'efficacité d'un échangeur

1.2.1 Cas de l'échangeur à co-courant :

Nous avons vu que :

$$\begin{aligned} \ln \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) &= -US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) = -\frac{US}{\phi} [(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})] \\ &= -\frac{US}{\phi} [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})] \end{aligned}$$

Que l'on peut écrire sous la forme :

$$\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = e^{-\frac{US}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right)} \dots\dots (39)$$

Si on se place dans le cas où $C_{\min} = C_c$ l'efficacité s'écrit

$$E = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$$

Le principe de conservation de l'énergie nous donne quant à lui :

$$\phi = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe})$$

D'où on tire ;

$$T_{fs} = T_{fe} \frac{C_c}{C_f} (T_{ce} - T_{cs})$$

Ainsi le membre de gauche de l'équation 39 s'écrit

$$\begin{aligned} \frac{T_{cs} - T_{fe} - \frac{C_c}{C_f} (T_{ce} - T_{cs})}{T_{ce} - T_{fe}} &= \frac{T_{cs} - T_{ce} + T_{ce} - T_{fe} - \frac{C_c}{C_f} (T_{ce} - T_{cs})}{T_{ce} - T_{fe}} \\ &= 1 - \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right) \\ &= 1 - E \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right) \end{aligned}$$

L'équation 39 devient alors :

$$1 - E \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right) = e^{-\frac{US}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right)}$$

D'où on tire la valeur de l'efficacité :

$$E = \frac{1 - e^{-\frac{US}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right)}}{1 + \frac{C_c}{C_f}}$$

Il est aisé de constater que dans le cas inverse ou $C_{\min} = C_f$ la valeur de l'efficacité est donnée par :

$$E = \frac{1 - e^{-\frac{US}{C_c} \left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right)}}{1 + \frac{C_f}{C_c}}$$

De façon générique les deux équations peuvent

être regroupées en une seule

$$E = \frac{1 - e^{-\frac{US}{C_{\min}} \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right)}}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}} \dots \dots \dots .(40)$$

1.2.2 Cas de l'échangeur à contre courant :

Comme précédemment nous allons partir d'un résultat déjà donné par :

$$\ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right) = -US\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right), \text{ sachant que le bilan énergétique de}$$

l'échangeur nous donne $\phi = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe})$, la combinaison avec l'équation précédente conduit alors à :

$$\begin{aligned} \frac{(T_{cs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fs})} &= 1 + \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fs})} \left(1 - \frac{C_f}{C_c}\right) \\ &= \frac{C_c (T_{ce} - T_{cs})}{C_f (T_{ce} - T_{fs})} \left(1 - \frac{C_c}{C_f}\right) \\ &= e^{-US\left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f}\right)} \end{aligned}$$

Ou encore

$$\frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{cs})} = \frac{\left(\frac{C_c}{C_f} - 1\right)}{e^{-\frac{US}{C_c} \left(1 - \frac{C_c}{C_f}\right)} - 1}$$

Or

$$\begin{aligned} \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{cs})} &= \frac{T_{ce} - T_{fe} + T_{fe} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{cs}} \\ &= \frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} - \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{cs})} \\ &= \frac{1}{E} - \frac{C_c}{C_f} \end{aligned}$$

Lorsque $C_{\min} = C_c$ on obtient en fin

$$\frac{1}{E} - \frac{C_c}{C_f} = \frac{\left(\frac{C_c}{C_f} - 1\right)}{e^{\frac{US}{C_c} \left(1 - \frac{C_c}{C_f}\right)} - 1}, \text{ qui nous donne alors :}$$

$$E = \frac{e^{\frac{US}{C_c} \left(1 - \frac{C_c}{C_f}\right)} - 1}{\frac{C_c}{C_f} e^{\frac{US}{C_c} \left(1 - \frac{C_c}{C_f}\right)} - 1}$$

De la même manière, on obtiendrait un résultat similaire lorsque $C_{\min} = C_f$ on peut donc retenir l'expression générique :

$$E = \frac{e^{\frac{US}{C_{\min}} \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)} - 1}{\frac{C_{\min}}{C_{\max}} e^{\frac{US}{C_{\min}} \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)} - 1} \dots\dots(41)$$

Généralement la quantité adimensionnelle $\frac{US}{C_{\min}}$, appelé Nombre d'unité de transfert d'unité noté NTU et la quantité $\frac{C_{\min}}{C_{\max}}$, rapport des débits de capacité thermique, est noté C_r .

Ainsi le calcul des efficacités dans le cas du co-courant et du contre courant se réduisent aux résultats du tableau 5.

Co-Courant	Contre courant
$E = \frac{1 - e^{-NTU(1+C_r)}}{1 + C_r}$	$E = \frac{e^{-NTU(1-C_r)} - 1}{C_r e^{-NTU(1-C_r)} - 1}$

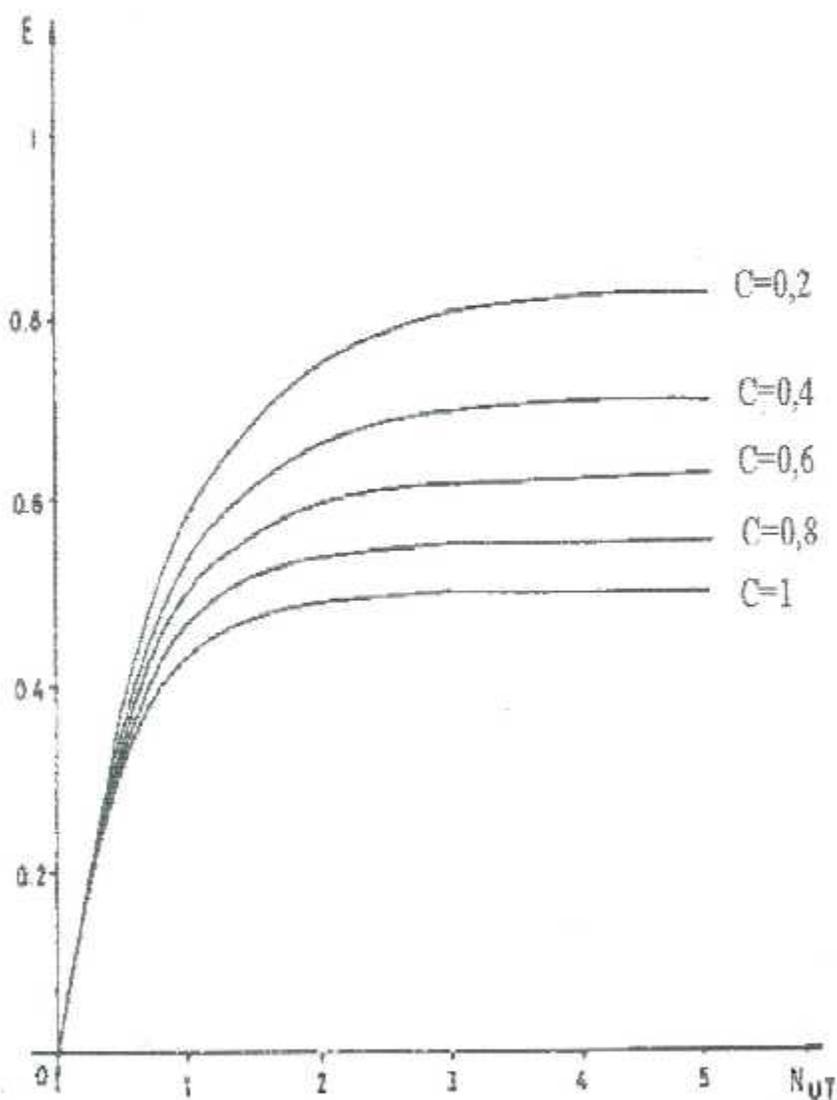
Tableau 5, expression de l'efficacité dans le cas des échangeurs co-courant et contre courants.

