



**TECHNIQUES  
DE L'INGÉNIEUR**

Réf. : **BE9517 V1**

Date de publication :  
**10 octobre 2014**

# Échangeurs de chaleur - Dimensionnement thermique

Cet article est issu de : **Énergies | Thermique industrielle**

par **André BONTEMPS,**  
**Jean-François FOURMIGUÉ**

**Mots-clés**  
Cryogénie | Pétrochimie

**Résumé** Dans cet article, on donne les principes pour dimensionner un échangeur de chaleur et pour évaluer les performances d'un échangeur existant. Deux démarches sont décrites, une démarche analytique et une démarche numérique. Dans la démarche analytique, les deux principales méthodes sont proposées : la méthode dite du DTML (Différence de Température Moyenne Logarithmique) mieux adaptée au dimensionnement et la méthode de l'efficacité – NUT (Nombre d'Unités de Transfert) mieux adaptée à l'évaluation. Pour la démarche numérique, après quelques éléments sur les principes de base des méthodes numériques, l'accent est mis sur des exemples d'utilisations montrant l'aide apportée pour la mise en évidence des problèmes de dimensionnement et de conception (distribution, géométries internes, intensification des [...])

**Keywords**  
cryogenic | petrochemistry

**Abstract** In this article, the principles of the sizing of a heat exchanger together with that of rating an existing heat exchanger are given. Two approaches are described, an analytical one and a numerical approach. In the analytical approach, the two main methods are proposed: the so-called LMTD (Logarithmic Mean Temperature Difference) method more adapted to sizing and, the effectiveness – NTU (Number of Transfer Units) method more adapted to rating. For numerical approach, after some bases about numerical methods, the emphasis is put on examples of utilization showing the given help to the analysis of sizing and possible conception mistakes (distribution, internal geometries, heat transfer intensification...)

**Pour toute question :**  
Service Relation clientèle  
Techniques de l'Ingénieur  
Immeuble Pleyad 1  
39, boulevard Ornano  
93288 Saint-Denis Cedex

**Par mail :**  
infos.clients@teching.com  
**Par téléphone :**  
00 33 (0)1 53 35 20 20

Document téléchargé le : **13/07/2020**

Pour le compte : **7200049203 - ecole centrale de lyon // 156.18.19.146**

© Techniques de l'Ingénieur | tous droits réservés

# Échangeurs de chaleur

## Dimensionnement thermique

par **André BONTEMPS**

Professeur émérite  
Laboratoire des écoulements géophysiques et industriels (LEGI)  
Université Joseph Fourier

et **Jean-François FOURMIGUÉ**

Ingénieur – Chercheur  
Commissariat à l'énergie atomique et aux énergies alternatives

Cet article est la réédition actualisée de l'article [B 2 340] précédemment écrit  
par A. BONTEMPS, A. GARRIGUE, Ch. GOUBIER, J. HUETZ, Ch. MARVILLET, P. MERCIER  
et R. VIDIL

<b>1. Présentation.....</b>	<b>BE 9 517 - 2</b>
1.1 Problème thermohydraulique.....	— 2
1.2 Principe du calcul thermique d'un échangeur.....	— 2
1.3 Logique de la phase de dimensionnement.....	— 3
1.4 Optimisation du dimensionnement.....	— 4
1.5 Méthodes de calcul analytique ou numérique.....	— 4
<b>2. Méthodes de calcul analytique.....</b>	<b>— 4</b>
2.1 Principes de calcul.....	— 4
2.2 Détermination du coefficient d'échange global.....	— 4
2.3 Méthode du DTML.....	— 5
2.4 Méthode de l'efficacité – NUT.....	— 14
<b>3. Méthodes numériques.....</b>	<b>— 18</b>
3.1 Système d'équations.....	— 18
3.2 Présentation de la méthode des volumes finis.....	— 18
3.3 Notions de maillage.....	— 19
3.4 Simulation monodimensionnelle d'un échangeur.....	— 20
3.5 Phénomènes physiques supplémentaires.....	— 22
<b>4. Logiciels de mécanique des fluides.....</b>	<b>— 22</b>
4.1 Utilisation de logiciels.....	— 22
4.2 Exemples d'approches globales.....	— 23
4.3 Exemples d'approches locales.....	— 25
<b>Pour en savoir plus.....</b>	<b>Doc. BE 9 517</b>

**L**es outils à la disposition de l'ingénieur pour le dimensionnement d'un échangeur ou pour l'évaluation des performances d'un échangeur existant sont très nombreux et le choix peut alors sembler très difficile. Ils sont en fait très complémentaires et peuvent être utilisés successivement lors d'une démarche de dimensionnement d'un appareil.

Les **méthodes analytiques** suffisent pour dimensionner un échangeur ou pour évaluer les performances d'un échangeur déjà défini dans le cadre d'un procédé industriel déjà bien maîtrisé et d'une gamme d'équipements classiques déjà utilisés sur un procédé similaire. C'est d'ailleurs sur des méthodes de ce type que sont basés les outils métiers des fabricants. Le plus qu'elles apportent est de s'appuyer sur des bases de données de performances, pertes de pression et coefficients d'échange, basée sur des mesures réalisées sur leurs échangeurs. Les deux principales méthodes, décrites dans cet article, sont la **méthode du DTML** (différence de température moyenne logarithmique),

mieux adaptée au dimensionnement et la **méthode de l'efficacité – NUT** (nombre d'unités de transfert), mieux adaptée à l'évaluation des transferts de chaleur d'un échangeur déjà défini.

La **simulation numérique** vient après quand on sort des configurations classiques, en particulier pour les fluides, les régimes de fonctionnement, et que des problèmes peuvent se présenter en termes de distribution ou d'échange thermique local. Les simulations peuvent alors apporter une information beaucoup plus fine avec une représentation 1D, 2D ou 3D des écoulements et transferts de chaleur.

Un **tableau de notations et symboles** est placé en fin d'article.

## 1. Présentation

### 1.1 Problème thermohydraulique

Dans l'industrie des échangeurs de chaleur, les problèmes relevant de la thermohydraulique concernent avant tout le dimensionnement thermique des appareils.

La complexité du problème de calcul thermique des échangeurs vient de plusieurs facteurs qui sont :

- la **grande diversité des appareils** (échangeurs tubulaires, à plaques, etc.) ;
- la **variété des régimes d'écoulement** : simple phase en régime laminaire ou turbulent, avec ou sans effet de convection naturelle, diphasique en évaporation ou en condensation, condensation avec ou sans incondensables, mélanges de fluides, etc. ;
- le **nombre important des configurations d'écoulement**, pouvant aller bien au-delà de deux fluides dans le cas d'un échangeur compact, par exemple.

À cette complexité due à la technologie des appareils et à la nature de la physique des écoulements s'ajoute la difficulté d'écrire un **logiciel** basé sur une méthode de calcul dont on doit

parfaitement maîtriser les hypothèses et les paramètres ; il faut donc pour cela :

- définir un modèle d'écoulement lorsque celui-ci est complexe ;
- prendre les corrélations physiques les mieux adaptées ;
- choisir un algorithme pour le problème que l'on se pose, soit de type dimensionnement, soit de type évaluation ;
- prendre une méthode numérique fiable assurant une convergence du calcul thermique pour tous les cas spécifiés.

Au centre de la phase de dimensionnement se trouve le calcul thermique proprement dit.

### 1.2 Principe du calcul thermique d'un échangeur

Cet article se limite au cas des échangeurs – récupérateurs. La figure 1 illustre dans son principe le calcul thermique d'un échangeur.

Il convient de préciser :

- les données nécessaires : données géométriques, de fonctionnement et propriétés physiques des fluides ;
- la phase thermique proprement dite, comprenant des calculs géométriques (sections de passage des fluides, diamètres hydrau-

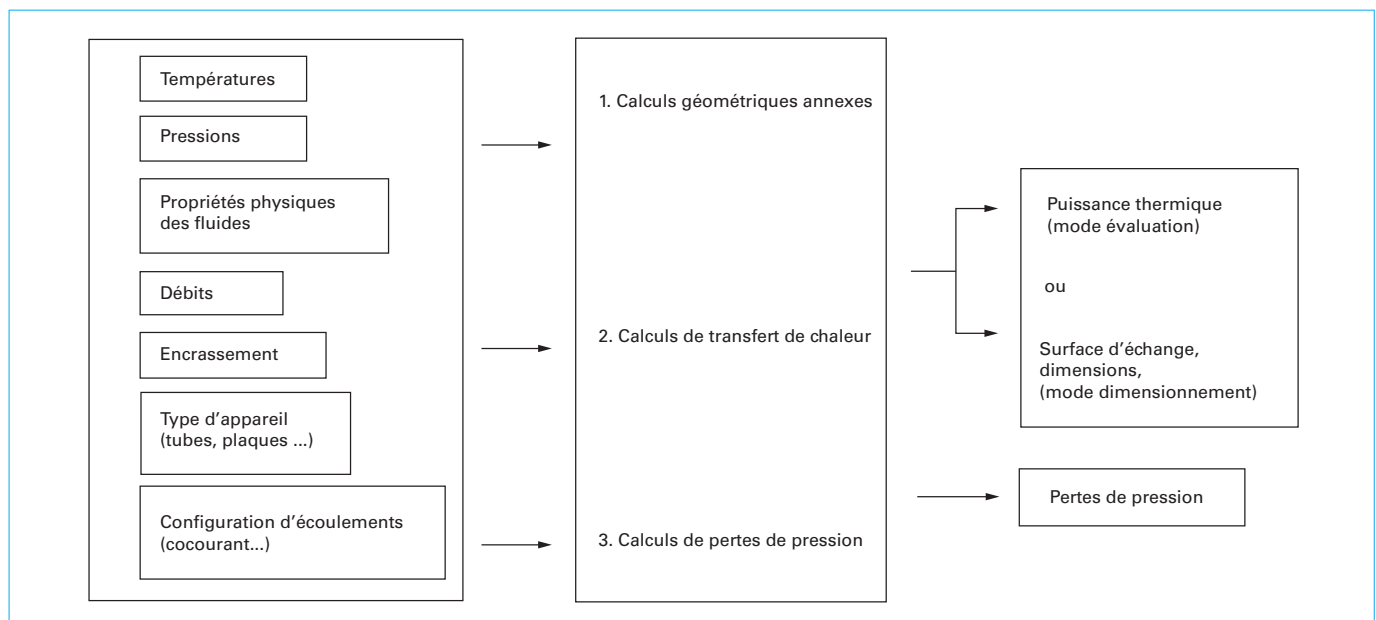


Figure 1 – Principe du calcul thermique d'un échangeur

liques, etc.), puis des calculs de transfert de chaleur et de pertes de pression, nécessitant tous les deux l'appel à des corrélations adéquates ;

– les résultats, sous forme succincte (puissance thermique échangée et pertes de pression) ou sous forme détaillée (valeurs locales des coefficients d'échange, nombres adimensionnels caractéristiques, etc.).

Le calcul d'un échangeur peut être abordé de deux façons différentes.

■ Par un mode **évaluation** (*rating*) dans lequel la géométrie complète de l'échangeur est connue. On désire déterminer la **puissance thermique échangée** ainsi que les températures de sortie et les pertes de pression de chaque fluide. Dans ce mode de calcul, en plus des propriétés physiques des fluides, il convient de connaître :

- la géométrie de l'échangeur ;
- les configurations d'écoulements ;
- la nature et la disposition des matériaux utilisés ;
- les géométries et les caractéristiques des surfaces ;
- les débits des fluides ;
- la température d'entrée de chaque fluide ;
- les résistances d'encrassement.

■ Par un mode **dimensionnement** (*sizing*) dans lequel on connaît les services hydraulique et thermique demandés à l'échangeur. On désire déterminer les **caractéristiques géométriques de l'échangeur**, en particulier les surfaces d'échange. Dans ce mode de calcul, en plus des propriétés physiques des fluides, il convient de connaître :

- la puissance thermique échangée imposée ;
- les pertes de pressions maximales imposées ;
- les débits des fluides ;

- les températures d'entrée et de sortie de chaque fluide ;
- les résistances d'encrassement.

La tâche de l'ingénieur est de choisir un type d'échangeur (plaques, tubes et calandre...), la configuration des écoulements (cocourant..., nombre de passes...), les matériaux, certaines caractéristiques des surfaces d'échange (corrugations...), les dispositifs d'amélioration des transferts thermiques (inserts...) puis, après cette sélection préliminaire, de déterminer la taille de l'échangeur pour remplir les services hydraulique et thermique désirés.

### 1.3 Logique de la phase de dimensionnement

Le problème du dimensionnement thermique dans une installation industrielle est illustré par la figure 2. Il commence, tout d'abord, par la sélection du type d'échangeur adapté au problème posé, puis vient la phase de dimensionnement thermique proprement dite ; elle est essentiellement destinée à déterminer, par le calcul, la **surface d'échange** nécessaire au transfert de puissance entre les fluides considérés.

Cette phase de calcul est le plus souvent itérative et permet d'approcher par des essais successifs la solution qui semble la meilleure, à la fois du point de vue thermique et du point de vue hydraulique. L'aspect hydraulique concerne les pertes de pression (pertes de charge) sur chaque circuit, et apparaît comme une contrainte au problème d'optimisation thermique : l'optimum géométrique, qui conduirait à une diminution de la surface pour le même rendement thermique, ne doit pas être pénalisant du point de vue des pertes de pression admissibles. Un calcul de dimensionnement d'échangeurs doit être capable de résoudre ce problème.

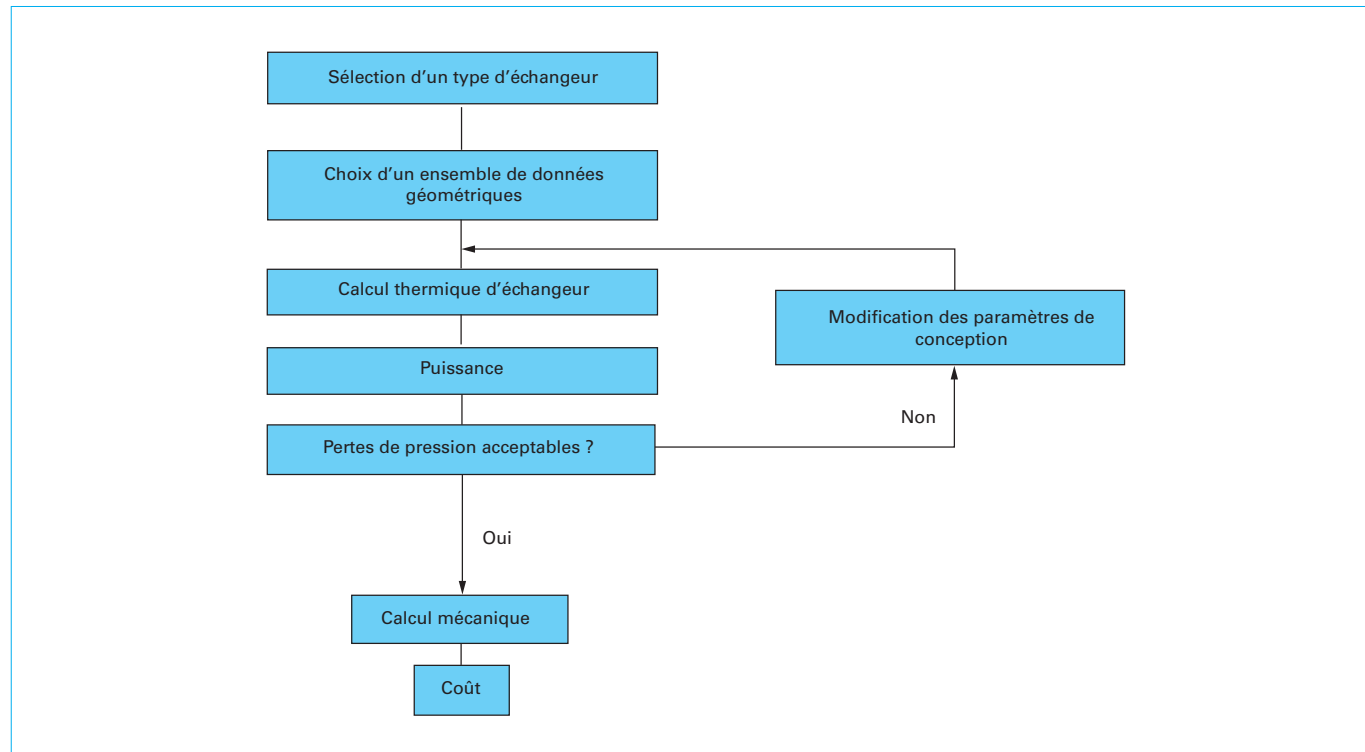


Figure 2 – Logique de la phase de dimensionnement thermique

Cette phase de dimensionnement thermique peut être manuelle ou effectuée à l'aide d'un outil informatique ; dans les deux cas, l'enchaînement itératif conduisant à répéter le calcul thermique après modification de certains paramètres thermiques est identique.

La phase de dimensionnement thermique de l'échangeur n'est qu'une des étapes permettant d'arriver au dessin final, avec la phase de dimensionnement mécanique.

Suite au calcul thermique, certains logiciels proposent une phase d'estimation du coût de l'appareil ; cette estimation du coût de fabrication peut être chiffrée à partir de coûts unitaires (prix des composants, temps d'usinage, etc.), ou plus approximativement à partir du poids de l'appareil ou de la surface d'échange.

## 1.4 Optimisation du dimensionnement

La solution issue du dimensionnement thermique d'un échangeur est en général insuffisante pour déterminer les caractéristiques complètes d'un nouvel échangeur. En effet, des contraintes supplémentaires s'ajoutent aux précédentes. Par exemple, l'objectif de l'ingénieur est de minimiser le poids, le volume, la surface d'échange, les pertes de pression et la puissance de pompage et de tenir compte d'autres caractéristiques spécifiques à l'installation (niveau de température, matériaux résistants à la corrosion...). Des méthodes d'optimisation peuvent être trouvées dans les références [1] [2].

## 1.5 Méthodes de calcul analytique ou numérique

On considère généralement deux types de méthodes complémentaires qui peuvent être utilisées soit pour l'évaluation, soit pour le dimensionnement : les méthodes analytiques et les méthodes numériques.

Les **méthodes analytiques** sont des méthodes qui considèrent généralement l'échangeur dans sa globalité (comme un quadripôle tel qu'il est défini dans l'article [BE 9 515], *Échangeurs de chaleur. Définitions et principes généraux*, et rappelé figure 3). Ces méthodes présentent donc, du fait des hypothèses, certaines limitations :

- pour permettre l'intégration des équations analytiques, elles supposent que le coefficient d'échange global est constant le long de l'échangeur ;

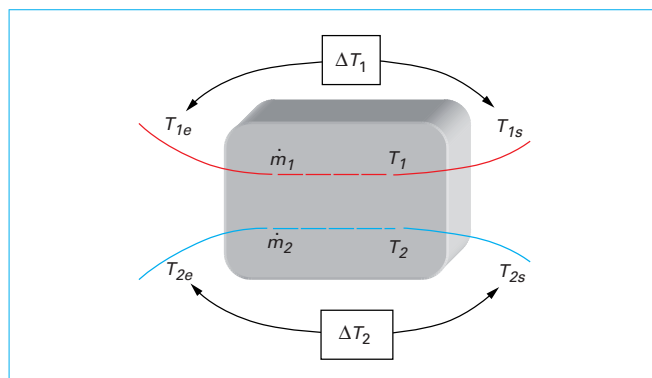


Figure 3 – Représentation schématique du quadripôle représentant un échangeur de chaleur

- en mode dimensionnement, elles n'offrent en général pas la possibilité de dégager l'influence de certains paramètres géométriques. En effet, les corrélations utilisées sont obtenues à partir de résultats globaux sur des appareils standard.

Ces méthodes nécessitent une bonne connaissance pratique des échangeurs dès que l'on s'éloigne des dimensions standard. De plus, elles ne sont pas bien adaptées aux échangeurs fonctionnant en régime diphasique, tels que les évaporateurs et les condenseurs.

La **simulation numérique** est un outil très important qui vient compléter les approches par les méthodes analytiques. En effet, elles peuvent apporter deux types d'informations qui viennent soit affiner celles données par les méthodes globales, soit les alimenter en données fiables :

- elles permettent d'étudier plus en détails le fonctionnement d'un échangeur sur des points particuliers comme la distribution de fluides, les phénomènes tridimensionnels de recirculation ou de bypass ;

- elles peuvent fournir des informations locales indispensables pour les méthodes analytiques comme des corrélations de coefficients d'échange thermique pour de nouvelles géométries que l'on ne trouve pas dans la littérature.

Le paragraphe 3 présente ces deux approches par des exemples concrets.

## 2. Méthodes de calcul analytique

### 2.1 Principes de calcul

Plusieurs types de calcul peuvent être envisagés. Les deux principaux sont les suivants :

- la détermination de la **surface d'échange**  $A_e$  connaissant la puissance échangée  $\Phi$  et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides (fluide chaud,  $T_{1e}$ ,  $T_{1s}$  ; fluide froid,  $T_{2e}$ ,  $T_{2s}$  ; figure 3). C'est la **méthode de DTML**, différence de température moyenne logarithmique. Cette méthode est particulièrement bien adaptée au mode dimensionnement ;

- la détermination des **températures de sortie des fluides**, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange. C'est la **méthode de l'efficacité**. Elle est bien adaptée au mode évaluation.

Les deux méthodes peuvent être utilisées simultanément en particulier lorsqu'on désire faire varier certaines grandeurs.

### 2.2 Détermination du coefficient d'échange global

#### 2.2.1 Formulation générale

Quelle que soit la méthode, il est nécessaire de calculer le coefficient d'échange global  $K$ . On considère un fluide chaud de température de mélange  $T_1$  et un fluide froid de température de mélange  $T_2$  de part et d'autre d'une paroi d'échange (figure 4). L'aire de la surface de la paroi d'échange côté chaud, de température  $T_{p1}$ , est  $A_{e1}$  et l'aire de la surface côté froid, de température  $T_{p2}$  est  $A_{e2}$ .

