

# **Euro swac**

**Comparaison d'échangeurs thermiques à deux architectures  
distinctes**

par

**Danton DE MORAES AYRES MOURA et Raphaël JEAN**

sous la direction de

**Bruno Garnier**



DeProfundis Ingenium

53 Bd Victor Hugo 92110 Clichy

T +33 6 43 43 33 75

Bruno.garnier@deprofundis.com

[www.deprofundis.com](http://www.deprofundis.com)

# Contents

<b>1</b>	<b>Présentation générale des architectures</b>	<b>3</b>
1.1	Les échangeurs à plaques . . . . .	3
1.2	Les échangeurs à tubes et calandre . . . . .	3
<b>2</b>	<b>Les conditions d'utilisation</b>	<b>4</b>
<b>3</b>	<b>Comparaison qualitative</b>	<b>4</b>
3.1	Les termes spécifiques qui caractérisent l'échange thermique . . . . .	4
3.1.1	Équations générales . . . . .	4
3.1.2	La surface effective de l'échangeur . . . . .	5
3.1.3	Le coefficient d'échange thermique . . . . .	5
3.1.4	Encrassement . . . . .	6
3.1.5	Les coefficients de convection . . . . .	6
3.2	Pertes de charges . . . . .	7
<b>4</b>	<b>Comparaison quantitative et dimensionnement</b>	<b>8</b>
4.1	Modélisation . . . . .	8
4.1.1	Géométries prises en compte . . . . .	8
4.1.2	Corrélation . . . . .	11
4.1.3	Résolution mathématique . . . . .	14
4.2	Paramètres utilisés et vérifications des modèles . . . . .	16
4.3	Résultats et discussions . . . . .	19
4.4	Conclusion des résultats . . . . .	27
<b>5</b>	<b>Annexe</b>	<b>28</b>

# List of Figures

1	Schéma d'un échangeur à plaques . . . . .	3
2	Schéma d'un échangeur tubulaire . . . . .	4
3	Paramètres Géométriques d'un échangeur à tubes et calandre ( $D_S, B, L$ )	8
4	Paramètres Géométriques d'un échangeur à tubes et calandre ( $d_o, C, P_T$ )	9
5	Paramètres Géométriques d'un échangeur à plaque . . . . .	10
6	Echangeur en tant que système physique . . . . .	14
7	Paramètres géométriques de l'échangeur à plaques . . . . .	17
8	Performance de l'échangeur thermique à plaques . . . . .	18

9	Pincements en fonction du débit d'eau froide pour les deux échangeurs, dont le volume occupé est d'environ 2 m <sup>3</sup> , comme spécifié dans la section 4.2	19
10	Pincements en fonction du débit d'eau froide contenant le pincement pour le cas de 5 échangeur à tubes (même surface d'échange que l'échangeur à plaques) . . . . .	20
11	Pertes de charges source d'eau froide . . . . .	21
12	Perte de charges source d'eau chaude . . . . .	22
13	Efficacité des configurations d'échangeur . . . . .	24
14	Pincement pour une géométrie optimale de l'échangeur à plaques . . . . .	25
15	Pertes de charges du circuit d'eau froide pour une géométrie optimale de l'échangeur à plaques . . . . .	26
16	Pertes de charge du circuit d'eau chaude pour une géométrie optimale de l'échangeur à plaques . . . . .	26
17	efficacité pour une géométrie optimale de l'échangeur à plaques . . . . .	27
18	Spécifications techniques échangeur à tubes . . . . .	28

# 1 Présentation générale des architectures

## 1.1 Les échangeurs à plaques

Les échangeurs thermiques à plaques se caractérisent par la juxtaposition de plaques ondulées entre lesquelles se déplacent les deux fluides participant à l'échange de façon alterné. Sur la figure 1 est représenté un schéma de ce type d'échangeur.

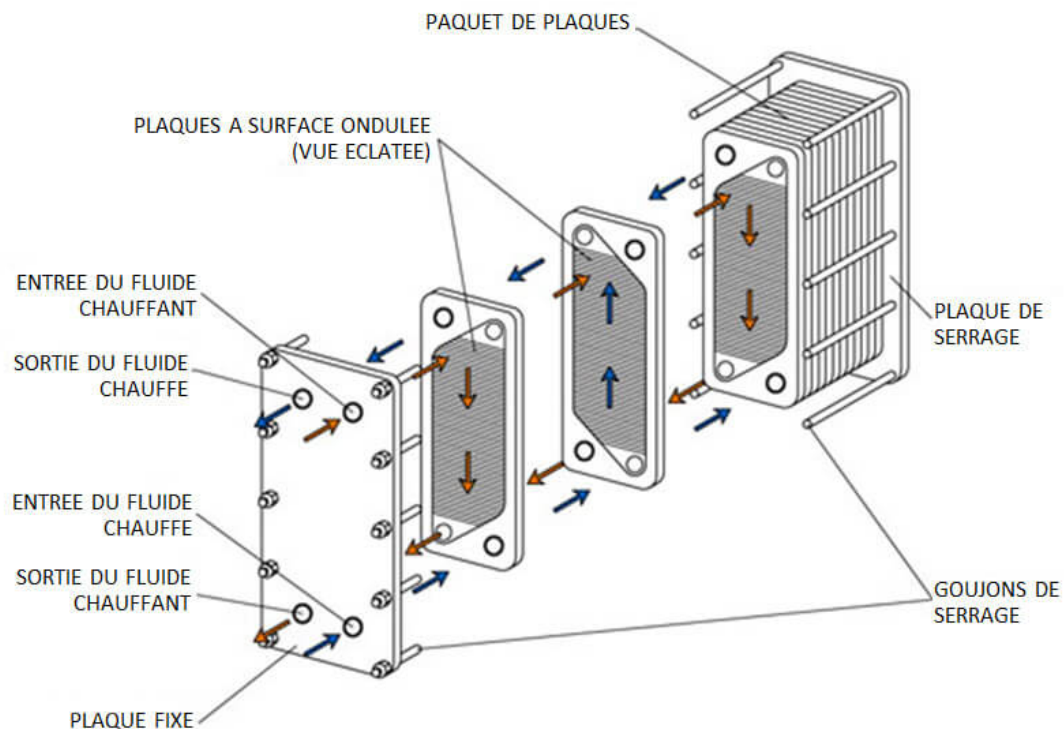


Figure 1: Schéma d'un échangeur à plaques

## 1.2 Les échangeurs à tubes et calandre

Les échangeurs tubulaires sont constitués de tubes dans lesquelles s'écoulent l'un des fluides. Ces tubes se trouvent dans une coque dans laquelle circule l'autre fluide, des calandres sont placées dans cette coque afin de créer de la turbulence lors de la circulation du fluide et donc d'augmenter le transfert thermique entre les deux fluides. Sur la figure 2 est schématisé le fonctionnement d'un tel échangeur.

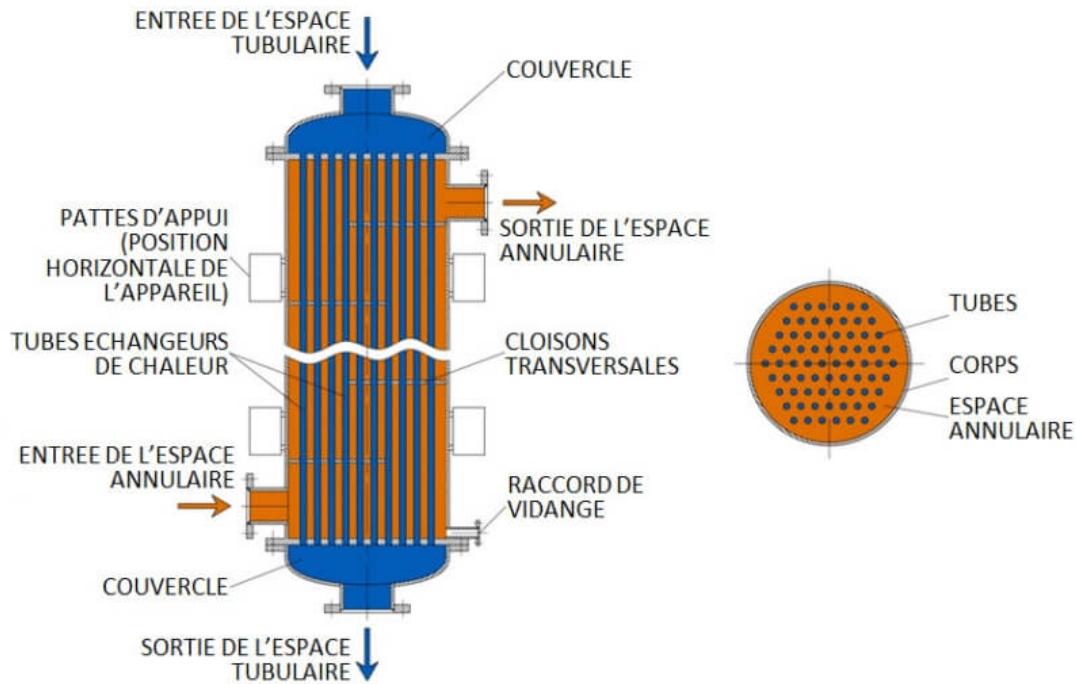


Figure 2: Schéma d'un échangeur tubulaire

## 2 Les conditions d'utilisation

Les échangeurs ne peuvent s'utiliser dans certaines conditions d'utilisation : sur des plages de pression et de température bien spécifiques.

En générale, les échangeurs à plaques s'utilise à de plus faibles pressions et températures que les échangeurs à tubes et calandres, pour plus de détail voir le tableau récapitulatif des "techniques de l'ingénieur".