La figure 35 (a, b, c) représente la variation de l'efficacité E en fonction de nombre d'unité de transfert « NTU » pour différent valeur de C_r rapport des débits de capacité thermique et pour différentes configurations d'échangeurs.

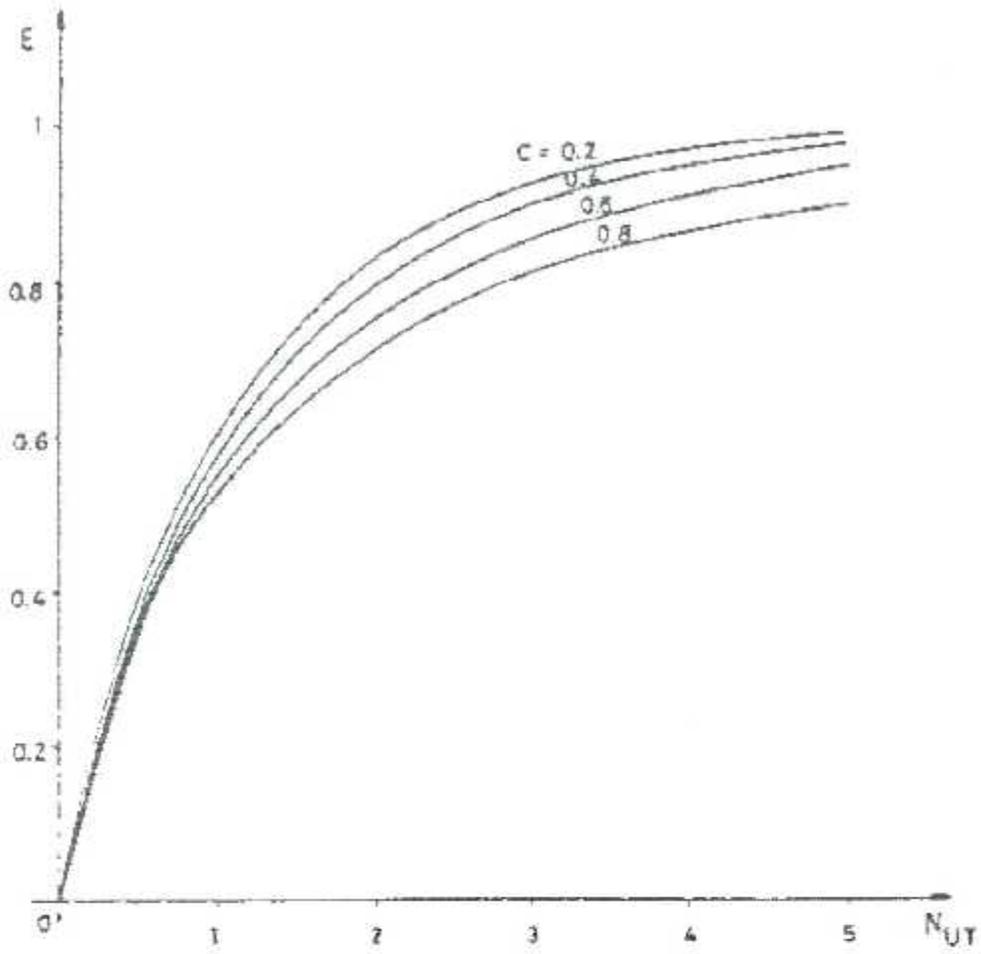
En plus des deux cas précédemment étudiés la figure 35 c) représente l'évolution de l'efficacité pour un échangeur à une calandre et un multiple de passe de deux passe de tubes. Dans ce cas l'expression de E est donnée par :

$$E = \frac{2}{1 + C_r + \sqrt{1 + C_r^2} \cdot \frac{1 + e^{-NTU \sqrt{1 + C_r^2}}}{1 - e^{-NTU \sqrt{1 + C_r^2}}}} \dots\dots\dots(42)$$

Figure 35 : Evolution de l'efficacité en fonction de NTU pour différents cas :



b) Echangeur à contre courant



c) Echangeur à une calandre et à un multiple de deux passe de tubes.

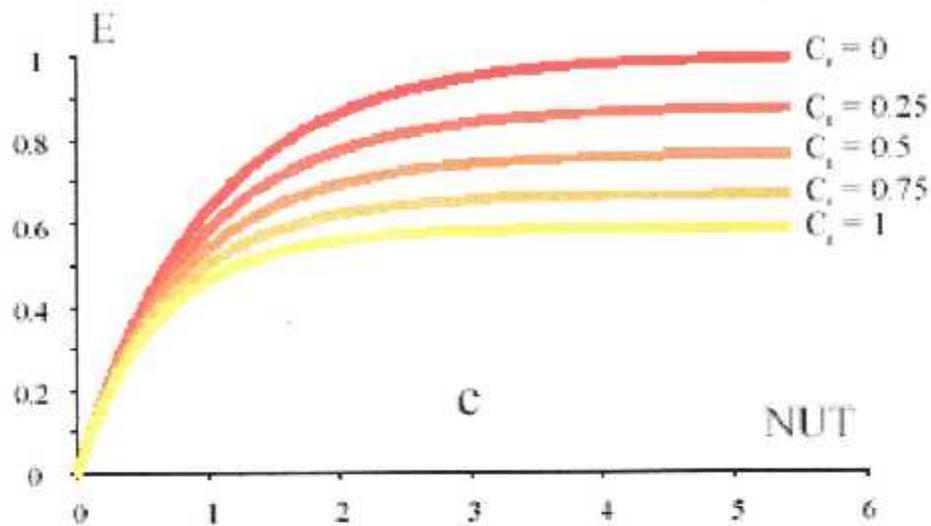
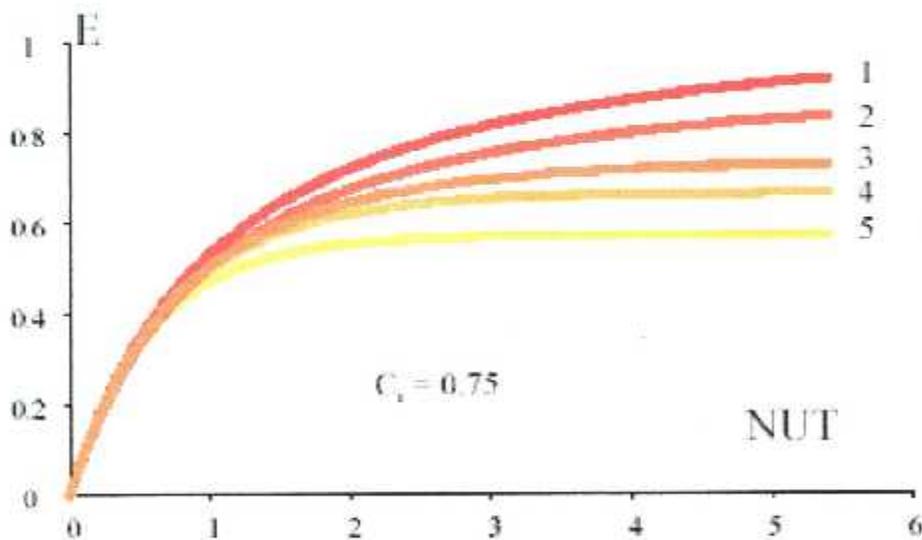


Figure 36 : Evolution de l'efficacité en fonction de NTU pour différents cas d'échangeur. « $C_1=0.75$ »



1. Contre courant
2. Courants croisés, fluides non brasés
3. Courants croisés, fluides à C_{\min} brasé
4. Une calandre et multiple de deux passes de tubes.
5. Co courant

Remarque : Des deux méthodes présentées ici, on utilisera dans notre cas la première. Car cette dernière ne nécessite pas la connaissance des températures de sortie, et donc elle est plus adaptée à notre étude. La deuxième méthode est beaucoup plus adaptée aux calculs de performances.