On considère que le flux de chaleur  $\Phi$  est uniquement transversal. On peut écrire ce flux de plusieurs façons différentes :

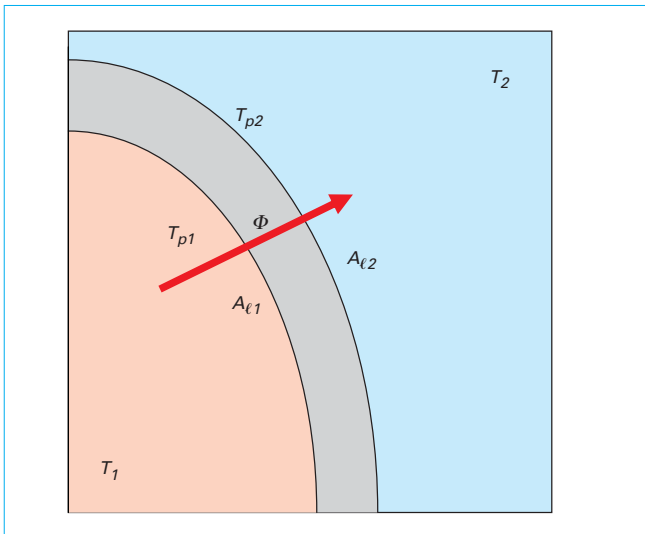


Figure 4 – Températures de part et d'autre d'une paroi d'échange

– flux convectif entre le cœur du fluide chaud et la surface d'échange  $A_{\ell 1}$  :

$$\Phi = h_1 A_{\ell 1} (T_1 - T_{p1}) = \frac{T_1 - T_{p1}}{R_{s1}}$$

avec  $h_1$  coefficient d'échange convectif entre le fluide chaud et la paroi,

$R_{s1}$  résistance thermique superficielle qui lui est liée.

– flux conductif à travers la paroi d'échange :

$$\Phi = \frac{T_{p1} - T_{p2}}{R_c}$$

avec  $R_c$  résistance thermique de conduction.

– flux convectif entre la surface d'échange  $A_{\ell 2}$  et le cœur du fluide froid :

$$\Phi = h_2 A_{\ell 2} (T_{p2} - T_2) = \frac{T_{p2} - T_2}{R_{s2}}$$

avec  $h_2$  coefficient d'échange convectif entre le fluide chaud et la paroi,

$R_{s2}$  résistance thermique superficielle qui lui est liée.

On peut définir le **coefficient d'échange global**  $K$  en écrivant le flux de chaleur transmis du cœur du fluide chaud à celui du fluide froid sous la forme :

$$\Phi = K A_{\ell} (T_1 - T_2) = \frac{T_1 - T_2}{R_t}$$

avec  $A_{\ell}$  surface d'échange convenablement choisie (généralement soit  $A_{\ell 1}$ , soit  $A_{\ell 2}$ ).

Écrivant que  $R_t$  est la somme des résistances thermiques en série, on obtient :

$$R_t = R_{s1} + R_c + R_{s2}$$

Soit

$$\frac{1}{K A_{\ell}} = \frac{1}{h_1 A_{\ell 1}} + R_c + \frac{1}{h_2 A_{\ell 2}}.$$

Choissant, par exemple,  $A_{\ell} = A_{\ell 1}$  comme surface d'échange de référence, on a :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + R_c + \frac{1}{h_2 \frac{A_{\ell 2}}{A_{\ell 1}}}$$

Et le flux s'écrit :

$$\Phi = K A_{\ell 1} (T_1 - T_2)$$

La formule donnant le coefficient d'échange peut être modifiée pour tenir compte de plusieurs aspects importants :

– les surfaces d'échange peuvent comporter des extensions (ailettes...) dont la température n'est pas  $T_{p1}$  ou  $T_{p2}$ . Dans ce cas, on définit un rendement de surface ailetée  $\eta_1$  ou  $\eta_2$  en admettant que toute la surface d'échange (extensions comprises) est à la température  $T_{p1}$  ou  $T_{p2}$  ;

– les surfaces d'échange peuvent être recouvertes d'une couche de matériau liée à l'encrassement de ces surfaces. On définit alors deux résistances d'encrassement  $R_{e1}$  et  $R_{e2}$ .

Le coefficient d'échange peut alors être déterminé de façon plus générale par :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + R_c + \frac{1}{h_2 \frac{A_{\ell 2}}{A_{\ell 1}}}$$

Ce calcul nécessite de connaître la température à laquelle les différentes grandeurs doivent être déterminées. On utilise généralement une moyenne appelée température caractéristique.

## 2.2.2 Coefficients d'échanges convectifs

Le calcul des coefficients d'échanges convectifs s'effectue à l'aide du nombre de Nusselt qui lui-même est déterminé à l'aide de corrélations. Nous rappelons dans un encadré en fin d'article les principales corrélations pour des écoulements en convection forcée à l'intérieur de tubes ainsi que celles pour des écoulements à l'intérieur d'une calandre. Dans ce dernier cas, plusieurs méthodes ont été proposées, dont les plus connues sont celles de Kern [4] et de Bell appelée Bell – Delaware [12] [13]. Seule la plus simple, celle de Kern, est rappelée dans l'encadré. Pour d'autres types d'échangeurs (échangeurs compacts, échangeurs à plaques par exemple), il convient, soit d'adapter les corrélations présentées pour les tubes, soit d'utiliser des corrélations spécifiques [8].

## 2.3 Méthode du DTML

On sait [BE 9 515] que la valeur locale de la puissance élémentaire  $d\Phi$  échangée à travers un élément  $dA_{\ell}$  de la surface d'échange est donnée par l'équation :

$$d\Phi = K (T_1 - T_2) dA_{\ell}$$

avec  $K$  coefficient d'échange global entre les fluides 1 et 2 situés de part et d'autre de la paroi d'échange,

$T_1$  et  $T_2$  températures de mélange.

La surface d'échange totale s'obtient en intégrant l'équation précédente :

$$A_{\ell} = \int \frac{d\Phi}{K (T_1 - T_2)}$$

L'intégration ne peut s'effectuer que si l'on connaît l'évolution du coefficient d'échange en fonction des températures  $T_1$  et  $T_2$  dont l'évolution suivant l'écoulement doit elle-même être connue.



Pratiquement, l'intégration ne peut s'effectuer simplement qu'en admettant les hypothèses suivantes :

- on définit une température moyenne caractéristique pour chaque fluide ;
- on suppose constant le coefficient d'échange global  $K$  déterminé aux températures moyennes caractéristiques.

La surface d'échange s'obtient alors par la relation :

$$A_e = \frac{\Phi}{K \Delta T_{12}} = \frac{\Phi}{K \Delta T_M}$$

$\Delta T_{12} = \Delta T_M$  est la différence moyenne de température entre les deux fluides sur tout l'échangeur :

$$\Delta T_{12} = \Delta T_M = \frac{1}{A_e} \int_0^{A_e} (T_1 - T_2) dA$$

Pour des écoulements cocourant et contre-courant, et dans le cas où le coefficient d'échange peut être considéré comme constant, cette différence moyenne de température est la différence de température moyenne logarithmique  $\Delta T_{ML}$ , ou  $DTML$ , déjà définie dans l'article [BE 9 515]. On voit donc, qu'avec les conventions qui y ont été définies, cette quantité dépend de la configuration des écoulements.

Dans le cas où l'une des températures de sortie est inconnue, on utilise les équations du bilan thermique de l'échangeur :

$$\begin{aligned}\Phi &= \dot{C}_1 (T_{1e} - T_{1s}) \\ \Phi &= \dot{C}_2 (T_{2s} - T_{2e}) \\ \text{où } \dot{C}_1 &= \dot{m}_1 c_{p1} \text{ et } \dot{C}_2 = \dot{m}_2 c_{p2}\end{aligned}$$

avec  $\dot{C}_1$  et  $\dot{C}_2$  débits de capacité thermique,  
 $\dot{m}_1$  et  $\dot{m}_2$  débits-masses,  
 $c_{p1}$  et  $c_{p2}$  capacités thermiques massiques,  
 des fluides 1 et 2 respectivement.

### 2.3.1 Écoulement cocourant

Pour faciliter le calcul, nous représentons le quadripôle (figure 5) en indiquant le sens des écoulements.

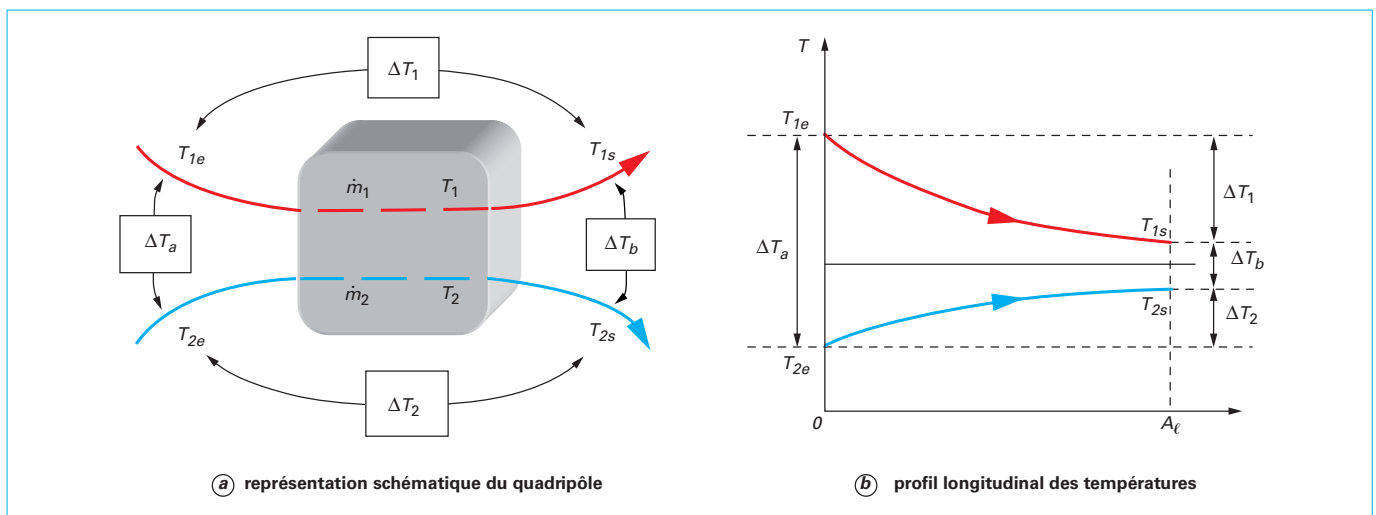


Figure 5 – Échangeur de chaleur avec écoulements cocourant

Dans ce cas, la différence de température moyenne logarithmique s'écrit :

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{1e} - T_{2e}) - (T_{1s} - T_{2s})}{\ln \left( \frac{T_{1e} - T_{2e}}{T_{1s} - T_{2s}} \right)}$$

Formule que l'on écrit plus succinctement :

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left( \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} = DTML$$

avec  $\Delta T_a = T_{1e} - T_{2e}$  et  $\Delta T_b = T_{1s} - T_{2s}$  (figure 5).

On écrit donc :

$$\Phi = K A_e \Delta T_{ML}$$

Dans un mode dimensionnement, il convient donc de calculer par ailleurs le coefficient d'échange global pour pouvoir déterminer  $A_e$ .

### 2.3.2 Écoulements contre-courant

Sur la figure 6, nous reprenons la configuration schématique de l'échangeur, ainsi qu'un profil longitudinal des températures.

La différence moyenne de température logarithmique s'écrit dans ce cas :

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{1e} - T_{2s}) - (T_{1s} - T_{2e})}{\ln \left( \frac{T_{1e} - T_{2s}}{T_{1s} - T_{2e}} \right)}$$

On peut encore l'écrire de façon succincte :

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left( \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)}$$

Mais les définitions de  $\Delta T_a$  et de  $\Delta T_b$  sont différentes du cas cocourant :

$$\Delta T_a = T_{1e} - T_{2s} \text{ et } \Delta T_b = T_{1s} - T_{2e} \text{ (figure 6)}$$

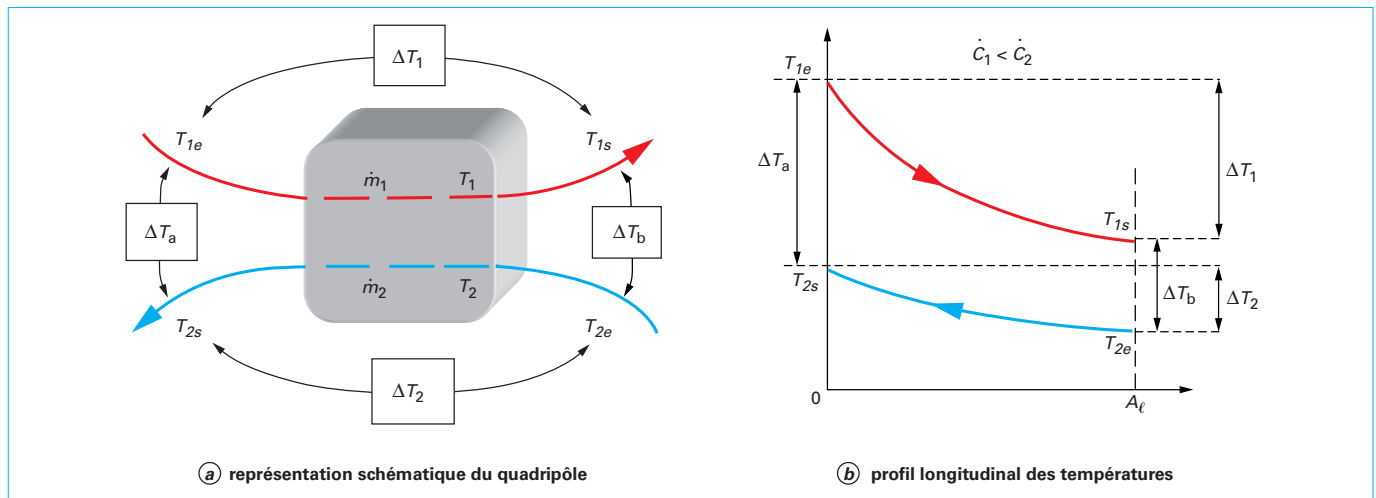


Figure 6 – Échangeur de chaleur avec écoulements contre-courant

Pour regrouper les deux formules (cocourant et contre-courant) et en considérant les deux représentations schématiques de l'échangeur, on peut dire que  $\Delta T_a$  et  $\Delta T_b$  représentent les différences de température de chaque côté de l'échangeur.

### 2.3.3 Autres types d'écoulements

Lorsque les écoulements ne sont ni cocourant, ni contre-courant, on met encore le flux de chaleur sous la forme :

$$\Phi = K A_\ell \Delta T_M$$

où

$$\Delta T_M = F \Delta T_{ML}$$

avec  $\Delta T_{ML}$  différence de température moyenne logarithmique de l'échangeur **comme s'il était à contre-courant**,

$F$  facteur correctif dépendant du type d'échangeur et de la configuration d'écoulements.

Cette formule peut s'appliquer à l'échangeur contre-courant en prenant  $F = 1$ . L'échangeur contre-courant étant le plus efficace, ce facteur  $F$  est toujours égal ou inférieur à 1. Des expressions analytiques de ce facteur ont été calculées pour plusieurs configurations d'échangeurs à courants croisés et d'échangeurs à tubes et calandre [3] [4] [5]. Dans ce qui suit, on traite les configurations les plus fréquemment rencontrées.

### 2.3.4 Échangeur courants-croisés

Ce type d'échangeur se trouve couramment dans l'industrie ou le tertiaire essentiellement pour des échanges gaz/gaz ou liquide/gaz. Dans de nombreux cas, un des écoulements (voire les deux) est divisé en de nombreux canaux parallèles de faible diamètre hydraulique et le fluide n'est pas libre de se mélanger. On dit qu'il est non brassé. Lorsque le fluide est libre de se mélanger tout au long de l'échangeur, on dit qu'il est brassé. On donne des exemples d'échangeurs à fluides brassés ou non sur la figure 7. On donne également la représentation symbolique : deux fluides brassés, un fluide brassé l'autre non, deux fluides non brassés.

Pour faciliter la détermination du **facteur de correction**  $F$ , on met les résultats des calculs sous forme d'abaques (figure 9) où l'on a :

$$F = f(R_2, \varepsilon_2, \text{configuration d'écoulements})$$

avec  $R_2$  rapport des débits de capacité thermique défini par :

$$R_2 = \frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_1} = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{T_{2s} - T_{2e}} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}$$

$\varepsilon_2$  efficacité côté 2 définie par :

$$\varepsilon_2 = \frac{T_{2s} - T_{2e}}{T_{1e} - T_{2e}} = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_{max}}$$

Ces abaques peuvent être utilisés en remplaçant  $R_2$  par  $R_1$  et  $\varepsilon_2$  par  $\varepsilon_1$ , soit :

$$R_1 = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} = \frac{T_{2s} - T_{2e}}{T_{1e} - T_{1s}} = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}$$

et

$$\varepsilon_1 = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{T_{1e} - T_{2e}} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_{max}}$$

Et l'on obtient alors :

$$F = f(R_1, \varepsilon_1, \text{configuration d'écoulements})$$

On peut également trouver des échangeurs ayant plusieurs passes en courants croisés. Par exemple sur la figure 8, on présente le cas de deux échangeurs méthodique et antiméthodique, à deux passes pour le courant non brassé.

Les facteurs correctifs  $F$  pour de nombreux types d'échangeurs courants croisés à plusieurs passes peuvent être trouvés dans les références [3] [5] [6] [7] [8].

### 2.3.5 Échangeur à tubes et calandre

Dans un échangeur à tubes et calandre, les écoulements ne sont ni complètement cocourant, ni complètement contre-courant. De plus les baffles créent des écoulements à courants croisés alternés. Néanmoins des calculs ont été effectués pour déterminer les facteurs de correction  $F$  en supposant que les écoulements entre le fluide en calandre et celui circulant dans les tubes étaient alternativement co- et contre-courant [3]. Pour ces échangeurs on utilise la notation  $(m, n)$  pour un échangeur ayant  $m$  passes en calandre et  $n$  passes en tubes dans chaque calandre.



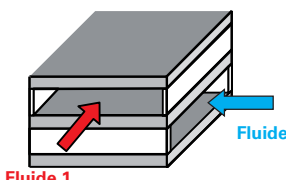
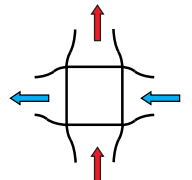
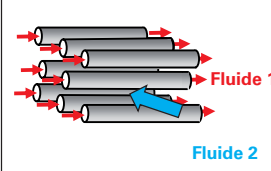
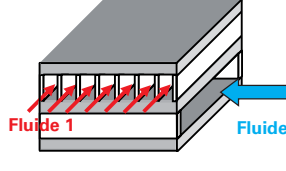
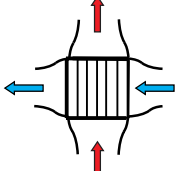
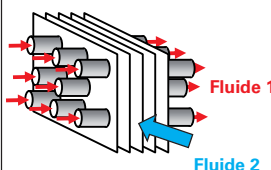
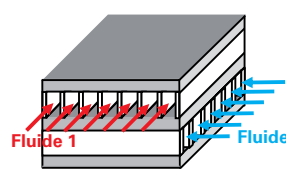
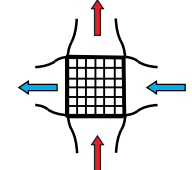
			Deux fluides brassés
			Fluide 1 non brassé Fluide 2 brassé
			Deux fluides non brassés
Échangeur tubulaire	Échangeur à plaques et ailettes	Représentation symbolique	

Figure 7 – Illustration d'écoulements brassés ou non brassés dans les échangeurs à courants croisés

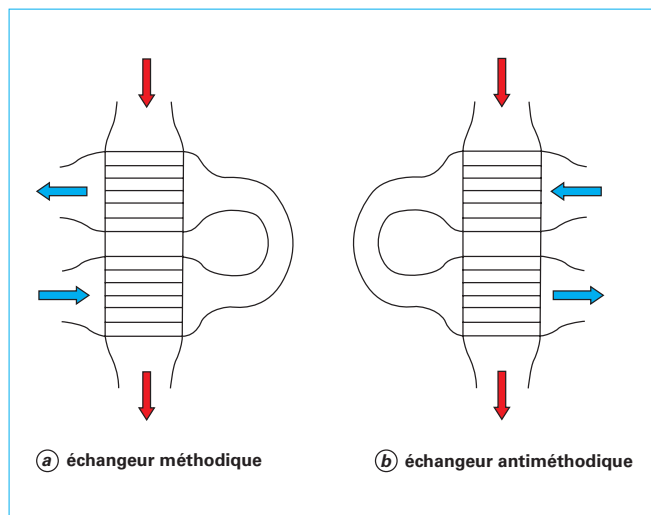


Figure 8 – Exemple d'échangeurs à courants croisés à deux passes côté écoulement non brassé

Prenant comme exemple l'échangeur (1, 2), on peut le représenter schématiquement sur la figure 10. On a représenté également les profils longitudinaux de température dans les tubes et dans la calandre. On remarque que pour le premier tube on a un écoulement cocourant et qu'après la boîte de retournement on a un écoulement contre-courant. Entre les deux tubes, le fluide froid est à une température intermédiaire  $T_{2i}$ . En écrivant les équations

bilans sur une tranche  $dA_t$  et après résolution des équations obtenues [3] [4], on obtient les facteurs de correction  $F$  :

$$F = \left( \frac{\sqrt{R_2^2 + 1}}{R_2 - 1} \right) \frac{\ln \left[ \frac{1 - \varepsilon_2}{1 - \varepsilon_2 R_2} \right]}{\ln \left[ \frac{2 - \varepsilon_2 (1 + R_2 - \sqrt{R_2^2 + 1})}{2 - \varepsilon_2 (1 + R_2 + \sqrt{R_2^2 + 1})} \right]} ; R_2 \neq 1$$

$$F = \left( \frac{\sqrt{R_2^2 + 1}}{1 - \varepsilon_2} \right) \frac{\varepsilon_2}{\ln \left[ \frac{2 - \varepsilon_2 (1 + R_2 - \sqrt{R_2^2 + 1})}{2 - \varepsilon_2 (1 + R_2 + \sqrt{R_2^2 + 1})} \right]} ; R_2 = 1$$

Les calculs ont également été faits pour des échangeurs (1,  $n$ ),  $n = 2, 4, 8$  et on a remarqué que les valeurs de  $F$  pour des échangeurs (1, 2) et (1, 8) dans les cas extrêmes, diffèrent de moins de 2%. Cela est dû au fait que l'on a toujours le même nombre de tubes en cocourant et en contre-courant. On considère donc que la formule précédente peut être appliquée pour tout échangeur ayant 1 passe en calandre et 2, ou plus, de passes en tubes, pourvu que leur nombre soit pair. L'abaque concernant cette configuration est présenté figure 11.