## 3 Comparaison qualitative

### 3.1 Les termes spécifiques qui caractérisent l'échange thermique

#### 3.1.1 Équations générales

L'objectif de l'échange thermique est de maximiser l'énergie thermique transférée d'un fluide à un autre. Globalement l'énergie thermique transférée d'un fluide 1 à un fluide 2 peut s'écrire sous la forme :

$$Q = FKS\Delta T_{ML}$$

- K correspond au coefficient d'échange global qui dépend des caractéristiques des écoulements, de la géométrie de l'échangeur et du matériau utilisé
- S est la surface totale séparant les deux fluides
- $\Delta T_{ML}$  est la moyenne logarithmique de la différence des températures le long de l'échangeur
- Pour simplifier la suite de l'étude on considère que  $F \simeq 1$  afin d'éviter l'étude de ce paramètre pour le moment qui est moins significatif que le paramètre S et K.

Ce qui varie selon l'architecture de l'échangeur dans cette relation sont surtout les paramètres S et K.

### 3.1.2 La surface effective de l'échangeur

Afin de pouvoir comparer la surface effective qui est utilisé selon les échangeurs, on compare leur compacité : c'est le rapport entre la surface effective et le volume occupé par l'échangeur, plus l'échangeur est compact plus il aura de surface active pour un volume donné.

En ce qui concerne les échangeurs à plaques, ce sont les échangeurs les plus compacts, ils sont donc plus compacts que les échangeurs à tubes et calandres. Pour plus d'information quand à la compacité nous renvoyons au tableau comparatif des différents types d'échangeurs rédigé par "techniques de l'ingénieur".

### 3.1.3 Le coefficient d'échange thermique

Le coefficient d'échange thermique est très important puisqu'il est directement proportionnel à l'énergie thermique échangée entre les différents fluides. Celui-ci varie selon les configurations de l'écoulement et selon l'architecture et les matériaux utilisés pour fabriquer l'échangeur thermique.

Voici la relation générale permettant de déterminer K lors de l'échange thermique d'un fluide 1 vers un fluide 2 :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + \frac{S_1}{S_2 h_2} + \frac{e S_1}{\lambda S_2} + R_1 + R_2$$

- avec  $h_1$  et  $h_2$  les coefficients de transferts par convection des fluides respectifs 1 et 2

- $S_1$  et  $S_2$  les surfaces de contact entre l'échangeur et les fluides 1 (respectivement le fluide 2), en générale  $S_1 \simeq S_2$
- $e$  l'épaisseur de l'échangeur entre les fluides 1 et 2
- $k$  le coefficient de conduction du matériau de l'échangeur
- $R_1$  et  $R_2$  correspondent aux surplus de résistances thermiques apporté par le dépôt de particules sur les surfaces d'échanges respectivement  $S_1$  et  $S_2$

Ainsi  $K$  est d'autant plus grand que  $h_1$  et  $h_2$  sont élevés et que  $R_1$  et  $R_2$  sont faibles.

### 3.1.4 Encrassement

Plus l'encrassement est important dans l'échangeur thermique, plus les résistances thermiques  $R_1$  et  $R_2$  sont élevés. Il est donc nécessaire de caractériser la capacité d'encrassement des différents échangeurs.

Si l'on se réfère au tableau du "Principaux types d'échangeur et critères de choix" du document problème lié aux échangeurs rédigé par "techniques de l'ingénieur", il est noté que pour les tubes à calandres l'encrassement est moyen et la facilité à nettoyer est moyenne contrairement aux échangeurs à plaques qui ont peu d'encrassement et qui pour la plupart se nettoient facilement.

Afin d'avoir plus d'informations concernant ces résistances d'encrassement, il convient d'aller regarder dans le document "problème des échangeurs" dans la section "Dimensionnement des échangeurs avec prise en compte de l'encrassement". Dans cette section il y a une expression explicite qui est donnée pour la résistance due à l'encrassement en fonction du temps.

### 3.1.5 Les coefficients de convection

Les coefficients de convection  $h_1$  et  $h_2$  dépendent de la géométrie de l'écoulement et de ses caractéristiques puisqu'il est régi par la relation de corrélation entre les différents nombres de la science thermo-fluidique. Pour chaque architecture différente une relation doit être mise en évidence entre les nombres de Nusselt, Reynolds et Prandtl.

En effet :

$$h = N_u(R_e, P_r) \frac{k}{D}$$

- $D$  étant le diamètre équivalent de l'écoulement

- $N_u$  étant le nombre de Nusselt
- $R_e$  le nombre de Reynolds
- $P_r$  le nombre de Prandtl
- $k$  le coefficient de conduction du fluide en question

Le nombre de Prandtl  $P_r = \frac{\nu_{eau}}{\alpha_{eau}}$  est le rapport entre viscosité cinématique de l'eau et la conductivité thermique de l'eau, dans notre cas ce nombre est constant.

Ainsi pour maximiser le transfert de chaleur, il faut maximiser le nombre de Nusselt, ce nombre s'obtient avec les relations de corrélations quasi-empirique donnée dans les différents documents. Ces relations dépendent bien évidemment de l'architecture de l'échangeur et du nombre de Reynolds caractéristique de l'écoulement.

A titre de comparaison entre les deux échangeurs, si on se confère au tableau comparatif rédigé par "techniques de l'ingénieur" les performances de transfert sont bonnes pour les échangeurs à tubes et calandres et très élevées pour les échangeurs à plaques.

Cependant la fonctionnalité des échangeurs à plaques est limitée par leur perte de charges assez élevée selon "techniques de l'ingénieur".

## 3.2 Pertes de charges

Selon le cahier des charges, il convient de ne pas dépasser une certaine valeur de perte de charge  $\Delta p$ . La relation générale des pertes de charges est donnée ci-dessous :

$$\Delta p = 4f_{ch} \frac{\rho w^2}{2} \frac{L}{D}$$

- $f_{ch}$  est le coefficient de friction de Fanning
- $\rho$  la masse volumique du fluide
- $L$  la distance effective de l'échangeur
- $D$  le diamètre équivalent de l'échangeur
- $w$  la vitesse moyenne du fluide dans l'échangeur

De la même manière que pour le nombre de Nusselt,  $f_{ch}$  n'est fonction que de l'architecture de l'échangeur et du nombre de Reynolds.

Cette fois ce sont les échangeurs à plaques qui font défaut puisqu'ils sont la source de pertes de charges élevées contrairement aux échangeurs à tubes et calandres qui ont des pertes de charges modérées selon "technique de l'ingénieur".



## 4 Comparaison quantitative et dimensionnement

Afin de comparer plus précisément l'efficacité des deux types d'échangeurs pour le projet "euro-tunnel", il a été nécessaire de modéliser leur fonctionnement pour cette application précise.

### 4.1 Modélisation

Tout d'abord, pour effectuer la modélisation il a été nécessaire d'effectuer une étude bibliographique pour obtenir les corrélations les plus précises pour les géométries génériques des deux types d'échangeur.

#### 4.1.1 Géométries prises en compte

##### Échangeurs à tubes

Pour la modélisation de l'échangeur à tubes et calandre, les paramètres géométriques pris en compte sont définies dans les figures suivantes :

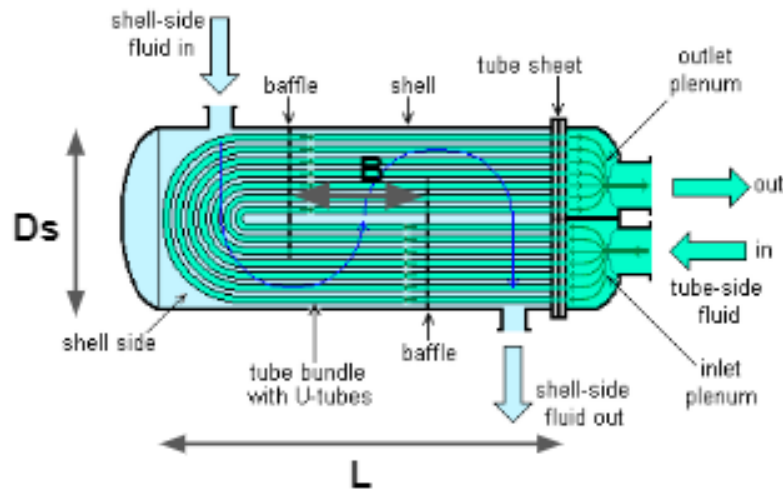


Figure 3: Paramètres Géométriques d'un échangeur à tubes et calandre ( $D_s$ ,  $B$ ,  $L$ )

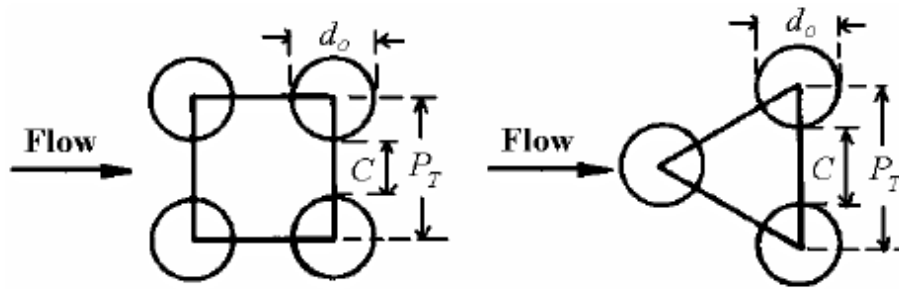


Figure 4: Paramètres Géométriques d'un échangeur à tubes et calandre ( $d_o$ ,  $C$ ,  $P_T$ )

- $D_s$ : le diamètre intérieur de la calandre
- $L$ : la longueur effective de l'échangeur;
- $B$ : la distance entre les chicanes
- $N_b$ : nombre de baffles
- $P_t$  : distance entre deux centre de tubes adjacents, plus celle-ci est faible plus l'écoulement dans la calandre sera turbulent et ainsi plus ceci favorisera l'échange de chaleur mais aussi les pertes de charge.
- $d_i$ : le diamètre intérieur des tubes
- $d_o$ : le diamètre extérieur des tubes
- $C$ : distance entre tubes adjacents
- $N_t$  : le nombre de tubes

**Echangeurs à plaques** Ensuite, sur la figure x, nous pouvons voir un schéma avec certains des paramètres géométriques considérés dans nos calculs.