Chapitre IV.
Présentation de l'algorithme de calcul.

1. Choix de la méthode.

Après avoir présenté deux méthodes de calcul d'échangeur, on doit maintenant faire un choix et cela selon le cas dans lequel on doit opérer. Dans notre cas, on ne connaît pas les performances de l'échangeur et on veut connaître les paramètres de sorties de ce dernier.

Pour cela on optera pour la méthode de la ΔTLM au lieu de celle des NTU/ϵ , car la deuxième méthode nécessite la connaissance des températures de sorties que nous n'avons pas. Par contre la première ne nécessite la connaissance des températures d'entrée et bien sûr il faut fixer l'efficacité de l'échangeur, et comme en aéronautique la technologie est de plus en plus exigeante on va faire des calculs autour des efficacités les plus hautes possibles sans bien sûr atteindre la perfection absolue où l'efficacité est égale à un (et cela pour des raisons évidentes !).

2. Algorithme de calcul des performances de l'échangeur.

2.1 Fixation des paramètres de calcul (initialisation) :

On doit fixer des paramètres très importants avant de commencer le calcul, à savoir :

1. Les températures d'entrée.
2. Les débits d'entrée.
3. Les deux densités.
4. L'efficacité de l'échangeur.

2.2 Les Etapes de calcul.

Etape 1 : Calcul des débits volumiques d'air chaud et d'air froid.

$$\text{Débit volumique d'air chaud : } \dot{V}_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c}$$

$$\text{Débit volumique d'air froid : } \dot{V}_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f}$$

Etape 2 : Calcul des taux de capacités.

$$\text{Côté air chaud : } Cc = \dot{m}_c \times C_{paire}$$

$$\text{Côté air froid : } Cf = \dot{m}_f \times C_{pairf}$$

Etape 3 : Calcul des températures à la sortie.

3.1 Température d'air froid :

$$T_{fs} = \text{Effi} \times (T_{ce} - T_{fe}) + T_{fe}$$

3.2 Température d'air chaud :

3.2.1 Chaleur échangée sur un échangeur :

$$Q = C_f \times (T_{fs} - T_{fe})$$

3.2.2 Température d'air chaud à la sortie :

$$T_{cs} = \frac{-Q}{C_c} + T_{ce}$$

Etape 4 : Calcul de la ΔTLM .

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}}$$

$$\text{Avec : } \begin{cases} \Delta T_a = T_{ce} - T_{fs} \\ \Delta T_b = T_{cs} - T_{fe} \end{cases}$$

Etape 5 : Calcul du facteur correcteur F.

$$F = f(T_{fe}, T_{fs}, T_{ce}, T_{cs})$$

Etape 6 : Calcul du coefficient de transfert global US.

$$US = \frac{Q}{\Delta TLM \times F}$$

Etape 7 : Calcul de la surface d'échange optimale S.

$$S = Q \left(\ln \left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}} \right) \right) \times \frac{1}{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}$$

Etape 8 : Calcul des coefficients d'échange d'air froid et d'air chaud.

$$\begin{cases} U.S_f = a \cdot \dot{V}_f^{0.8} \\ U.S_c = a \cdot \dot{V}_c^{0.8} \end{cases}$$

Avec

$$a = U.S \left(\frac{1}{\dot{V}_f^{0.8}} + \frac{1}{\dot{V}_c^{0.8}} \right)$$

Chapitre V.
Résultats et commentaires

Grâce au programme écrit en langage FORTRAN « disponible en annexe 2 » on est capable de faire des évaluations, des variations de différents paramètres de sortie de l'échangeur de chaleur utilisé dans le pack de conditionnement d'air. Pour notre part on prendra les conditions d'entrée du pre-cooler qu'on va étudier et prendre comme exemple d'application.

En premier temps on va faire varier l'efficacité et observer l'évolution des différents paramètres de l'échangeur, à savoir la surface d'échange, les températures à la sortie, la quantité de chaleur cédée et le coefficient d'échange global. Pour cela on doit fixer les paramètres d'entrée et quelques caractéristiques de l'échangeur, à savoir : l'efficacité qu'on va faire varier.

Et concernant les paramètres d'entrée on va prendre comme modèle d'application :

Le débit d'air chaud : 27 kg/s

Le débit d'air froid : 25kg/s

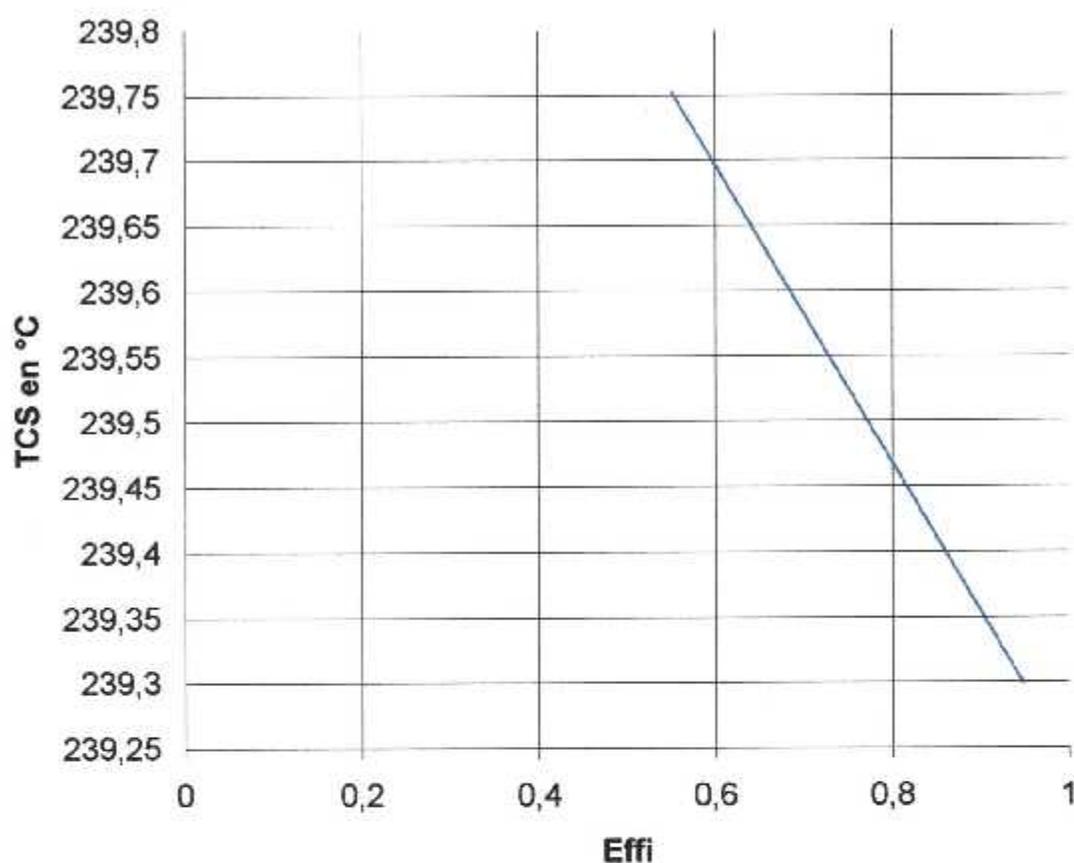
La température de l'air neuf : 15 °C

La température de l'air extrait : 240.38 °C

La capacité calorifique de l'air chaud : 1017.87 J/ Kg °C

La capacité calorifique de l'air froid : 1006 J/ Kg °C

TCS=f(Effi)

