REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de Technologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Génie climatique

Thème :

Etude paramétrique d'un échangeur à plaques. Effets des conditions thermiques et de construction sur les paramètres thermo-dynamiques

Présenté par

Dairi Youcef

Aouifi Seyyid ali

Proposé et Dirigé par

Dr. A.M. BOUAZIZ

Pr. M. N. BOUAZIZ

Promotion Juin 2021.

Remerciements

Nahmed Allah qui nous a inspiré la patience et la capacité d'achever ce travail.

Je remercie vivement mes encadreurs Dr A.M BOUAZIZ et Professeur M. N. BOUAZIZ.

Notre profonde gratitude s'adresse à tout le personnel du département du Génie climatique et l'ensemble des enseignants qui en font partie.
Et nous n'oublions certainement pas nos parents nos amis ainsi tous ceux qui nous ont aidés dans notre tâche, nous leur dirons merci.

Je dédie ce travail

A ma famille qui m'a doté d'une éducation digne de son amour et a fait de moi ce que je suis aujourd'hui avec l'aide d'ALLAH:

Particulièrement à mon père feu AHMED pour le gout à l'effort qu'il a suscite en moi de par sa rigueur

A toi mon grand-père -rahimahou Allah- ceci est ma profonde gratitude pour ton éternel amour. Que ce rapport soit le meilleur cadeau que je puisse vous offrir

A vous mes amis, youcef, mohamed que vous m'avez toujours soutenu et encouragé durant ses années d'études

Dédicaces

Je tiens à dédier ce mémoire :

A ma très chère Mère Kelthoum et mon cher Père Yaagoub, en Témoignages de ma gratitude de leurs dévouements, de leurs Soutien permanent durant toutes mes années d'études. leurs Sacrifices sont illimités, leurs réconfort moral, eux Qui ont Consenti tant d'effort pour mon éducation, mon instruction, Et pour me voir atteindre ce but, pour tout cela et pour ce qui ne Peut être dit, je leur présente mes affections sans limites.

A mon frère : FARES, MOUHAMED, ABD ALLAH

A ma sœurs : MARWA, KHOULOUD Son petit: YAHYA

A mes grand-mères : MEBERKA, AICHA
ET grand père : MOUHAMED RAHEMAHOU ALLAH
Ma future Femme : IMANE

A toute la famille : DAIRI et FOUR

Je remercie mon binôme SID-ALI Qui a contribué à la Réalisation de ce modeste travail.

A tous mes Amis, et mes collègues de l'Université Yahya Fares Médéa

A toute la promotion
de G.Climaqtique 2021 *YOUCEF*

ملخص

من المعدات المهمة جدًا في جميع الصناعات تقريبًا، بما في ذلك مجالات الراحة و التبريد المبادلات الحرارية للألواح

ومع ذلك، فإن تصميمها معقد بسبب إنشائها ولا يتوفر إلا عند الشركات المصنعة - تعتبر التي لديها واجهات محددة و مخصصة لمنتجاتها.

من خلال الارتباطات التجريبية، والمعرفة بميزات البناء الخاصة، يتم إجراء محاكاة عن طريق برنامج يجعل من الممكن تسليط الضوء على تأثيرات المعاملات الحرارية والبناء على الكميات الرئيسية وعدد الألواح و خسائر الضغط وكذلك قوة التبادل.

أتاحت الدراسة البارامترية التي تم إجراؤها أن نلاحظ مسبقًا أن درجات حرارة التشغيل ومعدلات التدفق الحراري تلعب دورًا رئيسيًا فيما يتعلق بأداء التبادل وفقد الضغط ، مثل المبادلات ذات الغلاف الأنبوبي ، ولكن عدد اللوحات المدمجة و الذي يوضح حجم وتكلفة نفقات الاستهلاك الشخصي هو عامل حاسم.
بالإضافة إلى ذلك ، فإن معلمات البناء ، أي تباعد الصفائح وسمك اللوحة ، وموصلية مادة الفصل وعدد التمريرات ، تلعب أيضًا دورًا لا يستهان به إن لم يكن دورًا أساسيًا إضافيًا في تصميم هذه التقاطعات.

الكلمات المفتاحية : المبادل الحراري للوحة ، البناء ، رقم اللوحة ، مخطط التدفق ، البرنامج محاكاة.

Résumé

Les échangeurs de chaleurs à plaques – ECP sont des équipements très importants dans pratiquement toutes les industries, y compris dans les domaines du confort et de la réfrigération. Cependant, leurs dimensionnement est complexe en raison de leurs constructions et ne sont disponibles que chez les fabricants qui disposent d'interfaces spécifiques et dédiées à leurs produits.

Disposant de corrélations à base expérimentales, et des connaissances sur les particularités de construction, une simulation est conduite au moyen d'un programme @Matlab, permettant de mettre en évidence les effets des paramètres thermiques et de constructions sur les principales grandeurs, le nombre de plaques, les pertes de pressions ainsi que la puissance de l'échangeur.

L'étude paramétrique réalisée a permis de relever à priori que les températures opérantes, et les débits thermiques jouent un rôle principal par rapport aux performances d'échange et de pertes de pressions, à l'instar des échangeurs tube-calandre, mais le nombre de plaques incorporé et qui montre la taille et le cout de l'ECP constitue un facteur déterminant. Par ailleurs, les paramètres de construction, à savoir l'espacement des plaques et l'épaisseur de la plaque, la conductivité du matériau de séparation et le nombre de passes, jouent aussi un rôle non négligeable sinon un rôle fondamental supplémentaire dans la conception de ces échangeurs.

Mots clés : échangeur à plaque, construction, nombre plaque, organigramme, programme simulation.

Abstract

Plate heat exchangers - ECP are very important equipment in practically all industries, including in the fields of comfort and refrigeration. However, their sizing's are complex due to their constructions and are only available from manufacturers who have specific interfaces dedicated to their products.

With experimental-based correlations, and knowledge of the particular construction features, a simulation is carried out by means of a @Matlab program, making it possible to highlight the effects of thermal and construction parameters on the main quantities, the number of plates, pressure losses as well as the power of the exchanger.

The parametric study carried out made it possible in primary task to note that the operating temperatures and the thermal flows plays a main role in relation to the exchange performance and pressure losses, like the tube-shell exchangers, but the number of plates incorporated and which shows the size and cost of the PCE is a determining factor. In addition, the construction parameters, namely the plate spacing and the plate thickness, the thermal conductivity of the separating material and the number of passes, also play a not insignificant role if not an additional fundamental role in the design of these interchanges.

Key words: plate heat exchanger, construction, plate number, flow chart, program, simulation.

Nomenclature

Symboles	Spécifications	Unités(SI)
D_h	Diamètre hydraulique	[m]
D_{int}	Diamètre intérieur des tubes	[m]
e	Epaisseur du tube	[m]
h	Coefficient d'échange côté chaud	$\left[\frac{w}{m^2.c^0}\right]$
h	Coefficient d'échange côté froid	$\left[\frac{w}{m^2.c^0}\right]$
k	Coefficient d'échange global	$\left[\frac{w}{m^2.c^0}\right]$
l_t	Longueur totale des tubes	[m]
$\dot{m}$	Débit massique du fluide chaud	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
$\dot{m}$	Débit massique du fluide froid	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
$\dot{m}_t$	Débit massique dans un tube	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
P	Périmètre mouillé par la veine fluide	[m]
R_t	Rayon intérieur d'un tube	[m]
S	Surface d'échange	[m^2]
s_L	Pas longitudinal	[m]
s_T	Pas transversal	[m]
s_{PC}	Section de passage de la calandre	[m^2]
s_{tt}	Section de tout le faisceau	[m^2]
s_{ptt}	Section de passage totale des tubes	[m]
S_{Fct}	Section totale de la calandre	[m^2]
s	Aire de la section droite de la veine fluide	[m^2]
T_C	Température du fluide chaud	[C°]
T_f	Température du fluide froid	[C°]
T_{Ce}	Température d'entrée du fluide chaud	[C°]

T_{cs}		Température de sortie du fluide chaud	[C°]
T_{fc}		Température d'entrée du fluide froid	[C°]
T_{mc}		Température moyenne de l'eau chaude	[C°]
T_{mf}		Température moyenne de l'eau froide	[C°]
v_t		Vitesse du fluide dans un tube	[m/s]
	v_c	Vitesse du fluide dans la calandre	[m/s]
c_{pc}		Capacité calorifique du fluide chaud	$\left[\frac{j}{kg.c^{\circ}}\right]$
c_{pf}		Capacité calorifique du fluide froid	$\left[\frac{j}{kg.c^{\circ}}\right]$

Lettres grecs

Symboles	Spécifications	Unités(SI)
P	Density	($kg.m^{-3}$)
M	Viscosité dynamique	(kg/m.s)
μ_s	Viscosité dynamique newtonienne (solvant) (chapitre III)	(kg/m.s)
μ_p	Viscosité dynamique non newtonienne (chapitre III)	(kg/m.s)
λ	Temps de relaxation	(s)
λ_T	Temps de retardation	(s)
N	Viscosité cinématique	(m^2/s)
β_T	Coefficient d'expansion thermique	(1/K)
β_C	Coefficient d'expansion de concentration	(1/K)
β_R	Coefficient d'absorption moyen	(1/m)
τ	Rapport de capacité calorifique	(1)
τ	Contrainte de cisaillement (chapitre III)	(Pa)
α_f	Diffusivité thermique	(m^2/s)
η	Variable de similitude	(1)
$\overline{\eta}$	coefficient de viscosité supplémentaire spécifique au couple contrainte	(kg/m.s)
σ_e	Conductivité électrique	($\Omega^{-1}.m^{-1}$)

$\sigma*$	Constante de Stefan-Boltzman	($W.m^{-2}.K^{-4}$)
Θ	Température adimensionnelle	(1)
γ	Concentration adimensionnelle	(1)

Liste des Figures

Figure I.1 : Classification d'un échangeur en fonction de sa compacité…….6
Figure I.2 : Différents types d'échangeurs tube……..7
Figure I.3 : Echangeur à tubes et calandre ……7
Figure I.4 La calandre ……8
Figure I.5 faisceau tubulaire ……..8
Figure I.6 Disposition des tubes du faisceau……..9
Figure I.7 Échangeur à tubes et calandre : principales technologies à boîte fixe, boîte flottante et à tubes en U …… ……9
Figure I.8 Chicanes transversales et longitudinales……..10
Figure I.9 Plaque tubulaire……10
Figure I.10 Tirants et entretoises……...10
Figure I.11 Echangeur à plaques et joint……..……11
Figure I.12 Échangeurs à surface primaire……11
Figure I.13 Échangeurs à plaques soudées ou brasées……..12
Figure I.14 Ailettes continues et ailettes indépendantes pour tubes…….13
Figure I.15 Ailettes annulaires et ailettes spiralées……..…14
Figure I.16 Tubes avec différents types d'ailettes longitudinales…….…..14

Figure II.1 : Vue des Echangeur à plaques éclatée……. 17
Figure II.2. Échangeur de chaleur à plaque I…… 18
Figure II.3. Échangeur de chaleur à plaques II. …….19

Figure II.4l'effet de la vitesse sur la perte de charge et le coefficient du film……21
Figure II.5. Effet de la vitesse et de la turbulence……..22
Figure II.6. Une vue schématique d'un système d'écoulement bidirectionnel…….22
Figure II.7 Condensation …… 23
Figure II.8. Échangeurs à plaques pour refroidissement de gaz …….24
Figure II.9. Évaporateur à plaque, vue éclatée ……25
Figure II.10. Évaporateur à plaque, vue d'ensemble …….25
Figure II.11. Écoulement laminaire et turbulent …….26

Figure II.12 Un échangeur de chaleur à plaques et châssis non isolé …….28
Figure II.13 Les fluide chaud et froid en rouge et bleue …….29
Figure II.14 Échangeur de chaleur tubulaire ……30
Figure II.15 Échangeur de chaleur à plaques et châssis isolé ……..32

Figure II.16 ECP de différentes dimensions externes…….. 33

Figure II 17 Principe de fonctionnement …….34
Figure II.18 ECP et parties ……..34

Figure II.19 Triples canaux de pressage flexibles…… 35
Figure II.20 Triples canaux de pressage flexibles …….. 36
Figure II.21 Plaques d'ECP standard …… 36
Figure II.22 Plaques d'échangeur de chaleur à large écart ……37
Figure II. 23 Plaques d'échangeur de chaleur semi-soudées …….37
Figure II. 24 Plaques d'échangeur de chaleur à double paroi…… 38

Figure III.1Classification de l'échangeur de chaleur selon les dispositions d'écoulement.44
Figure III.2 Multi-passes dans les échangeurs…….45
Figure III.3 Variations de la température du fluide dans les échangeurs de chaleur à écoulement parallèle, à contre-courant, à évaporateur et à condenseur: (a) à contre-courant; (b) écoulement parallèle; (c) un fluide froid s'évaporant à température constante; (d) un fluide chaud se condensant à température constante. ……. 46
Figure III.4 Bilan énergétique global des fluides chauds et froids d'un échangeur de chaleur à deux fluides……...….46
Figure III.5 Mur à ailettes…….48
Figure III.6 Variation de température pour un échangeur de chaleur à contre-courant …..50.

Figure III.7 Facteur de correction F pour un échangeur tube-calandre, une passe pour la calandre et deux et plus pour les tubes. ……. 51
Figure III.8 Répartition de la température dans un échangeur de chaleur à flux transversal…….52

Figure IV .1 Système de refroidissement en circuit fermé……56
Figure. IV. 2 Régime d'écoulement entre les plaques……57
Figure IV.3 Échangeurs de chaleur à plaques scellées……..60
Figure IV.4 Une plaque d'échangeur de chaleur de type chevron…….61
Figure IV.5 diagramme de flux dans un arrangement à contre-courant en un seul passage ……..61
Figure IV.6. Assemblage d'échangeur de chaleur à plaques scellées……62
Figure IV.7. Arrangements de joints…….63
Figure IV.8. (a) Dimensions principales d'une plaque à chevrons; (b) dimensions développées et projetées d'une section transversale de plaque en chevron perpendiculaire à la direction des creux……65
Figure IV.9. L'angle du chevron est inversé sur les plaques adjacentes……65
Figure IV.10.Nettoyage des plaques……..66
Figure IV.11.Schéma d'écoulement: (a) schéma d'un agencement de type U - écoulement à contre-courant, à passage unique (1 X 6/1 X 6) (b) Disposition en Z (configuration 1 X 4/1 x ……..69
Figure IV.12. Disposition schématique d'un système à 2 passes / 2 passes (configuration 2 x 3/2 x 3……..70
Figure IV.13. Disposition schématique d'un système d'écoulement à deux passages / un passage (configuration 2 x 4/1 x 8)……70

Figure VI.1 Effets du débit massique du fluide chaud sur les performances et taille de l'ECP à joints……..83
Figure VI.2 Effets de la capacité calorifique du fluide chaud sur les performances et taille de l'ECP à joints…….84
Figure VI.3Effets de la masse volumique du fluide chaud sur les performances et taille de l'ECP à joints…….85
Figure VI.4 Effets de la température d'entrée du fluide chaud sur les performances et taille de l'ECP à joints……86
Figure VI.5 Effets du débit massique du fluide froid sur les performances et taille de l'ECP à joints…….86
Figure VI.6 Effets de la température de sortie du fluide chaud sur les performances et taille de l'ECP à joints…….87

Figure VI.7 Effets de la température de sortie du fluide froid sur les performances et taille de l'ECP à joints……88
Figure VI.8 Effets de la surface d'échange thermique entre les deux fluides sur les performances et taille de l'ECP à joints……89
Figure VI.9 Effets de l'espacement plaque sur les performances et taille de l'ECP à joints……..89
Figure VI.10 Effets de l'épaisseur de la plaque sur les performances et taille de l'ECP à joints…….90
Figure VI.11 Effets de la conductivité thermique du matériau de séparation ch-froid ur les performances et taille de l'ECP à joints……91
Figure VI.12 Effets du nombre de passes sur les performances et taille de l'ECP à joints…….91
Figure VI.13 Effets de l'angle du chevron sur les performances et taille de l'ECP à joints……92

Liste des tableaux

Tableau I.1 résistances thermiques de conduction……..5

Tableau I.2 : Avantages et inconvénients des types échangeurs de chaleur……..15

Tableau II.1 Performance thermique des joint……..……..…15

Tableau III-1 Ordre de grandeur et la plage de h pour diverses conditions……49

Tableau IV.1 Sélection des matériaux…….58

Tableau IV-2 Facteurs d'encrassements recommandés pour les échangeurs de chaleur à plaques……..59

Tableau IV-3 Matériaux de la plaque…….64

Tableau IV-4 Constantes pour le transfert de chaleur monophasé et le calcul de la perte de charge dans les échangeurs de chaleur à plaques à joints. ……74

Tableau V.1 Variations des imputs thermiques……...80

Tableau V.2 Variations des imputs de construction…… .82

SOMMAIRE

Résumés.....ii.

Nomenclature.....iii

Liste des figures.....iv

Liste des tableaux.....v

Sommaire.....vi

Introduction Générale.....1

Chapitre I : Généralités sur les échanges et les échangeurs thermiques

I.1 Introduction ……..3

I.2 Transfert de chaleur ……..3

I..2.1 conduction thermique ……3

I..2.2 convection ……. …3

I.2.3 Le Rayonnement …… …4

I..3 Les résistances thermiques…… 4

I.3.1 Résistance thermique par conduction……4

I.3.2. Résistances thermiques par convection……5

I.4. Les échangeurs de chaleur ……5

I.4.1 Définition…… 5

I.4.2. Critères de classement des échangeurs ……..5

I.4.3 Les échangeurs à tubes…… 6

I.4.4 . Échangeurs à tubes et calandre……..7

I.4.5. Échangeurs à plaques……..11

I.4.6 Échangeurs avec un fluide changeant de phase……..12

I.4.7 Les ailettes……..13

I.5. Choix de l'échangeur……15

I.6 Conclusion…….. 16

Chapitre II : Echangeurs à plaques

II.1 Introduction ……17

II.2 ECP-Historique ……17

II.3 Plaque: matériaux, performance primaire, encrassement……. 18

II.4 Coefficients de transfert de chaleur…… 22

II.5 les ECP d'utilisation spécifique…….. 23

II.6. Écoulement laminaire dans les ECP ……..25

II.7 Comparaison des ECP et tubulaires ……26

II.8 Types divers des ECP ……28

II.9 Alternatives aux ECP …….30

II.10 Avantages et inconvénients des ECP……. 31

II.11 ECP : construction, fonctionnement et tendances…….. 32

II.12 Types de plaques des ECP……. 36

II.13 Applications des ECP …….38

Chapitre III : Bases du dimensionnement des ECP

III.1Introduction 44

III.2 Disposition des chemins d'écoulement dans les échangeurs de chaleur ….. 44

III.3 Équations de base dans la conception…….. 45

III.4 Coefficient de transfert de chaleur global …….47

III.5 Méthode LMTD pour l'analyse des échangeurs de chaleur……. 49

III.5.1 Échangeurs de chaleur parallèles et à contre-courant …….49

III.5.2 Échangeurs de chaleur multipass et à flux transversal ……..50

III.6 La méthode e-NTU pour l'analyse des échangeurs de chaleur…….52

III. 7 Méthodologie de conception des échangeurs de chaleur…….54

Chapitre IV : Applications, caractéristiques mécaniques et opérationnelles, matériaux, performances et pertes de charge

IV.1 Introduction …….55

IV.2 Applications spécifiques……..55

IV.3 Caractéristiques mécaniques…… 60

IV.4 Caractéristiques opérationnelles……...66

IV.5 Passes et arrangements de flux……. 69

IV.6 Calculs de transfert de chaleur et de perte de charge…… 70

Chapitre V : Méthodologie de simulation

V.1 Introduction…….. 79

V.2 Organigramme ……79

V.3 Intervalles de variations des inputs thermiques ……80

V.4 Intervalles de variations des inputs de construction …….82

Chapitre VI : Résultats et discussions

VI.1 Effets des variations du débit massique du fluide chaud sur les Grandeurs d'intérêt. ……..83

VI.2 Effets des variations de la capacité calorifique du fluide chaud sur les Grandeurs d'intérêt……..84

VI.3 Effets des variations de la masse volumique du fluide chaud sur les Grandeurs d'intérêt……..85

VI.4 Effets des variations de la température d'entrée du fluide chaud sur les Grandeurs d'intérêt……....85

VI.5 Effets des variations du débit massique du fluide froid sur les Grandeurs d'intérêt…….86

VI.6 Effets des variations de la température de sortie du fluide chaud sur les Grandeurs d'intérêt……..87

VI.8 Effets des variations de la surface d'échange thermique entre les deux fluides sur les Grandeurs d'intérêt……...88

VI.9 Effets des variations de l'espacement-plaque sur les Grandeurs d'intérêt…….89

VI.10 Effets des variations de l'épaisseur de la plaque sur les Grandeurs d'intérêt…….90

VI.11 Effets des variations de la conductivité thermique du matériau de séparation ch-froid sur les Grandeurs d'intérêt…….90

VI.12 Effets des variations du nombre de passes sur les Grandeurs d'intérêt.. .91

VI.13 Effets des variations de l'angle du chevron sur les Grandeurs d'intérêt..92

Conclusion ……..92

CONCLUSIONS …… 93

Références

Un échangeur de chaleur de chaleur constitue un moyen de transfert d'énergie, ici la chaleur d'un fluide chaud vers un fluide froid. Il est évident que dans la plupart des situations ces fluides ne se mélangent pas. 90% de la chaleur en industrie passe au moins une fois par un tel dispositif qui a l'avantage de sauvegarder l'énergie par son utilisation jusqu'à une température proche de l'ambiante. Il existe également des échangeurs opérant sous des températures froides et même très froides. Une diversité très large est à la disposition des praticiens en accord avec les diverses situations et où le matériel qui convient pour des conditions ne l'est pas pour d'autres.

Parmi Les échangeurs de chaleurs à plaques – ECP sont des équipements très importants dans pratiquement toutes les industries, y compris dans les domaines du confort et de la réfrigération. Bien que échangeurs tubulaires sont les plus nombreux, ces ECP ont pris un avantage au fil des années, notamment par leurs facilités de répondre aux demandes exigeant moins d'encombrement vue leurs compacités, aux nettoyages fréquents, aux pertes de charges réduites, et souvent de construction plus économique. De plus, le développement des élastomères pour joints ainsi que la conception de nouvelles formes d'échangeur à plaques brasées ou soudées tend à ce que type d'échangeur prend de plus grandes parts d'utilisation.

Cependant, leurs dimensionnement est complexe en raison de leurs constructions, contrairement aux tubes-calandre classique dont les pertes de charges sont bien connues. Ainsi, leurs conceptions, design et tailles sont du ressort des fabricants qui disposent d'interfaces de calcul spécifiques et dédiées à leurs produits.

Ce mémoire a pour but de briser ce cercle réservé et d'élaborer un programme $^{@}$Matlab, permettant de mettre en évidence les effets des paramètres thermiques et de constructions sur les principales grandeurs, le nombre de plaques, les pertes de pressions ainsi que la puissance de l'échangeur. Il s'agit donc de combiner les deux parties influentes et de disposer d'un outil capable de montrer les différents aspects pour une évaluation pré-optimale des paramètres dominants sur les performances attendues.

Pour ce faire, et dans un premier chapitre, des généralités sur les échangeurs sont apportées pour mettre le lecteur en accord avec les connaissances préalables, telles le transfert thermique, les différents types d'échangeurs ainsi les dispositifs internes d'intensification des échanges, pour dresser une classification sommaire et un guide également sommaire de choix sur la base de cette grande variété.

Dans un deuxième chapitre, une étude des échangeurs à plaques est présentée, montrant les particularités de ce type d'échangeur, ses divers composants ainsi que son fonctionnement. Des détails de construction pour les plaques sont aussi montrés afin de suivre l'importance de ces détails dans les calculs ultérieurs. Enfin, les applications nombreuses des ECP les plus récentes sont citées après une comparaison avec son concurrent qu'est le tube-calandre.

Le dimensionnement via une vue paramétrique étant l'objectif du mémoire, un troisième chapitre résume les deux principales méthodes d'évaluation des performances des échangeurs, à savoir la méthode DTLM et epsilon-NUT, qui sont applicables pour tout équipement d'échange.

Lors de l'élaboration du programme, il a été décidé dans un quatrième chapitre, la présentation dans le détail, l'ECP à joints, le plus répandu, par sa structure interne, et par les expressions conduisant aux calculs spécifiques thermiques et de pertes de charges sur la base des de corrélations expérimentales concernant les conduits les plus élémentaires. Notons que les performances seront le résultat d'une sommation qui commence pour une plaque.

En préparation à l'écriture d'un programme reliant les transferts thermiques, via les échanges et le design de construction, le cinquième chapitre expose l'organigramme dans sa complexité, mais présenté suivant des étapes précises. En addition, les intervalles de variations des paramètres de construction et thermo-physiques des fluides ainsi que les niveaux de température et des débits massiques impliquées seront indiquées dans des tableaux.

Les résultats seront présentés dans un sixième et dernier chapitre, montrant les effets des paramètres cités plus haut sur les performances globales, la taille de l'échangeur via le nombre de plaques et les couts de pertes de pression pour réaliser ces performances.

Une discussion sera entreprise avec des interprétations physiques menant à l'élaboration d'une conclusion relatant les points de guide pouvant compléter les facteurs de choix entre tel ou type d'échangeur.

I.1. Introduction

Les multiples procédés utilisés dans l'industrie sont basés sur l'échange thermique;soit

- C'est le but recherché (fours, échangeurs, refroidissement, chaudière).
- Que ceux-ci interviennent d'une manière inévitable (chocs thermiques, pertes de chaleurs,rayonnement).

Des connaissances de base en ce domaine sont donc nécessaires pour l'ingénieur deproduction ou de développement pour :

- Comprendre les phénomènes physiques.
- Maîtriser les procédés et donc la qualité des produits.

Afin d'avoir une vue panoramique du domaine investi, nous présentons des généralités sur le phénomène de transfertthermique tel qu'un certain nombre de définitions et théories, ainsi que desgénéralités sur les échangeurs thermiques.

I.2. Transfert de chaleur

Lorsque deux systèmes sont à des températures différentes, le système le plus chaudcède de la chaleur au plus froid. Il y a un échange thermique ou encore transfertthermique entre ces deux systèmes. Cette situation se rencontre dans de nombreusessituations industrielles (moteur thermique ou même électrique, centrales électriquesau fuel a gaz, etc.…)

Un transfert d'énergie donne lieu à un flux de chaleur qui correspond à un déplacement del'énergie du plus chaud vers le plus froid, le flux de chaleur résultant est caractérisépar son intensité et par sa direction

I.2.1 Conduction thermique

La conduction thermique est un transfert thermique ayant lieu au cœur d'un matériauc'est-à-dire à l'échelle microscopique elle résulte de l'élévation ou de la baisse de latempérature dans certaine région d'un corps. Ceci provoque une différence detempérature dans l'intégrité du corps ainsi la région la plus froide du corps s'échauffeau contact de la région la plus chaude.

Le flux de transfert de chaleur dépend de la conductivité thermique du produit. La loifondamentale de la conduction est la loi de FOURIER s'écrit comme suit :[1]

$$\phi = \frac{\lambda}{e}.S.\Delta T \qquad (\mathbf{I.1})$$

I.2.2 Convection

Consiste en une transmission de chaleur par le mouvement réel des molécules en raisond'une différence de température. C'est un processus caractéristique des liquides et des gaz notamment par lesparticules proches d`une source de chaleur qui présentent une température plus élevée et, parconséquent, une densité inférieure par rapport aux autres, ces particules s'élèvent à l'intérieurdu fluide et sont remplacées par des particules plus froides. Ainsi, une transmission de chaleurse produit par l'intermédiaire du mouvement des différentes particules.

Il y a deux types de transmission de chaleur par convection: la convection naturelle et la convection forcée, Une zone est dite convection mixte si les deux types sont du même ordre.[2]

La loi fondamentale de la convection est la loi de NEWTON s'écrit comme suit :

$$\mathbf{\Phi = h.\ S.\ \Delta T\ (I.\ 2)}$$

I.2.3 Rayonnement

Le rayonnement est un transfert thermique ne nécessite pas de milieu matériel par opposition aux deux autres. En effet, ce type de transfert thermique résulte de l'émission des rayons électromagnétiques qui transportent l'énergie. Ils sont émis par un corps chaud, tel que le soleil, et échauffent le corps qui les reçoit.[3]

$$\mathbf{\Phi = \sigma.\ \varepsilon.\ ((}T_e{}^4 - T_r{}^4) \qquad \mathbf{(I.\ 3)}$$

I.3. Les résistances thermiques

Pour faciliter les calculs, on introduit la notion de résistance qui permet de prendre en compte les différents modes et les systèmes plus complexes.

I.3.1 Résistances thermique par conduction

- **Dans un plan simple**

D'après l'équation de conduction :

$$\varphi = -\lambda S \frac{dT}{dx} \qquad \mathbf{(I\ .4)}$$

$$\varphi \int_0^e dx = -\lambda S \int_{T_1}^{T_2} dT = \varphi = -\frac{\lambda}{e} s(T_2 - T_1)$$

.

L'équation du flux de chaleur par conduction dans un mur de conductivité λ et épaisseur e en Régime permanent devient :

$$\varphi = \frac{T_e - T_0}{R_{th}} \qquad \mathbf{(I.5)}$$

Et donc la formule de la résistance thermique est :

$$R_{th} = \frac{e}{\lambda} \qquad \mathbf{(I.6)}$$

Tableau I.1 résistances thermiques de conduction

Configuration	Résistance thermique
Plan simple	$\frac{e}{\lambda}$
plan à multicouches	$\frac{e_1}{\lambda_1 S} + \frac{e_2}{\lambda_2 S}$
cylindre simple	$\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi\lambda L}$
cylindre à multicouches	$\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi\lambda_1 L} + \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi\lambda_2 L}$

I.3.2. Résistance thermique par convection

D'après l'équation de Newton pou la convection :

$$\boldsymbol{\varphi = hS\,(T_s - T_f)} \qquad \textbf{(I.7)}$$

L'équation du flux de chaleur par convection devient :

$$\varphi = \frac{T_S - T_f}{R_{th}} \qquad \textbf{(I.8)}$$

La résistance thermique convective est donc :

$$R_{th} = \frac{1}{hS} \qquad \textbf{(I.9)}$$

I.4. Les échangeurs de chaleur

I.4.1. Définition

Un échangeur de chaleur est un appareil servant à transmettre la chaleur d'un fluide à un autre. Dans les échangeurs les plus courants les deuxfluides sont séparés par une paroi à travers laquelle les échanges se font par conduction. La transmission de chaleur fluide-paroi relevant essentiellement de la convection. Dans certains appareils, l'échange de chaleur est associé à un changement de phase de l'un des deux fluides, c'est le cas des condenseurs, et des évaporateurs.

I.4.2. Critères de classement des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. On peut citer à titre d'exemple les principaux types :

A. Classement selon les écoulements

Une classification des échangeurs peut être établie d'après le sens relatif des écoulements des fluides .on distingue ainsi notamment :

- Les échangeurs à courants parallèles : les deux fluides s'écoulent parallèlement et dans le même sens
- Les échangeurs a contre-courant : les deux fluides s'écoulent parallèlement et dans un sens contraire.

- Les échangeurs à courant-croisé : les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre.