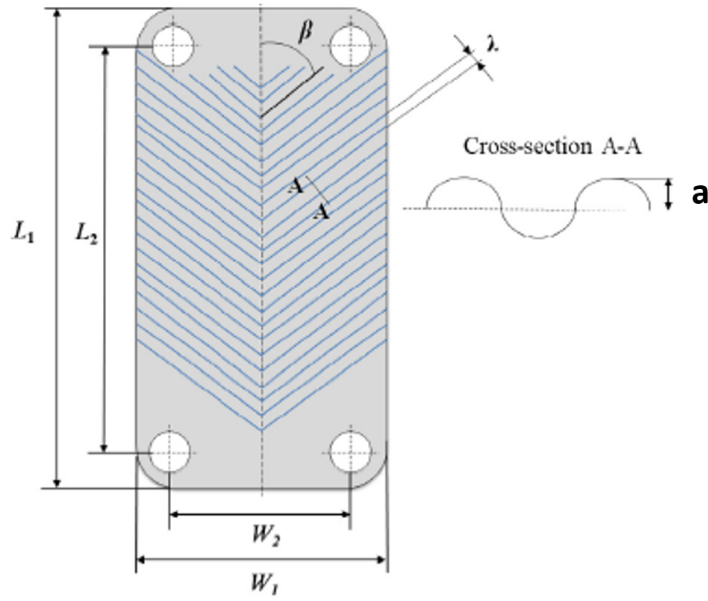


Figure 5: Paramètres Géométriques d'un échangeur à plaque

- $W = W_2$ : la largeur de plaque entre les joints
- $a$ : l'amplitude de l'ondulation
- $\lambda$ : la longueur d'onde des ondulations
- $N$ : le nombre des plaques
- $X = \frac{2\pi a}{\lambda}$
- $\phi = \frac{1}{6}(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4\sqrt{1 + \frac{X^2}{2}})$ : Le rapport entre le périmètre de contact avec le fluide et la largeur de la plaque, cette quantité permet de déterminer le diamètre hydraulique de l'écoulement. Elle permet entre autre de quantifier l'irrégularité de la plaque en permettant d'augmenter le nombre de Reynolds lorsque le nombre de stries augmente.
- $D_h$ : le diamètre hydraulique pris comme longueur caractéristique pour déterminer le nombre de Reynolds
- $L_2 = L$ : la longueur de la plaque sur laquelle évolue l'écoulement
- $\beta$ : L'angle qui fait les stries par rapport à la direction de l'écoulement, il permet de quantifier à quel point les irrégularités de la plaque dûent aux stries influencent

l'écoulement. En effet, plus l'angle  $\beta$  est élevé, plus l'échange de chaleur se fait facilement mais plus il y a de perte de charge.

#### 4.1.2 Corrélation

##### Echangeurs à plaques

Dans ce type d'échangeur, les deux écoulements (écoulement fluide froid et fluide chaud) ont des corrélations totalement symétriques. Le nombre de Reynolds s'exprime à partir des dimensions caractéristiques de l'échangeur :

$$Re = \frac{GD_h}{\mu}$$

- $G = \frac{\dot{m}}{2aW^{\frac{(N-1)}{2}}}$  avec N le nombre de plaques
- $\mu$  étant la viscosité dynamique du fluide

Dans ce type d'échangeur, le nusselt est fonction aussi du coefficient de friction de Fanning  $f_{ch}$  qui s'exprime de la manière suivante avec la corrélation de Martin :

$$\frac{1}{\sqrt{f_{ch}}} = \frac{\cos(\beta)}{\sqrt{0.045\tan(\beta) + 0.09\sin(\beta) + f_0/\cos(\beta)}} + \frac{1 - \cos(\beta)}{\sqrt{3.8f_1}}$$

Avec :

$$f_0 = \begin{cases} 16/Re & \text{si le régime est laminaire} \\ (1.56\ln(Re) - 3.0)^{-2} & \text{si le régime est turbulent} \end{cases}$$

$$f_1 = \begin{cases} 149.25/Re + 0.9625 & \text{si le régime est laminaire} \\ \frac{9.75}{Re^{0.289}} & \text{si le régime est turbulent} \end{cases}$$

Le nombre de Nusselt s'exprime comme suit (Schlünler, 1998) :

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = 0.205P_r^{1/3}\left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{1/6}(f_{ch}Re^2\sin(2\beta))^{0.374}$$

- Avec k le coefficient de conduction du fluide
- avec h le coefficient de convection
- $\mu_m$  la viscosité dynamique moyenne du fluide dans l'écoulement
- $\mu_w$  la viscosité dynamique du fluides sur les parois

Enfin la perte de charge se calcule de la manière suivante :

$$\Delta P = \frac{1}{2} f_{ch} u_m^2 \frac{D_e}{L} N_p$$

- $u_m$  est la vitesse moyenne de l'écoulement
- $N_p$  est le nombre de passes

### Echangeurs à tubes

Pour ce type d'échangeur, les corrélations des deux écoulement n'ont pas de corrélations symétriques : elles seront différentes selon que le fluide s'écoule dans les tubes ou dans la calandre.

Il existe deux méthodes différentes pour modéliser des échangeurs à tubes et calandres : la méthode de Kern et la méthode de Bell-Delaware. La méthode de Kern permet d'estimer assez simplement l'échange thermique et les pertes de charges à partir de peu d'équations, néanmoins cette méthode a moins de précision que la méthode de Bell-Delaware qui est beaucoup plus complexe d'utilisation qui prend davantage en compte les paramètres géométriques. Pour notre application nous avons choisis d'utiliser la méthode de Kern dans un premier temps pour effectuer une première comparaison permettant d'estimer si les échangeurs à tubes peuvent être utiles pour notre application afin d'utiliser la seconde méthode si jamais ils le sont.

#### Côtés tubes

Le nombre de Reynolds s'exprime de la manière suivante :

$$R_{e_t} = \frac{\rho_t u_t d_i}{\mu_t}$$

- $\mu_t$  la viscosité du fluide dans les tubes
- $\rho_t$  est la masse volumique du fluide dans les tubes
- $L$  est la longueur des tubes

Le coefficient de Friction de Fanning s'exprime de la manière suivante pour les deux types de régimes :

$$f_{ch} = \begin{cases} 16/R_e & \text{si le régime est laminaire} \\ (1.58 \ln(R_e) - 3.28)^{-2} & \text{si le régime est turbulent} \end{cases}$$

En ce qui concerne le coefficient de Nusselt il s'obtient de la manière suivante :

$$N_{u_t} = \begin{cases} 1.86 \left( \frac{Re_t P_{r_t} d_i}{L} \right)^{1/3} & \text{si le régime est laminaire} \\ \frac{(f_{ch}/2) Re_t P_{r_t}}{1.07 + 12.7 (f_{ch}/2)^{1/2} (P_{r_t}^{2/3} - 1)} & \text{si le régime est turbulent} \end{cases}$$

Enfin en ce qui concerne la perte de charge :

$$\Delta P_t = (4f_{ch} \frac{L N_p}{d_i} + 4N_p) \frac{\rho_t u_t^2}{2}$$

- $N_p$  est le nombre de passes
- $u_t$  est la vitesse moyenne dans les tubes

### Côtés Calandre

Pour le côtés de la calandre il est nécessaire de définir une surface transversale caractéristique qui permet de définir la vitesse du fluide dans de ce côtés. Cette surface est définie par :

$$A_s = \frac{D_s}{P_t} C B$$

- C est la distance entre deux tubes adjacent
- B est l'espace entre les chicanes

Il est possible de définir ainsi le flux massique par unité de surface :

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s}$$

Puis le nombre de Reynolds :

$$R_{e_s} = \frac{G_s D_e}{\mu_s}$$

La corrélation du nusselt dans la calandre peut-être exprimé avec la méthode de Kern de la façon suivante pour les régime turbulent (ce qui est généralement le cas dans la calandre car les chicanes pousse l'écoulement à être turbulent) :

$$N_{u_s} = \frac{h_0 k_s}{D_e} = 0.36 R_{e_s}^{0.55} P_{r_s}^{1/3}$$

- $k_s$  est le coefficient de conductivité thermique du fluide dans la calandre
- $D_e$  est la longueur caractéristique dans la calandre
- $P_{r_s}$  est le nombre de Pandtl dans la calandre

Puis le coefficient de friction s'exprime à partir du Reynolds :

$$f_{ch} = \exp(0.576 - 0.19R_{e_s})$$

Enfin les pertes de charges s'obtiennent de la manière suivante :

$$\Delta P_s = \frac{f_s G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho_s D_e \phi_s}$$

- $N_b$  est le nombre de baffle
- $\phi_s = \left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{1/6}$

#### 4.1.3 Résolution mathématique

On considère un échangeur d'un type quelconque avec tout ses paramètres géométriques fixés, ainsi que les fluides qui s'écoulent de part et d'autre de l'échangeur.