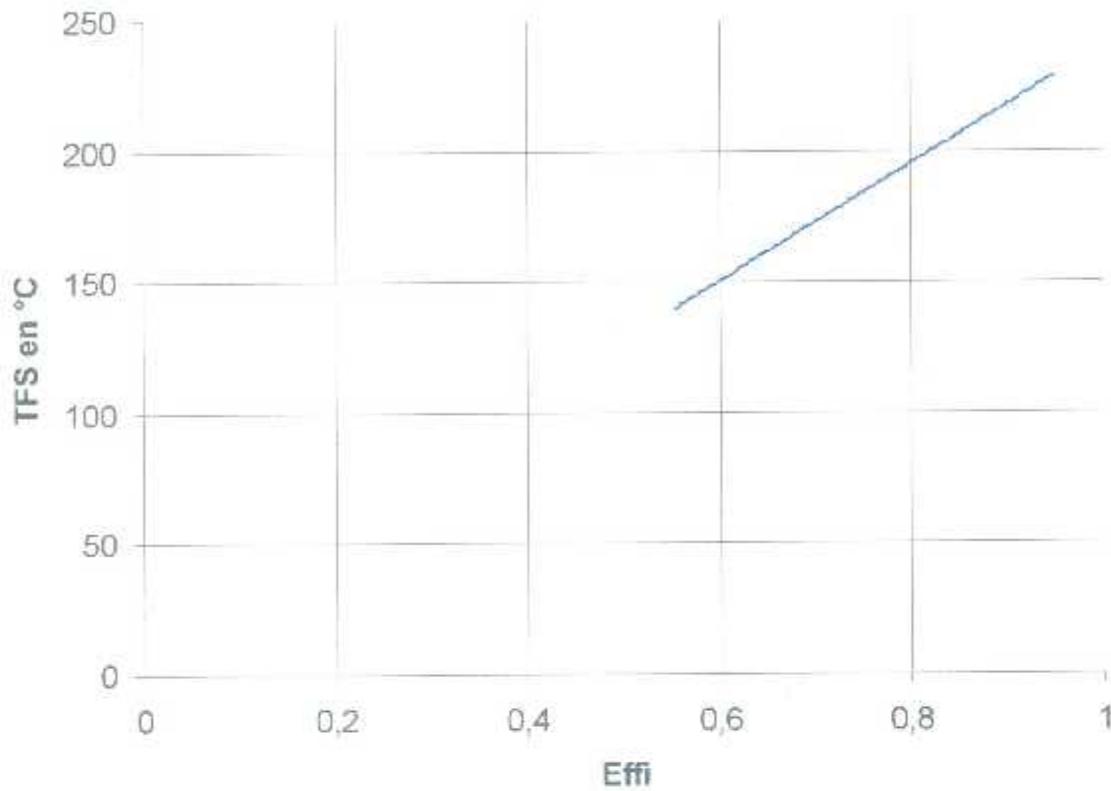


Courbe 7 : variation de la température de sortie de l'air chaud à la sortie en fonction de l'efficacité.

Commentaire : On observe une diminution de la température de l'air chaud à la sortie et cela en fonction de la progression de l'efficacité, plus cette dernière évolue plus la température à la sortie baisse. La température à la sortie de l'air chaud correspondante à une efficacité avoisinante de 0,95 est de l'ordre de 239 °C (512°K).

On notera que plus l'efficacité de l'appareil est grande plus, la température à la sortie de l'air chaud diminue.

TFS=f(Effi)

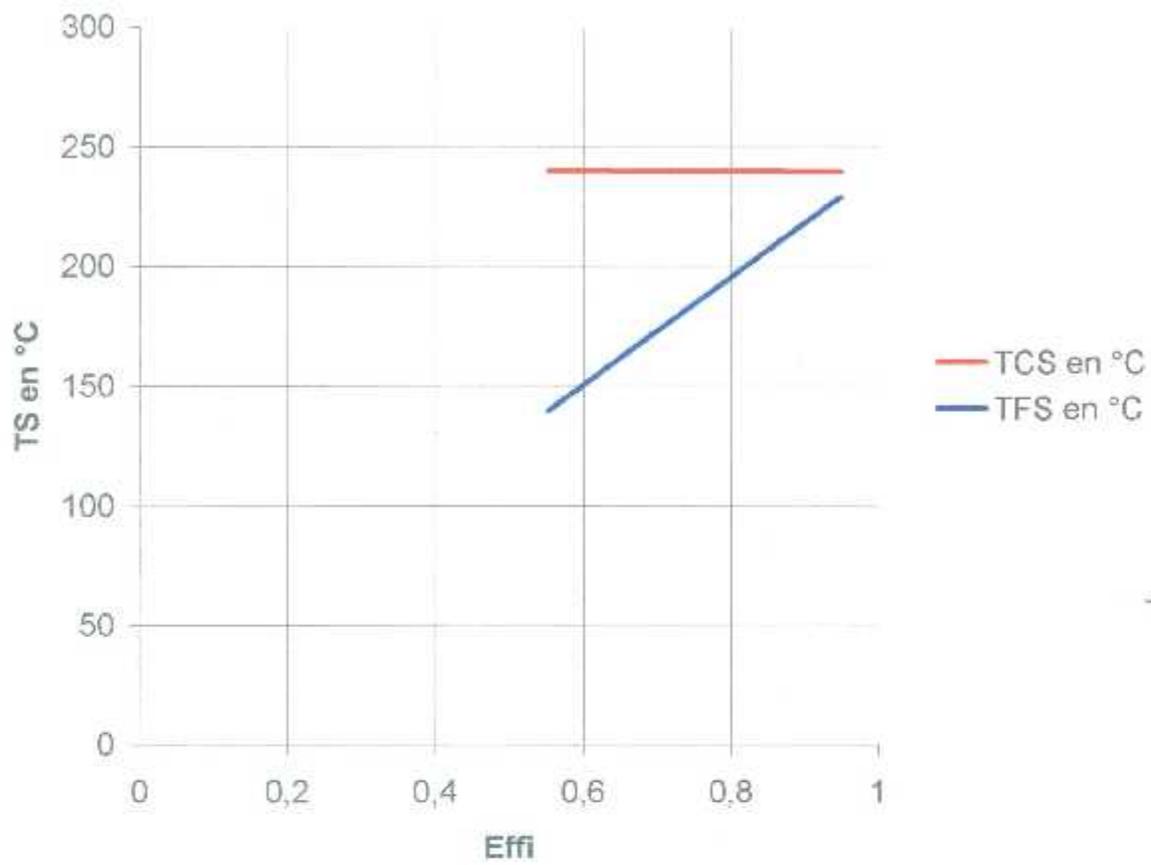


Courbe 8 : variation de la température de sortie de l'air froid à la sortie en fonction de l'efficacité.

Commentaire : On observe dans ce cas que la température de l'air chaud à la sortie augmente d'une façon linéaire et cela avec l'évolution de l'efficacité. La température à la sortie de l'air froid correspondante à une efficacité avoisinante de 0.95 est de l'ordre de 250° (523°K).

On notera dans ce cas que l'augmentation de l'efficacité fait augmenter la température de l'air froid à la sortie.