Pour un nombre pair de tubes et pour plusieurs calandres en série, le facteur de correction  $F$  est donné dans le tableau 1.

Lorsque l'on n'a pas le même nombre de tubes en cocourant qu'en contre-courant, les calculs conduisent à une expression plus compliquée que l'on trouve dans la référence [10]. Pour un échangeur (1, 3), l'abaque est donné figure 12.

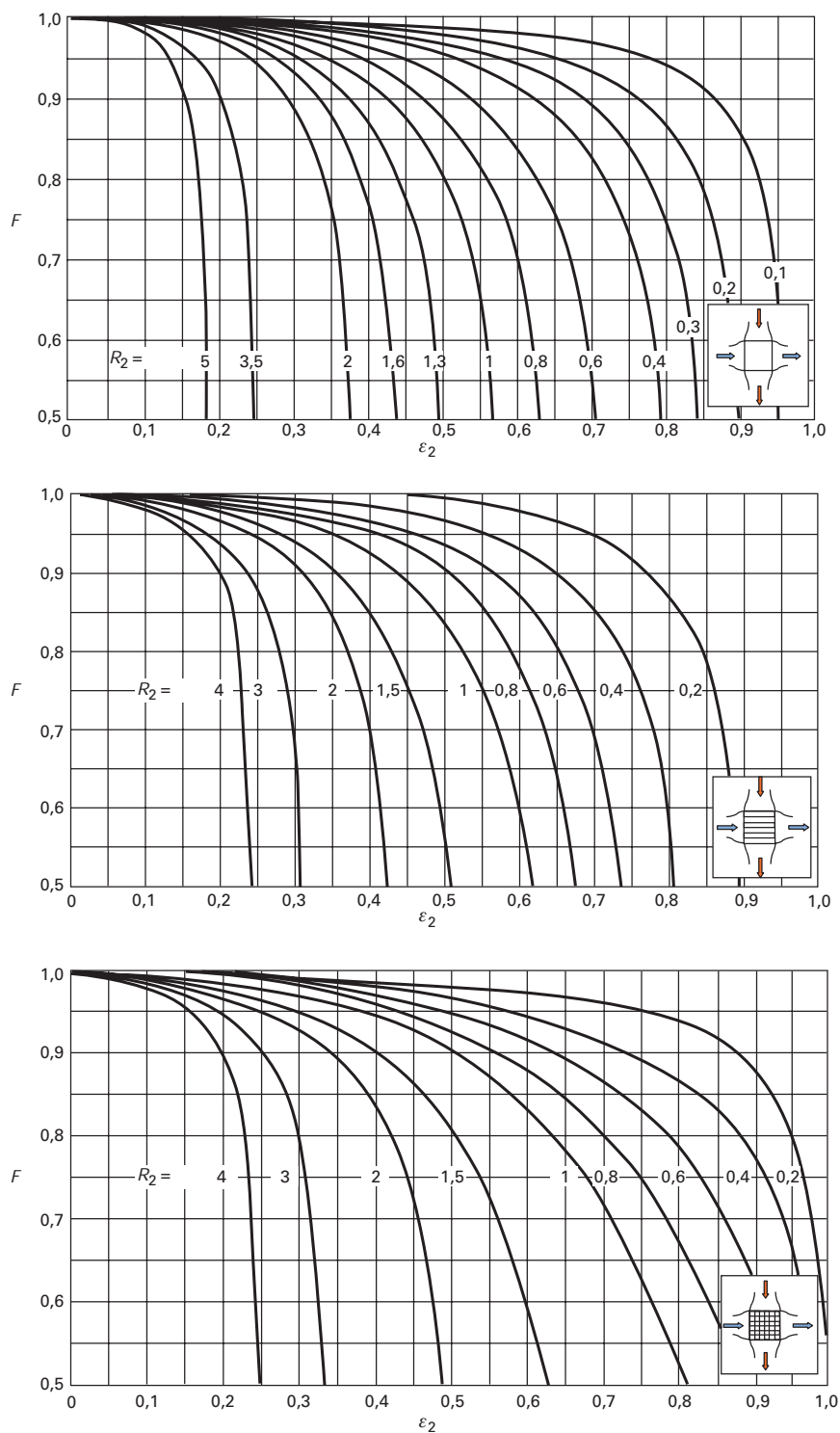


Figure 9 – Facteur de correction  $F$  du DTML pour des échangeurs à courants croisés

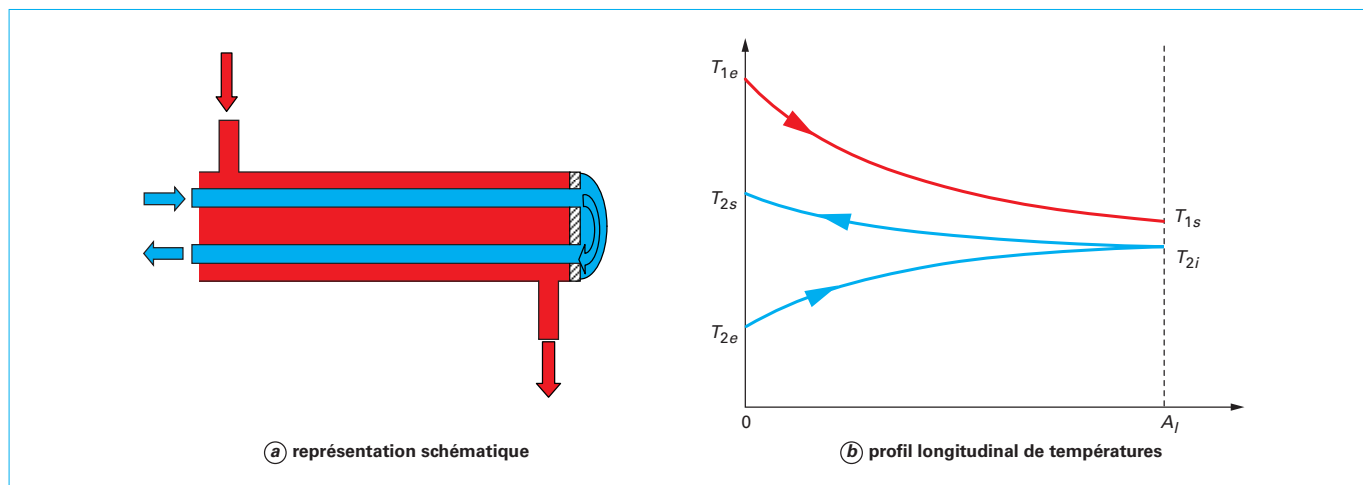
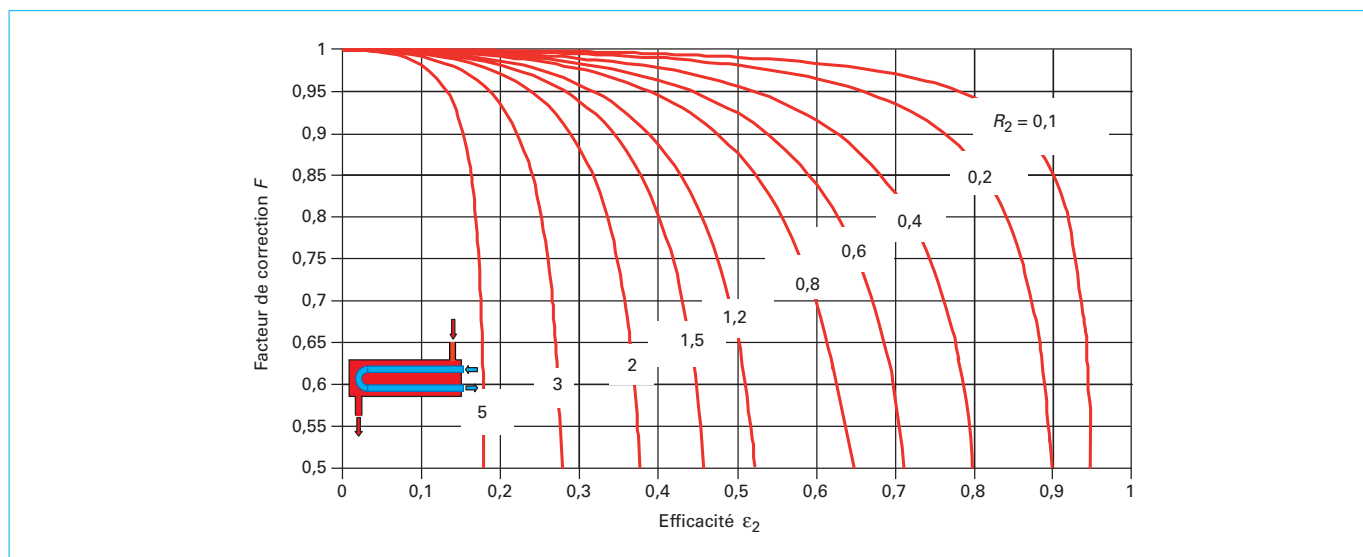


Figure 10 – Échangeur tubes et calandre de type (1, 2)

Figure 11 – Facteur de correction du  $DTML$  d'un échangeur à tubes et calandre (1, 2) en fonction de l'efficacité côté froid pour différentes valeurs de  $R_2$ 

### 2.3.6 Échangeur dont un fluide change de phase

#### 2.3.6.1 Échangeur avec un fluide changeant de phase

Nous envisageons le cas des échangeurs dans lesquels un des deux fluides passe de l'état liquide à l'état vapeur (évaporateur) ou inversement de l'état vapeur à l'état liquide (condenseur), ce changement d'état s'effectuant dès l'entrée dans l'échangeur et se terminant à la sortie de l'échangeur.

##### ■ Évaporateur

Si on néglige la perte de pression, la température durant le changement d'état d'un fluide considéré comme un corps pur reste constante et on obtient le profil longitudinal de températures présenté sur la figure 13. Nous remarquons d'abord que ce profil est le même que les fluides soient en cocourant ou en contre-courant. Il en est de même dans les autres types d'échangeurs.

Ensuite, compte-tenu que  $T_{2e} = T_{2s} = T_2$ ,  $\Delta T_{ML}$  s'écrit :

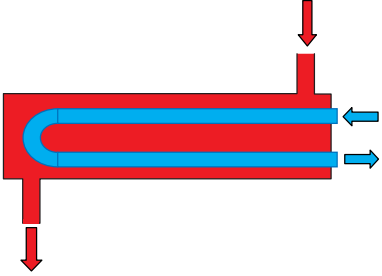
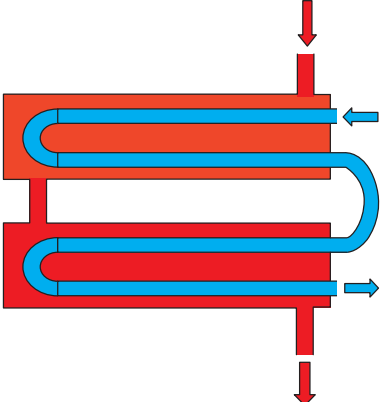
$$\Delta T_{ML} = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{\ln \frac{T_{1e} - T_2}{T_{1s} - T_2}}$$

Le facteur de correction  $F$  est égal à 1 non seulement pour les échangeurs co- et contre-courant mais aussi quel que soit le type d'échangeur. Cela est vérifiable dans la formule concernant l'échangeur tubes et calandre (1, 2). En effet, le bilan thermique s'écrit :

$$\Phi = \dot{m}_1 c_{p1} (T_{1e} - T_{1s}) = \dot{Q} (T_{1e} - T_{1s})$$

$$\Phi = \dot{m}_2 L_2$$

avec  $L_2$  chaleur latente de changement d'état du fluide 2.

Tableau 1 – Facteurs de correction $F = \frac{\Delta T_M}{\Delta T_{ML}}$	
Échangeur cocourant	$F = 1$
Échangeur contre-courant	$F = 1$
Échangeur tubes et calandre	$F$ varie suivant la configuration
<p>1 passe calandre 2, 4, 6... passes tubes dans la calandre</p> 	$F = \left( \frac{\sqrt{R_2^2 + 1}}{R_2 - 1} \right) \frac{\ln \left[ \frac{1 - \varepsilon_2}{1 - \varepsilon_2 R_2} \right]}{\ln \left[ \frac{2 - \varepsilon_2 (1 + R_2 - \sqrt{R_2^2 + 1})}{2 - \varepsilon_2 (1 + R_2 + \sqrt{R_2^2 + 1})} \right]}; R_2 \neq 1$ $F = \left( \frac{\sqrt{R_2^2 + 1}}{1 - \varepsilon_2} \right) \frac{\varepsilon_2}{\ln \left[ \frac{2 - \varepsilon_2 (1 + R_2 - \sqrt{R_2^2 + 1})}{2 - \varepsilon_2 (1 + R_2 + \sqrt{R_2^2 + 1})} \right]}; R_2 = 1$ <p>Formule pouvant être utilisée avec <math>R_1</math> et <math>\varepsilon_1</math></p>
<p>1 passe calandre mais <math>N</math> calandres en série 2, 4, 6... passes tubes dans une calandre Exemple : 2 calandres en série avec 2 passes tubes dans une calandre</p> 	$F = \left( \frac{\sqrt{R_2^2 + 1}}{R_2 - 1} \right) \frac{\ln \left[ \frac{1 - P_N}{1 - P_N R_2} \right]}{\ln \left[ \frac{2 - P_N (1 + R_2 - \sqrt{R_2^2 + 1})}{2 - P_N (1 + R_2 + \sqrt{R_2^2 + 1})} \right]}; R_2 \neq 1$ <p>avec <math>P_N = \frac{1 - \left[ \frac{1 - \varepsilon_2 R_2}{1 - \varepsilon_2} \right]^{1/N}}{R_2 - \left[ \frac{1 - \varepsilon_2 R_2}{1 - \varepsilon_2} \right]^{1/N}}</math></p> $F = \left( \frac{\sqrt{R_2^2 + 1}}{1 - P_N} \right) \frac{P_N}{\ln \left[ \frac{2 - P_N (1 + R_2 - \sqrt{R_2^2 + 1})}{2 - P_N (1 + R_2 + \sqrt{R_2^2 + 1})} \right]}; R_2 = 1$ <p>avec <math>P_N = \frac{\varepsilon_2}{(N - N\varepsilon_2 + \varepsilon_2)}</math></p> <p>Formules pouvant être utilisées avec <math>R_1</math> et <math>\varepsilon_1</math></p>

Dans ce cas,  $R = R_2 = 0$  et la formule du facteur de correction de l'échangeur à tubes et calandre conduit bien à  $F = 1$ .

#### ■ Condenseur

Le profil longitudinal de températures est présenté sur la figure 14.

Là encore, le profil ne dépend pas des sens des écoulements et le facteur de correction  $F$  est égal à 1. Compte-tenu que  $T_{1e} = T_{1s} = T_1$ ,  $\Delta T_{ML}$  s'écrit :

$$\Delta T_{ML} = \frac{T_{2s} - T_{2e}}{\ln \frac{T_1 - T_{2e}}{T_1 - T_{2s}}}$$

Le bilan thermique s'écrit :

$$\Phi = \dot{m}_1 L_1$$

$$\Phi = \dot{m}_2 c_{p2} (T_{2s} - T_{2e}) = \dot{C}_2 (T_{2s} - T_{2e})$$

avec  $L_1$  chaleur latente de changement d'état du fluide 1.

Dans ce cas, on a  $R = R_1 = 0$ .

#### 2.3.6.2 Cas où les deux fluides changent de phase

Ce cas n'est envisageable que si un des deux fluides se condense tandis que l'autre s'évapore (évapo-condenseur). Toujours avec l'hypothèse que le changement de phase commence à l'entrée des fluides dans l'échangeur et se termine à leur sortie, la température de chaque fluide considéré comme un corps pur reste

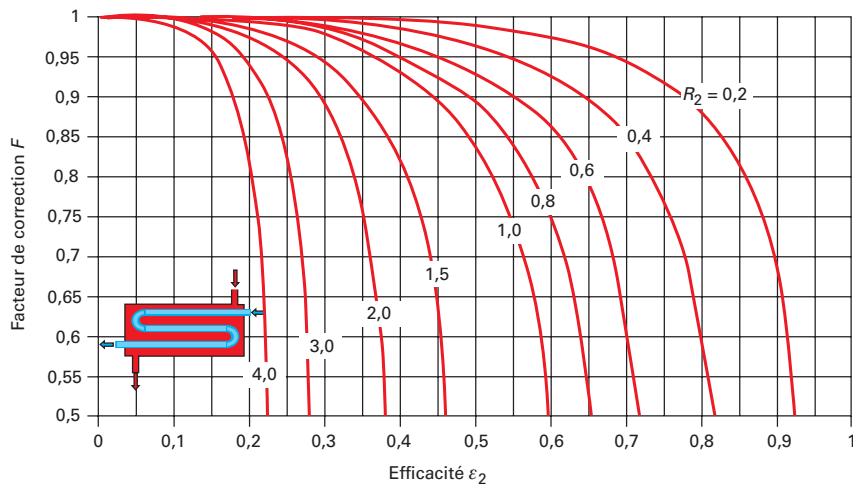


Figure 12 – Facteur de correction du DTML d'un échangeur à tubes et calandre (1, 3) en fonction de l'efficacité côté froid pour différentes valeurs de  $R_2$

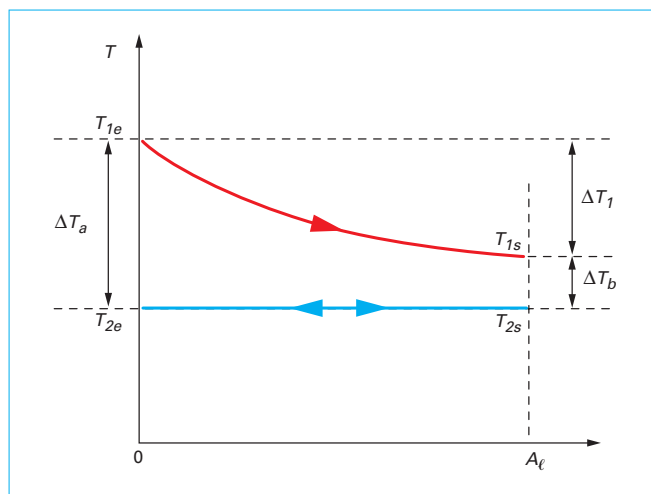


Figure 13 – Profil longitudinal des températures d'un évaporateur

constante si on néglige les pertes de pression. Les profils longitudinaux de température sont alors ceux de la figure 15.

Le sens des écoulements est sans importance. La différence moyenne des températures est donc :

$$\Delta T_M = \Delta T_1 = \Delta T_2$$

Et l'on peut encore écrire :

$$\Phi = K A_\ell \Delta T_M$$

En fait, dans ce cas, la méthode ne présente pas d'intérêt puisqu'on connaît déjà les températures de sortie. Néanmoins, lorsque le changement d'état se produit sur une partie de l'échangeur, ou lorsqu'il n'est pas complet, il peut être utile de déterminer  $K$ . Ce problème est non trivial car la détermination de  $K$  dépend des quantités respectives de liquide et de vapeur présentes en un point de l'échangeur et du régime des écoulements diphasiques.

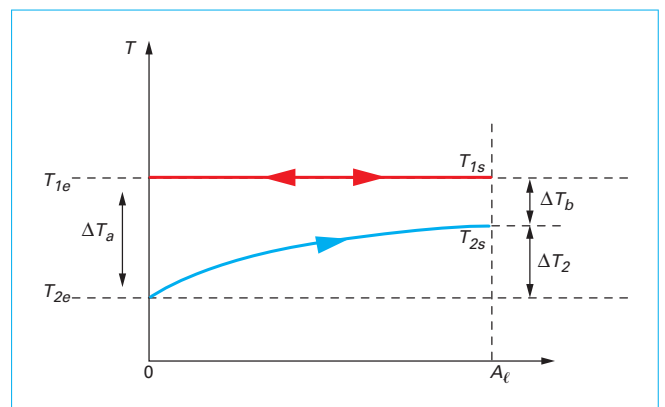


Figure 14 – Profil longitudinal des températures d'un condenseur

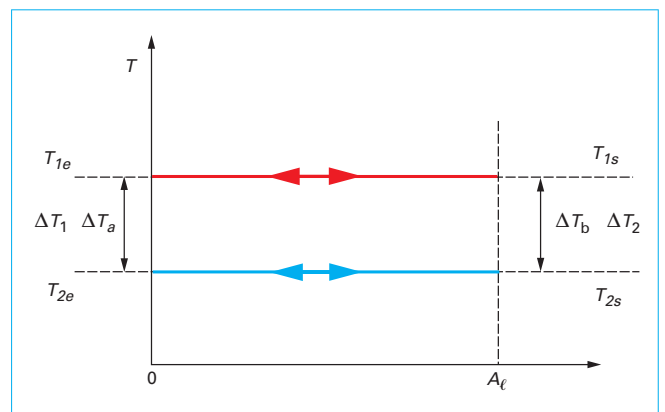


Figure 15 – Cas d'un échangeur dans lequel les deux fluides changent de phase

On est souvent amené à découper l'échangeur en zones dans lesquelles on observe un même régime d'écoulement.

Le bilan thermique s'écrit :

$$\Phi = \dot{m}_1 L_1 = \dot{m}_2 L_2$$

### 2.3.7 Exemple de calcul en mode dimensionnement

On désire dimensionner un échangeur à tubes et calandre pour refroidir un écoulement de dodécane de débit volumique  $Q_1 = 15 \text{ m}^3/\text{h}$ , de  $T_{1e} = 120^\circ\text{C}$  à  $T_{1s} = 60^\circ\text{C}$ , avec de l'eau industrielle circulant dans les tubes dont la température doit varier de  $T_{2e} = 20^\circ\text{C}$  à  $T_{2s} = 30^\circ\text{C}$ .

L'échangeur est constitué d'un faisceau de  $N_t = 60$  tubes en acier doux, de conductivité thermique  $\lambda_p = 50 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ , de diamètres intérieur/extérieur  $d_2/d_0$  de 20/24 mm, au pas triangulaire normal  $p_T = 30 \text{ mm}$ . Les tubes sont assemblés en deux passes. On dispose d'une calandre de diamètre intérieur  $D_c = 337 \text{ mm}$  qui possède des chicanes d'épaisseur  $e = 5 \text{ mm}$  espacées d'une distance  $b = 100 \text{ mm}$ . La hauteur laissée libre à chaque chicane est de 25 % du diamètre intérieur de la calandre.