Cet échangeur peut être considéré comme un système à quatre paramètres d'entrée et quatre paramètres de sortie qui sont résumés dans le schéma suivant :

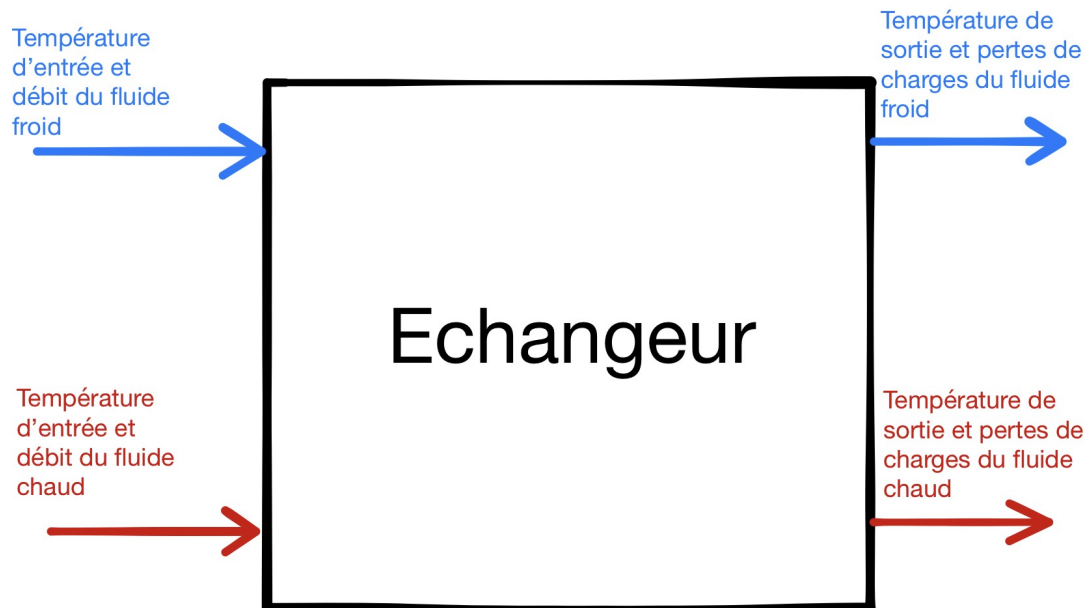


Figure 6: Echangeur en tant que système physique

On note ces paramètres comme suit :

- Respectivement la température d'entrée et de sortie du fluide chaud :  $T_{ec}$  et  $T_{sc}$

- Respectivement la température d'entrée et de sortie du fluide froid :  $T_{ef}$  et  $T_{sf}$
- Le débit du fluide chaud :  $\dot{m}_c$ , le débit du fluide froid :  $\dot{m}_f$
- Les pertes de charges du fluide chaud  $\Delta P_c$ , les pertes de charges du fluide froid :  $\Delta P_f$

Il faut donc quatre équations indépendantes qui seront les relations entrées/sorties du système.

$$\begin{cases} P_{th} = \dot{m}_c c_{pc}(T_{ec} - T_{sc}) = \dot{m}_f c_{pf}(T_{sf} - T_{ef}) \\ P_{th} = F(T_{ec}, T_{sc}, T_{ef}, T_{sf}) K(\dot{m}_c, \dot{m}_f) S \Delta T_{LM} \\ \Delta P_c = \Delta P_c(\dot{m}_c) \\ \Delta P_f = \Delta P_f(\dot{m}_f) \end{cases}$$

- $P_{th}$  est la puissance thermique échangée
- $c_{pe}$  et  $c_{pf}$  sont respectivement la capacité massiques à pression constante des fluides chaud et froid
- $S$  est la surface d'échange entre les deux fluides
- $\Delta T_{LM}$  est la différence moyenne logarithmique des températures le long d'un échangeur fonctionnant à contre-courant.
- $F$  est le coefficient de correction à imposer à la relation lorsque l'écoulement n'est pas à contre-courant. On considère dans un premier temps que les écoulements sont à contre courant, ceci nous permet de simplifier la résolution du système en considérant  $F = 1$  tout en obtenant un résultat proche de la réalité (car en général  $F \simeq 1$ ) permettant d'évaluer quantitativement les deux échangeurs.

Les pertes de charges sont obtenues directement à partir des débits volumiques du système, il n'y a pas de difficulté à les obtenir avec les corrélations de la partie 4.1.2.

La seule difficulté que peut poser ce système est l'utilisation des équations faisant intervenir les températures car la présence du terme  $\Delta T_{LM}$  rend le système non linéaire. On réécrit alors le système en isolant une des températures de sorties afin de n'avoir à résoudre qu'une seule équation non linéaire, solution qui s'approche très aisément par une dichotomie :

$$\begin{cases} T_{sf} = T_{ef} + \frac{\dot{m}_c c_{pc}}{\dot{m}_f c_{pf}} (T_{ec} - T_{sc}) \\ \dot{m}_c c_{pc} (T_{ec} - T_{sc}) = K(\dot{m}_c, \dot{m}_f) S \frac{T_{ec} - T_{ef} - \frac{\dot{m}_c c_{pc}}{\dot{m}_f c_{pf}} (T_{ec} - T_{sc}) - T_{sc} - T_{ef}}{\ln\left(\frac{T_{ec} - T_{ef} - \frac{\dot{m}_c c_{pc}}{\dot{m}_f c_{pf}} (T_{ec} - T_{sc})}{T_{sc} - T_{ef}}\right)} \end{cases}$$



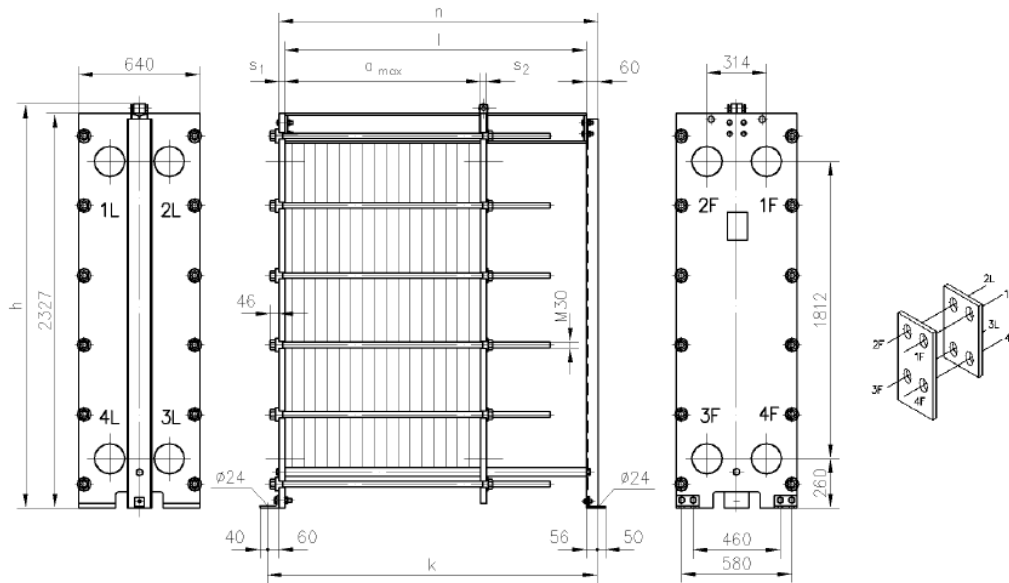
## 4.2 Paramètres utilisés et vérifications des modèles

Afin de vérifier la cohérence de nos résultats et d'obtenir une comparaison proche de la réalité de notre application, nous avons cherché des échangeurs de ces deux types qui conviendraient à notre utilisation et dont nous disposions des paramètres géométriques réels fournis par les constructeurs.

### Échangeurs à plaques

A partir d'une offre de la société GEA pour un projet similaire, nous avons à disposition les paramètres d'un échangeur à plaques dont l'utilisation est proche de notre application. Ainsi, nous avons choisis de mener notre étude à partir de données géométriques proches de ce que nous donnait la société. En effet, nous avons à la fois la possibilité d'obtenir des résultats proches de ce qui est demandé dans le cahier des charges et nous avons aussi l'opportunité de vérifier notre modèle avec les points de fonctionnement donné par la société dans la même offre.

Sur la figure 7 sont décrits les paramètres géométriques :



n:	3240 mm	s <sub>1</sub> :	40.00 mm	a-max bâti :	1854 mm	Poids:	3501 kg
k:	3296 mm	s <sub>2</sub> :	40.00 mm	a-max:	1827 mm	Poids en service:	4982 kg
l:	3140 mm	h:	2437 mm				

Pos	DN	Type	Fluide	Entr	Sort	Add.	m
1F	DN150	Insert caoutchouc DIN 2633 NBR	Eau douce	x	-	-	4 mm
2F	DN150	Insert caoutchouc DIN 2633 NBR	Eau de mer (DPI)	-	x	-	4 mm
3F	DN150	Insert caoutchouc DIN 2633 NBR		-	-	x	4 mm
4F	DN150	Insert caoutchouc DIN 2633 NBR		-	-	x	4 mm
1L	DN150	Insert caoutchouc DIN 2633 NBR	Eau douce	-	x	-	4 mm
2L	DN150	Insert caoutchouc DIN 2633 NBR	Eau de mer (DPI)	x	-	-	4 mm

Figure 7: Paramètres géométriques de l'échangeur à plaques

De plus, dans l'offre il est stipulé que l'échangeur est muni de 641 plaques et a une surface d'échange égale à  $651 \text{ m}^2$ . Nous avons donc choisis les valeurs suivantes des paramètres géométriques pour vérifier notre modèle à partir du fabricant :

- $L = 1.8 \text{ m}$
- $W = 0.56 \text{ m}$
- $a = 0.04 \text{ m}$  (correspond à l'épaisseur de l'insert en caoutchouc)
- L'épaisseur de la paroi  $e = 0.4 \text{ mm}$  spécifié dans le document
- L'échangeur comprend 2 passes.

Le document ne spécifiait pas la géométrie exacte des irrégularités sur la plaques, il est possible que celles-ci soient spécifiques au fabricant. Nous avons quand même pris nos

hypothèses géométriques quand aux stries tout en adaptant les valeurs des paramètres ( $\beta$  et  $\lambda$ ) pour obtenir des résultats les plus proches possibles de ceux donnés par le fabricant.

En effet, à partir des 5 points de fonctionnement cité dans le tableau 8 fournis par le constructeur, nous avons construit les variables d'erreur suivante :

- Erreur sur les températures :  $e_T = \text{moyenne}(|T_{s \text{ modèle}} - T_{s \text{ constructeur}}|)$
- Erreur sur les pertes de charges :  $e_{\Delta P} = \text{moyenne}(|\Delta P_{\text{modèle}} - \Delta P_{\text{constructeur}}|)$
- Enfin la variable générale d'erreur :  $e = \frac{e_T}{e_{T \text{ max}}} + \frac{e_{\Delta P}}{e_{\Delta P \text{ max}}}$ . Avec les  $e_{T \text{ max}}$  et  $e_{\Delta P \text{ max}}$  les erreurs maximales.