TS=f(Effi)

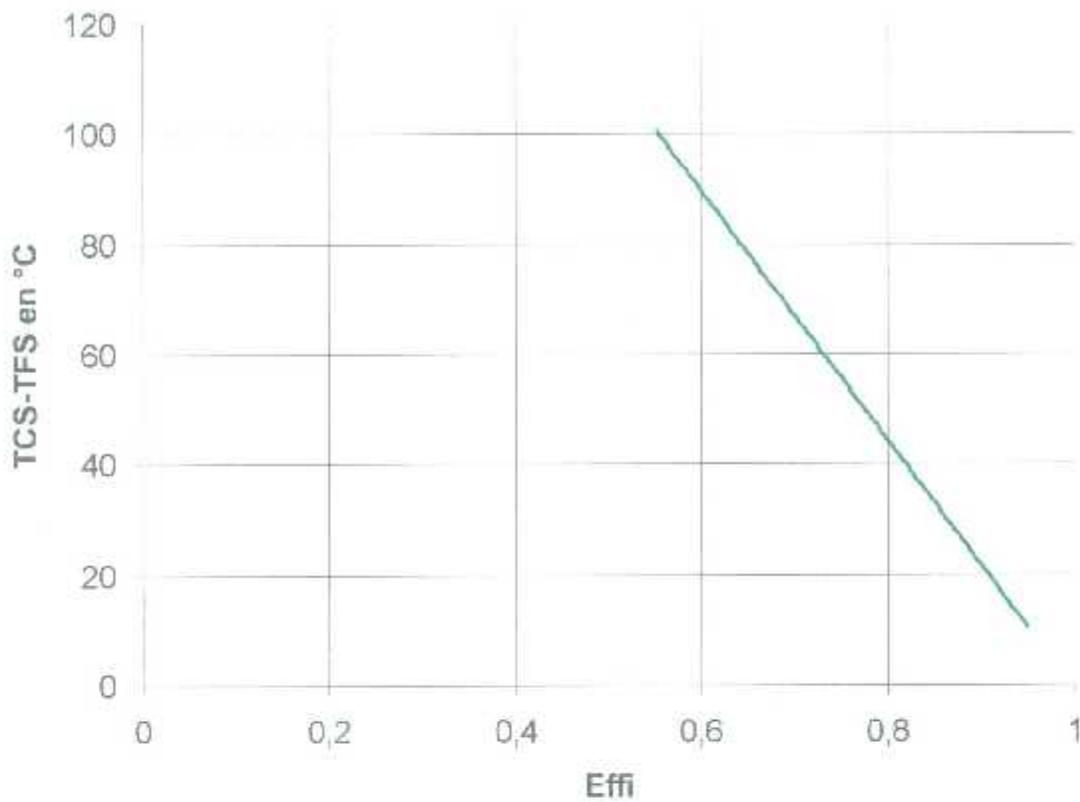


Courbe 9 : variation des températures de sortie de l'air froid et chaud à la sortie en fonction de l'efficacité.

Commentaire : Sur cette courbe on a réuni les deux évolutions des températures de sortie, à savoir celle de l'air chaud et celle de l'air froid en fonction de l'efficacité.

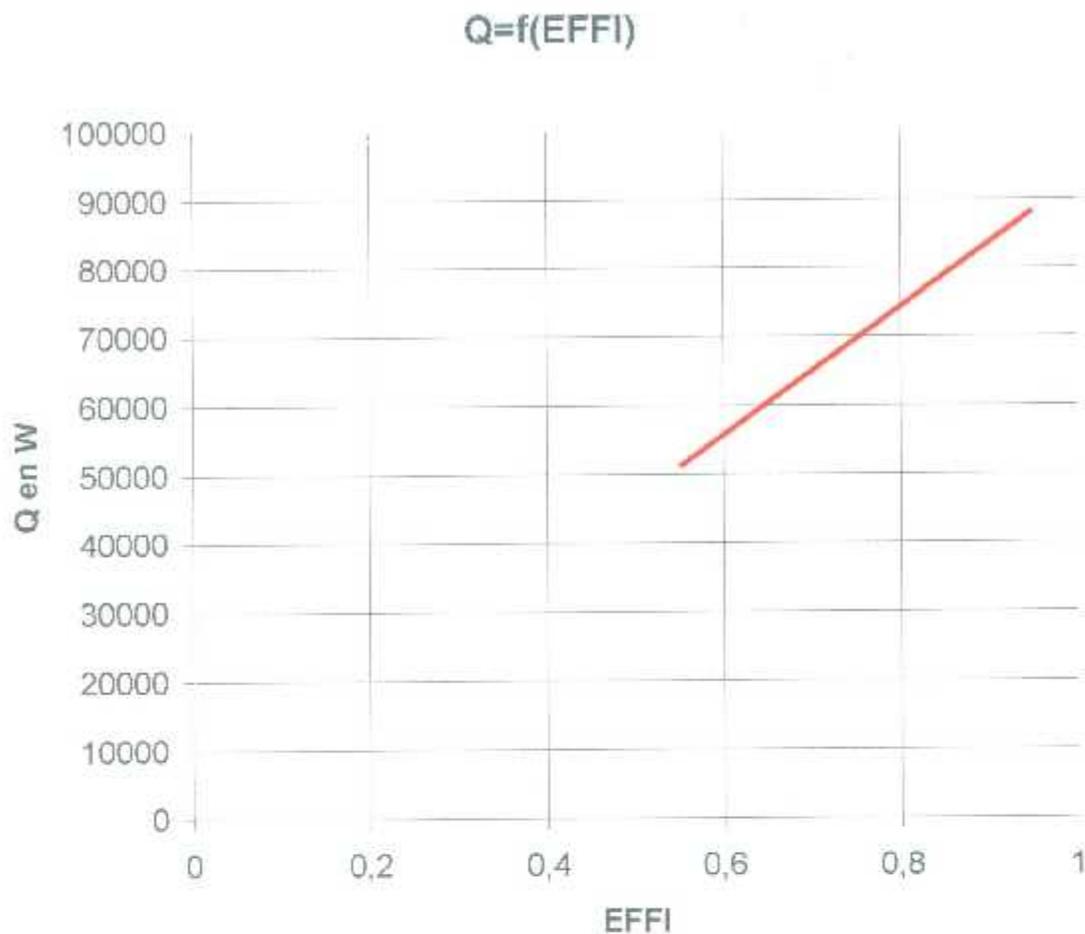
On remarque que la pente de l'air chaud est un peu plus importante que celle de l'air froid (en valeur absolue), c'est-à-dire que pour l'air chaud elle est de + 87% et pour l'air froid elle est de - 73%. Une différence en valeur absolue de 14%, qu'on met sur le dos du taux capacités calorifiques vu que celle de l'air chaud est plus importante que celle de l'air froid et la différence de densités.

DT3 =f(Effi)



Courbe 10 : variation de la différence de température de sortie en fonction de l'efficacité.