On doit déterminer la **longueur des tubes à installer**.

Nous déterminons au préalable les propriétés physiques des fluides à une température caractéristique  $T_i$  prise égale à la moyenne des températures d'entrée et de sortie :

$$T_i = \frac{T_{1e} + T_{1s}}{2} ; i = 1, 2$$

#### Dodécane

Masse volumique :  $\rho_1 = 750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Capacité thermique massique  $c_{p1} = 2260 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Conductivité thermique  $\lambda_1 = 0,151 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Viscosité dynamique  $\mu_1 = 7,5 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

#### Eau

Masse volumique :  $\rho_2 = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Capacité thermique massique  $c_{p2} = 4180 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Conductivité thermique  $\lambda_2 = 0,607 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Viscosité dynamique  $\mu_2 = 8,9 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

#### ■ Puissance échangée et débit d'eau

La puissance échangée est calculée par la relation suivante :

$$\Phi = \dot{C}_1 (T_{1e} - T_{1s}) = \dot{m}_1 c_{p1} (T_{1e} - T_{1s}) = 4,24 \times 10^5 \text{ W}$$

Le débit-masse d'eau industrielle est donc :

$$\dot{m}_2 = \frac{\Phi}{c_{p2} (T_{2s} - T_{2e})} = 10,14 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

avec  $c_{p2} = 4180 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ .

Prenant  $\rho_2 = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ , le débit-volume est donc :

$$Q_2 = 36,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

#### ■ Efficacité

Le rapport des débits de capacité thermique des deux fluides est :

$$R_1 = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} = \frac{T_{2s} - T_{2e}}{T_{1e} - T_{1s}}$$

Soit  $R_1 = 0,167$ .

Et l'efficacité de l'échangeur est :

$$\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{T_{1s} - T_{1e}}{T_{1e} - T_{2e}}$$

Soit  $\varepsilon_1 = 0,6$ .

#### ■ Facteur de correction du DTML

Sachant que  $F = f(R_1, \varepsilon_1, \text{configuration d'écoulement})$ , la formule du tableau 1 (ou l'abaque de la figure 11) pour un échangeur avec deux passes côté tubes permet de déduire le facteur correctif :  $F = 0,97$ .

#### ■ Coefficient d'échange intérieur tubes

Le nombre de tubes dans une passe est  $N_t = 66/2 = 33$  tubes/passe.

La vitesse débitante de l'eau dans un tube est donc :

$$v_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 N_t A_{t2}} = 0,978 \text{ m/s}$$

avec  $A_{t2}$  section droite intérieure d'un tube.

Le nombre de Reynolds est alors égal à :

$$Re_2 = \frac{\rho_2 v_2 d_2}{\mu_2} = 2,20 \times 10^4$$

On utilise la formule de Dittus et Boelter car la température caractéristique est la température du fluide puisqu'on ne dispose pas de la température de paroi (voir encadré en fin d'article), soit :

$$Nu = 0,0241 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad \text{si } T_p > T_a$$

Le coefficient d'échange est :

$$h_2 = \frac{\lambda_2}{d_2} 0,0241 Re_2^{0,8} Pr_2^{0,4}$$

Soit  $h_2 = 4499 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ .

#### ■ Coefficient d'échange côté calandre

On utilise la méthode de Kern (voir encadré en fin d'article). La vitesse permettant de calculer le nombre de Reynolds est déterminée à l'aide de la section disponible comprise entre deux chicanes et entre deux tubes soit :

$$A_d = D_c L_b \frac{p_d}{p_T} = 0,00643 \text{ m}^2$$

avec  $p_d$  espace entre les tubes

D'où la vitesse :

$$v_1 = \frac{Q_1}{A_{d1}}$$

Soit  $v_1 = 0,65 \text{ m/s}$ .

Le nombre de Reynolds est alors :

$$Re_1 = \frac{\rho_1 v_1 d_e}{\mu_1}$$

$$\text{où } d_e = \frac{4[(p_T/2)p_T \sin(\pi/3) - (1/2)(\pi d_0^2/4)]}{\pi d_0/2} = 17,35 \text{ mm}$$

avec  $d_0$  diamètre extérieur des tubes.

D'où le nombre de Reynolds,  $Re_1 = 11280$ .



Le nombre de Nusselt est donné par la corrélation de Kern :

$$Nu_1 = 0,36 Re_1^{0,55} Pr_1^{1/3} \left( \frac{\mu_1}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

Dans laquelle nous supposons que  $(\mu_1/\mu_p)^{0,14}$  est peu différent de 1. On obtient alors  $Nu_1 = 136,5$  et le coefficient d'échange côté calandre est égal à :

$$h_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_e} = 1188 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### ■ Longueur des tubes

Tenant compte de la résistance thermique de paroi, l'inverse du coefficient d'échange global s'écrit :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1(d_0/d_2)} + \frac{1}{h_2} + \frac{d_2}{2\lambda_p} \ln \frac{d_0}{d_2}$$

Et l'on obtient  $K = 1041 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ .

On en déduit la surface d'échange :

$$A_{\ell 2} = \frac{\Phi}{KF \Delta T_{ML}}$$

Sachant que  $\Delta T_{ML} = \frac{90 - 40}{\ln(90/40)} = 61,66$ , on a  $A_{\ell 2} = 6,81 \text{ m}^2$ .

La longueur des tubes dans la calandre est donc :

$$L = \frac{A_{\ell 2}}{\pi d_2 N_t} = 1,37 \text{ m}$$

Si cette longueur n'est pas satisfaisante du point de vue géométrique, il faut reprendre le calcul en modifiant le nombre de tubes.

## 2.4 Méthode de l'efficacité – NUT

### 2.4.1 Définitions et principe de la méthode

En mode évaluation, on désire déterminer les **températures de sortie d'un échangeur** connaissant les températures d'entrée et la surface d'échange. La résolution de ce problème est itérative car on ne dispose pas d'une température moyenne caractéristique indispensable pour déterminer les propriétés physiques et le coefficient d'échange global.

La méthode est basée sur le fait que l'on peut écrire l'efficacité de l'échangeur de deux façons, soit :

$$\varepsilon = \frac{\max(\Delta T_1, \Delta T_2)}{\Delta T_{\max}}$$

soit  $\varepsilon = f(NUT, R, \text{configuration des écoulements})$ .

avec  $R$  rapport des débits de capacité thermique  $R = \min(R_1, R_2)$ .

On détermine l'efficacité à l'aide du  $NUT$ , puis connaissant cette efficacité on en déduit  $\Delta T_1$  ou  $\Delta T_2$  avec la première équation et, connaissant les températures d'entrée  $T_{1e}$  et  $T_{2e}$  on en déduit  $T_{1s}$  et  $T_{2s}$ .

Le nombre d'unités de transfert ( $NUT$ ) est défini par :

$$NUT = \frac{KA_{\ell}}{\dot{C}_{\min}}$$

La surface d'échange  $A_{\ell}$  est connue et l'on a :

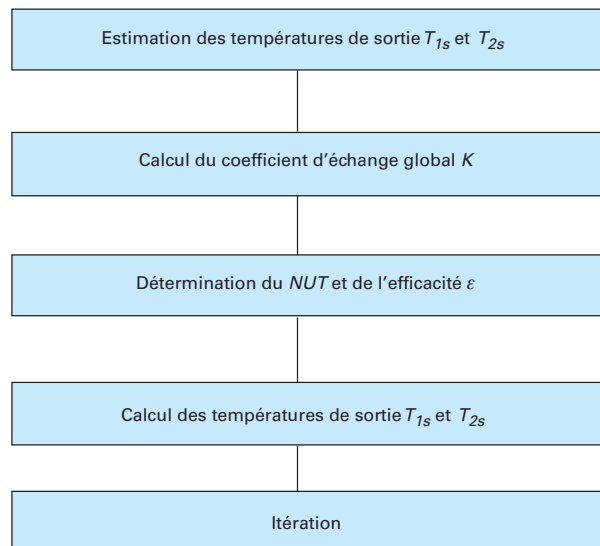
$$\dot{C}_{\min} = \min(\dot{C}_1, \dot{C}_2)$$

Une fois l'efficacité calculée, la puissance échangée  $\Phi$  peut être calculée par [BE 9 515] :

$$\Phi = \varepsilon \dot{C}_{\min} (T_{1e} - T_{2e})$$

$$\text{ou } \Phi = \varepsilon \dot{C}_{\min} \Delta T_{\max}$$

Le déroulement du calcul peut être schématiquement le suivant.



### 2.4.2 Relations efficacité – NUT

Les relations donnant l'efficacité en fonction du  $NUT$  sont données dans le tableau 2 pour les principales configurations d'écoulements. La démonstration du cas des échangeurs cocourant et contre-courant est donnée dans l'article [BE 9 515].

Pour une évaluation rapide, on peut utiliser des abaques. Les abaques correspondant aux échangeurs cocourant et contre-courant sont donnés dans l'article [BE 9 515], ceux correspondant aux échangeurs à courants croisés sont donnés dans les figures 16, 17, 18 et 19.

La méthode efficacité – NUT pourrait aussi être utilisée pour un problème de dimensionnement.

### 2.4.3 Échangeur avec fluides changeant de phase

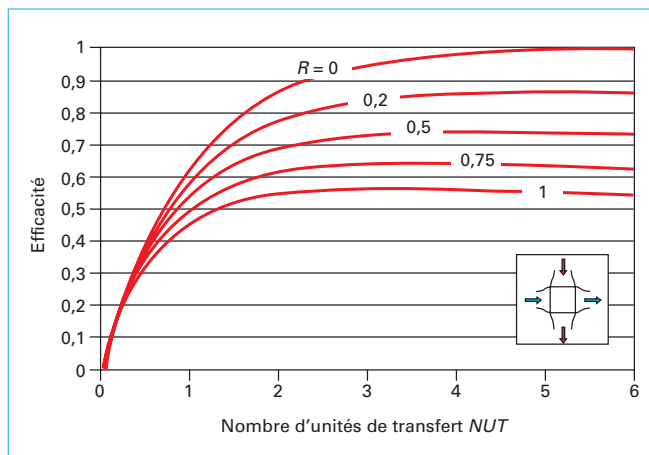
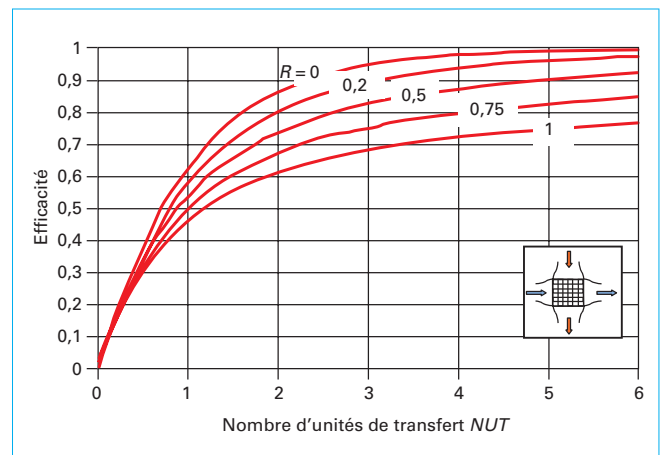
#### 2.4.3.1 Échangeur dont un fluide change de phase

Comme le sens relatif des écoulements est sans effet, il suffit de faire  $R = 0$  dans les formules déjà démontrées pour les échangeurs co- et contre-courant et pour les autres types d'échangeurs. Dans tous les cas, la relation entre efficacité et nombre d'unités de transfert devient :

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT}$$

Tableau 2 – Relations efficacité –  $NUT$ 

Configuration d'écoulements	Relation $\epsilon$ – $NUT$
Écoulement unique (ou un fluide changeant de phase, $R = 0$ )	$\epsilon = 1 - \exp(-NUT)$
Écoulements parallèles	
Cocourant	$\epsilon = \frac{1 - \exp[1 - NUT(1+R)]}{1+R}$
Contre-courant	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1-R)]}{1 - R \exp[-NUT(1-R)]}; \quad R \neq 1$ $\epsilon = \frac{NUT}{NUT+1}; \quad R = 1$
Écoulements à courants croisés	
Deux fluides brassés ( $R \neq 0$ )	$\epsilon = \left[ \frac{1}{1 - \exp(-NUT)} + \frac{R}{1 - \exp(-R NUT)} - \frac{1}{NUT} \right]^{-1}$
Deux fluides non brassés	$\epsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NUT^{0,22}}{R} [\exp(-R NUT^{0,78}) - 1] \right\}$
$\dot{C}_{max}$ brassé, $\dot{C}_{min}$ non brassé	$\epsilon = \frac{1}{R} \{ 1 - \exp[R(e^{-NUT} - 1)] \}$
$\dot{C}_{max}$ non brassé, $\dot{C}_{min}$ brassé	$\epsilon = 1 - \left\{ \exp \left( -\frac{1}{R} [1 - \exp(-R NUT)] \right) \right\}$
Écoulements dans tubes et calandre : un en calandre, l'autre dans les tubes	
Une passe côté calandre ; 2, 4, 6... passes côté tubes	$\epsilon = 2 \left\{ 1 + R + (1+R^2)^{1/2} \frac{1 + \exp[-NUT(1+R^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NUT(1+R^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$

Figure 16 – Efficacité d'un échangeur à courants croisés en fonction du  $NUT$  pour différentes valeurs de  $R$  avec deux écoulements brassésFigure 17 – Efficacité d'un échangeur à courants croisés en fonction du  $NUT$  pour différentes valeurs de  $R$  avec deux écoulements non brassés

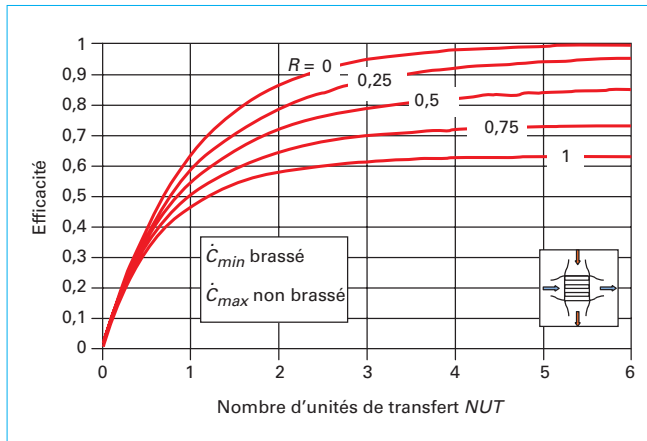


Figure 18 – Efficacité d'un échangeur à courants croisés en fonction du  $NUT$  pour différentes valeurs de  $R$  avec écoulement  $\dot{C}_{min}$  brassé et écoulement  $\dot{C}_{max}$  non brassé

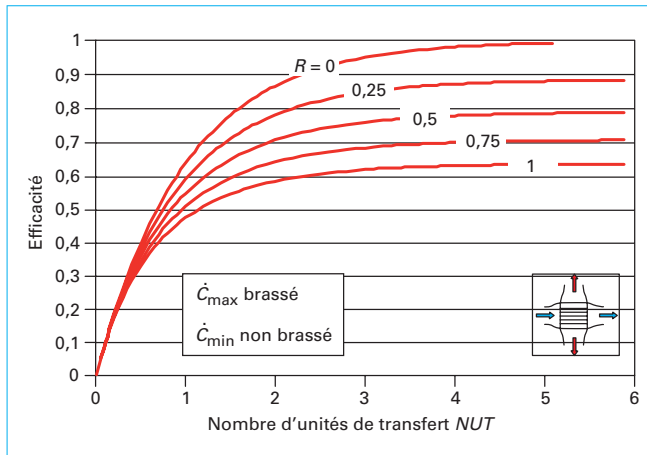


Figure 19 – Efficacité d'un échangeur à courants croisés en fonction du  $NUT$  pour différentes valeurs de  $R$  avec écoulement  $\dot{C}_{max}$  brassé et écoulement  $\dot{C}_{min}$  non brassé

Et compte tenu de la définition des efficacités, on obtient :

– pour un évaporateur :

$$\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_{max}} = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{T_{1e} - T_2}$$

– pour un condenseur :

$$\varepsilon = \varepsilon_2 = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_{max}} = \frac{T_{2s} - T_{2e}}{T_1 - T_{2e}}$$

#### 2.4.3.2 Cas où les deux fluides changent de phase

Se référant à la figure 15, on voit que :

$$\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T_{max}$$

On a donc :

$$\varepsilon = 1$$

Évidemment, dans ce cas, la méthode n'a plus d'intérêt puisqu'on connaît, *a priori*, les écarts de températures déduits des températures de changement d'état.

### 2.4.4 Exemple de calcul en mode évaluation

#### Exemple

Dans l'échangeur à tubes et calandre de l'exemple du paragraphe 2.3.7 (surface d'échange  $6,81 \text{ m}^2$ ), le débit-volume de dodécane initialement de  $15 \text{ m}^3/\text{h}$  devient  $18 \text{ m}^3/\text{h}$ . Le débit d'eau reste inchangé ainsi que les températures d'entrée des deux fluides. On cherche à connaître les nouvelles températures de sortie des fluides.

C'est un problème d'évaluation et on utilise la méthode de l'efficacité –  $NUT$ .

Pour simplifier le calcul, on suppose que la température moyenne des fluides a peu varié et on utilise les propriétés physiques des fluides de l'exemple du paragraphe 2.3.7.

#### ■ Rapport des débits de capacité thermique

Les débits de capacité thermique sont :

$$\dot{C}_1 = \dot{m}_1 c_{p1} = 8\,475 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\dot{C}_2 = \dot{m}_2 c_{p2} = 42\,385 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}$$

D'où le rapport des débits de capacité thermique :

$$R = R_1 = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} = 0,2$$

#### ■ Calcul des coefficients d'échange

Le calcul du coefficient d'échange côté calandre se fait de façon identique à celle de l'exemple précédent et l'on obtient :

$$h_1 = 1\,314 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

le coefficient d'échange de l'eau étant inchangé, soit :

$$h_2 = 4\,499 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Le coefficient d'échange global devient alors :

$$K = 1\,120 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### ■ Calcul du $NUT$ et de l'efficacité

$$NUT = \frac{K A_\ell}{\dot{C}_{min}} = 0,9$$

Et pour un échangeur à tubes et calandre (1, 2) :

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + R + (1 + R^2)^{1/2} \frac{1 + \exp[-NUT(1 + R^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NUT(1 + R^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$$

Soit  $\varepsilon = 0,56$ .

#### ■ Températures de sortie et bilan thermique

La puissance transférée peut se calculer par :

$$\Phi = \varepsilon \dot{C}_{min} (T_{1e} - T_{2e}) = 474\,600 \text{ W}$$

Les températures de sortie peuvent se calculer à l'aide du bilan thermique :

$$\Phi = \dot{C}_1 \Delta T_1 = \dot{C}_1 (T_{1e} - T_{1s})$$

$$\Phi = \dot{C}_2 \Delta T_2 = \dot{C}_2 (T_{2s} - T_{2e})$$

ou, sachant que  $\dot{C}_1 < \dot{C}_2$ ,  $\Delta T_1 > \Delta T_2$  et remarquant que :

$$\varepsilon = \frac{\max(\Delta T_1, \Delta T_2)}{\Delta T_{\max}}$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_{\max}}$$

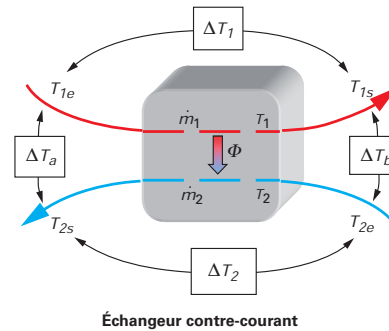
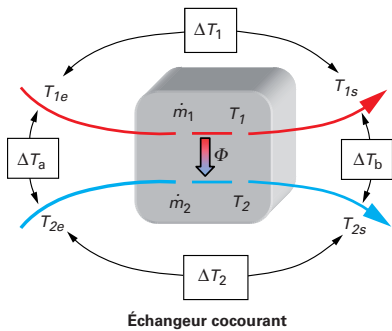
on trouve que  $\Delta T_1 = 56^\circ\text{C}$  et  $T_{1s} = 64^\circ\text{C}$ .

À l'aide du bilan thermique, on déduit que  $T_{2s} = 31,2^\circ\text{C}$ .

Ces valeurs étant proches des températures du premier exemple, nous pouvons admettre que les caractéristiques des fluides sont acceptables et qu'il est superflu de faire une itération.

Les relations principales sont résumées dans le tableau 3.

**Tableau 3 – Relations principales**



**Puissance échangée :**

$$\Phi = \dot{C}_1 \Delta T_1 = \dot{m}_1 c_{p1} (T_{1e} - T_{1s})$$

$$\Phi = \dot{C}_2 \Delta T_2 = \dot{m}_2 c_{p2} (T_{2s} - T_{2e})$$

$$\Phi = \varepsilon \dot{C}_{\min} \Delta T_{\max} = \varepsilon \dot{C}_{\min} (T_{1e} - T_{2e})$$

$$\Phi = K A_{\ell} \Delta T_M$$

**Différence de température moyenne :**

$$\Delta T_M = F \Delta T_{ML} ; \quad \Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)}$$

Échangeur cocourant :

$$\Delta T_a = T_{1e} - T_{2e} ; \quad \Delta T_b = T_{1s} - T_{2s}$$

Échangeur contre-courant et **tous les autres types d'échangeurs** :

$$\Delta T_a = T_{1e} - T_{2s} ; \quad \Delta T_b = T_{1s} - T_{2e}$$

$$F = f(R_i, \varepsilon_i, \text{configuration d'écoulements})$$

**Rapport de capacités thermiques :**

$$R = \min(R_1, R_2) = \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}} ; \quad \dot{C}_{\min} = \min(\dot{C}_1, \dot{C}_2) ; \quad \dot{C}_{\max} = \max(\dot{C}_1, \dot{C}_2)$$

$$R_1 = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} = \frac{T_{2s} - T_{2e}}{T_{1e} - T_{1s}} = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} ; \quad R_2 = \frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_1} = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{T_{2s} - T_{2e}} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}$$

**Nombre d'unités de transfert :**

$$NUT = \max(NUT_1, NUT_2) = \frac{KA_{\ell}}{\dot{C}_{\min}} ; \quad NUT_1 = \frac{KA_{\ell}}{\dot{C}_1} ; \quad NUT_2 = \frac{KA_{\ell}}{\dot{C}_2}$$

**Efficacité :**

$$\varepsilon = \frac{\Phi}{\Phi_{\max}} = \max(\varepsilon_1, \varepsilon_2) = \frac{\max(\Delta T_1, \Delta T_2)}{\Delta T_{\max}} ; \quad \varepsilon_1 = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_{\max}} ; \quad \varepsilon_2 = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_{\max}}$$

$$\varepsilon = f(R, NUT, \text{configuration d'écoulements})$$

### 3. Méthodes numériques

Grâce au développement des ordinateurs et à l'augmentation des puissances de calcul, en plus de ces méthodes analytiques, le dimensionnement des échangeurs peut être réalisé de manière plus fine et surtout moins globale en utilisant des méthodes numériques qui résolvent les équations de base pour approcher le comportement des fluides et des structures solides d'un échangeur de chaleur. Ce paragraphe présente les bases de ces méthodes ainsi que leur utilisation pour des approches monodimensionnelles personnalisées. Le paragraphe 4 présentera l'intérêt de l'utilisation de logiciels commerciaux basés sur ces mêmes méthodes.