B. Classement fonctionnel

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

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

On retiendra deux types de paroi :

- les échangeurs métalliques en acier, cuivre, Aluminium ou matériaux spéciaux : super-alliages, métaux ou alliages réfractaires.
- les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.

D. Classement suivant la compacité de l'échangeur :

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. R.K. Shah propose qu'un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à 700 $\mathbf{m^2/m^3}$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à 800$\mathbf{m^{-1}}$Une classification en fonction de la compacité est représentée sur la **(Figure I.1)** :

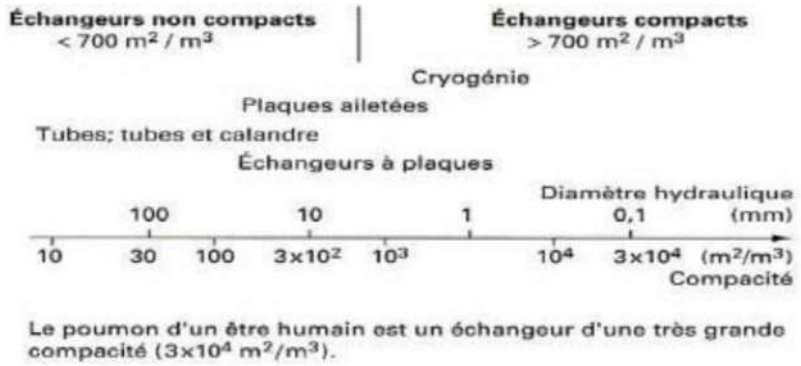


Figure I.1 : Classification d'un échangeur en fonction de sa compacité

I.4.3 Les échangeurs à tubes

Les échangeurs tubulaires utilisant des tubes comme constituant principal de la paroi sont largement répandus. On distingue 3 catégories :

- Echangeur monotube, dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir. Il a généralement la forme d'un serpentin.
- Echangeur coaxial, dans lequel les tubes sont le plus souvent contrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.
- Echangeur multitubulaire, existant sous quatre formes :
    a. Echangeur à tubes séparés
    b. Echangeurs à tubes rapprochés
    c. Echangeurs à tubes ailettes

d. Echangeur à calandre

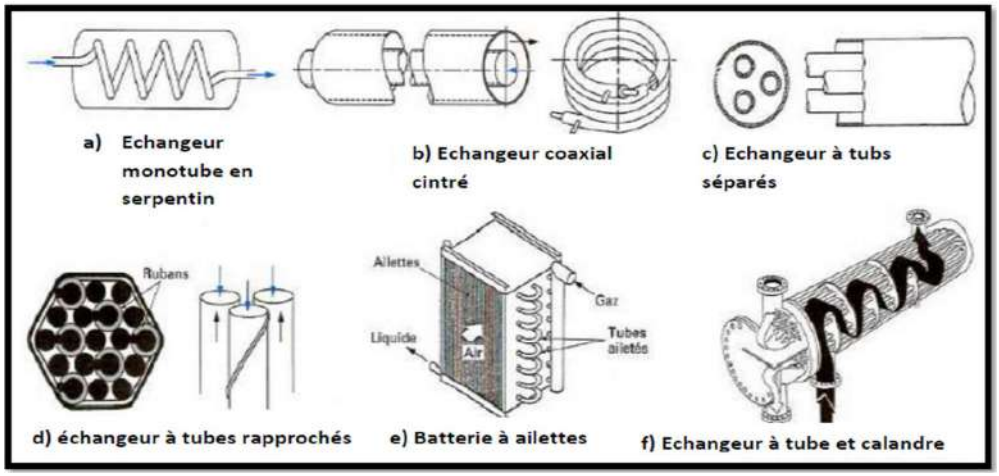


Figure I.2 : Différents types d'échangeurs tube

I.4.4. Échangeurs à tubes et calandre :

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

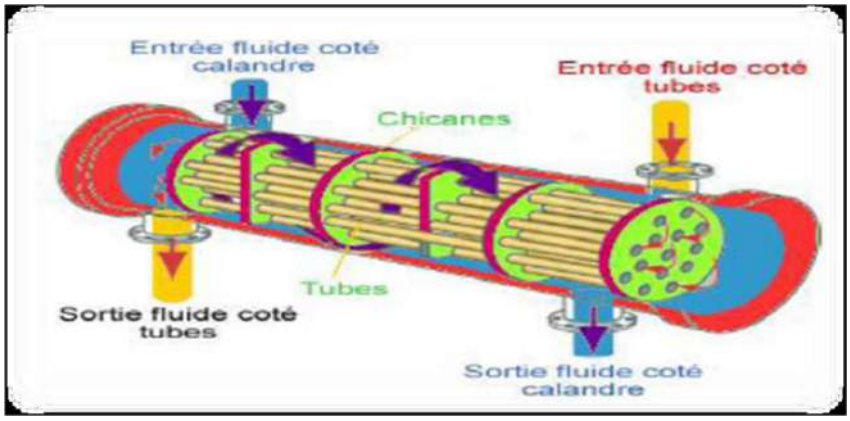


Figure I.3 : Echangeur à tubes et calandre **[1]**

A. La Calandre

C'est l'enveloppe métallique entourant le faisceau tubulaire. L'acier au carbone estle matériau le plus couramment utilisé pour la construction des calandres. La calandre est constitué par un tube acier I.P.S. (Schedule 30 jusqu'a 12''et 1 cm d'épaisseur entre 12 et 24'').A chaque extrémité Sont soudées les brides qui porteront le couvercle et la boîte de distribution. Les tubulures d'entrée et de sortie sont soudées avec plaques de renforcement, selon la pression de service. Enfin la calandre pourra être équipée d'anneaux pour le levage et portera la plaque d'identité de l'appareil, **figure I.4**

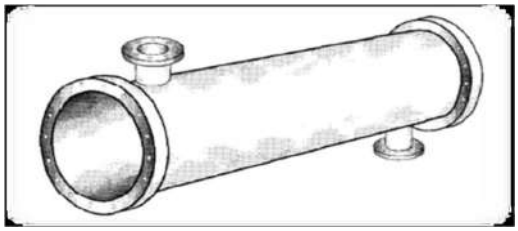


Figure I.4 La calandre

B. Le faisceau

C'est l'ensemble des tubes constituant le faisceau (figure 18).Les épaisseurs de tubes sontnormalisées selon le calibre BWG (Birmingham Wire Gage) .La perforation des trous dansles plaques tubulaires est normalisée; elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré,soit au pas triangulaire. Le pas est la distance centre à centre de deux tubes voisins, **Figure I.5.**



Figure I.5faisceau tubulaire

Les pas standards les plus courants sont : 0.024, 0.025, 0.030, 0.032, et 0.038 m, le rapport de pas au diamètre extérieur des tubes sera au minimum 1.25 et sera pris supérieur à 1.25 si l'on souhaite limiter les pertes de pressions coté fluide dans la calandre ou pour les bouilleurs dégageant une forte quantité de vapeur.

Le pas triangulaire permet de placer environ 10% de tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais en contrepartie, la disposition des tubes rend impossible leur nettoyage extérieur par insertion de grattoirs ou de racloirs à travers le faisceau. Pour ces appareils, il faut avoir recours au nettoyage chimique et réserver leur emploi pour des fluides propres, **Figure I.6.**

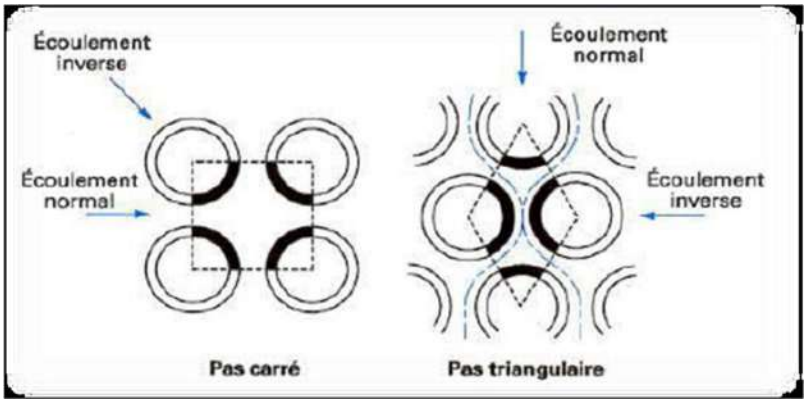


Figure I.6 Disposition des tubes du faisceau

C. Boite d'échangeur

C'est l'organe qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités de l'échangeur (TETE: boite de distribution et FOND : boite arrière). La disposition des boites dépend non seulement de type choisi mais aussi du nombre de passes ; la liaison cloison plaque tubulaire est assurée par un joint, **Figure I.7**.[4]

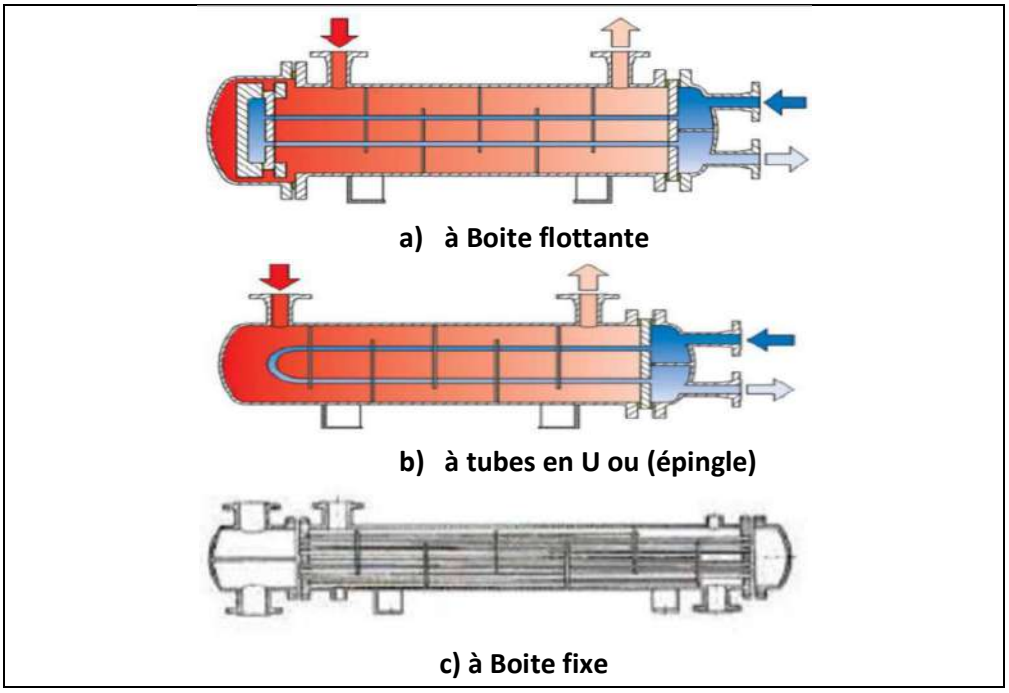


Figure I.7Échangeur à tubes et calandre : principales technologies à boîte Flottante, à tubes en U et à boîte fixe,

D. Les chicanes

Elles ont pour rôle d'augmenter la vitesse de fluide dans la calandre et assurer la rigiditédu faisceau. Les chicanes supportent les tubes et maintiennent l'écartement entre ceux-ci, diminuant les vibrations dus aux impacts de fluide.

Ils existent deux types de chicanes :
- Chicanes transversales
- Chicanes longitudinales

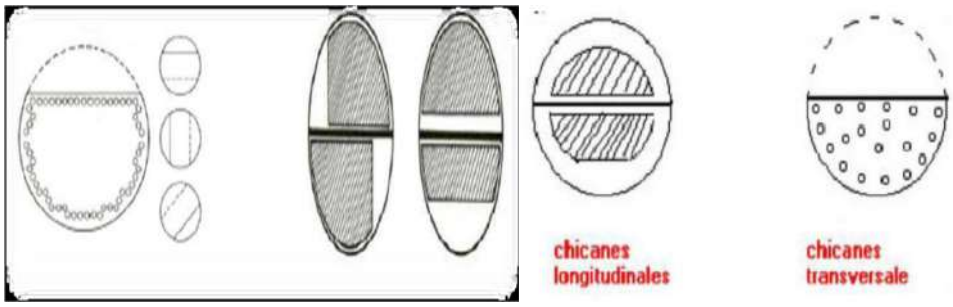


Figure I.8 Chicanes transversales et longitudinales

E. Les plaques tubulaires

Ce sont des plaques supportant les tubes à leurs extrémités. Ce sont des parties délicatesde l'échangeur, les interstices entre tubes et plaques tubulaires sont les lieux privilégiés de corrosion vu la stagnation du fluide en ces lieux, **Figure I.9.**

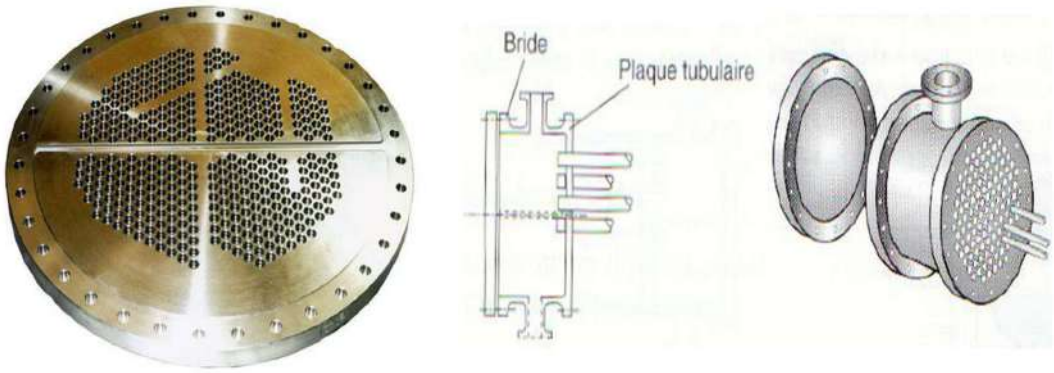


Figure I.9 Plaque tubulaire

F. Les tirants et entretoises

Ce sont des dispositifs ou équivalents assurant la liaison du système de chicanes, quiont pour objet de maintenir des chicanes et les plaques supports solidement en place, les tirants et entretoises doivent être de même matériau que la calandre, **Figure I.10**.



Figure I.10 Tirants et entretoises

I.4.5. Échangeurs à plaques

Les échangeurs à plaques sont constitués par un assemblage de plaques cannelées indépendantes. Les plaques sont encastrées et serrées dans un bâti. Chaque paire de plaques adjacentes forme un canal et les deux fluides (produits et fluide caloporteur) circulent alternativement dans les canaux. Des profils spéciaux sont utilisés pour augmenter la turbulence, augmenter ainsi le coefficient de convection. Les plaques sont équipées de joints permettant d'éviter tout mélange des fluides.

L'échangeur à plaques est un appareil qui permet un transfert de chaleur entre deux liquides ayant des températures différentes et ce, sans contact direct entre les liquides. Ce sont des plaques d'acier inoxydable qui assurent le passage de la chaleur d'un liquide à l'autre, **Figure I.11.**

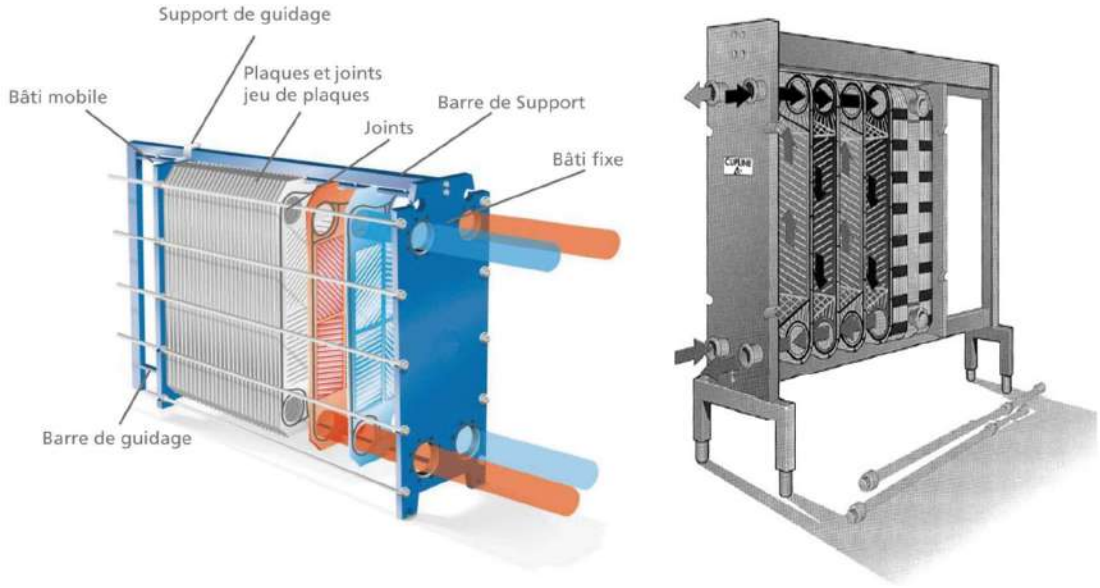


Figure I.11 Echangeur à plaques et joint

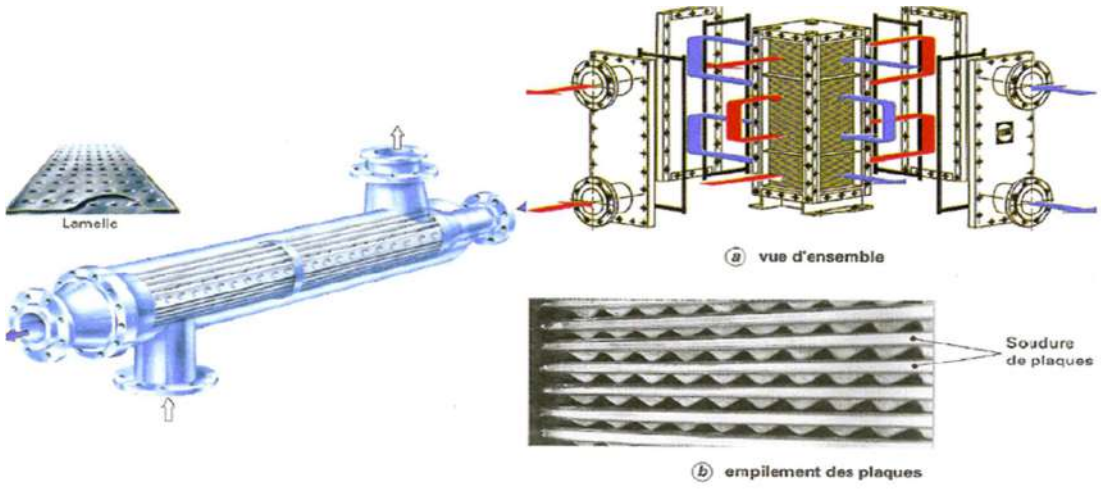
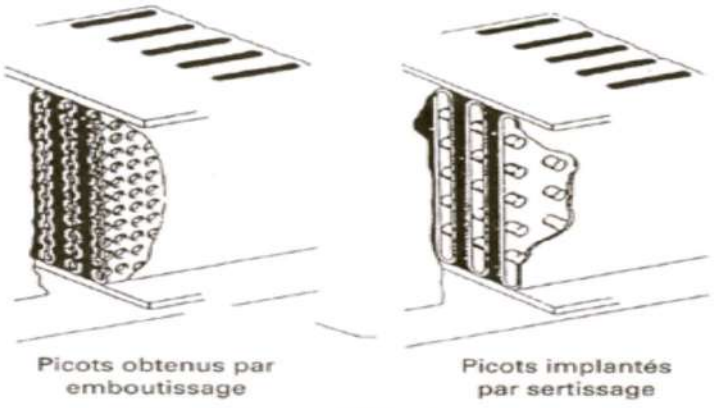
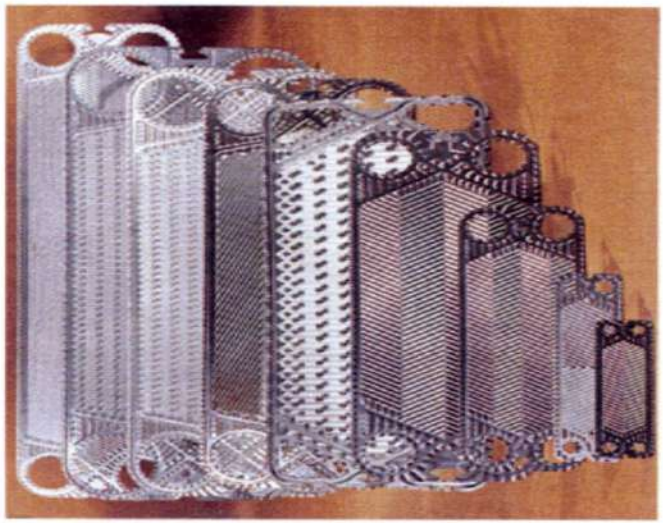


Figure I.12 Échangeurs à plaques soudées ou brasées



Plaques picotées (doc. Barriquand)



Panel de plaques
(doc. Vicarb)

Figure I.13 Échangeurs à surface primaire

I.4.6 Échangeurs avec un fluide changeant de phase

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

On distingue [5]

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

b) Les condenseurs : Le but de ces échangeurs est de condenser une vapeur à l'aide d'un fluide réfrigérant. Ils concernent des secteurs d'activité très variés comme la production d'énergie (centrale thermique), les industries chimiques (colonnes à distillation), les industries du génie climatique, de l'agro-alimentaire, du séchage, etc. Le fluide à condenser est rarement un corps pur, mais le plus souvent une vapeur en présence d'autres gaz incondensables. La

condensation de la vapeur saturée est obtenue par échange thermique avec un fluide froid appelé réfrigérant. Un condenseur nécessite un liquide de refroidissement abondant et bon marché et, pour cela, on utilise principalement l'eau et parfois l'air.

I.4.7 Les ailettes

Le domaine de l'intensification des échangeurs de chaleur a depuis de nombreusesannées dépassé le stade du laboratoire et a été largement pris en compte dans les applications industrielles. Nombre d'échangeurs dans des procédés très divers sont équipés de surfaces d'échange (tubes ou plaques ailetés) spécialement conçues pour présenter des coefficients d'échange de chaleur élevés et notamment supérieurs à ceux des surfaces d'échange lisses.

I.4.7.1 Échangeurs à tubes ailetés

Lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur s'avère nettement moins bon calo-vecteur que l'autre, l'utilisation d'ailettes s'impose autour des tubes ou quelquefois dans les tubes afin que la résistance thermique globale ne soit pas principalement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique.
Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons :

- **Ailettes transversales**

On ne considère que les ailettes extérieures aux tubes ; elles peuvent être continues ou Indépendantes, **Figure I.14**.

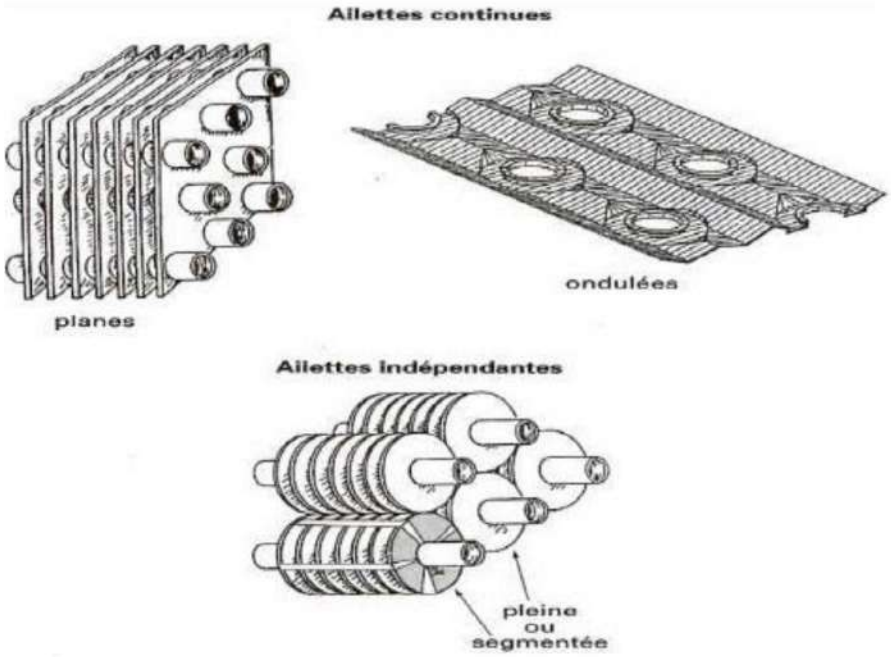


Figure I.14 Ailettes continues et ailettes indépendantes pour tubes

Les ailettes continues sont traversées par plusieurs tubes. De forme généralement rectangulaire, elles sont souvent fabriquées par emboutissage puis fixées par dilatation des tubes. Un collet

fixe l'écartement entre les ailettes. Elles peuvent être planes ou ondulées;l'ondulation provoque une perturbation de l'écoulement qui améliore l'échange thermique.

Les ailettes indépendantes sont traversées par un seul tube. Elles peuvent être pleines ou segmentées. Les ailettes indépendantes peuvent être de différentes sortes :

- ailettes annulaires, en principe des ailettes pleines, **Figure I.15.a** ;
- ailette hélicoïdale (spiralée), **Figure I.15.b**, pleine ou segmentée, bien adaptée aux grandes longueurs de tubes. Elle est généralement obtenue par enroulement d'un ruban serti ou soudé sur le tube. Si la hauteur de l'ailette est grande devant le rayon du tube, l'ailette est segmentée.

- **Ailettes longitudinales**

Les ailettes sont disposées suivant l'axe des tubes, **Figure I.16** ; elles peuvent être situées à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes.[4]

Pour améliorer le transfert de chaleur, elles sont quelquefois localement torsadées.

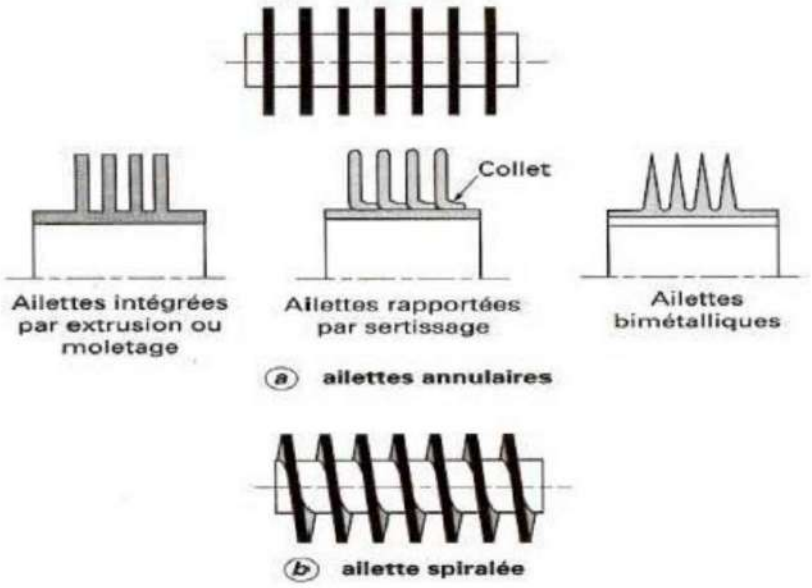


Figure I.15 Ailettes annulaires et ailettes spiralées

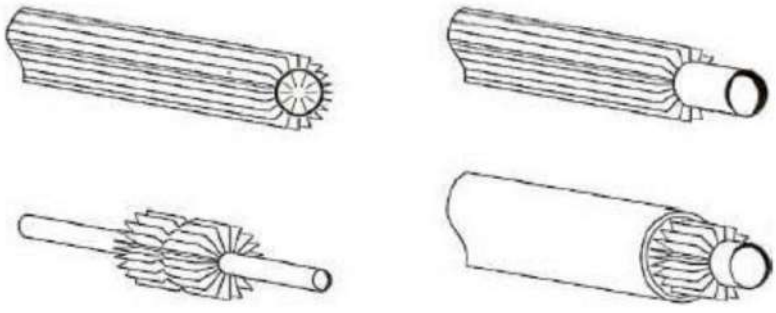


Figure I.16 Tubes avec différents types d'ailettes longitudinales

I.5. Choix de l'échangeur

Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée dépend de nombreuxparamètres : les propriétés physiques des fluides, leur agressivité, les températures, ainsi que les pressions de service. Les contraintes d'encombrement et de maintenance doivent aussi être prises en compte, ainsi que les considérations économiques.
Tout d'abord, les échangeurs à faisceau tubulaire sont choisis pour des raisons technologiques. Ils sont aussi résistants aux fortes pressions et sont économiques.

I.5.1. Avantages et inconvénients des échangeurs

Les avantages et les inconvénients des échangeurs cités auparavant sont classés dans le tableau1.2 suivant :

Tableau I.2 : Avantages et inconvénients des types échangeurs de chaleur

Types d'échangeurs	Avantages	Inconvénients
Echangeurs tubulaires	• Résiste aux fortes pressions. • Economique. • Accepte de grand écartde température.	• Encombrant • Difficulté de nettoyage. • Sensible auxvibrations.
Echangeurs à plaques	• Compact. • Modulable. • Prix compétitifs. • Peu de perte thermique. • Très bon coefficientsde transferts.	• Faible écart detempératureenvisageable. • Perte de chargeimportante. • Pression de travail limitée.
Les aéro-réfrigérants à air induit	• bonne distribution del'air. • Le niveau de bruit ausol et plus faible. • bonne protection du faisceau. • moins derisques derecirculation d'air(vitesse de sortie del'air plus grande)	• exposition totale des tubes au soleil et à lapluie.
Les aéro-réfrigérants à air forcé	• puissance consomméeplus faible. • Bonneaccessibilité du faisceau. • moins de vibrations. • maintenance plus facile	• distributionpauvre d'airau-dessus de lasection. • le niveau de bruit ausol est plus grand, • nettoyage des faisceaux difficile et se fait sousdémontage.

I.6. Conclusion

Les échangeurs de chaleur tubulaires sont utilisés souvent et leurs dimensionnement est plutôt bien connu. Cependant, des considérations spécifiques obligent le planificateur à installer des échangeurs de chaleur à plaques, dont les avantages sont aussi intéressants lorsque les contraintes citées comme inconvénients ne se présentent pas. De plus, ces échangeurs sont méconnus relativement aux premiers et notre but est de les approcher, étant donné la double tache de dimensionnement, parfois vérification et l'aspect constructif qui impose des restrictions ou des choix pour permettre d'obtenir une performance globale tant de point de vue thermique qu'économique.

II.1. Introduction

Les échangeurs à plaques ECP, sont constitués par un empilage de plaques écartées les unes des autres par des entretoises pour former un ensemble de conduits plats. Un fluide circule dans les conduits pairs, l'autre dans les conduits impairs

II.2 ECP -historique

L'idée originale des échangeurs de chaleur à plaques a été brevetée dans la seconde moitié du XIXe siècle, la première conception commercialement réussie étant introduite en 1923 par le Dr Richard Seligman. La conception de base reste inchangée, mais des améliorations constantes ont fait passer les pressions de fonctionnement de 1 à 25 atmosphères dans les machines actuelles. [6]

L'échangeur de chaleur à plaques et châssis (voir figure II-1) se compose d'un châssis dans lequel des plaques métalliques étroitement espacées sont serrées entre une tête et un suiveur. Les plaques ont des ports d'angle et sont scellées par des joints autour des ports et le long des bords de la plaque. Un double joint forme des poches ouvertes à l'atmosphère pour empêcher le mélange de produits et de liquides de service dans le cas rare de fuite au-delà d'un joint.