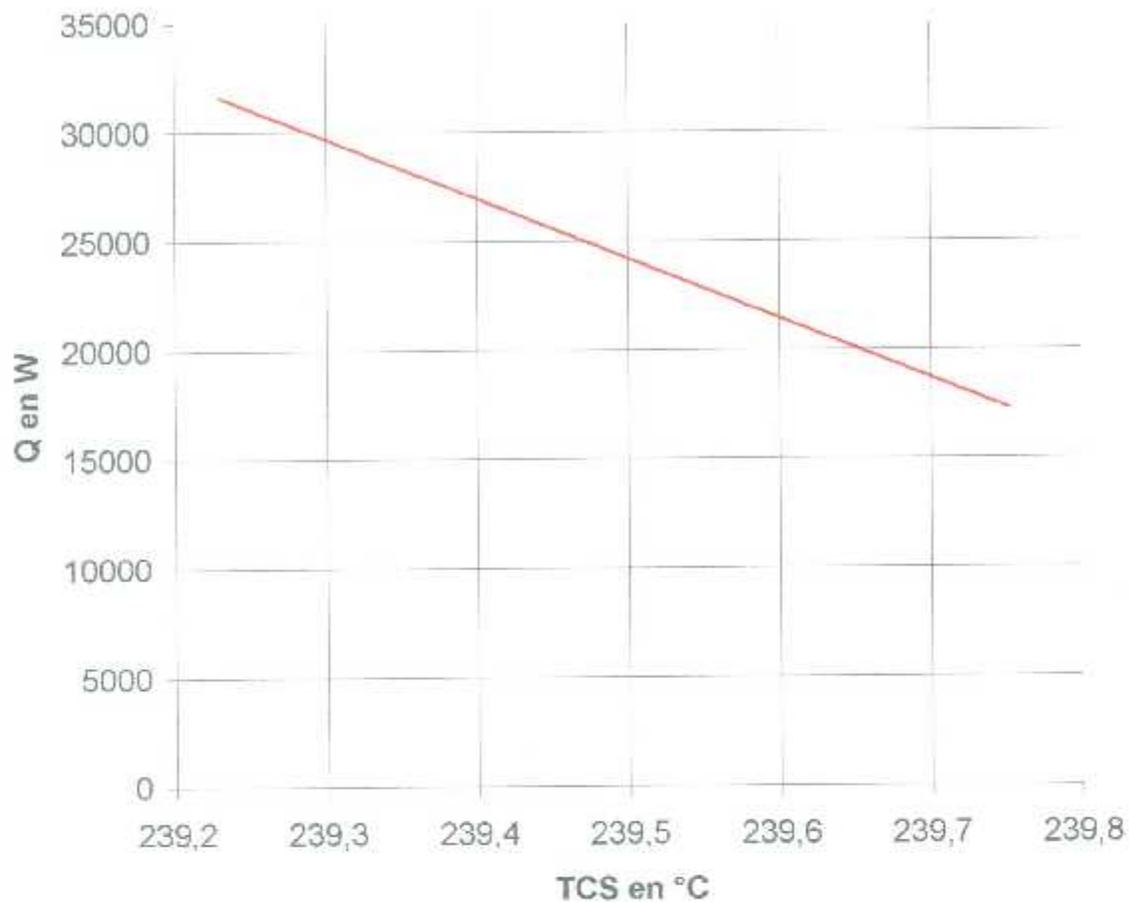
Commentaire : Cette courbe, comme son nom l'indique, représente la variation de la différence de température à la sortie, toujours en fonction de l'efficacité. Et on remarque qu'elle complète la courbe précédente « 9 » qui démontre que les deux températures tendent à se rapprocher à chaque fois que l'efficacité augmente et dans cette courbe on remarque que effectivement c'est le cas, du moment où la différence tend vers une valeur de plus en plus petite au fur et à mesure que l'efficacité augmente.



Courbe 11 : Variation de la puissance échangée en fonction de l'efficacité.

Commentaire : L'augmentation de la quantité de chaleur échangée se fait de façon linéaire et en fonction de l'efficacité, c'est un résultat logique et prévisible : plus l'échangeur est efficace plus il favorise l'échange de chaleur entre les deux fluides. Et en plus il suffit de voir l'expression utilisée pour le calcul de la puissance échangée, elle est en fonction de l'efficacité.

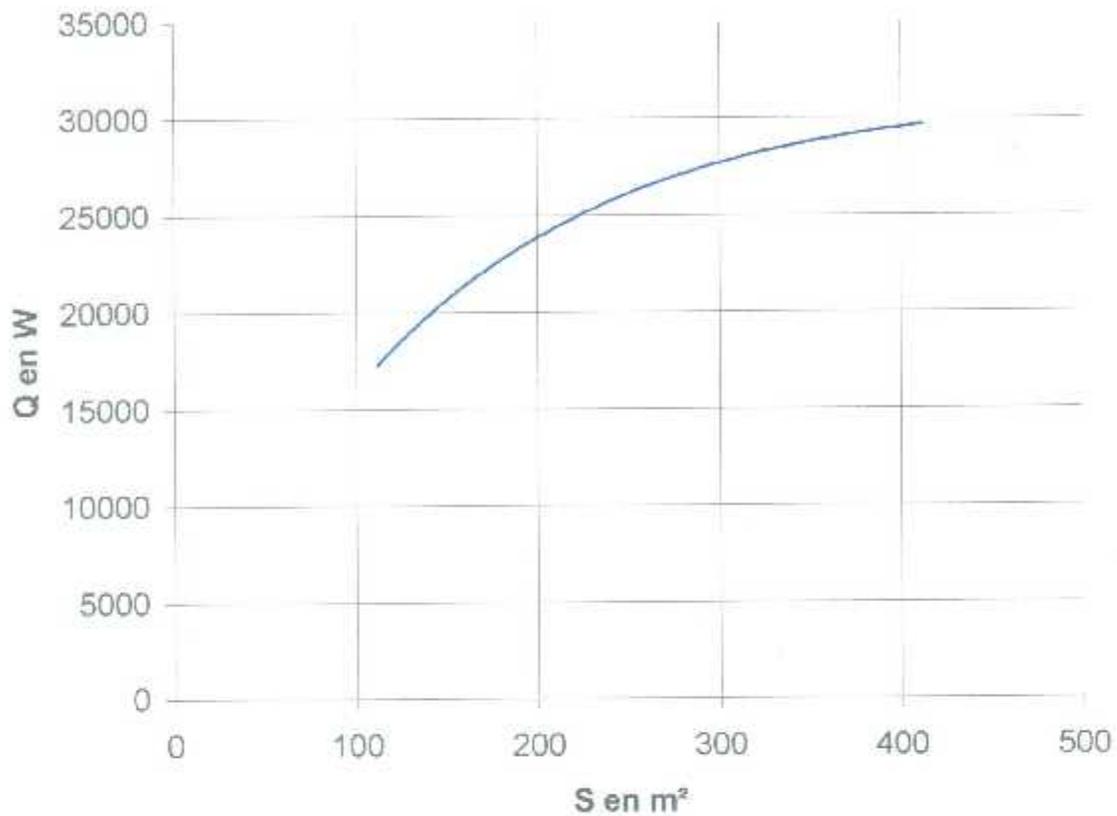
$$Q=f(TCS)$$



Courbe 12 : Variation de la quantité de chaleur échangée en fonction de la température de sortie de fluide chaud.