Poste	Opt	Désignation Client	Surface (m²)	Puissance (kW)	Tce (°C)	Tcs (°C)	Q c m3/h	TTe (°C)	Tfs (°C)	Q f m3/h	DTML (°C)	k encrassé (W/m².°C)	k propre (W/m².°C)	Marge	R 10-4.m².°C/W	DP chaud mbar	DP froid mbar
10	0	Nominal 300m3/h	651,78	1706	12,00	7,00	292,44	6,50	11,50	300,00	0,50	5235	6621	26,48%	0,40	1213	1501
10	1	Perfo 151m3/h	651,78	718	12,00	7,82	147,20	7,51	11,69	151,05	0,31	3561	4153	16,61%	0,40	373	456
10	2	Perfo 181m3/h	651,78	1049	12,00	6,91	176,71	6,50	11,59	181,27	0,41	3926	4657	18,63%	0,40	507	626
10	3	Perfo 211m3/h	651,78	1219	12,00	6,93	206,15	6,50	11,57	211,47	0,43	4350	5266	21,06%	0,40	660	816
10	4	Perfo 241.7m3/h	651,78	1385	12,00	6,96	235,60	6,50	11,54	241,70	0,46	4622	5670	22,68%	0,40	831	1028
10	5	Perfo 271.9m3/h	651,78	1552	12,00	6,98	265,05	6,50	11,52	271,89	0,48	4960	6188	24,75%	0,40	1021	1262
10	6	Perfo 302.1m3/h	651,78	1718	12,00	7,00	294,50	6,50	11,50	302,11	0,50	5271	6680	26,72%	0,40	1228	1520

Figure 8: Performance de l'échangeur thermique à plaques

Ainsi avec un algorithme de recherche de minimum, nous avons déterminé le minimum de la fonction d'erreur définie précédemment selon  $\beta$  et  $\lambda$ . Nous obtenons ainsi une erreur moyenne de  $0.09^\circ$  soit 1% pour les températures et de 1.13 mCe soit 10% pour les pertes de charges pour  $\beta = 42^\circ$  et  $\lambda = 0.967$  mm.

### Échangeurs à tubes

En ce qui concerne l'échangeur à tube, nous avons trouvé la fiche technique d'un échangeur à tubes pour une application différente de celle du projet euro-tunnel : l'application de cette échangeur vise à refroidir de l'huile. Cependant, au niveau des dimensions de l'échangeur, celui-ci est presque aussi volumineux que l'échangeur à plaques présenté précédemment :  $1.78 \text{ m}^3$  contre  $2.58 \text{ m}^3$  pour l'échangeur à plaques. Ainsi en terme de coût les deux échangeurs sont dans les mêmes ordres de grandeur. La fiche technique 18 en annexe, offre tout les détails de la géométrie et des paramètres que nous avons pris en compte.

Afin de vérifier la cohérence du modèle, nous nous sommes placés dans le cadre de leur application en utilisant les paramètres des fluides donnés dans la fiche technique. Nous

avons ainsi obtenu une erreur de température moyenne de 1% et une erreur de perte de charge moyenne de 18%.

### 4.3 Résultats et discussions

L'objectif principal de cette étude est de comparer l'efficacité des deux échangeurs pour notre application.

Nous avons donc à partir du cahier des charges fournis et à partir des spécificités techniques choisies par EDF comparé quantitativement les échangeurs pour un fonctionnement en refroidissement libre :

- $T_{ef} = 17^\circ$ ,  $T_{ec} = 27.3^\circ$
- débit de la source froide :  $q_f = 461$  L/s pour quatre échangeurs en parallèles donc  $q_f = 115.25$  L/s pour un échangeur.
- débit de la source froide :  $q_c = 438$  L/s pour quatre échangeurs en parallèles donc  $q_c = 109.5$  L/s pour un échangeur.

#### Etude du pincement

Sur la figure 9 nous avons tracé le pincement en fonction du débit d'eau froide en maintenant le même rapport entre les débits, ceci pour les échangeurs présentés dans la section 4.2.

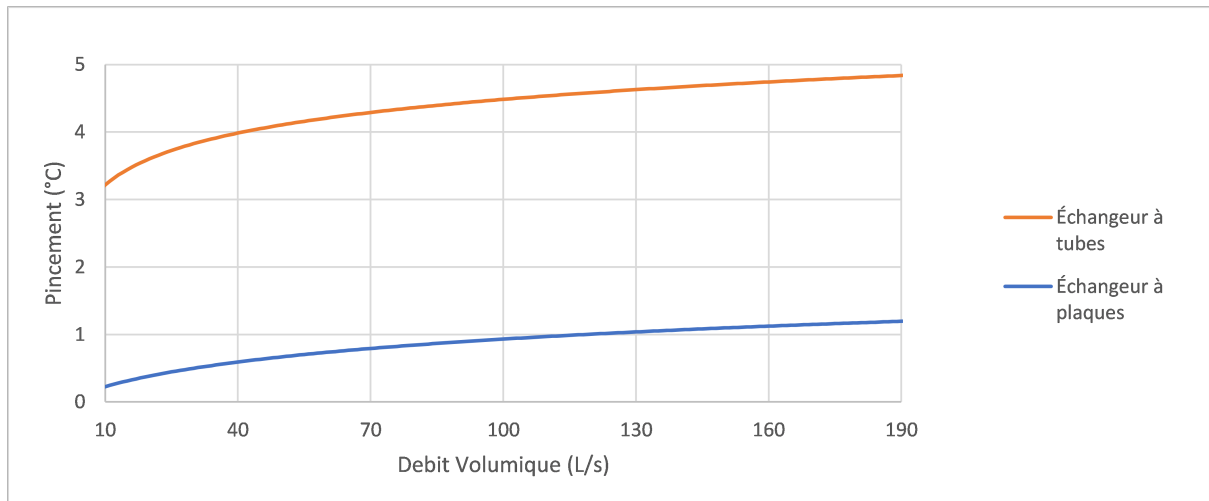


Figure 9: Pincements en fonction du débit d'eau froide pour les deux échangeurs, dont le volume occupé est d'environ  $2 \text{ m}^3$ , comme spécifié dans la section 4.2

Pour le débit volumique spécifié par EDF (115.25 L/s) il y a un pincement de  $4.56^\circ$  pour l'échangeur à tube contre  $0.99^\circ$  pour l'échangeur à plaques. Ainsi pour ces deux échangeurs, l'échangeur à plaques est nettement meilleur.

L'échangeur à plaques étant plus compact que l'échangeur à tubes, pour un volume occupé environ 1.5 fois plus grand pour l'échangeur à plaques que pour l'échangeur à tubes, la surface d'échange est 5 fois plus grande pour l'échangeur à plaques que pour l'échangeur à tubes. Il est donc judicieux de comparer les deux échangeurs à surface d'échange équivalente. Pour cela, on considère cette fois deux autres configurations d'échangeurs à tubes : 5 échangeurs à tubes placés en parallèles et 5 échangeurs à tubes placés en série. Ainsi la surface d'échange pour ces configurations d'échangeurs est équivalente à celle de l'échangeur à plaques. Considérer de tels échangeurs en parallèle et en série permet de ne pas modifier la géométrie du fabricant et donc de considérer une géométrie réaliste. Sur la figure 10 est tracé le nouveau pincement :

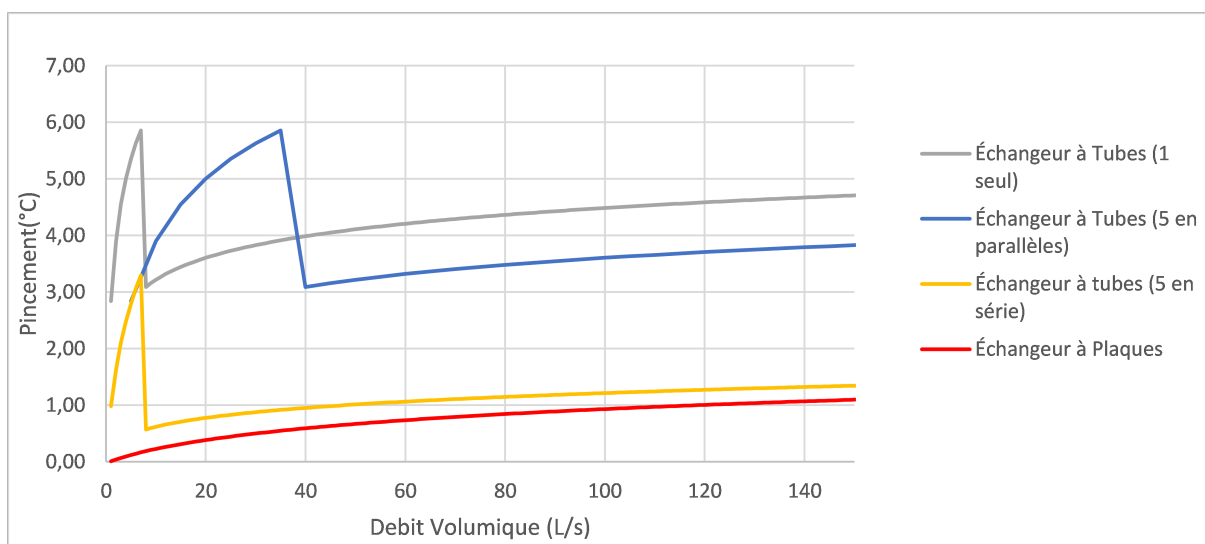


Figure 10: Pincements en fonction du débit d'eau froide contenant le pincement pour le cas de 5 échangeur à tubes (même surface d'échange que l'échangeur à plaques)

Tout d'abord sur les courbes des échangeurs à tubes se trouvent des discontinuités à faibles débits qui marquent la transition du régime laminaire au régime turbulent. Celles-ci ne sont pas marqué pour l'échangeur à plaques car l'écoulement est quasiment toujours turbulent. En réalité ces discontinuités n'existe pas et le régime laminaire passe progressivement au régime turbulent. Ainsi les courbes sont fausses au niveau des discontinuités. Mais celles-ci ne nous dérange pas puisque notre étude se situe a un débit nominal plus élevé que le débit au cours duquel arrive la transition.