Des développements récents ont introduit la plaque à double paroi. Les plaques sont regroupées en passes, chaque fluide étant dirigé uniformément entre les passages parallèles dans chaque passe.

Une caractéristique importante et exclusive de l'échangeur de chaleur à plaques est que, grâce à l'utilisation de plaques de connexion spéciales, il est possible de fournir des connexions pour des fluides alternatifs de sorte qu'un certain nombre de tâches puissent être effectuées dans le même cadre **,Figure II.1** Lane [7]; Hargis et al. [8]; et Marriott [9].

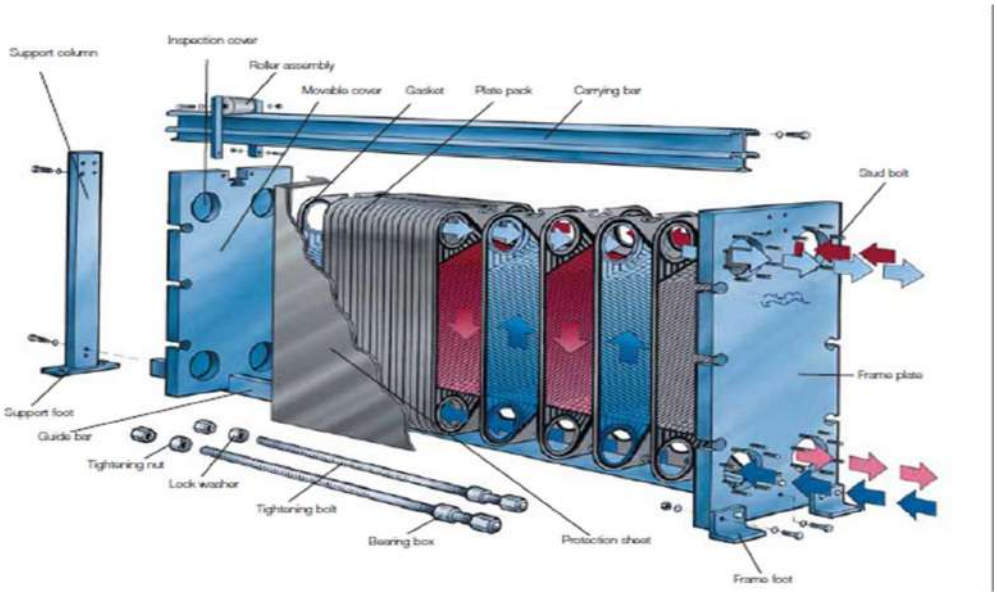


Figure II.1 : Vue d'échangeur à plaques éclatée

Les échangeurs de chaleur à plaques assurent *la récupération de chaleur* et offrent un *rendement élevé*. Il est durable et pratique car il est facile à entretenir. En outre, ils se caractérisent par , **Figure II.2.**



Figure II 2 échangeurs de chaleur à plaques I

• grande efficacité dans le transfert de chaleur.

• prennent peu de place avec sa structure compacte.

• peuvent être complètement démontés et nettoyés facilement.

• disposent d'une large gamme de plaques et de joints.

II.3 Plaque: matériaux, performance primaire, encrassement

- **Matériau du corps de plaque**

Les plaques sont fabriquées à partir d'une gamme de matériaux, par exemple, les plaques sont pressées en acier inoxydable, titane, Hastelloy, Avesta 254 SMO, Avesta 254 SLX ou tout autre matériau suffisamment ductile pour être formé en une presse. La conception spéciale du modèle d'auge renforce les plaques, augmente la zone de transfert de chaleur efficace et produit des turbulences dans l'écoulement du liquide entre les plaques. Les plaques sont pressées dans des matériaux entre 0,5 et 1,2 mm d'épaisseur et les plaques sont disponibles avec une surface de transfert thermique efficace de 0,03 à 3,5 m2. Jusqu'à 700 plaques peuvent être contenues dans le cadre du plus grand échangeur, offrant plus de 2400 m2 de surface. Les orifices d'écoulement et la tuyauterie associée sont dimensionnés proportionnellement à la surface de la plaque et contrôlent le débit maximum de liquide **Figure II.3.**

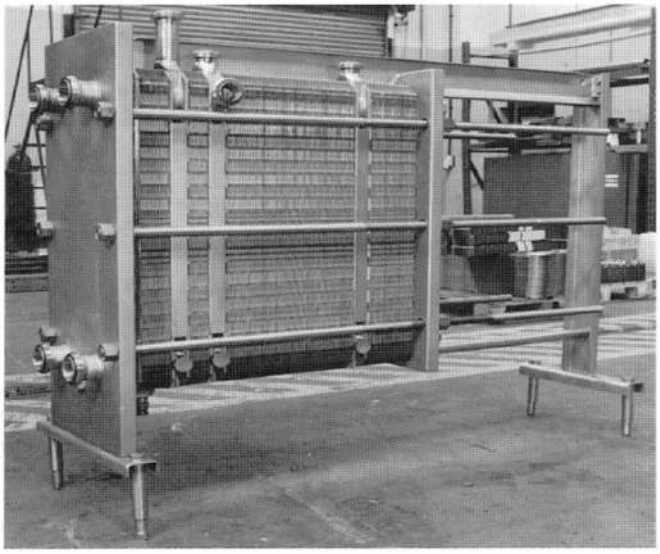


Figure II.3. Échangeur de chaleur à plaques. II

- **Matériau du joint**

Comme détaillé dans le tableau II-1, divers élastomères de joint sont disponibles qui ont une résistance chimique et thermique associée à de bonnes propriétés d'étanchéité. Les températures indiquées sont maximales, par conséquent, une éventuelle action chimique simultanée doit être prise en compte lors du choix du matériau le plus approprié pour une application particulière.

- **Performance thermique**

Les performances de la plaque sont déterminées par la géométrie de la plaque, mais il n'est pas possible d'estimer le coefficient du film à partir des dimensions de l'auge avec une certaine précision comme cela peut être obtenu avec un tube. Les paramètres géométriques impliqués tels que l'écart de la plaque, la hauteur, le pas et l'angle du creux sont trop nombreux pour que cela soit possible, mais des travaux ont été effectués sur l'évaluation de l'effet de ces variables Kays et London [10]; Maslov [11]

Dans un échangeur de chaleur à plaques, le transfert de chaleur peut être décrit au mieux par une équation de type Dittus-Boelter:

$$Nu = A(Re)^n(Pt)^m\left(\frac{\eta}{\eta_w}\right)^x \qquad \textbf{(II.1)}$$

Les valeurs typiques de la constante et des exposants sont

$$A = 0.15 - 0.40, m = 0.30 - 0.45$$

$$n = 0.65, x = 0.05 - 0.20$$

Où $$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}, Re = \frac{Vdp}{\eta}, Pt = \frac{c_p\eta}{\lambda}$$

Tableau II.1 Performance thermique des joints

Matériau du joint	Température max moy. de fonctionnement °C	Application
nitrile moyen	135	résistant aux matières grasses
EPDM	150	haute résistance à large température pour une gamme de produits chimiques
butyle durci à la résine	150	aldéhydes cétones
fluor carbone	170	huiles ménagères, carburants, huiles végétales et animales (à base de caoutchouc)

d est le diamètre équivalent défini dans le cas des échangeurs de chaleur à plaques comme approximativement 2 × l'entrefer moyen.

Les vitesses typiques dans les échangeurs de chaleur à plaques pour les fluides aqueux en écoulement turbulent sont de 0,3 à 0,9 m / s, mais les vitesses réelles dans certaines régions seront plus élevées d'un facteur allant jusqu'à 4 en raison de l'effet de la géométrie de la conception de la plaque. Toutes les relations de transfert de chaleur et de perte de charge sont basées soit sur une vitesse calculée à partir de l'espace de plaque moyen, soit sur le débit par passage.

La **Figure II.3** illustre l'effet de la vitesse sur la perte de charge et le coefficient du film. Les coefficients du film sont très élevés et peuvent être obtenus pour une perte de charge modérée.

Une caractéristique particulièrement importante de l'échangeur de chaleur à plaques est que la turbulence induite par les auges réduit le nombre de Reynolds auquel l'écoulement devient laminaire. Les valeurs typiques auxquelles l'écoulement devient laminaire varient d'environ 100 à 400, selon le type de plaque. Le facteur de friction est corrélé avec:

$$\Delta p = \frac{f.L_p V^2}{2g.d} \; avec \; f = \frac{B}{Re^{y'}}$$

où y varie de 0,1 à 0,4 selon la plaque et B est une constante pour la plaque, **Figure II.4.**

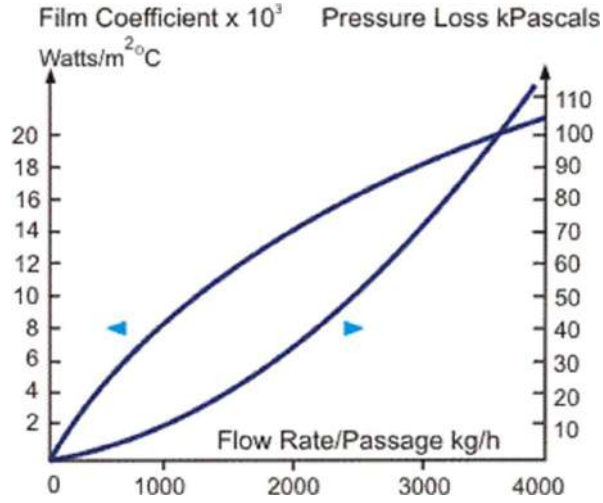


Figure II.4 l'effet de la vitesse sur la perte de charge et le coefficient du film

- **Encrassement**

Dans de nombreuses applications, la surface de transfert de chaleur de la plaque est moins sensible à l'encrassement qu'une unité tubulaire. Cela est dû à quatre avantages principaux de la conception de la plaque:

1. Il existe un degré élevé de turbulence, ce qui augmente le taux d'élimination de l'encrassement et entraîne une valeur asymptotique inférieure de la résistance à l'encrassement.

2. Le profil de vitesse à travers une plaque est bon. Il n'y a pas de zones de faible vitesse par rapport à certaines zones du côté coque des échangeurs tubulaires.

3. La corrosion est maintenue à un minimum absolu par une sélection rigoureuse de l'utilisation de matériaux résistants à la corrosion.

4. Les matériaux utilisés pour presser les plaques ont une surface très lisse.

Le plus important d'entre eux est la turbulence. La société HTRI (Heat Transfer Research Incorporated) a montré que pour les échangeurs de chaleur tubulaires, l'encrassement est fonction des faibles vitesses et du facteur de frottement. Bien que les vitesses d'écoulement soient faibles avec l'échangeur de chaleur à plaques, les facteurs de frottement sont très élevés, ce qui entraîne une résistance à l'encrassement plus faible. L'effet de la vitesse et de la turbulence est représenté sur la figure II-4. Les caractéristiques d'encrassement plus faibles de l'échangeur de chaleur à plaques par rapport à l'échangeur tubulaire ont été vérifiées par les travaux de HTRI, Suitor [12].

Des tests ont été effectués qui tendent à confirmer que l'encrassement varie pour différentes plaques, le type de plaque le plus turbulent fournissant des résistances à l'encrassement plus faibles, **Figure II.5.**

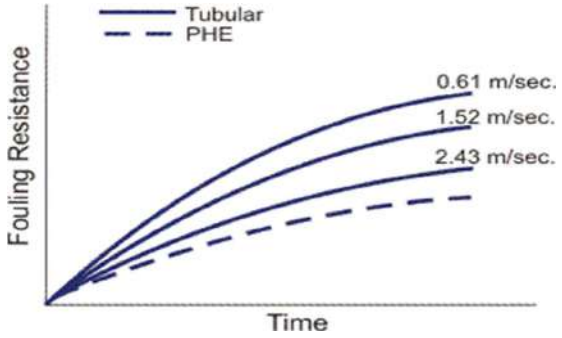


Figure II.5. Effet de la vitesse et de la turbulence.

II.4 Coefficients de transfert de chaleur des ECP

Des coefficients de transfert de chaleur globaux plus élevés sont obtenus avec l'échangeur de chaleur à plaques par rapport à l'échangeur tubulaire pour une perte de pression similaire car le côté coque de l'échangeur tubulaire est fondamentalement une mauvaise conception d'un point de vue thermique.

Une chute de pression considérable est utilisée sans grand avantage dans le transfert de chaleur en raison de la turbulence dans la région séparée à l'arrière du tube. De plus, de grandes zones de tubes, même dans une unité tubulaire bien conçue, sont partiellement contournées par le liquide et une faible zone de transfert de chaleur est ainsi créée. Le contournement dans un échangeur de type à plaques pose moins de problème et une plus grande utilisation est faite de la séparation d'écoulement qui se produit au-dessus des auges à plaques puisque le point de rattachement sur la plaque donne lieu à une zone de transfert de chaleur très élevé.

Pour la plupart des tâches, les fluides doivent effectuer moins de passages à travers les plaques que ce qui serait nécessaire à travers des tubes ou dans des passages à travers la coque. Étant donné que dans de nombreux cas, une unité de plaque peut effectuer le service en un seul passage pour les deux fluides, la réduction du nombre de passages requis signifie moins de perte de pression due aux pertes d'entrée et de sortie et donc une utilisation plus efficace de la pression, **Figure II.6.**

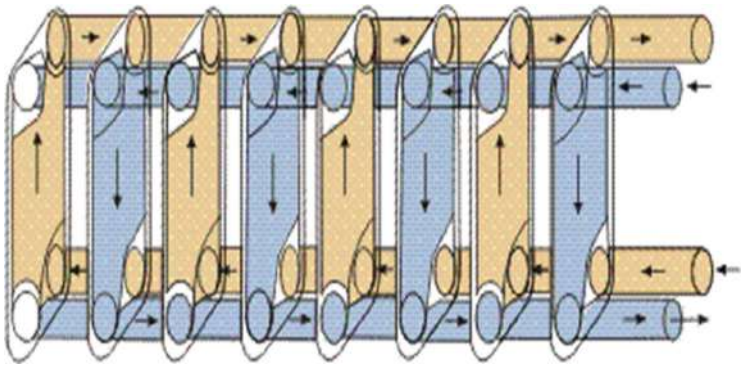


Figure II.6 Une vue schématique d'un système d'écoulement bidirectionnel.

II.5 les ECP d'utilisation spécifique

✓ en condensation

Pour les fonctions de condensation où la perte de charge admissible est inférieure à 7 kPa, l'unité tubulaire est la plus efficace. Dans de telles conditions de pression, seule une partie de la longueur d'une plaque d'échangeur de chaleur à plaques serait utilisée et une surface substantielle serait perdue. Cependant, lorsque des chutes de pression moins restrictives sont disponibles, l'échangeur de chaleur à plaques devient un excellent condenseur, car des coefficients de transfert thermique très élevés sont obtenus et la condensation peut être effectuée en un seul passage à travers la plaque, **Figure II.7.**

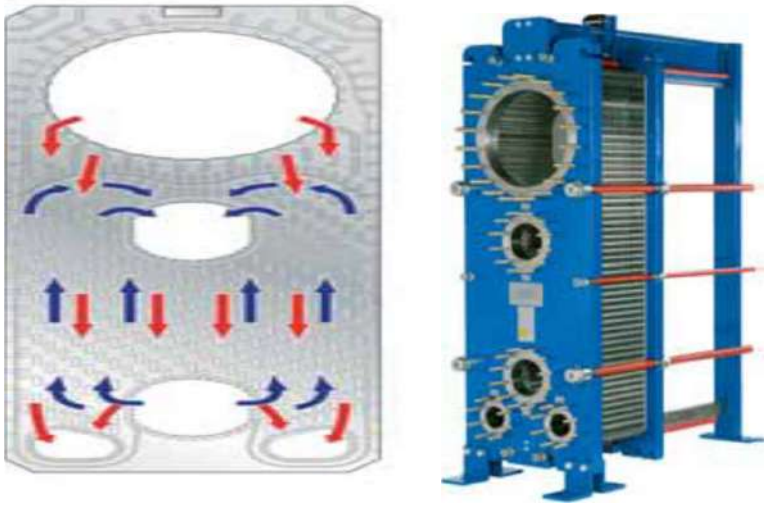


Figure II.7 Condensation

- **La chute de pression de la vapeur de condensation :**

Dans le passage des échangeurs de chaleur à plaques a été étudiée expérimentalement pour une série de plaques Para-flow différentes.

Il est intéressant de noter que pour un ensemble de débits de vapeur et un service donné, la perte de charge de la vapeur est plus élevée lorsque le liquide et la vapeur sont à contre-courant plutôt qu'à Co-courant.

On peut montrer que pour des fonctions et un débit égal, la différence de température pour un écoulement à contre-courant est plus faible à l'entrée de la vapeur qu'à la sortie, la majeure partie de la condensation de la vapeur ayant lieu dans la moitié inférieure de la plaque. L'inverse est vrai pour l'écoulement Co-courant. Dans ce cas, la majeure partie de la vapeur se condense dans la moitié supérieure de la plaque, la vitesse moyenne de la vapeur est plus faible et une réduction de la perte de charge comprise entre 10 et 40% se produit. Cette différence de perte de charge devient plus faible pour les tâches où la température d'approche finale entre la vapeur et le fluide de procédé devient plus grande.

La perte de charge de la vapeur de condensation est fonction du débit de vapeur, de la pression et de la différence de température. Etant donné que la chute de pression de la vapeur affecte la température de saturation de la vapeur, la différence de température moyenne, à son tour, devient une fonction de la chute de pression de la vapeur. Ceci est particulièrement important lorsque de la vapeur sous vide est utilisée, car de petits changements de pression de vapeur peuvent entraîner des modifications significatives de la température à laquelle la vapeur se condense.

- ✓ **les ECP en Refroidissement de gaz**

Les échangeurs de chaleur à plaques sont également utilisés pour le refroidissement des gaz. Les problèmes sont similaires à ceux du chauffage à la vapeur puisque la vitesse du gaz change le long de la longueur de la plaque en raison soit de condensation, soit de fluctuations de pression. Les conceptions sont généralement limitées par la perte de charge, c'est pourquoi des machines avec des plaques à faible perte de charge sont recommandées. Une perte de pression admissible typique serait de 3,5 kPa avec de faibles vitesses de gaz donnant des coefficients de transfert de chaleur globaux dans la région de 300 W / m^2K, **Figure II.8.**



Figure II.8. Échangeurs à plaques pour refroidissement de gaz

- ✓ **les ECP en Évaporation :**

L'échangeur de chaleur à plaques peut également être utilisé pour l'évaporation de fluides très visqueux lorsque l'évaporation se produit dans la plaque ou le liquide clignote après avoir quitté la plaque. Les applications ont généralement été limitées aux industries du savon et de l'alimentation. L'avantage de ces unités est leur capacité à concentrer des fluides visqueux jusqu'à pascal secondes.

L'unité est particulièrement adaptée à une concentration élevée en particulier comme étape de finition d'un évaporateur plus grand où la quantité de vapeur est faible et peut être manipulée par les orifices relativement petits de la plaque, **Figure II.9 et Figure II.10.** Jackson et Trouper [13].

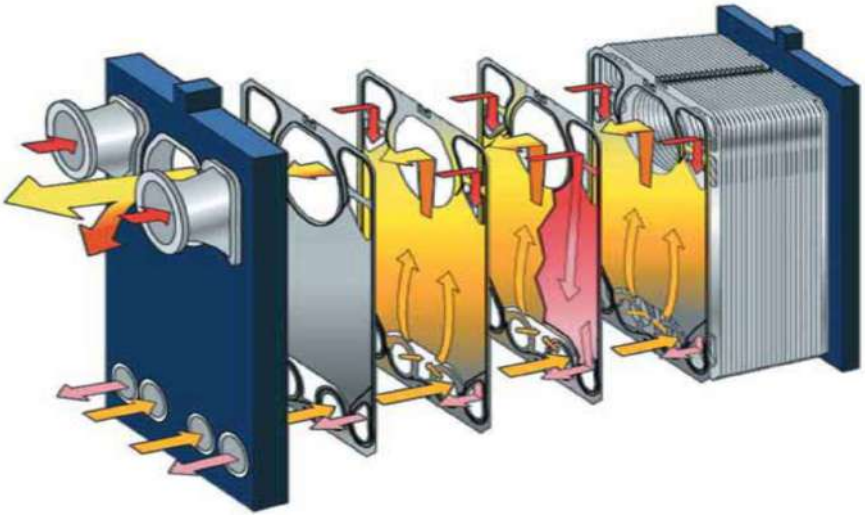


Figure II.9 évaporateurs à plaques, vue éclatée



Figure II.10 Évaporateur à plaques, vue d'ensemble

II.6 Écoulement laminaire dans les ECP

Un autre domaine approprié pour l'échangeur de chaleur à plaques est celui du transfert de chaleur à flux laminaire, figure II-10. Il a été précédemment souligné que l'échangeur peut économiser de la surface en manipulant des fluides assez visqueux en écoulement turbulent car le nombre de Reynolds critique est faible. Cependant, une fois que la viscosité dépasse 20-50 cP, la plupart des conceptions d'échangeurs de chaleur à plaques tombent dans la plage de débit visqueux. En ne considérant que les fluides Newtoniens puisque la plupart des fonctions chimiques entrent dans cette catégorie, on peut dire que l'écoulement laminaire est l'un des trois types suivants:

1. Profils de vitesse et de température entièrement développés (c.-à-d. Le cas limite de Nusselt);
2. Profil de vitesse entièrement développé avec profil de température en développement (c.-à-d. La région d'entrée thermique); ou
3. Le développement simultané des profils de vitesse et de température.
4. Le premier type n'est intéressant que si l'on considère les fluides de faible indice de Prandtl, et cela n'existe généralement pas avec les applications d'échangeurs de chaleur à plaques normales. Le troisième n'est pertinent que pour les fluides tels que les gaz, qui ont un nombre Prandtl d'environ un. Pour le type 2, les corrélations pour le transfert de chaleur et la perte de charge dans l'écoulement laminaire sont de la forme

$$Nu = e(RePr)^n \left(\frac{\eta}{\eta_w}\right)^x \quad \textbf{(II.2)}$$

$$f = \frac{a}{Re} \textbf{ (II.3)}$$

où f est le facteur de frottement et a est une caractéristique de la plaque, **Figure II.11.**



Figure II-11 Écoulement laminaire et turbulent

A partir de cette corrélation, il est possible de calculer le coefficient de transfert thermique du film, pour un écoulement laminaire. Ce coefficient, combiné avec celui du métal et le coefficient calculé pour le fluide de service ainsi que la résistance à l'encrassement, sont ensuite utilisés pour produire le coefficient global. Comme pour un écoulement turbulent, il faut tenir compte de la différence de température moyenne logarithmique pour permettre la correction de l'effet final pour les petits paquets de plaques et / ou la concurrence causée par un écoulement simultané dans certaines passes. Ceci est particulièrement important pour l'écoulement laminaire car ces échangeurs ont généralement plus d'un passage.

II.7 Comparaison des ECP et tubulaires

Dix points de comparaison avec (A) avantage et (D) désavantage

1. Pour les applications liquides / liquides, l'échangeur de chaleur à plaques donnera généralement un coefficient de transfert de chaleur global plus élevé et, dans de nombreux cas, la perte de charge requise ne sera pas plus élevée. (A)

2. La différence de température moyenne effective sera généralement plus élevée avec l'échangeur de chaleur à plaques. (A)

3. Bien que le tube soit la meilleure forme de conduit d'écoulement pour résister à la pression, il est entièrement de mauvaise forme pour des performances de transfert de chaleur optimales car il a la plus petite surface par unité de section transversale. (A)

4. En raison des restrictions dans la zone d'écoulement des orifices sur les unités à plaques, il est généralement difficile (à moins qu'une perte de pression modérée ne soit disponible) pour produire des conceptions économiques lorsqu'il est nécessaire de manipuler de grandes quantités de fluides à faible densité tels que des vapeurs et des gaz. (D)

5. Un échangeur de chaleur à plaques est plus compact qu'un tube et, dans de nombreux cas, occupera moins d'espace au sol. (A)

6. D'un point de vue mécanique, le passage de la plaque n'est pas optimal et les unités de plaque à joints ne sont généralement pas conçues pour résister à des pressions de fonctionnement bien supérieures à 25 kgf / cm^2. (D)

7. Pour la plupart des matériaux de construction, la tôle pour plaques est moins chère par unité de surface que le tube de même épaisseur. (A)

8. Lorsque des matériaux autres que l'acier au carbone sont nécessaires, la plaque sera généralement plus économique que le tube pour l'application. (A)

9. Lorsque la construction en acier au carbone est acceptable et lorsqu'une approche plus proche de la température n'est pas nécessaire, l'échangeur de chaleur tubulaire sera souvent la solution la plus économique puisque l'échangeur de chaleur à plaques est rarement fabriqué en acier au carbone. (D)

10. Jusqu'à récemment, les applications des échangeurs de chaleur à plaques étaient limitées par la nécessité que les joints soient en élastomère. Les progrès récents de la conception ont introduit des plaques brasées et des plaques soudées, élargissant ainsi la gamme d'applications. (A)

II.8 Types divers des ECP

- **Explication des ECP à plaque et à châssis**

La particularité d'un échangeur de chaleur à plaques et châssis le plus classique est décrite.

Le concept d'un échangeur de chaleur est l'utilisation de tuyaux ou d'autres récipients de confinement pour chauffer ou refroidir un fluide en transférant de la chaleur entre celui-ci et un autre fluide. Dans la plupart des cas, l'échangeur est constitué d'un tuyau enroulé contenant un fluide qui traverse une chambre contenant un autre fluide. Les parois du tuyau sont généralement en métal, ou en une autre substance à haute conductivité thermique, pour faciliter l'échange, tandis que le boîtier extérieur de la plus grande chambre est en plastique ou revêtu d'un isolant thermique, pour empêcher la chaleur de s'échapper, **Figure II.12.**



Figure II.12 échangeur de chaleur à plaques et châssis non isolé

La plupart des échangeurs de chaleur utilisés dans l'industrie sont à coque et tube, refroidis par air ou à plaques et châssis. En règle générale, les échangeurs de chaleur à plaques et à châssis sont utilisés pour l'échange liquide-liquide à des pressions faibles à moyennes. Cependant, les échangeurs de chaleur à plaques et cadres sans joints peuvent fonctionner en toute sécurité à des températures et des pressions élevées. Les échangeurs de chaleur à plaques et cadres offrent une flexibilité car les plaques peuvent être ajoutées ou compressées pour chaque situation différente.

Les échangeurs de chaleur à plaques et à châssis sont constitués de plaques ondulées sur un châssis. Cette conception crée une turbulence élevée et une forte contrainte de cisaillement de paroi, qui conduisent toutes deux à un coefficient de transfert de chaleur élevé et à une résistance élevée à l'encrassement. Les fluides circulent dans l'échangeur de chaleur. Le fluide

chaud s'écoule vers le bas d'une plaque tandis que le fluide froid s'écoule vers l'autre plaque, **Figure II.13.**

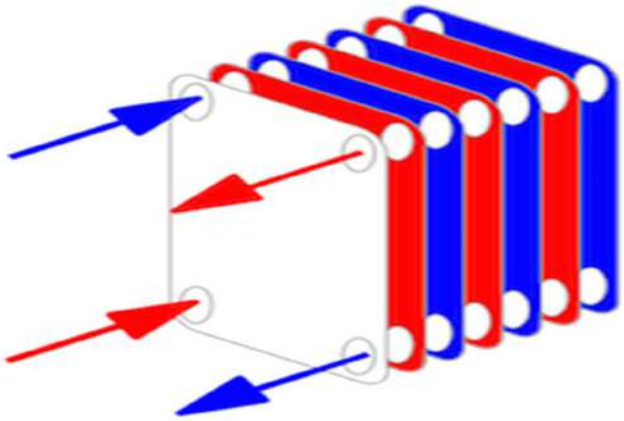


Figure II.13 Les fluide chaud et froid en rouge et bleue

Les joints garantissent que le fluide froid et le fluide chaud ne se mélangent pas. Les alternatives au joint d'étanchéité traditionnel comprennent le brasage et le soudage au laser.

Les plaques sont empilées de manière alternée pour provoquer la circulation à contre-courant. Plusieurs plaques sont serrées ensemble et scellées sur les bords. La conception permet aux deux fluides de s'écouler dans des directions alternées et de ne pas être mélangés. Cependant, la chaleur peut être transférée d'un milieu à l'autre à travers les plaques.

Étant donné que les échangeurs à plaques et cadres à joints sont faciles à nettoyer, ils sont particulièrement utiles pour le traitement alimentaire et pharmaceutique, où des niveaux élevés d'assainissement sont nécessaires.

Il existe ***quatre principaux types*** d'échangeurs de chaleur à plaques :

- **Les échangeurs de chaleur à plaques à joints** utilisent des joints et une conception de haute qualité pour sceller les plaques ensemble et les protéger contre les fuites. Les plaques peuvent être facilement retirées à des fins de nettoyage, d'expansion ou de remplacement, ce qui réduit considérablement les coûts de maintenance.

- **Les échangeurs de chaleur à plaques brasées** sont utilisés dans de nombreuses applications industrielles et de réfrigération. En raison de la composition des plaques en acier inoxydable avec brasage au cuivre, ils sont très résistants à la corrosion. Les échangeurs de chaleur à plaques brasées sont efficaces et compacts, ce qui en fait un excellent choix économique.

- **Les échangeurs de chaleur à plaques soudées** sont similaires aux échangeurs de chaleur à plaques à joints, mais à la place, les plaques sont soudées ensemble. Ils sont extrêmement durables et sont idéaux pour le transfert de fluides à haute température ou de matériaux corrosifs. Étant donné que les plaques sont soudées ensemble, le

nettoyage mécanique des plaques n'est pas une option comme avec les échangeurs de chaleur à plaques et cadres.

- **Les échangeurs de chaleur à plaques semi-soudées** comportent un mélange de plaques soudées et scellées. Ils contiennent des paires de deux plaques soudées ensemble qui sont ensuite jointes à d'autres paires, par conséquent, un chemin de fluide est soudé et l'autre chemin de fluide est joint. Il en résulte un échangeur de chaleur à plaques qui est facile à entretenir d'un côté et capable de transférer des fluides plus intenses de l'autre. Les échangeurs de chaleur semi-soudés sont parfaits pour le transfert de matériaux coûteux car ils présentent un très faible risque de perte de fluide.

II.9 Alternatives aux ECP

Les échangeurs de chaleur à plaques ne sont pas le meilleur choix pour toutes les applications. Dans les situations où il y a une différence de température extrême entre deux fluides, il est généralement plus rentable d'utiliser un échangeur de chaleur Tube-enveloppe. Dans un échangeur de chaleur à plaques, il peut y avoir une perte de pression élevée en raison de la grande quantité de turbulence créée par les canaux d'écoulement étroits. Les applications qui nécessitent une faible perte de charge peuvent également envisager un échangeur de chaleur Tube-enveloppe, **Figure II.14.**



Figure II.14 Échangeur de chaleur tubulaire

Les échangeurs à coque et à tube sont constitués d'un certain nombre de tubes maintenus dans une coque. Le transfert de chaleur a lieu entre un fluide s'écoulant à travers les tubes tandis qu'un autre fluide s'écoule sur les tubes dans la coque.

Les échangeurs de chaleur à plaques à joints sont limités à des températures de fluide élevées, par les limites de température du joint. Malgré ces limitations, les échangeurs de chaleur à plaques sont le choix le plus efficace pour une grande variété d'applications.