#### 3.1 Système d'équations

Si l'on revient à la physique de base, le comportement des écoulements et transferts de chaleur dans les échangeurs est régi par les équations de conservation classiques de la mécanique des fluides : conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, sous forme d'enthalpie par exemple. On parle alors couramment des **équations de Navier Stokes** :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{u} &= 0 \\ \frac{\partial \rho \vec{u}}{\partial t} + (\vec{\nabla} \cdot \rho \vec{u}) \vec{u} + \vec{\nabla} p - \vec{\nabla} \cdot (\bar{\tau}) - \rho \vec{g} - \vec{S}_V &= 0 \\ \frac{\partial \rho H}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{u} H - \vec{\nabla} \cdot (\lambda \vec{\nabla} T) - S_T &= 0 \end{aligned}$$

avec $\rho$	masse volumique du fluide,
$t$	temps,
$\vec{u}$	vitesse du fluide,
$p$	pression,
$\bar{\tau}$	tenseur des contraintes visqueuses,
$\vec{g}$	accélération due à la pesanteur,
$H$	enthalpie massique,
$\lambda$	conductivité thermique,
$T$	température,
$\vec{S}_V$ et $S_T$	termes sources.

À ces équations de base viennent se rajouter des équations de conservation supplémentaires en fonction des phénomènes physiques qu'il est nécessaire de prendre en compte : conservation de grandeurs turbulentes, énergie cinétique et taux de dissipation, conservation de la concentration de différentes espèces, avec ou sans transformation par réaction chimique, équation du transfert radiatif.

Résoudre l'ensemble de ces équations de manière analytique n'est possible que dans de très rares configurations où elles peuvent être très simplifiées, comme pour l'écoulement laminaire établi dans un tuyau cylindrique (écoulement de Poiseuille), que l'on retrouve dans de nombreux ouvrages de référence de mécanique des fluides.

Les méthodes numériques ont été développées pour obtenir une solution approchée de ces équations dans le maximum possible de configurations. Leur principe de base est d'obtenir une image de la solution des équations par une série de valeurs discrètes réparties sur tout le domaine de calcul, c'est-à-dire les volumes fluides et solides de l'échangeur de chaleur. Plus le nombre de points où la solution est connue devient grand, plus celle-ci est précise, avec, de manière théorique, la solution exacte atteinte pour un nombre de points infini.

Les méthodes numériques sont utilisées depuis de nombreuses années et leurs possibilités ont sans cesse progressé, en particulier avec l'augmentation de la capacité de calcul des ordinateurs. Elles ont débuté par la résolution de problèmes monodimensionnels, puis bidimensionnels pour arriver aux premiers logiciels 3D développés par les grands centres de recherche dans les années 1980. Aujourd'hui, les codes commerciaux sont largement répandus dans l'industrie pour les activités de recherche et développement.

Différentes méthodes numériques ont été utilisées pour la mécanique des fluides. On peut citer les plus connues : différences finies, éléments finis, volumes finis, méthodes spectrales, réseaux de neurones. La plus répandue est la **méthode des volumes finis** sur laquelle sont basés la plupart des grands codes commerciaux. Elle présente aussi l'intérêt d'être suffisamment simple à utiliser en monodimensionnel pour développer de petits outils de dimensionnement pour des configurations particulières. Après quelques bases mathématiques, nous verrons un exemple simple d'application.

#### 3.2 Présentation de la méthode des volumes finis

Le principe de base est bien entendu le découpage du domaine de calcul en un certain nombre de volumes élémentaires ou mailles (figure 20) et la détermination d'une solution discrète, c'est-à-dire la valeur des grandeurs caractéristiques de l'écoulement sur les centres des volumes élémentaires. Pour obtenir cette solution, les équations de Navier Stokes sont intégrées sur les volumes élémentaires. Voyons ce que cela peut donner pour l'équation de conservation de l'énergie :

$$\oint_V \left[ \frac{\partial \rho H}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{u} H - \vec{\nabla} \cdot (\lambda \vec{\nabla} T) - S_T \right] dV = 0$$

Une transformation mathématique simple des termes de transport permet d'arriver à la relation :

$$\oint_V \left[ \frac{\partial \rho H}{\partial t} \right] dV + \oint_A [\rho \vec{u} H - (\lambda \vec{\nabla} T)] \cdot \vec{n} dA - \oint_V S_T dV = 0$$

avec  $A$  surface enveloppe du volume élémentaire  $V$ ,  
 $\vec{n}$  normale à cette surface.

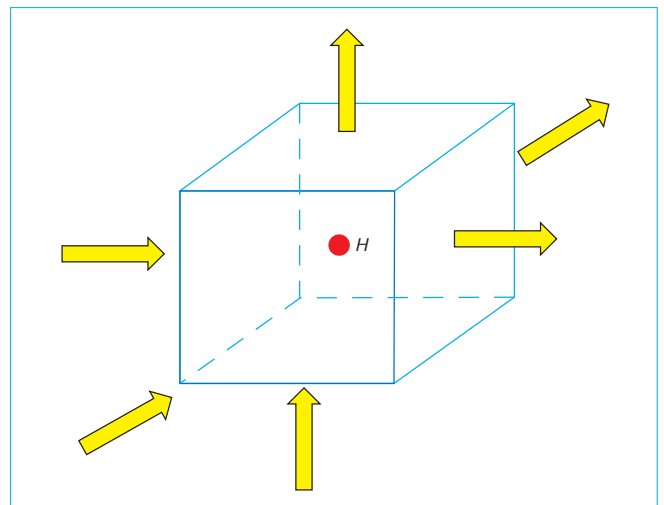


Figure 20 – Volume élémentaire pour la méthode des volumes finis

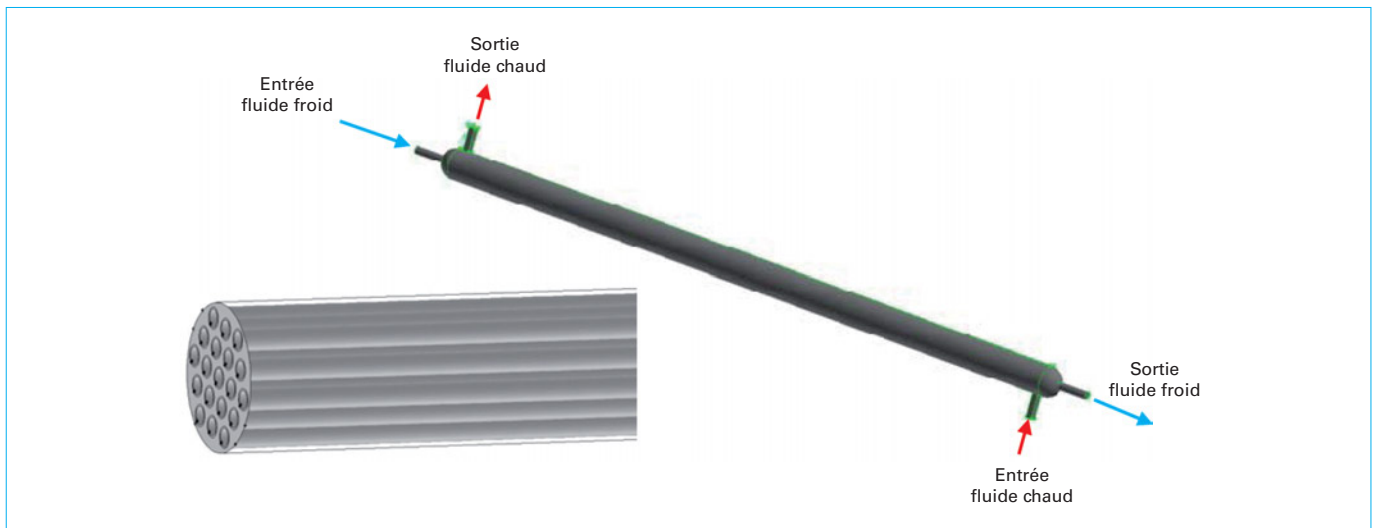


Figure 21 – Échangeur tubes et calandre

Cette forme montre bien la notion de bilan liée à cette méthode numérique :

- le premier terme représente l'accumulation d'enthalpie dans le volume élémentaire ;
- le terme d'intégrale de surface concerne les flux convectifs (transport par l'écoulement) et conductifs (transport par diffusion), entrant ou sortant du volume ;
- le terme source représente ce qui est créé ou détruit dans le volume.

Les variables principales étant considérées comme constantes sur un volume élémentaire, les intégrales peuvent se calculer analytiquement sur les formes géométriques simples des mailles (parallélépipèdes, hexaèdres, tétraèdres...) en fonction des valeurs sur le volume considéré et ses voisins. Pour l'ensemble du domaine, on obtient donc autant d'équations de conservation de l'énergie que de volumes. Des méthodes de résolution du système complet obtenu en intégrant toutes les équations de Navier Stokes ont été développées et sont présentées dans la littérature.

On peut citer la **méthode SIMPLE**, une des plus anciennes, utilisée par le logiciel Fluent.

### 3.3 Notions de maillage

En lien avec la méthode des volumes finis, ou toute autre méthode numérique, il faut mailler, c'est-à-dire découper le domaine où l'on souhaite calculer l'écoulement en segments (en monodimensionnel), en surfaces (2D) ou en volumes (3D).

Prenons comme exemple un échangeur simple de type tube et calandre dont la figure 21 présente la géométrie globale et la structure interne. Cet échangeur peut être maillé successivement en augmentant le nombre de dimensions prises en compte. Les possibilités de simulations avec chaque type de maillage sont bien sûr différentes.

Un maillage monodimensionnel consiste à découper la longueur de l'échangeur en segments : la figure 22 présente un exemple d'un tel découpage et montre que ce maillage est valable pour les deux fluides, chaud (en rouge) et froid (en bleu).

En deux et trois dimensions, le choix du type d'éléments de base du maillage est généralement imposé par la complexité de la

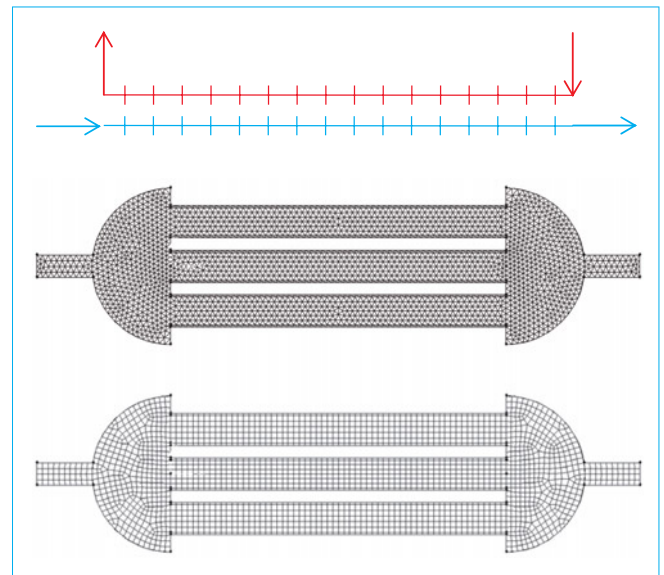


Figure 22 – Maillages monodimensionnel et bidimensionnel en triangle et en quadrangles

géométrie. Toutes les possibilités ne sont pas équivalentes : les **maillages structurés**, à base de rectangles en 2D ou de parallélépipèdes en 3D, plus ou moins déformés, permettent d'obtenir une précision plus importante, à nombre total de mailles identique, que les maillages non structurés basés sur les triangles (2D) ou les tétraèdres (3D). Il faut en règle générale trop fois plus d'éléments en maillage non structuré pour atteindre la même précision de calcul qu'en maillage structuré. Par contre, les outils de maillages disponibles permettent toujours d'obtenir un maillage non structuré d'un volume, alors que ce n'est pas le cas en maillage structuré. La bonne stratégie est donc d'essayer d'utiliser les maillages structurés autant que possible puis de passer à l'autre solution quand ce n'est plus possible.

Une option intéressante de certains outils consiste à découper le volume que l'on souhaite représenter en plusieurs sous-volumes



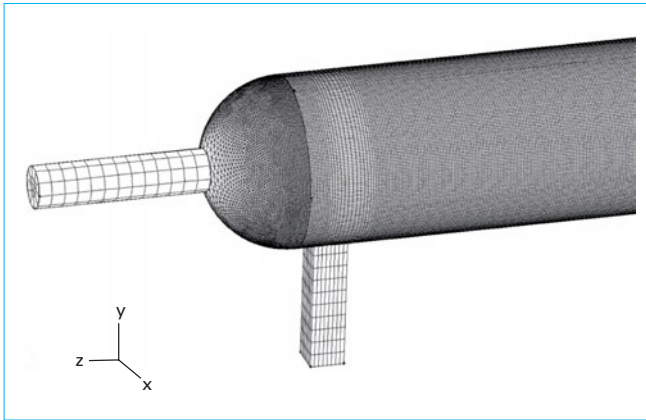


Figure 23 – Maillage tridimensionnel mixte

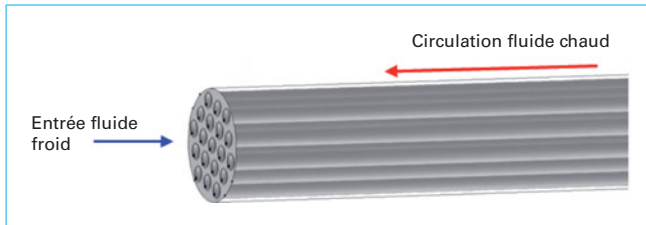


Figure 24 – Échangeur tubes et calandre 1D

puis de mailler autant de ces sous-volumes que possible en structurés et de finir le découpage pour ceux qui restent en non structurés. C'est une configuration qui revient souvent pour des géométries tridimensionnelles comme l'échangeur de la figure 23 où la boîte d'entrée est maillée en tétraèdres.

### 3.4 Simulation monodimensionnelle d'un échangeur

Considérons un échangeur de type tube et calandre simple sans chicanes (figure 24).

#### 3.4.1 Hypothèses

Avec un certain nombre d'hypothèses, son comportement peut être considéré comme monodimensionnel dans la direction des tubes :

- l'échangeur est suffisamment long pour que les effets d'entrée côté calandre soient négligeables. L'écoulement à l'extérieur des tubes se fait alors le long de ceux-ci ;
- la distribution à l'entrée des tubes est parfaite. L'écoulement dans tous les tubes est identique ;
- il n'y a pas d'effet de bord sur la paroi extérieure de l'échangeur.

Le comportement thermique de l'échangeur est alors représenté par deux équations de conservation de l'enthalpie, une pour chaque fluide, qui s'écrivent :

$$\frac{\partial \rho_{ch} H_{ch}}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho_{ch} \vec{u}_{ch} H_{ch} - \vec{\nabla} \cdot (\lambda_{ch} \vec{\nabla} T_{ch}) - S_{Tch} = 0$$

$$\frac{\partial \rho_{fr} H_{fr}}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho_{fr} \vec{u}_{fr} H_{fr} - \vec{\nabla} \cdot (\lambda_{fr} \vec{\nabla} T_{fr}) - S_{Tfr} = 0$$

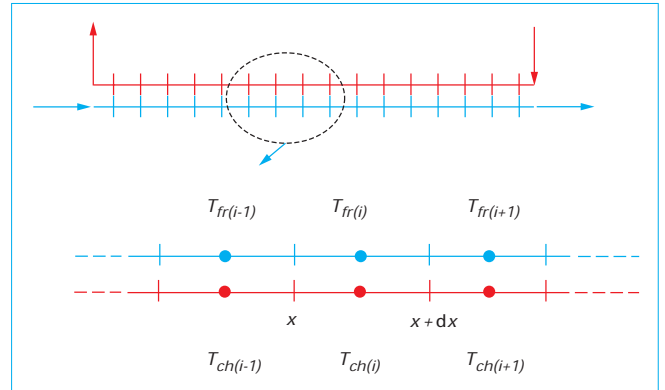


Figure 25 – Maillage monodimensionnel et position des variables

Pour simplifier cet exemple de résolution, nous allons nous placer dans le cas de deux fluides incompressibles, dans un domaine où les propriétés physiques peuvent être considérées comme constantes et avec un fonctionnement en régime établi. De plus, comme les sections de passage des deux fluides sont constantes tout le long de l'échangeur, la vitesse est constante et se calcule en fonction du débit. Avec ces hypothèses, les deux équations se simplifient :

$$\rho_{ch} c_{p_{ch}} \vec{\nabla} \cdot \vec{u}_{ch} T_{ch} - \vec{\nabla} \cdot (\lambda_{ch} \vec{\nabla} T_{ch}) - S_{Tch} = 0$$

$$\rho_{fr} c_{p_{fr}} \vec{\nabla} \cdot \vec{u}_{fr} T_{fr} - \vec{\nabla} \cdot (\lambda_{fr} \vec{\nabla} T_{fr}) - S_{Tfr} = 0$$

avec  $c_p$  capacité thermique massique à pression constante.

#### 3.4.2 Intégration des relations

L'étape suivante est l'intégration de ces relations sur les segments élémentaires tels que présentés sur la figure 25. Les températures, qui sont les seules inconnues, sont donc définies au centre des segments et les termes sources, qui vont correspondre aux échanges entre les deux fluides au travers de la paroi sont constants sur ces segments. Enfin, d'un point de vue maillage, la longueur de l'échangeur est découpée en  $N$  segments identiques :

$$\left[ \rho_{ch} c_{p_{ch}} \vec{u}_{ch} \cdot \vec{n} T_{ch} - \lambda_{ch} \vec{\nabla} T_{ch} \cdot \vec{n} \right]_x^{x+dx} - S_{Tch} = 0$$

$$\left[ \rho_{fr} c_{p_{fr}} \vec{u}_{fr} \cdot \vec{n} T_{fr} - \lambda_{fr} \vec{\nabla} T_{fr} \cdot \vec{n} \right]_x^{x+dx} - S_{Tfr} = 0$$

La vitesse et le gradient de température ont la même direction que la normale à la frontière du segment. Il ne reste qu'à évaluer la valeur du gradient de température ou de la température elle-même sur les deux frontières. Pour le gradient, c'est très simple à partir des deux valeurs de chaque côté, alors que pour le terme de transport, il faut tenir compte du sens de la vitesse et prendre la valeur en amont. Le choix de la valeur de température sur la frontière est ce que l'on appelle un schéma convectif dans la littérature sur les méthodes numériques. Le schéma simple préconisé ici est appelé schéma amont (*upwind*). Les équations pour le segment  $i$  s'écrivent alors :

$$\rho_{ch} c_{p_{ch}} u_{ch} [T_{ch(i+1)} - T_{ch(i)}] - \lambda_{ch} \left[ \frac{T_{ch(i+1)} - T_{ch(i)}}{dx} - \frac{T_{ch(i)} - T_{ch(i-1)}}{dx} \right] - S_{Tch(i)} = 0$$

$$\rho_{fr} c_{p_{fr}} u_{fr} [T_{fr(i)} - T_{fr(i-1)}] - \lambda_{fr} \left[ \frac{T_{fr(i+1)} - T_{fr(i)}}{dx} - \frac{T_{fr(i)} - T_{fr(i-1)}}{dx} \right] - S_{Tfr(i)} = 0$$

Il ne reste que le terme source de transfert de chaleur  $S_T$  entre les deux fluides à écrire. Il se calcule en fonction des températures des deux fluides et des résistances thermiques en série entre les deux écoulements :

$$S_{Tch(i)} = S_{Tfr(i)} = -K(T_{fr(i)} - T_{ch(i)})$$

où

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_{fr}} + \frac{e_p}{\lambda_p} + \frac{1}{h_{ch}}} (A_\ell / A_t)$$

avec  $h_{fr}$  et  $h_{ch}$  coefficients d'échange côtés chaud et froid,

$e_p$  épaisseur de la paroi,

$\lambda_p$  conductivité thermique de la paroi,

$A_\ell/A_t$  rapport de la surface d'échange à la section de passage du fluide.

Les **coefficients d'échange** côté chaud et côté froid  $h_{ch}$  et  $h_{fr}$  sont estimés en utilisant des corrélations de la littérature pour les deux géométries correspondantes : écoulement dans un tube à section circulaire et écoulement longitudinal dans un faisceau de tubes.

### 3.4.3 Système d'équations

Si l'on découpe le chemin des deux fluides en  $N$  segments, il est possible d'écrire une équation pour chaque fluide sur chaque segment. Les quatre équations aux deux extrémités de l'échangeur sont des cas particuliers : pour le premier segment ( $i = 1$ ) où  $T_{fr(i-1)}$  et  $T_{ch(i-1)}$  n'existent pas et de la même façon pour le dernier ( $i = N$ ) pour  $T_{fr(i+1)}$  et  $T_{ch(i+1)}$ . Ces deux valeurs sont en fait des données du fonctionnement de l'échangeur : les températures des fluides à leur entrée ( $T_{efr}$  et  $T_{ech}$ ), que l'on appelle des **conditions aux limites**. Elles sont utilisées pour calculer les deux termes de transport (en  $u_{ch}$  et  $u_{fr}$ ) alors que pour les termes diffusifs le gradient vers l'extérieur est annulé (pas d'échange).

L'ensemble des  $2N$  équations forme un système linéaire du type  $AX = B$  que de nombreux outils informatiques peuvent résoudre à commencer par EXCEL par les fonctions INVERSEMAT et PRODUITMAT ou par des programmes écrits en Visual Basic Application.