Pour la même surface d'échange avec les 5 échangeurs en parallèles, le pincement de l'échangeur à tubes diminue de  $1^{\circ}$  par rapport à un seul échangeur à tube. Ainsi à 115.25 L/s le pincement de l'échangeur à tube est de  $3.7^{\circ}$  ce qui reste significativement plus élevé que les  $0.99^{\circ}$  de l'échangeur à plaques.

Pour les échangeurs à tubes placés en série, le pincement est cette fois beaucoup plus intéressant puisqu'il vient quasiment égaliser le pincement de l'échangeur à plaques.

### Etude des pertes de charges

Sur les figure 11 et 12 sont tracées les pertes de charges pour l'échangeur à plaques et les différentes configurations d'échangeur à tubes (1 échangeur, 5 échangeurs en parallèles et 5 échangeurs à tubes en série).

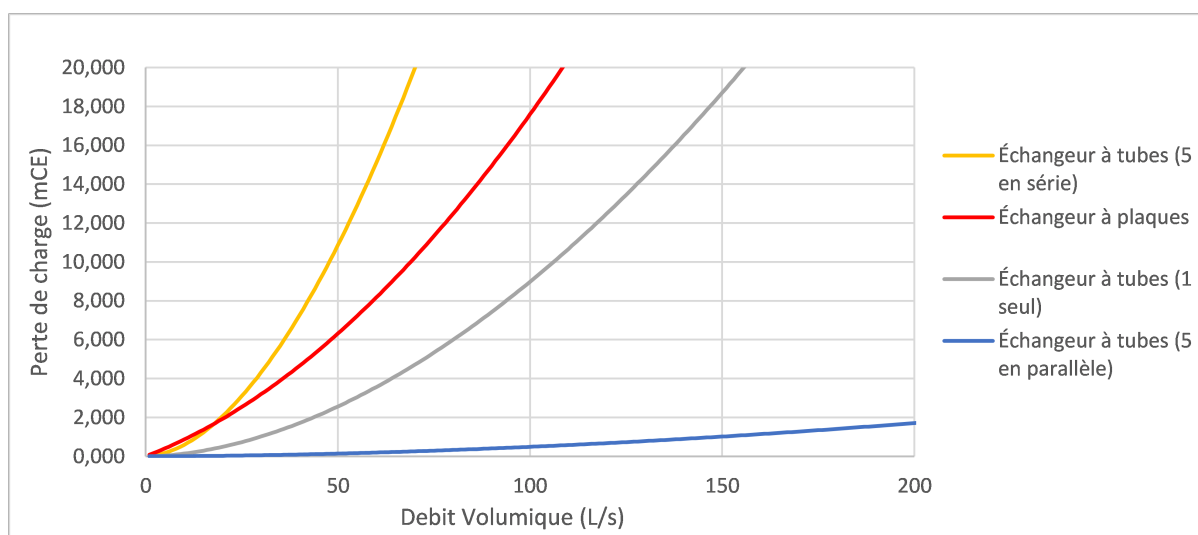


Figure 11: Pertes de charges source d'eau froide

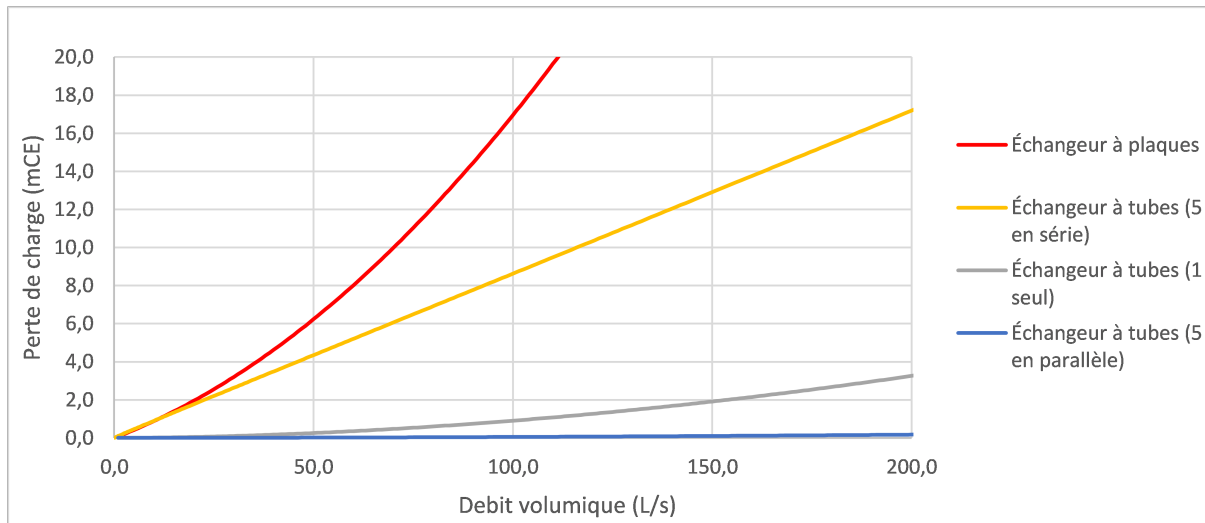


Figure 12: Perte de charges source d'eau chaude

On remarque que du côtés de la source d'eau froide, les pertes de charges entre l'échangeur à plaques et à 1 échangeur à tubes sont du même ordre de grandeur. Au débit de référence de 115.25 L/s, les pertes de charges de l'échangeur à plaques sont de 21.9 mCE tandis que pour 1 échangeur à tubes les pertes de charges sont de 11.56 mCE, les pertes de charges sont donc environ 2 fois moins élevé pour 1 échangeur à tubes. De plus lorsque l'on considère les 5 échangeurs à tubes en parallèles, le débit dans chacun des échangeurs est divisé par 5 et comme les pertes de charges évoluent rapidement avec le débit, les pertes sont très diminuées. En effet, à 115.25 L/s les pertes de charge sont de 0.62 mCE ce qui est totalement négligeable devant l'échangeur à plaques. Pour les cinq échangeurs à tubes en série cette fois les pertes de charges sont supérieurs à l'échangeur à plaques ce qui ne le rend pas viable pour une telle application.

Du côtés de la source chaude, de part la symétrie de l'échangeur à plaques vis-à-vis des deux sources on retrouve environ les mêmes pertes de charges. Cependant du côtés de l'échangeur à tubes, les pertes de charges sont nettement diminuées du côtés de la source chaude. En effet, du côtés de la source chaude, l'écoulement se déroule dans des tubes, ce qui entraîne beaucoup moins de pertes de charges que du côtés de la source froide où l'écoulement se déroule dans la calandre. Dans la calandre l'écoulement est perturbé par la présence des chicanes et des tubes, ce qui augmente le nombre de Reynolds et donc les pertes de charges. Ainsi les pertes de charges à 115.25 L/s dans l'échangeur à tubes sont de 1.17 mCE et sont beaucoup moins importantes pour les 5 échangeurs à tubes en parallèles, dans les deux configurations les pertes de charges sont négligeables devant celles de l'échangeur à plaques.

## Etude énergétique

Cette étude permet de mener une estimation plus globale de l'efficacité des échangeurs en prenant à la fois en compte la capacité de l'échange de chaleur et les pertes de charges qui y sont engendrées.

On définit la variable d'efficacité de l'échangeur  $\eta$  comme le rapport entre la puissance thermique échangée dans l'échangeur et la puissance électrique fournit.

On obtient la puissance électrique fournit de la manière suivante :

$$P_e = rP_m = r\left(\sum_i^N \Delta P_{if} q_f + \sum_j^P \Delta P_{ic} q_c + \Delta P_{cf} + \Delta P_{cc}\right)$$

- $P_e$  est la puissance électrique fournit
- $P_m$  est l'énergie mécanique utilisée par la pompe pour mettre en mouvement l'eau froide et l'eau chaude
- $r < 1$  est le rendement de la pompe
- $\Delta P_{if}$  et  $\Delta P_{ic}$  sont respectivement toutes les pertes de charges dans le circuit et dans l'échangeur respectivement côtés froid et côtés chaud
- $\Delta P_{cf}$  et  $\Delta P_{cc}$  sont respectivement les puissances cinétiques apportées au circuit d'eau chaude et d'eau froide

Ainsi  $\eta$  peut être calculé à partir de l'expression :

$$\eta = \frac{P_{th}}{P_e}$$

Sur le graphique 13 sont tracés les efficacités des différentes configuration des échangeurs.



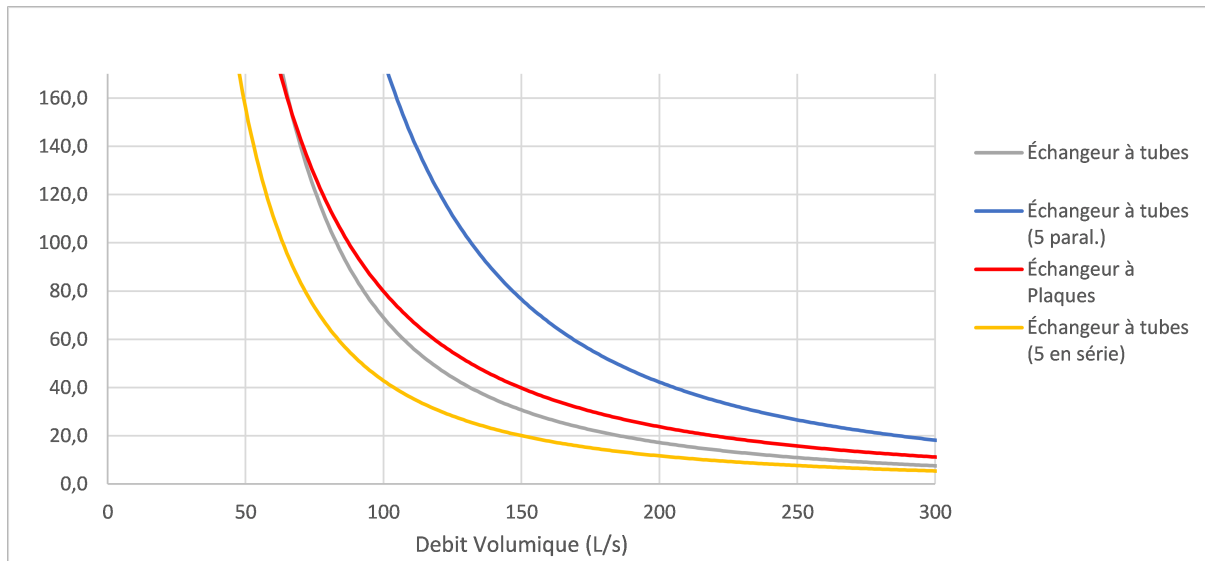


Figure 13: Efficacité des configurations d'échangeur

L'efficacité des échangeurs à tubes en série est la plus faible de toutes ce qui montre à quel point cette configuration n'est pas viable. L'efficacité de l'échangeur à tubes est plus faible que l'échangeur à plaques mais se trouve dans les mêmes ordres de grandeur compte tenu de ses très faibles pertes de charges devant celles de l'échangeur à plaques. Enfin la configuration en parallèles des échangeurs à tubes a une efficacité bien plus élevée que les deux autres configurations car les pertes de charges y sont quasiment négligeable.