Les échangeurs de chaleur à plaques sont désormais courants et de très petites versions brasées sont utilisées dans les sections d'eau chaude de millions de chaudières mixtes.

L'efficacité de transfert de chaleur élevée pour une taille physique aussi petite a augmenté le débit d'eau chaude sanitaire des chaudières mixtes. Le petit échangeur de chaleur à plaques a eu un grand impact sur le chauffage domestique et l'eau chaude. Les versions commerciales plus grandes utilisent des joints entre les plaques, tandis que les versions plus petites ont tendance à être brasées.

II.10 Avantages et inconvénients des ECP

Un échangeur de chaleur à plaques et châssis présente les avantages suivants par rapport aux échangeurs de chaleur à tube et calandre largement utilisés:

- **Valeur élevée du coefficient de transfert de chaleur global**, pour les deux mêmes fluides, un échangeur de chaleur à plaques plates a généralement une valeur U beaucoup plus élevée qu'un échangeur de chaleur à calandre et tube ou un échangeur de chaleur en spirale.

- **Conception compacte** - La combinaison d'une valeur élevée pour le coefficient de transfert de chaleur global et de la configuration compacte générale de l'échangeur de chaleur à plaques plates conduit à sa capacité à avoir la même capacité thermique qu'un échangeur de chaleur à calandre et tube jusqu'à cinq fois sa taille.

- **Maintenance et nettoyage faciles** - Le fait qu'un échangeur de chaleur à plaques et châssis puisse être démonté comme indiqué dans la section précédente permet un nettoyage et une maintenance faciles. Un échangeur de chaleur à plaques et châssis peut être conçu pour permettre l'ajout ou le retrait facile de plaques pour augmenter ou réduire sa capacité de transfert de chaleur.

- **Contrôle de la température** - Un échangeur de chaleur à plaques plates fonctionne bien avec de petites différences de température entre le fluide chaud et le fluide froid.

Les échangeurs de chaleur à plaques et cadres présentent également certains inconvénients par rapport aux autres types d'échangeurs de chaleur, comme suit:

- **Potentiel de fuite** - Bien que les échangeurs de chaleur à plaques et à châssis soient conçus pour permettre aux plaques et aux joints entre eux d'être fermement serrés ensemble, le risque de fuite est encore plus grand qu'avec les échangeurs de chaleur à calandre et tube ou en spirale.

- **Chute de pression plus élevée**- Les passages étroits pour l'écoulement du fluide, qui conduisent à un coefficient de transfert de chaleur global élevé, entraînent également une chute de pression plus élevée, et donc un coût de pompage plus élevé, que les échangeurs de chaleur à calandre et à tube.

- **Pas bon pour les grandes différences de température des fluides** - Un échangeur de chaleur à plaques plates ne fonctionne pas aussi bien qu'un échangeur de chaleur à calandre et tube pour les cas où il y a une grande différence de température entre les deux fluides.

- **Ne fonctionne pas bien avec des températures de fluide très élevées-** Les joints peuvent imposer des limites de température pour les échangeurs de chaleur à plaques et à châssis.

✓ Échangeurs de chaleur à plaques et cadres isolants :

Les échangeurs de chaleur doivent être suffisamment isolés pour réduire les pertes de chaleur. Étant donné que l'inspection et l'entretien des échangeurs de chaleur sont de routine, l'isolation au maintien en place n'est pas pratique. En général, l'échangeur de chaleur subit des températures de contact différentes de la température ambiante, une chaleur précieuse rayonne probablement. Dans le cas d'échangeurs de chaleur plus grands ou d'installations à plusieurs unités, la quantité de perte d'énergie peut être substantielle.

Les revêtements isolants sont une solution possible, mais ils doivent être réappliqués chaque fois qu'un entretien est effectué, ce qui est coûteux et demande beaucoup de travail. L'isolation amovible et réutilisable sur mesure est le moyen le plus économique et le plus efficace d'isoler les échangeurs de chaleur, ce qui permet une mise en marche et un arrêt faciles lorsque la maintenance est nécessaire, **Figure II.15.**



Figure II.15 Échangeur de chaleur à plaques et châssis isolé

II.11 ECP : construction, fonctionnement et tendances

Le plus grand avantage des échangeurs de chaleur à plaques par rapport aux autres échangeurs de chaleur est leur efficacité de transfert de chaleur. Les plaques séparant les deux fluides sont plus minces que les autres matériaux alternatifs. Cela augmente le taux de transfert de chaleur et réduit ainsi les pertes de chaleur qui peuvent se produire pendant le transfert,**Figure II.16.**



Figure II.16 ECP de différentes dimensions externes

Les échangeurs de chaleur à plaques sont non seulement efficaces, mais empêchent également la formation de dépôts et de saletés qui peuvent s'accumuler au fil du temps. Il protège également le système contre une pression excessive pouvant survenir dans le système de plomberie. Les échangeurs sont inestimables grâce à ces caractéristiques qui augmentent la durée de vie du système. Les échangeurs de chaleur à plaques peuvent jouer de nombreux rôles tels que l'élément chauffant, l'élément de refroidissement, le disjoncteur ou le disjoncteur de pression.

- **Principe de fonctionnement :**

Les échangeurs de chaleur à plaques se composent essentiellement de deux orifices d'entrée, de plaques de transfert de chaleur canalisées et de deux orifices de sortie. Deux de ces orifices d'entrée et de sortie sont l'entrée et la sortie du fluide de chauffage et les deux autres sont le fluide à chauffer. Il est également possible de produire des échangeurs de chaleur spéciaux avec plus d'un fluide de chauffage ou plus d'un fluide à chauffer. Dans ce cas, le nombre d'entrées et de sorties variera.

La fonction des plaques dans l'échangeur de chaleur est de fournir un transfert de chaleur du fluide chauffant au fluide à chauffer sans mélanger les fluides. La structure canalisée de ces plaques permet au fluide de se déplacer avec une forte turbulence. Cette turbulence provoque une répartition plus homogène de la chaleur du fluide, ce qui assure une conduction thermique plus efficace, **Figure II.17.**

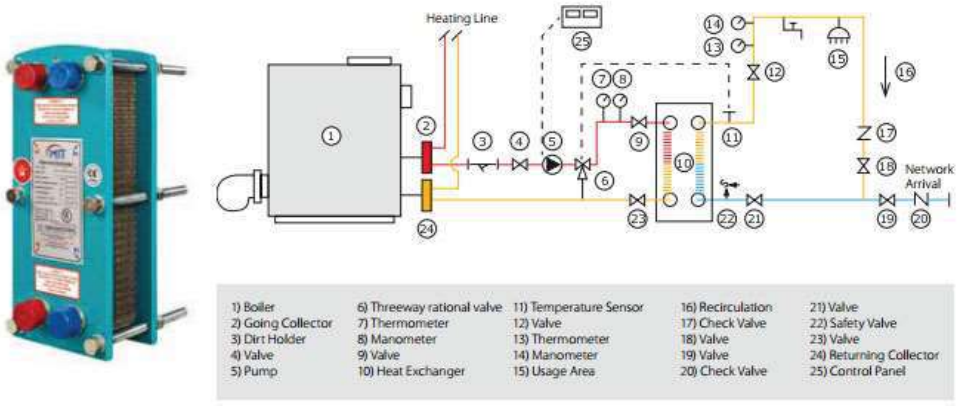


Figure II 17 Principe de fonctionnement

- **Parties des échangeurs de chaleur à plaques**

Les échangeurs de chaleur à plaques se composent principalement d'un corps, de plaques de transfert de chaleur, d'arbres de transport et d'appareils de connexion.

Les échangeurs de chaleur à plaques comportent généralement les pièces suivantes de l'avant vers l'arrière.

- Corps avant avec connexions d'entrée-sortie et informations sur l'échangeur de chaleur
- Arbres de palier supérieur et inférieur utilisés pour fixer les plaques de l'échangeur de chaleur
- La première plaque qui empêche les fluides d'entrer en contact avec le corps avant
- Plaques d'écoulement d'échangeur de chaleur qui permettent le passage des fluides et assurent le transfert de chaleur
- La dernière plaque qui empêche les fluides d'entrer en contact avec le corps arrière
- Corps arrière avec montage mobile sur arbres avec instructions de maintenance
- Goujons et rondelles qui maintiennent les plaques à une certaine taille de serrage , **Figure II.18.**

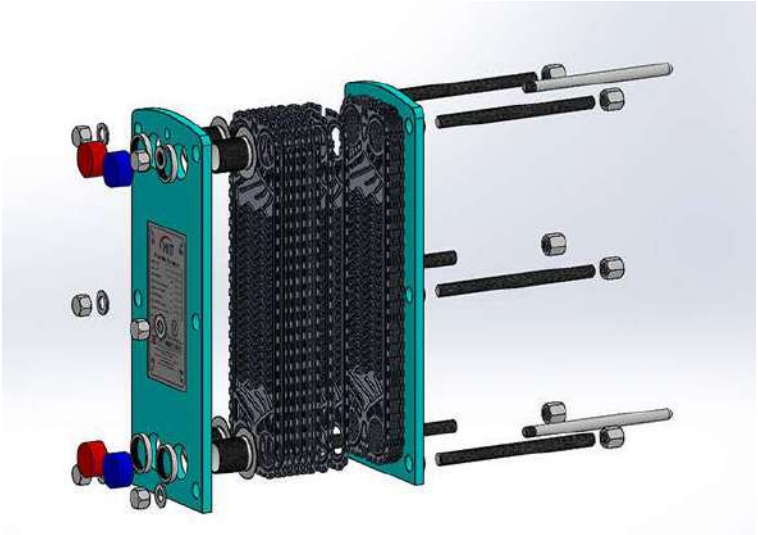


Figure II.18 ECP et parties

La plaque signalétique d'un ECP sur le corps contient les informations suivantes.

- Informations sur le modèle de l'échangeur de chaleur
- Nombre de plaques sur l'échangeur de chaleur
- Numéro de production de l'échangeur de chaleur
- Informations sur la capacité de l'échangeur de chaleur
- Test et température d'utilisation de l'échangeur de chaleur
- Test et pressions d'utilisation de l'échangeur de chaleur
- Taille minimale de sertissage de l'échangeur de chaleur

✓ **ECP à joint de nouvelle génération**

- **Joint à 03 Canaux.**

Il a été développé le système de joint à 3 canaux à la suite des études de R&D dans lesquelles une remise en question de la technologie existante des échangeurs de joints a été posée. Le système de joint à 3 canaux fournit non seulement un transfert de chaleur plus efficace par rapport à la génération précédente, mais il fournit également à l'échangeur une résistance à la corrosion plus élevée et une durée de vie plus longue.

Grâce aux surfaces de pressage triples symétriques dans le nouveau système, la déformation permanente sur le corps du joint principal est évitée. Même si des déformations se produisent sur les canaux au cours du temps, l'élasticité des canaux garantit que le taux de permanence de ces déformations est faible. Cela garantit qu'il n'est pas nécessaire de changer le joint lors de la maintenance des échangeurs de chaleur. En conséquence, la durée de vie de l'échangeur de chaleur est prolongée et les coûts des pièces de rechange sont réduits, **Figure II.19 et 20.**



Figure II.19 Triples canaux de pressage flexibles

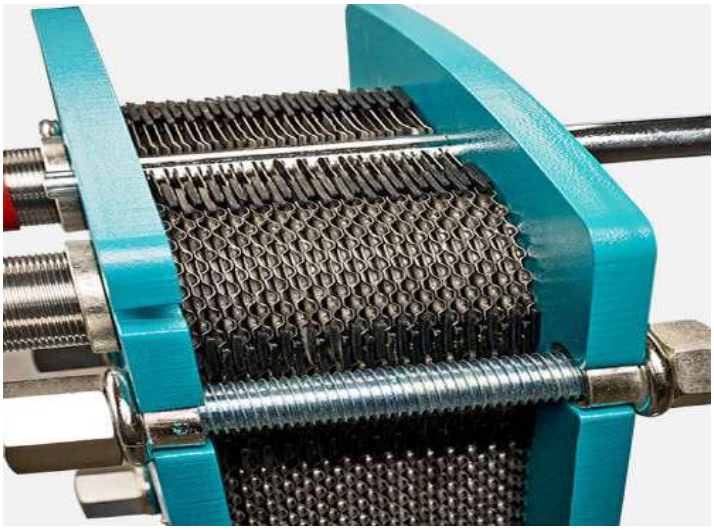


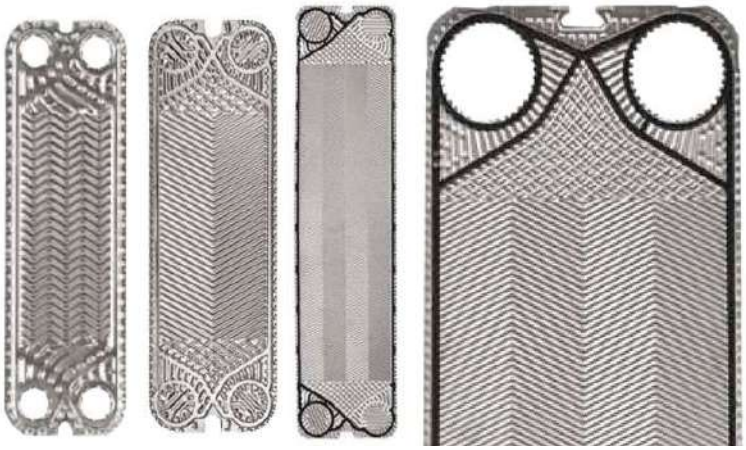
Figure II.20 Triples canaux de pressage flexibles

- **Surface de pressage à section mince**

Ceux sont des échangeurs de chaleur avec joints standards, les surfaces pressant la plaque précédente sont épaisses. Dans le nouveau système de joint à 3 canaux, les surfaces supérieures des joints sont séparées du corps principal du joint sous la forme d'un V. Cela crée une surface de pression à **section mince**. Par conséquent, l'échangeur de chaleur avec système de joint à 3 canaux est plus résistant aux éventuelles fluctuations de pression que ceux avec joints standard.

II.12 Types de plaques des ECP

Les types de plaques utilisées sont ***le facteur le plus important*** pour permettre à l'échangeur de chaleur de fournir le transfert de chaleur entre les fluides dans les paramètres souhaités. Les mêmes niveaux de performance efficace de transfert de chaleur peuvent être atteints avec différents fluides grâce aux plaques d'échangeur de chaleur conçues sous différentes formes.



II.21 Plaques d'ECP standard

Les plaques standard sont des plaques utilisées dans des applications standard telles que l'approvisionnement en eau chaude pour une utilisation quotidienne, les applications de vapeur à basse pression, le chauffage des locaux. Afin d'obtenir la solution la plus précise dans de telles applications, les plaques peuvent être modifiées avec des canaux de distribution spéciaux, des conceptions de plaques à angle large et étroit ou différentes profondeurs de plaque qui fournissent des pertes de pression minimales avec un maximum **Figure II.21.**

- **Plaques d'échangeur de chaleur à large écart**

Dans certains procédés, il y a des particules solides dans le fluide qui passeront à travers l'échangeur de chaleur. Les plaques à larges fentes sont spécialement conçues pour ces applications. Les particules dans le fluide s'écoulent sans se coincer dans les canaux de la plaque de l'échangeur de chaleur, **Figure II.22.**

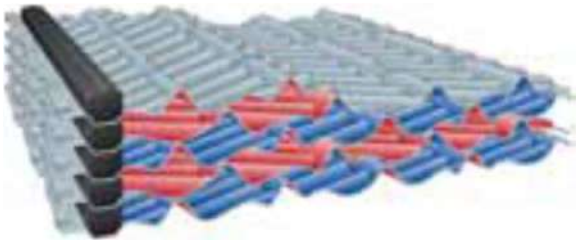


Figure II.22 Plaques d'échangeur de chaleur à large écart

En conséquence, le niveau de contamination dans les plaques est maintenu à un minimum. Les plaques d'échangeur de chaleur à écartement large sont également plus épaisses que les plaques d'échangeur de chaleur standard. Par conséquent, il est plus résistant aux facteurs corrosifs qui peuvent être présents dans le fluide. Ces plaques sont notamment utilisées dans l'industrie textile pour offrir une efficacité optimale dans la récupération de la chaleur perdue.

- **Plaques d'échangeur de chaleur semi-soudées:**

Les fluides agressifs et les températures élevées utilisés dans certaines applications raccourcissent la durée de vie des joints. Dans ces applications, pour prolonger la durabilité et la durée de vie de l'échangeur de chaleur, il est procédé au soudage par laser des plaques du côté où se trouve un fluide agressif. L'autre côté du système avec le fluide non agressif est joint comme dans les applications standard. Cela facilite la maintenance de l'échangeur de chaleur, **Figure II.23.**

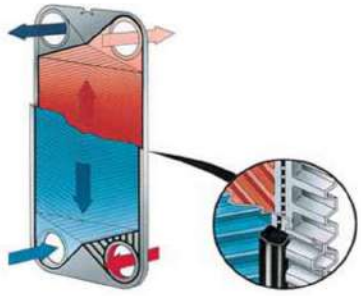


Figure II. 23 Plaques d'échangeur de chaleur semi-soudées

- **Plaques d'échangeur de chaleur à double paroi**

Dans les cas où le mélange de deux fluides utilisés dans le processus est dangereux, les plaques d'échangeur de chaleur à double protection garantissent la sécurité totale du système. Dans ces échangeurs de chaleur, deux plaques sont jointes sans soudure. Cela permet au fluide de circuler facilement entre ces deux plaques. En cas de fuite, le fluide s'échappe entre ces deux plaques sans se mélanger avec l'autre fluide et peut être intervenu à l'avance. En raison de sa similitude avec les échangeurs de chaleur et étanches standard, ceux-ci peuvent être facilement démontés et nettoyés, **Figure II.24.**

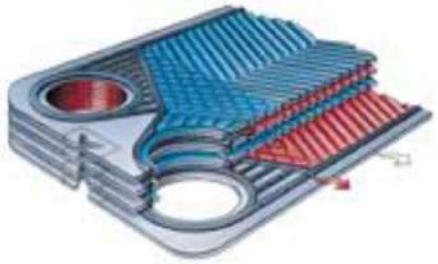


Figure II. 24 Plaques d'échangeur de chaleur à double paroi

II.13 Applications des ECP

✓ Domaine d'utilisation divers

- **Obtention d'eau chaude sanitaire**

Dans les résidences et les services publics de l'industrie, l'eau est essentielle pour le confort. Avec l'aide des échangeurs de chaleur à plaques l'eau de service peut être produite de manière centralisée ou individuelle. Ce nouveau système est plus hygiénique, plus efficace, plus durable, plus économique et plus compact. Avec ce nouveau système, en cas de calcification ou de déformation due au chlore excessif, votre système peut atteindre ses anciennes performances avec de petites révisions au lieu de remplacer complètement le système.

- **Chauffage local**

En utilisant de l'eau chaude provenant de centres de chauffage locaux, de sources géothermiques et de centres de production d'électricité, une région, une ville, voire une ville peuvent être chauffées. Selon le type de source, la conception des échangeurs de chaleur à plaques varie également. La région peut être divisée en zones séparées à l'aide d'échangeurs de chaleur à plaques. Les échangeurs de chaleur à plaques permettent de fournir de l'eau chaude aux degrés souhaités pour différentes exigences des bâtiments.

- **Systèmes de chauffage par le sol**

De nos jours, dans certaines régions où l'on souhaite plus de confort de chauffage, des systèmes de chauffage par le sol sont utilisés. Dans ces systèmes, pour éviter la corrosion de la source de chauffage, les échangeurs de chaleur servent de paroi de protection entre les

appareils de chauffage et les sources chauffées. Avec leur haute résistance à la corrosion, en inox, les échangeurs de chaleur à plaques garantissent que l'on peut utiliser le système sans aucun problème.

- **Briseur de pression**

Il y a une pression élevée dans les immeubles à plusieurs étages et hauts. Le transfert de cette pression directement au système de chauffage-refroidissement qui est placé dans le fond, déforme les systèmes. De plus, les coûts d'investissement seront si élevés car il est indispensable de mettre en place le système avec des armatures résistantes à la haute pression. Dans ce type de système, les échangeurs de chaleur à plaques qui sont placés entre la chaufferie ou le groupe de refroidissement et le sous-système, absorbent la pression et permettent également au système de refroidissement de chaudière de fonctionner à basse pression.

- **Chauffage de la piscine**

Toutes les piscines doivent être maintenues à certains niveaux de température, qu'il s'agisse d'une piscine ou d'un bassin de santé. Pour maintenir les piscines à certains niveaux de température, les échangeurs de chaleur à plaques sont utilisés à l'aide d'une simple automatisation. Grâce à la structure compacte, les échangeurs de chaleur à plaques occupent une très petite place et permettent de maintenir votre piscine stable à un certain niveau de température.

- **Systèmes de chauffage central**

Les systèmes centraux sont encouragés et sont devenus obligatoires dans certaines situations. La principale cause en est que le système central est plus efficace que l'utilisation individuelle et consomme moins d'énergie. Les échangeurs de chaleur à plaques permettent de produire de l'eau chaude pour chauffer les zones résidentielles et en même temps de produire de l'eau chaude sanitaire.

- **Systèmes de chauffage géothermique**

Si on dispose des sources géothermiques, Les ECP sont utilisés à la fois pour le chauffage domestique et la production d'eau des services publics en utilisant l'énergie géothermique et sont devenus l'une des marques les plus préférées au Moyen-Orient et en Europe de l'Est.

- **Récupération d'énergie thermique**

De jour en jour, l'énergie est de plus en plus chère, il ne reste donc plus de patience pour gaspiller de l'énergie ni dans l'industrie ni dans l'utilisation individuelle. Dans l'industrie, le budget énergétique a augmenté d'environ 20% à 40% et est également devenu presque la plus grosse dépense. Compte tenu de tous ces points, la récupération d'énergie est très importante. Les ECP évitent la perte d'énergie grâce à leurs grandes plaques adaptées à chaque système et variété de joints.

- **Installations de production d'électricité**

Les centrales thermiques sont des lieux de production d'électricité. En plus de cela, ce sont de très grandes sources d'eau surchauffée. Dans ces usines, il y a un besoin de systèmes supplémentaires à mettre en place et beaucoup d'argent est dépensé pour refroidir l'eau surchauffée. Dans ce point, les ECP jouent un rôle car ils fournissent un refroidissement par eau gratuit et l'utilisation de l'énergie thermique, afin de chauffer une région.

- **Systèmes d'énergie solaire**

Les systèmes d'énergie solaire sont les sources alternatives les plus populaires. Pour obtenir de l'eau chaude sanitaire et le chauffage de la maison, ils peuvent fournir de l'énergie gratuite. Dans ces systèmes, les ECP sont utilisés comme un chauffe-eau soudain et permettent au système de fonctionner plus efficacement et d'allonger la durée de vie du système en offrant un fonctionnement plus sûr.

✓ Domaine d'utilisation de l'industrie

- **Huile de presse à rouler de refroidissement**

Dans les huileries l'huile usée devient chaude et perd sa fonction lubrifiante et les performances de production diminuent. Pour maintenir l'huile de floraison à une température optimale, des ECP peuvent être utilisés. Avec des tours de refroidissement, des circuits de refroidissement et des automatismes simples qui sont connectés aux circuits secondaires des échangeurs de chaleur, l'huile de presse à rouler se maintient à la température souhaitée et l'installation fonctionne avec une efficacité maximale.

- **Refroidissement à l'huile de borax lors du fraisage**

L'huile borax est l'une des pierres angulaires de l'industrie, elle est au cœur du système d'usinage. La qualité et la température de l'huile borax sont très importantes pour obtenir des performances maximales de l'arête de coupe et pour atteindre une durée de vie maximale de la fraise. Si une tour de refroidissement ou un refroidisseur est utilisé avec des ECP, l'huile de borax peut être maintenue à une température optimale, afin d'obtenir une efficacité maximale.

- **Cycle de groupe de refroidissement**

Dans le monde d'aujourd'hui, les tours de refroidissement sont la source de refroidissement la plus courante pour répondre à la demande de refroidissement dans les installations industrielles. Ces tours peuvent être ouvertes, fermées ou les deux. Dans les tours ouvertes, une certaine quantité de particules solides se mélange à l'eau et cette eau ne peut pas être renvoyée vers le système qui sera refroidi directement. En utilisant des ECP entre le système et la tour ouverte, le système est séparé en deux circuits et les ECP prennent tout le risque. En temps voulu, si l'échangeur de chaleur est sale, il peut être nettoyé facilement et ainsi le système peut à nouveau fonctionner avec les mêmes performances.

- **Circuit de groupe de refroidisseurs**

En général, il ne suffit pas d'utiliser une tour de refroidissement dans de telles situations où de l'eau à très basse température est nécessaire. C'est pourquoi les refroidisseurs sont préférés dans ce type d'applications. Les groupes refroidisseurs sont des appareils très sensibles et coûteux et il est vraiment difficile de les réparer, dans une situation critique, de graves dommages peuvent survenir. Les ECP séparent le système et le circuit du refroidisseur afin de les faire fonctionner indépendamment les uns des autres.

- **Recyclage de la chaleur résiduelle**

Dans les installations industrielles, il y a beaucoup de sources de chaleur qui fonctionnent inutilement comme la vapeur, et l'eau chaude qui revient sans laver le tissu. Dans le même temps, certaines applications nécessitent de la chaleur, comme la production d'eau chaude sanitaire et le chauffage des bureaux. Si on utilise des ECP pour transférer des sources de chaleur disponibles vers les zones nécessaires, la chaleur est gardée sans frais supplémentaires pour des besoins en chaleur. De nos jours, la concurrence dans la production est en forte augmentation.

Le facteur le plus important pour soulager les entreprises est de réduire les dépenses. Les dépenses énergétiques sont l'une des composantes les plus importantes, elles sont très importantes pour tout le monde. Par conséquent, le gaspillage est inacceptable. Suivant un calcul approximatif, un ECP utilisé pour le recyclage de la chaleur s'amortira en 3-6 mois et commencera à rendre l'entreprise plus rentable.

✓ Domaines d'utilisations alimentaires et hygiéniques

- **Refroidisseurs à plaques**
- **Chauffe-plaques**
- **Systèmes de pasteurisation sur plaque**

Pasteurisation du lait à boire, pasteurisation du fromage blanc, pasteurisation du fromage pasteurisation du yogourt, pasteurisation du beurre, pasteurisation de la saumure

- **Pasteurisation du lait**

Le lait fait partie des nutriments de base. La collecte, la production et l'hygiène du lait sont une tâche difficile. C'est pourquoi différentes solutions ont été essayées au cours de l'histoire et enfin, une technologie de pasteurisation a été développée. En gros, la pasteurisation chauffe le lait rapidement et le refroidit à nouveau. Grâce à ce processus, toutes les bactéries présentes dans le lait sont tuées. Les ECP sont avantageusement conçus pour ce processus.

L'avantage le plus important de l'utilisation d'un ECP dans la pasteurisation est d'atteindre des valeurs de régénération élevées. Le lait est en boucle dans l'échangeur de chaleur. Grâce à cela, le lait provenant du chauffage et le lait chaud allant à la partie de refroidissement et le lait froid allant au chauffage entrent en collision au niveau de régénération et un transfert de

chaleur se produit. Avec ce système d'économie d'énergie et de temps, le processus est réalisé plus rapidement et à moindre coût. Dans les ECP à plusieurs niveaux, il est possible de concevoir une entrée-sortie hygiénique avec ports pour équipements tels que séparateur, homogénéisateur, support et dégazeur.

L'hygiène est vitale pour les aliments. C'est pourquoi les échangeurs de chaleur utilisés pour les applications alimentaires sont fabriqués en acier inoxydable. Le contact alimentaire est uniquement avec des surfaces en acier inoxydable et des joints spéciaux

- **Applications CIP**

L'hygiène est très importante pour la transformation du lait et du yogourt. Parce que ces aliments sont exposés à des bactéries. Dans ces applications, l'ensemble de l'unité de traitement doit être nettoyé périodiquement pour éviter la formation de bactéries. Le liquide utilisé pour le nettoyage est appelé CIP. Ce liquide doit circuler dans le système à certaines températures et débits. Les ECP sont utilisés pour maintenir le liquide aux températures souhaitées.

- ✓ **Applications chimiques**

Les liquides utilisés dans l'industrie chimique doivent être refroidis ou chauffés selon le type de procédé. Pour obtenir les bons résultats, les bonnes valeurs de température sont ciblées. Le principal problème dans l'industrie de la chimie est l'agressivité du produit chimique. Les produits chimiques agressifs représentent un risque potentiel pour les plaques et les joints. Pour cette raison, il est vraiment important de sélectionner le bon matériau pour les plaques et les joints.

- ✓ **Zone d'utilisation Marine**

- **Systèmes de refroidissement des navires**:

Il existe deux types de systèmes de refroidissement; refroidissement direct et biphasé (indirect). Le refroidissement direct ne pose aucun problème et convient aux moteurs conçus à l'origine comme des moteurs marins. Les blocs-cylindres et autres équipements contiennent de l'eau en circulation, sont protégés par des composés et des zincs. Tous les moteurs marins externes et les petits moteurs internes puissants sont fabriqués de cette manière. Une pompe de mer déclenchée par le moteur absorbe et fait circuler l'eau dans le moteur pour obtenir un refroidissement. Cette pompe est conçue de manière à pouvoir effectuer un refroidissement dans de telles situations lorsque le moteur fonctionne à haute performance. C'est pourquoi, en utilisation normale, le moteur n'atteint jamais la température de fonctionnement idéale et fonctionne à froid. Pour cette raison, avec une ligne de dérivation et un thermostat, certains appareils sont développés pour fournir suffisamment de chauffage au moteur et contrôler le débit d'eau envoyé au moteur.

Dans les systèmes de refroidissement biphasés, l'eau utilitaire circule dans le moteur (tout comme dans les véhicules terrestres et les moteurs industriels stationnaires) afin que les pièces internes du moteur soient protégées de l'effet de l'eau de mer. La pompe à eau de mer

déclenchée par le moteur transfère l'eau de mer dans un ECP. L'eau chaude sanitaire provenant du moteur, circule dans les plaques et se refroidit à l'aide d'eau de mer et retourne au moteur.

- **Système de refroidissement central**

Dans les systèmes de refroidissement centraux, l'eau de mer est utilisée pour refroidir la ligne de circulation d'eau douce qui est placée du côté secondaire. Cette eau douce refroidie agit comme un liquide plus frais dans les échangeurs de chaleur qui doivent être refroidis. Ces échangeurs de chaleur sont principalement utilisés dans la conduite de circulation et le refroidissement par eau du moteur. L'utilisation d'eau douce dans le circuit secondaire réduit la corrosion et l'usure des composants du circuit qui sont placés dans les courses de la machine. De plus, il réduit les coûts de sauvegarde et de maintenance à des niveaux minimaux. Avec les ECP, le système sera plus sûr et plus durable.

Le plus gros problème du secteur maritime est la corrosivité de l'eau de mer. Les ECP ayant des plaques complètes en titane et composé de titane 316, seront nécessaires.

- **Autres applications de refroidissement dans un navire**:

Refroidissement du moteur principal, refroidissement de l'huile de lubrification, refroidissement de l'arbre à cames, chauffage du mazout, refroidisseur par distillation d'eau

III.1 Introduction

Les tâches les plus courantes dans la conception des échangeurs de chaleur sont l'évaluation et le dimensionnement. Le problème de **vérification** concerne la détermination du taux de transfert de chaleur et des températures de sortie de fluide pour des débits de fluide prescrits, des températures d'entrée et une chute de pression admissible pour un échangeur de chaleur existant; par conséquent, la surface de transfert de chaleur et les dimensions du passage d'écoulement sont disponibles. Le problème de **dimensionnement**, par contre, implique la détermination des dimensions de l'échangeur de chaleur, c'est-à-dire la sélection d'un type d'échangeur de chaleur approprié et la détermination de la taille pour répondre aux exigences des températures spécifiées d'entrée et de sortie du fluide chaud et froid, débits et chutes de pression.