Voici l'exemple du **calcul de l'évolution des températures le long d'un échangeur tubulaire avec un découpage en six mailles**. En négligeant la conduction thermique dans les fluides, le système d'équation s'écrit :

$$\rho_{ch} c_{p_{ch}} u_{ch} [T_{ch2} - T_{ch1}] + K(T_{fr1} - T_{ch1}) = 0$$

$$\rho_{fr} c_{p_{fr}} u_{fr} [T_{fr1} - T_{fr2}] + K(T_{fr1} - T_{ch1}) = 0$$

$$\rho_{ch} c_{p_{ch}} u_{ch} [T_{ch3} - T_{ch2}] + K(T_{fr2} - T_{ch2}) = 0$$

$$\rho_{fr} c_{p_{fr}} u_{fr} [T_{fr2} - T_{fr3}] + K(T_{fr2} - T_{ch2}) = 0$$

$$\rho_{ch} c_{p_{ch}} u_{ch} [T_{ch4} - T_{ch3}] + K(T_{fr3} - T_{ch3}) = 0$$

$$\rho_{fr} c_{p_{fr}} u_{fr} [T_{fr3} - T_{fr4}] + K(T_{fr3} - T_{ch3}) = 0$$

$$\rho_{ch} c_{p_{ch}} u_{ch} [T_{ch5} - T_{ch4}] + K(T_{fr4} - T_{ch4}) = 0$$

$$\rho_{fr} c_{p_{fr}} u_{fr} [T_{fr4} - T_{fr5}] + K(T_{fr4} - T_{ch4}) = 0$$

$$\rho_{ch} c_{p_{ch}} u_{ch} [T_{ch6} - T_{ch5}] + K(T_{fr5} - T_{ch5}) = 0$$

$$\rho_{fr} c_{p_{fr}} u_{fr} [T_{fr5} - T_{fr6}] + K(T_{fr5} - T_{ch5}) = 0$$

$$\rho_{ch} c_{p_{ch}} u_{ch} [T_{ch6} - T_{ch6}] + K(T_{fr6} - T_{ch6}) = 0$$

$$\rho_{fr} c_{p_{fr}} u_{fr} [T_{fr6} - T_{fr6}] + K(T_{fr6} - T_{ch6}) = 0$$

### 3.4.4 Exemple

Soit un échangeur avec les caractéristiques suivantes :

$$\rho_{fr} = \rho_{ch} = 1\,000 \text{ kg/m}^3$$

$$c_{p_{fr}} = c_{p_{ch}} = 4\,180 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

$$u_{fr} = 0,003 \text{ m/s} \quad u_{ch} = 0,02 \text{ m/s}$$

$$T_{fre} = 20^\circ\text{C} \quad T_{che} = 100^\circ\text{C}$$

$$K = 1\,000 \text{ W/K}$$

La résolution de ce système d'équation avec EXCEL conduit à l'extrait de feuille de la figure 26.

	matrice A														second membre B	résultat
Tc1	-88600	5000	83600	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	90,0
Tf1	-5000	17540	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	205800	40,0
Tc2	0	0	-88600	5000	83600	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	93,0
Tf2	0	-12540	-5000	17540	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	55,1
Tc3	0	0	0	0	-88600	5000	83600	0	0	0	0	0	0	0	0	95,2
Tf3	0	0	0	-12540	-5000	17540	0	0	0	0	0	0	0	0	0	66,5
Tc4	0	0	0	0	0	0	-88600	5000	83600	0	0	0	0	0	0	97,0
Tf4	0	0	0	0	0	-12540	-5000	17540	0	0	0	0	0	0	0	75,2
Tc5	0	0	0	0	0	0	0	0	-88600	5000	83600	0	0	0	0	98,3
Tf5	0	0	0	0	0	0	0	-12540	-5000	17540	0	0	0	0	0	81,8
Tc6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-88600	5000	-8360000	0	0	99,3
Tf6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-12540	-5000	17540	0	0	0	86,8

Figure 26 – Extrait de feuille excel pour la résolution d'un système d'équations

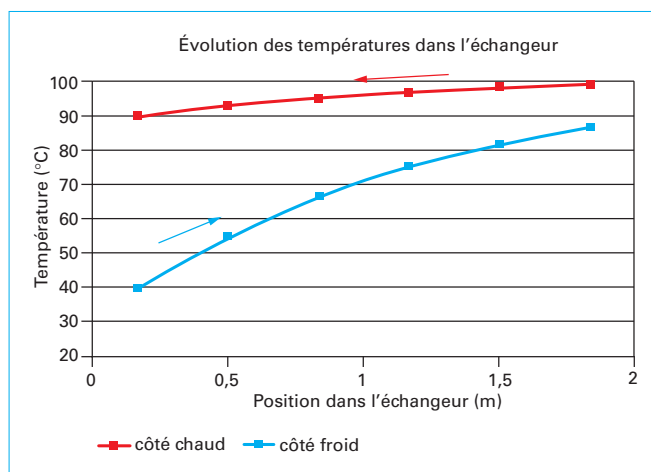


Figure 27 – Résultat simulation monodimensionnelle

Le résultat peut se résumer par l'évolution des températures des deux circuits fluides de l'échangeur (figure 27). On remarque que du fait du déséquilibre de débit entre les deux circuits, la température côté froid varie beaucoup plus nettement que celle du côté chaud de l'échangeur.

Ce paragraphe essaie de présenter une méthode numérique jusqu'à son application pratique sur un échangeur, mais cette description n'est bien sûr pas complète. Pour plus de détails sur ces aspects méthodes numériques pour la mécanique des fluides et le transfert de chaleur, se reporter à [14].

Une telle simulation avec un nombre de maille un peu plus important est un outil très intéressant pour aider au dimensionnement d'un échangeur : il apporte plus d'information que les méthodes globales en estimant aussi les évolutions de températures à l'intérieur de l'échangeur. Ainsi, on pourrait très facilement voir l'influence sur le fonctionnement de l'échangeur de n'importe quel système interne au tube pour intensifier les échanges (rainurage, corrugation, insert...) en modifiant la valeur de coefficient d'échange du circuit correspondant.

### 3.5 Phénomènes physiques supplémentaires

Cette simulation monodimensionnelle se prête aussi particulièrement au cas d'échangeurs avec des phénomènes supplémentaires qui se produisent dans les circuits comme par exemple une **réaction chimique exothermique**. Les équations de conservation de l'enthalpie sont les mêmes avec un terme source dû à la réaction chimique qui va dépendre d'une nouvelle variable, le taux d'avancement de la réaction. On peut aussi rajouter une ou plusieurs équations de concentration d'espèces et suivre leurs évolutions le long de l'échangeur. On trouve aussi dans la littérature un exemple avec prise en compte du **rayonnement thermique** en milieu semi-transparent [15].

Dans certains cas, le nouveau phénomène peut introduire des non-linéarités dans les équations comme des températures à la puissance 4 pour le rayonnement. Dans ce cas, la méthode de résolution est un peu plus complexe et devient itérative. Une méthode très pratiquée est souvent utilisée : celle de **Newton-Raphson** qui est une extension de la méthode simple de résolution d'équations par la méthode de la tangente.

## 4. Logiciels de mécanique des fluides

### 4.1 Utilisation de logiciels

Les logiciels de mécanique des fluides et transferts de chaleur sont largement utilisés tant dans l'industrie que dans les organismes de recherche publics ou les universités. Basés sur les méthodes numériques présentées au paragraphe 3, principalement celle des volumes finis, ils permettent de simuler le fonctionnement complet d'échangeurs de chaleur ou de manière plus détaillée les écoulements dans une zone réduite de ces appareils. Les logiciels les plus répandus en 2013 dans l'industrie sont les codes commerciaux Fluent, distribué par Ansys, et StarCCM+, distribué par CD-Adapco. Un logiciel libre OpenFOAM commence à se répandre, surtout dans les universités et centres de recherche publics.

En plus de la simulation de l'écoulement monophasique du ou des fluides et des transferts de chaleur, des modèles complémentaires sont disponibles prenant en compte des phénomènes physiques complexes : modèles de turbulence de plus en plus sophistiqués, rayonnement thermique en milieu transparent ou semi-transparent, réactions chimiques surfaciques (catalyse) ou volumiques, combustion, machines tournantes, transports de mélanges de fluides ou de particules solides... De plus, les écoulements diphasiques commencent à pouvoir aussi être simulés par différentes méthodes en particulier celles adaptées aux configurations d'écoulement rencontrées dans les échangeurs : écoulements dispersés de type liquide dispersé (gouttelettes) ou gaz dispersé (bulles), écoulements à phases séparées, fronts de fusion/solidification.

L'utilisation des logiciels pour l'aide au dimensionnement ou à l'amélioration du fonctionnement des échangeurs de chaleur est très largement répandue dans la littérature scientifique. Deux articles en particulier en font une synthèse intéressante : B. Sunden [16] et plus récemment Bhutta *et al.* [17].

La simulation numérique tridimensionnelle peut aider au dimensionnement et à la compréhension des phénomènes de transferts thermiques dans les échangeurs. Deux approches différentes sont possibles, que l'on retrouve dans les études publiées dans les journaux scientifiques.

– Soit l'échangeur est complètement représenté avec la description de la surface d'échange complète et avec un maillage qui n'est pas forcément très raffiné. Il s'agit alors d'une **approche globale** du fonctionnement de l'équipement. Un cas particulier de cette méthode est l'utilisation d'une représentation de type milieu poreux pour représenter le volume d'échange. Cette méthode introduite par Patankar et Spalding [18] pour les échangeurs de type tubes et calandre a très longtemps été utilisée et est encore disponible dans un logiciel comme Fluent. Le développement actuel des calculateurs et la possibilité d'effectuer des simulations parallèles sur un grand nombre de nœuds permettent d'utiliser des maillages de plusieurs dizaines de millions de cellules, ce qui offre la possibilité de description globale d'un grand choix d'échangeurs.

– Soit seule une partie de la géométrie, caractéristique des transferts de chaleur, est représentée, par exemple une partie qui se répète de manière périodique ou cyclique dans l'équipement complet, ce qui permet des simulations très fines avec la prise en compte de mécanismes locaux complexes (créations de tourbillons, décollements de couches limites, apparition de la turbulence...). On parle alors d'**approche locale**. Cette approche permet en particulier de déterminer des corrélations numériques d'échange thermique qui peuvent ensuite servir pour un dimensionnement de l'échangeur complet par une méthode globale. Elle est souvent utilisée pour les surfaces complexes : échangeurs à plaques corruguées, ailettes décalées (*Offset Strip Fin*) et multicanaux avec obstacles, générateurs de turbulence...

## 4.2 Exemples d'approches globales

L'intérêt de ce type de simulation est d'obtenir une représentation de l'ensemble des écoulements et transferts de chaleur. Les deux exemples qui suivent montrent le type de résultat que l'on peut obtenir et l'analyse qu'il est possible de faire sur ces résultats, en particulier la mise en évidence des problèmes de conception avec leurs conséquences sur l'efficacité des échangeurs.

### 4.2.1 Échangeur tube et calandre

Le premier exemple est un échangeur de type tube et calandre avec des chicanes qui permettent de créer un écoulement perpendiculaire aux tubes. Les chicanes sont des plaques qui ferment une partie de la surface de passage offerte au fluide qui circule côté calandre. L'entrée et la sortie du fluide côté tube se font par des boîtes hémisphériques de distribution et l'alimentation côté calandre par deux piquages situés aux deux extrémités de l'échangeur. Chaque tube de l'échangeur est décrit géométriquement avec sa paroi. La figure 28 présente l'échangeur étudié.

Une simulation complète d'un échangeur comme celui-ci apporte de nombreuses informations sur son comportement.

■ Le premier point que l'on peut regarder est la **distribution de débit du fluide froid** dans les tubes. Il s'agit d'un problème bien connu et largement étudié car il a une très grande influence sur le transfert de chaleur entre les deux fluides : pour un tube suralimenté, le coefficient d'échange est plus fort mais dans un tube sous-alimenté, il est plus faible.

Dans le cas étudié, avec une boîte de distribution très simple sans aucun dispositif particulier de gestion de cette distribution, la figure 29 présente ce qu'apporte la simulation. On observe une vitesse plus forte dans les tubes centraux que dans les tubes de la périphérie. La visualisation de l'écoulement dans la boîte d'entrée met en évidence les phénomènes de recirculation, autour du jet central à forte vitesse, qui créent cette différence d'alimentation. On comprend alors tout l'intérêt de simulations de ce type pour étudier et mettre au point des solutions technologiques d'amélioration de la distribution avant même de construire un équipement.

La littérature présente de nombreux exemples de mise au point de géométries d'inserts destinés à assurer une bonne distribution ou l'adaptation de la forme des boîtes d'entrée/sortie pour atteindre ce même but. La figure 30 montre la nouvelle répartition de vitesses dans la boîte et dans les tubes pour le cas, très simple, sans augmentation de perte de pression, mais un peu encombrant, d'un long divergent : la distribution de débit entre les trois tubes du plan vertical est alors beaucoup plus homogène. Une règle communément appliquée est que, pour obtenir une distribution parfaite, le divergent doit avoir un angle de  $7^\circ$ . D'autres systèmes comme l'ajout d'une grille avant l'entrée des tubes ou des déflecteurs se payent par une augmentation des pertes de pression et donc de la puissance électrique de pompage.

■ L'**écoulement du fluide chaud** dans la calandre est aussi très intéressant à analyser. La figure 31 montre des lignes de courant qui permettent d'appréhender la structure tridimensionnelle des mouvements du fluide dans cet espace, en particulier les modifications de direction entraînées par la présence des chicanes. Ces plaques sont très importantes pour augmenter le transfert de chaleur dans un échangeur de ce type : dans un faisceau de tubes, le transfert de chaleur est meilleur pour un écoulement transverse avec des changements fréquents de direction autour des tubes que pour l'écoulement dans la direction de ceux-ci. Les chicanes doivent donc assurer que sur la longueur de l'échangeur, une grande partie de la surface d'échange est soumise à un écoulement transverse du fluide. Le cas présenté sur la figure 31 met en évidence deux erreurs de conception : l'ouverture de la première chicane devrait être en bas pour obliger le fluide à redescendre et la distance entre chicanes est trop grande, puisqu'une grande partie de l'écoulement entre les deux premières chicanes se fait le long des tubes dans la partie haute.

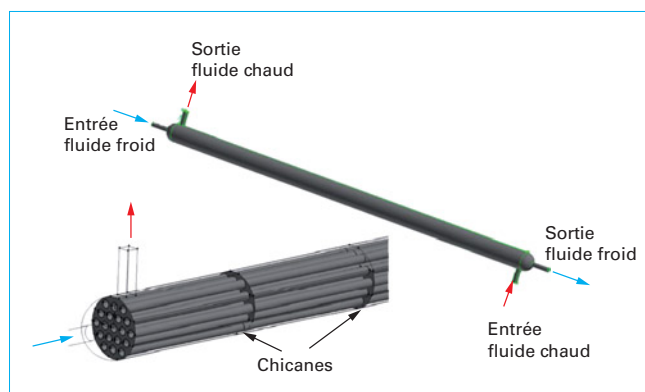


Figure 28 – Géométrie d'échangeur à tube et calandre

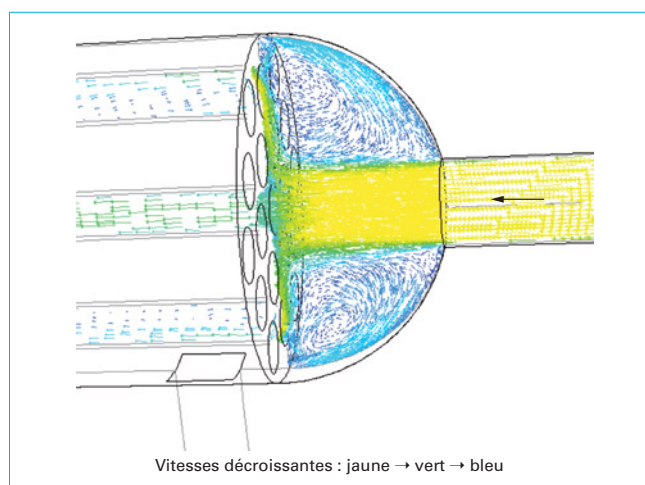


Figure 29 – Écoulement dans la boîte d'entrée et distribution

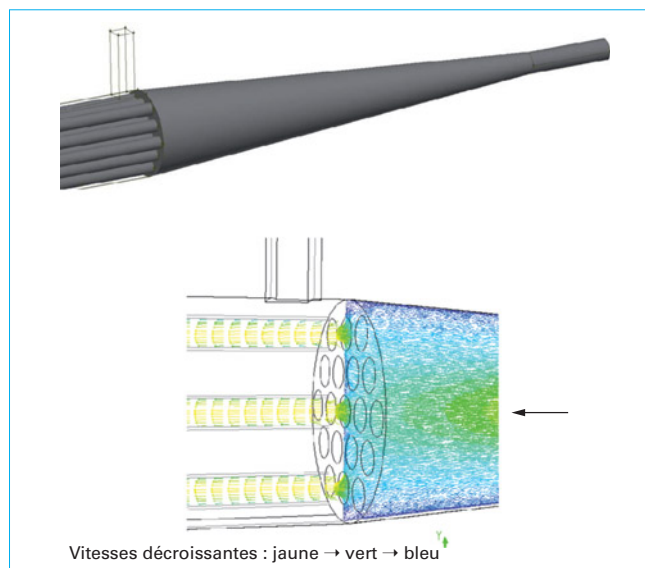


Figure 30 – Modification de la boîte d'entrée et distribution



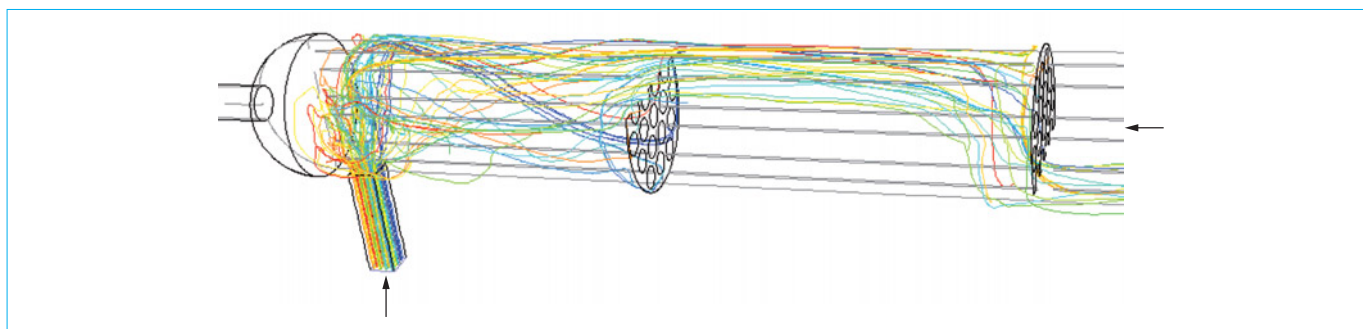


Figure 31 – Lignes de courant côté calandre (effet des chicanes)

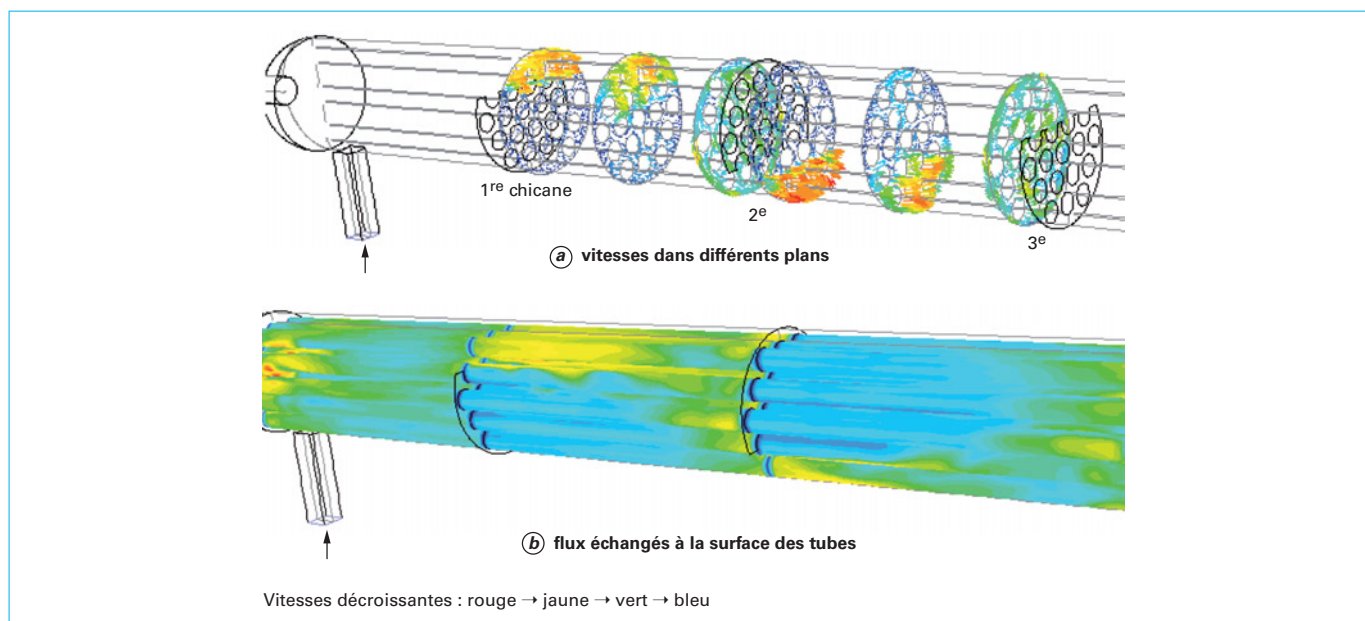


Figure 32 – Vitesses et flux échangés côté calandre

La figure 32 montre, dans six plans, les vitesses obtenues autour des tubes et les flux de chaleur échangés à la paroi des tubes. Plus la surface est proche du bleu foncé, plus les valeurs sont faibles et plus elle se rapproche du rouge, plus elle est forte. Les deux premiers plans sont situés dans une zone où l'écoulement est principalement le long des tubes alors que pour le suivant, proche de la chicane, il est descendant. Cette configuration se retrouve entre les deux chicanes suivantes. Pour le flux, on trouve donc un fort échange thermique dans la zone à forte vitesse le long des tubes et dans celle où le fluide change de direction avant la chicane. La zone en aval de la chicane est une zone « morte » où il n'y a quasiment pas de transfert de chaleur.