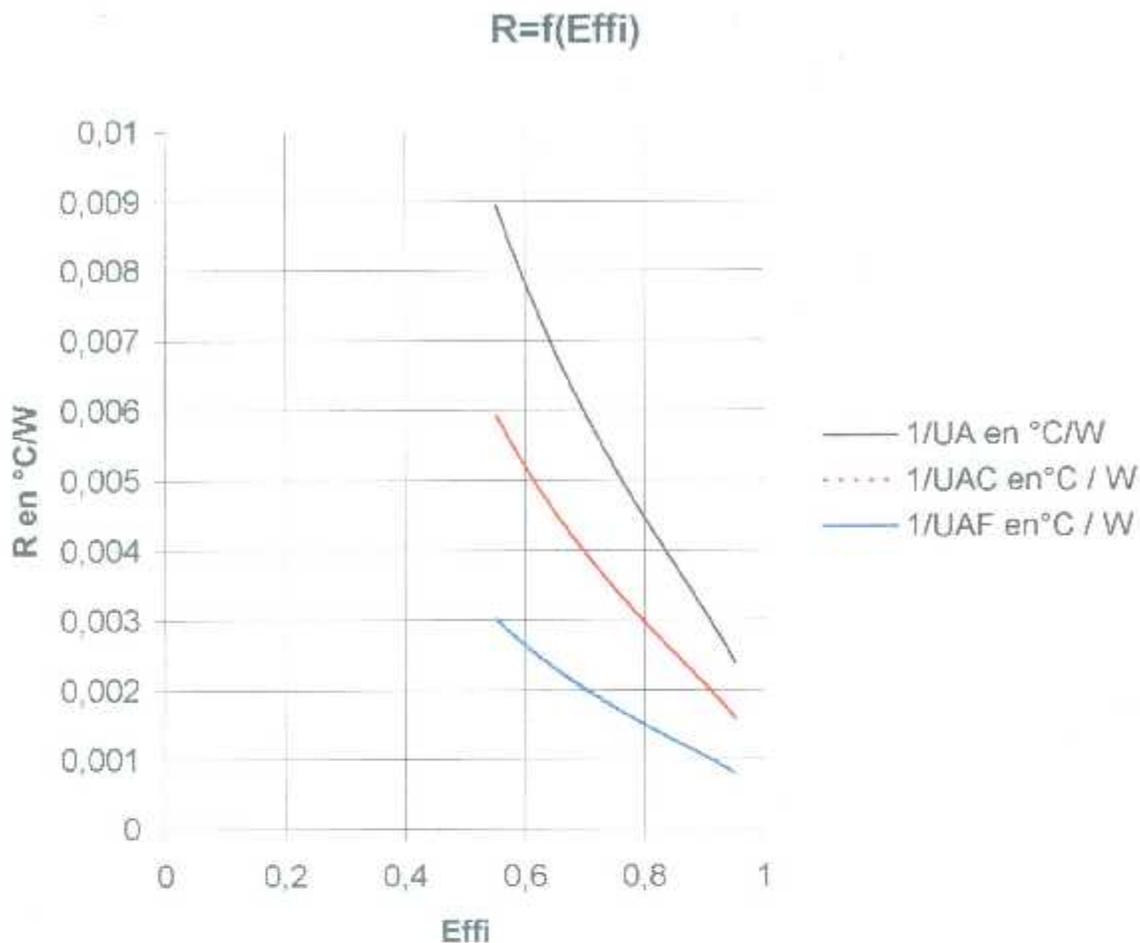
Commentaire : on remarque que plus la température à la sortie augmente plus la quantité de chaleur échangée est plus petite. Ce qui ramène à dire que pour une plus grande quantité de chaleur échangée, correspond une température d'air chaud à la sortie minimale. Et donc favoriser l'échange de la quantité de chaleur rime avec petite température à la sortie du fluide chaud.

$$Q=f(S)$$



Courbe 15 : Variation de la quantité de chaleur échangée en fonction de la surface d'échange optimale.

Commentaire : La courbe précédente a conduit à la conclusion : que pour une bonne efficacité il est préconisé d'avoir une plus grande surface d'échange. Ici aussi on aboutit à dire qu'une plus grande surface favorise l'échange, vu que on remarque sur la courbe que plus la surface s est importante plus la quantité de chaleur échangée augmente.



Courbe 16 : Variation des résistances thermiques en fonction de l'efficacité.

Commentaire : Ces trois grandeurs sont fonction des coefficients d'échange, global, coté air chaud et coté air froid. Ils diminuent à chaque fois que l'efficacité augmente. Dans ce cas, il faut se pencher sur la signification de ces coefficients et sur leurs expression qui représentent : chacune une résistance thermique : résistance d'air des deux côtés des fluides.

Et donc, logiquement, plus un échangeur est efficace, plus les résistances sont faibles, et donc pour faire augmenter l'efficacité d'un échangeur il faut œuvrer à faire diminuer les résistances thermiques quelque soit leur nature.

Et en regardant les expressions des résistances :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{UAc} + \frac{rec}{S} + \frac{e}{k.S} + \frac{ref}{S} + \frac{1}{UAf}$$

Pour faire diminuer la valeur de $\frac{1}{UA}$ il faut faire diminuer ; $\frac{e}{K.A}$ et donc faire augmenter la surface d'échange et le coefficient K et en même temps il faut faire diminuer « e » l'épaisseur de la paroi. Il faut aussi faire diminuer $\frac{1}{UAc}$

et $\frac{1}{UAf}$, pour cela il faut faire diminuer le débit massique car

$$\left\{ \begin{array}{l} UA_c = U.A \left(1 + \frac{1}{0.8 \dot{V}_c} \right) \\ UA_f = U.A \left(\frac{1}{0.8 (\dot{V}_F + 1)} \right) \end{array} \right.$$

Encore une fois on remarque l'importance d'une grande surface d'échange, et la diminution du débit volumique ou massique se fait en créant des passages d'air à l'intérieur de l'échangeur de chaleur très petit, c'est le cas de l'échangeur à courants croisés.

Conclusion.

Conclusion :

Les échangeurs classiques à savoir les échangeurs à contre courant et à co-courant sont les premiers échangeurs d'une très grande panoplie d'appareils qui font les beaux jours de la technologie d'aujourd'hui, car depuis on en a vu de toutes les formes et de toutes les dimensions mais le principe reste le même : faire transmettre de la chaleur d'un fluide chaud vers un fluide froid. Dans le but de réchauffer ce dernier ou de refroidir le premier et cela selon les besoins de l'industrie. Et vu que le principe reste le même, l'étude des nouveaux échangeurs impose un passage impératif par les échangeurs classiques, car leurs études et équations restent valable à quelques facteurs correctifs près. A partir de cette approche et avec d'autres corrélations on peut calculer les performances des échangeurs modernes (à courant croisés).

Le facteur important sur lequel se juge la performance d'un échangeur est son efficacité. Ce un facteur très important dans l'industrie, est significatif de rendement, d'économie et aussi de gain d'énergie. En aéronautique il rime aussi avec compacité car le but est de minimiser la charge et le volume que doit occuper les appareils embarqués.

Les résultats obtenus ont démontré que pour faire augmenter l'efficacité de l'appareil et augmenter la quantité de chaleur échangée, il est primordial de faire augmenter la surface d'échange optimale. Mais en aéronautique une grande surface n'est pas vraiment satisfaisante avec les besoins des constructeurs et c'est pour cela qu'il faut faire rentrer le paramètre du choix du matériau. Et dans notre cas le choix se porte sur l'aluminium vu qu'il représente le meilleur compromis entre le poids, la conductivité et le degré de fusion. Voir Annexe 4.

L'aluminium est préconisé donc pour augmenter l'efficacité et favoriser le passage du flux de chaleur du fluide chaud au fluide froid, car sa résistance thermique est faible, et aussi l'aluminium pour un minimum de poids.

C'est pour avoir un appareil efficace et compact que les ingénieurs ont pensé aux échangeurs à courants croisés dits aussi à plaques, ce type d'échangeur offre une grande surface d'échange dans un espace réduit. Une efficacité importante peut conduire à une baisse de la température du fluide chaud à la sortie, et aussi à l'augmentation de la température du fluide froid à la sortie.

On aboutit à dire que : maximaliser la surface d'échange conduit à un échangeur plus grand et donc favorisant une plus grande quantité de chaleur à échanger sur l'appareil, et une diminution des résistances thermiques.

Le logiciel élaboré dans notre étude permet de contrôler tous les paramètres (surface et résistances thermiques) en jouant sur la technologie de l'échangeur, ceci peut se faire en variant deux données :

1. Les matériaux composant l'échangeur, car chaque matériau a, une résistance thermique bien propre à lui et une densité dont il faut tenir compte dans le cas où l'échangeur est destiné à un appareil aéronautique.

2. Le paramètre des dimensions et forme des alvéoles (parcourant de l'air dans l'échangeur). Car le contrôle de ce paramètre permet de réduire les résistances en contrôlant les coefficients de convection et le paramètre de perte de charge, on signale qu'il y a une dualité : perte de charge échange de chaleur dans les échangeur (ce travail n'a pas touché ce phénomène on s'est concentré sur les températures quantité de puissance échangée ainsi et de surface d'échange).

Cependant ce logiciel permet de déterminer les températures de sortie des deux fluides et la surface d'échange optimal en imposant les températures d'entrées et l'efficacité désirée.