III.2 Disposition des chemins d'écoulement dans les échangeurs de chaleur

Un échangeur de chaleur de type récupérateur est classé en fonction du sens d'écoulement des courants de fluide chaud et froid et du nombre de passages effectués par chaque fluide lorsqu'il traverse l'échangeur de chaleur. Par conséquent, les échangeurs de chaleur ont les schémas d'écoulement suivants: (**1**) écoulement parallèle, avec deux fluides circulant dans le même sens, **Figure III.1a**, (**2**) contre-courant, avec deux fluides s'écoulant parallèlement l'un à l'autre mais dans des directions opposées (**Figure III.1b**), (**3**) écoulement transversal, avec deux fluides se croisant (**Figure III.1c et d**), et (4) écoulement mixte où les deux fluides sont simultanément en écoulement parallèle, à contre-courant (**Figure III.2a et b**) et en écoulement transversal multi passe (**Figure III.2c**). Les applications comprennent divers échangeurs de chaleur à tubes et enveloppes, **Figure III.1 et Figure III.2.**

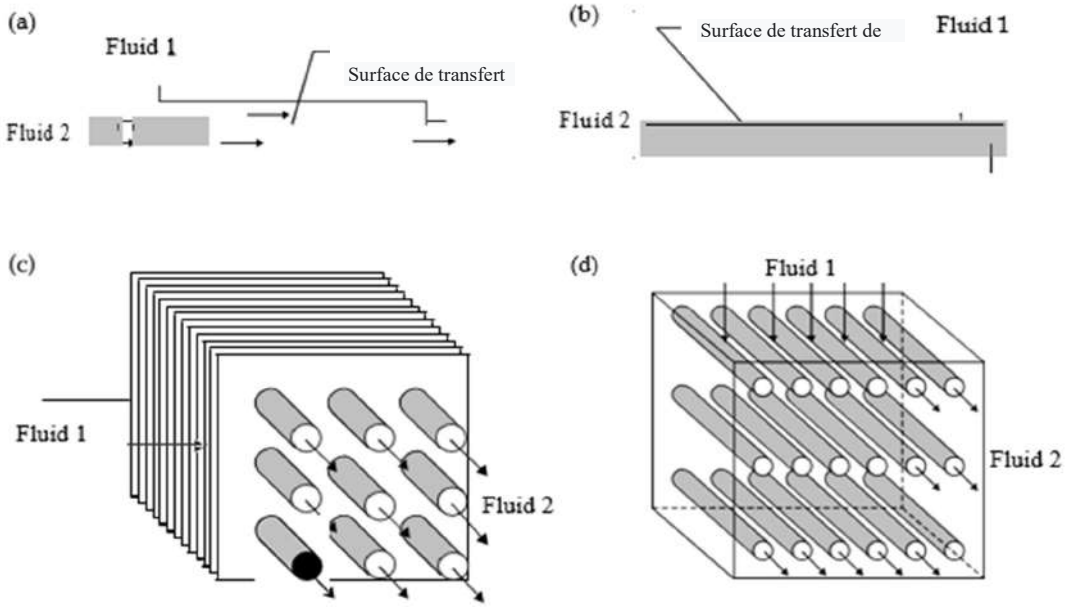


Figure III.1 Classification de l'échangeur de chaleur selon les dispositions d'écoulement.

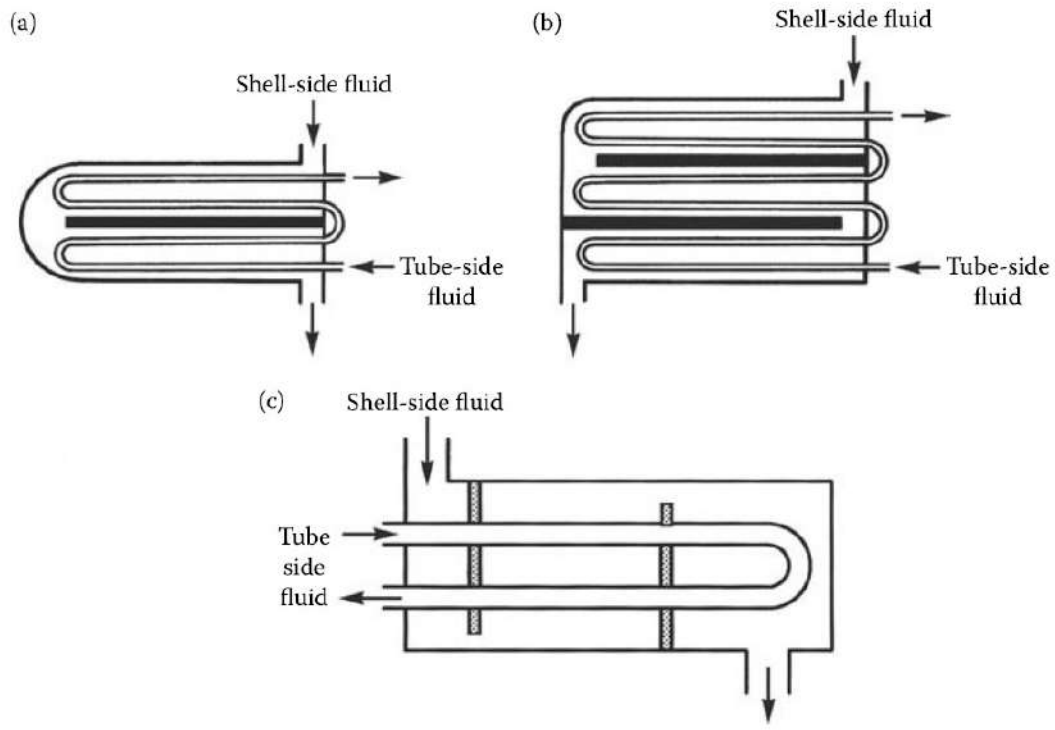


Figure III.2 Multi-passes dans les échangeurs.

III.3 Équations de base dans la conception :

Le but de l'analyse thermique donnée sera de déterminer la surface de transfert de chaleur de l'échangeur de chaleur (problème de dimensionnement). Les calculs de performance d'un échangeur de chaleur (problème de vérification) sont effectués lorsque l'échangeur de chaleur est disponible, mais il est nécessaire de déterminer la quantité de chaleur transférée, les pertes de charge et les températures de sortie des deux fluides.[7]

Les variations de température dans les processus habituels de transfert de chaleur de fluide à fluide, en fonction de la disposition du trajet d'écoulement, sont illustrées à la figure III.3, dans laquelle la surface de transfert de chaleur A est tracée le long de l'axe des x et la température des fluides est tracé le long de l'axe y. La figure III.3d montre le transfert de chaleur avec le fluide chaud à température constante (condenseur). La nature des profils de la température dépendent également des rapports de capacité thermique des fluides.

À partir de la première loi de la thermodynamique pour un système ouvert, en régime permanent, dans des conditions d'écoulement constant, avec des changements de potentiel et d'énergie cinétique négligeables, le changement d'enthalpie de l'un des courants de fluide est sous forme intégrée, **figure III.4.**

$$Q=\dot{m}(i_2 - i_1) \text{ (III.1)}$$

où i_1 et i_2 représentent les enthalpies d'entrée et de sortie du courant de fluide. pour les fluides chauds et froids cela donne donnent

$$Q=\dot{m}_h(\dot{\imath}_{h_1} - i_{h_2}) \text{ et } Q = \dot{m}_c(\dot{\imath}_{c_2} - i_{c_1}) \text{ (III.2)}$$

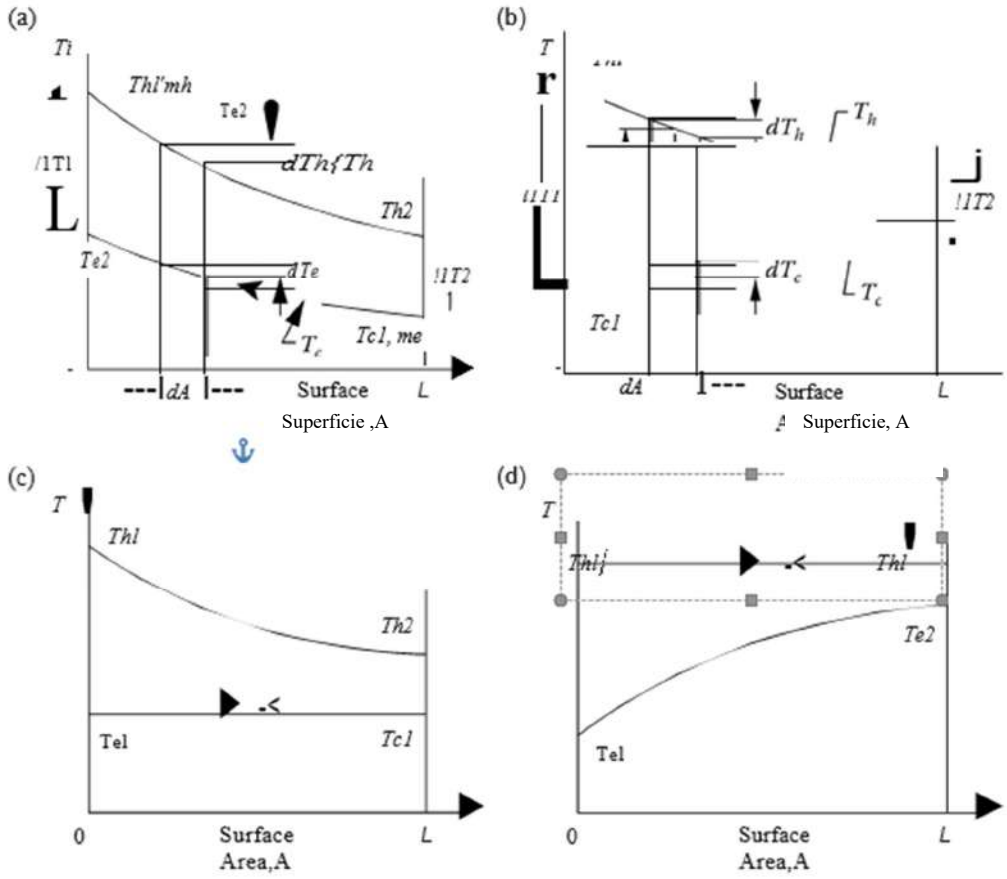


Figure III.3 Variations de la température du fluide dans les échangeurs de chaleur à écoulement parallèle, à contre-courant, à évaporateur et à condenseur: (a) à contre-courant; (b) écoulement parallèle; (c) un fluide froid s'évaporant à température constante; (d) un fluide chaud se condensant à température constante.

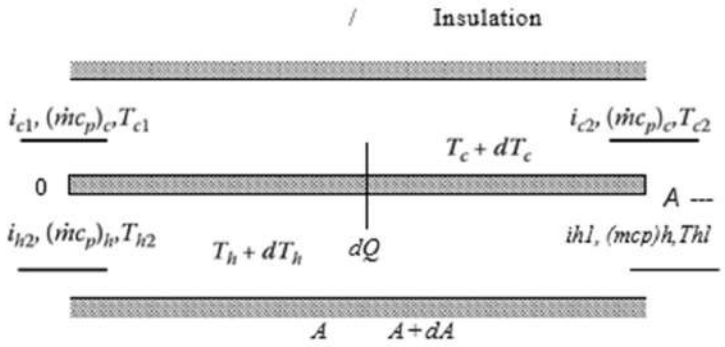


Figure III.4 Bilan énergétique global des fluides chauds et froids d'un échangeur de chaleur à deux fluides.

Les indices h et c se réfèrent aux fluides chauds et froids, et les nombres 1 et 2 désignent les conditions d'entrée et de sortie du fluide. Si les fluides ne subissent pas de changement de phase et ont des chaleurs spécifiques constantes avec di = cP.dT, alors les équations deviennent

$$Q = \left(\dot{m}_{c_p}\right)_h \left(T_{h_1} - T_{h_1}\right) \text{ et } Q = \left(\dot{m}_{c_p}\right)_c \left(T_{c_2} - T_{c_1}\right) \textbf{ (III.3)}$$

Il est pratique d'établir une valeur moyenne appropriée de la différence de température entre les fluides chauds et froids de telle sorte que le taux de transfert de chaleur total Q entre les fluides puisse être déterminé à partir de

$$Q = U \ A \ \Delta T_m \textbf{ (III.4)}$$

où A est la surface totale de transfert de chaleur côté chaud ou côté froid, et U est la moyenne du coefficient de transfert de chaleur global basé sur cette zone. ΔT_m des quatre températures d'entrée et de sortie des fluides.

III.4 Coefficient de transfert de chaleur global

Les parois des échangeurs de chaleur sont généralement constituées d'un seul matériau, bien qu'une paroi puisse parfois être bimétallique (acier avec revêtement en aluminium) ou revêtue d'un plastique comme protection contre la corrosion. La plupart des surfaces des échangeurs de chaleur ont tendance à acquérir une résistance supplémentaire au transfert de chaleur qui augmente avec le temps. Il peut s'agir soit d'une très fine couche d'oxydation, soit, à l'autre extrême, d'un dépôt de croûte épaisse, tel que celui qui résulte d'une eau salée refroidissante dans les condenseurs à vapeur. Cet effet d'encrassement peut être pris en compte en introduisant une résistance thermique supplémentaire, appelée résistance d'encrassement R_s Sa valeur dépend du type de fluide, de la vitesse du fluide, du type de surface et de la durée de service de l'échangeur de chaleur. [7]

De plus, des ailettes sont souvent ajoutées aux surfaces exposées à l'un ou aux deux fluides, et en augmentant la surface spécifique, elles réduisent la résistance au transfert de chaleur par convection. Le coefficient de transfert de chaleur global pour une seule paroi plane lisse et propre peut être calculé à partir de

$$UA = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\frac{1}{h_i A} + \frac{t}{kA} + \frac{1}{h_0 A}} \textbf{ (III.5)}$$

où R_t est la résistance thermique totale au flux de chaleur à travers la surface entre le flux intérieur et extérieur, t est l'épaisseur de la paroi, et h_i et h_0 sont des coefficients de transfert de chaleur pour les flux intérieur et extérieur, respectivement. Pour l'échangeur de chaleur tubulaire sans ailettes et propre, le U pour un mur est donné par

$$U_0A_0 = U_iA_i = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\frac{1}{h_iA_i} + \frac{\ln(\frac{r_0}{r_i})}{2\pi kL} + \frac{1}{h_0A_0}}$$

Si la surface de transfert de chaleur est encrassée par l'accumulation de dépôts, cela introduit à son tour une résistance thermique supplémentaire sur le trajet. On définit un coefficient d'échelle de transfert de chaleur de résistance Rs.

$$\frac{\Delta T_s}{Q} = R_s = \frac{1}{Ah_s} \textbf{ (III.6)}$$

Des tableaux sont fournis pour les valeurs de R_s

En conséquence, le transfert de chaleur à travers une paroi d'échangeur de chaleur encrassée par la formation de dépôts sur les surfaces intérieure et extérieure. La résistance thermique totale R_t peut être exprimée comme

$$R = \frac{1}{UA} = \frac{1}{U_0A_0} = \frac{1}{U_iA_i} = \frac{1}{h_iA_i} + R_w + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{R_{f0}}{A_0} + \frac{1}{A_0h_0}$$

Un mur de séparation peut être pourvu d'ailettes différemment de chaque côté (figure III.5). De chaque côté, le transfert de chaleur a lieu à partir des ailettes (indice f) ainsi que de la partie non finie de la paroi (indice u). En introduisant l'efficacité des ailettes, η_f, le transfert de chaleur total peut être exprimé comme

$Q = \left(\eta_f A_f h_f + hA_u h_w\right)\ \Delta T$ **(III.7)**

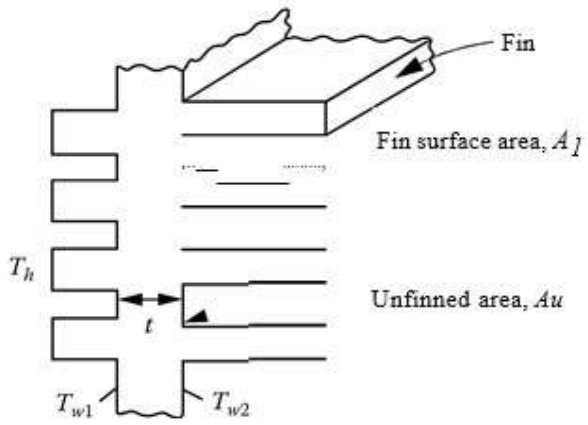


Figure III.5 Mur à ailettes.

Globalement, $$Q = hA\left[1 - \frac{A_f}{A}(1 - \eta_f)\right]\Delta T$$

ou alors $$Q = \eta hA\Delta T \textbf{ (III.8)}$$

Compte tenu des ailettes et des encrassements, on aura

$$R_t = \frac{1}{UA} = \frac{1}{U_0 A_0} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{\eta_i h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + R_w + \frac{R_{f0}}{A_0} + \frac{1}{\eta_i A_0 h_0} \quad \textbf{(III.9)}$$

Ou encore

$$U_0 = \frac{1}{\frac{A_0}{A_i}\frac{1}{\eta_i h_i} + \frac{A_0 R_{fi}}{\eta_i A_i} + A_0 R_w + \frac{R_{f0}}{\eta_0} + \frac{1}{\eta_0 h_0}} \quad \textbf{(III.10)}$$

Tableau III-1 Ordre de grandeur et la plage de h pour diverses conditions.

Fluide	***h*, W/ (m².K)**
Gaz (convection naturelle)	3-25
Huile moteur (convection naturelle)	30-60
Liquides fluides (non métalliques)	100-10,000
Métaux liquides fluides	5.000-250.000
Transfert de chaleur bouillante :	
• Eau, pression <5 bars abs, ΔT = 25 K	5.000-10.000
• Eau, pression 5-100 bars abs, ΔT = 20 K	4.000-15.000
• Film bouillant 300-400	300-400
Transfert de chaleur par condensation à 01 atm :	
• Condensation de film sur tubes horizontaux	9.000-25.000
• Condensation de film sur les surfaces verticales	4.000-11.000
• Condensation goutte à goutte	60.000-120.000

III.5 Méthode LMTD pour l'analyse des échangeurs de chaleur

III.5.1 Échangeurs de chaleur parallèles et à contre-courant

Dans l'analyse du transfert de chaleur des échangeurs de chaleur, le taux de transfert de chaleur total Q à travers l'échangeur de chaleur est la quantité d'intérêt principal.

$$\delta Q = -C_h dT_h = \pm C_h dT_c \quad \textbf{(III.11)}$$

Où C_h et C_c sont les taux de capacité calorifique des fluides chaud et froid, respectivement, et les signes + et - correspondent respectivement à parallèle et à contre-courant. Le taux de transfert de chaleur δQ du fluide chaud au fluide froid à travers la zone de transfert de chaleur dA peut également être exprimé comme

$$\delta Q = U(T_h - T_c)dA \textbf{ (III.12)}$$

Pour le contre-courant, nous obtenons

$$d(T_h - T_c) = dT_h - dT_c = \delta Q \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h}\right) \textbf{ (III.13)}$$

Ou globalement

$$T_{h2} - T_{c1} = (T_{h1} - T_{c2}) exp\left[-UA\left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h}\right)\right] \textbf{ (III.14)}$$

Des cas peuvent alors se présenter, **Figure III.6.**

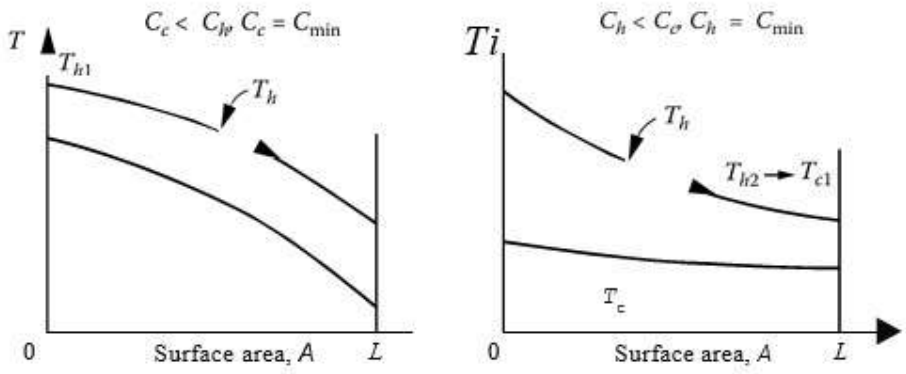


Figure III.6 Variation de température pour un échangeur de chaleur à contre-courant.

ou alors

$$\mathcal{Q} = UA \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \textbf{ (III.15)}$$

où ΔT_1 est la différence de température entre les deux fluides à une extrémité de l'échangeur de chaleur et ΔT_2 est la différence de température des fluides à l'autre extrémité de l'échangeur de chaleur. On a ainsi,

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \textbf{ (III.16)}$$

qui est appeléé LMTD (différence de température moyenne logarithmique).

III.5.2 Échangeurs de chaleur multi-passe et à flux transversal

Le LMTD développé précédemment n'est pas applicable pour l'analyse du transfert de chaleur des échangeurs de chaleur à flux croisé et à flux multiples.

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{(T_{h2} - T_{c1}) - (T_{h1} - T_{c2})}{\ln[(T_{h2} - T_{c1})/(T_{h1} - T_{c2})]} \textbf{ (III.17)}$$

Mais en utilisant deux quantités P-l'efficacité en température de l'échangeur de chaleur du côté fluide froid et R-rapport du débit calorifique, tel que :

$$R = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{max}} = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} \text{ et } R = \frac{C_c}{C_h} = \frac{T_{h1} - T_{c2}}{T_{h2} - T_{c1}} \textbf{ (III.18)}$$

L'échange thermique serait calculé sous l'hypothèse d'une disposition à contre-courant avec un facteur de correction F

$$\mathcal{Q} = UA\Delta T_{lm} = UAF\Delta T_{lm,cf} \textbf{ (III.19)}$$

F est non dimensionnel; il dépend de l'efficacité de la température P, du rapport de débit de capacité thermique R et de la disposition du débit

Les facteurs de correction sont disponibles sous forme de graphique préparé par Bowman et al. [14]; pour une utilisation pratique pour tous les échangeurs de chaleur à écoulement transversal et tubulaire à plusieurs passages communs. A titre d'exemple la **Figure III.7** donne un aperçu.

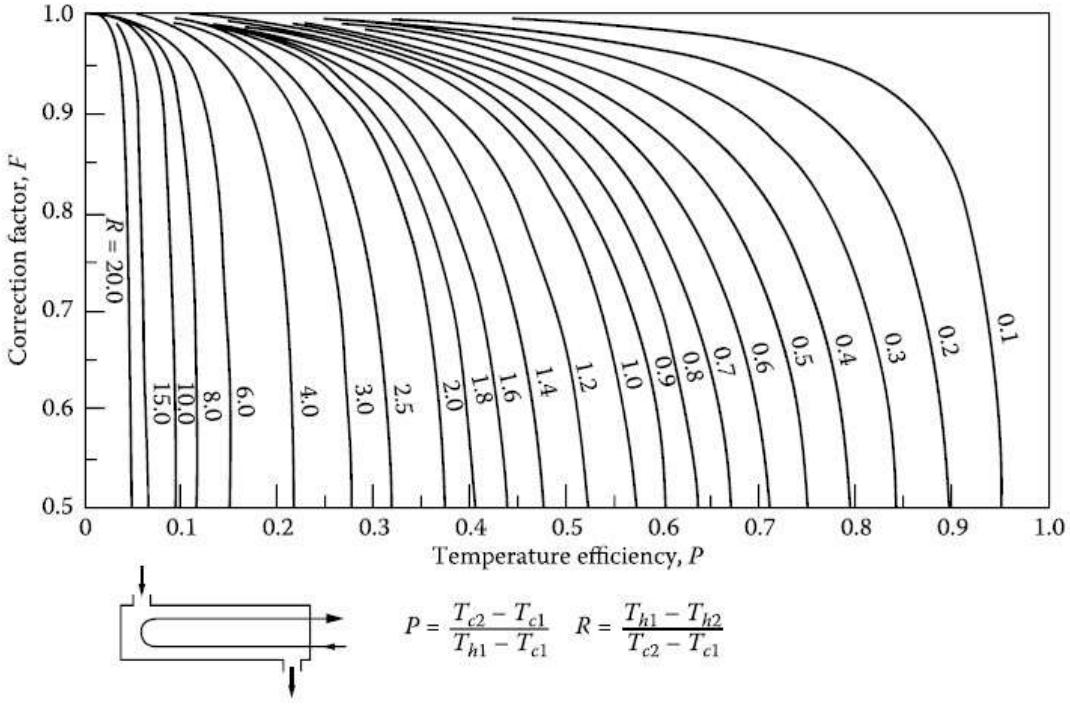


Figure III.7 Facteur de correction F pour un échangeur tube-calandre, une passe pour la calandre et deux et plus pour les tubes.

Dans le calcul de P et R pour déterminer F, il importe peu que le fluide plus froid s'écoule à travers la coque ou à l'intérieur des tubes.

Le facteur de correction F est inférieur à 1 pour les dispositions à flux croisé et à passages multiples; il vaut 1 pour un véritable échangeur de chaleur à contre-courant. Il représente le degré de départ de la vraie différence de température moyenne par rapport au LMTD pour un arrangement à contre-courant.

Dans un agencement à passages multiples ou à écoulement transversal, la température du fluide peut ne pas être uniforme à un emplacement particulier dans l'échangeur à moins que le fluide ne soit bien mélangé le long de la longueur du trajet. Par exemple, en flux croisé (Figure III-8), les fluides chauds et froids peuvent entrer à des températures uniformes, mais s'il y a des canaux dans le trajet d'écoulement (avec ou sans entretoises ondulées) et pour éviter le mélange, les distributions de température de sortie seront comme indiqué dans la figure III-8. Si de tels canaux ne sont pas présents, les fluides peuvent être bien mélangés le long de la longueur du trajet et les températures de sortie sont presque uniformes que dans un écoulement normal. Une stratification similaire des températures se produit dans l'échangeur

multi passe à tubes-calandre. Une série de chicanes peut être nécessaire si le mélange du fluide de coque doit être obtenu, **Figure III.8.**

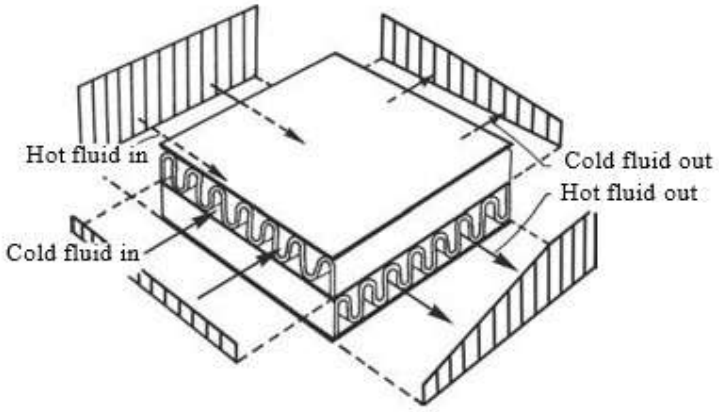


Figure III.8 Répartition de la température dans un échangeur de chaleur à flux transversal.

III.6 La méthode ε-NTU pour l'analyse des échangeurs de chaleur

Lorsque les températures d'entrée ou de sortie des courants de fluide ne sont pas connues, une procédure **d'essai et d'erreur** pourrait être appliquée pour utiliser la méthode LMTD dans l'analyse thermique des échangeurs de chaleur. La valeur convergée du LMTD satisfera l'exigence selon laquelle la chaleur transférée dans l'échangeur de chaleur doit être égale à la chaleur convectée au fluide. [7]

Dans ces cas, pour **éviter une procédure d'essais et d'erreurs**, la méthode du nombre d'unités de transfert (NTU) basée sur le concept d'efficacité de l'échangeur de chaleur peut être utilisée. Cette méthode est basée sur le fait que les différences de température d'entrée ou de sortie d'un échangeur de chaleur. On aura :

1. Rapport de taux de capacité

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \textbf{ (III.20)}$$

Où C_{min} et C_{max} sont la plus petite et la plus grande des deux grandeurs de C_h et C_c, respectivement, et $C^* \leq 1$; $C^* = 0$ correspond à un C_{min} finie avec C_{max} approchant ∞ (un fluide de condensation ou d'évaporation).

2. Efficacité du transfert de chaleur de l'échangeur:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \textbf{ (III.21)}$$

qui est le rapport du taux de transfert de chaleur réel dans un échangeur de chaleur au taux de transfert de chaleur maximal possible thermodynamiquement limité si une surface de transfert de chaleur infinie était disponible dans un échangeur de chaleur à contre-courant.

Le transfert de chaleur réel est obtenu soit par l'énergie dégagée par le fluide chaud, soit par l'énergie reçue par le fluide froid.

$$\mathcal{Q} = \left(\dot{m}c_p\right)(T_{h1} - T_{h2}) = \left(\dot{m}c_p\right)(T_{c2} - T_{c1}) \qquad \textbf{(III.22)}$$

$$si\ C_h > C_{c'}\ alors \quad (T_{h1} - T_{h2}) < (T_{c2} - T_{c1})$$

$$si\ C_h < C_{c'}\ alors \quad (T_{h1} - T_{h2}) > (T_{c2} - T_{c1})$$

Le fluide susceptible de subir la différence de température maximum est le fluide avec le taux de capacité thermique minimum C_{min}. Par conséquent, le transfert thermique maximum possible est exprimé par

$$\mathcal{Q} = \left(\dot{m}c_p\right)(T_{h1} - T_{h2}) \quad si\ \ C_c > C_h$$

qui peut être obtenue avec un échangeur de chaleur à contre-courant si une surface de transfert de chaleur infinie était disponible. L'efficacité de l'échangeur de chaleur, e, s'écrit donc

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h1} - T_{h2})}{C_{min}(T_{h1} - T_{c2})} = \frac{C_c(T_{c1} - T_{c2})}{C_{min}(T_{h1} - T_{c2})} \quad \textbf{(III.23)}$$

La première définition est pour $C_h = C_{min}$ et la seconde est pour $C_c = C_{min}$. Ces équations sont valables pour tous les arrangements d'écoulement d'échangeur de chaleur. La valeur de ε est comprise entre zéro et 1.

3. Numéro d'unité de transfert:

$$NTU = \frac{AU}{C_{min}} = \frac{1}{C_{min}} \int UdA \quad \textbf{(III.24)}$$

Si U n'est pas constant, la définition de la seconde égalité s'applique. NTU désigne la taille de transfert de chaleur non dimensionnelle de l'échangeur de chaleur.