En résumé cette étude a permis de mettre en évidence les problèmes de conception de l'échangeur. La démarche consisterait donc maintenant à modifier la position des chicanes et à refaire une simulation pour vérifier le gain d'efficacité qui serait ainsi obtenu.

#### 4.2.2 Échangeur tube et ailettes

Dans ce cas, il s'agit d'un échangeur eau/air avec l'eau qui circule dans des tubes et l'air autour de ceux-ci avec une surface d'échange plus importante apportée par la présence d'ailettes planes. La différence principale avec le cas précédent est qu'il y a

deux fluides différents dans les deux circuits et donc des comportements thermo-hydrauliques très différents. Tout comme pour le cas précédent, nous allons voir que la géométrie choisie n'est pas optimale mais permet au contraire de bien mettre en évidence l'apport de la simulation pour l'aide au bon dimensionnement d'un équipement réel. La géométrie et le fonctionnement de l'échangeur modélisé sont présentés sur la figure 33.

Dans cet échangeur il est très important de regarder la forme de l'écoulement et donc des transferts de chaleur côté air car ce sont généralement ceux qui conditionnent son fonctionnement. En effet, les différences de propriétés physiques des deux fluides font que le coefficient d'échange convectif de l'air est beaucoup plus faible que celui de l'eau. Les deux coupes de vitesses de la figure 34 montrent la structure de l'écoulement dans l'échangeur. La première remarque, assez évidente, est qu'il y a un effet de jet depuis la tubulure d'entrée jusque dans la zone d'échange. Ainsi, sur la coupe horizontale, on note que les vitesses au centre du divergent sont fortes et vont droit vers la zone d'échange. De chaque côté, une zone de recirculation est observée : comme pour l'échangeur précédent, la zone d'entrée est mal dimensionnée et la distribution de débit à l'amont de la zone d'échange thermique est très mauvaise. Cet effet de jet est toujours présent dans la zone d'échange, amplifié par la restriction de section de passage entre

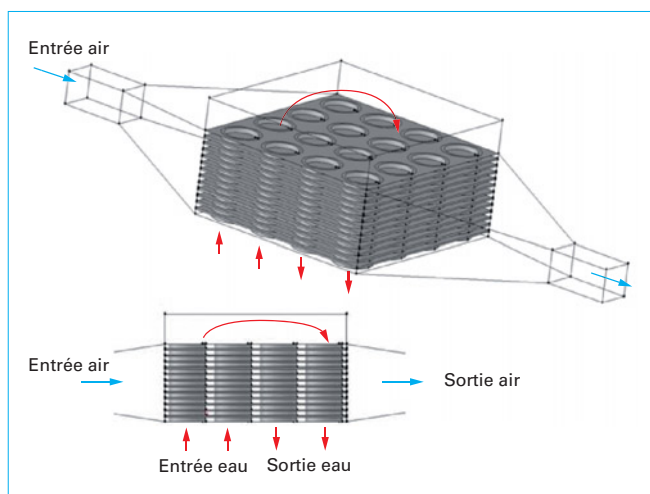


Figure 33 – Géométrie échangeur tubes et ailettes

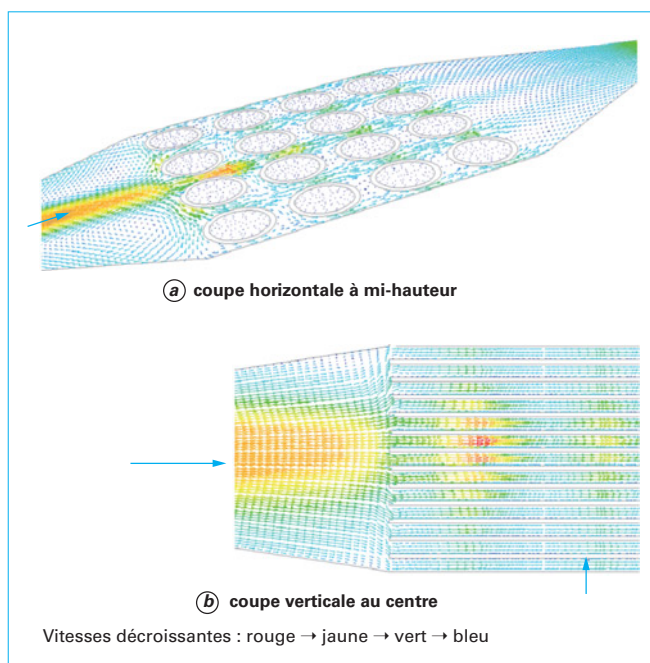


Figure 34 – Champs de vitesses échangeur tubes et ailettes

les deux tubes. Sur la coupe verticale, on observe aussi une sur-alimentation de la zone centrale au détriment du haut et du bas de l'échangeur.

L'influence de ces problèmes de distribution est tout-à-fait visible sur le comportement thermique de l'échangeur (figure 35) :

- dans la zone d'entrée, les recirculations, qui arrivent jusqu'à la zone d'échange, ramènent un peu de chaleur en amont et mettent en évidence le jet froid central ;
- à l'intérieur de la zone d'échange, on observe sur les deux coupes un échauffement plus important de l'air dans les zones où la vitesse est plus faible ;
- en sortie de la zone d'échange, la température est très inhomogène.

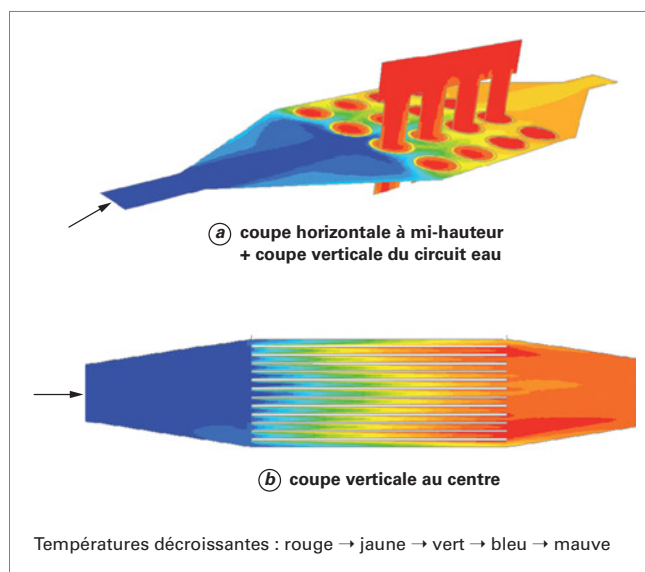


Figure 35 – Champ de températures échangeur tubes et ailettes

De plus, on peut noter que le fonctionnement de l'échangeur n'est pas très équilibré : le côté air s'échauffe bien et la température de sortie est proche de celle de l'eau alors que du côté eau, il n'y a que très peu de variation.

En conclusion, on peut dire que la simulation globale d'un échangeur peut apporter beaucoup à son dimensionnement en mettant en évidence les problèmes de conception et de fonctionnement. Les exemples précédents ont d'ailleurs été choisis pour cette démonstration. Les solutions, comme on a pu le voir pour la distribution, sont alors technologiques et il est beaucoup plus simple de les mettre en place et de tester leur efficacité par une simulation que sur un échangeur déjà construit.

### 4.3 Exemples d'approches locales

Les échangeurs étant souvent des équipements complexes et de grandes dimensions, il est difficile d'appliquer la méthode précédente et de simuler les écoulements et transferts de chaleur dans l'appareil complet. Cependant, la simulation numérique tridimensionnelle peut apporter énormément d'informations pour leur étude, leur dimensionnement ou l'amélioration de leur fonctionnement. Il s'agit alors de n'étudier qu'une partie de l'échangeur, particulièrement importante, ou un élément qui se répète un grand nombre de fois et est donc représentatif de son comportement, en négligeant bien entendu les effets de bord. Ainsi pour le cas de l'échangeur tubes et ailettes du paragraphe précédent, les appareils industriels sont souvent beaucoup plus grands que l'exemple étudié et il est alors impossible de réaliser la même simulation sur des centaines de tubes. Par contre, il est très utile pour le dimensionnement de l'échangeur de connaître comment se font les transferts de chaleur locaux autour des tubes. La simulation peut alors caractériser le comportement d'un élément répétitif de l'échangeur. Pour le cas de l'échangeur tubes et ailettes, le motif élémentaire correspond à l'espace entre quatre tubes, dans le plan horizontal, et entre deux ailettes pour le plan vertical. Il est présenté sur la figure 36.

Pour traiter ce problème deux approches sont alors possibles :

- La première consiste à effectuer une simulation sur un seul motif et enchaîner une série de calculs en utilisant les résultats en sortie du domaine du calcul précédent comme condition imposée



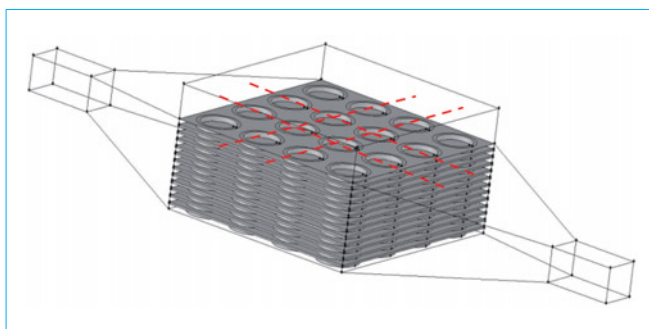


Figure 36 – Motif élémentaire échangeur plaque et ailettes

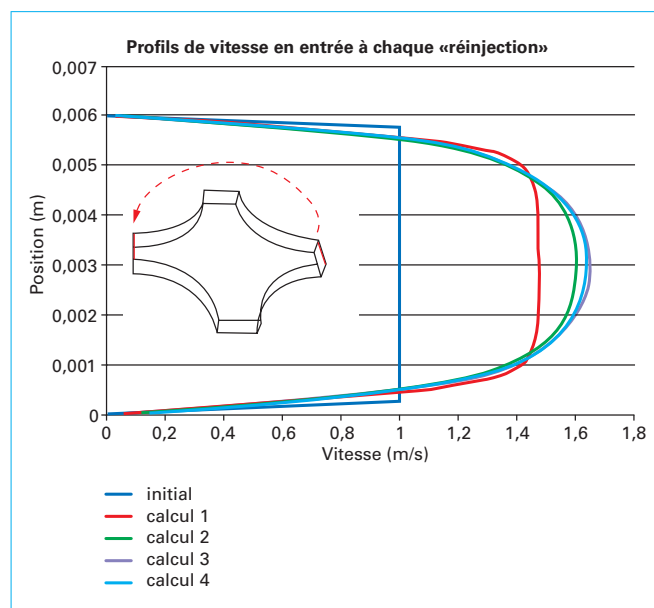


Figure 37 – Champ de vitesses des motifs élémentaires

en entrée du calcul suivant. On parle alors de « réinjection ». Au bout d'une série de 4 ou 5 calculs successifs, les valeurs à l'entrée et à la sortie restent similaires comme l'illustre la figure 37 où le profil de vitesse sur le plan médian n'évolue quasiment plus entre les calculs n° 3 et 4.

■ La seconde option consiste à utiliser un domaine de calcul comprenant plusieurs motifs successifs, par exemple cinq, et à regarder l'évolution des résultats motif après motif, pour mettre en évidence une répétitivité. Ainsi, en traçant l'évolution de la pression le long d'une ligne au centre du domaine, on fait apparaître un comportement qui est reproduit motif après motif (figure 38).

On peut aussi noter que le profil obtenu au quatrième calcul réalisé sur un motif unique, se superpose parfaitement à la partie de la courbe correspondant au quatrième motif.

Cette comparaison peut aussi être faite pour les champs de vitesses obtenus par les deux approches. On constate plus qualitativement sur la figure 39 que les résultats obtenus sont identiques.

Du point de vue thermique, la simulation permet de calculer un coefficient d'échange moyen sur chacun des motifs. Si l'on trace l'évolution de cette valeur de motif en motif, on observe une stabilisation rapide dès le deuxième motif (figure 40).

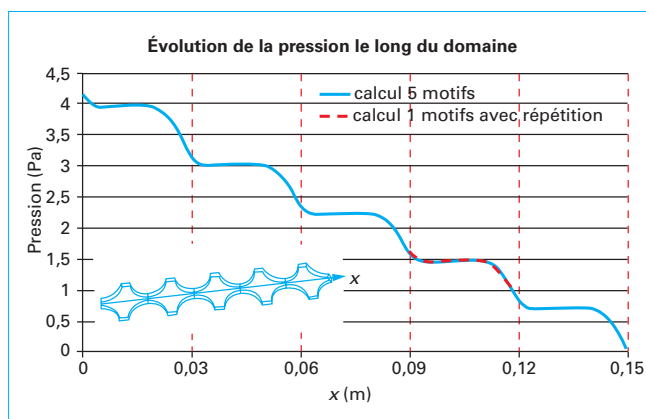


Figure 38 – Champ de vitesses le long des cinq motifs élémentaires

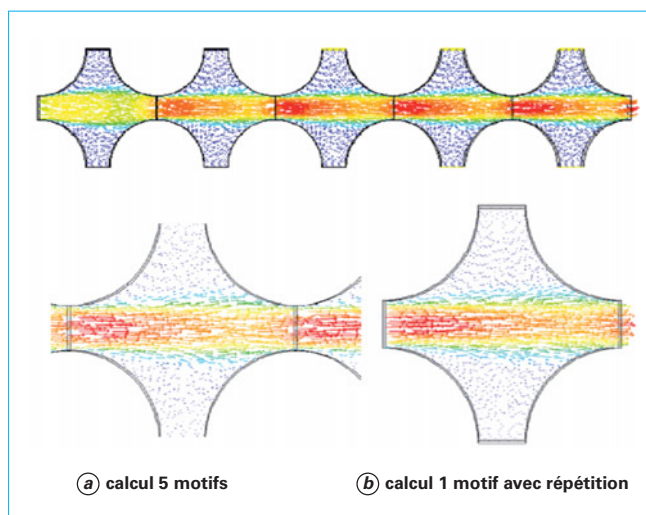


Figure 39 – Champ de vitesses motifs élémentaires

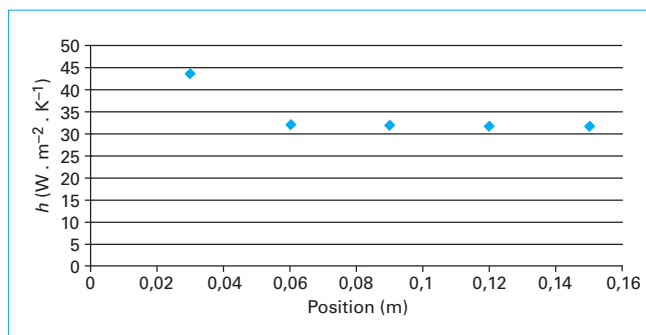


Figure 40 – Évolution du coefficient d'échange suivant les motifs élémentaires

Le but de cette approche locale est d'obtenir une valeur de perte de pression et une valeur de coefficient d'échange, correspondant à cette géométrie. Une série de simulations avec des valeurs de vitesses différentes à l'entrée permet de déterminer des corrélations de

comportement de ce type d'échangeurs sous les formes classiques, par exemple :

$$\left. \begin{array}{l} Nu \\ F_D \end{array} \right\} = aRe^b + c$$

avec  $Nu$  nombre de Nusselt,

$F_D$  facteur de friction.

Ces relations peuvent ensuite être utilisées pour dimensionner les échangeurs par des méthodes globales. Cette approche locale est aussi souvent utilisée pour trouver la géométrie optimale d'un type de structure d'intensification des échanges thermiques. Un exemple de ce type de démarche est présenté dans [19].

## 4.4 Écoulements diphasiques

Les échangeurs sont aussi utilisés pour obtenir le changement de phase d'un fluide, on parle alors d'**évaporateur** ou de **condenseur**. Ce type d'équipement est très courant dans l'industrie (pétrochimie, cryogénie...) ou pour la climatisation domestique ou automobile. La simulation des écoulements avec changement de phase est, à ce jour, très difficile à mettre en œuvre en particulier du fait des structures d'écoulement complexes et en constante évolution le long d'un appareil avec les taux de présence des deux phases. Cependant, la simulation peut apporter un plus pour l'étude de certaines configurations, en particulier dans les zones d'entrée des échangeurs, où la distribution des phases revêt une très forte importance pour leur bon fonctionnement. Dans les logiciels commerciaux comme *Fluent*, certaines options de simulation diphasique sont disponibles et permettent d'obtenir des résultats intéressants. On peut citer des **modèles à phases dispersées**, comme le **modèle Euler**, qui permettent de simuler des écoulements de bulles dispersées dans un liquide ou de gouttelettes entraînées par une phase vapeur comme dans le cas de l'injection dans les cylindres de moteurs pour l'automobile. Une autre approche, le **modèle VOF (Volume of Fluid)**, permet aussi d'obtenir des résultats intéressants dans le cas d'**écoulements à phases séparées**. Ainsi, dans certains évaporateurs en cascade, le liquide et sa vapeur sont séparés en sortie d'un premier étage puis distribués et mélangés à nouveau en entrée du deuxième étage. Ce mélange peut être réalisé par injection de vapeur dans un canal où s'écoule le liquide. Une étude a ainsi été réalisée, à la fois expérimentalement et par simulation pour cette configuration de création de bulles dans un canal liquide [20]. La géométrie globale du distributeur de l'échangeur complet est bien sûr un peu plus

complexe mais elle correspond à un ensemble de canaux comme celui dont les résultats, à la fois de simulation et d'observation par caméra rapide sont présentés sur la figure 41. On trouve, pour quatre débits de vapeur différents et à débit de liquide identique, les configurations de formes de bulles obtenues expérimentalement et présentées en vue de face. Pour les simulations, deux plans de coupe sont présentés, le plan médian sur la profondeur du canal liquide qui se compare bien à la vue de face, et un plan qui coupe le canal d'injection pour appréhender le détachement des bulles.

La comparaison des simulations et des observations par caméra rapide est très encourageante et met bien en évidence ce que la simulation peut apporter. Les limites de cette approche sont liées aux temps de calcul nécessaires qui permettent d'envisager de traiter une dizaine de canaux de ce type en parallèle mais pas les centaines qui peuvent exister sur un échangeur industriel. La simulation diphasique reste donc plutôt limitée à des approches locales qui peuvent permettre de réaliser des optimisations de forme ou de conditions de fonctionnement.

## 4.5 Phénomènes physiques supplémentaires

Les possibilités offertes par les logiciels commerciaux comme *Fluent* ou *StarCCM+*, pour prendre en compte des phénomènes physiques supplémentaires sont bien sûr très nombreuses. Dans le domaine des échangeurs de chaleur, certaines sont particulièrement intéressantes pour le dimensionnement d'appareils spécifiques. On peut ainsi citer :

- les modèles de rayonnement thermique en milieux transparents ou semi-transparentes qui sont indispensables pour simuler le comportement d'un échangeur-récupérateur sur fumées à haute température ;
- les modèles de réaction chimique qui deviennent d'autant plus pertinents que l'idée d'une double fonction échangeur-réacteur est de plus en plus d'actualité pour les réactions fortement exo ou endothermiques ;
- les modèles de transports de particules solides pour traiter les problèmes d'encrassement particulière des échangeurs ;
- les modèles de fusion/solidification pour simuler le stockage de chaleur par matériaux à changement de phase dans un réservoir de type échangeur tube et calandre comme envisagé pour les centrales solaires à génération directe de vapeur.

D'autres apparaîtront certainement dans les offres commerciales au fur et à mesure des besoins.

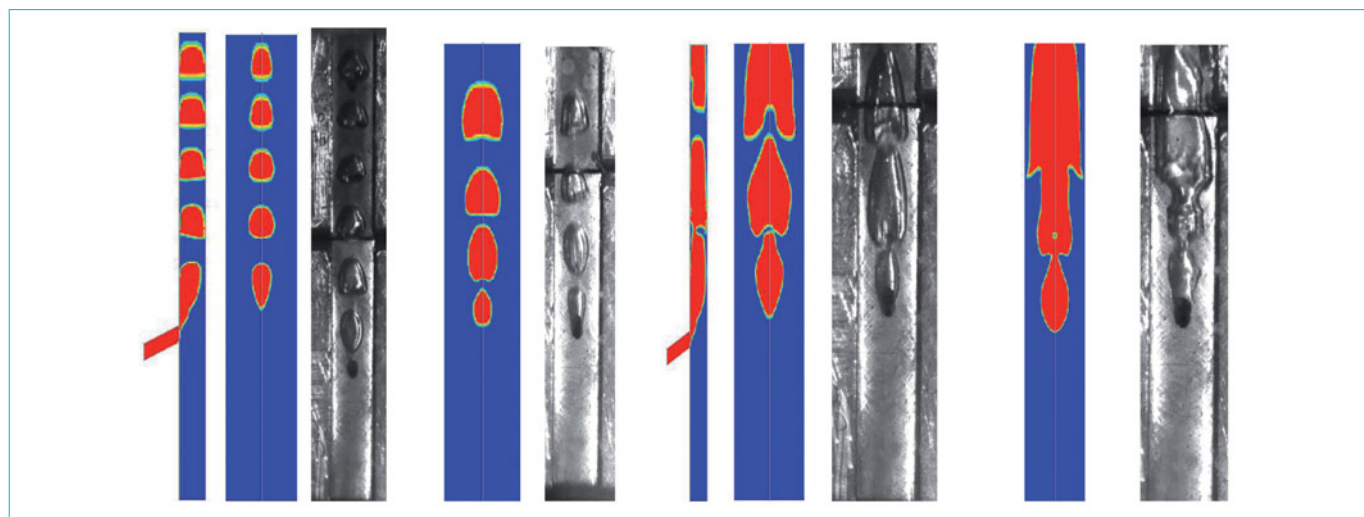


Figure 41 – Simulation de création de bulles par le modèle VOF

## Encadré 1 – Principales corrélations en convection interne

## 1. Conduites cylindriques

## 1.1 Régimes d'écoulement

Dans le cas des conduites cylindriques à parois lisses, l'écoulement est considéré comme laminaire pour un **nombre de Reynolds**  $Re$  inférieur à 2 300 et turbulent pour un nombre de Reynolds supérieur à 10 000. Entre les deux, l'écoulement est dit écoulement de transition. Le nombre de Reynolds est construit sur une dimension caractéristique qui est généralement le diamètre hydraulique défini par :

$$D_h = \frac{4A_t}{P_m}$$

avec  $P_m$  : périmètre mouillé par le fluide,

$A_t$  : section droite.