Bibliographie

1. Cellule circuits par J.C. RIPOLL 3^{ème} édition 1990 de l'Ecole National de l'Aviation.
2. Airframe & powerplant MECHANICS airframe handbook de "U.S. Department of transportation: federal aviation administration "1ère édition 1972.
3. Le conditionnement d'air des cabines d'avion par M. FLOQUET M. de ZALZAT 5^{ème} édition.
4. ATA 21 du Boeing 767.
5. AMM du Boeing 737 et 767.
6. Technologie du turboréacteur.
7. Kays, W. M, London, A. L., Compact Heat Exchangers, 3^{ème} édition, McGraw-Hill, New York 1984.
8. Mémoire de Magister en chimie industrielle option procédés organiques : Contribution à l'élaboration d'un logiciel de synthèse optimale de réseaux d'échangeurs de chaleur.
9. [BOWMAN, 1940] R.A. BOWMAN, A.C. MUELLER, W.M. NAGLE, Mean Temperature Difference in Design, ASME Transaction, Vol.62, 1940, pp 283-294
10. N.NISHIDA and AL (1971) « Optimal synthesis of heat exchanger systems ». Chem.Eng.Science,vol.26,1841-1856

Annexe 1

Nombre de Reynolds

$$Re_D = \frac{VD}{\nu} = \frac{\rho VD}{\mu}, \text{ cas du cylindre}$$

$$Re_L = \frac{VL}{\nu} = \frac{\rho VL}{\mu}, \text{ cas de la plaque}$$

V	vitesse	[m.s ⁻¹]
D, L	diamètre, longueur caractéristique	[m]
ρ	masse volumique	[kg.m ⁻³]
ν	viscosité cinématique	[m ² .s ⁻¹]
μ	viscosité dynamique	[kg.s ⁻¹ .m ⁻¹]
Rappel: $\mu = \rho\nu$		

Nombre de Nusselt

$$Nu_D = \frac{hD}{k}, \text{ cas du cylindre}$$

$$Nu_L = \frac{hL}{k}, \text{ cas de la plaque}$$

D, L	diamètre, longueur caractéristique	[m]
h	coefficient d'échange convectif	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
k	conductivité thermique	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]

Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{\rho C_p \nu}{\alpha}$$

C_p	capacité calorifique	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
k	conductivité thermique	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
μ	viscosité dynamique	[kg.s ⁻¹ .m ⁻¹]
ρ	masse volumique	[kg.m ⁻³]
ν	viscosité cinématique	[m ² .s ⁻¹]
α	diffusivité thermique	[m ² .s ⁻¹]

Plaque plane, flux laminaire externe $0.6 < Pr < 50$

$$Nu_x = 0.664 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$$

Cylindre, flux externe, conditions moyennes $Pr > 0.7, 0.4 < Re_D < 4.10^5$

$$Nu_D = C Re_D^m Pr^{1/3}$$

Re_D	C	m
0.4 - 4	0.989	0.330
4 - 40	0.911	0.385
40 - 4000	0.683	0.466
4000 - 40000	0.193	0.618
40000 - 400000	0.027	0.805

Cylindre, flux laminaire interne $Pr > 0.6$

$$Nu_D = 4.36 \text{ flux de chaleur uniforme}$$

$$Nu_D = 3.66 \text{ température de surface uniforme}$$

Cylindre, flux turbulent interne $0.6 < Pr < 160, Re_D > 10000$

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$$

$n = 0.4$ lorsque la température de surface est $>$ à la température du fluide (**chauffage**)

$n = 0.3$ lorsque la température de surface est $<$ à la température du fluide (**refroidissement**)

RO: les deux mêmes précédentes corrélations concernant les flux internes dans des cylindres s'utilisent aussi dans le cas d'autres géométries en faisant intervenir la notion de diamètre hydraulique D_h défini par :

$$D_h = \frac{4A_c}{P}$$

D_h	diamètre hydraulique	[m]
A_c	section de passage	[m ²]
P	périmètre mouillé	[m]

Annexe 2

```

dimension Tfs(200),Tcs(200),Q(200),F(200),UA(200),Uaf(200),
+UAc(200),DT1(200),DT2(200),DT3(200),qf(200),pf(200),qp(200),r(200)
+,r0(200),a(200),DTLM(200),p2(200),p3(200),p4(200),S(200),Effi(200)
+,U(200),DT4(200)
open(10,file='Températures.dat',status='unknown')
open(20,file='chaleursurface.dat',status='unknown')
open(30,file='Resistances.dat',status='unknown')
c*****Partie Initialisation
Effi(0)=0.55
Tfe=15.
Tce=240.38
CPac=1017.87
CPaf=1006.
DAc=27.
DAf=25.
Rhof=1.2
Rhoc=3.025
c*****calcul du débit volumique de l'air
Dvc=DAc/Rhoc
Dvf=DAf/Rhof
c*****calcul des taux de capacités
Cc=CPac*DAc
Cf=CPaf*DAf
c*****calcul de la température d'air frais à la sortie
do 10 i=0,200
Effi(i+1)=Effi(i)+0.002
Tfs(i)=(Effi(i)*(Tce-Tfe))+Tfe
c*****calcul du flux de chaleur
Q(i)=Cf*(Tfs(i)-Tfe)
c*****calcul de la température d'air chaud à la sortie
Tcs(i)=((-Q(i))/Cc)+Tce
c*****calcul de la Difference de Température Logarithmique Moyenne
DT1(i)=Tce-Tfs(i)
DT2(i)=Tcs(i)-Tfe
DT3(i)=Tcs(i)-Tfs(i)
DT4(i)=Tce-Tfe
DTLM(i)=(DT1(i)-DT2(i))/(log(DT1(i)/DT2(i)))
c*****calcul du facteur F
qf(i)=(Tcs(i)-Tce)/(Tfe-Tce)
pf(i)=(Tfe-Tfs(i))/(Tfe-Tce)
qp(i)=qf(i)/pf(i)
p2(i)=log(1/(1-pf(i)))
p3(i)=1-(qp(i)*p2(i))
p4(i)=log(1/p3(i))
r(i)=qf(i)/p4(i)
r0(i)=((pf(i)-qf(i))/log(abs((1-qf(i))/(1-pf(i))))))
F(i)=r(i)/r0(i)

c*****calcul du coefficient de transfert global UA
UA(i)=((Q(i))/(F(i)*DTLM(i)))
c*****calcul des coefficients de transferts Uaf et UAc
a(i)=UA(i)*((1/(Dvc**0.8))+(1/(Dvf**0.8)))

```

```

    UAf(i)=a(i)*(Dvf**0.8)
    UAc(i)=a(i)*(Dvc**0.8)
c*****calcul de la surface d'échange A
    S(i)=(Q(i)*log((Tce-Tfs(i))/(Tcs(i)-Tfe))*(1/((Tce-Tfs(i))-(Tcs
    +(i)-Tfe))))
c*****calcul du coefficient d'échange globale U
    U(i)=UA(i)/S(i)
10   continue
c*****écriture des résultats
    do 20 i=0,200
        write(10,*)Effi(i),Tcs(i),Tfs(i),DT3(i),DT4(i)
        write(20,*)Effi(i),Q(i),S(i)
        write(30,*)Effi(i),1/UA(i),1/UAc(i),1/UAf(i)
20   continue
    stop
    end

```

Annexe 3

	K en W/m ² K	Point de fusion en°C	densité Kg/m ³
Aluminium	240	660	2,7
Fer	71	1535	7,86
Magnésium	146	650	1,74
Cuivre	380	1084	8,94
Titane	16	1660	4,51

	K en W/m ² K
Titane	380
Fer	240
Magnésium	146
Aluminium	71
Cuivre	16

	densité Kg/m ³
Aluminium	1,74
Fer	2,7
Magnésium	4,51
Cuivre	7,86
Titane	8,94

	Point de fusion en°C
Aluminium	650
Fer	660
Magnésium	1084
Cuivre	1535
Titane	1660