Une expression faible est obtenue pour ε pour le contre-courant:

$$\varepsilon = \frac{1 - exp[-NTU(1 - C_{min}/C_{max})]}{1 - (C_{min}/C_{max}) exp[-NTU(1 - C_{min}/C_{max})]} \qquad \textbf{(III.25)}$$

Dans le cas d'un écoulement parallèle, une analyse similaire peut être appliquée pour obtenir l'expression suivante:

$$\varepsilon = \frac{1 - exp[-NTU(1 + C_{min}/C_{max})]}{1 + (C_{min}/C_{max})} \quad \textbf{(III.26)}$$

Deux cas limites sont intéressants : C_{min} / C_{max} égal à 1 et zéro. Pour C_{min} / C_{max} = 1, le résultat suivant est obtenu pour le contre-courant et le courant parallèle respectivement:

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \text{ et } \varepsilon = \frac{1}{2}(\exp(1 - 2.NTU)) \qquad \textbf{(III.27)}$$

Pour C_{min} / C_{max} = 0 (cas des condenseurs et évaporateurs), $\varepsilon = (1 - \exp(-NTU)$

III. 7 Méthodologie de conception des échangeurs de chaleur

Le premier critère auquel un échangeur de chaleur doit satisfaire est le respect des exigences du processus: les spécifications de conception peuvent contenir toutes les informations détaillées nécessaires sur les débits des flux, les pressions de service. , les limitations de perte de charge pour les deux courants, les températures, la taille, la longueur et d'autres contraintes de conception telles que le coût, le type de matériaux, le type d'échangeur de chaleur et les agencements. Le concepteur de l'échangeur de chaleur fournit les informations manquantes en fonction de ses expériences, de son jugement et des exigences du client.

En fonction des spécifications du problème, le type de construction de l'échangeur, la disposition du débit, la géométrie de la surface ou du noyau et les matériaux doivent être sélectionnés. Lors du choix du type d'échangeur de chaleur, la pression de service et les niveaux de température, les exigences d'entretien, la fiabilité, la sécurité, la disponibilité et la fabricabilité des surfaces, ainsi que le coût doivent être pris en compte.[7]

IV.1 Introduction

Les échangeurs de chaleur à plaques à joints (la plaque et le châssis) ont été introduits dans les années 1930, principalement pour les industries alimentaires en raison de leur facilité de nettoyage, et leur conception a atteint sa maturité dans les années 1960 avec le développement de géométries de plaques plus efficaces, des assemblages et matériaux d'étanchéité améliorés. L'éventail des applications possibles s'est considérablement élargi et, à l'heure actuelle, dans des conditions spécifiques et appropriées, il se chevauche et entre en compétition avec succès dans des domaines historiquement considérés comme le domaine des échangeurs de chaleur tubulaires. Ils sont capables de remplir un très large éventail de fonctions dans de nombreuses industries. Par conséquent, ils peuvent être utilisés comme alternative aux échangeurs de chaleur de type tube et calandre pour les applications de transfert de chaleur liquide à liquide à basse et moyenne pression.

La conception des échangeurs de chaleur à plaques **est hautement spécialisée** dans la nature compte tenu de la variété de conceptions disponibles pour les plaques et les agencements qui peuvent éventuellement convenir à diverses fonctions. Contrairement aux échangeurs de chaleur tubulaires pour lesquels les données de conception et les méthodes sont facilement disponibles, la conception des échangeurs de chaleur à plaques continue d'être de nature exclusive. Les fabricants ont développé leurs propres procédures de conception informatisée applicables aux échangeurs qu'ils commercialisent.

IV.2 Applications spécifiques

Les échangeurs de chaleur à plaques d'étanchéité ou à joints sont largement utilisés dans les industries chimiques, pharmaceutiques, d'hygiène, de transformation biochimique, alimentaire et laitière, pour n'en nommer que quelques-uns, en raison de la facilité de démontage de l'échangeur de chaleur pour le nettoyage et la stérilisation pour répondre à la santé et à l'assainissement. Ils sont utilisés comme réchauffeurs et refroidisseurs conventionnels ainsi que comme condenseurs.

Les applications typiques sont principalement des situations d'écoulement turbulent liquide-liquide. Un exemple de très grande importance, notamment en mer ou côtier, **Figure IV .1**

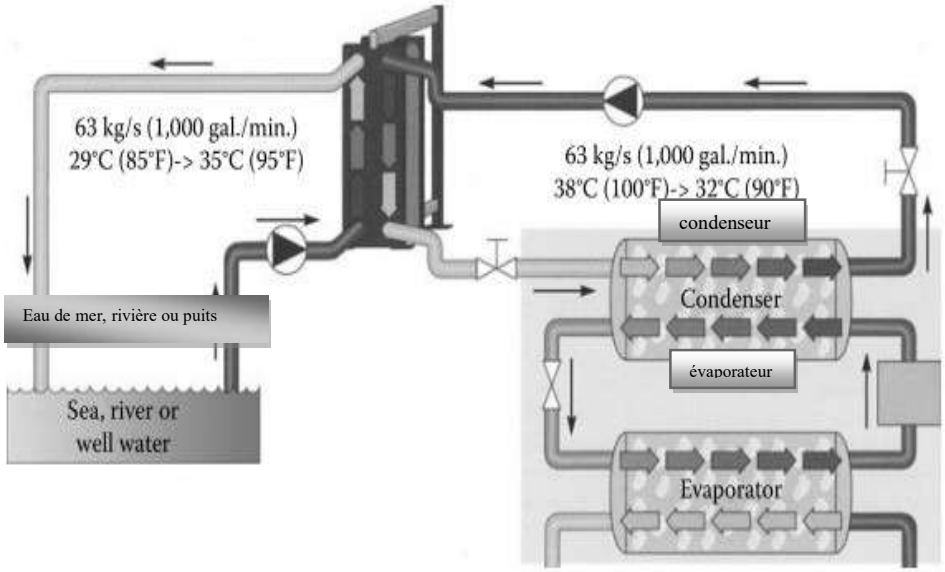


Figure IV .1 Système de refroidissement en circuit fermé.

Les emplacements dans les systèmes de refroidissement centraux utilisant de l'eau de mer, de rivière ou de puits, est un dissipateur de chaleur, par exemple, dans les systèmes de refroidisseurs intermédiaires à compresseur. Dans le refroidissement central, un circuit fermé d'eau de haute qualité qui est utilisée dans le refroidisseur intermédiaire est ensuite passé à travers l'échangeur de chaleur à plaques à joints où la chaleur est transférée de l'eau en circuit fermé à l'eau de qualité inférieure, telle que la mer ou la rivière. Deux systèmes en circuit fermé utilisant l'échangeur de chaleur à plaques à joints comme échangeur intermédiaire sont illustrés à la figure 11.12. Les problèmes de corrosion et d'encrassement sont transférés du refroidisseur intermédiaire au système d'échangeur de chaleur à plaques. Les équipements du système fermé (équipements de l'usine de traitement) peuvent être fabriqués en acier à faible teneur en carbone, tandis que les échangeurs à plaques peuvent être en titane pour résister à la corrosion de l'eau de mer. Les problèmes d'encrassement peuvent être finalement résolus par la possibilité de démonter le système d'échangeur de chaleur à plaques pour le nettoyer chaque fois que cela est nécessaire. Par conséquent, un échangeur de chaleur à plaques à joints est idéal pour les applications en mer et à bord. [15]

IV.2.1 Corrosion

Lorsque des matériaux résistants à la corrosion sont essentiels, les échangeurs de chaleur à plaques à joints deviennent plus attrayants que les échangeurs conventionnels, même si les plaques sont constituées de matériaux coûteux. La gamme des matériaux de construction utilisés a déjà été mentionnée dans le tableau IV.1. Étant donné que les plaques sont très minces par rapport à l'épaisseur du tube dans les unités à coque et tube, la tolérance à la corrosion normalement recommandée pour les unités tubulaires devient sans signification pour les unités à plaques à joint. La tolérance de corrosion pour les échangeurs de chaleur à plaques à joints est beaucoup plus petite que pour les unités tubulaires.

En raison d'une turbulence élevée sur toute la surface de la plaque, les problèmes d'érosion peuvent être plus importants dans les échangeurs de chaleur à plaques à joints (figure 11.13). Cela nécessite l'utilisation de matériaux de plaque de qualité supérieure tels que le Monel ou le titane (**tableau 11.3**).

La concentration accrue d'un composant corrosif dans un dépôt de tartre combinée à l'effet d'une température de paroi métallique élevée sous le dépôt augmentera la corrosion localisée de la surface de transfert de chaleur conduisant à une défaillance éventuelle. Dans les échangeurs de chaleur à plaques, ce type de corrosion de concentration est le moins dû aux faibles tendances à l'encrassement.

Dans un cas particulier, un échangeur de chaleur à plaques jointes avec plaques en acier inoxydable 316 a fonctionné pendant 5 ans, alors qu'un serpentin de chauffage avec un matériau plus coûteux comme l'incolay 825 a échoué après 6 semaines de fonctionnement en raison de la corrosion de concentration due au tartre formée**, Figure IV .2.**



Figure. IV. 2 Régime d'écoulement entre les plaques.

Tableau 1V.1 Sélection des matériaux

Application	Matériel
Eau de refroidissement naturelle, eau de tour de refroidissement ou eau déminéralisée	Acier inoxydable 316
Mer ou eau saumâtre	Titane
Diluer sulfurique et nitrique ajoute jusqu'à 10%	Titane, alliage titane-palladium,
concentration, et pour des températures jusqu'à 70 ° C	Incoloy 825, Hastelloy
Solution de chlorure • Teneur en chlorure <200 ppm • Teneur en chlorure> 200 ppm	 Acier inoxydable Titane
Solutions caustiques (50-70%)	Nickel
Chlorure humide, saumures chlorées, hypochlorite	Titane
Solutions • Solution de sulfate de cuivre dans le raffinage d'électrolyte • Refroidissement d'hydrogène gazeux saturé de vapeur d'eau	 Acier inoxydable Incoloy

Comme présenté, le phénomène d'encrassement est complexe et très peu d'informations sont disponibles sur le sujet. Il est souvent nécessaire de mener des études expérimentales prolongées dans des conditions réelles d'exploitation pour intégrer l'influence de l'encrassement sur les taux de transfert de chaleur. Un choix judicieux des facteurs d'encrassement lors de la conception des échangeurs est nécessaire afin de minimiser les risques de sur-conception ou de sous-conception. Outre l'augmentation des coûts, la conception excessive d'un échangeur de chaleur à plaques réduit souvent les vitesses d'écoulement, ce qui entraîne une augmentation des taux d'encrassement.

L'encrassement est beaucoup moins important dans un échangeur de chaleur à plaques d'étanchéité que dans une unité tubulaire pour les raisons suivantes:

- Une turbulence élevée maintient les solides en suspension
- Les profils de vitesse à travers une plaque sont uniformes avec des zones de faibles vitesses absentes

- Les surfaces de la plaque sont généralement lisses et peuvent être encore polies par électrolyse
- Les dépôts de produits de corrosion, auxquels les encrassements peuvent adhérer, sont absents en raison des faibles taux de corrosion
- Dans les fonctions de refroidissement, les coefficients de film élevés maintiennent une température de paroi du métal modérément basse; ceci aide à empêcher la croissance de cristallisation des composés de solubilité inverse
- En raison de la facilité avec laquelle les plaques peuvent être nettoyées en place, les dépôts qui se développent avec le temps peuvent être réduits au minimum par un nettoyage fréquent.

Le tableau IV.4 donne les facteurs d'encrassement recommandés pour les échangeurs de chaleur à plaques à joints en supposant un fonctionnement à une chute de pression économique d'environ 30 kPa. Les recommandations du fabricant basées sur les données d'essai devraient être un meilleur guide pour le choix des résistances d'encrassement. Les recommandations générales à cet égard sont de 5% de NTU en excès pour un faible encrassement, 10% pour un encrassement modéré et 15 à 20% pour un encrassement élevé.

Tableau IV-2 Facteurs d'encrassements recommandés pour les échangeurs de chaleur à plaques

Service	**Facteur d'encrassement, $m^2 \cdot K / W$**
L'eau	
• Déminéralisé ou distillé	0.0000017
• Mou, tendre	0.0000034
• Difficile	0.0000086
• Tour de refroidissement (traitée)	0.0000069
• Mer (côtière) ou estuaire	0.000086
• Mer (océan)	0.000052
• Rivière, canal, puits tubulaire, etc.	0.000086
• Veste de moteur	0.0000103
Vapeur	0.0000017
Huiles lubrifiantes	0.0000034-0.0000086
Huiles végétales	0.0000017-0.0000052
Solvants organiques	0.0000017-0.0000103
Fluides de processus généraux	0.0000017-0.00000103

IV.2.2 Entretien

Un échangeur de chaleur à plaques peut être facilement ouvert pour l'inspection, le nettoyage mécanique, le remplacement du joint, l'extension ou la réduction du nombre de plaques ou autres modifications. Le nettoyage en place en faisant circuler des produits chimiques de nettoyage appropriés est relativement facile. Étant donné que les unités de plaques sont construites à partir de composants standard interchangeables et remplaçables, le stockage des pièces de rechange est minime. Le remplacement du joint ne pose pas beaucoup de problème. Dans une unité à passage unique, il est possible de localiser tous les raccords de tuyauterie dans la partie fixe du cadre. Ceci est d'un grand avantage car l'unité peut être ouverte pour accéder à la surface de transfert de chaleur sans ouvrir aucune connexion.[8]

IV.3 Caractéristiques mécaniques

Un échangeur de chaleur à plaques et châssis typique est représenté sur une vue éclatée sur les **Figures IV.3 et IV 4.5** Les éléments du châssis sont une plaque fixe, une plaque de compression, un équipement de pressage et des orifices de connexion. La surface de transfert de chaleur est composée d'une série de plaques avec des pièces d'entrée et de sortie de fluide aux quatre coins. Le schéma d'écoulement à travers un échangeur de chaleur à plaques à joints est illustré à la **Figure IV .3.**

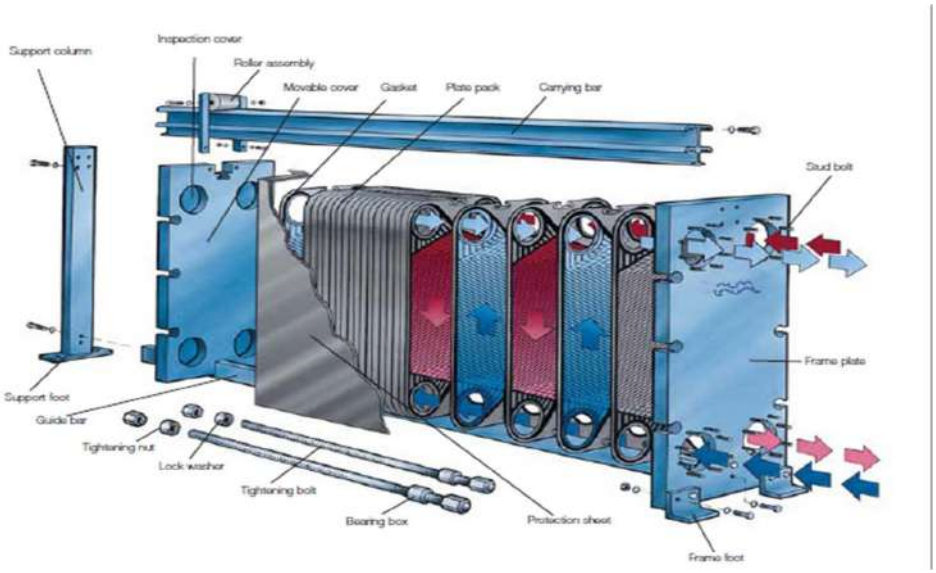


Figure IV.3 Échangeurs de chaleur à plaques scellées

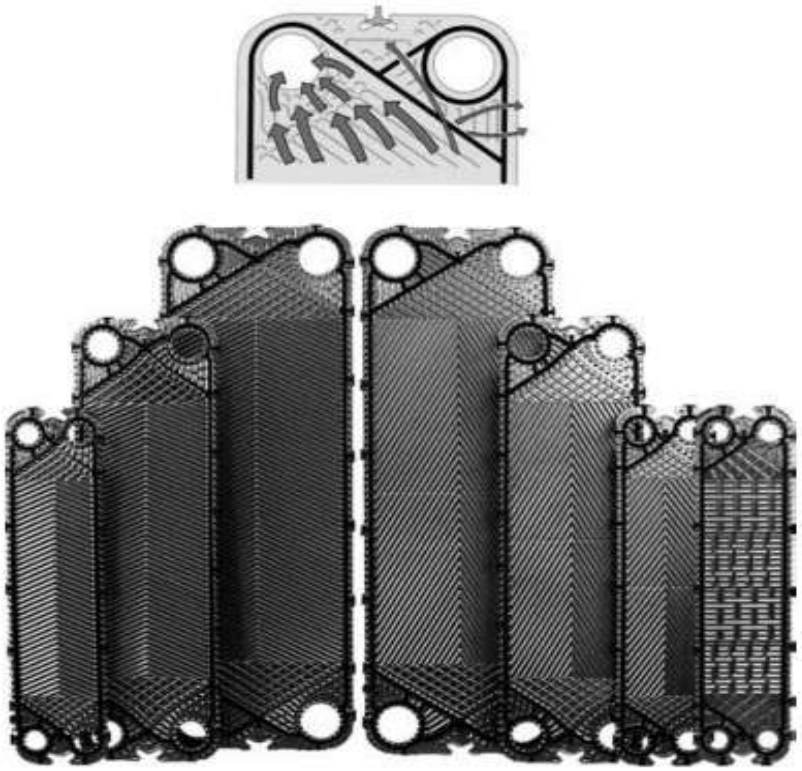


Figure IV.4 Une plaque d'échangeur de chaleur de type chevron.

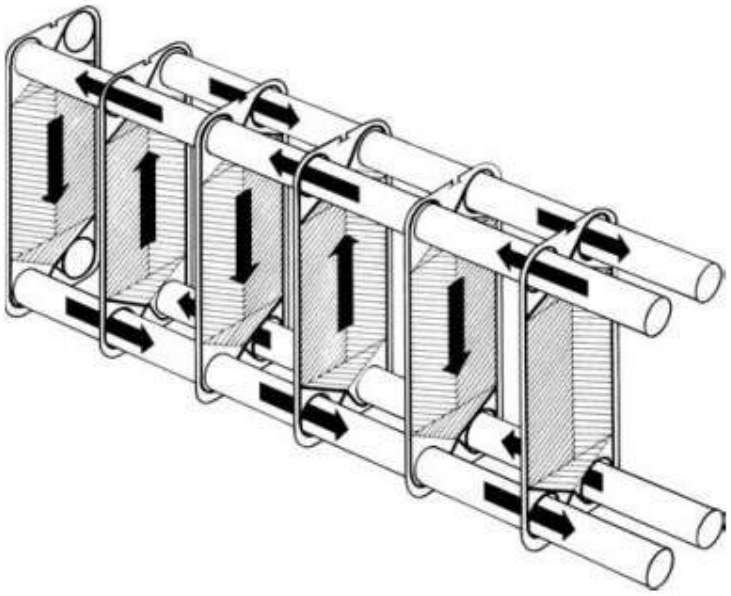


Figure IV.5 diagramme de flux dans un arrangement à contre-courant en un seul passage

IV. 3.1 Paquet de plaques et cadre

Lorsqu'un paquet de plaques est pressé ensemble, les trous aux coins des plaques forment des tunnels ou des collecteurs continus, conduisant le support des entrées dans le paquet de plaques, où ils sont répartis dans les canaux étroits entre les plaques. Le paquet de plaques est serré au moyen d'un dispositif de serrage mécanique ou hydraulique qui permet de contrôler la pression de serrage au niveau souhaité. Ces passages formés entre les plaques et les orifices d'angle sont agencés de sorte que les deux milieux de transfert de chaleur puissent s'écouler à travers des canaux alternés, toujours à contre-courant. Pendant le passage à travers l'appareil, le milieu plus chaud transmettra une partie de son énergie thermique à travers la paroi mince de la plaque au milieu plus froid de l'autre côté. Enfin, le milieu est conduit dans des tunnels à trous similaires à ceux des entrées à l'autre extrémité de l'ensemble de plaques et est ensuite évacué de l'échangeur de chaleur. Les plaques peuvent être empilées jusqu'à plusieurs centaines dans un cadre et sont maintenues ensemble par les boulons qui maintiennent la pile en compression **Figure IV.6 et Figure IV.7** montre les dispositions des joints.

Le paquet de plaques est comprimé entre les plaques de tête à l'aide de boulons. Les plaques et les parties amovibles du cadre sont suspendues à la barre de support supérieure et supportées à leurs extrémités inférieures par une barre de guidage. Le support et les barres de guidage sont boulonnés à la partie fixe du cadre et, sur tous les types mais plus petits, sont fixés au support d'extrémité, **Figure IV.6.**

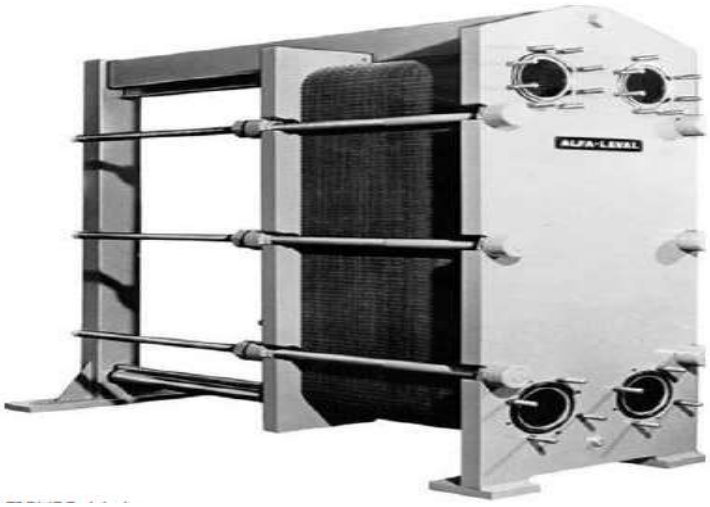


Figure IV.6. Assemblage d'échangeur de chaleur à plaques scellées.

Le paquet de plaques correspond au faisceau de tubes dans les échangeurs à calandre avec la différence importante étant que les deux côtés d'un échangeur de chaleur à plaques ont normalement des caractéristiques hydrodynamiques identiques. L'élément de base du paquet de plaques est la plaque, une feuille de métal pressée avec précision dans un motif ondulé, comme le montre **la figure IV.2.1.** La plus grande plaque simple est de l'ordre de 4,3 m de haut x 1,1 m de large. La zone de transfert de chaleur pour une seule plaque est comprise entre 0,03 et 2,2 m2. Le fluide doit être uniformément réparti sur toute la largeur de la plaque. Pour éviter une mauvaise répartition du fluide sur toute la largeur de la plaque, le rapport longueur / largeur minimum est de l'ordre de 1,8. L'épaisseur de la plaque est comprise entre 0,5 et 1,2 mm, et les plaques sont espacées avec des espaces nominaux de 1,5 à 5,0 mm, ce qui donne des diamètres hydrauliques pour les canaux d'écoulement de 4 à 10 mm.

Les fuites des canaux entre les plaques vers l'atmosphère environnante sont empêchées par le joint d'étanchéité autour de l'extérieur de la plaque. Les plaques peuvent être fabriquées à partir de tous les matériaux malléables. Les matériaux les plus courants sont **(tableau 11.1)** l'acier inoxydable, le titane, le titane-palladium, l'incoloy 825, l'hastelloy C-276, le Monel 400, l'aluminium et le laiton d'aluminium.

Le nombre et la taille des plaques sont déterminés par le débit, les propriétés physiques des fluides, la perte de charge et les exigences de température, **Figure IV.7.**

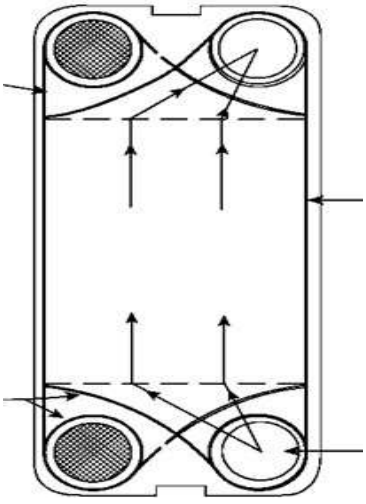


Figure IV.7. Arrangements de joints.

Tableau IV-3 Matériaux de la plaque

Matériel	Conductivité thermique (W / m2 .K)
Acier inoxydable (316)	16,5
Titane	20
Inconel600	16
Incolay 825	12
Hastelloy C-276	10,6
Monel 400	66
Nickel 200	66
9/10 Cupro-nickel	52
Cupro-nickel 70/30	35

IV.3.2 Types de plaques

Une grande variété de types d'ondulations est disponible dans les applications pratiques, Figure **IV.2**. Bien que la plupart des échangeurs de chaleur à plaques modernes soient du type **à chevrons**, un certain nombre de plaques commerciales ont un motif ondulé de surface appelé planche à laver. En raison des variations majeures dans les modèles d'ondulation individuels de ce type de plaque, les méthodes de prédiction reposent sur des données expérimentales en particulier pour un modèle spécifique. Dans le type à planche à laver, la turbulence est favorisée par une direction d'écoulement et une vitesse des fluides qui changent continuellement. Dans le type chevron, les plaques adjacentes sont assemblées de telle sorte que le canal d'écoulement fournit un mouvement tourbillonnant aux fluides; le motif ondulé a un angle β, appelé angle de chevron (**figure IV.6**). L'angle de chevron est inversé sur les plaques adjacentes de sorte que lorsque les plaques sont serrées ensemble, les ondulations fournissent de nombreux points de contact (**Figure IV.7**). En raison des nombreux points de contact d'appui, les plaques peuvent être réalisées dans un matériau très fin, généralement de

0,6 mm. L'angle du chevron varie entre les extrêmes d'environ 65 ° et 25 ° et détermine les caractéristiques de perte de charge et de transfert de chaleur de la plaque, **Figure IV.8.**

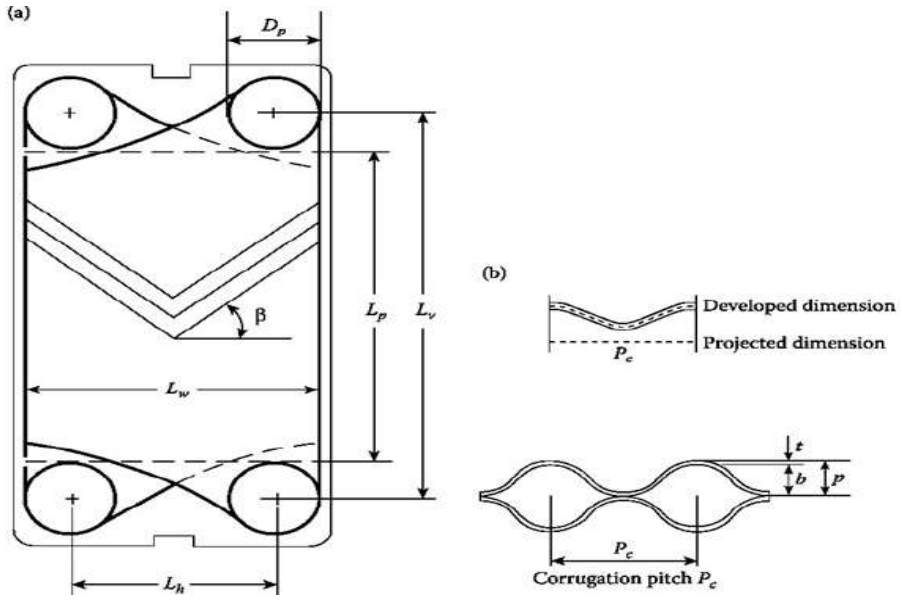


Figure IV.8. (a) Dimensions principales d'une plaque à chevrons; (b) dimensions développées et projetées d'une section transversale de plaque en chevron perpendiculaire à la direction des creux.

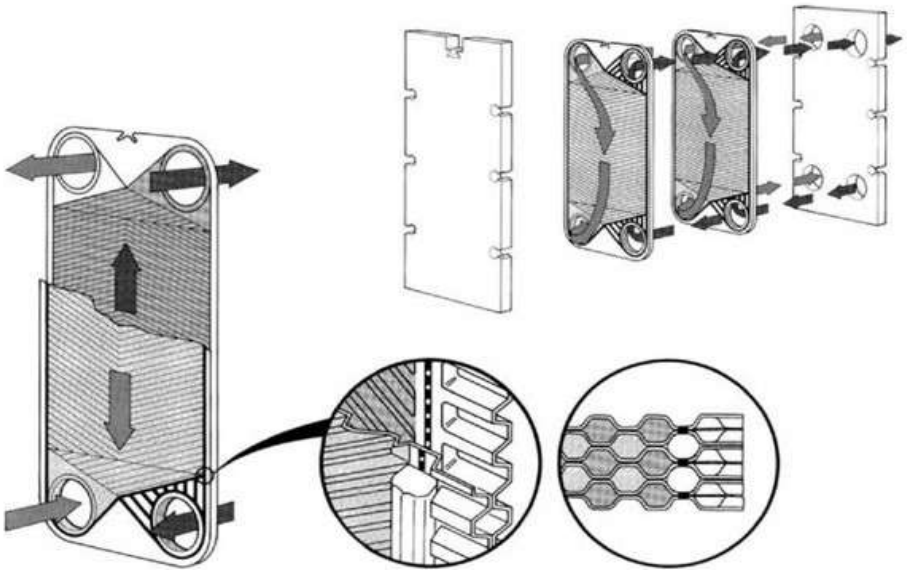


Figure IV.9. L'angle du chevron est inversé sur les plaques adjacentes.

IV.4 Caractéristiques opérationnelles

Les échangeurs de chaleur à plaques scellées peuvent être ouverts pour inspection, nettoyage, entretien ou reconstruction dans la longueur du cadre (Figure IV.8).

IV. 4.1 Principaux avantages

La conception du joint minimise le risque de fuite interne. Toute défaillance du joint entraîne une fuite vers l'atmosphère, qui est facilement détectable à l'extérieur de l'unité. Les principaux avantages et avantages supplémentaires offerts par les échangeurs de chaleur à plaques à joints sont13

- Flexibilité de conception grâce à une variété de tailles de plaques et de dispositions de passage
- Zone de transfert de chaleur facilement accessible, permettant des changements de configuration pour s'adapter aux changements des exigences des processus grâce à des changements dans le nombre de plaques.

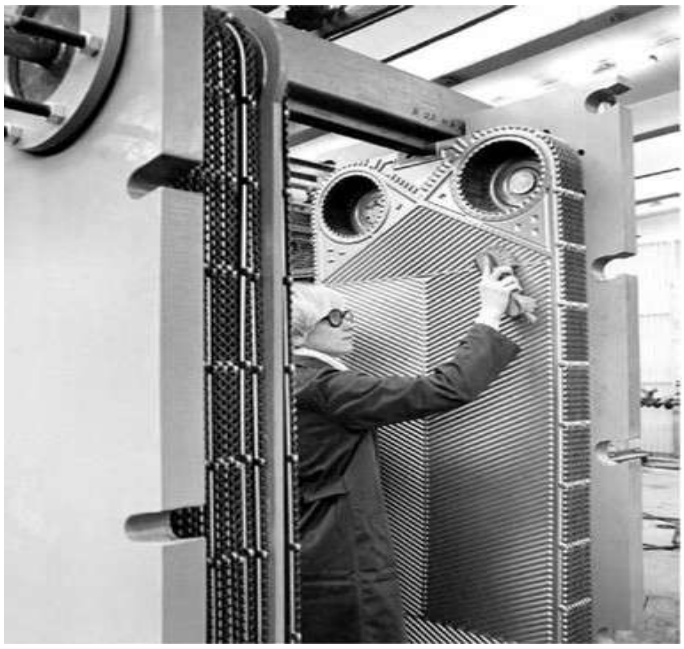


Figure IV.10. Nettoyage des plaques.