Dans le cas d'un cylindre à base circulaire de diamètre  $d$ ,  $D_h = d$ .

## 1.2 Longueur d'établissement du régime et température de mélange

Les corrélations tiennent compte du fait que le régime est ou n'est pas établi. On définit une **longueur nécessaire**  $L_d$  pour que le régime soit établi.

Écoulement laminaire :

$$\text{— dynamique } \frac{L_d}{d} = 0,05 Re_d$$

$$\text{— thermique } \frac{L_{th}}{d} = 0,017 Re_d Pr$$

Écoulement turbulent :

$$\text{— dynamique } L_d \approx 10 \text{ à } 40 d$$

$$\text{— thermique } L_{th} \approx 5 \text{ à } 60 d$$

avec  $Pr$  nombre de Prandtl.

Cette distance peut varier légèrement suivant les corrélations utilisées.

On définit une **température de mélange** :

$$T_a = \frac{\int_{A_t} \rho c_p v T dA_t}{\int_{A_t} \rho c_p v dA_t}$$

avec  $v$  vitesse du fluide,

et si les propriétés physiques peuvent être considérées comme constantes, on obtient :

$$T_a = \frac{\int_{A_t} v T dA_t}{\int_{A_t} v dA_t}$$

Si la température de sortie  $T_s$  est peu différente de la température d'entrée  $T_e$ , on prend :

$$T_a = \frac{T_e + T_s}{2}$$

## 1.3 Calcul du coefficient d'échange

On ne donne que les corrélations permettant de calculer le coefficient d'échange moyen, qui peut s'identifier au coefficient d'échange local en régime établi.

## 1.3.1 Écoulement laminaire

## 1.3.1.1 Température de paroi imposée

## ■ Écoulement thermiquement et hydrauliquement établi

$$\overline{Nu}_T = 3,66$$

■ Écoulement hydrauliquement établi ( $0,1 < Re Pr d/L < 10^4$ )

$$\overline{Nu}_T = 3,66 + \frac{0,19 \left[ Re Pr \frac{d}{L} \right]^{0,8}}{1 + 0,117 \left[ Re Pr \frac{d}{L} \right]^{0,467}}$$

La longueur d'établissement de régime est dans ce cas :

$$L_{th,T} = 0,0335 Re Pr d$$

## ■ Écoulement en cours de développement hydraulique et thermique

$$\overline{Nu}_T = 3,66 + \frac{0,104 \left[ Re Pr \frac{d}{L} \right]}{1 + 0,016 \left[ Re Pr \frac{d}{L} \right]^{0,8}}$$

On peut également utiliser la formule de Sieder et Tate :

$$\overline{Nu}_T = 1,86 \left( Re Pr \frac{d}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_a}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

## 1.3.1.2 Flux imposé

## ■ Écoulement thermiquement et hydrauliquement établi

$$\overline{Nu}_Q = 4,36$$

■ Écoulement hydrauliquement établi ( $10 < Re Pr d/L < 10^3$ )

$$\overline{Nu}_Q = 4,36 + \frac{0,023 \left[ Re Pr \frac{d}{L} \right]}{1 + 0,0012 \left[ Re Pr \frac{d}{L} \right]}$$

## ■ Écoulement en cours de développement hydraulique et thermique

$$\overline{Nu}_Q = 4,36 + \frac{0,036 \left[ Re Pr \frac{d}{L} \right]}{1 + 0,0011 \left[ Re Pr \frac{d}{L} \right]}$$

## 1.3.2 Régime turbulent ou écoulement de transaction

## 1.3.2.1 Régime établi

■ Corrélation dite de Colburn (régime établi si  $\frac{L}{d} > 60$ )

$$\overline{Nu} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3}$$

$$\text{Température caractéristique : } T_f = \frac{T_p + T_a}{2}$$

$$0,7 < Pr < 160 \text{ et } 10^4 < Re < 1,2 \times 10^5$$

avec  $T_a$  : température moyenne du fluide,  
 $T_p$  : température de paroi.

■ Corrélation de Sieder et Tate (régime établi si  $\frac{L}{d} > 60$ )

Cette corrélation introduit un coefficient de correction dû aux variations importantes de viscosité :

$$\overline{Nu} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} (\mu_p / \mu_a)^{0,14}$$

$$\text{Température caractéristique : } T_a$$

avec  $\mu_p$  : viscosité prise à la température de paroi,  
 $T_a$  : température prise à la température moyenne du fluide.

## Encadré 1 – Principales corrélations en convection interne (suite)

■ Corrélations de Dittus et Boelter ( $Re > 2\,500$ )

$$\overline{Nu} = 0,0241 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad \text{si } T_p > T_a$$

$$\overline{Nu} = 0,0264 Re^{0,8} Pr^{0,3} \quad \text{si } T_p < T_a$$

Température caractéristique :  $T_a$   
 $0,7 < Pr < 17\,000$

1.3.2.2 Régime établi ou non ( $2\,300 < Re < 10^6$ )

## ■ Petukhov et Gnielinski (corrélations la plus générale)

$$Nu = \frac{\Lambda/8(Re - 1\,000)Pr}{1 + 12,7\sqrt{\Lambda/8(Pr^{2/3} - 1)}} \left( \frac{Pr_a}{Pr_p} \right)^{0,11} [1 + (d/L)^{2/3}]$$

Température caractéristique :  $T_a$   
 $0,6 < Pr < 2\,000$  ;  $0 < \frac{d}{L} < 1$

avec.  $\Lambda$ . coefficient de Darcy donné par :

$$\Lambda = (1,82 \lg Re - 1,64)^{-2}$$

## ■ Forme simplifiée de la formule de Petukhov et Gnielinski

$$Nu = 0,0214 (Re^{0,8} - 100) Pr^{0,4} [1 + (d/L)^{2/3}]$$

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

## 2. Échangeur tubes et calandre

Kern [4] a donné une corrélation valable pour des échangeurs dont l'espace entre les chicanes ainsi qu'entre les chicanes et la calandre respecte les recommandations de la TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers' Association*). Pour des valeurs du nombre de Reynolds variant entre 2000 et  $10^5$ , le nombre de Nusselt est bien représenté par :

$$Nu = 0,36 Re^{0,55} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu_a}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

Le nombre de Nusselt et le nombre de Reynolds sont basés sur un diamètre équivalent qui tient compte de la disposition des tubes à l'intérieur de la calandre. Les deux principales dispositions normalisées sont représentées figure 42.

■ On détermine la section disponible au centre de la calandre, soit :

$$A_d = D_c L_b \frac{p_d}{p_T}$$

avec.  $D_c$ . diamètre interne de la calandre,

$L_b$ . espacement des chicanes,

$p_d$ . espace entre les tubes égal à  $p_T - d_0$ .

■ Pour un **arrangement des tubes en ligne** (pas carré), le diamètre équivalent est :

$$d_e = \frac{4(p_T^2 - \pi d_0^2/4)}{\pi d_0}$$

■ Pour un **arrangement en quinconce** (pas triangulaire normal,  $\theta = 60^\circ$ ), le diamètre équivalent est :

$$d_e = \frac{4[(p_T/2) p_T \sin(\pi/3) - (1/2)(\pi d_0^2/4)]}{\pi d_0/2}$$

■ La vitesse massique à travers la section  $A_d$  est :

$$G_d = \frac{\dot{m}}{A_d}$$

■ Et le nombre de Reynolds est calculé par :

$$Re = \frac{G_d d_e}{\mu}$$

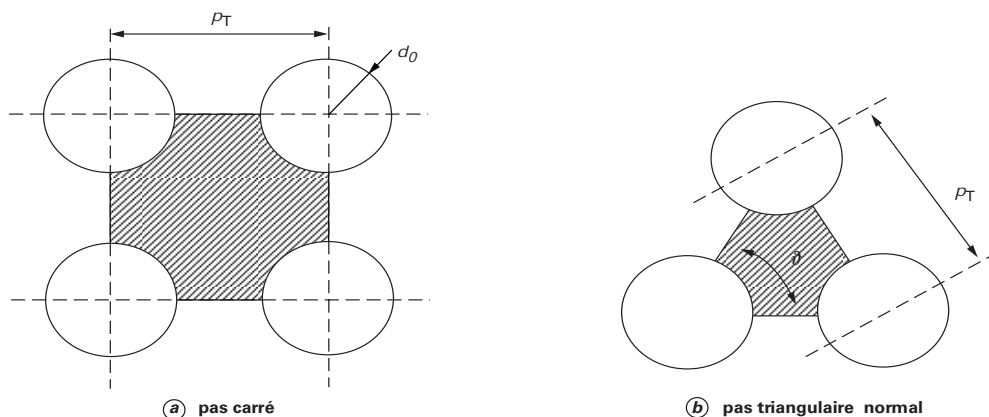


Figure 42 – Principaux arrangements des faisceaux de tubes dans un échangeur à tubes et calandre

Notations et symboles		
Symbole	Unité	Définition
$A_e$	$m^2$	Surface d'échange. Si indicée 1 ou 2, surface d'échange en contact avec les fluides 1 ou 2 respectivement
$A_t$	$m^2$	Section de passage du fluide (section droite)
$c_p$	$J/(kg \cdot K)$	Capacité thermique massique à pression constante (si indicée 1 ou 2 concerne le fluide 1 ou le fluide 2 respectivement)
$\dot{C}$	$W/K$	Débit de capacité thermique d'un fluide $\dot{C} = \dot{m}c_p = A_t V_q c_p$ (anciennement débit calorifique)
$\dot{C}_1$	$W/K$	Débit de capacité thermique du fluide 1
$\dot{C}_2$	$W/K$	Débit de capacité thermique du fluide 2
$dx$	$m$	Pas du maillage suivant la coordonnée $x$
$D_h$	$m$	Diamètre hydraulique
$DTML$	$K$ (ou $^{\circ}C$ )	Différence des températures de mélange moyenne logarithmique : $DMTL = \Delta T_{ML} = (\Delta T_a - \Delta T_b) / \ln(\Delta T_a / \Delta T_b)$
$e$	$m$	Épaisseur
$F$		Facteur de correction du $DTML$
$g$	$m/s^2$	Accélération due à la pesanteur
$h$	$W/(m^2 \cdot K)$	Coefficient d'échange convectif fluide/paroi
$H$	$J/kg$	Enthalpie massique (en majuscule pour ne pas la confondre avec le coefficient d'échange)
$K$	$W/(m^2 \cdot K)$	Coefficient d'échange global
$L$	$J/kg$	Chaleur latente. Indicée 1 ou 2 pour le fluide 1 ou 2
$L$	$m$	Longueur de l'échangeur
$\dot{m}$	$kg/s$	Débit-masse
$Nu$		Nombre de Nusselt
$NUT$		Nombre d'unités de transfert : $NUT = KA_e / \dot{C}_{min}$
$p$	$Pa$	Pression
$Pr$		Nombre de Prandtl
$P_m$	$m$	Périmètre mouillé
$Q$	$J$	Énergie thermique
$R_t, R_s, R_c$	$K/W$	Résistance thermique totale, superficielle, de conduction
$R$		Rapport des débits de capacité thermique [ $R = \min(R_1, R_2)$ ]
$R_1$		Rapport des débits de capacité thermique $R_1 = \dot{C}_1 / \dot{C}_2$
$R_2$		Rapport des débits de capacité thermique $R_2 = \dot{C}_2 / \dot{C}_1$
$Re$		Nombre de Reynolds $Re = \rho V_q D_h / \mu$

Notations et symboles (suite)		
Symbole	Unité	Définition
$s$	$m$	Coordonnée curviligne
$S$	–	Terme source des équations de conservation
$t$	$s$	Temps
$T$	$K$ (ou $^{\circ}C$ )	Température locale ; par extension, température de mélange dans une section donnée
$u, v, w$	$m/s$	Composantes du vecteur-vitesse en coordonnées orthonormées
$V_q$	$m/s$	Vitesse moyenne de débit dans une section donnée
$V$	$m^3$	Volume
$x, y, z$	$m$	Coordonnées en repère orthonormé
$\beta$	$K^{-1}$	Coefficient de dilatation volumique du fluide
$\Delta T$	$K$ ( $^{\circ}C$ )	Écart de température
$\varepsilon$		Efficacité de l'échangeur $\varepsilon = \max(\varepsilon_1, \varepsilon_2) = \max(\Delta T_1, \Delta T_2) / \Delta T_{max}$
$\varepsilon_1$		Efficacité calculée côté chaud $\dot{C}_1 \leq \dot{C}_2$ ; $\varepsilon_1 = \Delta T_1 / \Delta T_{max}$
$\varepsilon_2$		Efficacité calculée côté froid $\dot{C}_1 \geq \dot{C}_2$ ; $\varepsilon_2 = \Delta T_2 / \Delta T_{max}$
$\theta$	$rad$	Angle
$\lambda$	$W/(m \cdot K)$	Conductivité thermique
$\Lambda$		Coefficient de frottement ou coefficient de Darcy
$\mu$	$Pa \cdot s$	Viscosité dynamique
$\nu$	$m^2/s$	Viscosité cinématique ( $\nu = \mu / \rho$ )
$\rho$	$kg/m^3$	Masse volumique
$\bar{\tau}$	$Pa$	Tenseur des contraintes visqueuses
$\bar{\varphi}$	$W/m^2$	Densité de flux thermique, puissance thermique surfacique
$\Phi$	$W$	Flux thermique, Puissance
Indices		
$e$		entrée
$ext$		extérieur
$f$		fluide
$i$		intérieur
$L$		en $x = L$
$m$		mouillé
$meca$		mécanique
$max$		maximal
$p$		relatif à la paroi d'échange
$s$		Sortie
$t$		Thermique
$T$		Thermique (terme source)
$0$		En $x = 0$
$1$ ou $ch$		concernant le fluide 1 (fluide chaud)
$2$ ou $fr$		concernant le fluide 2 (fluide froid)



# Échangeurs de chaleur

## Dimensionnement thermique

par **André BONTEMPS**

Professeur émérite  
Laboratoire des écoulements géophysiques et industriels (LEGI)  
Université Joseph Fourier

et **Jean-François FOURMIGUÉ**

Ingénieur – Chercheur  
Commissariat à l'énergie atomique et aux énergies alternatives

### Sources bibliographiques

- [1] SHAH (R.K.), AFIMIWALA (K.A.) et MAYNE (R.W.). – *Heat exchanger optimization*. In Proceedings 6<sup>th</sup> International Heat Transfer Conference, Toronto, Canada, vol. 4, p. 185-191 (1978).
- [2] SHAH (R.K.) et SEKULIC (D.P.). – *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley and sons, Inc., HOBOKEN (N.J.), États-Unis (2003).
- [3] BOWMAN (R.A.), MUELLER (A.C.) et NAGLE (W.M.). – *Mean temperature difference in design*. Trans ASME, 62, p. 283-294 (1940).
- [4] KERN (D.Q.). – *Process heat transfer*. 2<sup>nd</sup> Ed., McGraw Hill Book Company, Singapore (1984).
- [5] AZBEL (D.). – *Heat transfer applications in process engineering*. Noyes Publications, Park Ridge, New Jersey, États-Unis (1984).
- [6] CHEN (J.D.) et TSAI (S.T.). – *Calculation of mean temperature difference of multi-tube pass cross flow type heat exchanger*. Heat Recovery Systems and CHP, vol. 8, p. 173-182 (1988).
- [7] PLANT (C.A.). – *Evaluate heat exchanger performance*. Chemical Engineering, p. 100-109 (1992).
- [8] KAYS (W.M.) et LONDON (A.L.). – *Compact heat exchangers*. McGraw Hill Book Company, New York, États-Unis (1984).
- [9] KAKAÇ (S.), LIU (H.) et PRAMUANJAROEN-KIJ (A.). – *Heat exchangers : selection, rating, and thermal design*. CRC Press, Taylor and Francis Group, Boca Raton, FL, États-Unis (2012).
- [10] SHAH (R.) et SEKULIC (D.P.). – *Handbook of Heat Transfer Applications*. Chap. 17, 3<sup>rd</sup> ed., ROSENHOW (W.M.), HARTNETT (J.P.), CHO (Y.I.) coordinateurs, McGraw Hill, New York, États-Unis (1998).
- [11] BACLIC (B.S.). –  $\varepsilon$  – NTU analysis of complicated flow arrangements, compact heat exchangers. A Festschrift for A.L. London, Hemisphere Publishing Corp., p. 31-90 (1990).
- [12] BELL (K.J.). – *Final report of the cooperative research program on shell and tube heat exchanger*. Bull. University of Delaware Engineering Experiment Station, bull., n° 5, New York, juin 1963.
- [13] BELL (K.J.). – *Delaware method for shellside design, in Heat exchangers*. Thermal Hydraulic Fundamentals and design, KAKAÇ (S.), BERGLES (A.E.), et MAYINGER (F.), eds., Hemisphere/McGraw Hill, Washington DC (1981).
- [14] PATANKAR (S.V.). – *Numerical heat transfer and fluid flow*. Hemisphere Publishing Corporation (1980).
- [15] REBOUSSIN (Y.), FOURMIGUÉ (J.F.), MARTY (Ph.) et CITTI (O.). – *A numerical approach for the study of glass furnace regenerators*. Applied Thermal Engineering, 25(14-15), p. 2299-2320 (2005).
- [16] SUNDEN (B.). – *Computational fluid dynamics in research and design of heat exchanger*. Heat Transfer Engineering, 28(11), p. 898-910 (2007).
- [17] ASLAM BHUTTA (M.M.), HAYAT (N.), BASHIR (M.H.), KHAN (A.R.), AHMAD (K.N.) et KHAN (S.). – *CFD applications in various heat exchangers design : a review*. Applied Thermal Engineering, 32(0), p. 1-12 (2012).
- [18] PATANKAR (S.V.) et SPALDING (D.B.). – *A Calculation procedure for transient and steady state behavior of shell-and-tube heat exchangers*. In Heat Exchanger Design and Theory Source Book, Editors, AFGAN (N.F.) et SCHLUNDER (E.U.), McGraw-Hill, New York (1974).
- [19] DESRUES (T.), MARTY (P.) et FOURMIGUÉ (J.F.). – *Numerical prediction of heat transfer and pressure drop in three-dimensional channels with alternated opposed ribs*. Applied Thermal Engineering, 45-46, p. 52-63 (2012).
- [20] BEN SAAD (S.), GENTRIC (C.), FOURMIGUÉ (J.-F.), CLÉMENT (P.) et LECLERC (J.-P.). – *CFD and experimental investigation of the gas-liquid flow in the distributor of a compact heat exchanger*. Chemical Engineering Research and Design (2014).

### Logiciels

**Fluent**  
[http://www.ansys.com/fr\\_fr](http://www.ansys.com/fr_fr)  
**STAR-CCM**  
<http://www.cd-adapco.com>  
**OpenFoam**  
<http://www.openfoam.com>

### Événements

International Heat Transfer Conference  
<http://www.ihtc-15.org>



# GAGNEZ DU TEMPS ET SÉCURISEZ VOS PROJETS EN UTILISANT UNE SOURCE ACTUALISÉE ET FIABLE

Techniques de l'Ingénieur propose la plus importante collection documentaire technique et scientifique en français !

Grâce à vos droits d'accès, retrouvez l'ensemble des **articles et fiches pratiques de votre offre**, **leurs compléments et mises à jour**, et bénéficiez des **services inclus**.



RÉDIGÉE ET VALIDÉE  
PAR DES EXPERTS



MISE À JOUR  
PERMANENTE



100 % COMPATIBLE  
SUR TOUS SUPPORTS  
NUMÉRIQUES



SERVICES INCLUS  
DANS CHAQUE OFFRE

- + de 350 000 utilisateurs
- + de 10 000 articles de référence
- + de 80 offres
- 15 domaines d'expertise

- |   |   |
|---|---|
| <input type="radio"/> Automatique - Robotique         | <input type="radio"/> Innovation                    |
| <input type="radio"/> Biomédical - Pharma             | <input type="radio"/> Matériaux                     |
| <input type="radio"/> Construction et travaux publics | <input type="radio"/> Mécanique                     |
| <input type="radio"/> Électronique - Photonique       | <input type="radio"/> Mesures - Analyses            |
| <input type="radio"/> Énergies                        | <input type="radio"/> Procédés chimie - Bio - Agro  |
| <input type="radio"/> Environnement - Sécurité        | <input type="radio"/> Sciences fondamentales        |
| <input type="radio"/> Génie industriel                | <input type="radio"/> Technologies de l'information |
| <input type="radio"/> Ingénierie des transports       |   |

**Pour des offres toujours plus adaptées à votre métier,  
découvrez les offres dédiées à votre secteur d'activité**

Depuis plus de 70 ans, Techniques de l'Ingénieur est la source d'informations de référence des bureaux d'études, de la R&D et de l'innovation.

**[www.techniques-ingenieur.fr](http://www.techniques-ingenieur.fr)**

**CONTACT :** Tél. : + 33 (0)1 53 35 20 20 - Fax : +33 (0)1 53 26 79 18 - E-mail : [infos.clients@teching.com](mailto:infos.clients@teching.com)

# LES AVANTAGES ET SERVICES compris dans les offres Techniques de l'Ingénieur

## ACCÈS



### Accès illimité aux articles en HTML

Enrichis et mis à jour pendant toute la durée de la souscription



### Téléchargement des articles au format PDF

Pour un usage en toute liberté



### Consultation sur tous les supports numériques

Des contenus optimisés pour ordinateurs, tablettes et mobiles

## SERVICES ET OUTILS PRATIQUES



### Questions aux experts\*

Les meilleurs experts techniques et scientifiques vous répondent



### Articles Découverte

La possibilité de consulter des articles en dehors de votre offre



### Dictionnaire technique multilingue

45 000 termes en français, anglais, espagnol et allemand



### Archives

Technologies anciennes et versions antérieures des articles



### Impression à la demande

Commandez les éditions papier de vos ressources documentaires



### Alertes actualisations

Recevez par email toutes les nouveautés de vos ressources documentaires

\*Questions aux experts est un service réservé aux entreprises, non proposé dans les offres écoles, universités ou pour tout autre organisme de formation.

## ILS NOUS FONT CONFIANCE



**www.techniques-ingenieur.fr**

**CONTACT :** Tél. : + 33 (0)1 53 35 20 20 - Fax : +33 (0)1 53 26 79 18 - E-mail : [infos.clients@teching.com](mailto:infos.clients@teching.com)