Les pertes de charges dans l'échangeur à plaques sont trop grandes par rapport à celles ordinairement attendu dans l'échangeur à plaques. En effet, les dimensions du constructeur prises en compte ne sont pas adapté à notre application qui a un débit nominale plus élevé que le débit nominale utilisé par le constructeur. Nous avons donc cherché à modifier la géométrie, en gardant les dimensions réalistes afin de diminuer les pertes de charges dans l'échangeur et en gardant une surface d'échange comparable avec celle des configurations d'échangeur à tubes.

Pour ce faire nous avons résolu algorithmiquement le problème d'optimisation suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} \max_{L,W} \eta \\ q_f = 115.25 \text{ L/s} \\ S \in [600, 700] \text{ m}^2 \\ W < L \\ \text{pincement} = T_{sc} - T_{ef} < 1.2^\circ \end{array} \right.$$

Un point de maximum a été trouvé en  $L = 1.2 \text{ m}$  et  $W = 0.8 \text{ m}$  donnant lieu aux caractéristiques présentées sur les figures suivantes :

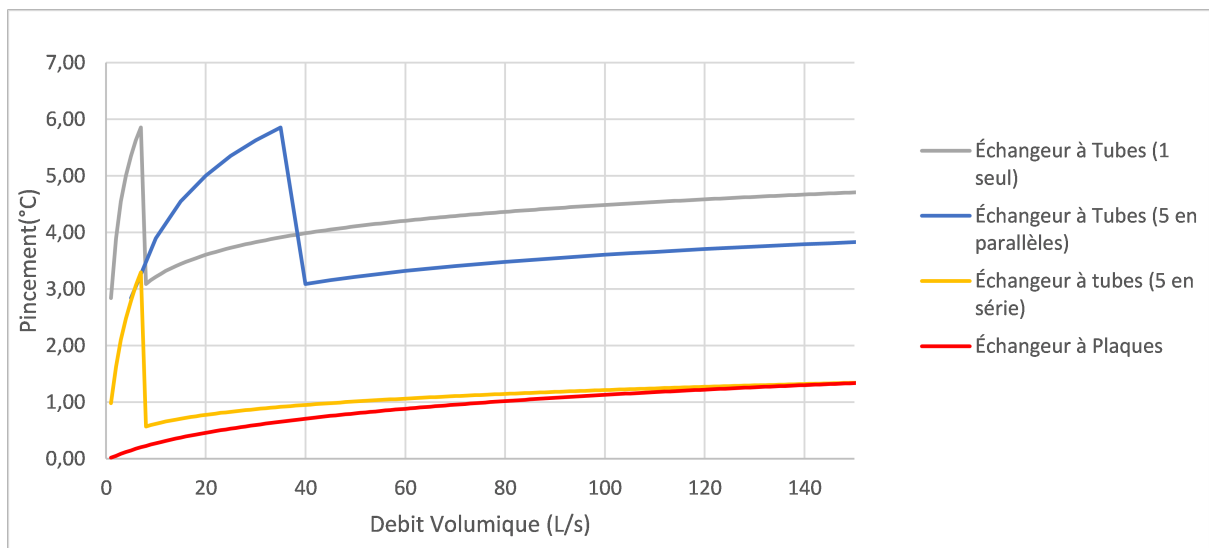


Figure 14: Pincement pour une géométrie optimale de l'échangeur à plaques

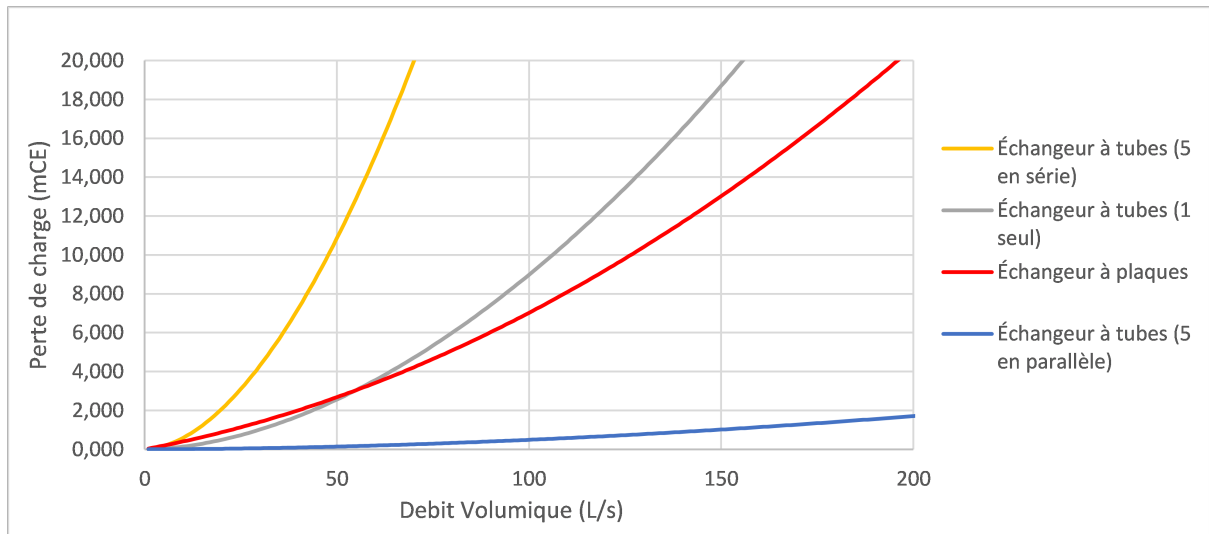


Figure 15: Pertes de charges du circuit d'eau froide pour une géométrie optimale de l'échangeur à plaques

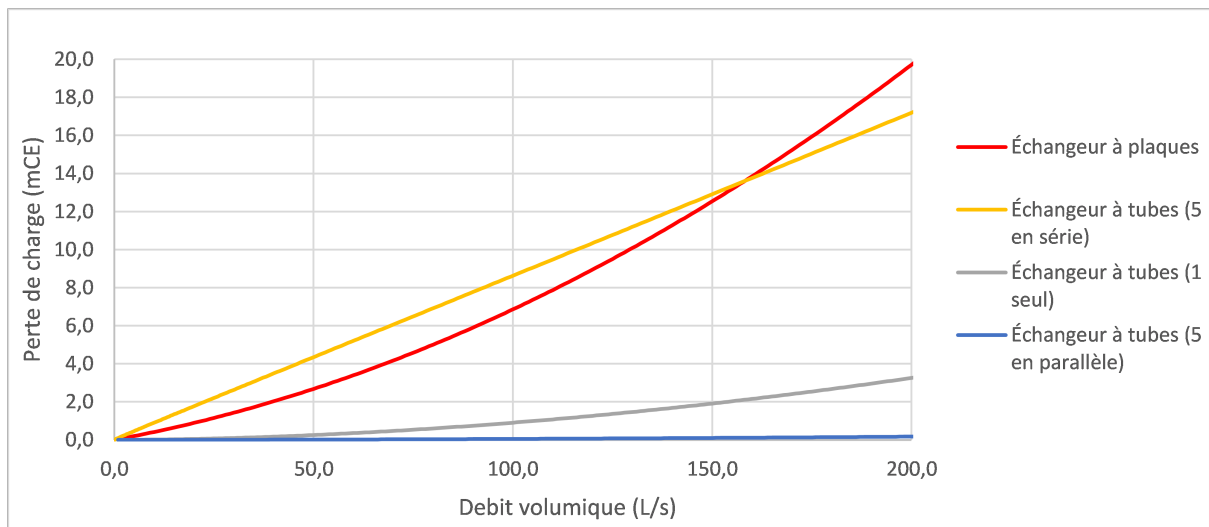


Figure 16: Pertes de charge du circuit d'eau chaude pour une géométrie optimale de l'échangeur à plaques