- Transfert de chaleur efficace; coefficients de transfert de chaleur élevés pour les deux fluides en raison de la turbulence et d'un petit diamètre hydraulique
- Très compact (grand rapport surface de transfert de chaleur / volume) et faible poids; malgré leur compacité, 1500 m2 de surface sont disponibles en une seule unité
- Seuls les bords de la plaque sont exposés à l'atmosphère; les pertes de chaleur sont négligeables et aucune isolation n'est requise
- L'inter-mélange des deux fluides ne peut pas se produire en cas de défaillance du joint
- Les unités à plaques présentent de faibles caractéristiques d'encrassement en raison de la forte turbulence et du faible temps de séjour
- Plus de deux fluides peuvent être traités dans une seule unité.

La transition vers l'écoulement de turbulence se produit à de faibles nombres de Reynolds de 10 à 400. La turbulence élevée dans un échangeur de chaleur à plaques d'étanchéité conduit à des coefficients de transfert très élevés, à de faibles taux d'encrassement et à une taille réduite. Les plaques minces réduisent au minimum la résistance du mur en métal. Ces unités peuvent utiliser jusqu'à environ 82% du LMTD théorique, tandis que les unités à calandre et tube ne peuvent en utiliser que 50%, principalement en raison de l'absence d'écoulement transversal dans une unité à plaques. Plus de 90% de la récupération de chaleur est possible avec une unité à plaques avec des approches de température très proches.

Le même cadre peut accueillir des tâches de transfert de chaleur pour plus de deux liquides avec l'utilisation de plaques de connexion. Du point de vue du coût, une unité de plaque rivalise favorablement avec une unité tubulaire si les tubes doivent être en un matériau coûteux comme l'acier inoxydable.

L'unité de plaque est exceptionnellement compacte et nécessite beaucoup moins d'espace au sol qu'une unité tubulaire pour le même usage. Un faible volume de rétention, moins de poids et des coûts inférieurs de manutention, de transport et de fondations sont les autres avantages d'une unité de plaque. **Figure IV.10.**

IV. 4.2 Limites de performance

Les capacités des échangeurs de chaleur à plaques à joints sont limitées en raison des plaques et des joints. Les joints imposent des restrictions sur les températures de fonctionnement (150 ° C-260 ° C), les pressions (pression de fonctionnement minimale 25-30 bar) et la nature des fluides pouvant être manipulés. Des géométries de canaux complexes se retrouvent dans les échangeurs de chaleur à plaques avec des caractéristiques de cisaillement élevé. Les facteurs de frottement sont plutôt élevés pour un écoulement turbulent pleinement développé, mais les longueurs de canal sont plutôt courtes et les vitesses sont faibles de sorte que les chutes de pression peuvent être maintenues dans les limites permises pour les opérations d'écoulement monophasé.[15]

Le principal obstacle à l'application des échangeurs de chaleur à plaques à joints dans les industries à procédés est la limite supérieure de leur taille, qui a été limitée par les presses disponibles pour estamper les plaques de la tôle. Les échangeurs de dimensions supérieures à 1 500 m2 ne sont normalement pas disponibles. Etant donné que les passages d'écoulement entre les plaques sont minces, des débits de liquide élevés entraîneront des chutes de pression excessives, limitant ainsi la capacité. Pour des cas spécifiques, il est possible d'avoir une pression de conception maximale allant jusqu'à 2,5 MPa; normalement, la pression de conception est d'environ un MPa. Les températures de fonctionnement sont limitées par la disponibilité de matériaux de joint appropriés.

Les échangeurs de chaleur à plaques garnies ne conviennent pas comme refroidisseurs d'air. Ils ne sont pas non plus tout à fait adaptés aux applications air-air ou gaz-gaz. Les fluides à très haute viscosité présentent certains problèmes en raison des effets de répartition du débit, en particulier lors du refroidissement. Des vitesses d'écoulement inférieures à 0,1 m / s donnent de faibles coefficients de transfert de chaleur et une faible efficacité de l'échangeur de chaleur. Ainsi, des vitesses inférieures à 0,1 m / s ne sont pas utilisées dans les échangeurs de chaleur à plaques.

Les échangeurs de chaleur à plaques à joints sont moins adaptés aux fonctions de condensation. Ceci s'applique particulièrement aux vapeurs sous vide car les interstices étroits des plaques et les turbulences induites se traduisent par des chutes de pression appréciables

côté vapeur. Des échangeurs de chaleur à plaques à joints spécialement conçus sont désormais disponibles pour les tâches impliquant des systèmes d'évaporation et de condensation.

IV.5 Passes et arrangements de flux

Le terme échangeur de chaleur à plaques jointées "passe" se réfère à un groupe de canaux dans lesquels l'écoulement est dans le même sens. **La Figure IV.11** montre un agencement en un seul passage des types dits d'arrangement en U et en Z. Tous les quatre orifices en U seront sur la plaque à tête fixe, permettant ainsi le démontage de l'échangeur pour le nettoyage ou la réparation sans déranger aucune tuyauterie externe. Dans cet agencement, la distribution du débit est moins uniforme que l'agencement en Z.

Un agencement à passes multiples se compose de passes connectés en sériés, et **Figure IV.12** montre un agencement d'une configuration à deux passes (configuration 2/2) avec 3 canaux et 4 canaux qui est souvent abrégé en 2 x 3/2 x 3 et 2 x 4/2 x 4. Le système est à contre-courant, sauf dans la plaque centrale où prévaut un écoulement parallèle.

La Figure IV.13 montre un système d'écoulement à deux passages / un passage (configuration 2/1) où un fluide s'écoule en un seul passage, tandis que l'autre fluide s'écoule en deux passages en sériés. Dans cette configuration, la moitié de l'échangeur est en contre-courant et l'autre moitié en flux parallèle (systèmes asymétriques). Cette configuration est utilisée lorsque l'un des fluides a un débit massique beaucoup plus élevé ou une perte de charge admissible plus petite.

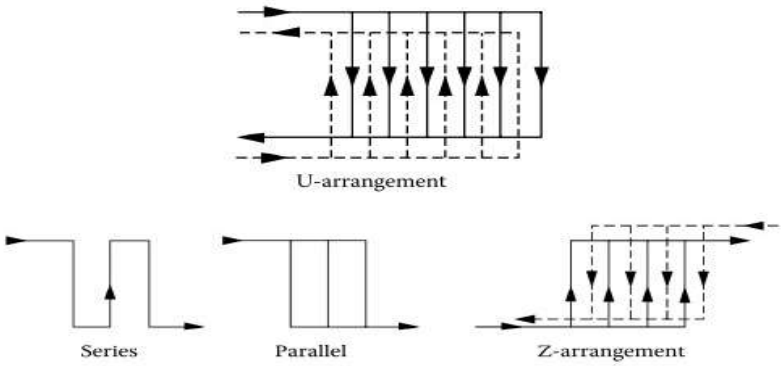


Figure IV.11. Schéma d'écoulement: (a) schéma d'un agencement de type U - écoulement à contre-courant, à passage unique (1 X 6/1 X 6) (b) Disposition en Z (configuration 1 X 4/1 x 4).

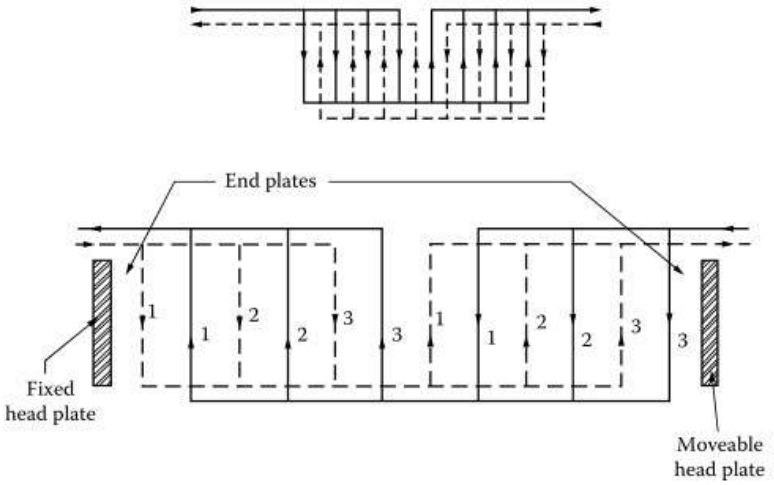


Figure IV.12. Disposition schématique d'un système à 2 passes / 2 passes (configuration 2 x 3/2 x 3

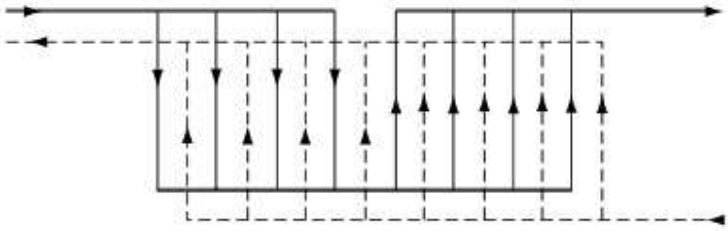


Figure IV.13. Disposition schématique d'un système d'écoulement à deux passages / un passage (configuration 2 x 4/1 x 8).

La mauvaise distribution des fluides est un problème potentiel dans tout système de canaux interconnectés, y compris les échangeurs de chaleur à plaques à joints, et doit être soigneusement prise en compte dans la conception des échangeurs de chaleur à plaques à joints.

IV.6 Calculs de transfert de chaleur et de perte de charge

La conception des échangeurs de chaleur à plaques à joints est de nature hautement spécialisée compte tenu de la variété de conceptions disponibles pour les plaques et les agencements qui peuvent éventuellement convenir à diverses fonctions. Contrairement aux échangeurs de chaleur tubulaires pour lesquels les données de conception et les méthodes sont

facilement disponibles, une conception d'échangeur de chaleur à plaques à joints continue d'être de nature exclusive. Les **fabricants ont développé leurs propres procédures** de conception informatisées applicables aux échangeurs qu'ils commercialisent.

Des tentatives ont été faites pour développer des corrélations de transfert de chaleur et de perte de charge à utiliser avec des échangeurs de chaleur à plaques, mais la plupart des corrélations ne peuvent pas être généralisées pour donner un degré élevé de capacité de prédiction. Dans ces échangeurs, les fluides sont beaucoup plus doseurs à contre-courant que dans les échangeurs de chaleur à tubes et calandre. Ces dernières années, certaines méthodes de conception ont été signalées. Ces méthodes sont pour la plupart de nature approximative pour convenir au dimensionnement préliminaire des unités de plaque pour un service donné. Aucune information publiée n'est disponible sur la conception rigoureuse des échangeurs de chaleur à plaques.[15]

IV.6.1 Zone de transfert de chaleur

Les ondulations augmentent la surface de la plaque par rapport à la surface plate d'origine. Pour exprimer l'augmentation de la longueur développée par rapport à la longueur projetée, un facteur d'agrandissement de surface, ϕ, est alors défini comme le rapport de la longueur développée à la longueur plate ou projetée **(Figure IV.6):**

$$\phi = \frac{longurue\ développée}{longurue\ projetée} \quad \textbf{(IV.1.)}$$

La valeur de ϕ est fonction du pas d'ondulation et de la profondeur d'ondulation ou du pas de plaque **Figure IV.6.** Le facteur d'agrandissement varie entre 1,15 et 1,25. On peut supposer que la valeur de 1,17 est une moyenne typique

$$\phi = \frac{A_l}{A_{lp}} \qquad \textbf{(IV.2.)}$$

où Alp peut être approximé à partir de **la Figure IV.10** comme

$$A_{lp} = L_p . L_w \qquad \textbf{(IV.3.)}$$

et L_p et L_w peuvent être estimés à partir de la distance du port L_v et L_h et du diamètre du port D_P comme

$$L_P \approx L_v - L_p$$

$$L_w \approx L_h - L_p$$

La valeur de φ est utilisée pour calculer le chemin d'écoulement effectif.

IV 6.2 Écart de canal de débit moyen

Le canal d'écoulement est le conduit formé par deux plaques adjacentes entre les joints. La section transversale d'une surface ondulée étant très complexe, l'espacement moyen des canaux, b, est défini comme le montre **la figure IV.6.**

$$b = p - t \quad \textbf{(IV.4.)}$$

où p est le pas de la plaque ou la profondeur extérieure de la plaque ondulée, t est l'épaisseur de la plaque, et b est également l'épaisseur d'un joint entièrement comprimé, car les ondulations de la plaque sont en contact métallique. Le pas de la plaque ne doit pas être confondu par le pas d'ondulation. L'espacement des canaux b est nécessaire pour le calcul de la vitesse de masse et du nombre de Reynolds et est, par conséquent, une valeur très importante qui n'est généralement pas spécifiée par le fabricant. S'il n'est pas connu, le pas de plaque p peut être déterminé à partir de la longueur de plaque comprimée (entre les plaques de tête) L_C qui est généralement spécifiée sur les dessins. Alors, p est déterminé comme où N_t est le nombre total de plaques.

$$p = \frac{L_c}{L_t} \qquad \textbf{(IV.5.)}$$

IV.6.3 Diamètre hydraulique du canal

Le diamètre hydraulique du canal, D_h, est défini comme avec l'approximation que $b \ll L_w$.

$$D_h = \frac{4 \times zone\ d'écoulement de\ canal}{périmètre\ mouillé} = \frac{4A_c}{P_w} \qquad \textbf{(IV.6.)}$$

$$D_h = \frac{4(b)(L_w)}{2(b+L_w\phi)} \approx \frac{2b}{\phi}$$

IV.6.4 Coefficient de transfert de chaleur

Avec les échangeurs de chaleur à plaques à joints, le transfert de chaleur est amélioré. Les caractéristiques thermo-hydrauliques améliorées des plaques à chevrons sont essentielles. L'amélioration du transfert de chaleur dépendra fortement de l'angle d'inclinaison du chevron β, par rapport à la direction d'écoulement. Le transfert de chaleur et le facteur de frottement augmentent avec p. D'autre part, les performances d'une plaque de chevron dépendront également du facteur d'agrandissement de la surface, profil d'ondulation, rapport d'aspect du canal, 2b / P_C , la température dépend des propriétés physiques, et surtout, les effets de viscosité variables. Malgré des recherches approfondies sur les échangeurs de chaleur à plaques, des corrélations généralisées pour le transfert de chaleur et le facteur de frottement ne sont pas disponibles.

Toute tentative d'estimer le coefficient de transfert de chaleur du film dans les échangeurs de chaleur à plaques à joints implique l'extension des corrélations qui sont disponibles pour le transfert de chaleur entre les passages d'écoulement. L'approche classique pour de tels passages utilise des corrélations applicables aux tubes en définissant un diamètre équivalent pour le passage non circulaire, qui se substitue au diamètre, d.

Comme mentionné ci-dessus, les coefficients de transfert de chaleur relativement élevés obtenus dans les échangeurs de chaleur à plaques dépendent des paramètres géométriques des ondulations de la surface de la plaque; les mécanismes d'amélioration du transfert de chaleur peuvent inclure la génération de flux tourbillonnaire ou vortex (**Figure IV.13.**), l'agrandissement de la surface, la distraction et le rattachement des couches limites, et des canaux d'écoulement de petit diamètre hydraulique.

Dans ce mémoire, il est indiqué à titre d'exemple un tableau qui va nous permettre de programmer les coefficients de transferts et la perte de pression en fonction de l'angle et du nombre de Reynolds.

Tableau IV-4 Constantes pour le transfert de chaleur monophasé et le calcul de la perte de charge dans les échangeurs de chaleur à plaques à joints.

Angle de chevron (°)	Transfer de chaleur			Perte de pression		
	Nombre Reynolds	C_h	n	Nombre Reynolds	K	M
<30	<10	0.718	0.349	<10	50.000	1.000
	>10	0.348	0.663	10-100	19.400	0.589
				>100	2.990	0.183
45	<10	0.718	0.349	<15	47.000	1.000
	10-100	0.400	0.598	15-300	18.290	0.652
	>100	0.300	0.663	>300	1.441	0.206
50	<20	0.630	0.333	<20	34.000	1.000
	20-300	0.291	0.591	20-300	11.250	0.631
	>300	0.130	0.732	>300	0.772	0.161
60	<20	0.562	0.326	<40	24.000	1.000
	20-400	0.306	0.529	40-400	3.240	0.457
	>400	0.108	0.703	>400	0.760	0.215
>65	<20	0.562	0.326	50	24.000	1.000
	20-500	0.331	0.503	50-500	2.800	0.451
	>500	0.087	0.718	>500	0.639	0.213

Comme le montre **le tableau IV.6**, le coefficient de transfert de chaleur et le facteur de frottement augmentent avec β

Une corrélation sous la forme de l'équation 11.16 a également été proposée par Kumar[16] et les valeurs des constantes C_h et n sont données dans le tableau 11.6

$$\frac{kD_h}{k} = C_h \left(\frac{D_h G_c}{\mu}\right)^n \left(\frac{c_p \mu}{k}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.17} \qquad \textbf{(IV.7.)}$$

où D_h est le diamètre hydraulique défini par l'équation. Les valeurs de Ch et n dépendent des caractéristiques d'écoulement et des angles de chevron. La transition vers la turbulence se produit à de faibles nombres de Reynolds et, par conséquent, les échangeurs de chaleur à plaques à joints donnent des coefficients de transfert de chaleur élevés (figure 11.13).

Une méthode documentée et entièrement développée d'estimation du transfert de chaleur et de la perte de charge des échangeurs de chaleur à plaques à joints, basée sur une large gamme de plaques à chevrons disponibles dans le commerce, est possible et sera présentée ici.

Le nombre de Reynolds, Re, basé sur la vitesse de masse du canal et le diamètre hydraulique, D_h, du canal est défini comme

$$\boldsymbol{Re = \frac{G_C D_h}{\mu}} \qquad \textbf{(IV.8.)}$$

La vitesse de masse du canal est donnée par

$$\boldsymbol{G = \frac{\dot{m}}{N_{cp} b L_w}} \textbf{ (IV.9.)}$$

où N_{cp} est le nombre de canaux par passage et est obtenu à partir de où N_t est le nombre total de plaques et N_p est le nombre de passes

$$\boldsymbol{N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p}} \qquad \textbf{(IV.10.)}$$

IV.6.5 Chute de pression du canal

La perte de charge totale est composée de la perte de charge du canal de friction, Δpc, et de la perte de charge de l'orifice, Δp_p. Le facteur de frottement, *f* est défini par l'équation suivante pour la perte de charge de frottement Δp_c :

$$\boldsymbol{\Delta p_c = 4f \frac{L_{eff} N_P}{D_h} \frac{G_C^2}{2\rho} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{-0.17}} \textbf{ (IV.11.)}$$

où L_{eff} est la longueur effective du trajet d'écoulement du fluide entre les orifices d'entrée et de sortie et doit prendre en compte le facteur d'agrandissement d'ondulation; cet effet est inclus dans la définition du facteur de frottement. Par conséquent, $L_{eff} = L_v$, qui est la distance verticale de la pièce comme indiqué sur **la Figure IV.6.**

Le facteur de frottement dans l'équation IV.12 est donné par

$$f = \frac{k_p}{Re^m} \qquad \text{(IV.12)}$$

Les valeurs de K_P et m sont données dans le tableau IV.6, en tant que fonctions du nombre de Reynolds pour diverses valeurs d'angles de chevron. Pour diverses configurations de surface de plaque, coefficient de frottement fonction de Reynolds doit être fourni par le fabricant.

IV.6.6 Chute de pression de l'orifice

La chute de pression dans les conduits d'orifice, Ap_P, peut être approximativement estimée à 1,4 tête de vitesse:

$$\Delta p_p = 1.4 N_P \frac{G_P^2}{2\rho} \qquad \textbf{(IV.13)}$$

Avec

$$G_P = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi D_P^2}{4}} \qquad \textbf{(IV.14)}$$

où $\dot{m}$ est le débit total dans l'ouverture de l'orifice et D_p est le diamètre de l'orifice. La perte de charge totale est alors

$$\Delta p_t = \Delta p_c + \Delta p_p \qquad \textbf{(IV.15)}$$

IV.6.7 Coefficient de transfert de chaleur global

Le coefficient global de transfert de chaleur pour une surface propre est

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{1}{k_w} \qquad \textbf{(IV.16)}$$

et dans des conditions d'encrassement (coefficient de transfert de chaleur global encrassé ou en service) est

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{1}{k_w} + R_{fh} + R_{fc} \quad \textbf{(IV.17)}$$

où h et c représentent respectivement les courants chauds et froids.

La relation entre Uc clair, et celle encrassé Up et le facteur de propreté, CF, peut s'écrire

$$\boldsymbol{U_f = U_C(CF) = \frac{1}{\frac{1}{U_C}+R_{fh}+R_{fc}}} \quad \textbf{(IV.18)}$$

IV.6.8 Surface de transfert de chaleur

Les relations de bilan thermique dans les échangeurs de chaleur à plaques à joints sont les mêmes comme pour les échangeurs de chaleur tubulaires. Le taux de chaleur requis, Qr, pour le froid et le chaud Stream est

$$\boldsymbol{Q_r = (\dot{m}c_p)(T_{C_2} - T_{C_1}) = (\dot{m}c_p)(T_{h_2} - T_{h_1})} \quad \textbf{(IV.19)}$$

D'autre part, l'échange thermique réellement obtenu, Q_p pour les conditions encrassées est défini comme

$$\boldsymbol{Q_f = U_f A_c \Delta T_m} \quad \textbf{(IV.20)}$$

où A_c est la surface développée totale de toutes les plaques thermiquement efficaces, c'est-à-dire Nt-2(voir **Figure IV.12**) qui représente les deux plaques attenantes aux plaques de tête. Dans les agencements à passages multiples, la plaque de séparation est en écoulement parallèle, ce qui aura un effet négligeable sur la différence de température moyenne. Si un passage entier est en flux parallèle, le facteur de correction, F, doit être appliqué pour obtenir la vraie différence de température moyenne, ΔT_m. Sinon, la vraie différence de température moyenne, $\Delta T_{m'}$ pour l'arrangement à contre-courant est

$$\boldsymbol{\Delta T_{lm,cf} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}} \quad \textbf{(IV.21)}$$

où ΔT_1 et ΔT_2 sont les différences de température terminales à l'entrée et à la sortie. Une comparaison entre Qr et Qf définit le facteur de sécurité, Cs, de la conception

$$\boldsymbol{C_s = \frac{Q_f}{Q_r}} \quad \textbf{(IV.22)}$$

où Qr est la puissance thermique nominale et Qf est la charge thermique en condition d'encrassement.

IV.6.9 Analyse des performances

Supposons que pour un procédé spécifique, un fabricant propose un échangeur de chaleur à plaques à joints. Un calcul par étapes tel que présenté dans la section précédente sera utilisé pour l'évaluation (analyse des performances de l'échangeur de chaleur à plaques à joints proposé en tant qu'échangeur de chaleur existant).

V.1 Introduction

Les échangeurs de chaleur à plaques à joints ont été exposés dans le chapitre II de manière générale, et dans le chapitre III les bases du dimensionnement ont été brièvement présentées.

Un approfondissement des particularités des ECP, impliquant les transferts thermiques, les pertes de pression ainsi que toutes les données nécessaires à une programmation adéquate et de précision acceptable, incorporant les matériaux usités et les détails de construction, a été jugé important à montrer pour une bonne compréhension des effets des paramètres.

Pour pouvoir effectuer une simulation sur les échangeurs à plaques, non présente dans les ouvrages ou dans la littérature ouverte et que seuls les fabricants disposent d'outils spécifiques de leurs produits pour approcher le dimensionnement, le chapitre IV a été établi ainsi pour la détermination des grandeurs principales d'ordre thermique et de construction.

Dans ce chapitre, il sera exposé l'organigramme sur lequel nous avons écrit un programme suivant @Matlab pour aboutir aux grandeurs citées d'une part et pour effectuer la simulation de ces échangeurs à plaques, d'autre part. Les intervalles de variations des grandeurs d'entrées sont aussi indiqués, que ce soit pour l'aspect thermique que l'aspect construction.

V.2 Organigramme

Le programme est basé sur les éléments et étapes suivantes qui peuvent interagir entre –elles.

Etape 1 : Il est nécessaire de déclarer comme données de départ les coefficients expérimentaux indiqués précédemment et relatifs aux coefficients de convection et aux facteurs de frottement en relation à l'angle du chevron, la plage du nombre de Reynolds et les exposants liés aux formules et expressions du Chapitre IV.

Etape 2 : Les paramètres thermo-physiques des deux fluides sont donnés, à savoir la masse volumique et la capacité calorifique. De même, les températures d'entrée et de sortie du fluide chaud, variables de simulation sont ici indiquées. Seule la température d'entrée du fluide froid constitue un paramètre d'input. Enfin les débits massiques des deux fluides, également comme inputs sont connus.

Etape 3 : Les paramètres de construction de l'ECP (Ch. IV), la surface d'échange élémentaire, le pitch ou espacement entre les plaques, l'épaisseur des plaques, le

facteur d'élargissement, le diamètre des ports, la largeur effective du canal, la longueur d'écoulement dans une passe, la conductivité thermique du matériau de séparation des fluides chaud et froid, le nombre de passes et enfin l'angle du chevron, constituent les variables de simulation-partie construction.

Etape 4 : Quelques paramètres additionnels de construction, longueur d'écoulement moyenne du canal, section d'écoulement moyenne du canal et diamètre équivalent du canal sont alors calculés suivant les données de l'étape 3.

Etape 5 : Recherche du débit thermique puis température sortie du fluide froid en faisant une boucle sur les Cp (T) entre les entrées et les sorties (sur une plage des variations de Cp de 100°C pour un ajustement via les températures moyennes pour chaque fluide.

Etape 6 : Pour plus de précision les corrections sont apportées sur les viscosités; les conductivités thermiques et des nombres de Prandtl des fluides chaud et froid en relation des températures moyennes réels (pour le chaud) et estimées (pour le froid). L'utilisation des expressions de dépendance connues de ces nombres et paramètres avec la température en degré 2.

Etape 7 : Passage au calcul du nombre des canaux via une boucle sur les nombres de canaux, les corrélations, le U et la DTLM. Il est initialisé le nombre de plaques, puis tant que la différence avec celle ultérieurement trouvée est supérieure à l'unité, le calcul continue. Il est successivement calculé le nombre de canaux par passe, le débit massique par canal et les vitesses au sein du canal que ce soit pour le chaud ou le froid. Ensuite le nombre de Reynolds est aussi mis en évidence pour le coté chaud et coté froid.

Muni de ces grandeurs, on accède suivant la corrélation établi au chapitre IV, on effectue une recherche dans le tableau indique dans l'étape 1, pour déterminer les exposants liés aux formules des coefficients de convection et des facteurs de frottement.

Un calcul est alors fait pour le coefficient de transmission global avec la connaissance de la conductivité thermique du matériau de séparation entre les fluides et de la résistance à l'encrassement.. En conséquence la DTLM calculée avec le U précedent donne le nombre de plaques, via le débit thermique échangé.

Les pertes de charges sont aussi déterminées après calcul de la longueur effective de l'écoulement ainsi que suivant les orifices des conduits pour les pertes de charges singulières. Une sommation est alors possible.

Etape 8 : Une fois que la boucle de l'étape 7 est terminée, les outputs suivant sont demandés :
- le nombre de plaques
- Températures du fluide chaud à l'entrée et sortie
- Températures du fluide froid à l'entrée et sortie
- Pertes de charges globales du fluide chaud
- Pertes de charges globales du fluide froid
- La DTLM
- La puissance thermique de l'ECP

V.3 Intervalles de variations des inputs thermiques

Suivant les variations habituelles des fluides usités des ECP, la simulation est conduite avec les intervalles suivants :

Tableau V.1 Variations des imputs thermiques

Paramètre De base	signification	Intervalle de variation
Mhot=78.24	Débit massique (hot fluide)	65 à 85
Thotin=50	Temp. entrée (hot fluide)	50 à 100
Thotout=19.2	Temp. sortie (hot fluide)	20 à 35
Rohot=847	Masse volumique (hot fluide)	674 à 10000
Cphot=1900	Capacité calorifique (hot fluide)	614 à 4183
Mcold=86.94	Masse volumique (cold fluide)	80 à 155
Tcoldin 15.55	Temp. entrée (cold fluide)	10 à 17.2

V.4 Intervalles de variations des inputs de construction

Suivant les variations habituelles des constructeurs des ECP, la simulation est conduite avec les intervalles suivants :

Tableau V.2 Variations des imputs de construction

Paramètre De base	signification	Intervalle de variations
ea = 0.85;	Surface d'échange thermique entre ch-froid	0.02 à 2.2 m^2
p = 0.005;	Plate pitch ou espacement plaque P	0.0015 à 0.005 mm
s = 0.0006;	épaisseur plaque t	0.0005 à 0.0012 mm
mu = 1.17;	facteur d'élargissement φ	fixé
dport = 8*0.0254;	diamètre nominal Dp	fixé
w = 0.84;	largeur effective du canal	fixé
lp = 2.18;	longueur d'écoulement dans une passe Lp	fixé
kwall = 20;	conductivité thermique du matériau de séparation ch-froid kw	12-16.5-20-35-52-66 $Wm^{-1}K^{-1}$
pass = 2;	nombre de passes Np	1 à 10
angle = 30	angle du chevron β	30-45-50-65 °

L'établissement du programme sur la base de l'organigramme, une simulation a été conduite suivant les intervalles de variations des paramètres indiqués au préalable.

Les variations des paramètres des fluides et de construction variés ont un effet plus ou moins grand sur les grandeurs d'intérêts principaux suivants :

- Nombre de plaques de l'ECP
- Pertes de charges dans la partie fluide chaud.
- Pertes de charges dans la partie fluide froid.
- Puissance thermique de l'ECP

VI.1 Effets des variations du débit massique du fluide chaud sur les Grandeurs d'intérêt.

Dans la **figure VI.1** la puissance de l'échangeur varie linéairement avec la variation du débit massique du fluide chaud, suivant l'intervalle de variation. Ceci s'explique que plus une quantité de fluide est présente, plus de chaleur est échangée. Toutefois, un nombre de plaques est trouvé double pour l'intervalle 80 à 85 du débit massique.

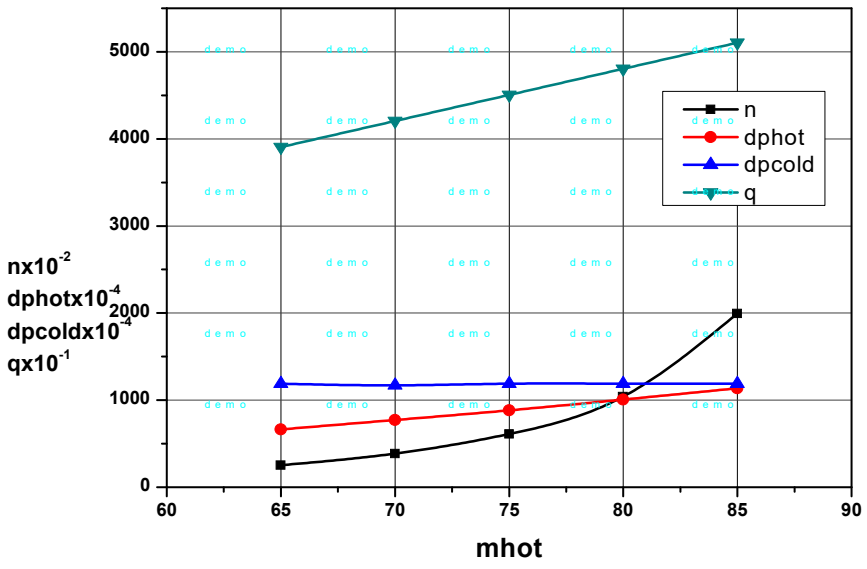


Figure VI.1 Effets du débit massique du fluide chaud sur les performances et taille de l'ECP à joints

Ainsi, une balance entre cout de construction et puissance atteinte est à établir.

Si les pertes de charges sont évidemment constantes pour le fluide froid, la puissance relevée plus haut s'accompagne d'une plus grande perte de pression, due à la quantité massique plus importante, comme il est toujours constaté dans les échangeurs. Il s'agit ici d'obtenir un maximum d'échange pour un minimum de pertes de pression.

VI.2 Effets des variations de la capacité calorifique du fluide chaud sur les Grandeurs d'intérêt.

On remarque que le nombre de plaques diminue substantiellement pour un fluide chaud ayant une capacité calorifique ou de stockage de la chaleur importante, **figure VI.2**. On note aussi que si la puissance reste la même, les évolutions des pertes de pressions des deux cotés chaud et froid sont significatives. Il est compréhensible que ces pertes soient le résultat d'un fluide dont l'échange est relativement limité, ce qui se traduit par un frottement plus grand pour atteindre la puissance fixée.

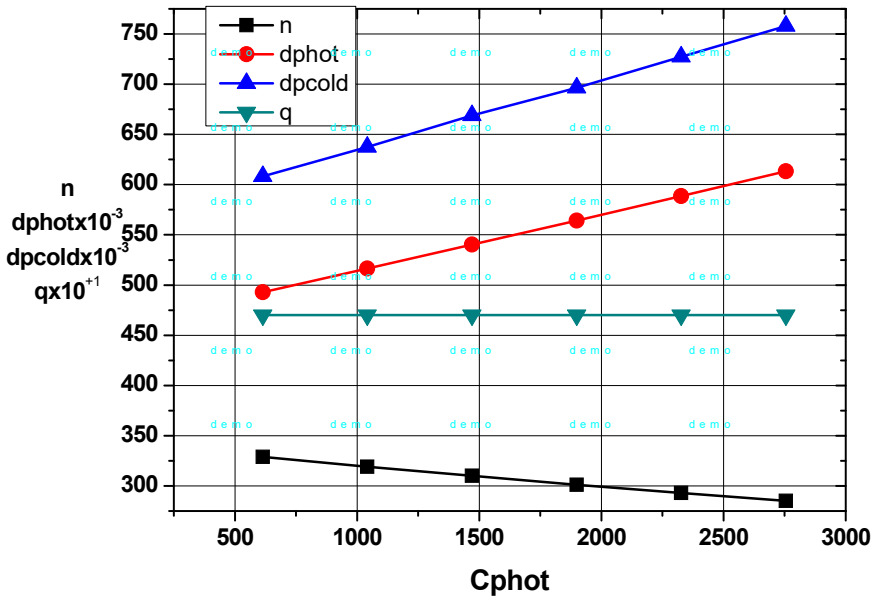


Figure VI.2 Effets de la capacité calorifique du fluide chaud sur les performances et taille de l'ECP à joints

VI.3 Effets des variations de la masse volumique du fluide chaud sur les Grandeurs d'intérêt.

Dans la **figure VI.3**, Les variations croissantes de la masse volumique du fluide chaud et pour une puissance de l'échangeur invariable ne peut ne peut conduire qu'à des pertes de pressions coté chaud uniquement plus faibles dès lors la relation entre échanges thermiques et pertes de pressions. Cette compétition est toujours à l'avantage de l'un par rapport à l'autre.

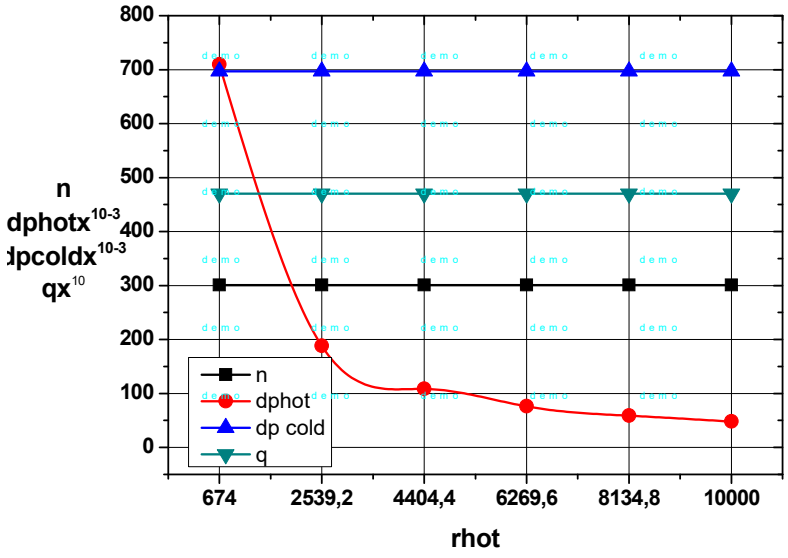


Figure VI.3Effets de la masse volumique du fluide chaud sur les performances et taille de l'ECP à joints

VI.4 Effets des variations de la température d'entrée du fluide chaud sur les Grandeurs d'intérêt.

La température d'entrée forte du fluide chaud est équivalente à un échange plus grand. A cet effet, cela explique les raisons pour lesquelles la puissance échangée ou de l'échangeur augmente de manière rapide, conjuguée à la nécessité d'un plus grand nombre de plaques. Et comme signalé plus haut, les pertes de pressions accompagnatrices chutent brutalement en dépendance inversement proportionnelle, **figure VI.4**.

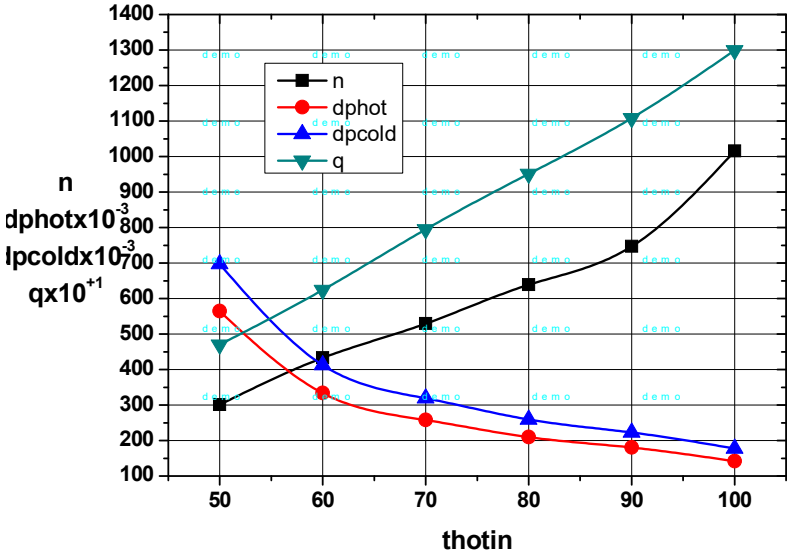


Figure VI.4 Effets de la température d'entrée du fluide chaud sur les performances et taille de l'ECP à joints

VI.5 Effets des variations du débit massique du fluide froid sur les Grandeurs d'intérêt.

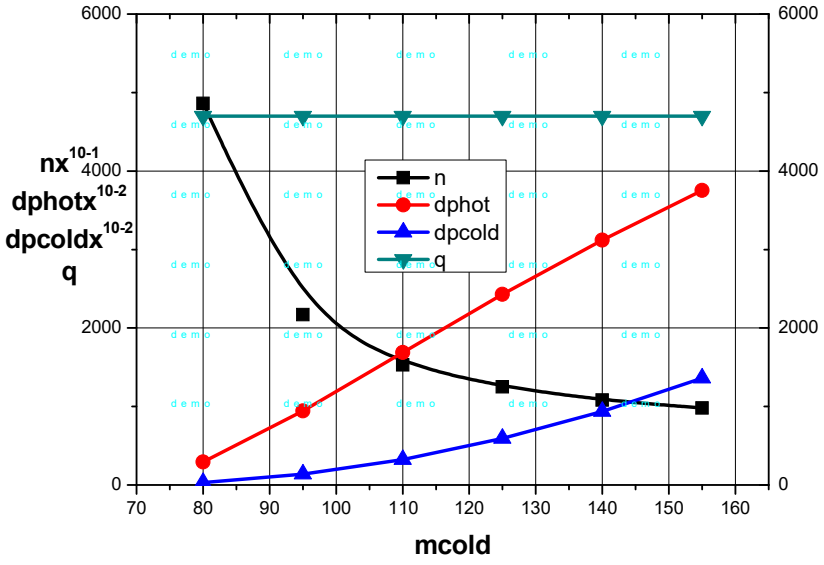


Figure VI.5 Effets du débit massique du fluide froid sur les performances et taille de l'ECP à joints

On note à la **figure VI.5**, que si le fluide froid est de débit faible, il ne peut alors participer à un échange vigoureux, étant donné que la quantité de chaleur requiert du débit thermique important. En conséquence, le nombre de plaque nécessaires est faible aussi avec des pertes de pressions élevées de ce coté et inversement grandes du coté chaud. Signalons que le fluide froid est récepteur et à une influence en amont, i.e. coté chaud. Dans tous les cas les phénomènes physiques sont vérifiés et illustrent bien les relations étroites pour l'échange thermique et par suite sur les pertes de pressions, montrant que c'est un système en interaction via l'énergie et cette dernière impactant l'écoulement.

VI.6 Effets des variations de la température de sortie du fluide chaud sur les Grandeurs d'intérêt.

A présent et à la **figure VI.6**, les températures de sortie sont impliquées**.** Il est bien visible que la température de sortie du fluide chaud élevée, dénotant un échange thermique faible relativement, avec une chute du nombre de plaques opérationnelles et montrant le principe toujours vérifié de l'augmentation dan s ce cas des pertes de pressions des deux cotés.

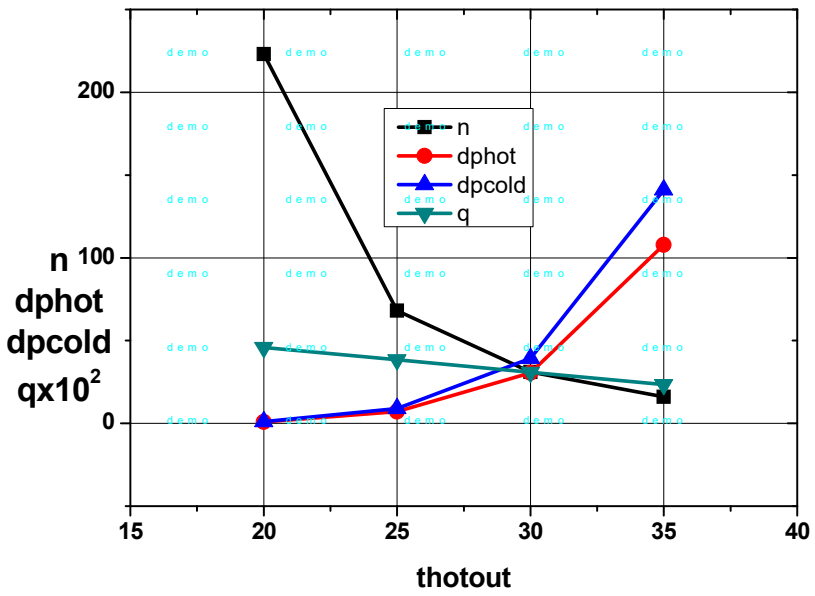


Figure VI.6 Effets de la température de sortie du fluide chaud sur les performances et taille de l'ECP à joints

VI.7 Effets des variations de la température de sortie du fluide froid sur les Grandeurs d'intérêt.

En parallèle à la figure précédente, dans la **figure VI.7**, la température de sortie du fluide froid varie**.** Il est remarqué que les grandeurs d'intérêt pourront être interprétées contrairement à la température du fluide chaud. Ici, plus la température du fluide froid est faible, plus le transfert de la chaleur désiré est bon, ce qui donne des pertes de pressions importantes. A contrario de la température de sortie du fluide chaud élevée, dénotant un échange thermique faible.

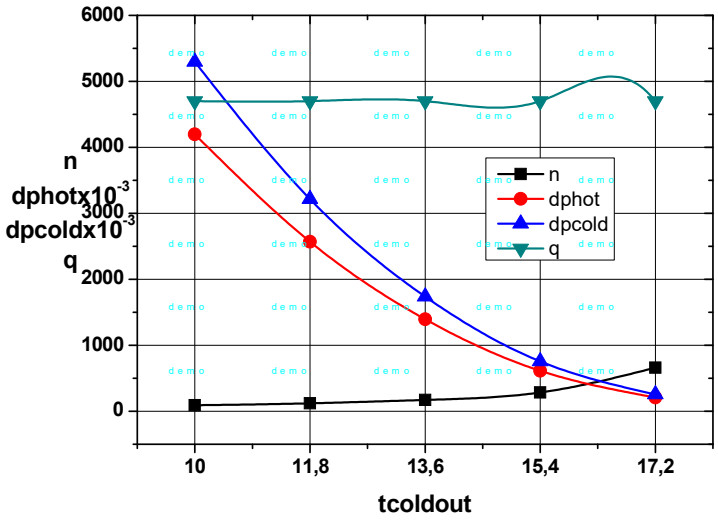


Figure VI.7 Effets de la température de sortie du fluide froid sur les performances et taille de l'ECP à joints

VI.8 Effets des variations de la surface d'échange thermique entre les deux fluides sur les Grandeurs d'intérêt.

Dans la **figure VI.8** et qui suivent les paramètres de construction sont des variables qui peuvent modifier grandement ou non les performances de l'ECP. Il est évident que plus la surface d'échange thermique en liaison avec la construction des plaques, est développée, plus le nombre de plaques de l'échangeur est faible, passant ici de 1000 à quelques plaques. Toutefois, avec un échange invariable, les pertes de pressions grimpent facilement aux valeurs indésirables.

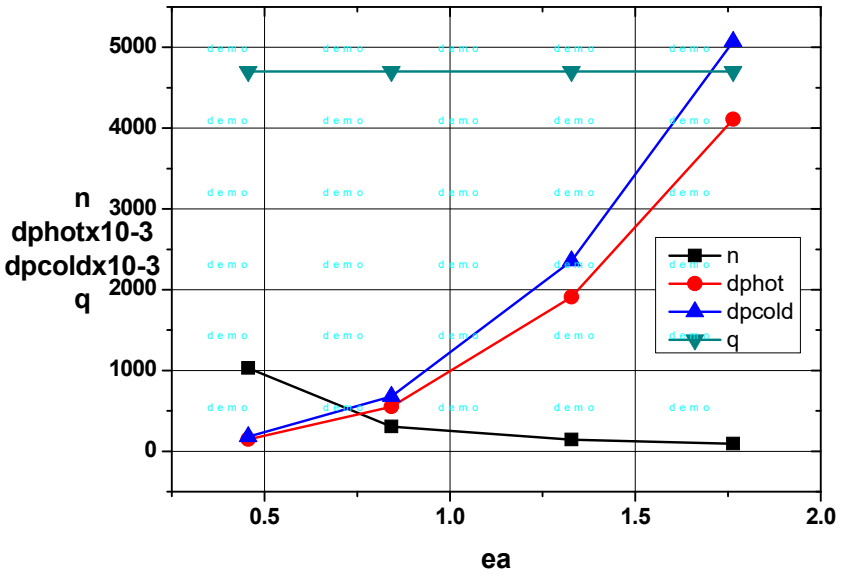


Figure VI.8 Effets de la surface d'échange thermique entre les deux fluides sur les performances et taille de l'ECP à joints

VI.9 Effets des variations de l'espacement-plaque sur les Grandeurs d'intérêt.

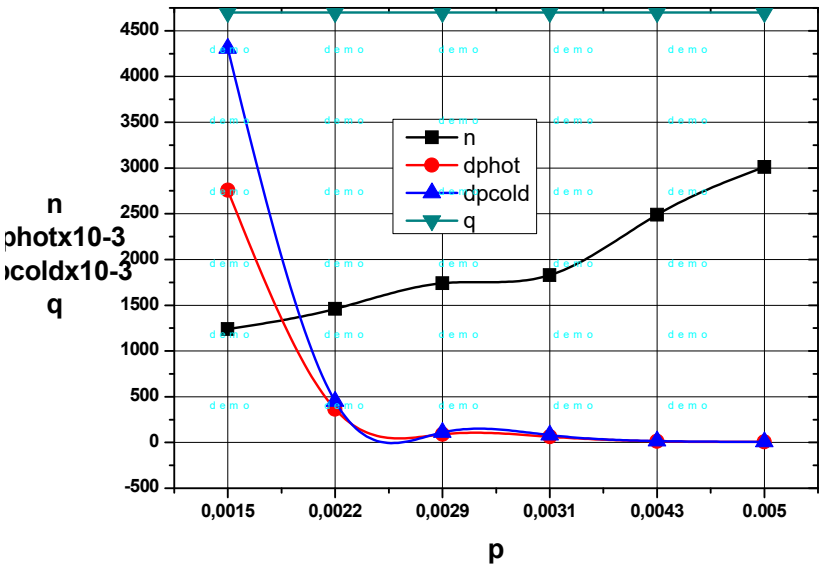


Figure VI.9 Effets de l'espacement plaque sur les performances et taille de l'ECP à joints

On montre dans la **figure VI.9**, que l'espacement inter-plaques plus élevé est bénéfique du point de vue réduction des pertes de pressions mais cela conduit aussi à un nombre élevé de plaques. Comme relevé plus haut, une optimisation doit être recherchée.

VI.10 Effets des variations de l'épaisseur de la plaque sur les Grandeurs d'intérêt.

L'épaisseur de la plaque à une incidence très notable sur l'élévation des pertes de pressions, mais peu sur le nombre de plaques. De point de vue physique, cette épaisseur ne participe que dans la résistance thermique de séparation, **figure VI.10**. La résistance thermique étant grande avec une épaisseur de plaque consistante, le coefficient global d'échange devient élevé et si la puissance ne change pas, c'est les pertes qui augmentent.

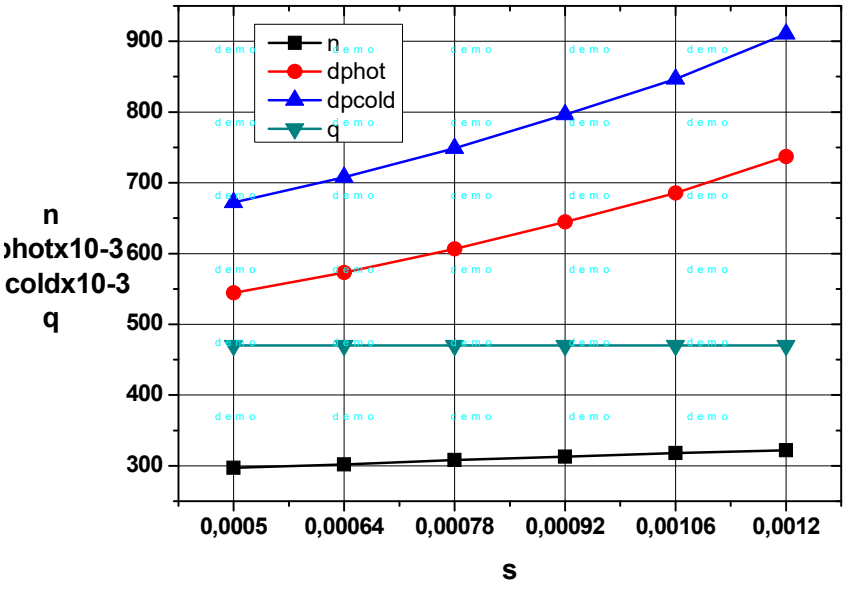


Figure VI.10 Effets de l'épaisseur de la plaque sur les performances et taille de l'ECP à joints

VI.11 Effets des variations de la conductivité thermique du matériau de séparation ch-froid sur les Grandeurs d'intérêt.

L'effet de la conductivité thermique du matériau constituant la séparation du fluide chaud avec le fluide froid sur les grandeurs, est montré à la **figure VI.11**. L'usage d'un matériau de plus en plus conductif, réduit la résistance thermique à la différence de l'épaisseur de la plaque, et par conséquent, l'échange est meilleur. Evidemment, les pertes de pression en deviennent élevées à puissance égale.

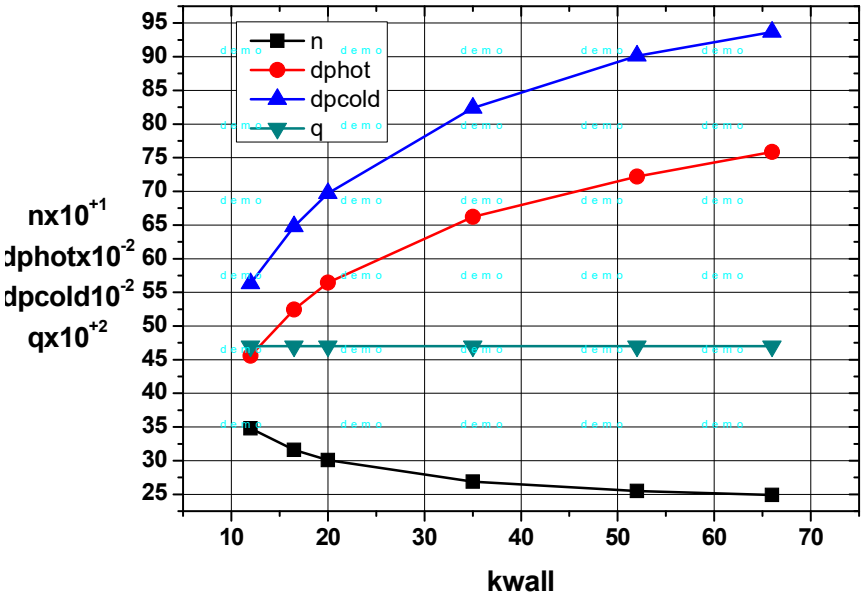


Figure VI.11 Effets de la conductivité thermique du matériau de séparation ch-froid ur les performances et taille de l'ECP à joints

VI.12 Effets des variations du nombre de passes sur les Grandeurs d'intérêt.

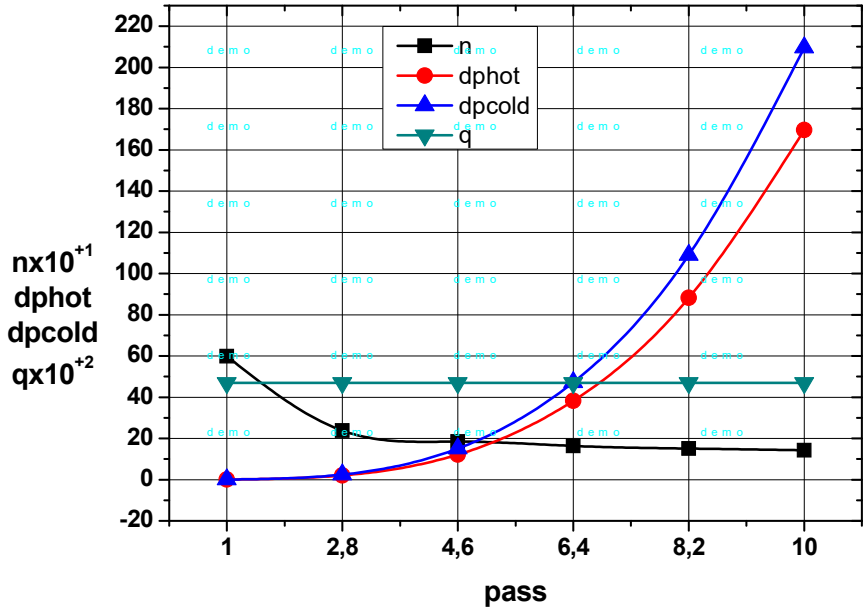


Figure VI.12 Effets du nombre de passes sur les performances et taille de l'ECP à joints

Il est connu que le nombre de passes augmentent l'échange thermique mais augmente aussi les pertes de pressions du à la circulation plus grande des débits thermique, **figure VI.12**.

VI.13 Effets des variations de l'angle du chevron sur les Grandeurs d'intérêt.

Un paramètre de construction très important est celui de l'angle du chevron de l'ECP. La **figure VI.13**, montre ceci puisque un angle du chevron mène à un coefficient de convection plus faible d'autant que le nombre de Reynolds est élevé. Ce fait est trouvé inversé pour le frottement. Raison pour laquelle dans cette figure, les pertes de pressions se réduisent favorablement mais en contrepartie, le nombre de plaques augmente de manière exponentielle.

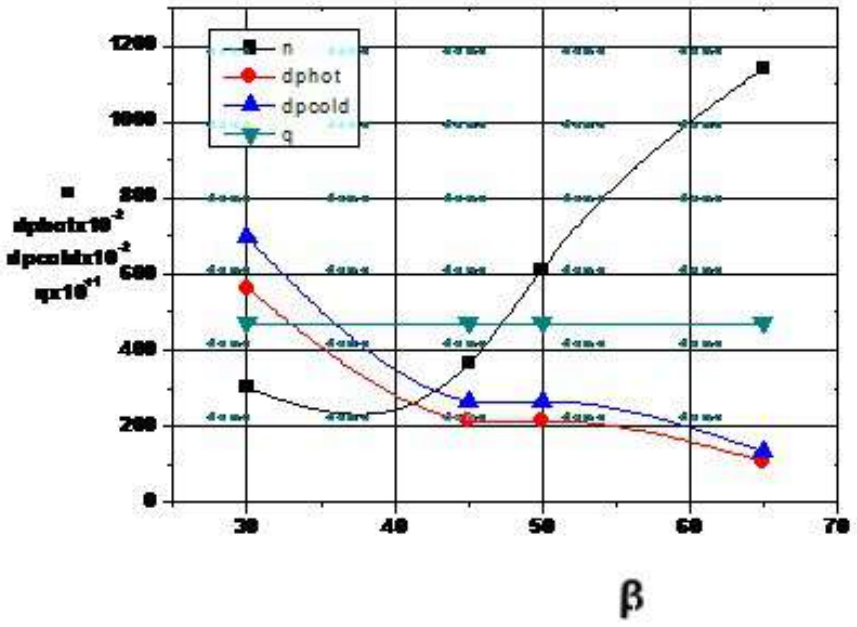


Figure VI.13 Effets de l'angle du chevron sur les performances et taille de l'ECP à joints

Conclusion

En conclusion, les effets explorés des paramètres thermiques et de construction sont variables. Aussi une optimisation multiparamétrique doit être envisagée pour pouvoir sélectionner un ECP répondant aux spécifications particulières. Cette complexité oblige l'industriel à combiner ces paramètres d'influence de manière à obtenir le bon équipement à moindre cout technique et économique.

Au terme de cette étude qui avait pour objectif Les échangeurs de chaleurs à plaques – ECP, des équipements très importants utilisés dans pratiquement toutes les industries, y compris dans les domaines du confort et de la réfrigération.

Le dimensionnement complexe en raison de leurs constructions, nous a obligé à rechercher d'abord les particularités intrinsèques de ces dispositifs, de parcourir les applications potentielles et son existence est de plus en plus grande dans tous les domaines. Ensuite on s'est fixé comme tache principale la simulation afin de déterminer quels sont les paramètres dominants sur les performances en termes d'échange et de pertes de pression, en complément de la taille (nombre de plaques), critère très parlant des couts, dans un souci de rentabilité économique.

La simulation souhaitée est possible grâce aux connaissances acquises, ayant permis ensuite d'établir un organigramme précieux sur la base des expressions nombreuses, complexes par rapport à l'échangeur tube-calandre, et totalement imbriquées les unes par rapport aux autres. De plus la dépendance en température des paramètres thermo-physiques a été prise en compte par des estimations rigoureuses.

Les résultats obtenus permettent de saisir de manière préliminaire les effets des variables de construction et des niveaux thermiques imposés aux extrémités de l'ECP ainsi que les débits thermiques en jeu, sur les principales grandeurs de performances avec le nombre déterminant du nombre de plaques, variable considérée essentielle lors de l'optimisation.

On peut relever à priori que les températures opérantes, et les débits thermiques jouent un rôle principal par rapport aux performances d'échange et de pertes de pressions, à l'instar des échangeurs tube-calandre, mais le nombre de plaques incorporé et qui montre la taille et le cout de l'ECP constitue ici un facteur déterminant. Par ailleurs, les paramètres de construction, à savoir l'espacement des plaques et l'épaisseur de la plaque, la conductivité du matériau de séparation et le nombre de passes, jouent aussi un rôle non négligeable sinon un rôle fondamental supplémentaire dans la conception de ces échangeurs.

Ce mémoire a donc pu briser le cercle réservé aux fabricants et l'élaboration d'un programme sous @Matlab, nous a ouvert la voie à la simulation. Les résultats obtenus permettent un guide dans le choix et il s'agit donc de combiner en perspective les deux parties influentes pour une évaluation pré-optimale des paramètres dominants sur les performances attendues, en accord aux spécifications particulières.

RÉFÉRENCES

[1] Amrid MAMMERI, Amélioration des performances énergétiques des systèmes de refroidissement industriels : Application aux serveurs informatiques, Thèse de Doctorat, École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, Paris, 2014.

[2] Cour de convection et rayonnement-4, plate forme TTE-C.E.S.I.R.E, Université Joseph Fourier-Grenoble.pdf.

[3] diane DUVAL, Ailettes thermique, Institut National Des Sciences Appliquées de Rouen, Département Sciences et Techniques Pour l'Ingénieur.2013.

[4] L. KHADIR, «Calcul et dimensionnement d'un condenseur a faisceau et calandre », Mémoire fin d'étude pour l'obtention du diplôme de master, département de génie mécanique, université de Tlemcen, 2006/2007.

[5] A.BONTEMPS, A.GARRIGUE, C. GOUBIER, J.HEUTZ, C.MARVILLET, P.MERCIER, R.VIDIL, «Description des échangeurs», techniques de l'ingénieur (B 2341).

[6] B. Lamb (2011). Plate and frame heat exchangers. *Thermopedia*. http://www.thermopedia.com/content/1035/, 091113

[7] Lane, D. E. (1966) Design trends in plate heat exchangers, Chemical Process Engineering Heat Transfer Summary, 127, August.

[8] Hargis, A. M., Beckman, A. T., and Loiacono, J. (1966) The Heat Exchanger, ASME Publication. PET, 21.

[9] Marriott, J. (1971) Where and how to use the plate heal exchangers, Chemical Engineering, 78 (no 8), 127

[10] Kays, William Morrow, and Alexander Louis London. "Compact heat exchangers." (1984).

[11] Maslov, A. (1965) Calculation of the Heat Exchange of Plate Apparatus on the Basis of Diagram (Graphs), Kholod ekh. 6, 25.

[12] Suitor, J. W. (1976) Plate Heat Exchanger Fouling Study, HTRI Report No. F-EX-18.

[13] Jackson, B. W. and Troupe, R. A. (1966) Plate heat exchanger design by ENTU method chemical, Engineer Prog, Symp. Serv. 62 (No 64), 185 Kays, W. M. and London, A. L. (1958) Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill, New York.

[14] Bowman RA, Mueller AC, Nagle WM (1940) Mean temperature difference in design. Trans ASME 62:283–294

[15] Kakac, Sadik, Hongtan Liu, and Anchasa Pramuanjaroenkij. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. CRC press, 2002.