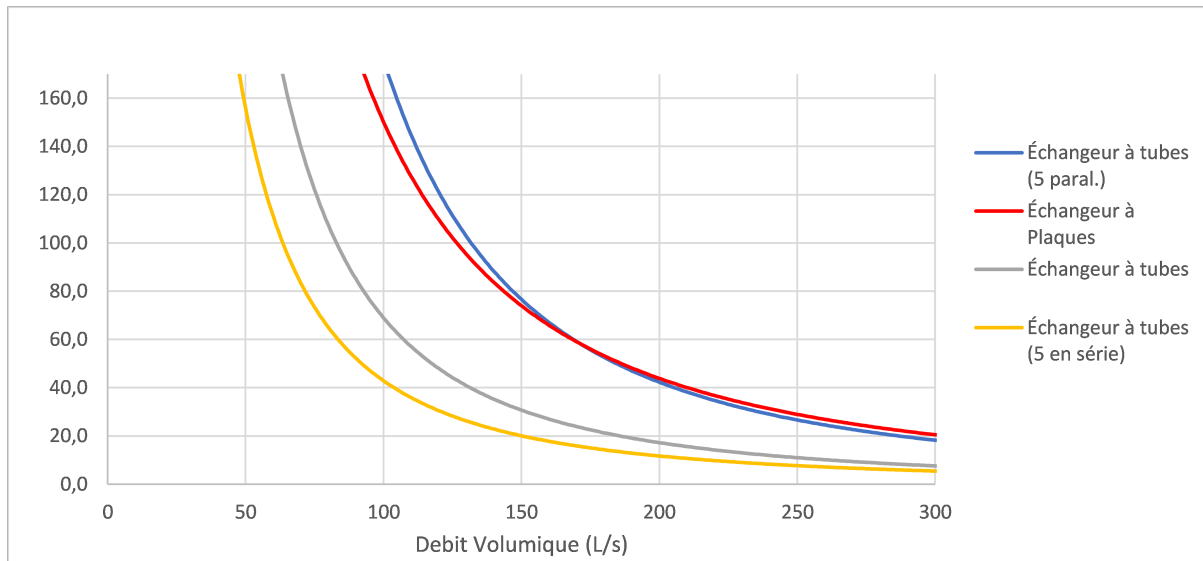


Figure 17: efficacité pour une géométrie optimale de l'échangeur à plaques

Par cette recherche d'optimum, les pertes de charges ont nettement baissées, passant de plus de 20 mCE à moins de 15 mCE ce qui est plus réaliste pour notre application. Ce qui a permis de largement augmenter l'efficacité de l'échangeur qui se trouve dans les mêmes ordres de grandeurs que l'échangeur à tubes pour notre débit nominale de 115.25 L/s.

#### 4.4 Conclusion des résultats

Pour une surface d'échange équivalente (et donc un volume moindre pour l'échangeur à plaques compte tenu de la compacité des deux types d'échangeurs), seul l'échangeur à plaques respecte à la fois un pincement très faible et des pertes de charges acceptables.

En effet, un échangeur à tubes a un pincement assez grand mais des pertes de charges très faibles, il peut être utile dans divers types d'applications où le pincement accepté est élevé afin de diminuer les pertes de charges. Dans le cadre d'utilisation du projet euro-swac où la température de la mer et la température de l'eau à refroidir sont relativement proche il est nécessaire d'avoir un pincement assez faible, c'est donc l'échangeur à plaques qui est le plus adapté dans cette situation.

De plus l'échangeur à tubes est adapté pour des écoulements à très fortes pressions et températures contrairement à l'échangeur à plaques où les joints sont fragiles. Or dans le cadre du projet euro-swac les pressions et les températures des écoulements sont relativement faibles, ainsi utiliser un échangeur à tubes n'est de ce point de vu encore pas adapté.

## 5 Annexe

Heat Exchanger Specification Sheet

From: Thomas LABBE (Cell: +33.6.78.17.11.76)

M. LABBE - Rue de l'Industrie - 77220 Tournan - France

Our Reference: TL130030

Your Reference: E22-2 Reactor Primary Heat Exchanger - F1 Case

Date: 31/01/2013

M

LABBE

Size	810	/	7000	mm	Type	BEM	Ver	Connected in	1	parallel	1	series
Surf/unit(eff.)	125,6		m2		Shells/unit	1		Surf/shell (eff.)	125,6		m2	
PERFORMANCE OF ONE UNIT												
Fluid allocation					Shell Side				Tube Side			
Fluid name					Pressurised Water				F1			
Fluid quantity, Total					86,7				183,2			
Vapor (In/Out)					0				0			
Liquid					86,7				183,2			
Noncondensable					0				0			
Temperature (In/Out)					C 81,2				160			
Dew / Bubble point					C 80				148,5			
Density (Vap / Liq)					kg/m3 / 985,01				/ 973,47			
Viscosity					cp / 0,4861				/ 0,3554			
Molecular wt, Vap									/ 8,5			
Molecular wt, NC									/ 8,5			
Specific heat					J/(kg*K) / 4185,5				/ 2500			
Thermal conductivity					W/(m*K) / 0,6445				/ 0,6627			
Latent heat					kJ/kg							
Pressure (abs)					bar 29				15,2			
Velocity					m/s 1,28				2,31			
Pressure drop, allow./calc.					bar 1,5				0,31501			
Fouling resist. (min)					m2*K/W 0,0002				0,00033 0,00039 Ao based			
Heat exchanged					5258,1 kW				MTD corrected 83,6 C			
Transfer rate, Service					500,7 Dirty				500,9 Clean 712,5 W/(m2*K)			
CONSTRUCTION OF ONE SHELL												
					Shell Side				Tube Side			
Design/vac/test pressure:g					bar 25 / -1 /				15 / -1 /			
Design temperature					C 224				250			
Number passes per shell					1				1			
Corrosion allowance					mm 0				0			
Connections					In mm 1 250 / -				1 300 / -			
Size/rating					Out 1 200 / -				1 350 / -			
Nominal					Intermediate / -				/ -			
Tube No.					232				OD 25			
Tube type					Plain				Material SS 316L			
Shell					SS 316L				ID 570 OD 610			
Channel or bonnet					SS 316L				Shell cover -			
Tubesheet-stationary					SS 316L				Channel cover -			
Floating head cover					-				Tubesheet-floating -			
Baffle-crossing					SS 316L				Impingement protection None			
Baffle-long					-				Type Single segme			
Supports-tube									Cut(%d) 40,5 H			
Bypass seal									Spacing: c/c 480			
Expansion joint					SS 316L				Type			
RhoV2-Inlet nozzle					1787				Bundle entrance 911			
Gaskets - Shell side					-				Bundle exit 922			
Floating head					-				kg/(m*s2)			
Code requirements					CODAP				TEMA class			
Weight/Shell					-				Not TEMA, Code only			
Remarks									Bundle -			

Figure 18: Spécifications techniques échangeur à tubes

Tableau 1 – Classement technologique des échangeurs

Type d'échangeur		Température	Pression maximale	Fluide	Matériaux	Compacité	Taille	Performances de transfert (KS)	Pertes de charge	Fonction	Application
Tubes et calandre (§ 2)	Tubes lisses ou corrugués	— 200 à 1000 °C côté tubes → 300 °C côté calandre	200 bar côté tubes 40 bar côté calandre	Caté tubes si encrassant	Tous	100 à 500 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>	→ 45 000 m <sup>2</sup>	Bonnes	Modérées	Liquide/Liquide Evaporation Condensation	Toutes
	Tubes ailetés			Fluide propre changeant de phase	Métaux	300 à 1500 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> Ailettes basses		Bonnes grâce à l'extension de surface		Évaporation Condensation	Pétrochimie Machines frigorifiques
Serpentins (§ 2)	Tube lisse enroulé	→ 200 °C	25 bar	Encrassant	Métaux Polymères	→ 1 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> circulaire → 200 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> à plat	Quelques m <sup>2</sup>	Limitées par le fluide extérieur	Très faibles	Chauffage ou refroidissement de liquides	Contrôle de la température de bains
Tubes coaxiaux (§ 2)	Un tube et un espace annulaire	→ 200 °C	40 bar	Liquides encrassants Gaz sous pression	Métaux		Quelques m <sup>2</sup>				Agro-alimentaire Chimie Pharmacie
	Plaques et joints	→ 150 °C à 230 °C selon les joints	25 bar	Encrassant car démontable	Métaux Graphite	200 à 600 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>	→ 3 000 m <sup>2</sup>	Très élevées, limitées par la perte de charge admissible	Moyennes à élevées	Liquide/Liquide Evaporation Condensation	Tout réchauffage ou refroidissement de liquide. Quelques applications en changement de phase
Compacts (§ 3)	Plaques soudées	— 200 à 600 °C	120 bar	Faiblement encrassant	Métaux	400 à 600 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>	→ 22 500 m <sup>2</sup>		Moyennes à élevées	Liquide/Liquide Evaporation Condensation	Chimie Pétrochimie Pharmacie Pétrole Cryogénie
	Plaques brasées	→ 250 °C	30 bar	Déconseillé si encrassant	Métaux	500 à 800 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>	→ 100 m <sup>2</sup>		Moyennes à élevées	Liquide/Liquide Evaporation Condensation	Sanitaire Procédés
	Plaques à ailettes				Acier Aluminium	300 à 6 000 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>				Evaporation Condensation	Cryogénie
	Plaques à microcanaux	— 200 à 900 °C	650 bar			→ 10 000 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>			Faibles	Evaporation	Transport, Cryogénie, Microfluidique
	Minitubes				Inox	→ 1 000 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>	→ 1 m <sup>2</sup>				Médical
Caloducs (§ 4.6)	Plaques spiralées	— 100 à 400 °C	40 bar	Possible si encrassant	Métaux	100 à 300 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>	1 à 3 000 m <sup>2</sup>		Moyennes à élevées	Liquide/Liquide Condensation Evaporation	Chimie Traitement des eaux usées Pétrole
	Surface lisse	— 20 à 400 °C → 1 100 °C		Gaz ou matériau massif	Métaux				Très faibles	Gaz/Gaz Objet solide	Récupération de chaleur Refroidissement de moules, de composants électroniques
	Surface ailetée	— 20 à 400 °C		Gaz	Métaux				Très faibles		Récupération de chaleur
Surfaces ailetées	Plaques (§ 3.2)			Gaz ou fluide changeant de phase côté ailettes	Métaux	300 à 6 000 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>		Bonnes grâce à l'extension de surface		Gaz/Gaz Evaporation Condensation	Batteries de climatisation Cryogénie
	Tubes (§ 2.1.2)			Gaz côté ailettes	Métaux	1 000 à 3 000 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>				Échanges gaz/liquide Evaporation Condensation	Batteries de climatisation Aérorefrigérants Aérocondenseurs
	Tubes plats (§ 2.1.2)			Gaz côté ailettes	Métaux					Échanges gaz/liquide	Radiateurs transport
Double enveloppe	Double enveloppe sur cuve	→ 150 °C	Quelques bars	Déconseillé si encrassant	Acier inox	→ 5 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>				Contrôle de température de liquide dans les cuves agitées	Chimie Pharmacie Agro-alimentaire